

50009

教科書文庫

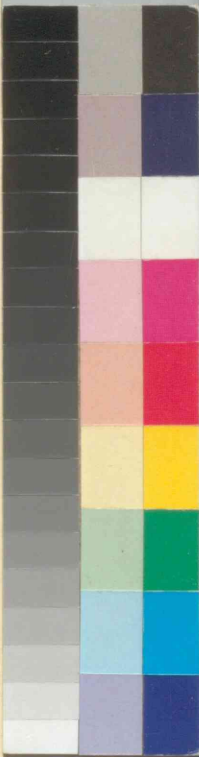
5

530

44-1998

20000

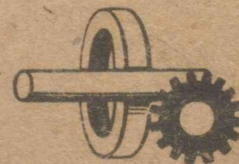
21572



537
Ji20
資料室

機械設計

1



実業教科書株式会社



531
Ji 20

資 料 室

昭和21年6月11日
文 部 省 檢 定 済
實業學校實業科用

Approved by the Ministry of Education
(28 May 1946)

機 械 設 計

1

廣島大學
圖書印



目次

機械設計の始めに	1
第 1. 機械と機構	2
1. 機械と機構	8
2. 機素と對偶	5
第 2. 力と材料の強さ	8
1. 應力と歪	9
2. 材料の強さ	14
第 3. 締結用機械要素	18
1. 鋸	19
2. キーとコッタ	28
3. ネヂ・ボルト・ナツト	40
第 4. 管に關する部分品	60
1. 管	60
2. 管接手	64
3. 弁	68
第 5. 梁の應力	71
1. 梁の曲げモーメント	71
2. 梁の應力	79
第 6. 軸に關する部分品	84
1. 軸の強さ	85

2. 軸接手	92
3. 軸受	99
4. 潤滑劑	110
附 録	114



機械設計の始めに

われわれは實習や機械工作の際、種々な機械の操作とその機械の構造などに就いて調べてきた。機械を取り扱つたり學んだりしてゐると、どうしてこんな運動が生ずるのか、又これらの機械をつくるにはどんな方法で、どんな順序で出来るのか、更にもつと簡単に取り扱へるものに改良できないものかなどと、種々な點に疑問が起るに違ひない。

機械設計は機械をつくる基礎になる學問で、機械をつくるにはどこに眼をつけ、又どんな順序で調べるかの手引ともなるものであつて、實物を離れて教科書を讀んだだけでは、優秀な機械を設計することはできない。随つて、工場にある機械に就いてよく觀察し、又操作してみ、その操作の方法や構造などを觀察し、考へることが何よりも大切である。なほ参考書を讀んだり、商品目録を調べて比較研究を行なひ、又工場へ行つた際には、その工場ではどんな工具や機械を使つて加工してゐるかなどを自分で調べることも大切である。

このやうに觀察したことはその要點を記録しておき、又略圖をふがいて整理しておくと、後になつて種々な便利がある。略圖は理會が早くて役にたつことが多いから、簡単に且つ明瞭に示すことができるやうに努力しよう。

機械設計は製圖と表裏一體をなすもので、實物から見取圖をつくり、工作圖を見て直ぐ實物が考へられるやうに練習し、

動をなし、ピストンの運動は固定シリンダに對して往復直線運動をする。即ち、このやうに互ひに運動できるものが幾組か組み合わせはされて出来てゐることがわかる。

(二)これらの運動は自由勝手になく必ず一定で、柄は支點を中心とする往復回轉運動を、ピストンは一定の範圍を往復直線運動だけを繰り返す、それぞれこれらの運動は制限されてゐて、勝手な運動は許されてゐない。

(三)柄を動かすには動力が必要で、この場合には人がこの動力になる。

(四)動力を受け入れて水を吸ひ上げると、各部分に力が傳はるから、これらを構成する材料は、この力に耐へられるだけの抵抗がなければならない。

これらのことから、次のやうにいふことができる。

(ア)機械の各部は、相互の間に運動できるものの組合せから成つてゐること

(イ)各部の運動はそれぞれ制限されて一定であること

(ウ)各部の材料は抵抗をもつ物體であること

(エ)動力を加へなければ仕事ができないこと。

この四つの條件がそなはつてゐなければ機械といふことはできない。

鋸や槌は、抵抗をもつ物體の木部と金屬部とを組み合わせたもので、手でこれを用ひて仕事はするが、木と金屬との相互の間には運動がなく固定してゐるから、機械といふことは

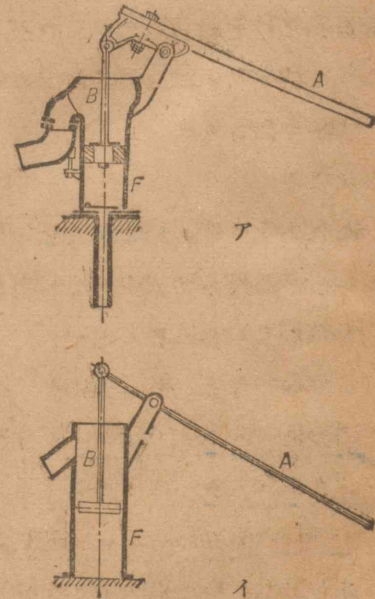
できない。これらを工具といふ。

鐵橋や鐵骨構造も鋼材の組合せであるが、やはり相互の間には運動がないから、これらは構造物と呼んでゐる。

(考察) 1. 自轉車の各部に就いて機械の條件を調べてみよ。

第1・2圖の㉑㉒は、外見上は違ふやうに見えるが、各部の動き方を調べると両者は全く同じである。

このやうに各部の形状とか強さを考へずに、運動だけに就いて機械と同じやうに組み合わせたものを機構といふ。機構は骨組圖によつて、各部の動き方を簡単に示すことができるから、機械の運動の様態を調べるには非常に便利である。



第1・2圖 ポンプの機構

2. 機素と對偶

機械を構成する各部は、前に學んだやうにポンプでは支點と柄、ピストンとシリンダのやうに、又軸と軸受とが互ひに接觸して運動する二つの部分の組合せの方法によつてきまる。すべて組合せ方を機構學上對偶といひ、各部分を機素とい

ふ。

次に内燃機関の對偶には、どんな種類の對偶があるか調べてみよう。

(ア) クランクと軸受との對偶

(イ) クランクと連接棒との對偶 回り對偶

(ウ) 連接棒とピストンとの對偶

(エ) ピストンとシリンダとの對偶 スベリ對偶

から成つてゐる。

對偶のうち クランクと連接棒との對偶のやうに回轉運動だけがでるものを回り對偶といひ、ピストンとシリンダのやうに直線運動だけのものをスベリ對偶といふ。對偶にはこのほかに、

(ア) ボルトとナットとの對偶

(イ) 齒車と齒車との對偶

(ウ) ^{たはぢくつけ}球軸受の球と環との對偶

などがある。

ボルトとナットとの對偶は、回轉運動と直線運動とを組み合はせたもので、ネジ對偶といふ。

1組の齒車の齒と齒は線で接觸し、球軸受の球と環は點で接觸するから、これらは點線對偶といふ。機構の骨組圖では、これらの對偶を第1・3圖のやうに簡単な略圖で示すと、種々な便利がある。

内燃機関や自轉車のやうに、機械はすべて各機素が順次に

對偶をなして連結されてゐる。これを連鎖

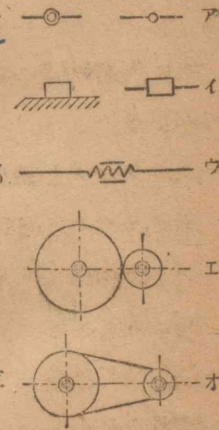
といひ、各機素を節といふ。

連鎖には次の三つの主要節がある。

(1) 主動節 外部から動力を受けて他の部分に力と運動とを傳へる節である。

(2) 從動節 主動節から力と運動とを受けて仕事をする節である。

(3) 固定節 主動節と從動節とを適當な位置に保持するものである。

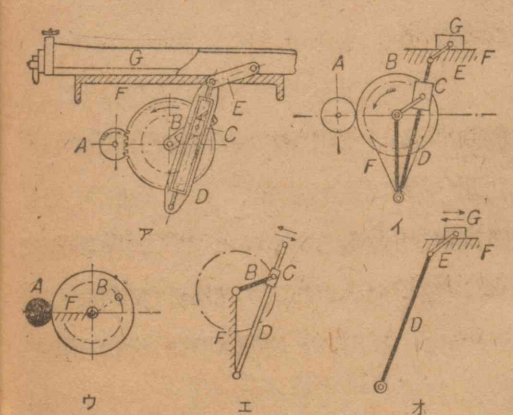


第1・3圖 對偶の略圖法
⑦ 回り對偶
① スベリ對偶
③ ネジ對偶
⑤ 齒車・摩擦車
⑥ ベルト車

(考察) 2. 内燃機関の連鎖を調べ、主要節に就いて考へてみよ。

機械は複雑に見えるが、こまかく調べる

と簡単な機構の組合せから成つてゐて、動力や運動を主動節から從動節に、直接又は間接に傳へるものに過ぎない。



第1・4圖 形削盤

第1・4圖⑦は形削盤の略圖で、①は骨組圖である。

齒車 A の回轉は齒車 B に傳はり、齒車 B に取り付けられたクランク C は B と共に回轉する。クランク C にあるピンに案内溝のある棒は、下端を中心にして左右に往復し、連接棒 E を經てラム G が直線往復運動をする。ラム G の先端に取り付けたバイトは、ここに始めて工作物に切削作用をなし、望みの加工ができる。

このやうに調べてみると、第 1・4 圖④の機構は⑤⑥⑦の三つの簡単な機構を組み合わせたもので、動力は⑦と⑥は直接に主動節から從動節に、⑤は間接に中間節 E を經て傳はる。

第 2. 力と材料の強さ

機械は前に學んだやうに、抵抗のある材料の組合せであるが、外力の作用を受けるため外力が大き過ぎると破壊する。

次に材料の破壊に就いて調べてみよう。

(ア) 木綿糸を引けば伸び、少し強く引けば容易に切れる。

(イ) 針金に錘を吊して次第に重量を増すと針金も遂に切れる。

(ウ) 鐵棒でも引張試験機にかけて引張れば容易に切斷する。

このやうに、材料には強弱に差はあるが、その寸法に對して力が過大となれば破壊して危険なばかりでなく、他に危害を及すこともあるから注意しなければならない。反對に機械の各部が破壊しないやうにするため、必要以上の材料を用ひて丈夫にすることは、材料費や製作費がかかるばかりでなく、重量や取扱いに不便が多い。随つて、機械の各部の寸法は、

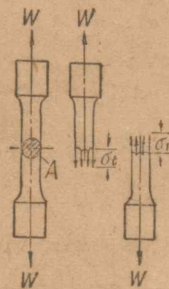
これに働く外力に對して必要で、十分な強さを保つやうに適當な大きさをきめることが大切な問題になる。

1. 應力と歪^{ロブみ}

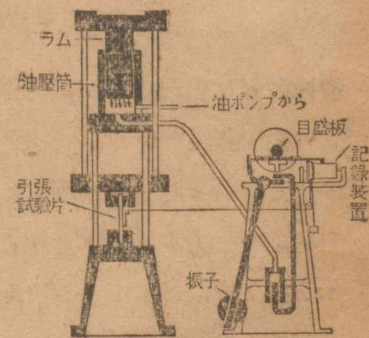
材料に働く外力を荷重といふ。丸棒が引張荷重を受けると長さが伸びて外形が變り、材料の内部には抵抗力が生ずる。この材料の變形を歪といひ、抵抗力を應力といふ。

軟鋼の丸棒で試験片をつくり、これを引張試験機にかけて破壊の状況を觀察すると次のやうになる。

試験片は、日本標準規格でたとへば第 2・1 圖のやうに規定されてゐるから、先づ試験片を規格寸法に仕上げて直徑を計



第 2・1 圖 引張應力
 l (標點距離) = $8d$
 $L = 9d$



第 2・2 圖
萬能型材料試験機

り、標準距離にポンチで印をつけて試験機に取り付ける。第 2・2 圖は試験機の概略圖の一例で、先づ油ポンプを動かして油を油壓筒に送り込むと、油壓によつてラムは上昇する。随つて、ラムに取り付けた棒の下端と下の臺との中間にある試験片は引張られる。この場合、荷重の大きさは附屬装置によ

つて目盛板で直接讀むことができる。又記録装置によつて、荷重と伸びの關係も自動的に記録することができる。

(ア)油ポンプを働かして荷重を次第に増すと伸びを生ずる、

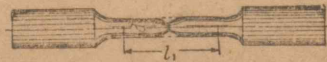
(イ)又荷重が増加すると應力もまたこれに伴つて増し、荷重と應力とは常に釣り合つてゐる。

(ウ)丸棒が遂に荷重に對し抵抗できなくなつた瞬間、丸棒は切斷されて應力は忽ち消滅する。

(エ)切斷した丸棒を接ぎ合はせて標點距離を計ると、全體の伸びがわかる。

(オ)第2・3圖は切斷した試験片の全體の形狀である。

次に 引張試験に於ける荷重と應力との關係を調べてみよう。



第2・3圖 切斷した試験片

荷重と應力とは、常に釣り合つてゐるから大きさは相等しい。材料間に生ずる應力はすべて横斷面に垂直で、その大きさは一様と考へ、その大きさは單位面積當りの値で表し、これを單位應力又は單に應力といふ。ここに

σ_t : 引張應力 (kg/cm^2)

W : 引張荷重 (kg)

A : 斷面積 (cm^2)

とおけば、斷面に生ずる引張應力は次の式で表される。

$$\text{引張應力} = \frac{\text{引張荷重 (kg)}}{\text{斷面積 (cm}^2\text{)}}$$

$$\sigma_t = \frac{W}{A}$$

$$W = \sigma_t \cdot A$$

又は

例題 1. 直徑 25 mm の軟鋼丸棒に 2.5 t の引張荷重が作用する場合、材料中に生ずる應力は何程か。

(解) (2・1) 式から

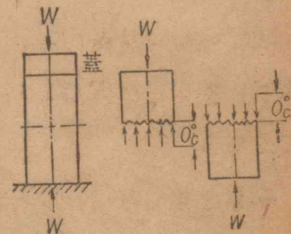
$$W = 2.5\text{t} = 2500 \text{ kg}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{3.14}{4} \times 2.5^2 = 4.9 \text{ cm}^2$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{W}{A} = \frac{2500}{4.9} = 510 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

(問題) 1. 直徑 50 mm の軟鋼棒がある。どれだけの引張荷重が働くと $800 \text{ kg}/\text{cm}^2$ の應力が生ずるか。

材料を壓縮する場合にも引張と同様に抵抗を生ずる。この應力を壓縮應力といひ、引張應力と同じ方法で計算することができる (第2・4圖)。



第2・4圖 壓縮應力

$$\text{壓縮應力} = \frac{\text{壓縮荷重 (kg)}}{\text{斷面積 (cm}^2\text{)}}$$

次に

σ_c : 壓縮應力 (kg/cm^2)

W : 壓縮荷重 (kg)

A : 斷面積 (cm^2)

とおけば、

$$\left. \begin{aligned} \sigma_c &= \frac{W}{A} \\ \text{又は} \quad W &= \sigma_c \cdot A \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 2)$$

例題 2. 短い角棒に、10t の壓縮荷重が軸方向に作用して 400 kg/cm² の應力を生じた。棒の 1 邊の長さを求めよ。

(解) (2・2) 式を變化すると、

$$A = \frac{W}{\sigma_c}$$

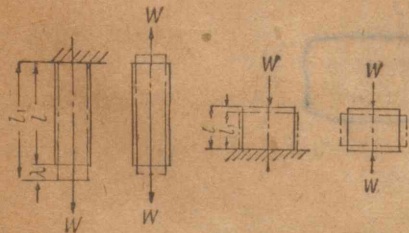
角棒の 1 邊の長さを x cm とすれば、

$$A = x^2$$

$$\begin{aligned} \therefore x &= \sqrt{A} = \sqrt{\frac{W}{\sigma_c}} = \sqrt{\frac{10000}{400}} \\ &= \sqrt{25} = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm} \end{aligned}$$

引張應力と壓縮應力とはいづれも断面に垂直に作用するから この二つを垂直應力といふ。

(問題) 2. 外径 120 mm, 内径 70 mm の短い鑄鐵製の管がある。これを 7.5 t の壓縮荷重を受ける柱に用ひればどれだけの應力を生ずるか。



第 2・5 圖 縦歪

次に材料の歪に就いて調べてみよう (第 2・5 圖)。

(ア) 丸棒に引張荷重を加へると、長さの伸びに反比例して直径は減る。

(イ) 短い丸棒を壓縮する場合、長さの收縮につれて断面積は増す。

引張と壓縮の荷重による歪はいづれも長さの變化で、これらを縦歪といひ、直径の變化を横歪といふ。歪の大小は、單位の長さに対する歪で表し、これを單位歪又は單に歪ともいふ。

歪の計算には次の式を用ひる。

$$\text{縦歪} = \frac{\text{伸び (縮み)}}{\text{初長}}$$

ε: 縦歪

l: 初長 (cm)

l₁: 荷重を加へた際の長さ (cm)

λ = l₁ - l: 全體の伸び又は縮み (cm)

とあけば、

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\lambda}{l} = \frac{l_1 - l}{l} \\ \text{又は} \quad \lambda &= \varepsilon \cdot l \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 3)$$

歪を百分率で示したものを^{のびりつ}伸率といひ、材料の性質を示す大切な値である。

$$\text{伸率} = \frac{\lambda}{l} \times 100 \% \dots\dots\dots (2 \cdot 4)$$

例題 3. 軟鋼の丸棒を引張試験した結果、最初の標點距離は 200 mm 引張後の標點距離は 254 mm であつた。この伸率を求めよ。

(解) (2・4) 式から

$$\text{伸率} = \frac{\lambda}{l} \times 100 = \frac{254 - 200}{200} \times 100 = 27 \%$$

(問題) 3. 直径 40 mm, 長さ 5.5 m の軟鋼棒の下端に或る物體を

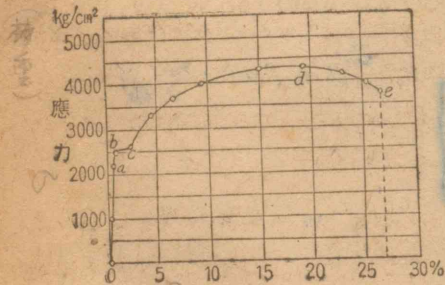
吊した場合、1.8 mm の伸びを生じた。棒の歪を求めよ。

実験の結果によれば、縦歪に對する横歪の割合は、材料によつて一定でほぼ 0.3 に等しく、この値を横縮み比（ポアソン比）といふ。

2. 材料の強さ

軟鋼の丸棒を引張試験した場合に、荷重と伸びとの關係を記録する線圖をつくることのできる。これを荷重伸圖といふ。

- (ア) 荷重を最初の斷面積で割つた値を應力として縦軸にとる。
- (イ) 伸びを初長で割つた値を歪として横軸にとる。



第 2・6 圖 應力歪圖

(ア)(イ)によつて第 2・6 圖のやうな應力歪圖が出来る。

(1) 0 a の部分では、應力と歪との關係は、實驗の結果によると直線で示され、應力と歪とは比例

することがわかる。この關係を式で示すと、

$$\left. \begin{array}{l} \text{應力} \propto \text{歪} \\ \text{應力} = \text{定數} \times \text{歪} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (2.5)$$

又は
になり、これを弾性の比例法則（フックの法則）といふ。この式の中の定數を弾性率といひ、垂直應力の場合には縦弾性率といふ。一般に縦弾性率は E の文字を用ひる。随つて、弾性の比例法則は

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

$$\text{又は } \left. \begin{array}{l} \frac{W}{A} = E \cdot \frac{\lambda}{l} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (2.6)$$

のやうに書き換へることができる。

例題 4. 直徑 25 mm、長さ 400 mm の軟鋼の丸棒に、3000 kg の引張荷重が作用した場合の伸びを求めよ。但し軟鋼の縦弾性率 $E=210,0000 \text{ kg/cm}^2$ とする。

(解) (2・6) 式を變化して

$$\lambda = \frac{W \cdot l}{A \cdot E} = \frac{3000 \times 40}{\frac{\pi}{4} \times 2.5^2 \times 210,000} = 0.0116 \text{ cm} = 0.166 \text{ mm}$$

(問題) 4.

(1) 軟鋼の縦弾性率の平均値は $E=210,0000 \text{ kg/cm}^2$ である。單位歪を生ずるに要する應力は何程か。 210,0000 kg

(2) 直徑 25 mm、長さ 10 m の軟鋼の丸棒を或る力で引張つた場合、5 mm の伸びを生じた。引張力は何程か。

應力と歪との比例する限度の應力 σ を弾性限界といひ、この限界内では、荷重を取り去ると應力は消滅し、又歪も消滅してもとの形にもどる。このやうな性質を弾性といふ。

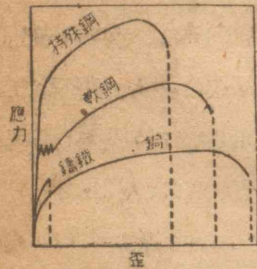
(2) bc の部分は殆ど水平で應力の増加はなく、歪だけが著しく増す。この b 點を降伏點といひ、この場合には、荷重を取り去つて應力が消滅しても歪の一部は残る。これを残留歪又は永久歪といふ。

永久歪を生ずる變形を塑性變形といひ、たとへば今日多量生産に重要なプレス加工はこの應用の一つである。

(3) 降伏點を過ぎると歪は應力に比べて大きく、應力歪圖は

曲線になる。

曲線は途中或る點で應力の最大値に達し、これより小さい點で破壊する。これは、試験片が或る點に達すると、斷面は局部的の收縮を生じて引張荷重が減るためである。



第2・7圖 應力歪圖

材料が破壊するまでに現れる最大應力を極限の強さ、又は破壊の強さといひ、引張の場合にはこれを引張強さ、又は抗張力といひ、壓縮の場合には壓縮強さ又は抗壓力といふ。抗張力は比較的簡単に測定することができ、材料の強さと共に他の諸性質もこれから知ることができると重要な値である。

第2・7圖は各種材料の應力歪圖である。彈性限界や降伏點は、材料によつては軟鋼のやうにはつきりしない。

第2・1表 鐵鋼の機械的諸性質 (kg/cm²)

材 料	引張強さ	縦彈性率 E	横彈性率 G	降伏點の應力
軟 鋼	3700~4500	210,0000	81,0000	2000~3000
硬 鋼	4800~5800	210,0000	81,0000	3000~
鑄 鋼	3500~5000	215,0000	83,0000	2100~
鑄 鐵	1200~2400	100,0000	38,0000	なし
ニッケル鋼	7400~	209,0000	84,0000	4200~

機械を設計するに當つて、第2・1表を實際に用ひる場合、材料の各部に生ずる應力が、彈性限界以下でなければ安全に使用することができない。この場合には、材料内に生ずる安

全と考へられる最大の應力を許容應力といふが、普通には極限の強さからきめ、その比を安全率といふ。即ち安全率を式で表すと次の式のやうになる。

$$\text{安全率} = \frac{\text{極限の強さ}}{\text{許容應力}} \dots\dots\dots (2 \cdot 7)$$

安全率は荷重の作用する状況によつてきめる。荷重が静止するものを静荷重、變化するものを動荷重といふ。静荷重の場合には、安全率の値は割り合ひに小さくても安全であるが動荷重に對しては大きくとらないと破壊する危険がある。

(問題) 5. 軟鋼の抗張力を 4000 kg/cm² とし、静荷重に對する安全率を普通 3 とすれば許容應力は何程か。

動荷重の場合には、大きさだけ變る繰返荷重、大きさと向きとが變る交互荷重、打撃を受ける場合のやうに急に荷重がかかる衝撃とに分けることができる。

(問題) 6.

(1) 軟鋼の丸棒を 3500 kg の力で引張るには、直徑をどれだけにすればよいか。但し安全率は 5 にする。

第2・2表 安全率

材 料	静 荷 重	動 荷 重		
		繰返荷重	交互荷重	衝 撃
鑄 鐵	4	6	10	15
鍊 鐵・鋼	3	5	9	12
木 材	7	10	15	20
煉 瓦・石	20	30	—	—

第 2・3 表 鐵鋼の許容應力(kg/cm²)

應力	荷重	軟 鋼	硬 鋼	鑄 鋼	鑄鐵	ニツケル鋼
引張	a	900~1200	1200~1800	600~1200	300	1200~1800
	b	540~ 700	700~1080	360~ 720	180	800~1200
	c	480~ 600	600~ 900	300~ 600	150	400~ 600
壓縮	a	900~1200	1200~1800	900~1500	900	1200~1800
	b	540~ 700	700~1080	540~ 900	500	800~1200
曲げ	a	900~1200	1200~1800	750~1200	450	1200~1800
	b	540~ 700	700~1080	450~ 720	270	800~1200
	c	450~ 600	600~ 900	375~ 600	190	400~ 600
剪斷	a	720~1000	1000~1440	480~ 960	300	960~1440
	b	430~ 560	600~ 860	290~ 580	180	640~ 960
	c	360~ 480	480~ 720	240~ 480	180	320~ 480
振り	a	600~1000	1000~1440	480~ 960	300	900~1440
	b	360~ 560	600~ 860	290~ 580	180	600~ 960
	c	300~ 480	480~ 720	240~ 480	154	300~ 480

a: 静荷重 b: 繰返荷重 c: 交互荷重

(2)抗壓力 500 kg/cm² の松材で、15 t の荷重を支へるには何 cm の角にすればよいか。但し安全率は 10 にする。

第 3. 締結用機械要素

機械は多くの部分品で組み立てられてゐる。これらの部分品の中にはボルトとナット、軸と軸受、齒車といふやうに各機械に共通に用ひられるものが多くある。このやうに共通に用ひられる主な部分を機械要素といふ。機械設計の基礎は、先づ機械の要素を設計することにある。これから機械の要素

の種類と構造と主要寸法とに就いて調べることにしよう。

機械を組み立てたり分解するにはボルトとナットを用ひ、又鐵骨構造物で鋼材を締結するには鈎を用ひる。このやうに締結には、永久的なものと分解できるものがある。

1. 鈎

鐵橋や機關車の罐などのやうに、鐵板又は形鋼に鈎を用ひて締結したものを鈎接手といふ。

次に鈎接手はどんな場合に用ひられるか調べてみよう。

(ア)蒸氣罐のやうに高い壓力に耐へるばかりでなく、氣密を必要とする場合

(イ)水タンクのやうに壓力が低く、氣密だけ保てばよい場合

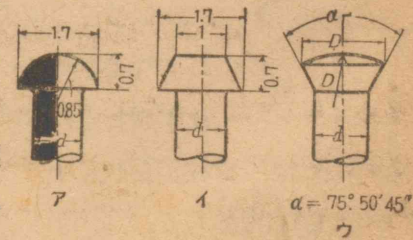
(ウ)橋梁・建築・造船・鐵道車輛などのやうに、唯強さだけ十分であればよい場合

の三つに分けることができる。

鋼材の締結には低炭素鋼の鈎を用ひるが、アルミニウム・ジュラルミン・銅・黃銅などの締結には同じ材料の鈎を用ひるのが普通である。鈎の

頭は日本標準規格で定められてゐる(第 3・1 圖)。多く丸鈎を用ひ、鈎の頭が出て具合のわるい場合には丸皿か皿鈎を用ひる。

鐵板の接手の形式には



第 3・1 圖 鈎の形狀
ア丸鈎 イ平鈎 ウ丸皿鈎

次の二つがある。

(ア) 2種の板を重ね合はせる場合 (重ね接手といふ)

(イ) 2種の板を衝き合はせ、その片側或は両側に目板といふ板を當てる場合 (衝合接手といふ)。

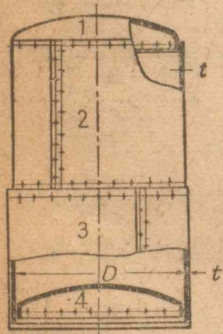
釘の排列には次の三つがある。

(ア) 釘を1列に一定の間隔をおいて並べる場合 (1列釘といふ)

(イ) 釘を2列に千鳥形に並べる場合 (2列釘といふ)

(ウ) このほか3列釘の場合もある。

次に釘接手の例を小型水タンクの製作に就いて調べてみよう。



第3・2圖
水タンク

水タンクは第3・2圖のやうに鐵板の圓筒を二つ接ぎ合はせ、これに皿形の鏡板と底板とを釘接し、直徑 1 m、高さ 2.5 m、圓筒の板の厚さ 9 mm、使用する水壓を 8 氣壓のものとしよう。

(1) 釘接手の形式 直徑と内壓との大きさによつてきめる。この場合には、圓周方向は1列釘重ね接手とし、縦方向は2列釘重ね接手にする。直徑がそれより大きくなれば2列衝合接手とする方が適當であらう。

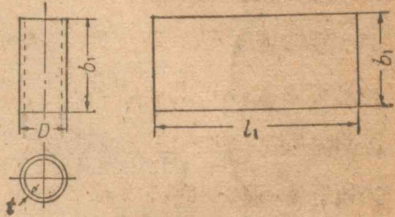
(2) ケガキ作業 鋼板の大きさや孔の位置をきめてケガキをする。

(ア) 先づ圓筒を展開した長さを求める (第3・3圖)。

D : 内徑 (cm)

t : 板の厚さ (cm)

l : 板の長さ (cm)



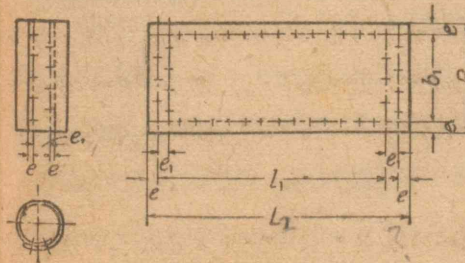
とせば、③の部分の長さ l_1 は $l_1 = \pi(D+t)$ から ②の部分の長さ l_2

は $l_2 = \pi D$ から計算することができる。

第3・3圖 展開圖

第3・1表 重ね接手の割合 (單位 cm)

接手の種類		1 列 釘	2 列 釘
		釘孔の徑	d
ピツチ	p	$2d + 0.8$	$2.6d + 1.5$
端の長さ	e	$1.5d$	$1.5d$
後ピツチ	e_1	—	$0.6p$



第3・4圖 ケガキ

$$l_1 = 3.14 \times (100 + 0.9) = 316.82 \text{ cm}$$

$$l_2 = 3.14 \times 100 = 314 \text{ cm}$$

(イ) 板の長さは l_1, l_2 の値に、接手のため

の重ね代だけ長くする必要があるので、各部の割合は第3・1表から求めることができる。随つて③の部分の全長は次のやうになる(第3・4圖)。

$$L_1 = l_1 + e_1 + 2e = l_1 + 0.6p + 2 \times 1.5d$$

ここに $d = t + 0.8 = 0.9 + 0.8 = 1.7 \text{ cm}$

$$p = 2.6d + 1.5 = 2.6 \times 1.7 + 1.5 = 5.92 \text{ cm}$$

よつて $L_1 = 316.82 + 0.6 \times 5.92 + 2 \times 1.5 \times 1.7 = 325.47 \text{ cm}$

(イ) 鋸と鋸との中心距離のピッチがわかれば、 l_1 の長さの間に打つ鋸数 n が計算できる。

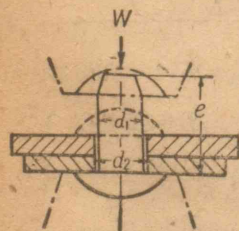
$$n = \frac{l_1}{p}$$

から $n = \frac{316.82}{4.42} \Rightarrow 76 \text{ (本)}$

(問題) 1. ②の部分の全長と鋸数を計算せよ。

(エ) 鋸数がきまれば l_1 の間を鋸数で等分し、鋸の位置をポンチで印を打つ。

(3) 鋸孔の孔あけ作業 孔をあけるには錐によるが、錐の直径は鋸孔よりも 2mm ほど小さいものを用ひる。



第3・5圖 鋸打

$l = (\text{接ぎ合はす板の厚さの合計}) + (1.3 \sim 1.6)d$

(4) 曲げ作業 鋼板は曲げロール機で圓筒状に曲げる。

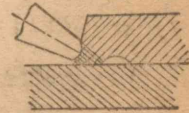
(5) 鋸打作業(第3・5圖) 鋸打は先づ鏡板①と圓筒②とを鋸接し、最後に底板を取り附ける。順序を誤ると鋸打はできない。

(イ) 先づ錐孔にリーマを通して必要の

寸法の孔に仕上げる。

(イ) 鋸は鋸孔よりも 1mm ぐらゐ細いものを用ひ、これを爐で赤熱して鋸孔に入れ、簡単な場合には手打で頭をつくる。

鋸打は徑 25mm までのものは手打でもできるが、それよりも大徑になると鋸締機械を用ひる。

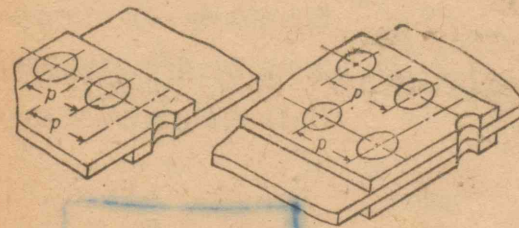


第3・6圖
カシメ

(6) カシメ作業(第3・6圖) 鋸打しただけでは、壓力のある水を入れると鋸の接目や鋸頭から水が漏れるから、鋸の端と鋸頭をかしめる。

板の端には 75° ~ 85° の傾斜をつけておき、相手の板に溝

状のあとをつけないやうにかしめる。



第3・7圖 鋸接手

厚さが 5mm 以下の薄い板では、その間

に油紙やその他のバッキンをはさみ、かしまない。

次に鋸接手の強さに就いて調べてみよう(第3・7圖)。

鋸接手は、1ピッチ幅が集つてゐるものと考へ、この一つの單位の強さに就いて考へればよい。

計算には次の記號を用ひよ。

w : 板が受ける荷重 (kg)

t : 板の厚さ (cm)

p : ピッチ (cm)

d : 鋸孔の直径 (cm)

σ_t : 板の引張應力 (kg/cm²)

σ_c : 鋸の壓縮應力 (kg/cm²)

第3・7圖の1ピッチ幅の接手に w kg の荷重が作用する際に、接手の破壊する主な場合は、

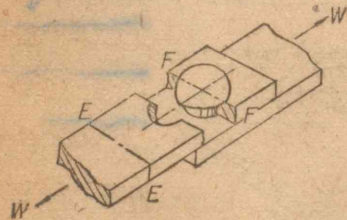
(ア) 孔の中心を通る板の断面で引張れる場合

(イ) 鋸が壓縮される場合

(ウ) 鋸が軸に直角な断面で剪斷される場合

などである。この順序で強さの公式を導いてみよう。

(1) 板が引張れる場合 (第3・8圖) 孔の中心を通る断面 FF' の



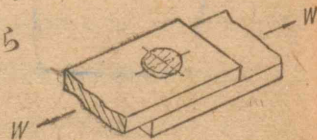
第3・8圖 板の切斷

断面積は $(p-d)t$ になるから、この部分に生ずる引張應力は (2・1) 式から次のとおりになる。

$$\sigma_t = \frac{w}{(p-d)t}$$

(2) 鋸が壓潰される場合 (第3・9圖) 鋸が w kg の壓縮荷重を td cm² の面積で受けるものとするれば、鋸の壓縮應力は (2・2) 式から次のやうになる。

$$\sigma_c = \frac{w}{td}$$



第3・9圖 鋸の壓潰

(3) 鋸が剪斷される場合 (第3・10圖) 鋸軸が2枚の板に平

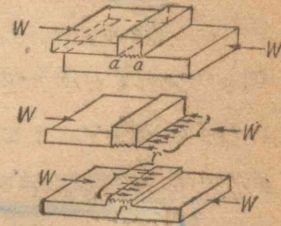
行に荷重を受けると、鋸軸は直角方向に切斷されようとして軸に直角な断面に抵抗を生ずる。これを剪斷といひ、この應力を剪斷應力といふ。随つて計算

に

A : 断面積 (cm²)

w : 剪斷荷重 (kg)

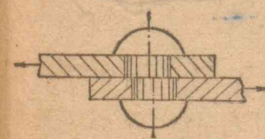
τ : 剪斷應力 (kg/cm²)



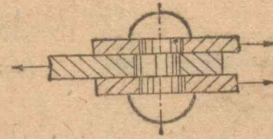
第3・10圖 剪斷應力

を用ひれば、

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{w}{A} \\ \text{又は} \quad w &= \tau A \end{aligned} \right\} \dots\dots (3 \cdot 1)$$



第3・11圖 一面剪斷



第3・12圖 二面剪斷

(ア) 重ね接手 (第3・11圖) では剪斷は一面断面で起るから、この場合

の剪斷應力の計算式は次のやうになる。

$$A = \frac{1}{4} \pi d^2$$

$$\tau = \frac{w}{\frac{1}{4} \pi d^2}$$

から

(イ) 衝合接手 (第3・12圖) では、剪斷は平行な二つの断面で起るから、この場合の剪斷應力の計算式は次のやうになる。

$$A = 2 \times \frac{1}{4} \pi d^2$$

から

$$\tau = \frac{w}{\frac{1}{2}\pi d^2}$$

鉚接手の場合、鉚接手の部分の強さと、鉚孔をあけない板の強さとの比を鉚接手の効率といふ。接手は効率の最も小さい箇所で破壊する。

鉚効率を η で表せば次のやうになる。

$$\eta = \frac{\text{接手の強さ}}{\text{接手がない板の強さ}} \times 100 (\%) \dots\dots (3-2)$$

随つて、強さの各効率は

(1) 板が引張られる場合

$$\eta_1 = \frac{w}{w'} = \frac{(p-d)t\sigma_t}{pl\sigma_t} \times 100 (\%)$$

或は $\eta_1 = \frac{p-d}{p} \times 100 (\%)$

(2) 鉚が壓潰される場合

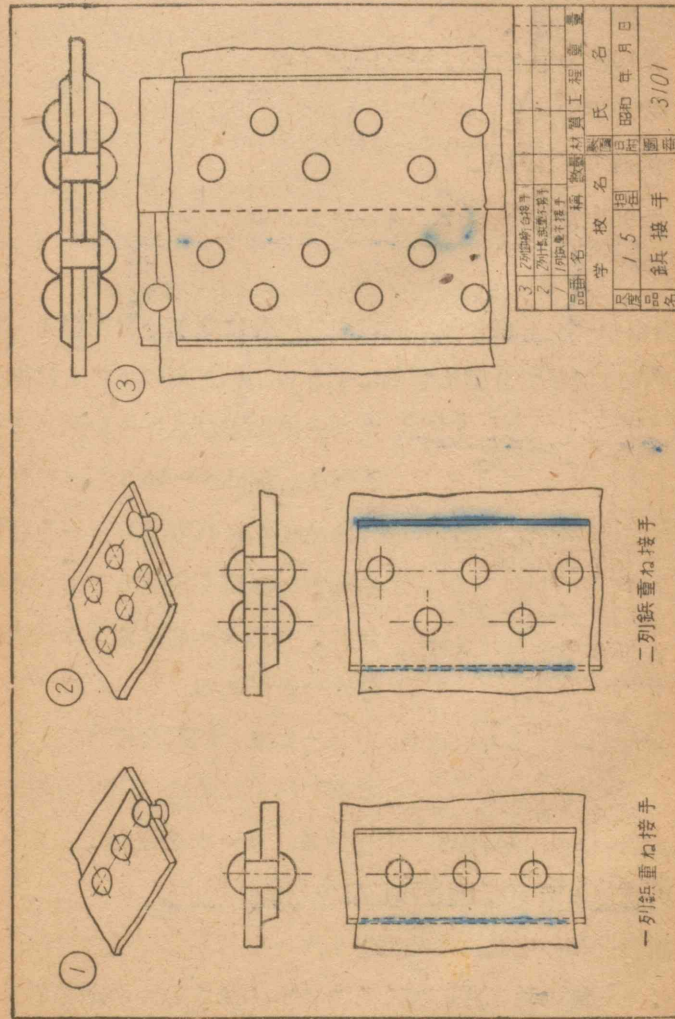
$$\eta_2 = \frac{w}{w'} = \frac{td\sigma_c}{pl\sigma_t} \times 100 (\%)$$

或は $\eta_2 = \frac{d\sigma_c}{p\sigma_t} \times 100 (\%)$

(3) 鉚が剪断される場合 (一面剪断の場合)

$$\eta_3 = \frac{w}{w'} = \frac{\frac{1}{4}\pi d^2\tau}{pl\sigma_t} \times 100 (\%)$$

で示される。



例題 1. ピッチ $p=4.8$ cm, 鉄径 $d=1.7$ cm なる 1 列鉄重ね接手の引張強さの効率を求めよ。

(解)

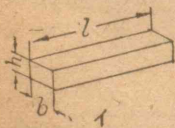
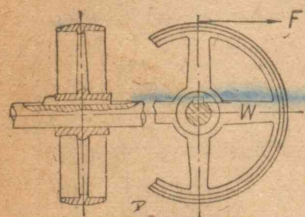
$$\eta_1 = \frac{p-d}{p} = \frac{4.8-1.7}{4.8}$$

$$= \frac{3.1}{4.8} = 0.65 = 65(\%)$$

2. キーとコッタ

1. キー

歯車やベルト車を軸に固定する場合にはキーを用ひる。この方法は簡単で分解も容易にできる。軸と車のボスとに掘つ



第 3・13 圖 キー接手

硬い鋼を火造りして仕上げる。

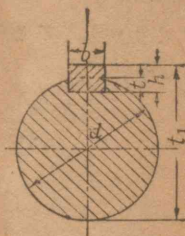
品物を軸の中間にはめてからキーを打ち込む場合には、軸側のキー溝の長さは、少くともキーの長さの 2 倍が必要である。キー溝を掘るにはどんな方法を用ひるか、工作の時間に

たキー溝に用ひるキーを沈めキーといふ。沈めキーのうち、車を軸にはめてから打ち込むキーを打込キーといひ廣く用ひられる(第 3・18 圖)。打込キーには頭附キーと頭無キーとがある。

キーには、固着を確實にしてゆるみを防ぐために 1/100 の勾配をつける。キーは普通軸よりも少し

よく研究することにしよう。

軸の回轉中に、作業者がうづかりキーの頭に觸れて思はぬ危険を受けることがある。キーの頭が出てゐる危険な所には、金屬又は木製の覆ひをかぶせて危害を防ぐ。



第 3・14 圖

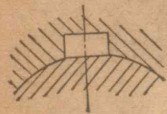
沈めキーのうちには、打込キーのほかに植込キーがある。これはキーを軸にはめてから品物のボスを

第 3・2 表 軸の直徑に對するキーの寸法割合(mm)

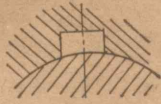
軸 徑 d	沈めキーと滑りキー			平 キ ー		
	$b \times h$	t	t_1	$b \times h$	t	t_1
10~13	4×4	2.5	$d+1.5$	—	—	—
13~20	5×5	3.0	$d+2.0$	—	—	—
20~30	7×7	4.0	$d+3.0$	7×4	1.0	$d+3.0$
30~40	10×8	4.5	$d+3.5$	10×5	1.5	$d+3.5$
40~50	12×8	4.5	$d+3.5$	12×6	1.5	$d+4.5$
50~60	15×10	5.0	$d+5$	15×7	1.5	$d+5.5$
60~70	18×12	6.0	$d+6$	18×8	2.0	$d+6.0$
70~80	20×13	7.0	$d+6$	20×9	2.0	$d+7.0$
80~95	24×16	8.0	$d+8$	24×11	2.5	$d+8.5$
95~110	28×18	9.0	$d+9$	28×12	2.5	$d+9.5$
110~125	32×20	10	$d+10$	32×13	3.0	$d+10.0$
125~140	35×22	11	$d+11$	35×14	3.0	$d+11.0$
140~160	38×24	12	$d+12$	38×15	3.0	$d+12.0$
160~180	42×26	13	$d+13$	42×16	3.5	$d+12.5$
180~200	45×28	14	$d+14$	45×18	3.5	$d+14.5$
200~230	50×30	15	$d+15$	50×20	3.5	$d+16.5$
230~260	55×34	17	$d+17$	—	—	—
260~290	60×36	18	$d+18$	—	—	—
290~330	70×42	21	$d+21$	—	—	—

押し込む。

沈めキーは、取附が丈夫で大きな力の傳達ができるが、軸にキー溝を掘るため軸の強さを弱め且つ加工費が高くなる。



第3・15圖
平キー



第3・16圖
鞍キー

力の小さい場合などには次のキーが都合よい。

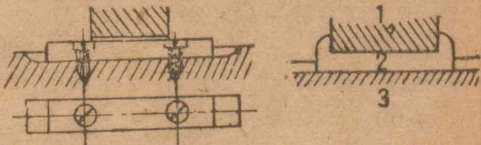
(ア)平キー 軸をキー面だけ平にしたもの(第3・15圖)。

(イ)鞍キー キーを軸の外周に合はせたもの(第3・16圖)。

これまで学んだキーは、すべて車類を軸に固定するのに用ひたが、場合によつては車を軸と共に回轉させると同時に、軸の方向にも移動させたいことがある。

この場合には滑りキーを用ひる。

滑りキーには車の移動を容易にするため勾配がない。



第3・17圖 滑りキー

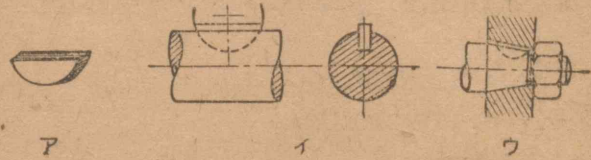
キーは軸に固着する場合(第3・17圖

㉑)と、車のボスに固着する場合(第3・17圖㉒)とがある。軸に固着する場合には、ボスのキー溝とキーの上表面との間に1mmの間隙をつくる。

キーは、加工の難易と荷重の大小、又は取附の良否などから、使用する場所によつては沈めキーでは不適當な場合がある。次にこのやうな場合に用ひるキーにはどんなものがある

か調べてみよう。

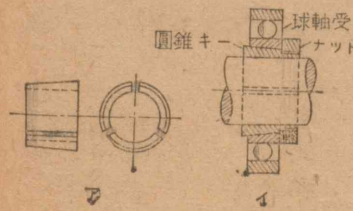
(ア)工作機械の軸にはよく半月キーを用ひる。これは勾配軸



第3・18圖 半月キー

にも用ひ、キー溝も簡単にフライスで掘れる(第3・18圖)。

(イ)球軸受や齒車などの固定には圓錐キーを用ひることがある。このキーは正確に取り付けることが容易である。これは



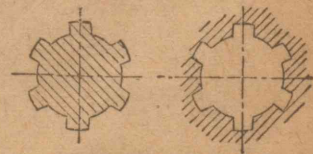
第3・19圖 圓錐キー

鞍キーを全圓周に應用し、擴張したものと考へてよい(第3・19圖)。

(ウ)自動車や工作機械などで大きな力を傳へる軸には溝附軸を用ひる。溝附軸は、

車の固定にもまた滑りキーと同じやうに用ひられる。これは沈めキーを數箇所取り附けたものと思へればよい(第3・20圖)。

(エ)力の小さい場所にはキーの代りにピンを用ひる。ピンにはテーバーピン・割ピン・平行ピンなどがある。



第3・20圖 溝附軸

平行ピンはときどき取り外づ

すことのある場合、テーバーピンは固定する場合、割ピンはナットが抜けるのを防ぐ場合などに用ひる。

次にキーの強さに就いて調べてみよう。そしてキー接手の計算には次の記號を用ひよう。

W : キーに作用する力 (kg)

h : キーの高さ (cm)

b : キーの幅 (cm)

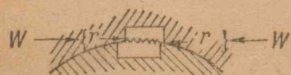
l : キーの長さ (cm)

t : キー溝の深さ (cm)

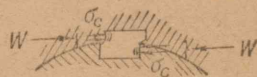
σ_c : キー材料の壓縮應力 (kg/cm²)

τ : キー材料の剪斷應力 (kg/cm²)

キーによつて軸に取り附けた車が回轉する際、キーに働く



第3・21圖 キーの剪斷



第3・22圖 キーの壓潰

力の作用は普通次の二つの場合が考へられる。

(1) 軸とボスとの接觸面で剪斷される場合 (第3・21圖)

この場合の強さの計算式は、

$$W = bl\tau$$

(2) キーの側面が壓潰される場合 (第3・22圖)

この場合の強さの計算式は、

$$W = \frac{1}{2}hl\sigma_c$$

で表される。キーは、剪斷と壓縮の二つの應力がすべて許容

應力以下であるやうに寸法をきめればよい。

例題 2. 車の直徑 500 mm, 軸の直徑 50 mm, ボスの長さ 100 mm のベルト車がある。これに用ひる頭附打込キーの寸法をきめ、次にキーの強さを計算せよ。又キーに用ひる鋼材の許容剪斷應力 $\tau_{00} = 320 \text{ kg/cm}^2$, 許容壓縮應力 $\sigma_c = 1000 \text{ kg/cm}^2$ として比べてみよ。但しキーに作用する荷重は $W = 1500 \text{ kg}$ とする。

(解) (1) キーの寸法は第3・2表から $d = 50 \text{ mm}$ の場合は

$$b = 12 \text{ mm}, h = 8 \text{ mm}, t = 4.5 \text{ mm}$$

$$l_1 = d + 3.5 = 53.5 \text{ mm}$$

$$l_1 = l + h = 100 + 8 = 108 \text{ mm}$$

(2) 剪斷應力は

$$\tau = \frac{W}{bl} = \frac{1500}{1.2 \times 10} = 125 \text{ kg/cm}^2$$

(3) 壓縮應力は

$$\sigma_c = \frac{2W}{hl} = \frac{2 \times 1500}{0.8 \times 10} = 375 \text{ kg/cm}^2$$

いづれも許容應力以下であるから十分に安全である。

次にキーの製圖にはどんな注意が必要か調べてみよう。

キーの工作圖には、幅と高さと首下の長さとを記入する。

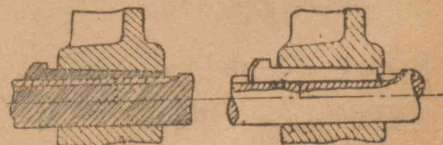
高さは、打込キーと

植込キーとでは最大

部、頭附打込キーで

は首下 h の距離寸法

をいふ。キーやピン



誤

正

第3・23圖 キーの断面

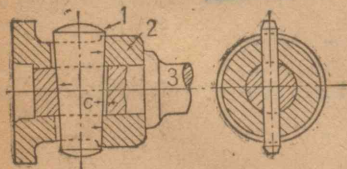
のやうな標準部分品では、稱呼寸法を記入して圖をはぶても

$\tan \theta = \frac{1}{100}$

よい。キーの圖にはボスを切斷してもキーは切斷しない (第 3・23 圖)。

2. コツタ接手

コツタ接手は、軸方向に引張又は壓縮荷重が作用する 2 本



第 3・24 圖 コツタ接手
①コツタ ②ソケット ③軸

の棒材を強く締結し、ときどきこれを解體するやうな場所に用ひられる。

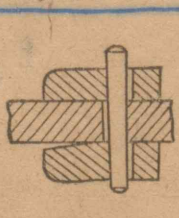
コツタは鋼材でつくり、これに片側勾配のものと同側勾配

(テーパといふ)のものがある。

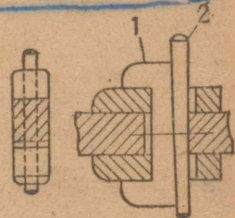
勾配は普通 $\frac{4}{100}$ ぐらゐにするが、 $\frac{1}{15} \sim \frac{1}{5}$ ぐらゐにする場合がある。この場合にはゆるみやすいから、割ピンで拔止

をすることが必要である。

コツタは頭を打つて締めつけるが、締附を容易にするためには、棒の孔にコツタの両側



第 3・25 圖 不完全な接手



第 3・26 圖 釣栓を用いた接手
①釣栓 ②コツタ

に隙が出来るやうに工作する。随つてこの接手は、度々分解しても締めつける場合常に正しい位置を保つことができる。

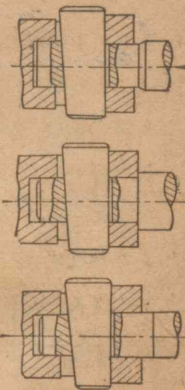
コツタ接手では、コツタを打つと下側が開く (第 3・25 圖) ことがあるから、第 3・26 圖のやうに工夫すればこれを防止できる。コツタ接手で 2 本棒材を締結するには、第 3・27 圖の

やうに種々な場合がある。

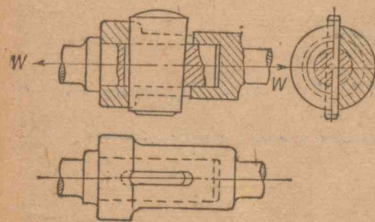
次にコツタ接手の強さを調べてみよう。接手に作用する荷重は軸方向に作用し (第 3・28 圖)、この方向が變化しない場合と交互に變化する場合とがある。

コツタ接手の破壊は次に示す場合が考へられる (第 3・29 圖)。

- ㉠丸棒が切斷される場合
- ㉡棒がコツタ孔で切斷される場合



第 3・27 圖 コツタ接手



第 3・28 圖 コツタ接手

- ㉢ソケット孔で切斷される場合
- ㉣棒端がコツタによつて壓潰される場合
- ㉤コツタが剪斷される場合

- ㉦ソケットの端が剪斷される場合。

例題 3.

圖番 3204

のコツタ

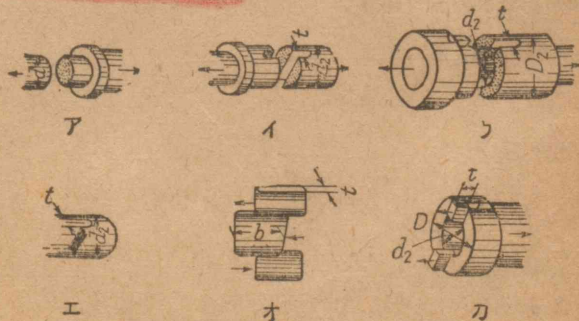
接手で、

軸に作用

する荷重

を 5000kg

とし、軸



第 3・29 圖 コツタ接手の破壊

(5) コツタの剪断応力は

$$\tau_1 = \frac{W}{2 \times tb} = \frac{6250}{2 \times 2.0 \times 9.0} = \frac{6250}{36} = 173.6 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

(6) ソケット端の剪断応力は

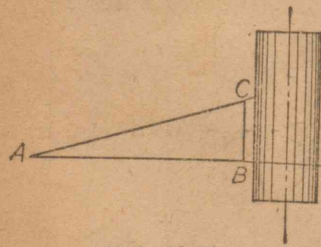
$$\tau_2 = \frac{W}{2(D-d_1)b} = \frac{6250}{2 \times (14.0 - 7.0) \times 4.5} = \frac{6250}{63} = 99.3 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

コッタの工作図では、テーパは中心線に沿つて記入し、コッタは切斷しない慣習である。

3. ネヂ・ボルト・ナツト

1. ネヂ

ネヂは、機械部分の締結や力と運動とを傳達するのに用いられる重要な機械要素の一つである。



第 3・30 圖
蔓卷線のつくり方

先づネヂに就いて調べてみよう。第 3・30 圖のやうに、底邊の長さが圓筒の周の長さに等しい紙で直角三角形 ABC をつくり、これを圓筒面に巻きつけば直角三角形の斜邊 AC は圓筒面上に曲線をつくる。これを普通蔓卷線といひ直角三角形 ABC の底角 CAB を螺旋角といふ。

蔓卷線は向きにより、時計の針と同じ方向へ廻した場合に前進するものを右蔓卷線、後退するものを左蔓卷線といふ。

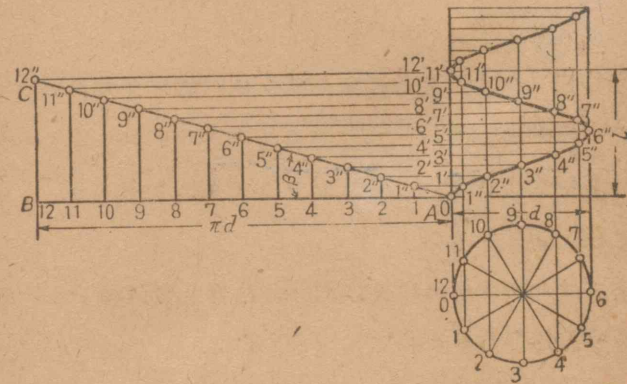
(問題) 1. 第 3・30 圖で、直角三角形 ABC の頂點 A をどちらの

方向に廻すと左蔓卷線になるか、又右蔓卷線になるか。

蔓卷線で BC の軸方向の距離をピッチといふ。

(問題) 2. 第 3・31 圖のピッチは何 mm か測つてみよ。

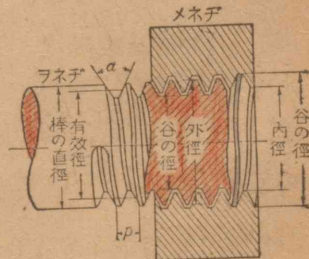
(問題) 3. 第 3・31 圖は蔓卷線の投影圖のゑがき方である。直徑 40 mm, ピッチ 30 mm の右蔓卷線をゑがいてみよ。



第 3・31 圖

蔓卷線では、更に第 3・30 圖の三角形 ABC と等しい三角形を BC の中央につくれば、その中央にもう一つの蔓卷線が出来来る。これを 2 重蔓卷線といふ。

蔓卷線に沿つて圓筒面に三角或は四角な溝を掘るとネヂが出来来る。これをヲネヂといひ、これにはまる中空の圓筒の内面に同じ溝を掘つたものをメネヂといふ。



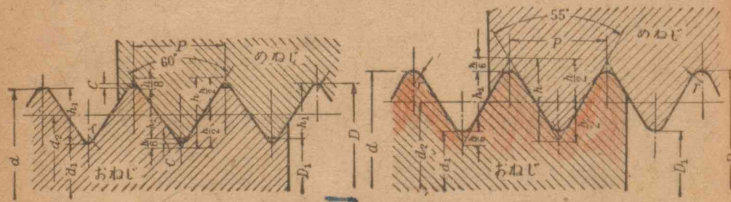
第 3・32 圖 ネヂの名稱

ネジにも右ネジと左ネジとがある。普通は右ネジが用ひられる。隣り合ふネジ山間の距離即ち、ネジ山が1回轉して軸方向へ進む距離をピッチといふ。又、1ピッチの間にあるネジ山の數によつて2重ネジ・3重ネジなどといふ。

ネジの用途は、主として締結用ネジと運動の傳達用ネジとに分けられる。

締結用ネジは、各製作所がめいめい勝手な割合のものをつくつては不便が多いから、多量生産と互換性をもたせるために日本標準規格では、ウイトウオースネジとメートルネジの2種を規定しゐる。

ウイトウオースネジは稱呼寸法として外径を in で表し、最も多く用ひられてゐる。



第3・33圖(ア)

ウイトウオースネジ

$$p = \frac{25.40095}{n} \quad r = 0.13733p$$

$$h = 0.96049p \quad h_1 = 0.64033p$$

$$D = d \quad D_1 = d_1$$

第3・33圖(イ)メートルネジ

メートルネジは比較的小径のものに用ひられてゐる。

第3・33圖(ア)(イ)は兩標準ネ

ジの各部の比例寸法、第3・3~4表は兩標準ネジの稱呼寸法の各部の寸法割合を示す。

第3・3表 ウイトウオースネジ (單位 mm)

稱呼 (in)	ラネジ		有効径	ピッチ	ネジ山數
	外径 d	谷の径 d_1	d_2	p	25.4 mm につき
3/8	9.525	7.492	8.508	1.588	16
7/16	11.113	8.789	9.951	1.814	14
1/2	12.700	9.989	11.345	2.117	12
9/16	14.288	11.577	12.933	2.117	12
5/8	15.876	12.919	14.397	2.309	11
11/16	17.463	14.506	15.984	2.309	11
3/4	19.051	15.798	17.425	2.540	10
13/16	20.038	17.385	19.012	2.540	10
7/8	22.226	18.612	20.419	2.822	9
15/16	23.813	20.199	22.006	2.822	9
1	25.401	21.335	23.368	3.175	8
1 1/8	28.576	23.929	26.252	3.629	7
1 1/4	31.751	27.104	29.427	3.629	7
1 3/8	34.926	29.504	32.215	4.233	6
1 1/2	38.101	32.680	35.390	4.233	6
1 5/8	41.277	34.771	38.024	5.080	5
1 3/4	44.452	37.946	41.199	5.080	5
1 7/8	47.627	40.398	44.013	5.645	4 1/2
2	50.802	43.573	47.188	5.645	4 1/2
2 1/8	53.977	46.748	50.363	5.645	4 1/2

稱呼 (in)	ヲネヂ		有効徑	ピツチ	ネヂ山數
	外徑 d	谷の徑 d_1	d_2	p	25.4 mm につき
21/4	57.152	49.020	53.086	6.350	4
23/8	60.327	52.195	56.261	6.350	4
21/2	63.502	55.370	59.436	6.350	4
25/8	66.677	58.545	62.611	6.350	4
23/4	69.853	60.559	65.206	7.257	31/2
27/8	73.028	63.734	68.381	7.257	31/2
3	76.203	66.909	71.556	7.257	31/2
31/8	79.378	70.084	74.731	7.257	31/2
31/4	82.553	72.544	77.548	7.816	31/4
33/8	85.728	75.719	80.723	7.816	31/4
31/2	88.903	78.894	83.898	7.816	31/4
35/8	92.078	82.009	87.073	7.816	31/4
33/4	95.254	84.411	89.832	8.467	3
37/8	98.429	87.586	93.007	8.467	3
4	101.604	90.761	96.182	8.467	3
41/4	107.954	96.639	102.297	8.835	27/8
41/2	114.304	102.989	108.647	8.835	27/8
43/4	120.655	108.826	114.740	9.237	23/4
5	127.005	115.176	121.090	9.237	23/4
51/4	133.355	120.963	127.159	9.677	25/8
51/2	139.705	127.313	133.509	9.677	25/8
53/4	146.055	133.043	139.549	10.160	21/2
6	152.406	139.394	145.900	10.160	21/2

第3・4表 メートルネヂ (單位 mm)

ヲネヂ		有効徑	ピツチ	メネヂ	
外徑 d	谷の徑 d_1	d_2	p	谷の徑 D_1	内徑 D_2
1	0.652	0.838	0.25	1.022	0.674
1.2	0.852	1.038	0.25	1.222	0.874
1.4	0.984	1.205	0.3	1.428	1.012
1.7	1.214	1.473	0.35	1.732	1.246
2	1.444	1.740	0.4	2.036	1.480
2.3	1.744	2.040	0.4	2.336	1.780
2.6	1.974	2.308	0.45	2.640	2.014
3	2.166	2.610	0.6	3.054	2.220
3.5	2.666	3.110	0.6	3.554	2.720
4	2.958	3.513	0.75	4.068	3.026
4.5	3.458	4.013	0.75	4.568	3.526
5	3.750	4.415	0.9	5.082	3.832
5.5	4.250	4.915	0.9	5.582	4.332
6	4.610	5.350	1	6.090	4.700
7	5.610	6.350	1	7.090	5.700
8	6.264	7.188	1.25	8.113	6.376
9	7.264	8.188	1.25	9.113	7.376
10	7.917	9.026	1.5	10.135	8.062
(11)	8.917	10.026	1.5	11.135	9.062
12	9.569	10.863	1.75	12.158	9.727
(13)	10.569	11.863	1.75	13.158	10.727
14	11.222	12.701	2	14.180	11.402
(15)	12.222	13.701	2	15.180	12.402
16	13.222	14.701	2	16.180	13.402

ヲ ネ デ		有効徑	ピ ッ チ	メ ネ デ	
外 徑 d	谷の徑 d_1	d_2	p	谷の徑 D	内徑 D_1
(17)	14.222	15.701	2	17.180	14.402
18	14.528	16.376	2.5	18.225	14.753
(19)	15.528	17.376	2.5	19.225	15.753
20	16.528	18.376	2.5	20.225	16.753
(21)	17.528	19.376	2.5	21.225	17.753
22	18.528	20.376	2.5	22.225	18.753
(23)	19.528	21.376	2.5	23.225	19.753
24	19.833	22.052	3	24.270	20.103
(25)	20.833	23.052	3	25.270	21.103
27	22.833	25.052	3	27.270	23.103
30	25.193	27.727	3.5	30.315	25.454
33	28.139	30.727	3.5	33.315	28.454
36	30.444	33.402	4	36.360	30.804
39	33.444	36.402	4	39.360	33.804
42	35.750	39.077	4.5	42.405	36.155
45	38.750	42.077	4.5	45.405	39.155
48	41.055	44.753	5	48.450	41.505
52	45.055	48.753	5	52.450	45.505
56	48.361	52.428	5.5	56.495	48.856
60	52.361	56.428	5.5	60.495	52.856
64	55.666	60.103	6	64.540	56.206
68	59.666	64.103	6	68.540	60.206
72	63.666	68.103	6	72.540	64.206
76	67.666	72.103	6	76.540	68.206
80	71.666	76.103	6	80.540	72.206

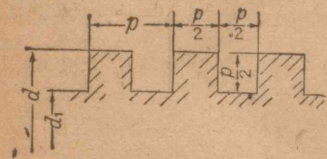
() 中の寸法はなるべく使用しないこと。

第 3・5 表 管用ネヂ (単位 mm)

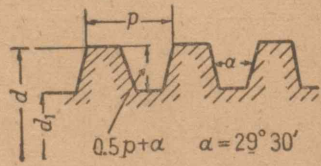
管の稱呼 (in)	管			ネ デ			
	外徑	近似 厚さ	近似 内徑	外 徑	谷の徑	有効徑	ネヂ山間 25.4 mm につき
1/8	10.5	2.0	6.5	9.729	8.567	9.148	28
1/4	13.8	2.3	9.2	13.158	11.446	12.302	19
3/8	17.3	2.3	12.7	16.663	14.951	15.807	19
1/2	21.7	2.8	16.1	20.956	18.632	19.794	14
(5/8)				22.912	20.588	21.750	14
3/4	27.2	2.8	21.6	26.442	24.119	25.281	14
(7/8)				30.202	27.878	29.040	14
1	34.0	3.2	27.6	33.250	30.293	31.771	11
1 1/4	42.7	3.5	35.7	41.912	38.954	40.433	11
1 1/2	48.6	3.5	41.6	47.805	44.847	46.326	11
1 3/4	54.6	3.8	47.0	53.748	50.791	52.270	11
2	60.5	3.8	52.9	59.616	56.659	58.137	11
(2 1/4)				65.712	62.755	64.234	11
2 1/2	76.3	4.2	67.9	75.187	72.230	73.708	11
(2 3/4)				81.537	78.580	80.058	11
3	89.1	4.2	80.7	87.887	84.930	86.409	11
(3 1/4)				93.984	91.026	92.505	11
3 1/2	101.6	4.2	93.2	100.334	97.376	98.855	11
(3 3/4)				106.684	103.727	105.205	11
4	114.3	4.5	105.3	113.034	110.077	111.556	11
4 1/2	127.0	4.5	118.0	125.735	122.777	124.256	11
5	139.8	4.5	130.8	138.435	135.478	136.957	11
5 1/2	152.5	5.0	142.5	151.136	148.178	149.657	11
6	165.2	5.0	155.2	163.836	160.879	162.357	11

() 中の寸法はなるべく使用しないこと。

ガスや水道の鉄管はネジで連結するが、管は肉厚が薄いために継目からガスや水がもれるので、それぞれ管用ネジには管接手ネジといふ特殊ネジを用ひる(第3・5表)。



第3・34圖 角ネジ

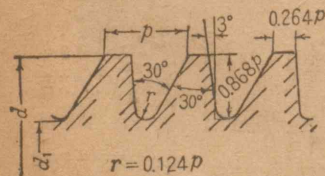


第3・35圖 梯形ネジ

運動傳達用のネジには、角ネジ・梯形ネジ・鋸齒ネジなどが用ひられる。

(ア)角ネジは摩擦が少く山も丈夫であるから、プレスやジャッキなど力の傳達に主として用ひられる。

(イ)梯形ネジは、たとへば旋盤の親ネジに用ひられてゐる。これは強く正確な傳導ができる。

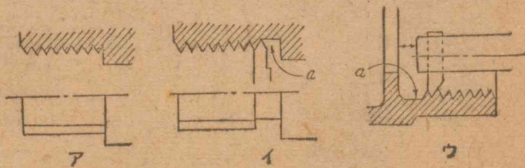


第3・36圖 鋸齒ネジ

(ウ)鋸齒ネジは、一方向から大きい力が作用する所に最も適したネジで、特殊な万力などに用ひられてゐる。

次にネジ切に就いて調べてみよう。

最も簡単な場合には、タップとダイスのネジ切工具を用ひる。



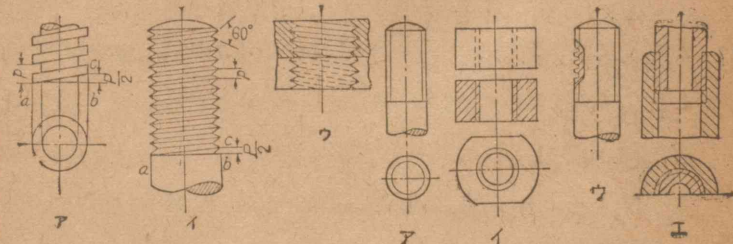
第3・37圖 ネジ切

(イ)ネジは多く旋盤で切る。この場合には、最後に刃物が材料に當るおそれがあるから、逃げをつくる必要がある。

(問題) 4. 第3・37圖で、どの方法が正しいか調べてみよう。

ネジは非常に多く用ひられるので、これを一々正確にゑがいてゐては時間と労力がかかり不經濟であるから略圖で示す。

(ア)説明用ネジは簡単にネジ山をゑがく。

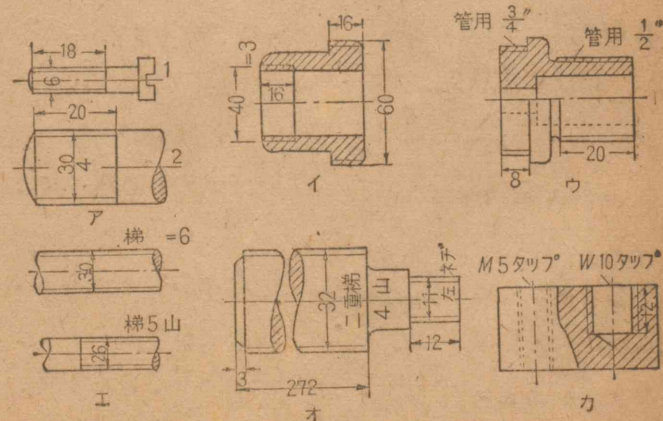


第3・38圖

説明用ネジの略圖法

第3・39圖

工作用ネジの略圖法



第3・40圖 ネジの寸法記入

(イ)工作圖では、峰は太い實線で表し、谷は細い實線で示す(第3・39圖)。

しかし標準ネヂによらないネヂは、圖の内又は外に断面圖をゑがく(第3・39圖②)。

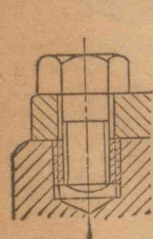
ネヂの寸法を圖面に記入するには、第3・40圖のやうにネヂ山の種類によつて區別する。

2. ボルトとナット

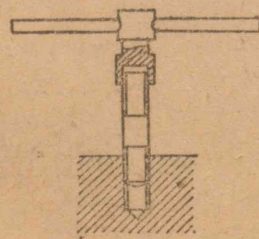
ネヂは主としてボルトとナットに應用される。ボルトとナットによる締結は、取附と解體とが容易にでき、且つ確實なために殆ど利用されてゐない場所はない。

先づ最も多く用ひられる六角頭のボルトに就いて調べてみよう。

(ア)普通通しボルトが多く用ひられる。材料は、ボルトもナットも普通は鋼材でつくられるが、腐蝕のおそれがある所には青銅或は耐蝕性の材料でつくる。ナットは一般にボルトより硬い材料を用ひる。



第3・41圖
タツプボルト



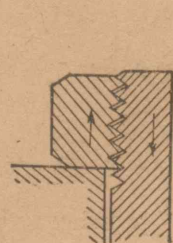
第3・42圖
挿込ボルト

(イ)旋盤の床に主軸臺を取り附ける際のやうに、通しボルトの孔があけられない所にはタツプボルトを用ひる。タツプボルトは、度々取り外すとメネヂが磨滅するから、

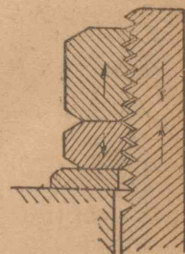
メネヂの部分を植ゑ込み、磨滅した場合には取り換へるか、植込ボルトを用ひる。

ボルトやナットをねぢ廻すにはスパナを用ひる。普通は開口スパナを用ひるが、取附場所やナットの形によつて種々なものが工夫されてゐる。

ボルトでナットを固く締めつけるとネヂ山が互ひに接觸して摩擦力を生じ、外力を加へないとゆるまない。しかし振動のある所に用



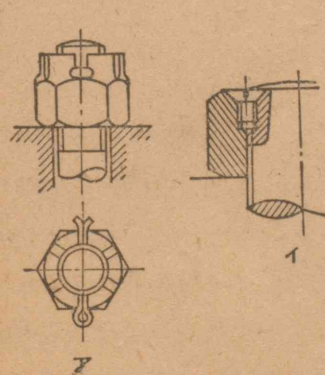
第3・43圖
ナットに作用する力



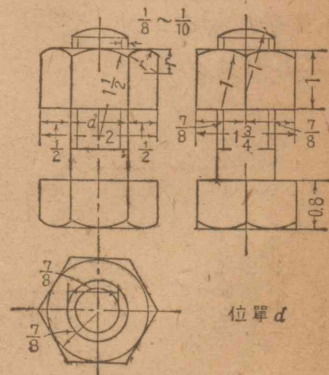
第3・44圖
止ナット

ひる場合には、ネヂ山の接觸面の壓力がなくなつて自然とゆるむやうになることがある(第3・43圖)。

このやうな場所には、第3・44圖のやうにネヂ山が接觸面



第3・45圖
⑦ピン止ナット ⑧ネヂ止ナット

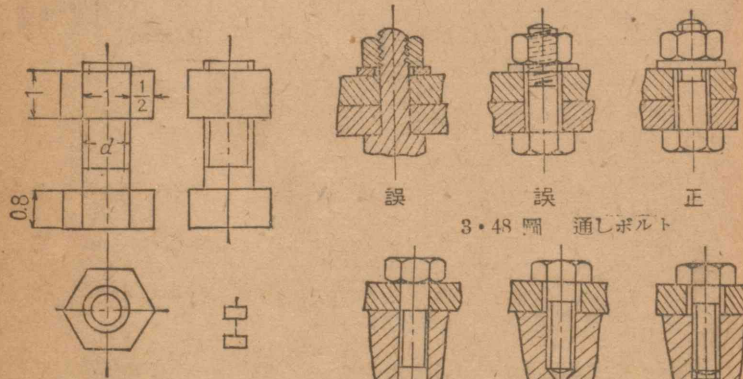


第3・46圖
大形ボルト

に絶えず壓力が作用するやうに2重ナットを用ひる。このナットを止ナットといふ。

このほか第3・45圖のやうに、割ピンや止ネヂを用ひる簡単な方法がある。

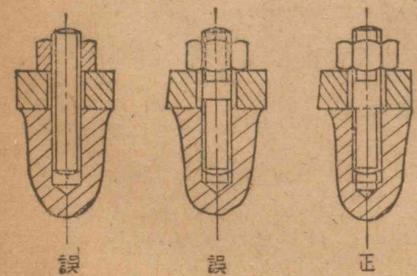
ボルトやナットを正確にゑがくには手數がかかるから、第3・46~47圖のやうな略圖を用ひる場合がある。



第3・47圖 中・小形ボルト

第3・48圖 通しボルト

第3・49圖 タップボルト



第3・50圖 植込ボルト

第3・48~50圖は、工作圖や製圖上の誤りを示すからよく注意しなければならぬ。ボルトやナットは縦軸を通る断面で切斷しない。

なほボルトとナットには、通しボルト・タップボルト・植

込ボルトのほか次のやうな特殊なものがある。

(ア)丁形ボルト 下からボルトを通せない場合、たとへば平削盤の工作臺に工作物を取り付けるには、このボルトを用ひる。

(イ)止ネヂ 軸に車を取り付けたり、或は位置の調整を必要とする所に用ひる。

(ウ)小ネヂ 小さい器具を組み立てる場合に用ひる。

- (エ)圓形ナット
- (オ)蝶形ナット

ボルト孔の直徑がボルトの直徑より著しく大きい場合、ナットの座面が軸と直角でない場合、或は座面がなめらかでない場合などには座金を用ひると都合がよい。座金は軟鋼・硬鋼、又は燐青銅でつくる。

ボルトの強さに就いて調べてみよう。

ボルトの強さの計算には次の記號を用ひる。

- W : ボルトの軸方向に作用する荷重 (kg)
- σ_t : ボルト材料の引張應力 (kg/cm²)
- τ : ボルト材料の剪斷應力 (kg/cm²)
- d_1 : ネヂの谷の徑 (cm)
- d : ネヂの外徑 (cm)

ボルトが受ける荷重には次の三つの場合が考へられる。

- (1)引張荷重だけを受ける場合
- (2)引張荷重と同時に振りを受ける場合

(3) 剪断荷重を受ける場合

(ア) ボルトが引張荷重を受ける場合には、ネジの断面に生ずる引張応力は

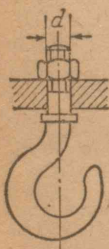
$$\sigma_t = \frac{W}{\frac{1}{4}\pi d_1^2}$$

ボルトの大きさは外径で示されるから、

$$d_1 = 0.8d$$

として

$$W = \frac{\pi}{4} (0.8d)^2 \sigma_t \doteq 0.5d^2 \sigma_t \dots\dots\dots (3 \cdot 3)$$



第3・51圖

第3・51圖

例題 4 第3・51圖の軟鋼製の鈎で、最大5tの荷重を鈎る場合に用ひるネジの直径は何程か。但し材料の許容応力を $\sigma_t = 480 \text{ kg/cm}^2$ とする。

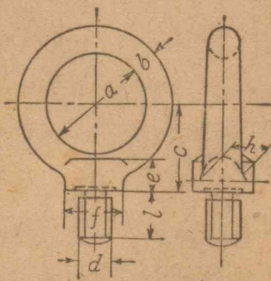
(解) (3・3) 式を變化して

$$d = \sqrt{\frac{W}{0.5\sigma_t}} = \sqrt{\frac{5000}{0.5 \times 480}} \doteq 4.56 \text{ cm}$$

$d = 46 \text{ mm}$ 以上で、最も近い標準ネジを第3・3表から求めると $d = 1\frac{7}{8}$ になる。

(問題) 3. 2500 kg の荷重を吊す輪附ボルトを設計せよ(第3・52圖参照)。

(イ)たとへば、スパナで締めつける固定ボルトや送りネジの場合には、軸方向の荷重をネジ山で受けると同時に振り



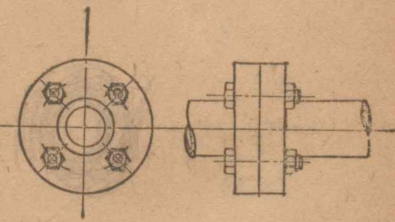
第3・52圖
輪 附 ボ ル ト

- $a = 1.9d$
- $b = 0.8d$
- $c = 2.2d$
- $e = 0.4d$
- $f = 1.6d$
- $l = 1.5d$

を受ける。この場合の許容応力は、引張だけの場合の3/4として計算する。随つて(3・3)式から

$$W = 0.5d^2 \sigma_t \times \frac{3}{4} \doteq 0.38d^2 \sigma_t \dots\dots\dots (3 \cdot 4)$$

例題 5 第3・53圖の接手で、3000 kg の引張荷重を4本のボルトで支へる場合、ボルトの直径を計算せよ。但しボルト材料の許容応力を $\sigma_t = 600 \text{ kg/cm}^2$ とする。



第3・53圖 管接手ボルト

(解) 4本で支へるから、1本のボルトの荷重は

$$W = \frac{1}{4} \times 3000 = 750 \text{ kg}$$

(3・4) 式から

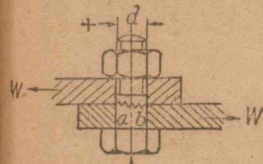
$$750 = 0.38d^2 \times 600$$

$$d^2 = \frac{750}{0.38 \times 600}$$

$$d = \sqrt{32.9} \doteq 5.6 \text{ (cm)}$$

直径を $2\frac{1}{4}$ in にきめる。

(ウ)第3・54圖のやうな鐵板を締結する場合には、ボルトは剪断荷重を受ける。このやうな場合はボルト孔とボルト軸を同じ寸法にし、孔をリーマで仕上げてボルトを打ち込むことが多い。この場合には



第3・54圖
剪断ボルト

$$\tau = \frac{W}{\frac{1}{4}\pi d^2}$$

㊦はナットの進行をとめて、ボルトが回轉しないやうにした場合で、この場合には B を回轉して F を動かす。第3・57圖のノギスは、この應用とみることができる。

㊧はボルトの進行をとめて回轉し、ナットが回轉しないやうにした場合で、第3・58圖の中心孔あけ機械は、この機構の應用とみることができる。

第4. 管に関する部分品

工場では、ガスとか水・油などの流體を取り扱ふことが多い。これらの流體を輸送するには、管とその附屬品とが用ひられる。

1. 管

ガスと上水道の輸送管のうち、引込管に就いて調べてみよう。

(ア)引込管には多く鉛管を用ひる。鉛管は自由に屈曲ができて接続もまた簡単である。

(イ)ガス管は継目なくつくり、稱呼寸法は近似内徑で示す。次に地下に埋設する管を調べてみよう。

(ウ)埋設管は鑄鐵管と鋼管とを多く用ひる。鑄鐵管は耐蝕性があり、安價に出来るが重量が多く比較的弱い。内徑は75~1500 mm, 長さは3~4 m ぐらゐである。

鋼管は形狀が正確で、管面がなめらかであり、鑄管に比べ

て耐蝕性がある。鋼管には、継目無管のほかは銲接や熔接したものが用ひられる。最近化學工場や發電所などで、高温・高壓の流體を取り扱ふことが多くなつたので用途も廣くなつた。

管は流體の輸送だけでなく、熱を傳へるのにも用ひられる。傳熱管には銅管や鋼管が用ひられる。銅管や黄銅管は多く細管で、屈曲が簡単にできる便利がある。管の用途はこのやうに廣いが同じ場所にある場合には、これを區別するために着色して明瞭にする。たとへば次のとおりである。

蒸氣……………赤 水……………緑
油……………黄 ガス……………灰色

管で流體を輸送する場合に、輸送する流體の流量と流體が管中を流れる平均速度とを知れば、管の直徑を決定することができる。

D : 管の内徑 (cm)

Q : 流量 (m^3/s)

v : 流體の平均速度 (m/s)

とおけば

$$Q = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D}{100} \right)^2 v$$

故に $D = 200 \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v}} \dots\dots\dots (4 \cdot 1)$

例題 1. 揚水量毎分 $0.9 m^3$ の渦巻ポンプに用ひる鑄鐵製吐出管の直徑は何程か。但し $v = 2 m/s$ とする。

(解) (4・1) 式から

$$D = 200 \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v}} = 200 \sqrt{\frac{0.9}{3.14 \times 2 \times 60}} = 9.8 \text{ cm}$$

標準管を用ひて $D = 100 \text{ mm}$

(問題) 1. 工業用水を毎時間 1000,000 l 輸送する管の直径を求めよ。但し水の平均速度は 1.5 m/s である。

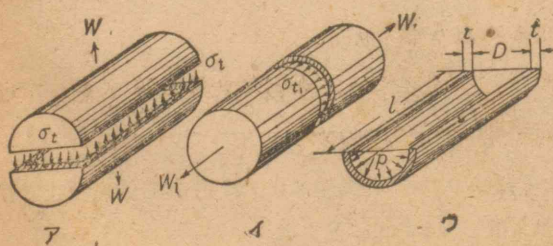
管に孔があると、管中を流れる水や蒸気が勢ひよく噴出する。これは管中を流れてゐる流體に壓力があるからである。

管の兩端に蓋をして、管内の水の壓力を流れてゐる場合と同じやうに高めて、管の強さを調べてみよう。

計算には次の記號を用ひる。

- W : 管の破壊荷重 (kg)
- D : 管の内径 (cm)
- l : 管の長さ (cm)
- t : 管の厚さ (cm)
- σ_t : 管材料の引張應力 (kg/cm²)
- p : 流體の使用壓力 (kg/cm²)

この場合、管の破壊は軸方向と圓周方向の二つの場合が考へられる(第4・1圖)。



第4・1圖 管の破壊

(ア)圓周方向に破壊される場合には管は上下に二つ割になると考へこの破壊荷重

は、管中央斷面の斷面積 Dt と壓力 p との積に等しく

$$W = p \cdot D \cdot l$$

これに對する管の抵抗力は、管の斷面の左右兩側に發生するから抵抗力は $2(\sigma_t l)$ に等しい。随つて

$$p \cdot D \cdot l = 2(\sigma_t \cdot l)$$

故に $\sigma_t = \frac{pD}{2t} \dots\dots\dots(4 \cdot 2)$

(イ)管の軸方向に破壊される場合には、破壊荷重は管の兩端の蓋に作用し、その大きさは

$$W_1 = \frac{1}{4} \pi D^2 p$$

これに對し管の横斷面に生ずる抵抗力は、斷面積は πDt であるから $\pi Dt \sigma_t$ に等しい。随つて

$$\frac{1}{4} \pi D^2 p = \pi Dt \cdot \sigma_t$$

故に $\sigma_t = \frac{pD}{4t} \dots\dots\dots(4 \cdot 3)$

(4・2)と(4・3)の兩式を比べてみると、軸方向に發生する應力は圓周方向に發生する應力の1/2となり、この結果破壊は半徑方向に起ることがわかる。

實際に管は設計する場合には、腐蝕や接手のあるものでは接手の效率を考へて次の式を用ひる。

$$t = \frac{pD}{2\eta \cdot \sigma_t} + c \dots\dots\dots(4 \cdot 4)$$

ここに

η : 接手効率

e : 腐蝕に対する定数 (cm)

この式は、水タンクや蒸気罐などの薄肉圓管の厚さを計算する場合にも使用する。

例題 2. 使用壓力 $p=8 \text{ kg/cm}^2$ (8 氣壓), 鋼板の抗張力 $=3400 \text{ kg/cm}^2$, 接手効率 $\eta=65\%$, 安全率 4, $e=0.1 \text{ cm}$ として直徑 $D=1 \text{ m}$ の水タンクの鋼板の厚さを計算せよ。

(解)

$$\sigma = \frac{3400}{4} = 850 \text{ kg/cm}^2$$

(4.4式) から

$$t = \frac{8 \times 100}{2 \times 0.65 \times 850} + 0.1 = 0.724 + 0.1 = 0.824 \approx 3.5 \text{ (mm)}$$

(問題) 2. 10 kg/cm^2 の内壓を受ける内徑 200 mm の鑄鐵管の内厚を計算せよ。但し $\sigma_t=250 \text{ kg/cm}^2$, $\eta=1$, $e=0.75 \text{ mm}$ とする。

2. 管 接 手

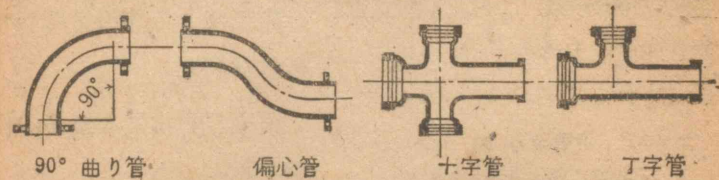
管と管、弁及び附屬品との締結には管接手を用ひて管路をつくる。先づガスや上水道の管路に用ひる管接手に就いて調べてみよう。

水道管はこれを長く連結したり、方向を變へたり、又分岐したりすることがある。短かい直管には肘・丁・二股・十字・ユ=オンなどの管接手を用ひる。

ガス管の接手は、形が複雑でしかも強さが必要であるから、可鍛鑄鐵管を用ひる。

鑄鐵管にはフランジ管接手又は印籠管接手を用ひる。印籠

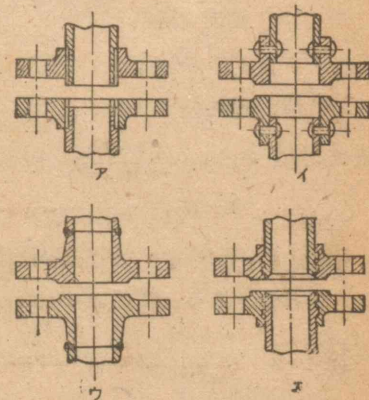
管接手は幾分可撓性があるから、地下の埋設管に適してゐる。管の方向を變へるには、分岐點に異形管を用ひる。



第 4.2 圖 異形管

フランジ管接手は、接手が強固で高温・高壓の流體を通す鋼管接手にも用ひる。

フランジの接合面には、流體の漏洩を防ぐために詰物を入れる。これをガスケットといひ、次のものが用ひられる。



第 4.3 圖 鋼管接手

(ア)非金屬性のもの ゴム・

石綿・紙・麻

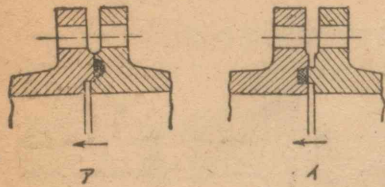
(イ)金屬性のもの 銅・鉛・軟鋼

ガスケットを用ひる場合には、次の點に注意する必要がある。

(ア)流體の種類によつて變質したりおかされることのないものを選ぶ。

(イ)高壓管のガスケットはフランジから押し出されないやう

- ㊦ねぢ込
- ㊦鉄接
- ㊦熔接
- ㊦轉壓



第 4.4 圖
高圧管に於けるガスケット

- α: 管材料の線膨脹係數
- t: 温度の變化
- λ: t°C の變化による管の伸縮 (cm)
- l: 管の長さ (cm)

とあけば

$$\lambda = \alpha \cdot t \cdot l \dots\dots\dots (4.5)$$

例題 3. 長さ 3m の鑄鐵管は温度 100°C の變化によつてどの
らる伸縮するか。但し α=0.000011 とする。

(解)

l=300 cm

t=100 °C

α=0.000011

を (4.5) 式に代入して

$$\lambda = 0.000011 \times 100 \times 300 = 0.33 \text{ (cm)}$$

(問題) 3. 例題 3. の鑄鐵管を 10 本フランジ管接手で連結すれば、
管路の伸縮は何程か。

管の両端を固定して温度の變化による歪を阻止すれば、こ
のため管は壓縮或は引張の荷重を受け、これと同じ應力を生
ずる。

にする (第 4.4 圖)。
管を長くするには、温度
の變化による伸縮を考へる
必要がある。
温度の變化による管の伸
縮を調べてみよう。

- ε: 熱歪
- σ: 熱應力 (kg/cm²)

とあけば

$$\epsilon = \frac{\lambda}{l} = \alpha t \dots\dots\dots (4.6)$$

随つて (2.6) 式から

$$\sigma = E \cdot \epsilon = E \cdot \alpha \cdot t \dots\dots\dots (4.7)$$

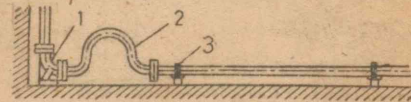
例題 4. 例題 3. の鑄鐵管の熱應力を計算せよ。但し
E=100,000 (kg/cm²) とする。

(解) (4.7) 式に代入して

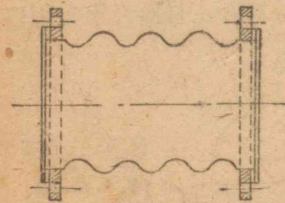
$$\sigma = 100,000 \times 0.000011 \times 100 = 1100 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

(問題) 4. 例題 3. の鑄鐵管の寸法を内徑 100 mm, 外徑 118 mm と
すれば、両端固定の場合には何程の力が生ずるか。

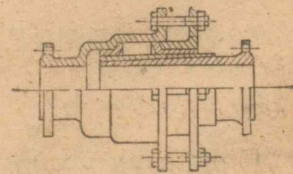
長い管路では、温度の
變化による管の伸縮を自
由にさせるため特別の装
置を管路の途中に設ける。
これを膨脹管接手といふ。



第 4.5 圖 曲り管膨脹接手
①固定支持管 ②曲り管膨脹接手
③コロ支持装置



第 4.6 圖
波形膨脹接手



第 4.7 圖
滑り管膨脹接手

膨脹管接手の主なものには、

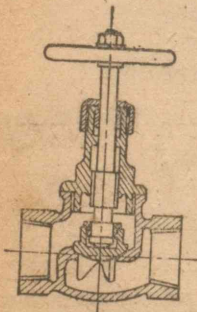
(ア) 曲り管膨脹接手—伸縮が大きい場合 (第4・5圖)

(イ) 波形膨脹接手—伸縮が小さい場合 (第4・6圖)

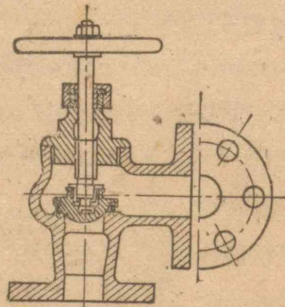
(ウ) 滑り管膨脹接手—大型の水路管 (第4・7圖) などがある。

3. 弁

管中の流れを調整したり遮断するためにはコックや弁が用ひられ、上水道の管路には球形弁と肘弁がよく用ひられる。



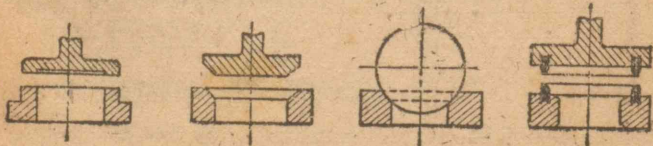
第4・8圖
球形弁



第4・9圖
肘弁

球形弁では入口と出口が一直線上にあり、肘弁では直角に曲る。球形弁では、液體を遮断する主要部は弁座と弁である。弁には

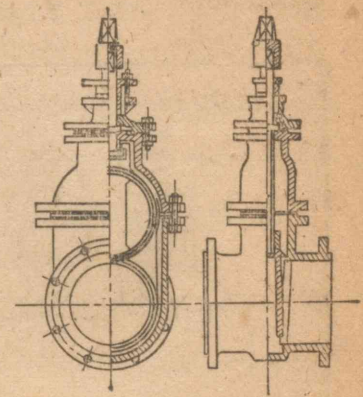
羽根足弁と足なし弁とがあり、弁座には平面座・圓錐座・球面座・植込座などがある。弁の材料には普通青銅を用ひるが、鑄鋼・鍛鋼・不銹鋼なども用ひる。



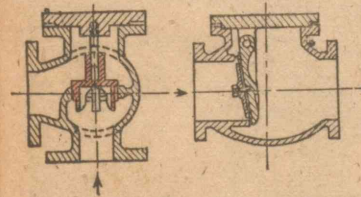
第4・10圖 弁座

弁と弁座とは氣密を完全に。両者が金屬の場合には摺合せを行なひ、又一方に硫化フアイバ・皮革・硬質ゴムなどを用ひる。弁を入れる弁箱は青銅・鑄鋼・鑄鐵でつくる。

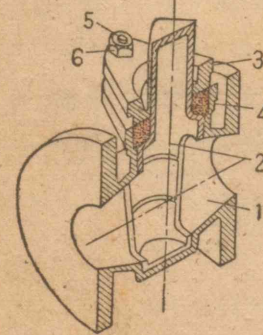
流量が多い所には仕切弁を用ひる。仕切弁では、弁板を



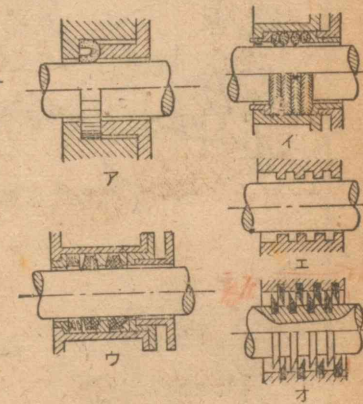
第4・11圖 仕切弁



第4・12圖 逆止弁



第4・14圖



第4・13圖

- ②皮革 ①纖維 ⑦金屬
- ⑤④ラビリンス

全開したときに流れの抵抗が他の弁に比べて少い。

液體を輸送する場合、いつも同じ方向へ流れて逆流すると

へ回轉する。

このやうに竿が水平を保つ場合があるが、物體 Q 或は錘 W の方へ一般に B を中心として回轉する。このやうに物體に外力が働いて、軸の周りに物體を回轉させる作用を力のモーメントといふ。

力のモーメントには、回轉の向きによつて右廻り（時計の針と同じ方向）と左廻り（時計の針と反対方向）とがある。これを區別するために右廻りを正、左廻りを負とする。

物體に外力が働いても回轉せず靜止する場合には、正負の力のモーメントが相等しく釣り合つてゐるといふ。

力のモーメントでは、回轉の軸から力までの距離をモーメントの腕といふ。力のモーメントの場合、力と腕の長さとの關係を第5.1圖の竿秤で調べてみよう。

(ア) 竿秤の錘を 2 倍、3 倍にした場合、腕の長さを $\frac{1}{2}$ 、 $\frac{1}{3}$ にすると釣り合ふ。

(イ) 腕の長さを 2 倍、3 倍にした場合、皿の目方を 2 倍、3 倍にすると又釣り合ふ。

これによつて力のモーメントの大きさは、腕と力との積で示されることがわかる。

M : 力のモーメント

W : 力 (kg)

l : 腕の長さ (cm)

とあけば、力のモーメントは

$$M = W \cdot l \dots\dots\dots (5 \cdot 1)$$

で示される。單位は kg-cm を用ひる。

例題 1. 250 kg の物體を第5.2圖のやうなテコで動かすには、テコの端にどれだけの力を加へればよいか。

(解) 支點の左側のモーメント

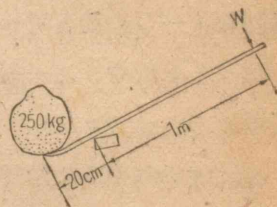
$$M_1 = 250 \times 20$$

支點の右側のモーメント

$$M_2 = W \times 100$$

$$M_1 = M_2 \text{ であるから, } 250 \times 20 = W \times 100$$

$$\therefore W = \frac{250 \times 20}{100} = 50 \text{ kg}$$



第5.2圖 テコ

(問題) 1. 旋盤でバイトを用ひ丸棒を切削するとき、バイトの長さ

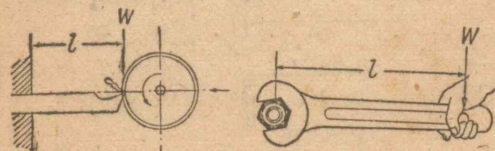
$l = 95 \text{ mm}$, バ

イトの先端に

力 $W = 4 \text{ kg}$ が

作用すれば、バ

イトの支點に



第5.3圖 バイト

第5.4圖 スパナ

何程の力のモーメントが作用するか (第5.3圖)。

(問題) 2. 第5.4圖のやうな長さ $l =$

180 mm のスパナの端に、 $W = 15 \text{ kg}$

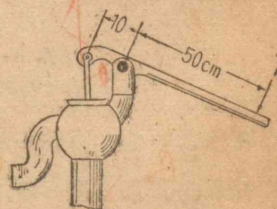
の力を加へた場合の力のモーメントは

どれだけか。

(問題) 3. 第5.5圖の手押ポンプの

柄の端に、 $F = 8 \text{ kg}$ の力を働かせると

ピストン棒はどれだけの力でひかれるか。



第5.5圖 手押ポンプ

Handwritten notes in red ink:
 $F = 8 \text{ kg}$
 $l = 50 \text{ cm}$
 $M = F \cdot l = 8 \cdot 50 = 400 \text{ kg-cm}$

竿秤やテコのやうに、棒の軸に直角な荷重が作用するものを梁といふ。切削中の旋盤のバイト、或は軸受で支へられた回轉軸も一つの梁と考へられる。梁のうち

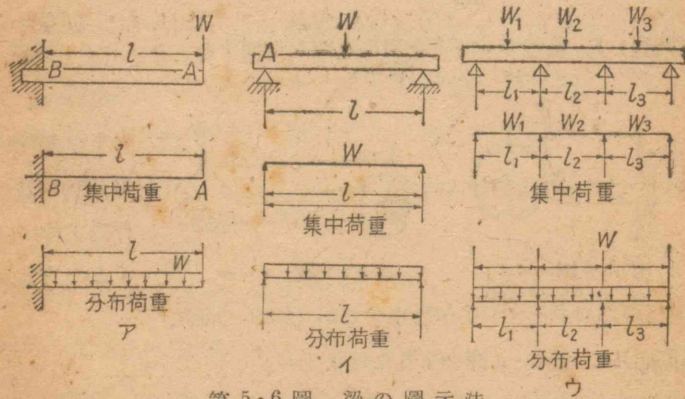
(ア)バイトのやうに一端が自由で他端が固定されたものを片持梁

(イ)回轉軸のやうに両端を支へたものを両端支持梁

(ウ)3箇所以上で支へるものを連続梁

といふ。

梁に加る荷重には、バイトの切削力のやうに梁の或る1點にかかると集中荷重、梁に沿つて一樣にかかるものを分



第5.6圖 梁の圖示法

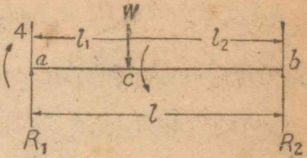
㊦片持梁 ㊧両端支持梁 ㊨連続梁

布荷重といふ。第5.6圖は梁の圖示法の一例である。梁に働く荷重は支點で支へる。このやうに支點に働く力を反力といふ。又支點間の距離をスパンといふ。

第5.7圖に示す一つの集中荷重 W が、 c に作用する両端支

持梁に就いて反力を求めてみよう。

支點 a, b の反力を R_1, R_2 とすれば、梁に働く荷重と反力とは互ひに釣り合ふからその大きさは相等しくなければならない。即ち



第5.7圖 両端支持梁

$$R_1 + R_2 = W \dots\dots\dots (5.2)$$

の式が成りたつ。

次に支點 b の周りの支點 a の反力 R_1 と荷重 W のモーメントとを考へると、反力 R_1 のモーメントは右廻りで、その大きさは $R_1 l$ 、荷重 W のモーメントは左廻りで、その大きさは $W l_2$ である。この場合梁は釣り合つて静止してゐるから、その大きさは相等しく、即ち

$$R_1 l = W l_2$$

$$\text{故に } R_1 = \frac{l_2}{l} W \dots\dots\dots (5.3)$$

(5.2) 式から

$$R_2 = W - R_1$$

$$\text{或は } R_2 = W - \frac{l_2}{l} W$$

$$R_2 = \frac{l_1}{l} W \dots\dots\dots (5.4)$$

(5.2) 式及び (5.3) 式から、兩支點の反力はそれぞれ荷重の作用する點から兩支點に至る距離に反比例することがわかる。

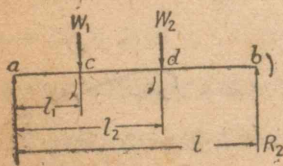
例題 2. 第5・7圖で, $l=1\text{ m}$, $l_1=40\text{ cm}$, $l_2=60\text{ cm}$, $W=500\text{ kg}$ として反力 R_1, R_2 を求めよ。

(解) (5・3) 式から

$$R_1 = \frac{60}{100} \times 500 = 300\text{ kg}$$

$$R_2 = 500 - 300 = 200\text{ kg}$$

例題 3. 第5・8圖に示す二つの集中荷重が作用する両端支持梁の反力を求めよ。



第5・8圖 両端支持梁

(解) 支點 a に関するモーメントをとれば

$$W_1 l_1 + W_2 l_2 = R_2 l$$

から

$$R_2 = \frac{W_1 l_1 + W_2 l_2}{l}$$

次に反力と荷重とは互ひに釣り合ふから

$$R_1 + R_2 = W_1 + W_2$$

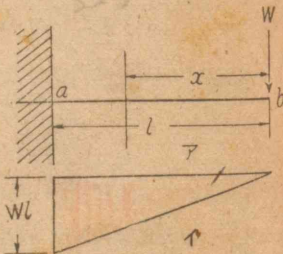
から $R_1 = W_1 + W_2 - R_2$

(問題) 4. 第5・8圖の梁で, $l=1\text{ m}$, $l_1=25\text{ cm}$, $l_2=50\text{ cm}$, $W_1=300\text{ kg}$, $W_2=500\text{ kg}$ として R_1, R_2 を求めよ。

更に, 自由端に集中荷重が作用する片持梁の任意の断面の周りの荷重のモーメントに就いて調べてみよう

(第5・9圖①)。

l から距離 x の断面の周りの荷重 W のモーメントを M_x とおけば, この大きさは



第5・9圖

$$M_x = Wx \dots \dots \dots (5 \cdot 5)$$

で示される。

(このモーメントは, 断面を軸として x の長さの梁の部分を右廻りに回轉する作用を示し, 梁はこのために彎曲するから, この場合には力のモーメントを特に曲げモーメントといふ。

曲げモーメントの大きさは(5・5)式から x の距離に比例するから, $x=l$ の固着端 a に於いて最大曲げモーメント作用を受け, 最も強く曲げられる。

彎曲が過大となればこの部分から折れ曲るから, この断面を危険断面といふ。この最大曲げモーメントの大きさは,

$$M_a = Wl \dots \dots \dots (5 \cdot 6)$$

で示される。

例題 4. 第5・9圖①の場合, $W=500\text{ kg}$, $l=1\text{ m}$ のとき $x=10\text{ cm}$, 20 cm , 30 cm の各断面の曲げモーメントを求めよ。

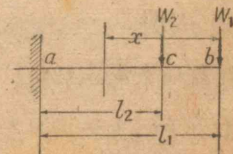
(解)

$x=10$ のとき $M=500 \times 10 = 5000\text{ kg-cm}$

$x=20$ のとき $M=500 \times 20 = 1,0000\text{ kg-cm}$

$x=30$ のとき $M=500 \times 30 = 1,5000\text{ kg-cm}$

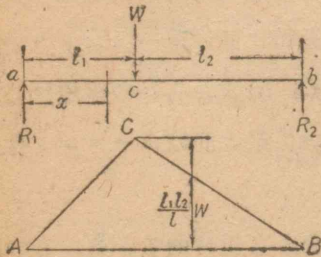
この場合, 各断面の曲げモーメントを縦軸に, 水平軸には距離 x をとつて, 曲げモーメントの變化を圖示すれば第5・9圖②が得られる。このやうな圖を曲げモーメント圖といひ, これを見ると曲げモーメント



第5・10圖 片持梁

の變化の様子がわかる。

(問題) 5. 第5・10圖で, $W_1=300$ kg, $W_2=200$ kg, $l_1=1$ m, $l_2=70$ cm として, a, c 點の曲げモーメントを求めよ。



第5・11圖

次に一つの集中荷重が作用する両端支持梁の任意の断面に関する曲げモーメントに就いて調べてみよう(第5・11圖)。

(ア) ac 間に於いて, a から距離 x の断面で, 左部分に就いて考へれば, 支點 a の反力 R_1 はこの断面に關して右廻りのモーメントの作用をなし, その大きさは

$$M_x = R_1 x = \frac{l_2}{l} W x \dots\dots\dots (5 \cdot 7)$$

で示される。荷重 W の作用點では $x=l_1$ であるから

$$M_c = \frac{l_1 l_2}{l} W \dots\dots\dots (5 \cdot 8)$$

支點 a では $x=0$ であるから

$$M_a = 0$$

ac 間では曲げモーメントは x に比例して増す。

(イ) cb 間では, 支點 a から距離 x の任意の断面で, 左部分に就いて考へれば, 支點 a の反力 R_1 はこの断面に關して右廻りのモーメントの作用をなすが, 集中荷重 W は断面から $(x-l_1)$ の距離にあり, 左廻りのモーメントの作用をな

すから, この断面に關する曲げモーメントは

$$M_x = R_1 x - W(x-l_1)$$

で示される。集中荷重 W の作用點では $x=l_1$ であるから

$$M_c = \frac{l_1 l_2}{l} W$$

になり, $x=l$ の右支點 b では

$$M_b = \frac{l_2}{l} W \cdot l - W(l-l_1) = 0$$

になる。

これから cb 間では, 曲げモーメントは $\frac{l_1 l_2}{l} W$ から 0 までに比例して減少する。

この梁では荷重作用點の曲げモーメントが最大で, この断面が危険断面を示す。

曲げモーメント圖をえがけば, 三角 ACB で示される。

例題 5. 第5・11圖の梁で, $W=500$ kg, $l_1=40$ cm, $l_2=60$ cm のときの最大曲げモーメントを求めよ。

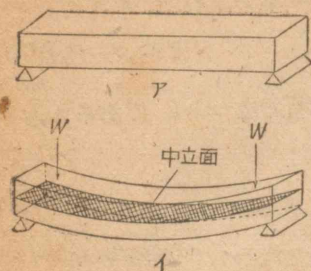
(解) (5・8) 式から

$$M_c = \frac{40 \times 60}{100} \times 500 = 12000 \text{ kg-cm}$$

2. 梁の應力

ゴムで両端支持梁の模型をつくり, 兩支點からそれぞれ等距離の所に集中荷重が作用する場合に, 梁に生ずる歪と應力とに就いて調べてみよう。

(ア) 荷重が作用する前, 第5・12圖⑦の真直ぐな梁は①のや



第5・12 中立面

うに下方に彎曲する。随つて梁の上層は収縮し、下層では伸びを生じ、上下の中間の層には上層の収縮から伸びまで連続的に変化するため、伸びも収縮もない層が存在しなければならない。随つて、伸び側の層には引張應力、収縮側には壓縮應力が生じ、この中間の層には應力が発生しない。この層を中立面といひ、中立面と梁の横断面との交りを中立軸といふ。

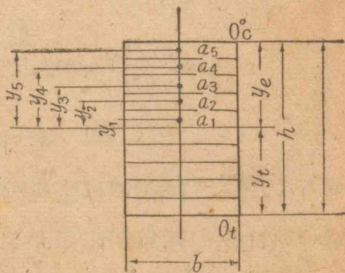
梁の材料中に生ずる應力の大きさは、弾性の比例法則によつて中立軸からの距離に比例するから、最上層又は最下層で最大になる。

曲げモーメントによつて梁の断面に生ずるこれら引張及び壓縮の垂直應力を、特に曲げ應力ともいふ。

次に曲げモーメントと曲げ應力との關係に就いて調べてみよう。

簡単に矩形断面の場合に就いて考へる(第5・13圖)。

(ア)梁の断面を中立軸に平行な多くの小面積の層に分割し、各層の小面積をそれぞれ a_1, a_2, a_3, \dots とし、各層か



第5・13圖 梁の断面

ら中立軸までの距離をそれぞれ y_1, y_2, y_3, \dots とする。

(イ)各層に生ずる應力を $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots$ とすれば、各層の全應力は $\sigma_1 a_1, \sigma_2 a_2, \sigma_3 a_3, \dots$ になる。

(ウ)これらの各層の應力の中立軸に関するモーメントはそれぞれ $\sigma_1 a_1 y_1, \sigma_2 a_2 y_2, \sigma_3 a_3 y_3, \dots$ になる。

(エ)最上層の壓縮應力を σ_c 、中立軸からの距離を y_c とすれば、各層に生ずる應力は中立軸からの距離に比例するから

$$\sigma_1 = \sigma_c \frac{y_1}{y_c}, \quad \sigma_2 = \sigma_c \frac{y_2}{y_c}, \quad \sigma_3 = \sigma_c \frac{y_3}{y_c}, \dots$$

壓縮側の應力のモーメントの總和を M_c とすれば

$$\begin{aligned} M_c &= \sigma_1 a_1 y_1 + \sigma_2 a_2 y_2 + \sigma_3 a_3 y_3 + \dots \\ &= \frac{\sigma_c}{y_c} (a_1 y_1^2 + a_2 y_2^2 + a_3 y_3^2 + \dots) \end{aligned}$$

になる。同じやうに引張側でも、中立軸に平行な各層の小面積を a'_1, a'_2, a'_3, \dots 、距離を y'_1, y'_2, y'_3, \dots 、最下層の最大引張應力を σ_t 、その距離を y_t とおけば、各層に生ずる應力のモーメントの總和は

$$M_t = \frac{\sigma_t}{y_t} (a'_1 y_1'^2 + a'_2 y_2'^2 + a'_3 y_3'^2 + \dots)$$

になる。

(カ)矩形断面は中立軸に關し上下對稱であるから

$$\sigma_c = \sigma_t, \quad y_c = y_t$$

になり、これらを y, σ とおけば

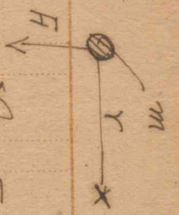
$$\frac{\sigma_c}{y_c} = \frac{\sigma_t}{y_t} = \frac{\sigma}{y}$$

May

慣性能率 (moment of inertia)

運動 { 直線運動

用鼓運動



$$\frac{F}{m} = a \quad F = ma$$

$$M = F \cdot r$$

円周線加速度 (a) = 圓鼓半径 (r) x 角加速度 (α)

$$a = r \omega$$

$$m r^2 = I$$

(⇒ α = a/r)

$$M = F \cdot r = m \cdot a \cdot r = m \cdot r \cdot \omega \cdot r = m r^2 \omega$$

直線運動	F = ma	a
圓鼓運動	M = m r^2 ω	ω

$$\int \dot{O} = \frac{W}{A}$$

$$O = \frac{M}{Z}$$

慣性能率
圓鼓質量
I
角速度

$$Z = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{d^3}{16}$$

$$Z = \frac{I}{\sigma}$$

$$M = \frac{\sigma}{q} I$$



$$I = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64}$$

$$= \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi (D^2 + d^2)(D - d)(D + d)}{64}$$

になり、梁に生ずる曲げ應力の全モーメントは

$$M_R = M_c + M_t = \frac{\sigma}{y} \sum ay^2$$

になる。このモーメント M_R は外力の曲げモーメント M に抵抗して材料内部に生ずるもので、これを抵抗モーメントといひ、梁は釣り合つてゐるから

$$M = M_R$$

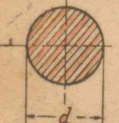
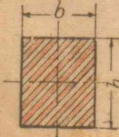
になる。


抵抗モーメントの式中の $\sum ay^2$ の値を計算すれば、断面の形状が與へられると一定値になる。これを断面の回轉慣性量(慣性モーメント)といひ、 I の記號で示せば

$$M = \frac{\sigma}{y} I \dots\dots\dots (5 \cdot 9)$$

になる。 I/y もまた断面による一定値で、これを断面係数といひ、 z で示せば

第5・1表 圓と矩形の I と z

断面形	I の値	z の値
圓 	$\frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{\pi d^3}{32} = \frac{d^3}{10}$
矩形 	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{bh^2}{6}$

三角  $\frac{bh^3}{36}$

$$M = \sigma \cdot z \dots\dots \dots (5 \cdot 10)$$

第5・1表は圓と矩形断面の値を示す。

(5・10)式は梁の強さの基本公式で、梁の計算には重要

なものである。

例題 6. 直径 50 mm の軟鋼棒の許容曲げ應力 $\sigma = 600 \text{ kg/cm}^2$ とすれば、許容曲げモーメントは何程か。

(解) この梁の断面係数は

$$z = \frac{d^3}{10} = \frac{5^3}{10} \text{ (cm}^3\text{)}$$

(5・10) 式から

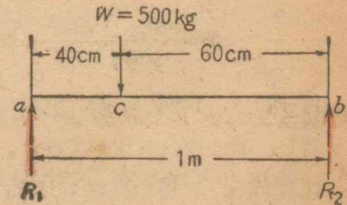
$$M = \sigma \cdot z = 600 \times \frac{5^3}{10} = 7500 \text{ (kg-cm)}$$

(問題) 6. 3600 kg-cm の曲げモーメントを受ける梁に高さ $h = 50 \text{ mm}$ 、幅 $b = 30 \text{ mm}$ の矩形断面の梁を用ひる場合の曲げ應力は何程か。

例題 7. 第5・14 圖に示す $l = 1 \text{ m}$ 、 $l_1 = 40 \text{ cm}$ 、 $l_2 = 60 \text{ cm}$ 、

$W = 500 \text{ kg}$ の兩端支持梁に軟鋼

材を用ひ、 $\sigma = 600 \text{ kg/cm}^2$ とすれば直径をどれだけにすればよいか。



第5・14 圖 兩端支持梁

(解)

(1) 兩支點の反力はそれぞれ

$$R_1 = 300 \text{ kg}, R_2 = 200 \text{ kg}$$

(76 頁参照)

(2) 最大曲げモーメントは

$$M_c = 1,2000 \text{ kg-cm}$$

(3) $z = \frac{d^3}{10}$, $l = \sigma \cdot z$ から

$$1,2000 = 600 \times \frac{d^3}{10}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,2000}{60}} = \sqrt[3]{200} = 5.85 \text{ cm}$$

例題 8. 長さ $l=2 \text{ m}$, 高さ $h=200 \text{ mm}$, 幅 $b=150 \text{ mm}$ の木材片持梁の自由端には, どれだけの集中荷重をかけることができるか. 但し許容曲げ応力 $\sigma=40 \text{ kg/cm}^2$ とする.

(解) (1) 断面係数は

$$z = \frac{bh^2}{6} = \frac{15 \times 20^2}{6} \text{ (cm}^3\text{)}$$

(2) 自由端の集中荷重を $W \text{ kg}$ とすれば, 固着端の最大曲げモーメントは

$$M = Wl = 200 W \text{ (kg-cm)}$$

(3) (5・10) 式から

$$200 W = 40 \times \frac{15 \times 20^2}{6}$$

$$W = \frac{40 \times 15 \times 20^2}{6 \times 200} = 200 \text{ kg}$$

(問題) 7. 例題 8. で, 200 mm の邊を水平にした場合に就いて計算し, 前の場合と比べてみよ. $W = 150 \text{ kg}$.

(問題) 8. 1 邊の長さ 30 mm の正方形断面と, 同じ断面積をもつ圓形断面の梁とはどちらが強いか. $4.5 - 0.2135 \text{ 強}$.

曲げモーメントを受ける構造物の梁に工形鋼や L 形鋼を用いたり, 軌條に特殊な断面形を用いたりするのは, 材料を經濟的に使ふためであるから, 梁の設計には材料の断面形に就いて工夫し, 材料を節約することが大切である.

第 6. 軸に関する部分品

齒車やベルト車を軸に取り付けて機械に動力を傳達する場

合がある。この場合には軸を傳導軸といふ。

傳導軸の中には, 原動機や電動機から間接に各機械に動力を傳達するこ

とがある(第 6・1 圖)。

この場合に

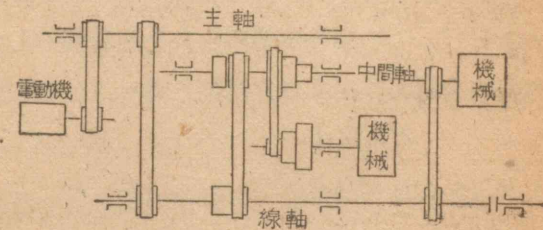
は,

(ア) 原動機か

ら直接に動力を受けるものを主軸といふ。

(イ) 主軸から動力を受けて各工場に傳達するものを線軸といふ。

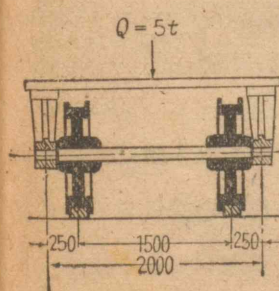
(ロ) 線軸から動力を受けて各機械に傳達するものを中間軸といふ。



第 6・1 圖 傳導軸

1. 軸の強さ

軸の断面には, 主として圓形又は中空圓形のものを用ひ, 材料には軟鋼・特殊鋼・鑄鋼などを用ひる。



第 6・2 圖 トロの車軸

軸のうちには, 鐵道の客車や貨車の車輛のやうに回轉體を支へ, 主として曲げ作用を受けるものがある(第 6・2 圖)。このやうな軸の強さに就いて調べてみよう。

W : 軸に働く荷重 (kg)

M : 曲げモーメント (kg-cm)

l : 曲げモーメントの腕の長さ (cm)

d : 軸 径 (cm)

σ : 軸材料の許容曲げ応力 (kg/cm²)

とあけば、この場合車輪の中央を固着端として、軸受の中央に集中荷重が作用する片持梁と考へ、(5・6) 式から

$$M = W \cdot l$$

又 (5・10) 式から

$$M = \sigma \cdot z = \sigma \cdot \frac{d^3}{10}$$

随つて

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M}{\sigma}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot W \cdot l}{\sigma}} \dots\dots\dots(6 \cdot 1)$$

例題 1. 第 6・2 圖の車軸で、この 1 組の車に $Q=5t$ の荷重がかかる場合の軸の直径を求めよ。但し $\sigma=500 \text{ kg/cm}^2$ とする。

(解)

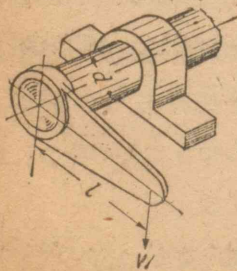
$$M = \frac{Q}{2} \times 25 = \frac{5000}{2} \times 25 = 6,2500 \text{ kg-cm}$$

(6・1) 式から

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \times 6,2500}{500}} = \sqrt[3]{1250} \doteq 10.8 \text{ cm}$$

$$\doteq 110 \text{ mm}$$

齒車やベルト車を取り附けた傳導軸は主として振り作用を受ける。この場合の強さに就いて調べてみよう。



第 6・3 圖 振り

第 6・3 圖で、

W : ハンドルに作用する荷重 (kg)

l : 腕の長さ (cm)

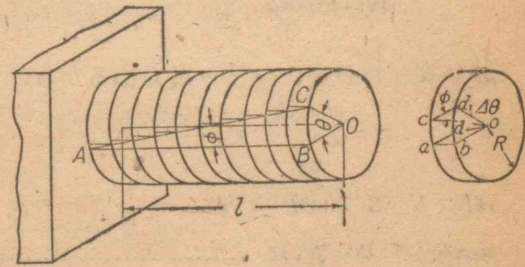
とあけば、軸に對する振り作用を振りモーメント或はトルクといひ これを T で示せば、

$$T = W \cdot l \dots\dots\dots(6 \cdot 2)$$

單位は kg-cm を用ひる。

次に第 6・4 圖に示す丸棒の表面に、軸線に平行な母線 AB

をひき、これをねぢつた場合の變化の模様を調べてみよう。



第 6・4 圖 振り作用を受けた棒

(ア)自由端の半徑 OB が θ 角だけ回轉して OC の

位置に移れば、 AB は AC のやうにねぢられる。

(イ)次に軸に平行な二つの母線と軸に垂直な二つの平行斷面に圍まれた小面積 $abdc$ を考へると、邊 bd は邊 cd に對しスベリを生じ、随つて軸表面には剪斷歪を生じ、更に剪斷應力を生ずる。これを特に振り應力といふ。

第 6・4 圖で

$$\angle dcd_1 = \phi$$

とあけば、 ϕ は剪斷歪を示し、直角三角形 cdd_1 から、 ϕ が小さい場合には次の關係が成り立つ。

$$\phi = \tan \phi = \frac{dd_1}{cd} \dots\dots\dots (ア)$$

次に半径 oc の回轉角を

$$\angle dod_1 = \Delta\theta \text{ (弧度)}$$

とおけば、

$$dd_1 = R \cdot \Delta\theta$$

これに(ア)式を代入すれば、

$$\phi = R \cdot \frac{\Delta\theta}{cd}$$

捩れ角は單位長につき一定であるから、これを K とおけば、

$$\frac{\theta}{l} = \frac{\Delta\theta}{cd} = K$$

故に $\phi = K \cdot R \dots\dots\dots (イ)$

弾性限界以下では、捩りの場合でも弾性の比例法則が成り立つから、これを式で示すと次のとおりになる。

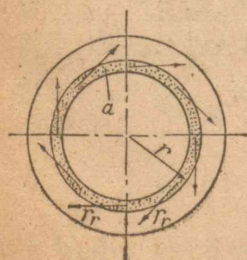
$$\tau = G \cdot \phi \dots\dots\dots (6 \cdot 3)$$

ここに G は捩りの弾性係数で、剪斷弾性係数といふ。單位には kg/cm^2 を用ひる。

(イ) (6.3) 式から

$$\tau = K \cdot R \cdot G = \text{定數} \cdot R \dots\dots (ウ)$$

次に軸内に半径 r の同軸圓筒面 (第



第 6.5 圖 剪斷應力

6.5 圖) を考へると、その表面では圓

筒外表面に相似であるから、その圓筒面に生ずる剪斷應力は R に r を代入して、

$$\tau_r = \text{定數} \times r \dots\dots\dots (エ)$$

(ウ), (エ) 式から

$$\tau_r = \tau \cdot \frac{r}{R} \dots\dots\dots (6 \cdot 4)$$

次に、斷面上に中心から r の半径の所に環狀の微小面積 a を考へ、この部分に發生する剪斷應力を τ_r とおけば、この部分に發生する全剪斷應力は

$$S_r = a \cdot \tau_r$$

軸 O に關するこの全剪斷應力のモーメントは

$$M_r = a \cdot \tau_r \cdot r$$

上式に $\tau_r = \frac{r}{R} \cdot \tau$ を代入して

$$M_r = \frac{\tau}{R} \cdot a \cdot r^2$$

隨つて、中心から $r_1, r_2, r_3, \dots\dots$ の半径の位置に環狀の微小面積 $a_1, a_2, a_3, \dots\dots$ を考へ、この部分に發生する各剪斷應力を $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \dots\dots$ とおけば、これらの各小面積の中心に關するモーメントは $\frac{\tau}{R} a_1 r_1^2, \frac{\tau}{R} a_2 r_2^2, \frac{\tau}{R} a_3 r_3^2, \dots\dots$ になり、これらのモーメントと總和を M_t とすれば

$$\begin{aligned} M_t &= \frac{\tau}{R} (a_1 r_1^2 + a_2 r_2^2 + a_3 r_3^2 + \dots\dots) \\ &= \frac{\tau}{R} \sum ar^2 \end{aligned}$$

このモーメントは外力の振りモーメントに抵抗するため、材料内部に生ずる抵抗モーメントに等しく

$$T = M_t$$

であるから

$$T = \frac{\tau}{R} \sum ar^2$$

$\sum ar^2$ は、断面の形状がきまれば一定値をとり、これを I_p とおき、極回轉慣性量といふ。故に

$$T = \frac{\tau}{R} I_p \dots\dots\dots (6.5)$$

$\frac{I_p}{R}$ もまた断面に関して一定値で極断面係数といひ、 z_p で示せば

$$T = \tau \cdot z_p \dots\dots\dots (6.6)$$

(6.6) 式は振りの強さに關する基本公式で、軸の設計に重要な公式である。

無垢の丸軸では

$$I_p = \frac{\pi}{32} d^4 \cdot \frac{d^4}{10} \quad z_p = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot \frac{1}{5} d^3$$

であるから、軸の直径は

$$d = \sqrt[3]{\frac{5T}{\tau}} \text{ (cm)} \dots\dots\dots (6.7)$$

軸の動力は馬力で與へられることが多く、ここに

T: 振りモーメント

N: 毎分の回轉數

H: 傳達馬力

とおけば振りモーメントに對して

$$T = 7,1620 \cdot \frac{H}{N} \text{ (kg-cm)}$$

の關係がある。故に (6.7) 式に代入して、

$$d = \sqrt[3]{\frac{360,000}{\tau} \cdot \frac{H}{N}} \text{ (cm)}$$

軸に軟鋼材を用ひ、 $\tau = 210 \text{ kg/cm}^2$ とすれば

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{H}{N}} \text{ (cm)} \dots\dots\dots (6.8)$$

長い軸では、軸の一端に對する他端の振れ角は相當大きく、この振り角 θ は

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{T \cdot l}{I_p G} = \frac{10 T \cdot l}{d^4 G} \text{ (弧度)} \\ &= \frac{1800}{\pi} \cdot \frac{Tl}{d^4 G} \text{ (度)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6.9)$$

傳導軸では、適度な強さと同時に、特に長い軸では振りに對して剛さが必要である。振り角は軸の長さ 1m につき 1/4 度以下にする。この剛さに對する軸径は

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{H}{N}} \dots\dots\dots (6.10)$$

の關係にある。

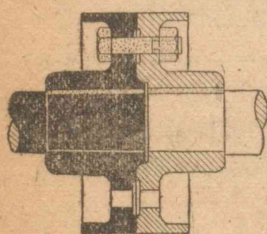
例題 2. 毎分 180 回轉し、 $H = 40$ 馬力 (HP) を傳達する軟鋼製丸軸の直径を求めよ。

(解) (6.8) 式から

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{40}{180}} = 7.3 \text{ (cm)} \approx 75 \text{ (mm)}$$

2. 軸 接 手

傳導軸の長さは、材料又は工作上の関係で無制限には長くできなく、長さが一定であるから、長い線軸をつくる場合にはこれを何本か接続しなければならない。又機械のうちには、自動車のやうに主動軸と從動軸とを自在に連結して回轉を斷



第6・6圖 フランジ接手
フランジ接手を多く用ひる。

續する必要がある場合がある。このやうに軸を連結するのに用ひる機械の要素を軸接手といふ。
軸接手にはどんな種類のものがあるか調べてみよう。
(ア)線軸には永久接手としてフランジ接手は左右二つのフランジの部分からつくられ、各フランジに軸端を焼嵌か水壓で固着する。兩軸を完全に一直線に合はすため、フランジの合せ面を孔の中心線に直角につくり、更に凹凸の部分をつくつて互ひにはめ込み、更に、面の仕上はすり合はせて密着し、ガタのないやうにする。結合には磨きボルトを用ひ、ボルト孔はリーマで仕上げ、ボルト孔にガタのないやうにし、回轉中ゆるまないやうに注意する必要がある。

軸の回轉中、ボルトの頭やナットが露出してゐると、これ

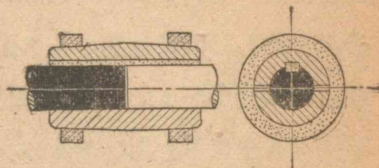
續する必要がある場合がある。このやうに軸を連結するのに用ひる機械の要素を軸接手といふ。

軸接手にはどんな種類のものがあるか調べてみよう。

(ア)線軸には永久接手としてフランジ

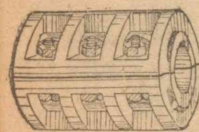
によつて工具に危害を及すことがあるから錨をつけることがある。このほかに、

(イ)小形傳導軸には簡単な摩擦筒形軸接手を用ひる。この軸接手は外側が圓錐形をなす

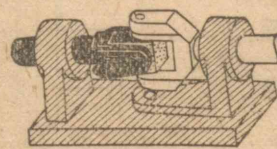


二つの鑄鐵製半圓筒をつくり、
軸を抱き、共通の無勾配のキーをはめて鋼環を打つて軸を締めつける。

なほ摩擦筒形軸接手の締輪の代りにボルトで締めつけたものもある(第6・8圖)。



第6・8圖
筒形軸接手



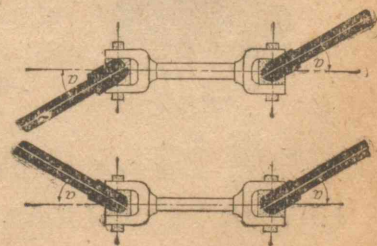
第6・9圖
自在接手

(ウ)フライス盤や自動車などで動力を傳へる場合、2

軸が交叉又は平行して軸距離が大きくなるやうな所には自在接手を用ひる。

自在接手は、1組だけでは主動軸の回轉が一定であつても從動軸の回轉にはムラが出るが、2軸の傾きが等しいものを1對にすればこの缺點は除かれる(第6・10圖)。

(エ)原動機を機械に直結する場合など、軸の中心線が

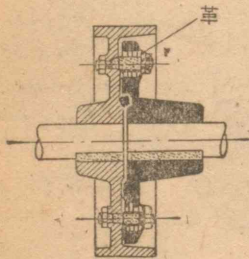


第6・10圖 複式自在接手

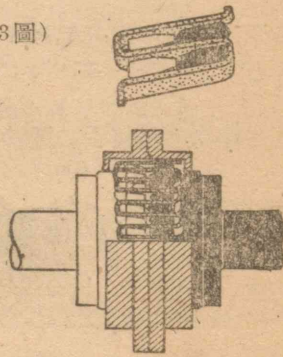
一直線になく、幾分撓みがあつたり、又は回轉にムラがある場合には、これが衝撃や振動の原因になる。この場合、その撓みを許し、回轉速度のムラから起る衝撃を緩和するためには撓み軸接手がよい。撓み軸接手には、

- (1)ゴムや皮革を用いたもの (第6・11圖)
- (2)鋼帶を用いたもの (第6・12圖)
- (3)齒車を用いたもの (第6・13圖)

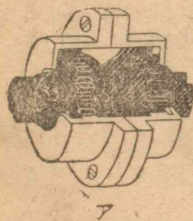
などがある。



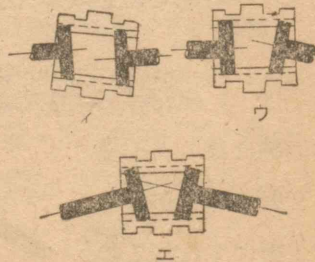
第6・11圖
彈性撓み軸接手



第6・12圖
鋼帶撓み軸接手



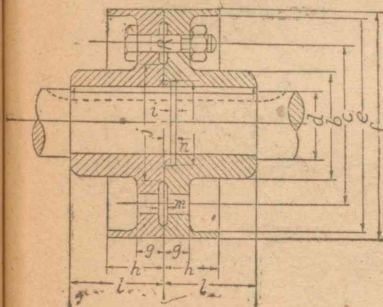
第6・13圖 齒車撓み軸接手



われわれは今まで學んだ永久軸手を設計するとき、次の事からに注意して改良に心掛けよう。

- (1)心合せを完全にして回轉釣合をよくすること
- (2)取附・取外しが容易なこと
- (3)十分な傳導容量をもち、軽く小形にすること
- (4)振動によつてゆるまないこと
- (5)回轉面に凹凸を残さず、突起部分があつたら安全覆ひをすること。

第6・14圖はフランジ接手の各部の寸法割合である。



$$\begin{aligned}
 a &= 1.5d & b &= 2d \\
 c &= 2.6d + 2.3 & e &= 3.2d + 4.5 \\
 f &= 3.2d + 6 & g &= 0.35d + 0.5 \\
 h &= 0.5d + 2 & i &= 0.15 \sim 0.3 \\
 j &= 1.53 + 0.5 & k &= \frac{0.42d}{\sqrt{z}} + 0.6 \\
 l &= 1.5d & m &= 0.6 \sim 1.0 \\
 n &= 0.1d & z &= \text{ボルトの數} = \frac{d}{3} + 2
 \end{aligned}$$

第6・14圖

(ア)永久軸接手に對して、2軸の回轉の斷續が自由なものを

クラッチといふ。

クラッチのうち、

咬合クラッチは

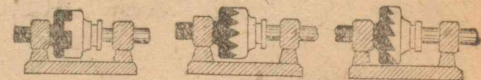
フランジの相對

する面に爪をつ

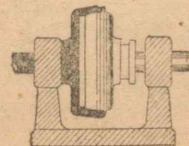
くり、互ひにか

み合はせて確實

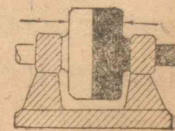
に傳達する。



第6・15圖 咬合クラッチ



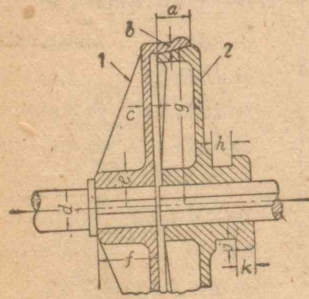
第6・16圖



第6・17圖

摩擦クラッチは、摩擦力を利用する主動軸の回転をとめず
に、且つ衝撃なしに従動軸に接合することができる(第6・16
~17圖)。

接觸面の形には、圓錐・圓板・圓筒などがある、一般的
簡單なものは圓錐摩擦接手である。第6・18圖はこの寸法制
合である。



$$a = \frac{2}{3}d + 2 \quad b = \frac{d}{6} + 1$$

$$c = \frac{3}{8}d \quad e = \frac{d}{3} + 1$$

$$f = 2d \quad g = 4 \sim 6d$$

$$h = \frac{d}{3} + 1 \quad i = \frac{5}{16}d + 2$$

$$j = \frac{5}{16}d \quad k = \frac{3}{8}d$$

第6・18圖 圓錐摩擦クラッチ

(問題) 1. 直徑 25 mm の摩擦クラッチを設計せよ。

摩擦クラッチを設計するとき注意しなければならない事
からは、

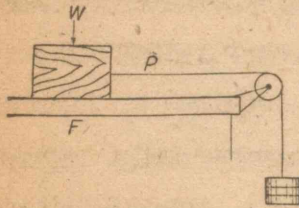
- (1) 接觸面の材料は摩擦が大きく永く使用できるもの
- (2) 摩擦が簡単に修正できるもの
- (3) 摩擦によつて生ずる熱を除くこと
- (4) 構造が簡単で修理が容易なこと

などである。

縦仕上 (mm)

5	打込キ	2	SFG0	タキ
4	ナット	4	S0824	キ
3	リーフホルト	4	S0844	キ
2	従動ワゴン	1	FC14	木イキ
1	主動ワゴン	1	FC14	木イキ
品番名 軸 数量 材質 工種 重量				
学 校 名 氏 名				
日 期				
昭和 年 月 日				
品番 5209				

球軸受などのやうに、球やコロのころがる場合の摩擦を轉り



第6・20圖 摩擦力の實驗

たといふ。この摩擦係数を求めよ。

各種機械に用ひてゐる軸受に就いて調べてみよう。

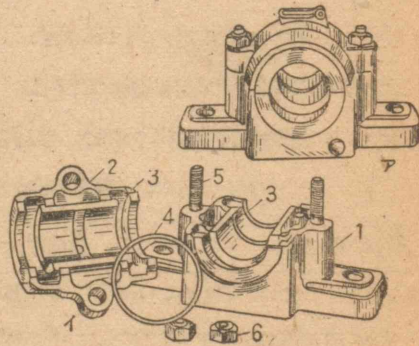
(ア) 滑り摩擦をする軸受を滑り軸受、轉り摩擦をする軸受を轉り軸受といふ。

(イ) 荷重が軸に對して直角方向にかかるものを横軸受、軸方向にかかるものを推力軸受といふ。

滑り横軸受の構造に就いて次のことを調べてみよう(第6・21圖)。

軸頸と直接に接觸して摩擦を生ずる部分を軸受金といふ。軸受金は、簡単な場合には一箇でつくることもある。

これをブッシュといひ、たとへば渦巻ポンプは用ひられる。製作費はかからないが、全く調節ができない。取附には軸と



第6・21圖 滑り横軸受

摩擦といふ。轉り摩擦は滑り摩擦より極めて小さい。

(問題) 2. 摩擦係数は、第6・20圖のやうに簡単な装置をつくつて求めることができる。重量50 kgの物を水平にひくのに15 kgの力を要したといふ。この摩擦係数を求めよ。

共に回轉しないやうに回り止を工夫する。

一般に軸受金は上下二つ割にする。もちろん軸と共に回轉しないやうに、軸方向に動かないやうに工夫が必要である。

軸受金と軸頸との間の摩擦は動力の損失になり、磨滅は精度を低下する。随つて、軸受金には軸材料と同じものを避け、摩擦の少ない金属を用ひて軸頸に給油する。鋼製軸頸の軸受金には、輕荷重や低速運轉の場合には鑄鐵を用ひることもあるが、一般には青銅が最も適してゐる。高速運轉の場合には青銅軸受金の内面にホワイトメタルを鑄込む。

ホワイトメタルは、錫を主成分とするアンチモンと銅との合金で、次のやうな利點があるので最も多く用ひられる。

(ア) 融點が低いので過熱の際軸の危険を防ぐ。

(イ) 摩擦が比較的少い。

(ウ) 熱傳導がよいから比較的過熱を防ぐ。

(エ) 磨耗の際修理が容易にできる。

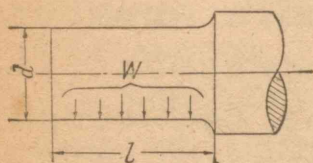
(オ) 油との附着力が高いことと油膜の發生を助ける。

しかしホワイトメタル自身は弱いから、常に青銅のやうな軸受金に裏張として鑄込んで用ひる。裏張として鑄込むには、裏金がはがれないやうにバチ形の溝を掘つて食ひ込ませる。

(イ) 工場用の傳導軸を構造物に取り付け、軸受を支持するためには軸受臺を用ひる。天井には釣軸受臺、支柱には肘軸受臺、床には床軸受臺を用ひ、いづれも軸の位置が調整できれば据附に便利である。

軸受を3箇以上もつ長い軸では、これらの軸受の中心を一
直線に取り付けて軸もまた撓みがないやうにする。軸の取附
が正しくないと動揺して動力の損失を招くことが多い。

横軸受の主要寸法に就いて、次の記號を用ひて調べてみよ
う(第6・22圖)。



第6・22圖 軸頸

W: 軸受にかかる最大荷重 (kg)

N: 軸の毎分回轉數

d: 軸受(軸頸)の直径 (cm)

l: 軸受(軸頸)の長さ (cm)

軸頸を、荷重がその中央に
集中してかかる片持梁と考へると、軸頸の端の最大曲げモー
メントは

$$M = \frac{1}{2} Wl$$

(6・1)式から

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M}{\sigma}} = \sqrt[3]{\frac{5Wl}{\sigma}} \dots \dots \dots (\text{ア})$$

この式から軸頸の直径が計算できる。荷重によつて軸受が
受ける壓力を軸受壓力といひ、軸頸の投影面積 $d \cdot l$ の 1 cm^2
當りの壓力の大きさで表す。随つて、軸頸の荷重は

$$W = p \cdot d \cdot l \dots \dots \dots (\text{イ})$$

p: 軸受壓力 (kg/cm²)

とあけば、軸受壓力は荷重の種類・軸及び軸受金の材料・給
油の方法・回轉速度・軸の溫度などに關係がある。普通青銅

(軸受金)と軟鋼(軸材料)との組合せでは $30 \sim 40 \text{ kg/cm}^2$ に
とる。

d と l との關係は、(ア)(イ)の兩式から次のやうに表せる。

$$\frac{l}{d} = \sqrt{0.2 \frac{\sigma}{p}} \dots \dots \dots (\text{ウ})$$

例題 3. $W = 8.5 \text{ t}$, $N = 85$ 回轉毎分, $\sigma = 500 \text{ kg/cm}^2$, $p = 40$
kg/cm² の軸受の主要寸法を求めよ。

(解) (ウ)式から

$$\frac{l}{d} = \sqrt{0.2 \frac{\sigma}{p}} = \sqrt{0.2 \times \frac{500}{40}} = 1.58$$

(イ)式から

$$W = p \cdot d \cdot l = 40 \times \frac{l}{d} d^2 = 40 \times 1.58 \times d^2 = 8500 \text{ kg}$$

$$\therefore d = \sqrt{\frac{8500}{40 \times 1.58}} = 11.6 \text{ cm}$$

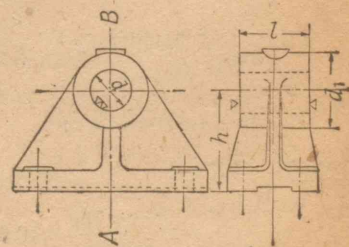
$d = 120 \text{ mm}$ とする。随つて

$$l = 1.58d, l = 1.58 \times 120 = 190 \text{ mm}$$

(問題) 3. $W = 700 \text{ kg}$, $N = 80$

回轉毎分, $d = 40 \text{ mm}$ の軟鋼製
軸頸に用ひる鑄鐵製軸受の長さ
を計算せよ。但し $p = 25 \text{ kg/cm}^2$
とする。

(問題) 4. 前の問題の細部の寸
法を第6・23圖の割合によつて
計算し、製圖せよ。



第6・23圖 單一橫軸受

$$d_1 = 2d \quad l \geq 1.2d$$

軸受には摩擦熱を生ずる。その溫度が或る制限を超えると
軸頸が焼けついて故障を起すから、高速回轉軸では摩擦熱を

制限する必要がある。

実験の結果、次のやうにきめてこれを制限してゐる。

$$l \geq \frac{WN}{c} \dots\dots\dots (E)$$

ここに

$$c = \text{定数} = 1,5000 \sim 9,0000$$

$$= \text{普通軸} \geq 4,0000$$

例題 4. 表面が磨かれた軟鋼製の中間軸頸が、青銅軸受上を毎分 150 回轉する。W=2800 kg の場合の軸受を計算せよ。但し p=40 kg/cm², σ=350 kg/cm² とする。

(解) (1) 寸法の決定 (ウ)式から

$$\frac{l}{d} = \sqrt{0.2 \frac{\sigma}{p}} = \sqrt{0.2 \times \frac{350}{40}} = 1.32$$

$$\therefore \frac{l}{d} = 1.4 \text{ とする。}$$

$$W = p \cdot d \cdot l = p \cdot \frac{l}{d} \cdot d^2 = 40 \times 1.4 d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{2800}{40 \times 1.4}} = 7.07 \text{ cm} \doteq 70 \text{ mm}$$

$$l = 1.4 \times 70 \doteq 100 \text{ mm}$$

(2) 摩擦熱 (E)式から

$$\frac{W \cdot N}{c} = \frac{2800 \times 150}{4,0000} = 10.5 \text{ cm} = 105 \text{ mm}$$

$$l = 100 \text{ cm} \text{ と } \frac{WN}{c} = 105 \text{ mm} \text{ との差は僅かに } 5 \text{ mm} \text{ で}$$

あるから、この場合には差支へない。

(3) 強さ (F)式から

$$W \cdot \frac{l}{2} = \sigma \cdot \frac{b^3}{10}$$

$$2800 \times \frac{10}{2} = \sigma \times \frac{7^3}{10}$$

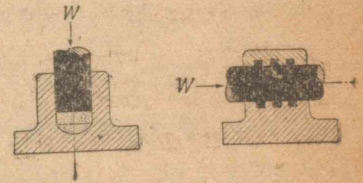
$$\sigma = \frac{14,0000}{343} \doteq 400 \text{ kg/cm}^2$$

これは許容應力以下であるから安全になる。

(問題) 5. W=平均 2000 kg, N=150 回轉毎分の軸受を設計せよ。

但し軸は軟鋼、軸受金は青銅製とし、σ=400 kg/cm², p=40 kg/cm² とする。

推力軸受には、荷重を軸の下
端で支へる堅軸受(第6・24圖㉗)



と、途中に鏢を取り付ける鏢軸

受(第6・24圖㉘)とがある。軸

第6・24圖 推力軸受

端が平面の場合には、堅軸受の軸径は、荷重を全面で一様に支へると次の式から計算できる。

$$W = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p \doteq 0.8 d^2 p$$

$$\text{故に } d = \sqrt{\frac{W}{0.8 p}}$$

過熱を避けるには次の制限がある。

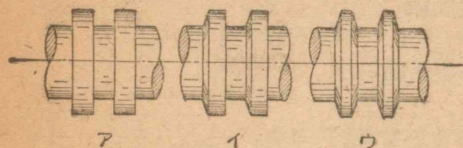
$$d \geq \frac{W \cdot N}{c}$$

ここに $c \leq 4,0000$ である。

(問題) 6. N=90 回轉毎分、軸方向の荷重 W=500 kg, p=1000 kg/cm², 軸頸と軸受との材料は共に焼入鋼として、平面形堅軸受の

軸頸の直径を求めよ。

錨軸受は、渦巻ポンプや推進器軸などに用ひられてゐる。



第 6・25 圖 錨軸受

d_2 : 錨の外徑 (cm)

z : 錨の數

W : 軸受から受ける軸方向の荷重 (kg)

p : 軸受壓力 (kg/cm²)

とおけば、

$$W = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) pz$$

軸受は機械の重要な部分で、設計が不適當であれば動力を損失して磨滅も早く精度も低下し、又過熱の危険など種々な不都合が起る。随つて、軸受の設計には次の點をよく考へて、これからも研究を續けてゆくことが大切である。

- (ア) 十分な強さをもつこと
- (イ) 軸受が熱をもたないやうに工夫すること
- (ウ) 磨耗部分の調整・取換又は全體の取外しが簡単なこと
- (エ) 摩擦が少くて耐久力の大きな軸受金属材料の研究
- (オ) 潤滑剤の使用量が少くて効果の大きな構造の工夫。

球軸受は、横軸頸に取り付けるものを心向球軸受、推進軸

錨の形には第 6・25 圖のやうに種々なものがある。錨軸受で

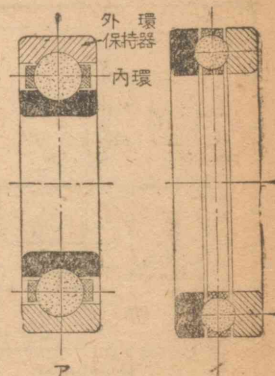
d_1 : 軸の徑 (cm)

頸に用ひるものを推力球軸受といふ(第 6・26 圖)。

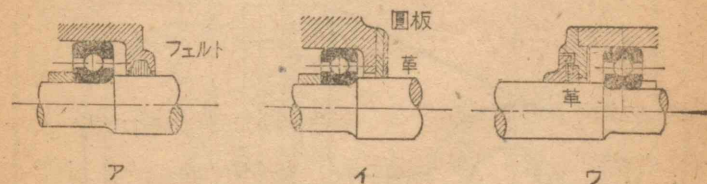
環軸受は、内環(回轉環)を回轉軸に確實に取り付け、外環は軸受にゆるくはめる。軸端に取り付けるにはナットを用ひ、軸の途中には圓錐キ一を用ひて固定する。

球軸受の壽命を永く保たせるには、軸受に對して十分な密封装置を施して潤滑剤のもれるのを防ぐと共に、

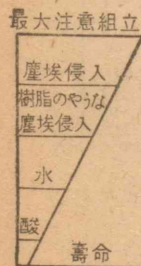
塵埃や水分又は酸などの有害物の侵入を防ぐことが大切である(第 6・28 圖)。この密封装置には、



第 6・26 圖 球軸受



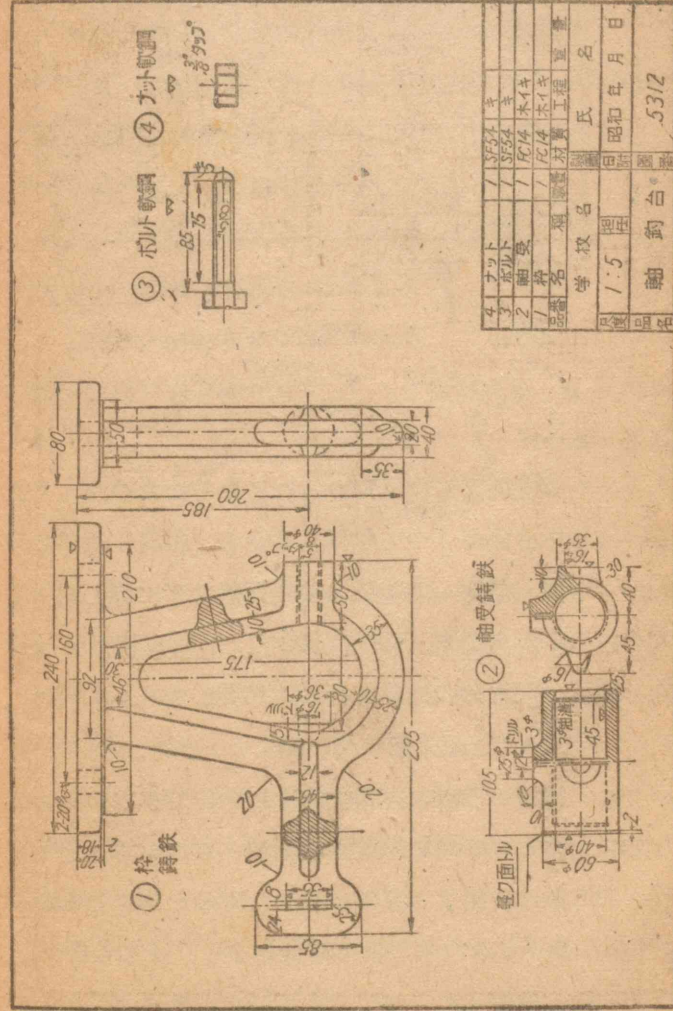
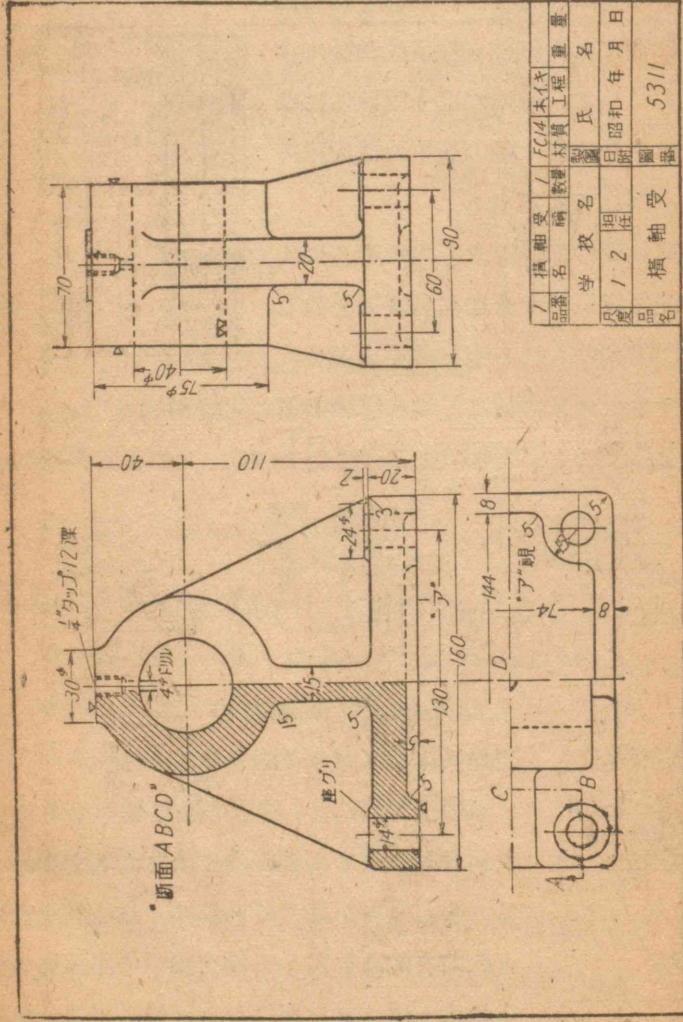
第 6・27 圖 密封裝置

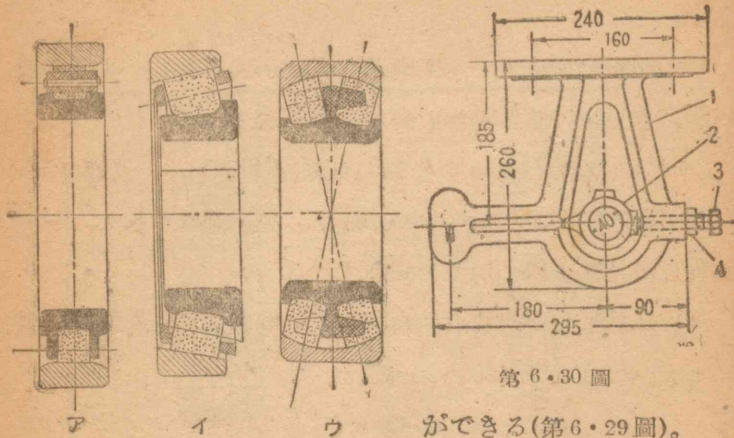


第 6・28 圖 球軸受の壽命

用途によつて種々工夫されてゐる。

球軸受では、球と環とは點接觸をするから、負荷容量は或る小範圍内に限定する必要がある。もし壓力が過大であれば、球は軌道面に永久的な凹みを與へて軸受破壊の原因になる。球の代りにコロを用ひたコロ軸受では、負荷状態が極めてよく、大きな荷重に耐へること





第 6.29 圖 コロ軸受
 コロの形には圓筒・圓錐・球面などがある。

球とコロの軸受は最近廣く用ひられるやうになつた。これらの軸受は標準寸法によつて製作するから、軸徑・荷重の程度（輕型・中型・重型）・回轉數・使用狀態などに適したものを商品目録の中から選ぶ。軸受は毎年 1, 2 回點檢して故障の有無を調べ、潤滑劑の補給を行なふ必要がある。

4. 潤滑劑

潤滑劑は、機械の圓滑な運轉に缺くことのできないもので、種類は非常に多く、一般に鑛油・植物油・グリースなどが用ひられる潤滑劑は使用する目的に適したものを選ぶことが大切で、選擇に當つては次のことに注意しなければならない。

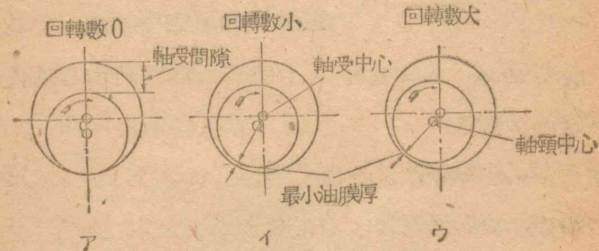
(ア)軸の回轉が速いもの、軸の重みや齒車の壓力などによる荷重の小さいもの、又嵌合度の精密なものほど稀釋なものを

選ぶ。

(イ)回轉數の少いもの、平滑面の壓力が高いもの、軸受の遊びが大きいものほど粘性の高いものを選ぶ。

(ウ)軸受の溫度が高いほど軸の磨耗がはげしく、普通 30~60°C 程度で使用する。これは軸受に手を觸れてみて、その溫度の高低によつて適否を判斷すればよい。

摩擦は潤滑劑が摺動部に存在すれば減る。これを軸受に就いて調べてみよう (第 6.31 圖)。



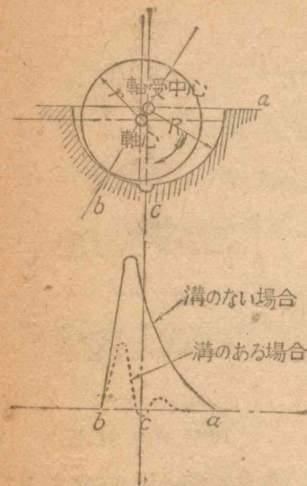
第 6.31 圖 軸頭の運動

(ア)軸頸が静止してゐる場合には、軸頸の中心は軸受の中心の直下にあつて両者は互ひに接觸する (第 6.31 圖ア)。

(イ)軸頸が回轉すれば中心がやや移動して油膜をつくり、油壓によつて軸を回轉方向に浮動させる。

(ウ)油膜が出来れば金属と金属とが直接に觸れないから、摩擦抵抗が著しく減る。

このやうに、潤滑劑は摺動部に完全な油膜をつくるのが目的である。これを完全給油といひ、この場合の給油には次の注意が必要である。



第 6・32 圖
油膜壓力の分布

機械の正確な運轉を保持して壽命を長く保つためには、完全な給油装置をつく

ることが何より大切

である。給油装置には種々あるが、次に主なものに就いて調べてみよう。

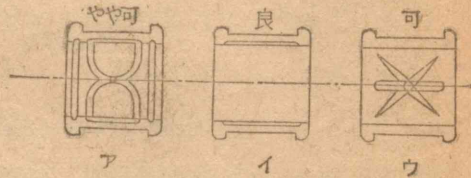
(1)少量給油法 必要に応じて油差で注入する手給油法や、滴下式給油器によるものなどがある。これらは軽荷重・低速回轉の場合に用ひる。

(2)大量給油法 油輪給油が最も廣く用ひられ、浸潤式給油は鐵道の車輛などに用ひられる (第 6・35 圖)。

(ア)軸の回轉方向を考へ、荷重のかかつてゐない所に給油する。

(イ)潤滑油が軸頸の全面にゆきわたるやうに軸受金に油溝を切る場合は、油膜を害さないやうにする。

第 6・32 圖は油膜壓力の分布状態で、圖でわかるやうに溝がある場合には油壓が減るから、油膜が阻害されて完全給油ができなくなる。随つて油溝を切る場合には注意する必要がある (第 6・33 圖)。



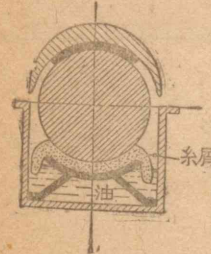
第 6・33 圖 油溝

(3)強制給油法 遠心力を利用したり、齒車ポンプ (第 6・36 圖) によつたり、或は簡単にグリースを壓入したりする方法がある。

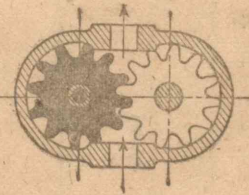
潤滑劑の資源に乏しいわが國では、潤滑劑の消費節約に努めなければならぬ。

(ア)正しい使用法を知ること 各機械毎に綿密な潤滑方法を調べて表を

つくり、見やすい場所にはつておく。又給油箇所の略圖を

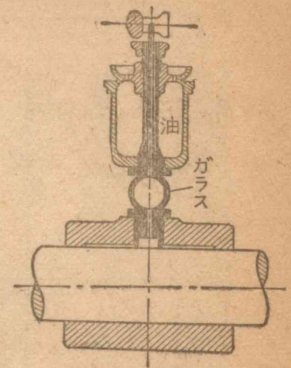


第 6・35 圖
浸潤式給油装置



第 6・36 圖
給油齒車ポンプ

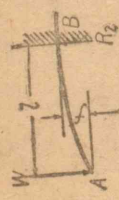

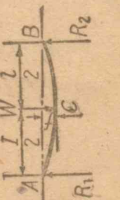

(イ)油膜と同様な作用をするもの、たとへば空氣膜などの使用法を考へる。

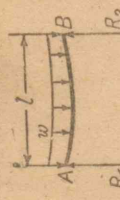
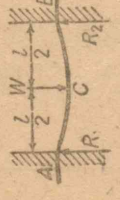
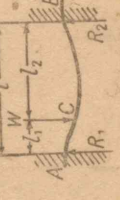
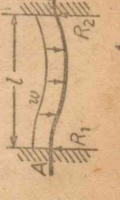


第 6・34 圖
滴下式給油器

がいて、給油回數や使用油の種類を記入しておく。

(イ)1回使用したものは回収して再生する。

番 號	梁 の 種 類	反 力	最大曲げモーメント	最 大 撓 み
1		$R_2 = W$	Wl (固著端)	$\frac{Wl^3}{3EI}$ (自由端)
2		$R_2 = wl$	$\frac{1}{2}wl^2$ (固著端)	$\frac{wl^4}{8EI}$ (自由端)
3		$R_1 = R_2 = \frac{W}{2}$	$\frac{1}{4}Wl$ (中央)	$\frac{Wl^3}{48EI}$ (中央)
4		$R_1 = \frac{Wl_2}{l}$ $R_2 = \frac{Wl_1}{l}$	$\frac{Wl_1l_2}{l}$	$\frac{Wl_1^2l_2^2}{8EI}$

番 號	梁 の 種 類	反 力	最大曲げモーメント	最 大 撓 み
5		$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2}$	$\frac{wl^2}{8}$ (中央)	$\frac{5wl^4}{384EI}$ (中央)
6		$R_1 = R_2 = \frac{W}{2}$	$\frac{1}{8}Wl$ (中央)	$\frac{Wl^3}{192EI}$ (中央)
7		$R_1 = \frac{Wl_2^2(3l_1 + l_2)}{l^3}$ $R_2 = \frac{Wl_1^2(l_1 + 3l_2)}{l^3}$	$\frac{Wl_1l_2^2}{l^3}$ (左固著端) $(l_1 < l_2)$	$\frac{2Wl_1^3l_2^2}{3EI(3l_1 + l_2)^2}$
8		$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2}$	$\frac{wl^2}{12}$ (両固著端)	$\frac{wl^4}{384EI}$ (中央)

機械設計 (1)

昭和 21 年 5 月 28 日 印刷
昭和 21 年 6 月 11 日 發行
昭和 23 年 2 月 19 日 再版印刷
昭和 23 年 3 月 4 日 再版發行

著作権所有

実業教科書株式会社

著
者
發
行
者

代表者 水谷三郎
東京都千代田區五番町5番地

大日本印刷株式会社(東京1)

印
刷
者

代表者 佐久間長吉郎
東京都新宿區市ヶ谷加賀町1丁目12番地

發
行
所

実業教科書株式会社

東京都千代田區五番町5番地
振替東京183260番

昭和 23 年度發行

¥ 7.40

赤坂良孝

赤坂