

海軍機關學校

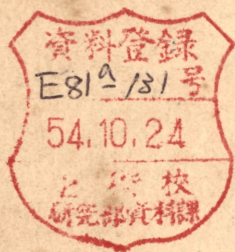
機關術教科書
機關計畫

卷之一

生徒第三學年



大正十三年九月



大正十三年九月

海軍兵學校長 谷口 尙 眞

本書ニ依リ機關術ヲ修得スヘシ

第九版 大正十三年九月

教官海軍機關大尉澤

達

第八版 大正十年十二月

教官海軍機關少佐峯

岸義太郎

教官海軍機關少佐工

藤重治郎

第七版 大正七年十月

教官海軍機關少佐富

井格

第六版 大正四年一月

教官海軍機關少佐神

崎保

第五版 明治四十五年四月

教官海軍機關大尉神

田千穎

第四版 明治四十三年九月(以後和文)

教官海軍機關大尉荒

木洗一

第三版 明治四十二年四月

教官海軍機關少佐池

田岩三郎

第二版 明治三十八年五月

第一版 明治三十五年

發行年月

第一版 明治三十五年
第二版 明治三十八年五月
第三版 明治四十二年四月
第四版 明治四十三年九月
第五版 明治四十五年四月
第六版 大正四年一月
第七版 大正七年十月
第八版 大正十年十二月
第九版 大正十三年九月

機關計畫卷之一目次

	頁
第一章 計畫ニ關スル一般ノ注意	1
一、材料ノ強弱	1
二、安全率	2
三、寸法ノ決定	3
第二章 螺釘及ビ母螺	4
四、螺齒	4
五、螺釘及ビ母螺	6
第三章 鉸接手	8
六、鉸及ビ鉸接手	8
七、接手ノ効率	8
八、接手ノ計畫法	11
九、多列鉸ニ於ケル列間距離	12
一〇、目板及ビ板端	12
第四章 吸鑿式機械	13
一一、蒸氣笛	13

機關計畫

卷之一

第一章

計畫ニ關スル一般ノ注意

一、材料ノ強弱、

機關計畫ノ目的ハ、或ル機械的裝置ノ各構成部ガ夫々負擔スベキ荷重ニ由リテ起ル内力ニ耐ヘ得ル様適當ナル割合ニ其ノ大サヲ定ムルニアリ、之ニ關シテハ大凡次ノ如キ要件ニ就テ攻究スルヲ要ス、

- 一、負擔スベキ最大荷重、
- 二、構成ノ各部ニ起ルベキ内力ノ種類、
- 三、荷重ノ性質、
- 四、隨時又ハ不意ニ起リ豫メ算定スベカラザル歪作用並ニ將來ノ衰弱ニ對シテ見積ルベキ餘裕、
Straining action
- 五、荷重ノ性質並ニ内力ノ種類ニ對シテ使用材料ノ撰定及ビ材料ノ最大強度、彈性ノ限度等、
Ultimate strength, Elastic limit

二、安全率、

材料ノ最大強度ト前項ノ要件ニ基ヅキ許サルベキ安全内力ト
Allowable stress
 ノ比ヲ安全率ト稱ス、安全内力ヲ算定スベキ一般ノ式ハ、次ノ如
Factor of safety

シ、

$$\text{安全率} = \frac{\text{最大強度}}{\text{彈性限度ノ割合} \times \text{荷重ノ性質ニ對スル係數} \times \text{其ノ他ノ餘裕ニ對スル係數}} = \text{安全内力}$$

Safety factor

最大強度ハ内力ノ種類ニヨリテ異ルモノナリ、

彈性限度ハ正確ニ計測スルコト困難ナルモ、普通其ノ割合ハ鍛
 鋼ニ在リテハ最大強度ノ $\frac{1}{2}$ 乃至 $\frac{4}{9}$ ヨリ少カラザルモノトシテ算
 定ス、

荷重ノ性質ニ對スル係數トハ靜的荷重ニハ彈性限度ヲ超過セ
Dead load
 ヂメズ反復的荷重ニハ其ノ $\frac{1}{2}$ 反轉的荷重ニハ其ノ $\frac{1}{3}$ ヲ超過セシ
Intermittent load Reversal load
 ムベカラズ、

其ノ他ノ餘裕トハ多年ノ經驗ニ基ヅキ之ヲ定ムルモノトス、
 次ノ表ハ實際ニ用フル安全率ノ範圍ヲ示ス、

材料ノ種類	靜荷 <small>dead load</small>	動荷 <small>live load</small>	衝激 <small>shock</small>
鑄鐵及ビ青銅	4	6 乃至 10	10 乃至 15
鍛鐵及ビ鍛銅	3	5 ” 8	9 ” 13
鑄鋼	3	5 ” 8	10 ” 15
銅及ビ眞鍮	5	6 ” 9	10 ” 15
木材	6	8 ” 12	14 ” 18
石材及ビ煉瓦	10	15 ” 20	……………

三、寸法ノ決定、

所要寸法ヲ定ムル一般ノ算式、

引張力、壓縮力又ハ剪斷力ノ場合
Tension Compression Shearing

$$P = A_1 f_t = A_2 f_c = A_3 f_s$$

$$A = \text{in } \square$$

$$f_t \dots 60,000$$

撓力ノ場合
Bending

$$M = P \times L = C \times bh^2 f$$

轉扭力ノ場合
Torsion

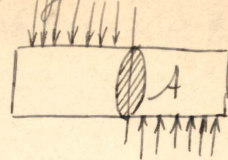
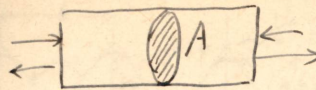
$$T = c \times d^3 f_s$$

力ノ關係以外摩擦面ノ大小或ハ冷却面又ハ受熱面ノ廣狹ニヨリ定ムル場合アリ、其ノ他製造ノ難易即チ工費ノ多少ニモ關係ス、

斯ク算定セル寸法ハ特ニ必要ナルモノノ外簡單ナル寸法ヲ撰ブベシ、是レ工作ヲ便ナラシムルノミナラズ、之ニ附帶スル屬具ノ數ヲ減ジ又彼此共通セシムルコトヲ得ルノ利益アリ、英尺ニテハ2吋以下ノモノハ單位以下ヲ $\frac{1}{16}$ ノ倍數トシ夫レ以上ノモノニハ $\frac{1}{4}$ ノ倍數ニ由ルヲ良トス、 $2\frac{7}{16}$ → $2\frac{1}{2}$ ニ取ル。

同一種類ノモノハ其ノ寸法ヲ一定スルトキハ製作ノ勞ヲ省クノミナラズ、豫備品ノ數ヲ減ジ又毀損等ノ場合供用ノ便益尠カラズ、此ノ方法ニ由ルヲ共通式ト云フ、機關ノ標準統一組織ハ之ガ
Interchangeability Standardization of Naval machinery
利用ノ範圍ヲ弘メタルモノナリ、

1. Tension, compression, shearing

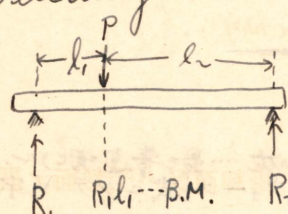


$$P_t = A f_t \quad A = \frac{P_t}{f_t}$$

$$P_c = A f_c \quad A = \frac{P_c}{f_c}$$

$$P_s = A f_s \quad A = \frac{P_s}{f_s}$$

2. Bending

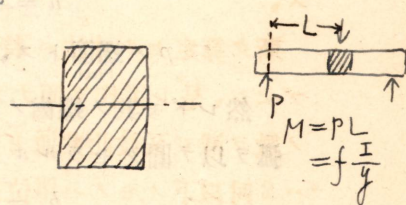


$$R_1 l_1 = A f \quad I = \int y^2 dA$$

$$= \text{const.} \times b h^2 f$$



Bending moment.



3. Torsion

$$T = \text{const.} \times d^3 f_s = \text{const.} \frac{d_o^4 - d_i^4}{d_o} f_s$$



第二章

螺釘並母螺 Bolt and Nut

四、螺齒 Thread

普通用井ララル螺齒ハ「井ットウォース」式ニシテ V 字形ヲナシ
其ノ角度ハ 55 度ナリトス、而シテ其ノ高サハ

$$h = .96 p.$$

p ハ螺節トス、
Pitch

然レドモ其ノ螺齒ノ頂部及ビ底部ハ第 1 圖ニ示ス如ク $\frac{1}{40}$ ノ圓
弧ヲ以テ圓クセラルルヲ以テ實用サルル螺齒ノ高サハ

$$h_1 = .64 p.$$

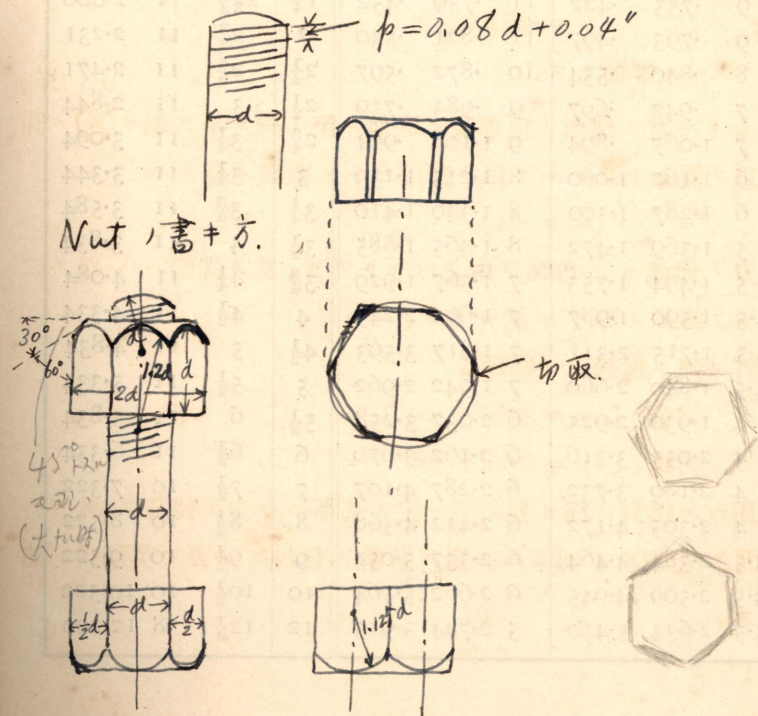
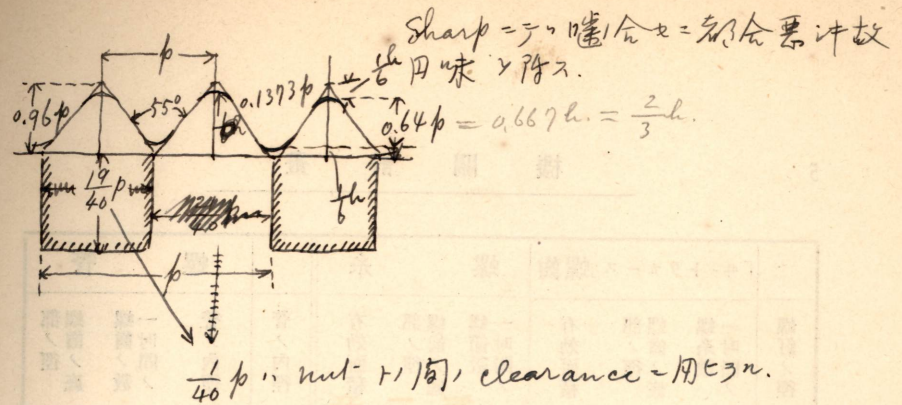
動力ノ傳達ニハ角螺ヲ用フルコトアリ、其ノ螺節ハ V 螺ノ二
倍ニシテ螺齒ノ厚サハ $\frac{1}{4} p$ ナリ、

螺釘ノ徑ト螺節トノ關係、

$$\text{V 螺} \quad p = .08d + .04''$$

$$\text{角螺} \quad p = .16d + .08''$$

實用ニハ螺釘ノ徑ニ對シテ一定ノ基準ニヨリテ製造ス、此外ニ
絲螺及ビ管螺アリ何レモ一定ノ基準ヲ有ス次ノ表ハ英國式ノ者
ヲ示ス、
Fine thread Gas thread



螺釘ノ徑	「井ツトワース」螺齒			螺 糸			螺 管			
	一螺糸數ノ時間ノ	螺部ノ徑ノ底	有効面積	一螺糸數ノ時間ノ	螺部ノ徑ノ底	有効面積	管ノ内徑	管ノ内徑	一螺糸數ノ時間ノ	螺部ノ徑ノ底
1/4	20	186"	127□"	25	199"	031□"	1/8	13 3/32"	28	337"
5/16	18	241	046	22	254	051	1/4	17 3/32	19	451
3/8	16	295	068	20	311	076	3/8	11 1/16	16	589
7/16	14	346	094	18	366	105	1/2	27 3/32	14	734
1/2	12	393	122	16	420	139	5/8	15 1/16	14	811
9/16	12	456	163	16	483	183	3/4	1 1/16	14	950
5/8	11	509	203	14	534	224	7/8	1 7/32	14	1098
11/16	11	571	256	14	596	279	1	1 11/32	11	1193
3/4	10	622	304	12	643	325	1 1/4	1 11/16	11	1534
13/16	10	684	368	12	706	391	1 1/2	1 29/32	11	1766
7/8	9	733	422	11	759	452	1 3/4	2 5/32	11	2000
15/16	9	795	497	11	821	530	2	2 3/8	11	2231
1	8	840	554	10	872	597	2 1/4	2 5/8	11	2471
1 1/8	7	942	697	9	983	759	2 1/2	3	11	2844
1 1/4	7	1067	894	9	1108	964	2 3/4	3 1/4	11	3094
1 3/8	6	1162	1060	8	1215	1159	3	3 1/2	11	3344
1 1/2	6	1287	1300	8	1340	1410	3 1/4	3 3/4	11	3584
1 5/8	5	1369	1472	8	1465	1685	3 1/2	4	11	3834
1 3/4	5	1494	1753	7	1567	1929	3 3/4	4 1/4	11	4084
1 7/8	4 1/2	1590	1987	7	1692	2249	4	4 1/2	11	4334
2	4 1/2	1715	2311	7	1817	3593	4 1/2	5	11	4834
2 1/8	4 1/2	1840	2660	7	1942	2962	5	5 1/2	11	5334
2 1/4	4	1930	2925	6	2037	3258	5 1/2	6	11	5834
2 3/8	4	2055	3316	6	2162	3670	6	6 1/2	11	6334
2 1/2	4	2180	3732	6	2287	4107	7	7 1/2	10	7322
2 5/8	4	2305	4172	6	2412	4568	8	8 1/2	10	8322
2 3/4	3 1/2	2384	4464	6	2537	5054	9	9 1/2	10	9322
2 7/8	3 1/2	2509	4945	6	2662	5564	10	10 1/2	10	10322
3	3 1/2	2634	5450	5	2744	5913	12	12 1/2	8	12290

五、螺釘及ビ母螺、

Bolt and Nut

螺釘ノ材料ハ鍛鐵、鍛鋼若クハ青銅ニシテ母螺ニハ鍛鐵或ハ青銅ヲ用フ、普通一般ニ使用スルモノハ鍛鋼^{wrought steel}ノ螺釘ニ鍛鐵ノ母螺ナリ、(第2圖) 母螺ハ材料大ク製作容易ナリ。

(螺釘ノ直徑)

P = 荷重、(Total load)

 d_1 = 螺釘ノ螺齒ノ底部ノ直徑、

d = 螺釘ノ螺齒ノ頂部ノ直徑トスレバ

$$d_1 = d - (2 \times .64 p)$$

$$= d - 1.28 p$$

$$= d - 1.28 \times (.08 d + .04'')$$

$$= d - .102d - .051''$$

$$\Rightarrow .9d \quad (\text{之ニヨリテ stress ヲ計算ス})$$

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 f_t = P$$

$$d_1^2 = \frac{4}{\pi} \times \frac{P}{f_t} = (.9d)^2$$

$$\therefore .81d^2 = \frac{4}{\pi} \times \frac{P}{f_t}$$

$$d^2 = 1.571 \times \frac{P}{f_t}$$

$$d = 1.25 \sqrt{\frac{P}{f_t}}$$

安全内力 f_t ハ最大引張力 30噸、即チ 67,000 斤ノ鍛鋼ヲ使用ス
Ultimate strength
 レトモ大形ノモノハ安全率 6 ヲ取リテ 11,000 斤ヨリ大ナルヘカ
Factor of safety
 ラス又一一般ニ鍛鐵ニアリテハ 9,000 斤、青銅ニアリテハ 2800 斤ヨ
 リ大ナルヘカラス、



接合棒ノ螺釘ニハ
Connecting rod bolt

鍛鐵ノトキ

$$f_t = 7,500 \frac{lb}{sq. in.}$$

鍛鋼ノトキ

$$f_t = 10,000 \frac{lb}{sq. in.}$$

ヲ使用ス、

(螺釘頭及ビ母螺ノ大サ)

螺釘頭及ビ母螺ノ形ハ六角ヲ普通トシ、四角ノ場合ハ兩側面間ノ幅ハ六角ノ場合ト同様ナリ、

(小螺釘) 普通ノ螺釘頭及ビ母螺ノ割合ハ、次ノ如シ、(第2,3圖)

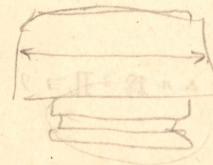
螺釘頭ノ高サ	$= .7d$
母螺ノ高サ	$= .75d$ (又ハ d)
兩側面間ノ幅	$= 1.4d + .2''$
丸形螺釘頭ノ徑	$= 1.4d + .2''$
母螺ノ兩角端ノ徑	$= 1.73d + .14''$
沈螺釘頭ノ徑	$= 1.4d + .2''$

沈螺釘頭ノ徑
Counter sunk headed bolt



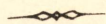
(大螺釘) 接合棒用螺釘ニハ (第4,5圖)

螺釘頭ノ徑	$= 1.3d$ 乃至 $1.5d$
螺釘頭ノ高サ	$= .7d$
坐金ノ厚サ	$= .3d$ 或ハ $.25d + \frac{1}{4}''$
坐金ヨリ上ノ母螺ノ高サ	$= .7d$ 乃至 $.75d$
坐金ノ徑	$= 1.5d$
母螺ノ圓頭部ノ徑 Turn part	$= 1.5d$
止メ螺子ノ徑	$= \frac{1}{8}d + \frac{1}{8}''$
割栓ノ徑	$= .05d + .13''$



第三章

鋳接手 Riveted Joints



六、鋳及ビ鋳接手、 Rivet and Riveted Joint

鋳ノ材料ハ鍛鋼或ハ鍛鐵ニシテ鋼板ニハ鋼鋳ヲ用井鐵板ニハ鋼鋳若クハ鐵鋳ヲ用フ、

鋳ハ第6圖ニ示ス如キ形狀ヲ有シ廣ク蒸氣罐ノ工作等ニ用井ラル、第一及ビ第二ハ罐ノ外板ニ用井ラル、第三ハ内部ノ工事ニ使用セラル、第四ハ現今罐ノ工作ニ用フルコトナク多ク構造物等ニ用井ラル、

鋳ノ徑ハ始メ鋳孔ニ挿入ヲ容易ナラシムル爲メ孔ヨリ

$$\frac{1}{16} \text{ 乃至 } \frac{1}{32} \text{ 吋}$$

小ク造ルモノニシテ、所謂鋳ノ徑ト稱スルハ、絞締シタル後ノ徑ナリトス、長サハ作ラルヘキ頭ノ形ニ應シテ異ナルコト第6圖ニ於テ點線ニテ示スカ如シ、

七、接手ノ効率、 Joint efficiency

接手ノ安全ヲ保スルタメ鋳ト鋳トノ間隔、即チ鋳ノ節並ニ鐵板ニ相重ル部分ノ幅サ等ヲ適當ナラシメムト欲セハ、繼目ニ對スル

強サノ方程式ニヨルヲ要ス、而シテ此ノ方程式ハニツアリテ、其ノ一ハ板ノ強サニ關スルモノ、他ハ鉚ノ強サニ關スルモノ是ナリ、

今 $n =$ 鉚ノ節間ニ於ケル鉚ノ數 (何個鉚)

$p =$ 節

$t =$ 板ノ厚

$d =$ 鉚ノ直徑

トセハ

- (1) 板ノ強サ、(鉚ノ節線ニ沿ヒ板ノ横裂ヲナス場合)
 $= f_t (p-d)t.$
- (2) 鉚ノ強サ、(前ト同方向ニ於テ鉚ノ剪斷ニ抗抵スル場合)
 $= f_s \times n \times \frac{\pi d^2}{4}.$

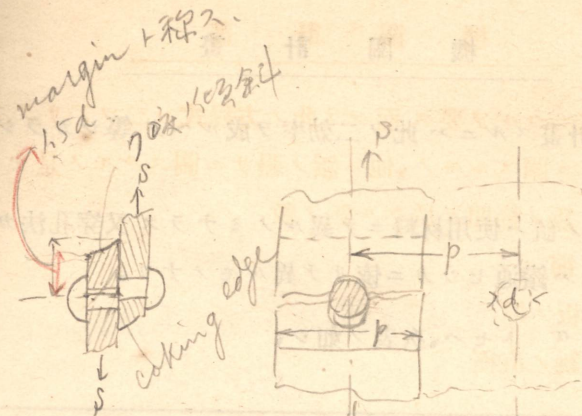
以上ノ二方程式ヨリ板ノ効率及ビ鉚ノ効率ヲ求ムルコトヲ得、而シテ接手ノカト板全體トノカトノ比ヲ接手ノ効率ト稱スルナリ、故ニ接手ノ効率ハ之ヲ分チテ

$$\begin{aligned} \text{板ノ効率} &= \frac{\text{鉚孔ヲ穿チタル板ノ強サ}}{\text{原板ノ強サ}} \\ &= \frac{p-d}{p}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{鉚ノ効率} &= \frac{\text{剪斷力ニ抗スル鉚ノ強サ}}{\text{原板ノ強サ}} \\ &= \frac{f_s \times n \times \frac{\pi d^2}{4} \times k}{f_t \times pt}. \end{aligned}$$

故ニ鉚接手ノ効率トハ此ノ兩式中ノ小ナルモノヲ云フ、式中 k ハ鉚カ一箇所ニ剪斷力ヲ受クルトキハ 1ニシテ 二箇所ニ受クルトキハ 1.75ナリ、

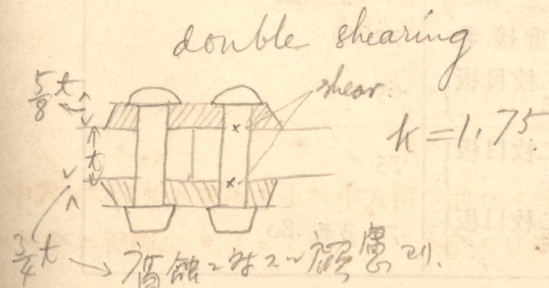
$\frac{f_s}{f_t}$ 比



$$S = f_s \frac{\pi}{4} d^2 s.$$

$$s = f_t (p-d)t.$$

$$\frac{p-d}{p} = \frac{f_s (p-d)t}{f_t pt} \quad \text{此ノ式ヲ用テ板ノ強サ}$$



鋸接手ヲ計畫スルニハ此ノ二効率ヲ成ルヘク等シカラシムルヲ要ス、

f_s 及ビ f_t ノ値ハ使用材料ニテ異ルノミナラス又穿孔法カ打貫セシカ、若クハ鑽通セシカニ依リテ異ルモノナリ、

今 $\frac{f_s}{f_t} = \alpha$ トセハ、次表ノ如シ、

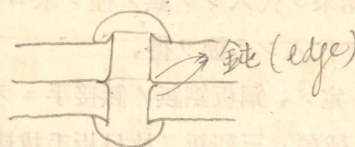
穿孔法	打貫	鑽通	鑽通	鑽通
材料 { 鋸板	鐵	鐵	鐵	鋼
	鐵	鐵	鋼	鋼
α ノ 值	1.00	.90	.70	.85

蒸氣罐ハ鋼板及ビ鋸鋸ヲ用フ、又接手ハ其ノ種類ニ應シテ、次表ノ如ク効率ヲ定ム、

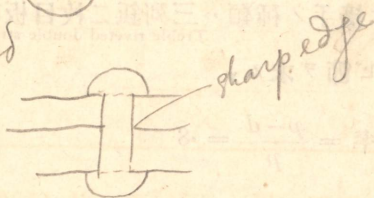
接手ノ種類	接手ノ効率
一列鋸重接手 一列鋸一枚目板 毛拔接手	$\frac{1}{2}$ "板ニテ .56 ヨリ $\frac{7}{8}$ "板ニテ .50 ニ至ル
二列鋸重接手	$\frac{5}{8}$ "板ニテ .70 ヨリ 1"板ニテ .65 ニ至ル
三列鋸重接手	.72(約)
一列鋸二枚目板 毛拔接手	.65
二列鋸二枚目板 毛拔接手	.75
三列鋸二枚目板 毛拔接手	.75 乃至 .80

experimentally

punched (孔ノ粒粒ナク全ニ切リ同ク)



Drilled



八、接手ノ計畫法、

板ノ厚サヲ知リテ 鋸ノ直徑及ビ節ヲ求ムルニハ、次ノ順序ニ依ル、
(鋸)

1. 接手ノ種類ニ應シテ適當ノ効率ヲ定ム、
2. 板ノ効率ノ式ヨリ節ヲ徑ノ倍數ニテ出ス、
3. 鋸ノ効率ノ式ノ上ノ結果ヲ代入シテ鋸ノ徑ヲ求ム、
4. 第2ノ式ニ此ノ結果ヲ代入シテ節ヲ得、

[例] 接手ノ効率ヲ 80% ト定メ、鋼板鋼鋸ノ鋸接手ニテ板ノ厚サ 1 1/8" ニシテ接手ノ種類ハ三列鋸二枚目板毛拔接手ナル
Treble riveted double straps, butt joint
トキ鋸ノ徑及ビ節ヲ求ム、

板ノ効率 = $\frac{p-d}{p} = .8$

$\therefore p = 5d$

鋸ノ効率 = $\frac{f_s \times k \times n \times \frac{\pi d^2}{4}}{f_t \times p \times t}$

$\frac{f_s \times 1 \frac{3}{4} \times n \times \frac{\pi d^2}{4}}{f_t \times p \times t} = .8$

表ヨリ $\frac{f_s}{f_t} = .85 \quad n = 3$ (三列鋸)

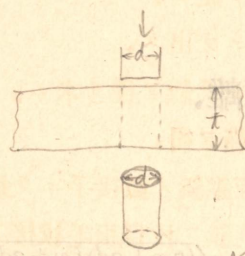
$\frac{.85 \times 3 \times 7 \times \pi d^2}{4 \times 4 \times 5d \times t} = .8$

$d = 1.28'' \approx 1 \frac{5}{16}''$

今假リニ $d = 1.25''$ トスレハ鋸ノ効率 = 77.88% トナリ問題ニ反ス、故ニ $d = 1.28$ トスレハ鋸ノ効率 = 79.74% ナリ、

Handwritten notes:
 $d = 1.28''$
 $\frac{1}{16}$ if $\frac{1}{16}$ is 23%
 double shearing
 $t \geq 1''$ + 3rd edge 100%

(= 板ノ厚 + t)



$t > d$ + 4. 計算ニ依リ、

$s = \pi d \times t \times f_s$

$s = f_s \pi d t$

$f_s \pi d t = \frac{\pi d^2 p}{4}$

$f_s t = Pd$

$P > f_s$

$t > d + t \times t$

又 $d = 1\frac{5}{16}$ 即チ $1.3125''$ トスレハ 鋸ノ 効率 = 81.8% .

∴ $d = 1\frac{5}{16}$ = 決定ス、故ニ其ノ節ハ

$$p = 5d = 6\frac{9}{16}''$$

九、多列鋸間ニ於ケル列間距離、

(イ) 千鳥鋸、(Zigzag)

列間距離ヲ C トセハ

empirical formula

二列鋸重接手

$$C = \frac{\sqrt{(7p+2d)(p+2d)}}{6}$$

三列鋸重接手

$$C = \sqrt{\left(\frac{11}{20}p+d\right)\left(\frac{1}{20}p+d\right)}$$

$$\left. \begin{array}{l} \circ \text{二列鋸二枚目板毛抜接手} \\ \text{三列鋸二枚目板毛抜接手} \end{array} \right\} C = \frac{\sqrt{(11p+4d)(p+4d)}}{10}$$

(ロ) 四目鋸、(chain)

列間距離ヲ C' トセハ

$$\text{各種鋸接手} \quad C' = 2d \text{ 乃至 } 2d + \frac{1}{2}''$$

一〇、目板及ビ板端、

目板ノ厚サハ一枚ノトキハ原板ノ $\frac{9}{8}$ 二枚ノトキハ外方 $\frac{5}{8}$ 内方 $\frac{3}{4}$ ヨリ小ナルヘカラス、是レ充分ナル填隙面ヲ得ル爲メナリ、
Caulking edge

又目板ノ有無ニ關ラス

$$l = 1.5d \text{ (第7圖)}$$

第四章

吸鑿式機械

一一、蒸氣筒、(第 8, 9 圖)

筒ノ材料ハ軟質ノ鑄鐵ヲ使用シ入籠ニハ剛質ノ鑄鐵若クハ鍛鋼ヲ使用ス、又筒蓋ハ鑄鋼ヲ使用ス、
(筒ノ大サ)、

發生スヘキ實馬力ニ對シ筒ノ大サヲ定ムルニハ二段若クハ三段膨脹機械ニテハ先ツ所要ノ全力ハ低壓筒一個ノミニテ發生スルモノト假想シ其ノ有効平均壓力ヲ算出シ之ニ依リテ推算スルモノトス、

D = 筒ノ直徑 (吋)

L = 行程 (呎)

N = 毎分ノ回轉數

A_L = 所要低壓筒吸鑿面積 (平方吋)

P_m = 低壓筒ノミニ働クモノトシテ換算シタル平均壓力

トスルトキハ

$$\text{I.H.P.} = \frac{P_m \times \frac{\pi D^2}{4} \times 2L \times N}{33,000}$$

$$= \frac{2 \cdot L \cdot N \cdot A_L \cdot P_m}{33,000}$$

$$\therefore A_L = \frac{33,000 \times \text{I.H.P.}}{2L \cdot N \cdot P_m}$$

$$A_L = \frac{33,000 \times \text{I.H.P.}}{\text{吸鑄速度} \times P_m}$$

之ヲ以テ觀ルトキハ 低壓笛ノ直徑ハ馬力同一ナルトキハ 吸鑄速度ト換算平均壓力トニヨリテ消長ス、

行程及ビ毎分回轉數ハ一般ニ次ノ範圍ニ在リ、

艦ノ種類	實馬力(一臺ニ付)	行 程	回 轉 數
戰艦並ニ 一等巡洋艦	15,000乃至5,900	45''乃至51''	90乃至140
二等巡洋艦	5,000—3,000	36''—42''	120—140
三等巡洋艦	3,500—1,500	……………	160—250
驅逐艦	4,000—2,000	18''—21''	350—410
水雷艇	2,000—800	7''—18''	350—600

吸鑄速度ハ實驗上、次ノ範圍内ニテ良好ノ成績ヲ示ス、

戰艦等ノ大形ノ吸鑄ニテ 650 乃至 1000 (毎分呎)、

驅逐艦等ノ高速力ノモノ 1000 ,, 1200 ,,

水雷艇 800 ,, 1200 ,,

機械ノ効力ヲ増進スル爲メ 近來吸鑄速度ヲ増加セントシ 隨テ回轉數ノ増加ノ傾向アリ、

(換算平均壓力)、
Equivalent mean pressure

換算平均壓力ハ先ツ機械ノ最初壓力ト、使用膨脹度トヲ撰擇シテ決定スヘキモノトス、

機械ノ最初壓力ハ近來益々高壓蒸氣ヲ採用ス、即チ現今機械ニ

於テ 210 听乃至 250 听, 罐ニ於テ 260 乃至 300 听ナリ、

使用膨脹度ハ各笛ノ容積比ト互ニ相關聯スルモノナリ、全力ニハ餘リ高カラサル膨脹度ヲ用フ、

笛ノ容積比ハ特ニ一定ノ規則ナシト雖モ、種々ノ關係ヨリシテ海軍用ノモノハ、普通ノ割合次ノ如シ、

expansion ratio

使用壓力(壓力計)	H 高 壓 笛	I 中 壓 笛	L 低 壓 笛
150	I	2.25	5
200	I	2.5	6.25
250	I	2.64	7

即チ略、次ノ如キ形ナリ、

$$I = \sqrt{\frac{H \times L}{H}}$$

豫定使用機械壓力ヨリ 低壓笛ニ換算シタル 平均壓力ヲ算出スルニハ、先ツ笛内ニ於ケル蒸氣膨脹ノ曲線ヲ雙曲線ト假定シ理想
Hyperbolic curve

的機械ニ於テ學理的 平均壓力ヲ示セハ、次ノ如シ、
Theoretical mean pressure

$$P_m' = P' \times \frac{1 + \log_e R}{R}$$

P_m' = 學理的 平均壓力、

P' = 蒸氣ノ 絕對初壓力、

R = 實際膨脹度、
Real ratio of expansion

然ルニ實際ニ計測シタル 平均壓力ハ 學理的ノモノヨリ 著シク少ナシ、

換算平均壓力ヲ算出スルニ二法アリ、

(第一) 笛ノ遊隙ヲ算入シ 蒸氣ノ 實際膨脹度ヲ用ヒ 計算スルノ

新計畫ノ機械ニシテ從來ノモノニ比シ一層高壓ノ蒸氣ヲ使用スルカ、若クハ其ノ形式特殊ノモノニシテ之ニ關スル經驗未タ多カラサル場合ニハ、安全ノ爲メ成ルヘク小ナル計畫指壓圖 因數ヲ用フルヲ宜シトス、

(筧ノ遊隙)、

大體次表ノ如シ、(第10圖①③第14圖)

筧ノ直徑	行程	滑奔ノ數 及ビ種類	遊隙ノ百分比			
			頂部	底部	平均	
高壓筧	14	18	I 筒形	25.5	23.5	24.5
	18	30	I ”	18.4	18.5	18.45
	20	18	I ”	31.75
	33 $\frac{1}{2}$	48	I ”	19.0	23.0	21.0
	34 $\frac{1}{2}$	48	I ”	22.2	22.2	21.20
	38 $\frac{1}{2}$	42	I ”	27.0	28.0	27.5
中壓筧	22	18	I ”	25.2	27.2	24.15
	29	30	2 ”	13.2	13.9	13.53
	29	18	I ”	23.25
	51	48	2 ”	19.0	25.0	22.0
	53	48	2 ”	19.6	23.9	21.75
	59	42	2 ”	18.7	18.5	18.6
低壓筧	25 $\frac{1}{2}$	18	I ”	16.1	17.8	18.45
	35 $\frac{1}{2}$	30	I 平形	11.5	12.4	11.95
	30	18	I ”	16.74
	73	48	4 筒形	17.0	22.0	20.0
	63	48	2 ”	15.1	18.3	16.7
92	42	4 ”	11.9	16.3	14.1	

[例題一] 次ノ場合ニ於テ各筧ノ直徑ヲ求ム、

全馬力 = 9,400 (四筧三段膨脹機械二臺)、

行程 = 2'-6" 毎分回轉數 = 180.

機械ノ使用壓力 = 210 呎(壓力計)、

Design

$r = 6.$ $C_L = .125.$ $C_H = .225.$ $h = .75.$

トセハ實際膨脹度ハ

Piston Slide Valve × 9
 H.P. 22.6%
 do: $\frac{I.P. \times 25 \times 20.0\%}{}$
 Flat Slide Valve
 L.P. 12.5%

} Mean clearance.

$$R = \frac{6 \times (1 + \frac{0.125}{2.5})}{.75 + .225} = 6.923 \approx 7.$$

次ニ換算平均壓力ハ $K = .5$ トスレハ

$$P_m = .5 \times \frac{225 \left(\frac{1 + \log_e 7}{7} \right)}{\text{abs. pres. of steam}} \approx 47.$$

低壓筒ノ面積ハ

$$A_L = \frac{\text{I.H.P.} \times 33,000}{P_m \times 2L \times N}$$

$$= \frac{4,700 \times 33,000}{47 \times 2 \times 2.5 \times 180} = 3,666 \square''.$$

筒ノ容積比ハ表ヨリ
Cylinder ratio

$$H : I : L = 1 : 2.5 : 6.25$$

トシ低壓ハ二個ニ分ツヲ以テ

$$A_H = 587 \quad \text{即チ} \quad D_H = 27\frac{3}{8}''$$

$$A_I = 1,466 \quad D_I = 43\frac{1}{4}''$$

$$A_L = 1833 \quad D_L = 48\frac{3}{8}''.$$

今又第二法ニテ計算スレハ

皮想的膨脹度ハ

$$R' = \frac{r}{h} = \frac{6}{0.75} = 8$$

$$P_m = K_1 \times 225 \times \left\{ \frac{1 + \log_e 8}{8} \right\}$$

$$= K_1 \times 86.6.$$

$$\text{今 } K_1 = 0.54 \quad \text{トセハ} \quad P_m = 46.8$$

トナリテ以下第一法ト同シ、

[例題二] 全實馬力 10,000 ヲ發生セシムヘキ 2 個ノ推進器ヲ有
スル四筒三段膨脹機械アリ、其ノ行程 2 呎 6 吋ニシテ 1 分間ノ

回轉數 180 ナリ、機械ノ絕對使用壓力 265 呎ナリ、各笛ノ直徑ヲ算出セヨ、

笛ノ容積比ヲ 1:2.6:7 = 撰定シ且ツ高壓笛ニ於ケル斷切點ヲ行程ノ長ノ7割5分ト假定スレハ

$$\text{皮想的膨脹度 } R' = 7 \div 0.75 = 9.33.$$

故ニ低壓笛ニ於ケル換算平均壓力ハ

$$P_m = K_1 \times 265 \times \left\{ \frac{1 + \log_e 9.33}{9.33} \right\}$$

$$= K_1 \times 91.66.$$

$K_1 = 0.54$ トスレハ

$$P_m = 0.54 \times 91.66 = 49.5.$$

故ニ平均壓力ハ每平方呎 49.5 呎ナリトス、然ルトキハ

$$49.52 A_L \times (\text{吸鑿速力}) = 5,000 \times 33,000$$

$$A_L = \frac{5,000 \times 33,000}{49.5 \times 2 \times 2.5 \times 2 \times 180} = 1,857 \square''$$

$$\therefore D_L = 48\frac{5}{8}''$$

$$A_H = \frac{3,714}{7} = 531 \square'' \quad D_H = 26''$$

$$A_1 = \frac{3,714 \times 2.6}{7} = 1,379 \square'' \quad D_1 = 41\frac{7}{8}''$$

(最大有効壓力)、

Max. unbalanced pressure

各笛ニ於ケル最大有効壓力 \bar{p} ハ、次ノ諸項ニ依リ増減ス、

1. 高壓笛ニ於ケル初壓力、
2. 各笛ニ於ケル實際膨脹度、
3. 各蒸氣溜ノ容積、

然レトモ此等ヲ参照シテ \bar{p} ヲ算出セントスルハ極メテ複雑ナ

リ、故ニ普通次ノ實驗公式ヲ用フ、此ノ公式ハ高壓笛ニ於ケル斷切點カ其ノ行程ノ七割半乃至八割ナルトキハ 正當ノ方式ヲ以テ算出シタルモノニ比シ大差ナキ値ヲ與フ、

p_1 = 高壓笛ニ於ケル計畫絕對初壓力、

r = 中壓笛ノ高壓笛ニ對スル容積比、

$$r = \frac{I}{H}$$

R = 低壓笛ノ高壓笛ニ對スル容積比、

$$R = \frac{L}{H}$$

トスレハ 高壓笛 $\bar{p}_H = p_1 - 15$ ^(1/2 p₁)

中壓笛 $\bar{p}_I = \frac{1 \cdot 2 p_1}{r} - 15$

低壓笛 $\bar{p}_L = \frac{1 \cdot 2 p_1}{R} - 5$

(笛ノ胴ノ厚サ)、(第8圖)

笛ノ胴ノ受クヘキ内力ハ入籠ヲ備フルトキハ 蒸氣衣内ノ壓力ニシテ、之ヲ備ヘサルトキハ 作動蒸氣ノ壓力ニ外ナラス、今公式ヲ以テ表ハセハ

$$f_t = \frac{P \cdot D}{2t} \dots\dots\dots (A)$$

P = 胴ノ受クヘキ壓力、

t = 胴ノ厚サ、

D = 笛ノ直徑、

f_t = 引張内力、

加フルニ笛ハ又扭歪作用ヲ享クルモノニシテ、之ニ對スル強サ
Distorting stress

ヲ備ヘサルヘカラス、此ノ作用ハ概ネ次ノ如キ際ニ於テ自己ノ重量ノ爲メニ生スルモノナリ、

- 一、工場ニ於テ組立ノ際又ハ艦内ニ裝備スルトキ、
- 二、製造工事中ニ於テ、
- 三、動作中又ハ静止スルトキ、

斯カル原因ニヨリ蒙ルヘキ内力ハ $\frac{D}{t^2}$ ニ比例スルモノニシテ、

即チ

$$M = \omega \times \frac{\pi D}{2} \cdot \frac{1}{2}$$

$$I = \frac{1}{12} t^3 \quad g = \frac{1}{2} t$$

$$f_c = f_t = K \times \frac{D}{t^2} \dots\dots\dots(B).$$

内力ノ種類ハ場合ニヨリ引張内力若クハ壓縮内力トス、而シテ胴ニ受クヘキ最大内力ハ(A)及ビ(B)ナル二種ノ作用ヲ同時ニ享クル場合ニシテ

$$f_t = \frac{P \cdot D}{2t} + K \frac{D}{t^2}$$

故ニ

$$t = \frac{P \cdot D}{4f_t} + \sqrt{K \frac{D}{f_t} + \frac{P^2 \cdot D^2}{16f_t^2}}$$

上式中平方根内第二項ハ f_t^2 ニ對シ之ヲ省キ實驗上ヨリ定メタル係數 K_1 ヲ採用スレハ $\sqrt{\frac{K}{f_t}} = K_1$.

$$t = \frac{P \cdot D}{4f_t} + \frac{\sqrt{D}}{K_1}$$

之ニ f_t 及ビ係數ノ値ヲ適用スルニ、 f_t ハ最大引張力 9 噸ノ鑄鐵ヲ用井テ 2,000 所トス、故ニ

入籠ヲ備ヘサルトキ $t = \frac{P \cdot D}{8,000} + \frac{\sqrt{D}}{6.5}$

入籠ヲ備フルトキ $t = \frac{P \cdot D}{8,000} + \frac{\sqrt{D}}{7 \text{乃至} 9}$

初圧力+1/2
各節最大有効圧力+1/2

Pハ入籠ヲ備ヘサルモノニテハ最大使用壓力、入籠ヲ備フルモノハ蒸氣衣内ノ最大壓力ナリ、

又水壓試驗壓力ヨリ算定スル別法

$$p_t = \text{水壓試驗壓力}$$

$$f = 4000 \text{ 听以下}$$

$$D_1 = \text{胴ノ内徑}$$

トスレハ胴ノ厚サ t ハ

$$t \geq \frac{p_t \times D_1}{8000} \text{ 以上 (高中壓)}$$

$$t \geq \frac{p_t \times D_1}{5000} \text{ 以上 (低壓)、}$$

水壓試驗壓力ハ次ノ規定ニ依ル、(150听以上ノモノ)

$$\text{高壓筧及ピ入籠 } p_t = \frac{3}{2} \times B$$

$$\text{中壓筧及ピ入籠 } p_t = 2 \times \{C + 15\}$$

$$\text{低壓筧及ピ入籠 } p_t = 2 \times \{D + 15\}$$

B = 機械ノ最初壓力 (大氣壓以上)

C = 中壓蒸氣溜内最大壓力 (大氣壓以上)、

$$C = \frac{1.2(B+15)}{r} - 15. \quad \text{gauge pressure}$$

D = 低壓蒸氣溜最大壓力 (大氣壓以上)、

$$D = \frac{1.2(B+15)}{R} - 5. \quad \text{16. 10\%}$$

(筧入籠ノ厚サ)、(第15圖ヨリ第19圖)

入籠ノ利益、

1. 筧體ニハ鑄造ニ適セル鐵質ヲ用ヒ、摩擦面ニハ摩擦ニ耐ユヘキ者ヲ使用シテ製造スル事ヲ得、

2. 蒸氣衣ヲ設クルコト簡易ニシテ且ツ内外筒ハ各自獨立シテ自在ニ伸縮スルコトヲ得、
3. 作働中筈本體ニシテ有害ナル過度ノ内力ヲ蒙ラシムルコト尠シ、
water hammer 等ノ不時力。
4. 蒸氣衣ヲ備フル筈ヲ製造セントスルニ當リ鑄型ヲ簡單ナラシメ從ツテ良好ナル鑄物ヲ得易シ、
5. 不時ノ破損並ニ過度ノ摩擦等ニ際シ新規取換ヘヲナス事業容易ナリ、

近來高中壓筈ノ入籠ニハ鍛鋼ヲ用ヒ、其ノ他摩擦面ニハ其ノ質堅牢緻密ナル鑄鐵ヲ採用ス、

蒸氣衣ノ間隔ハ 1" 以上トス、

筈入籠ノ厚サハ

$$t_1 = \frac{p_t \times D}{7,000} \text{ 以上 (高中壓)}$$

$$t_1 = \frac{p_t \times D}{4,000} \text{ 以上 (低壓)}$$

又別法 $t_1 = \frac{\sqrt{D}}{6}$ 鑄鐵ノトキ

$$t_1 = \frac{\sqrt{D}}{4.4} \text{ 鍛鋼製ノ高壓筈、}$$

$$t_1 = \frac{\sqrt{D}}{5.5} \text{ 鍛鋼製ノ中壓筈、}$$

(筈底ノ厚サ)、 $t_2 = t \text{ or } = t + \frac{1}{8}"$

トシ 8 乃至 12 個ノ力骨ヲ設ク、此ノ力骨ノ厚サハ底ノ厚サヨリ稍々小ニス、



(筈蓋ノ厚サ)、 (第 10 圖ヨリ第 31 圖)

材料ハ 30 乃至 37 噸ノ最大強度ヲ有スル鑄鋼ヲ使用ス、

\bar{p} = 鐵板上每平方吋壓力 (最大有効壓力)

D = 壓力ノ作働スヘキ面積ノ最大直徑

t_3 = 蓋ノ厚サ

トスルトキハ、此ノ場合ハ恰モ等布荷重ヲ受クル平板ニ相當シ
應用力學ノ定理ニヨリ

$$f = K \frac{\bar{p} D^2}{t^2} \quad \text{即チ} \quad t = \frac{D \sqrt{\bar{p}}}{K_1}$$

實驗ノ結果ニヨリ K_1 ナル定數ノ値ヲ公式中ニ適用セハ

$$t_3 = K \frac{D}{425} \sqrt{\bar{p}}$$

筒ノ蓋ニ設クヘキ力骨ノ數

(empirical formula)
高壓筒ニハ $\frac{D_H}{5}$

中壓筒ニハ $\frac{D_I}{6.5}$

低壓筒ニハ $\frac{D_L}{8}$

トス、但シ蒸氣口ノ上部ニ當ル部分ノ特設力骨ヲ含有セス、

力骨ノ厚サハ略蓋ノ厚サト等シクス、

(筒蓋ノ鏢)、

蓋ノ鏢ノ厚サ $t = \frac{D}{315} \sqrt{\bar{p}}$ ヨリ算定スルモ、普通大形機

械ニテハ 1.25" 乃至 1.75" ニシテ

一般ニハ $t = (\text{蓋ノ厚サ}) + \frac{1}{4}"$.

(胴ノ鏢)、 厚 = (胴ノ厚サ) + $\frac{1}{4}"$ $\times 1.5$ (胴ノ厚サ)

(鏢ノ幅)、 = (植込螺釘ノ徑) \times (2.5 乃至 3) = 2.75d.

(螺釘ノ徑)、

螺齒ノ底部ニ於テ

$$f_t = 7,000 \quad \text{直徑 } \frac{7}{8}'' \text{ 以下ノモノ}$$

$$= 11,000 \quad \text{直徑 } 1\frac{1}{8}'' \text{ 以下ノモノ}$$

トシ直徑ヲ算定ス、

螺釘ノ徑ハ約 $.9 \times$ (蓋鏝ノ厚) トシ大差ナキモノニシテ $\frac{7}{8}''$ 乃至 $1\frac{3}{4}''$ ノモノヲ使用ス、

(螺釘ノ節)、

l = 各螺釘ノ節 (吋)

h = 蓋ノ鏝ノ厚サ (吋)

P = 接合部ニ於ケル作働壓力 (噸)

$$l = 11 \sqrt{\frac{4}{h^3 P}}$$

P ハ高壓筒ニハ最大使用壓力、中底壓筒ニハ各蒸氣溜ノ最大壓力トス、

[別法] 螺釘ノ節ハ次式ヨリ計算シ得、

$$f_t = \frac{\text{蓋ノ水壓試験力} \times \text{面積}}{\text{螺釘ノ有効面積} \times \text{數}}$$

然レトモ間隔ハ徑ノ5倍ヲ超過スヘカラス、

入籠ノ底部ハ内方ニ曲レル鏝ヲ附シ筒底ニ緊定ス、(182)

鏝ノ厚サ = $1\frac{1}{2}''$ 乃至 $1\frac{3}{4}''$

其ノ幅ハ = $2''$ 乃至 $3''$

筒蓋ノ潜孔ノ蓋ハ鑄鋼ヲ以テ造リ

厚サ = $\frac{5}{8}''$ 乃至 $\frac{3}{4}''$

孔ノ大 = $15''$ 乃至 $24''$.

(筒ノ遊隙)、

頂部 = 吸鑿ト 曲肱軸トノ間ニ存スル各接合部毎 = $1/16''$ 乃至 $1/8''$ 宛ノ割合ニテ算シ滑頭、曲肱栓及ピ主軸承ノ三箇所ノ合計ニテ

$$\frac{3}{16}'' \text{ 乃至 } \frac{3}{8}''$$

底部 = ($\frac{3}{16}''$ 乃至 $\frac{1}{4}''$) + (頂部ノ遊隙)、

一二、吸鑿、

吸鑿ハ次ノ諸要點ヲ具備セサルヘカラス、

1. 筒内ニ於テ充分蒸氣密ナルコト、但シ蒸氣密ヲ保持スル必要以外ニハ可成其ノ摩擦ヲ最小ナラシムルヲ要ス、

2. 蒸氣壓力ノ爲メ變形又ハ扭歪ヲ起ササル様充分強ク且ツ剛キコト、然レトモ其ノ重量ハ運動部ヲ釣合サシムル必要以外ニハ出來得ル限り輕減スルコトヲ特ニ注意スヘシ、

3. 吸鑿棒トノ結合ハ確實堅固ニシテ弛ミナク、而モ其ノ取外ハ容易ナル様注意ヲ要ス、

(吸鑿本體ノ厚サ)、

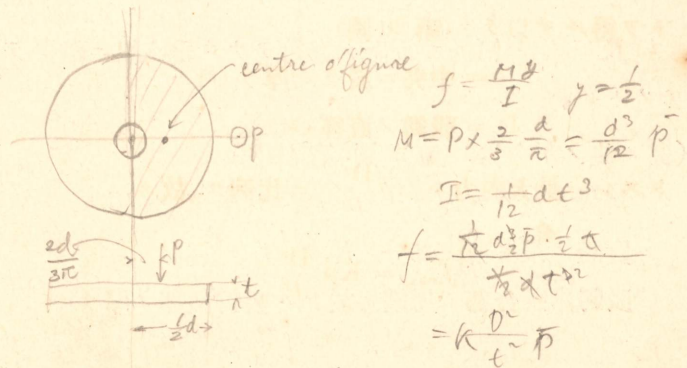
吸鑿ノ本體ハ中心ニ於テ支ヘラレタル 1 個ノ圓板面上ニ最大有効壓力 \bar{p} カ各部齊均ニ作動スル場合ニ同シキモノト見做スコトヲ得ルヲ以テ (第 20 圖)

t = 中央ニ於ケル厚サ (吋)

D = 吸鑿ノ直徑 (吋)

トスレハ最大内力ハ $\bar{p} \frac{D^2}{t^2}$ ニ比例ス、故ニ

$$f_{\max.} = K \bar{p} \frac{D^2}{t^2}$$



故 = $t = K_1 D \sqrt{\bar{p}}$.

吸鑄ハ大形ノモノハ鑄鋼ヲ以テ造リ驅逐艦、水雷艇用ノ如キ輕キモノハ鍛鋼ヲ使用ス、

上式ヲ吸鑄ニ應用シ次ノ如ク算出スルトキハ能ク實例ニ適合ス、

鑄鋼 $t_1 = .005 D \sqrt{\bar{p}} + \frac{1}{4}''$

鍛鋼 $t_1 = .0035 D \sqrt{\bar{p}} + 2''$.

吸鑄ニ使用スル鑄鋼ノ引張力ハ 35 噸ヲ最低度トセルヲ以テ安全内力ハ

$$f_1 = \frac{35 \times 2240}{3} \times \frac{1}{3} \times 0.85 = 7,400 \text{ (噸)}$$

elastic limit = 1/3 ~ 1/4
alternate stress = 1/3 steady load (safety factor)
余裕

(吸鑄圓錐形ノ高サ)、(第 20 圖)

高壓筒ニハ $H = \frac{D_H}{2}$

中壓筒ニハ $H = \frac{D_L}{4.5}$

低壓筒ニハ $\begin{cases} H = \frac{D_L}{7} & \text{三筒機械、} \\ H = \frac{D_L}{4.5} & \text{四筒機械、} \end{cases}$

t_1 及ビ t_2 ハ何レモ斜面ニ直角ヲナス垂直線ニ沿フテ測リタルモノトス、

(其ノ他ノ割合)、(第 20 圖, 第 21 圖)

周縁ニ於ケル厚サ $t_2 = \frac{1}{3} t_1 + \frac{1}{4}''$.

實體ノ最モ薄キ部分ノ厚サ $t_3 = \frac{1}{16} t_2$.

吸鑄棒嵌合部ノ周圍ニ於ケル吸鑄轂部ノ厚サ

$$\text{小形ノモノ} \quad t_4 = \frac{1}{2} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right).$$

$$\text{大形ノモノ} \quad = \frac{1}{3} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right).$$

$$\text{轂部ノ高サ} \quad h = (1 \text{ 乃至 } 1.5)d.$$

衛帶環ハ剛質ノ鑄鐵ヲ以テ造リ、氣密ヲ保ツ爲メニ1個乃至3個ヲ備フ、其ノ幅狭キモノト、廣キモノトノ二種アリテ、廣キモノハ衛帶環ト、吸鑄本體トノ間ニ第24圖ノ如ク數多ノ發條ヲ裝置ス、幅ノ狭キモノハ第27圖ノ如ク硬質ノ青銅若クハ硬質ノ鑄鐵ニテ製造シ自己ノ彈力ニテ筒面ヲ壓迫ス、

(幅廣キ衛帶環) 低壓用、(第22圖ヨリ第26圖)

$$\text{環ノ厚サ} \quad t_5 = \frac{1}{16} t_2 \quad (\text{第26圖})$$

$$\text{同 高サ} \quad = (2 \text{ 至至 } 3.5) t_2. \quad \text{小形}$$

$$= (3.5 \text{ 乃至 } 4) t_2. \quad \text{大形}$$

$$\text{發條ノ平均直徑} \quad = 2'' \text{ 乃至 } 3''.$$

$$\text{同 太サ} \quad = \frac{1}{4}'' \text{ 乃至 } \frac{3}{8}''.$$

$$\text{發條ヲ入ルル凹部ノ深サ} \quad = 2'' \text{ 乃至 } 3''.$$

[ラムスボトム・リング] 高壓用、(第27圖ヨリ第30圖)

環ノ高サ = 筒ノ底部遊隙 = $\frac{3}{8}''$ 加へタルモノヨリ少ナカラシムヘカラス、(遊隙ヨリ $\frac{1}{2}''$ 乃至 $\frac{5}{8}''$ 大ナラシムルヲ常トス)、

$$\text{同 厚サ} \quad = (\text{高サ}) \times 1 \text{ 乃至 } 1.2.$$

$$\text{坐環ノ高サ} \quad t = \frac{5}{8}'' \text{ 乃至 } 1''.$$

衛帶環ハ吸鑄本體若クハ抑環ヨリ $\frac{1}{16}''$ 乃至 $\frac{1}{8}''$ 出張ル坐環ト筒壁トノ遊隙 = $\frac{1}{32}''$ 乃至 $\frac{1}{16}''$.

Rams bottom ring is $\frac{1}{8}'' \sim \frac{1}{16}''$ larger than $\frac{\text{cyl } D''}{12}$

(抑環)、

抑環ハ鑄鐵或ハ鍛鋼ニテ製スルモ當時ハ主キニ鍛鋼製ノモノ
ヲ用フ、其ノ厚サハ

鍛鋼製ナルトキ $= \frac{9}{8} t_2$.

鑄鐵製ナルトキ $= 1\frac{1}{2}"$ 乃至 $2"$.

抑環ノ直徑 = 筒ノ徑ヨリ $\frac{1}{8}"$ 小、(鍛鋼ノトキ)

= 同 上 $\frac{1}{8}"$ 小、(鑄鐵ノトキ)

(螺釘)、

抑環螺釘ニハ弛緩ヲ防ク爲メ其ノ根部ニ鑿ヲ附着セルモノト、
抑環ニ於ケル嵌合部ヲ方形ニ作リタルトノ二種アリ、
Square necks

母螺ハ一般ニ青銅製ニテ割栓ヲ用フルモ又止環ヲ附スコトア
Guard ring or Keep ring
リ、止環ヲ使用スルトキハ方形螺釘並ニ母螺及ビ割栓ヲ裝備スル
ヲ常トス、

螺釘ノ數 = 發條ノ數、

螺釘ノ直徑 = 抑環ノ厚サ、

螺釘ノ節、

高壓筒 = $7\frac{1}{2}d$. 中壓筒 = $8\frac{1}{2}d$. 低壓筒 = $9\frac{1}{2}d$.

d = 螺釘ノ直徑、

(止環)、

厚サ = $\frac{3}{16}"$ 乃至 $\frac{3}{8}"$

幅 = $1\frac{1}{4}"$ 乃至 $1\frac{1}{2}"$.

一三、吸鑿棒、

吸鑿棒ノ計畫ヲ分チテ、次ノ三要部トス、

1. 棒ト吸鑿トノ接合部、

2. 棒ノ幹即チ平行部、
3. 接合棒トノ結合部、

蒸氣壓力カ吸鏢ノ下方ニ作働スルトキハ吸鏢棒ノ全部引張ヲ受クヘシト雖モ、轉シテ其ノ頂部ニ作働スルトキハ圓錐部或ハ鏢部ニテ其ノ全荷重ヲ負擔ス、故ニ棒ノ最小部、即チ螺齒部ハ吸鏢ノ上昇運動ニノミ張力ヲ受クルト雖モ、其ノ他ノ部分ハ交互ニ引張並ニ壓縮作用ヲ受ケ其ノ轉變頗ル迅速ナリトス、而シテ之カ爲メニ生スル劇動ハ各接合部並ニ軸承ノ弛緩シ居ルカ若クハ管内ニ水分ノ存在セル場合ニハ、殊ニ増加スヘキヲ以テ棒ノ計畫上、此作用ニ對シ充分ノ餘地ヲ與ヘサルヘカラス、
(棒ト吸鏢トノ接合部)、(第31圖ヨリ第39圖)

吸鏢ヲ吸鏢棒ニ取付クル法ニ種々アリト雖モ、大別シテ次ノ三種トス、

1. 棒ノ頭部ヲ圓錐形トナシタルモノ、 *cone, 傾斜、著目 1/6*
2. 鏢ヲ附着セルモノ、(Fig 36, 37)
3. 鏢並ニ圓錐形ヲ併用セルモノ、

(棒ノ直徑)、

\bar{p} = 最大有効壓力 (噸)
Max. unbalanced pressure

D = 管ノ直徑 (吋) (入管内)

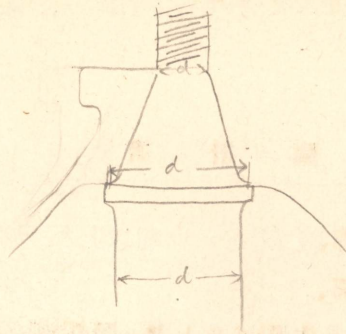
δ = 螺齒底部ノ徑 (吋)

f_t = 安全内力

トスルトキハ、棒ノ受クル荷重ハ $\frac{\pi \delta^2}{4} \times f_t$ ニシテ吸鏢ノ最大荷重

ハ $P = \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$ ナリ、故ニ

$$\frac{\pi}{4} \times \delta^2 \times f_t = \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$$



Piston Rod

nickel steel oil tempered

Ten. Str. 30~35 T.

吸鑿棒ハ 30 乃至 35 噸ノ鍛鋼又ハ 35 噸以上ノ「ニッケル」鋼ヲ以テ造ル、

今安全率ヲ 8 トシ引張力ノ最小 最大ナル場合ニ於ケル安全内力ヲ算出スレハ

$$f_t = \frac{30 \times 2240}{8} = 8400 \text{ 噸}$$

$$f_t = \frac{35 \times 2240}{8} = 9800 \text{ 噸}$$

之ヲ上式ニ適用スルトキハ螺齒底部ノ直徑ハ

$$\delta = \frac{D}{92 \text{ 乃至 } 99} \sqrt{P}$$

螺齒部ノ外徑ハ $d_3 = \frac{10}{9} \delta$

吸鑿ニ働ク最大壓力 $\frac{\pi}{4} D^2 p$ ハ各筒其ノ量相同シカラサルヲ以テ吸鑿棒ノ直徑ヲ算出スルニハ筒中ノ最大量ナルモノヨリシ、各筒ノ吸鑿棒ヲ同一ニ造リ共通使用シ得ヘカラシムルヲ常トス、

毎 1 吋ニ對スル螺齒ノ數ハ驅逐艦ノ如キモノニアリテハ 6 其ノ他ノ大艦ノモノニアリテハ 4 ヲ通例トス、

但シ四筒式機械ニアリテ 兩低壓筒ノ發生馬力ノ合計カ高壓若クハ中壓筒ニ等シキ場合ト雖モ安全ノタメ高壓筒ノ全馬力ノ 5/8 ニ相當スルモノヲ各低壓筒ニテ發生スルモノト見做シテ算出ス、(吸鑿棒ノ幹即チ平行部)、

P = 棒ノ受クヘキ全壓力、(噸)

f_c = 壓縮ニヨリ起ル材料ノ每平方吋ノ安全内力、

A = 棒ノ切斷面積、(□")

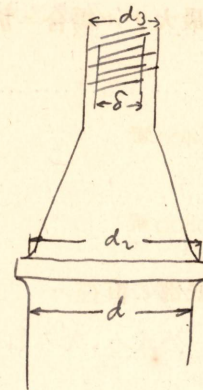
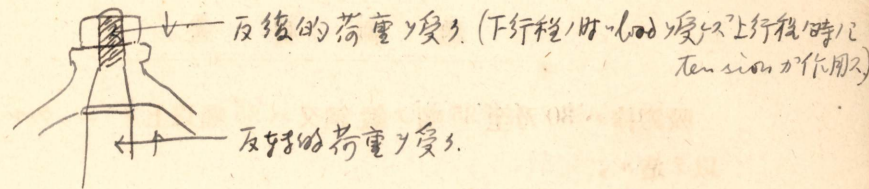
l = 棒ノ長さ、(吋)

$f_c < f_t$ 且 故 f_c 用ル

負荷ノ性質ニ依ル安全係數。(P-2)

$$f_t = \frac{30 \times 2240}{8} \times \frac{1}{2} \times \frac{2}{3} = 7000 \text{ lb.}$$

elastic limit



$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} \delta^2 f_t &= \frac{\pi}{4} D^2 p \\ \delta &= \frac{D}{\sqrt{f_t}} \sqrt{p} \\ &= \frac{D}{\sqrt{8400 \text{ 或 } 9800}} \sqrt{p} \\ &= \frac{D}{92 \sim 99} \sqrt{p} \end{aligned}$$

但シ三筒、四筒式機械ニアリテハ、次ノ如ク算出スルヲ普通トス、

$$\frac{\pi}{4} \delta^2 f_t = \frac{5}{8} \frac{\pi}{4} D^2 p$$

d = 棒ノ直徑、(吋)

C = 定數、

吸鑄棒ノ徑ヲ算出スルニハ「ゴルドン」ノ公式ヲ用フ、
Gordon's formula

$$\frac{P}{A} = \frac{f_c}{1 + \frac{l^2}{C_1 n^2 k^2}} \dots \dots \dots (1).$$

k = radius of gyration.

而シテ實體圓棒ニハ $k^2 = \frac{1}{16}d^2$ $k^2 = \frac{I}{A} = \frac{\frac{\pi}{64}d^4}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{1}{16}d^2$
 中空圓棒ニハ $k^2 = \frac{1}{16}(d^2 + d_1^2)$

d = 棒ノ外徑、 d_1 = 棒ノ内徑

ナルニヨリ實體棒ノ場合トシテ第一公式ハ、次ノ如ク書き直スコトヲ得、

$$\frac{P}{A} = \frac{f_c}{1 + \frac{l^2}{Cd^2}} \dots \dots \dots (2).$$

C ナル定數ハ、兩端支持ノ方法ト材料ニ關係スルモノニシテ

Gordon's formula

1. 兩端自由ナルトキ $C = 422$
2. 一端固定シ他端自由ナルトキ $C = 845$
3. 兩端固定ノトキ $C = 1690.$

然シテ吸鑄棒ハ第二ノ場合ニ相當ス、故ニ第二公式ニヨリ

$$\frac{\pi}{4} f_c d^2 = \frac{\pi}{4} D^2 P \left(1 + \frac{l^2}{845 d^2} \right) \dots \dots \dots (3).$$

f_c ハ f_t ノ $7/8$ ヲ取ル、故ニ

30噸ノ鋼ニ對シテハ $f_c = 8400 \times \frac{7}{8} = 7350$ 噸..... (α).

35噸ノ鋼ニ對シテハ $f_c = 9800 \times \frac{7}{8} = 8575$ 噸..... (β).

實際ニ於テ、吸鑄棒ハ往々不時ノ内力ヲ受クルコトアルノミナ

$$f_c = \frac{30 \times 2240}{3} \times \frac{7}{8} \times \frac{1}{3} \times \frac{5}{8} = 4200 \text{ lb.}$$

reversal load (p. 2)

ラス、常ニ高熱度ヲ以テ働作シ且ツ摩擦セル際之ヲ削リ直ス必要
アル等(嘗テ修理ノトキ我戰艦ノ吸鑿棒ヲ削リ直シ直徑約5/8"ヲ
減シタル實例アリ)其ノ直徑ヲ大ナラシメンカ爲普通 f_c ノ値ノ
5/8ヲ使用ス、其 *inertia force* $200 \text{ lb} \times 5 = 1000$ *shock* 等ヲ考フ、
 $7350 \text{ lb} \times \frac{5}{8} = 4590$

即チ (α)ノ場合……………4,590
(β)ノ場合……………5,360

之等ノ數量ヲ(3)式ニ適用スレハ λ 等ハ

$$\alpha \text{ノ場合} \quad d = \frac{D}{64} \sqrt{\bar{p}}$$

$$\beta \text{ノ場合} \quad d = \frac{D}{69} \sqrt{\bar{p}}$$

以上ハ棒ノ長サト直徑ノ比ヲ高中壓筈ニハ $\frac{l}{d} = 10$ 、低壓筈ニ
ハ $\frac{l}{d} = 12$ ト假定シタルモノナルカ故ニ、此比例ヨリ大差アル
場合ニハ改メテ初メヨリ之ニ從ツテ算定セサルヘカラス、然レト
モ實例ニ徴スルニ、此比例ヨリ甚シキ相違アルコト稀ナリ、
(其ノ他各部ノ割合)、(第39圖)

d = 棒ノ直徑

d_3 = 棒ノ螺齒部ノ外徑トセハ

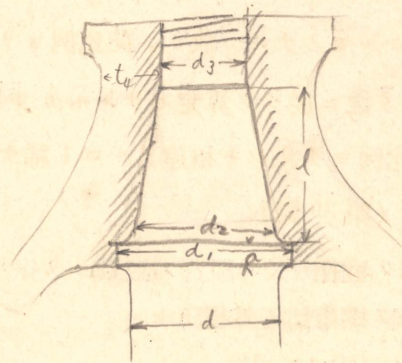
$$d_1 = d + \left(\frac{3}{4}'' \text{ 乃至 } 1\frac{1}{4}''\right)$$

$$d_2 = d + \frac{1}{4}''$$

鑿ノ厚サ $w = \frac{d}{8 \text{ 乃至 } 10}$
collar

$$l = (4 \text{ 乃至 } 3) (d_2 - d_3)$$

吸鑿ト圓錐ノ底部トノ間 = $\frac{1}{16}''$ 乃至 $\frac{1}{8}''$ ノ遊隙ヲ殘スヘシ、
(吸鑿棒用母螺固定法)、



1. 棒ノ一端ニ楔ヲ有スルモノ、(第40圖)

棒端ニ楔ヲ有シ母螺ノ上面ニ横斷スル12個ノ淺キ溝ヲ刻ス、
故ニ一周ノ $\frac{1}{12}$ 毎ニ調整シ得、

2. 止板ヲ用フルモノ、(第41圖)

Keep plate

止板ハ3個ノ植込螺釘ニテ吸鏢ノ轂部ニ固定ス、此ノ螺釘ハ其
ノ根部ニ鏢ヲ附スルカ、又ハ方形ヲ作リテ弛緩ヲ防ク、又割栓ヲ
用フ、之モ $\frac{1}{12}$ 回毎ニ調整シ得、

母螺ハ鍛鐵ヲ以テ作り $\frac{1}{12}$ ノ銅ノ坐金ヲ挿入スルヲ良シトス、

- 母螺ノ高サ $= \frac{3}{4}d_3$ 乃至 d_3 .
- 楔ノ厚サ $= \frac{3}{16}''$ 乃至 $\frac{5}{8}''$.
- 溝ノ深サ $= \frac{1}{8}''$ 乃至 $\frac{1}{4}''$.
- 止板ノ厚サ $= \frac{1}{4}''$ 乃至 $\frac{3}{4}''$.
- 螺釘ノ直徑 $= \frac{3}{8}''$ 乃至 $\frac{3}{4}''$.

又吸鏢ノ拔出シ装置ヲ備フヘシ、(第42圖, 第43圖)



一四、滑 頭、

Cross head

滑頭栓ハ膚焼ヲ施シタル鍛鐵又ハ剛質ノ鍛鋼ヨリ作ル、裏金ニ
Case hardening
ハ白色合金ヲ備フ、(第44圖, 第45圖)

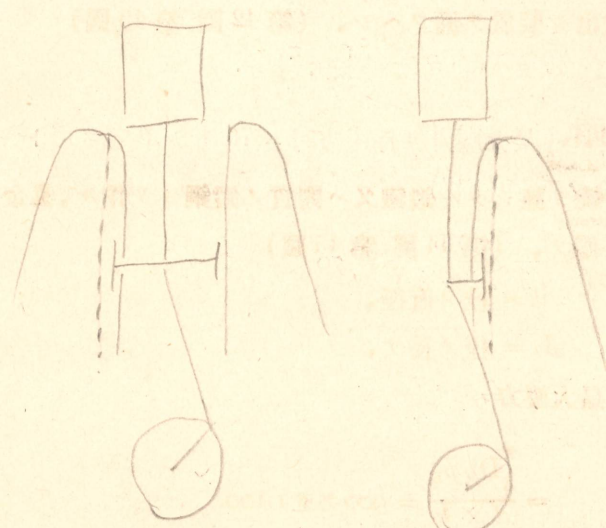
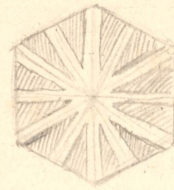
d = 栓ノ直徑、

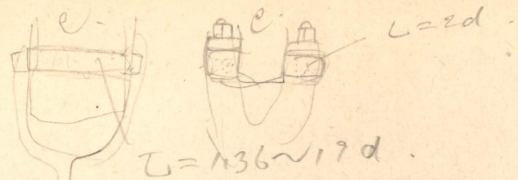
L = 栓ノ長サ、

摩擦面上ノ最大壓力ハ

$$= \frac{\pi D_H^2 \bar{p}_H}{4 d \times L} = 900 \text{ 乃至 } 1,100.$$

驅逐艦ニテハ約2,200 听トス、





35

機 關 計 畫

栓カ滑頭ノ兩側ニ分カレタルモノハ $L = 2d$

一個ヨリナルモノ $L = (1.36 \text{ 乃至 } 1.9)d$

又滑頭栓ノ長サハ栓ノ數1個ナルトキ曲腕栓ノ長サニ等シキ
カ、若クハ其ノ0.9倍ニシテ2個ナルトキハ曲腕栓ノ長サノ0.475
倍トス、
 $\frac{\text{直軸栓ノ直徑}}{\text{曲腕栓ノ直徑}} = 0.54 \sim 0.61$

(滑金)、
Slipper

滑金ハ青銅ヲ以テ造リ滑面ニハ數條ノ白色合金ヲ備フ、又熱ノ
爲メニ起ル伸縮ニ應スルノ設備ヲ要ス、

第46圖ニ於テ接合棒ノ長サヲ曲腕腕ノ4倍トスレハ接合棒ノ
最大推力ハ $(P-39.)$

$$S = \frac{P}{\cos \theta} = 1.03 \times P = 1.03 \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$$

滑坐ノ最大反推力ハ
Reaction

$$R = P \tan \theta = \frac{1}{3.87} \cdot \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$$

今滑金ノ受クル最大壓力ヲ每平方吋ニ70 听ト限定スルトキハ

A = 滑金ノ面積 (□")

$$\frac{\pi D^2 \bar{p}}{3.87 \times 4 \times A} = 70$$

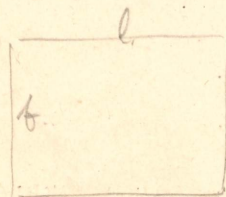
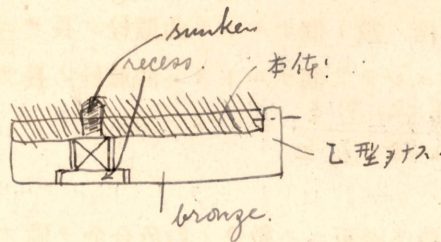
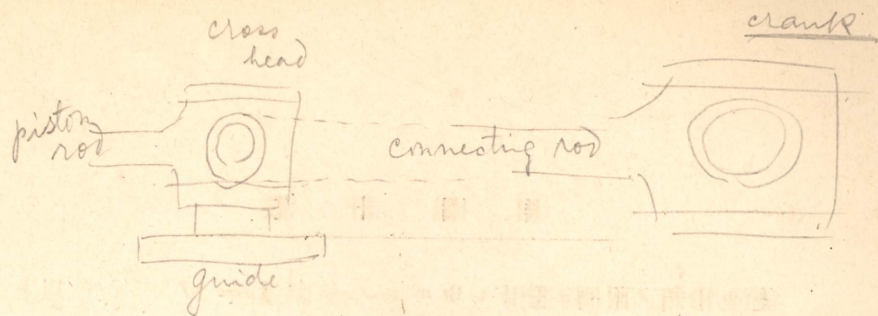
即チ

$$\text{長サ} \times \text{幅} \times 70 = 26 \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$$

故ニ

$$\boxed{\text{前進滑金面積}} = l \times b = \frac{D^2 \bar{p}}{345}$$

普通 $l = 1.5b$



後進用ノ面積ハ前進用ノ 65% ニシテ 驅逐艦ニテハ 45% 以上
65~75%

トス、

empirically

$$\text{滑金ノ鋼鐵部ノ厚サ} = \frac{d}{4.5 \text{ 乃至 } 5.5}$$

$$\text{同 青銅部ノ厚サ} = \frac{d}{7.5} + \frac{1}{4}$$

白色合金ノ厚サ = $\frac{3}{8}$ " 以上 $\frac{1}{2}$ " = テ $\frac{1}{16}$ " 以上ヲ凸出ス

白色合金ノ溝條ノ幅 = $\frac{5}{8}$ " 乃至 $\frac{3}{4}$ "

(冠金)、

Cap

l = 兩螺釘中心間距離

b = 冠金ノ幅サ

h = 冠金ノ厚サ

トスレハ荷重 P ハ

$$P = \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$$

(方形の場合)

故ニ撓能率 M ノ關係ヨリ

Bending moment

$$M_{\text{max.}} = \frac{Pl}{8}$$

而シテ冠金ノ撓能率ハ $= \frac{\pi D^2 \bar{p} \times l}{4 \times 8}$

然ルニ撓力ノ場合ニハ

$$M = f \frac{I}{y}$$

$$f = \frac{My}{I}$$

故ニ

$$f_t = f_c = \frac{3\pi D^2 \bar{p} \times l}{16bh^2}$$

f_c ハ 30 噸ノ鍛鋼ヲ用ヒ安全率ヲ約 7 トシ 9,800 ヲ使用ス、即チ

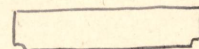
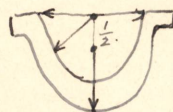
4 cylinders ノ場合

低圧ノ滑金面積 = 高圧 (又ニ中圧) $\times \frac{5}{8}$ (低圧管 = 個)

冠金ノ形状:

梯形.

方形.



up stroke 時 冠金ノ bending ヲ受ケ bolt ノ tension ヲ受ケル

$$f_t = f_c = \frac{My}{I}$$

$$\frac{f_c}{f_t} = \frac{7}{8}$$

$$f_c = \frac{30 \times 2240}{3} \times \frac{1}{2} \times \frac{7}{8} = 9,800 \frac{\text{lb}}{\text{sq. in.}}$$

$$h = \frac{D}{129} \sqrt{\frac{p\bar{p}}{b}} \quad (\text{一般})$$

const. (既製合金表=22.)

$$b = \frac{3}{4} L.$$

L = 滑頭栓ノ長サナリ、

(滑頭裏金)、

筋側ノ裏金ノ厚サ $t_1 = \frac{d}{8} + \frac{1}{4}$.

反対側ノ裏金ノ厚サ $t_2 = \frac{d}{7} + \frac{1}{4}$.

裏金ノ兩側ノ厚サ $= \frac{5}{8}$ " 乃至 $\frac{3}{4}$ "

螺釘ト栓ノ裏金トノ間隔 $= \frac{1}{2}$ " 以内、

内部edge
 $m < d$ 又 $n = \frac{3}{8}d$. (第45圖)

裏金ノ背部ハ中心ニテ約 $\frac{1}{2}$ " 位置ヲ變シテ厚サヲ大ナラシメタルモノアリ、

(螺釘)、

δ = 螺齒ノ底部ノ直徑

トセハ各螺釘ハ荷重ノ半分ヲ負フ、故ニ

$$\frac{\pi \delta^2}{4} f_t = \frac{P}{2} = \frac{1}{2} \times \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$$

$$\delta^2 = \frac{D^2 \bar{p}}{2 f_t}$$

$f_t = 8000$ 听トスレハ

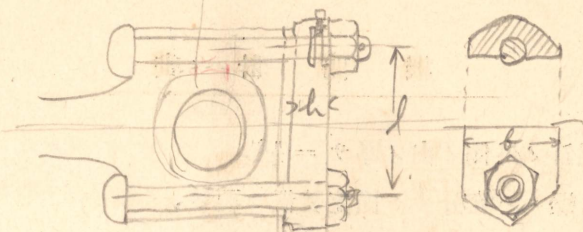
$$\delta = \frac{D}{126} \sqrt{\bar{p}} \quad (\text{一般})$$

$$\delta = \frac{D}{160} \sqrt{\bar{p}} \quad (\text{小低壓})$$

δ' 螺齒ノ外部直徑、(第45圖)

$$\delta' = \frac{\delta}{0.9}$$

裏金 page



螺釘ノ外側ノ肉ノ厚サ = $\frac{1}{4}\delta'$.

母螺ニハ充分ナル固定装置ヲ要ス、(小型ノモノ割柱ヲ用ス)

母螺ノ高サ(六角ノ部分) = $.7\delta'$.

同環狀ノ部分 = $.3\delta'$.

一五、接合棒、Connecting Rod.

接合棒ハ其ノ動作中交番ニ壓縮、引張兩作用ヲ受クルモノニシテ其ノ思案點ニ在ルトキノ外ハ必ス行程線ニ傾斜シテ作動ス、故ニ接合棒各部ノ受クル内力ハ複雑ナルヲ以テ茲ニハ簡略法ニ依リ算出セントス、
centrifugal force, inertia etc.

今第 46 圖ニ於テ

P = 吸鑄棒ニ作働スル全荷重

S = 接合棒ニ作働シ來ル荷重

R = 接合棒ノ斜メニ運動スル爲メニ生スル滑坐面ニ直角ノ反動力

トスルトキハ

$$P = S \cos \theta$$

$$R = S \sin \theta$$

$$R = P \tan \theta$$

$$S = P \sec \theta.$$

R ハ $\sin \theta$ カ大ナルトキ大ナリ、然ルニ $\sin \theta = \frac{m}{l}$ ニシテ $\frac{m}{l}$ ハ $m = r$ ノトキニ最大ナリ、故ニ R ハ $m = r$ ノトキ即チ曲肱カ吸鑄棒ノ中心線ニ對シテ直角ヲナストキ最大ナリトス、依ツテ R ヲ適當ニ保ツニハ $\frac{r}{l}$ ノ小ナルヲ要シ接合棒ヲ出來得ル限り長クセサルヘカラス、

Connecting Rod
Nickel steel



$$\frac{l}{r} = 4.$$

接合棒ノ材料ハ鍛鋼又ハ「ニッケル」鋼ニシテ棒ノ長サハ海軍用
ノモノハ曲腕ノ四倍トス、

(棒ノ直徑)、

今 r = 曲腕ノ長サ, l = 接合棒ノ長サトシ $l = 4r$ トスレハ

$$S_{\max.} = \frac{P}{\cos \theta} = \frac{P}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}}} = 1.03P$$

when $S_{\max.}$, θ_{\max} i.e. $(\theta < 90^\circ)$ when $\angle C \hat{=} B = 90^\circ$.

$$R_{\max.} = P \tan \theta = P \frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}} = \frac{1}{\sqrt{15}} P$$

$$= \frac{P}{3.87} = 0.258 P.$$

今「ゴルドン」ノ公式ニヨリ
Gordon's Formula

$$S = \frac{f_c A}{1 + \frac{C d^2}{l^2}}$$

接合棒ハ恰モ兩端自由ナル棒ノ場合ニ相當スルヲ以テ $C = 422$
トスレハ

$$\frac{\pi d^2}{4} f_c = 1.03 \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4} \left\{ 1 + \frac{l^2}{422 d^2} \right\}.$$

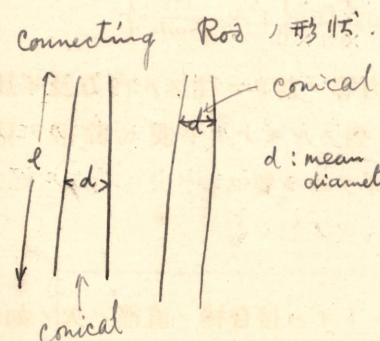
棒ノ受クヘキ内力 f_c ハ惰力等ノ爲メニ生スル内力及ビ屈曲作
用ヲ受クルカ故ニ吸鑿棒ニ對スルモノヨリ更ニ餘裕ヲ見積リ
3,600 乃至 4,800 斤 超過セシメサルヲ要ス、

$\frac{l}{d}$ ハ普通十三ナリ、

此ノ數量ヲ前式ニ適用スルトキハ接合棒ノ直徑ハ次ノ如シ

$$d = \frac{D_H}{50 \text{ 乃至 } 59} \sqrt{\bar{p}_H}$$

但シ d ハ棒ノ中央部ノ直徑ナリトス、



$$\frac{l}{d} = 12 \sim 13.$$

$$4 \text{ cybs} = 12 \text{ 1/2 寸}$$

$$f_c = \frac{30 \times 2240}{3} \times \frac{1}{3.5} \times \frac{7}{8} = 5600 \sim 6500 \text{ lb/in}^2$$

1/3 寸ノ棒ニ stress 3.5 寸ノ寸法ヲ用スル故ニ 3.5 トス。

$\frac{30}{32}$ $\frac{19}{16}$ $\frac{310}{320}$
 $\frac{300}{320} \sim \frac{304}{320}$

而シテ滑頭端ニ於テハ $(\frac{1}{18}$ 乃至 $\frac{1}{20})d$ トシ曲肱端ハ中央ト平行ニスルカ、或ハ滑頭端ト同シ傾斜ヲ以テ太クス、

接合棒ノ兩端ノ形式ニハ二種アリ、高力ノ機械ニハ B種ノ方成績良好ナリ、

(冠金)、

$$l = \text{兩螺釘中心間ノ距離} = 2 \times \left(\frac{\text{曲肱栓 } dia + \text{表合厚} + \text{自合合厚}}{2} \right)$$

$n =$ 冠ノ數

$I =$ 中央横斷面ノ「モーメント、オフ、イナーシア」
Moment of inertia

$f =$ 冠ノ中央ニ於ケル最大内力

トスルトキハ、滑頭栓ノ冠金ト同様ニ決定ス、即チ力ノ方程式ハ

$$\text{B.M.} = 1.03 \frac{\pi D^2 \bar{p} \cdot l}{4 \cdot 8}$$

$y =$ 中央ニ於ケル切斷面ノ中立軸ヨリノ距離トセハ

$$f = \frac{My}{I}$$

$$f = \frac{1.03 \frac{\pi D^2 \bar{p} \times ly}{4}}{8 \times n \times I}$$

曲肱栓ニハ 1 個ノ冠ヲ 2 個ノ螺釘ニテ結合シ又冠ハ楕形ニ造ルヲ常トスト雖モ、時トシテハ長方形ナル平板ヲ用フルモノアリ、今 h ヲ中央部ニ於ケル冠ノ厚サトシ、 b ヲ中央ニ於ケル幅サトスレハ n, y, I ヲ表示スルコト、次ノ如シ、

切斷面ノ區別	n	y	I
方 形	1	$\frac{1}{2}h$	$\frac{1}{12}bh^3$
楕 形	1	$\frac{1}{8}h$	$\frac{1}{16}bh^3$

又滑頭側ニ於テハ滑頭栓カ吸鑄棒端ニアレハ常ニ 2 個ノ冠ヲ
4 個ノ螺釘ニテ結合ス而シテ其ノ切斷面ハ方形ナリ、斯カル場合
ニ n, y, I ハ次ノ如シ、

$$n = 2. \quad y = \frac{h}{2} \quad I = \frac{1}{12}bh^3.$$

f ハ 30 噸ノ鍛鋼ニテ 9,800 昕ヲ採用ス

$$h = \frac{D}{k} \sqrt{\frac{Pl}{b}}$$

k ノ値ハ

	高中壓	低壓	
曲 肱 側	方形	127	161
	橢方形	105	133 (110... 鹿島)
滑 頭 側	129	163	
冠 2 個ノトキ	183 (114... Kashima)	231	

冠ノ幅 b ハ普通曲肱栓ノ長サノ $3/4$ トス、

(接合棒螺釘)、

δ = 螺齒ノ底部ニテ測リタル螺釘ノ直徑、

n = 螺釘ノ數、

f_t = 安全內力、

$$S = n \times \frac{\pi \delta^2 f_t}{4}$$

又

$$S = 1.03 P = 1.03 \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$$

$$n \frac{\pi \delta^2 f_t}{4} = 1.03 \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}$$

$f_t = 8000$ トシ $n = 2$ トスレハ

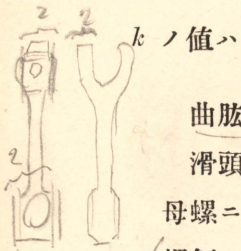
$$\delta^2 = D^2 \bar{p} 1.03 \times \frac{1}{2 \times 8000}$$

$$f = \frac{30 \times 2240}{3} \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{8} = 9800 \text{ lb/in}^2$$

0.9 d

$$\delta = D\sqrt{p} \times \frac{1}{\sqrt{\frac{8000 \times 2}{1.03}}} = \frac{D}{123}\sqrt{p}$$

$$\therefore \delta = \frac{D}{k}\sqrt{p}$$



k ノ値ハ

	高中壓	低壓
曲肱側ニテ 2本ノトキ	125	158
滑頭側ニテ 4本ノトキ	176	226

母螺ニハ又充分ナル固定装置ヲ要ス、

(螺釘ノ各部ノ割合ハ第一章ニアリ) $\delta' = \frac{\delta}{0.9}$

(曲肱栓裏金)、

裏金ノ厚サ t ハ其ノ裏面ニ填充セル白色合金ノ厚サヲ含ミ

$$t = \frac{d}{10} + \frac{1}{4} \quad (\text{第 47 B 圖})$$

d = 栓ノ直徑

白色合金ノ厚サ $\frac{1}{4}$ " 乃至 $\frac{1}{2}$ "

青銅面ヨリ白色合金ノ高サ = $\frac{1}{16}$ " 乃至 $\frac{1}{8}$ "

曲肱栓ト螺釘間ノ距離 = $\frac{1}{4}$ " 乃至 $\frac{3}{8}$ " 可變的ニナラズニ即チ螺釘中心間ノ距離ヲナラズニ

螺釘ノ外側ノ肉ノ厚サ = $\frac{1}{4}$ " \times (螺釘ノ徑)

裏金ノ合セ目ノ部分ニハ曲肱栓ト $1\frac{1}{2}$ " 乃至 3 " ノ幅ノ空隙ヲ設ク

ヘシ、

裏金ニ備フル青銅製挿金ノ厚サ = $\frac{1}{2}$ " 乃至 $1\frac{1}{2}$ "

(扱ノ割合)、(第 47 圖)

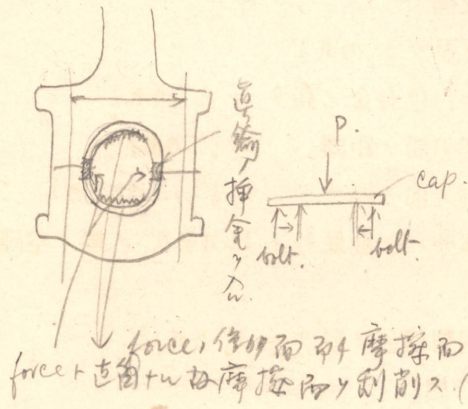
Forked end

$$d_1 = 1.8d$$

$$l_1 = (.35 \text{ 乃至 } .4)l$$

$$l_2 = d \text{ (但シ冠金ヲ取外スニ充分ナル餘積ヲ要ス)}$$

47圖 A-fork 間ニ合金其他ヲ入ル。



$$l_3 = (1.1 \text{ 乃至 } 1.2) d_2$$

$$l_4 = l_2 + (\frac{1}{2}'' \text{ 乃至 } 2\frac{1}{2}'')$$

扱ノ切斷面積ハ棒ノ量小部ノ面積ヨリ 20 乃至 50% 大ナルヲ要ス、

接合棒端ニ栓ヲ附スル方法ハ近來迄ハ棒ノ大小ニ關セス常ニ用井ラレタリ、然レトモ栓ノ裏金カ扱ノ内ニ在リテ擦熱ヲ起スコトアルモ認シ難ク過熱セシムルコトアリ、且ツ此制式ニテハ充分ノ滑動面ヲ得ル能ハス、故ニ現今大型機械ニアリテハ多ク吸鑿棒端ニ滑頭栓ヲ附スルモノヲ用フ、

一六、軸系、

軸系ニ用フル材料ハ 28 乃至 32 噸ノ最大強度ヲ有スル鍛鋼若クハ 35 噸以上ノ「ニッケル」鋼ヲ使用ス、

軸ノ徑ハ一般ニ振能率ノ關係ヨリ算出スルモノニシテ

$$d = C \sqrt[3]{\frac{I.H.P.}{N}} \quad \text{ナルコトヲ知ル、}$$

C ノ平均値ハ

	一般ノ場合	驅逐艦等
推力軸及ビ中間軸	3.85	} 3.3 乃至 3.5
軸管内ノ軸	4 乃至 4.1	
舷外ノ軸	4.3 乃至 4.5	

(曲肱軸)、(第 48 圖)

曲肱軸ハ振能率ニ依ル剪斷内力ヲ受クルト同時ニ屈撓作用ヲ

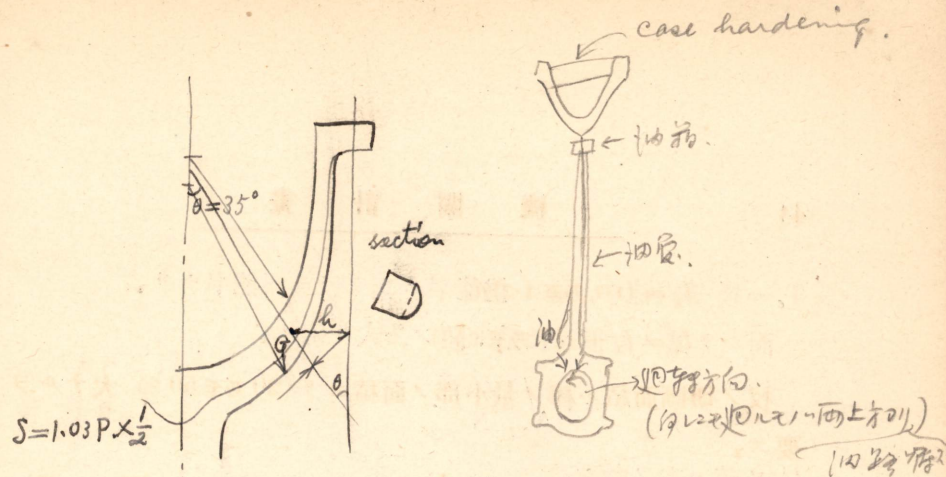
受クルヲ以テ換算振能率ニヨリテ算定スヘキモノトス、

Equivalent twisting moment

$$T_e = M + \sqrt{M^2 + I^2} \quad T = \frac{\pi}{16} d^3 f_s$$

crank shaft { Bending (pressure on bearings)
 Twisting (crank effort.)

$$Bending \text{ Moment } M = \frac{\pi}{32} d^3 f_s$$



$$S = 1.03 P \times \frac{l}{2}$$

G = 作用曲率 Moment; Compress. H.

$$f = \frac{My}{I} = \frac{1.03 P h y}{2I} + \frac{1.03 P \sin \theta}{2A}$$

$$= \frac{1.03 P}{2} \left(\frac{h y}{I} + \frac{\sin \theta}{A} \right)$$

Shaft { Forged steel
Nickel steel

$$\text{Work done} = 2\pi NT$$

T: twisting moment (mean)

$$= 1.H.P. \times 33,000 \times 12 \quad (\text{inch-lb.})$$

$$T = \frac{1.H.P. \times 33,000 \times 12}{2\pi N}$$

$$= \frac{\pi}{16} d^3 f_s$$

$$f_s = \frac{28 \times 2240}{3} \times \frac{1}{2} \times \frac{3}{4} = 7840$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{33,000 \times 12 \times 16}{2\pi^2 \times 7840}} = 3.85$$

hollow shaft.

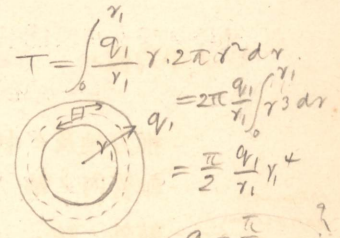
$$d^3 = \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1} \quad \frac{d_2}{d_1} = 0.55$$

(25% weight 減得.)

推力軸: $f_s = 7840$

船尾軸: $f_s = 6500 \sim 7000$

推進軸: $f_s = 4500 \sim 6000$



$$q_1 = \frac{\pi}{2}$$

$$T = \frac{\pi}{16} d^3 f_s$$

T_e = 換算振能率, M = 撓能率ニシテ t = 振能率ナリ、
而シテ其ノ直径ハ軸系ト同シ公式ニ依ル、

$$d = C \sqrt[3]{\frac{I.H.P.}{N}}$$

C ノ値ハ次ノ如シ、

$f_s = 7000 \text{ トスル}$ $C = 4.0$

鍛鋼 = 3.9 乃至 4.1

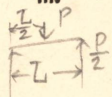
「ニッケル」鋼 = 3.6 乃至 3.9 3.6 (驅逐艦等)、

(曲肱栓)、(第 49 圖)

曲肱栓ノ計畫モ亦曲肱軸ノ如ク換算振能率ニヨリテ算定スヘキモノトス、

$$T_e = M + \sqrt{M^2 + t^2}$$

而シテ栓ノ受クル撓能率 M ハ



P = 曲肱栓ニ於ケル荷重、(dead pointニ於テ) bearing = 個所ニ於テ

L = 軸カ支ヘラルル兩軸承間ノ距離

$$M = \frac{P}{2} \times \frac{L}{2} = \frac{PL}{4}$$

又栓ノ受クル振能率 t ハ

t = 最後方ノ曲肱ニツキテ考フルニ該曲肱栓ニ受クル振能率、

T = 前方各筋ノ發生スル振能率ノ和、

T_1 = 後部軸承ヨリノ反動力ニ基ク振能率、

$t = T - T_1$ (同方向ニ廻ルニ差トス)

以上ノ M 及ビ t ヨリ T_e ヲ求ムルモノナレトモ茲ニ略算法ヲ述ヘン、

$T_{max.}$ = 最大振能率、

曲肱軸。

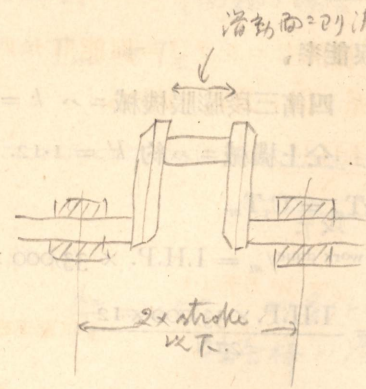
略算法。

$$1.4 T_m = T_e$$

T_m : mean twisting moment.

T_e : equivalent twisting moment.

滑動面ニ決定。

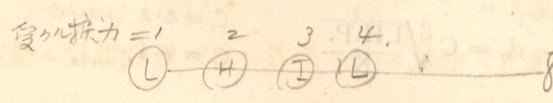


大型ノ crank shaft = 1/4 トス

Handwritten calculations for the equivalent twisting moment T_e based on the crank pin dimensions and forces.

$$T_e = \frac{I.H.P. \times C \times 16 \times 33000 \times 12}{\pi \times d^3}$$

$$T_e = \frac{10 \times 4.0 \times 16 \times 33000 \times 12}{\pi \times 1.5^3} = 23000 \text{ トス}$$



斜ニ對スル曲肱ノ重量ハ...

Handwritten notes and additional calculations at the bottom of the page.

$T_m =$ 平均原能率、

$T_{max.} = kT_m$ 四第三段膨脹機械ニハ $k = 1.4$.

$T_e = k'T_{max.}$ 全上機械ニハ 約 $k' = 1.12$

$\frac{T_e}{T_{mean}} = 1.9$

余裕ノ見積リテ $C_1 = 1.9 \times 1.15 = 2.2$ 以下

$T_e = k' \times kT_m = C_1 T_m$

然ルニ $T_m \times 2\pi N = \text{work doue}/m = \text{I.H.P.} \times 33,000 \times 12$ (吋听)

$$T_m = \frac{\text{I.H.P.} \times 33,000 \times 12}{2\pi N}$$

又 $T_e = \frac{\pi}{16} f_s d_o^3$

$\therefore \frac{\pi}{16} f_s d_o^3 = C_1 \text{I.H.P.} \times \frac{33,000 \times 12}{2\pi N}$

$$d_o^3 = \frac{\text{I.H.P.} \cdot C_1 \times 16 \times 33,000 \times 12}{N \cdot 2\pi^2 f_s}$$

$$f_s = \frac{28 \times 2240}{3} \times \frac{1}{2} \times (0.83 \sim 0.89) \times \frac{3}{4}$$

彈性ノ限度
質荷ノ性質
振作用ノモ受クルトキ
外撓作用ノ餘裕
剪斷力

$= 6,500 \sim 7,000 \text{ lbs}/\square''$

$\therefore d_o = C \sqrt[3]{\frac{\text{I.H.P.}}{N}}$ $C_1 = 2.2$ トスル?
 $C = 4.6$

$C = 4.15$ 三第若クハ四第三段膨脹機械ニ採用ス、

$\frac{T_e}{T_{max}} < 1.9$

現今ハ機械ノ回轉數ヲ漸次増加スルヲ以テ

$C = 4.4$ 乃至 4.6 ヲ採用ス、

(曲腕腕)、(第 50, 51, 52 圖)

曲腕腕ハ種々ノ緊張作用ヲ享クルト雖モ 最考査ヲ要スヘキ一方法ヲ示サン、

曲腕腕、^腕(曲軸ノ場合ニ $1.4 T_m = T_e$)

$2.2 T_m = T_e$

曲腕腕

$\frac{d_2}{d_1} = 0.55$ 引多スル。

接合棒ノ滑面内至カ定ム。

$d_o^3 = \frac{d_i^4 - d_r^4}{d_i}$

Crank Angle (typical)

I.P.	α	H.P.	β	I.P.	γ	L.P.	δ
(mean)	69°		94°		108°		89°
(mean)	71°		89°		108°		92°

今最後部ノ曲肱ニツキテ考フルニ軸ニ最接近スル部分 AB (第 50 圖) ヲ横斷シテ作働スル撓作用ハ最大ナルモノナリ、即チ軸ノ中心線ニ直角ナル平面ニ在リテ働ク撓能率 (m) ニシテ 其ノ値ハ次ノ如シ、

$$m = T - \frac{P}{2} \times \frac{d_o}{2}$$

T = 全機械ノ發生スル總振能率、

$\frac{P}{2}$ 該軸承ノ反動力、

d_o = 軸ノ直徑、

然レトモ實用上次ノ如ク見做スモ差支ナキモノトス、

$$m = T.$$

以上ノ場合腕ニ生スル内力ヲ f_1 トシ且幅 h 、厚サ b ノ長方形切斷面ヲ有スル 1 個ノ梁ト見做セハ

$$T = m = \frac{1}{6} f_1 b h^2 = \frac{\pi}{16} f_s d_o^3$$

$$b h^2 = \frac{3\pi}{8} \times \frac{f_s}{f_1} d_o^3.$$

實用上鋼ニハ $\frac{f_s}{f_1} = \frac{6}{7}$ ヲ普通トス、

$$\therefore b h^2 \approx d_o^3. \quad b = \left(\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}\right) h.$$

構造上平均次ノ如シ、

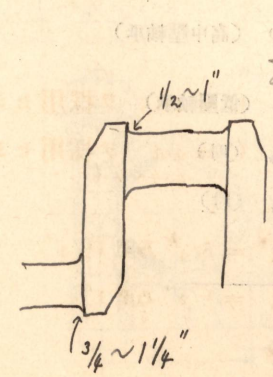
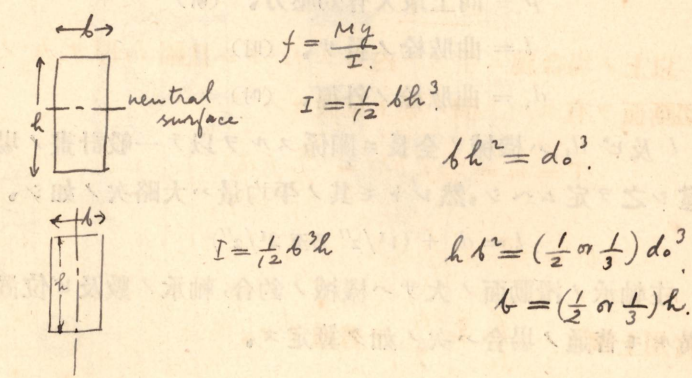
$h = d_1 + (1\frac{1}{2}'' \text{ 乃至 } 2\frac{1}{2}'')$ C = 4.15 ヲ採用セシトキ、

$h = d_1 + (1'' \text{ 乃至 } 2'')$ C = 4.4 ヲ採用セシトキ、
4.4 ~ 4.6

d_1 = 曲肱栓ノ外径、

曲肱軸トノ接合部ノ丸ミ = $3/4''$ 乃至 $1\frac{1}{4}''$ 。

曲肱栓トノ接合部ノ丸ミ = $1/2''$ 乃至 $1''$ 。



(曲肱栓及ビ主軸承ノ滑動面)ノ決定法種々アリ、

凡テ滑動面ハ摩擦ノ爲メ其ノ部ニ發生スヘキ熱量ニ應シテ其ノ面積ヲ定メ以テ其ノ部ニ過熱ヲ生スルコト莫カラシムヘキモノトス、

曲肱栓ノ長サハ栓ノ強度ト滑動面ニ受クル最大壓力トニヨリテ定ムルヲ常トス、下式ニ示スハ通心切斷面上ノ認可壓力ヨリ栓ノ長サヲ決定スル方法ナリ、

$$\frac{1.03 \times \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}}{l \times d_1} = 450 \text{ 乃至 } 550 \text{ 但シ普通 } 500 \text{ ヲ限度トス、}$$

D = 高壓筒ノ直徑、(吋)

\bar{p} = 同上最大有効壓力、(噸)

l = 曲肱栓ノ長サ、(吋)

d_1 = 曲肱栓ノ外徑、(吋)

l 及ビ d_1 ハ機械ノ全長ニ關係スルヲ以テ一般計畫ノ場合ヲ顧慮シ之ヲ定ムヘシ、然レトモ其ノ平均量ハ大略次ノ如シ、

$$l = d_1 + (1\frac{1}{2}'' \text{ 乃至 } 2\frac{1}{2}'')$$

主軸承ノ滑動面ノ大サハ機械ノ釣合、軸承ノ數及ビ位置ニヨリ異ルモ普通ノ場合ハ次ノ如ク算定ス、

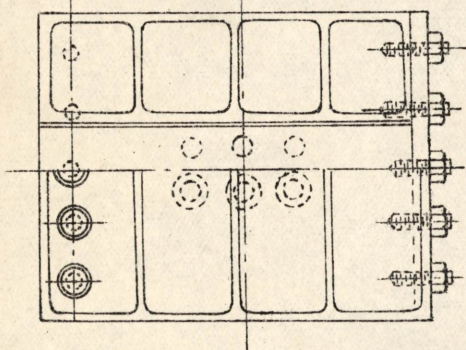
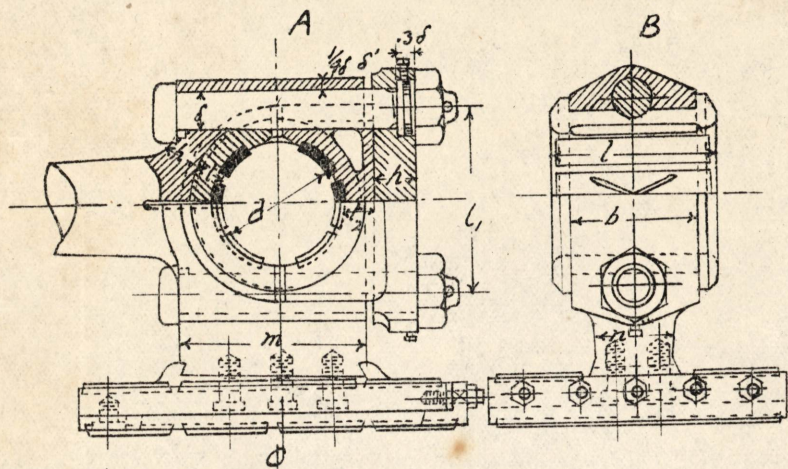
$$\frac{1.03 \times \frac{\pi D^2 \bar{p}}{4}}{l_1 \times d} = 225 \text{ 乃至 } 270 \text{ (高中壓軸承)}$$

$$= 150 \text{ 乃至 } 175 \text{ (低壓軸承)}$$

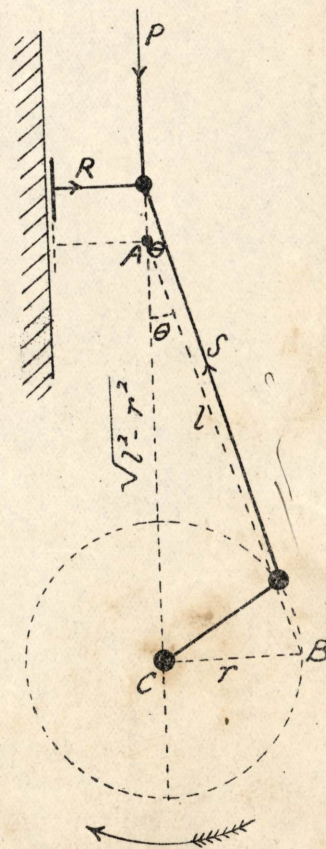
l_1 = 主軸承ノ長サ、(吋)

d = 主軸承ノ外徑、(吋)

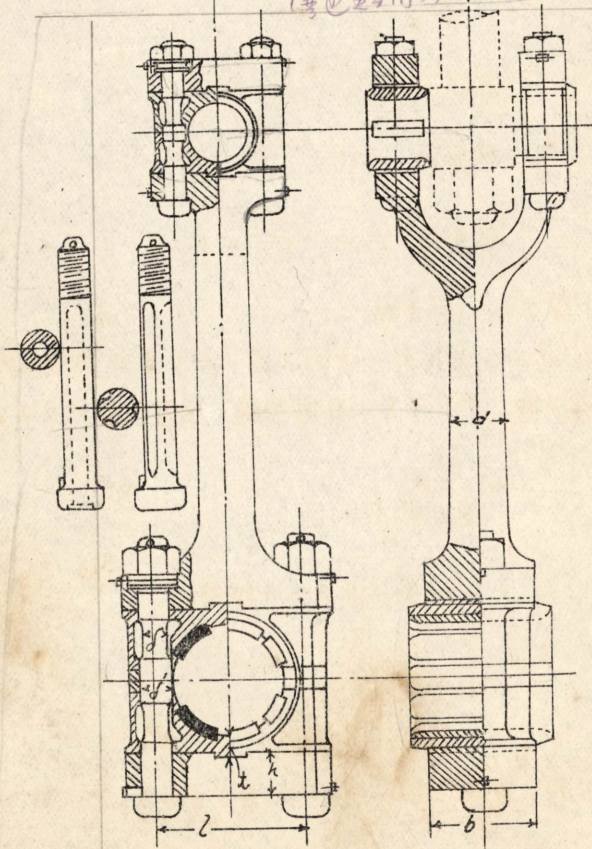
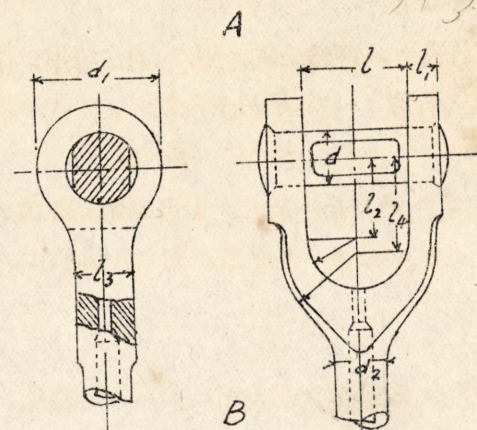
第45图



第46图



第47图



整 券	理 号	
寄 贈 者 名		土 井 吉 一
寄 年 一 番	贈 日 月	40.7.22
	票 号	3787

—〔吳本明印刷〕—