

(昭和 19 年 4 月造船協講誌上演演会に於て講演)

試作單純曲げ試験機

正員 工学士 原 田 正 道*

Abstract

“ A new testing machine of simple bending ”

By Masamichi Harada, *Kogakushi, Member*

Discussing the longitudinal strenght of ship, we should feel that our present knowledge is not enough to explain the effective flexure rigidity of hull girder, the buckling of deck or shell plating, and the effects of transverse members such as frames and deck beams, etc. So it will be necessary to develop the experimental investigation of bending of the thin-hollow girders having many longitudinal and transverse stiffeners.

To carry out an experiment of such a complicated structure, it is required the largert possible test pieces, and consequently a large testing machine.

I had been investigated an invention of a large testing machine of simple bending, and fortunately gained a draft of original ide2. Then as a trial manufacture I made a small machine of which maximum bending moment is about 10 kg-metre, and studied its principle, its moving states, and its possibility of developing into a large one.

Since then I am repeating its improvements and calibrations. Even yet there are left a few points to be reformed, I bound its moving states almost satisfactory and came to the conclusion that the possibility of its developing is highly conceivable. So in this paper, I am going to give a description of its general principle, and expecting your considered criticisms, and I have a pleasure in promissing you my future effort for its ultimate completion.

目 次

I. 総 論	II. 構 造	III. 作 動
IV. 検 定	V. 運 転	VI. 計 劃

I. 總 論

1—緒 論

船体の縦強度を論ずるに当つて、甲板或は外板の挫屈、部材の有効断面積、肋骨或は甲板梁の影響等を考慮に入れようとするときは、現下私共の所有して居る知識のみで不十分なことが多く、之を明らかにする為には、縦横に数多の防撓材を持つた薄肉構造の梁の曲げに依る実験的研究を發展させる必要があります。そして、その様な複雑な構造物の実験を行うとすれば、模型は可及的に大型のものが要求されて、試験機も亦それに応じた大規模のものが必要となつて参ります。私は以前より單純曲げを行う大型試験機の考案、研究を行つて来たのでありますが、茲に幸にして新機構の草案を得るに到りましたので、先ずその試作品として、約拾厘米の最大曲げモーメントを起し得る小型のものを作成して、その原理、作動状態、及大型試験機への發展性、等に関する考察を行つたのであります。爾来引續いて、その改良に腐心しつつありまして、今尙考慮すべき点も若干残つては居りますが、その作動は概ね良好であり、且亦、大型試験機への發展性も十分あると認めましたので、此処にその大要を發表しまして、各位の御批判を仰ぎ、更に之が完成へと努力致したいと考えた次第であります。

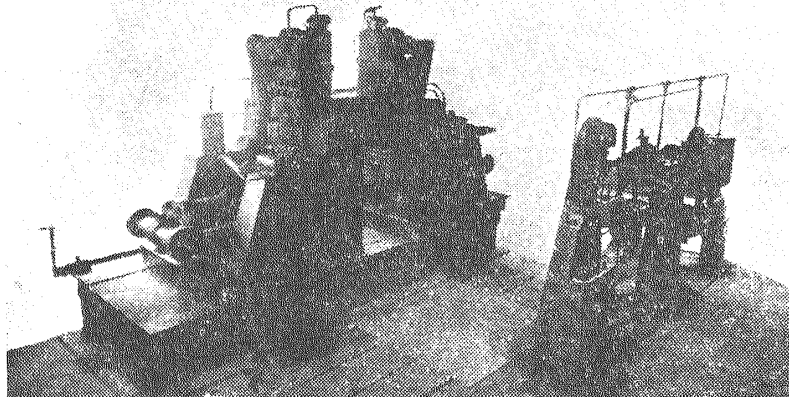
* 東京大学助教授 (第二工学部)

2—拾貳米單純曲げ試験機の概要

單純曲げ試験機と云いますのは、梁材に剪断力とか、軸方向力とかを生ぜしめることなく、単に曲げモーメントのみを与えようとする機構を謂いまして、従来数種の方法が工夫されて、夫々に特色を持つて居りますが、何れもそれを特に大型の試験に応用しようと致します時には、下記の諸項の何れかを犠牲に供せざるを得なくなるのが普通であります。

- (i) 梁の両端に加える曲げモーメントを等しく保つ為の機構が確実であつて、その操作の簡単なこと。
- (ii) 曲げモーメントの測定が簡単且正確であつて、梁端の傾斜角等の函数でないこと。
- (iii) 曲げモーメントが零から順次に滑らかに増大して、荷重に大きな飛躍の生じないこと。
- (iv) 剪断力や軸方向力の外力を加えることがなく、更に又、梁材の撓曲に伴つての二次的な軸方向力が生じないこと。
- (v) 試験梁の寸度を自由に變更得ること。
- (vi) 荷重の原動力として余りに大きな重量物を取扱ふことのないこと……等。

この試作機は之等の諸条件を出来るだけ満足するように設計されたもので、その全景を第 1 図に示してあります。図中で、手前に並んで居るのは向つて左から、差圧計、振子型動力計、油圧唧筒でありまして、後方に見え



第 1 図 拾貳米單純曲げ試験機全系

るのが試験機の主体であります。主体の大きさは、幅 1,240 粍、長 3,500 粍、高 2,250 粍、総重量約 8 吨であつて、第 18 図にその構造、第 19 図に配管及び繰廻要領を示してあります。梁材に加え得る曲げモーメントは最大約拾貳米、試験し得る梁材の外規寸法は断面の幅及び深さ共に 300 粍以内、自由長は最短 300 粍、最長 1,200 粍の範囲にあります。試験梁はその上面が圧縮側となつて、地表から 1,550 粍の高さにあることになりますから観測には不便はありません。

差圧計とは、或る二個処の油圧の差を鋭敏に表示する必要の為に、今回同時に考案致しましたものであります。振子型動力計と油圧唧筒とは、市販の 150 吨アムスラー型万能試験機用のものを使用したものであります。製作費は主体と差圧計とで約 22,000 円でありました。

II. 構造

3—台座系構造 (第 1 図及び第 18 図参照)

試験機の主体は、力量発生の根源となる追跡板系統、單純曲げの条件を整える回転板系統、之等を支持する台座系統に大別することが出来ます。先づ台座系から説明致します。

台座系は、基礎台 (鋳鉄)、固定車台、移動車台 (共に鋼板の溶接物)、車台移動装置 (軟鋼)、主圧力筒、戻し圧力筒 (共に鋳鋼)、軸受 (鋳鋼、ブロンズ)、及び車台固縛金物 (軟鋼)、等から成りたつて居ります。

極めて強固な基礎台は上面に二条の軌道を持ち、固定車台と移動車台を乗せて居ます。固定車台は常時基礎台の一端近くに、軌道上に平置されて、固縛金物で基礎台に固縛されつつありまして、その中央に圧力筒を、その両翼の一段高い所に軸受を固著して居ります。圧力筒は、主圧力筒と戻し圧力筒と称される二個のものが互に背中合せに組合されたもので、主圧力筒の能力は油圧 50 吨/平方に於て約 20 吨、戻し圧力筒は 0.5 吨であります。軸受も亦 2 個の部分から成つて居り、一つは追跡板の軸を受けて最大約 10 吨の荷重に耐えるもので他の一つは

回転板の軸を受け、軸の回転と同時に、軸と直角方向の水平移動が円滑に行く様な構造であつて、特に可動軸受と名附けることに致しました。

移動車台は、その構造は全く固定車台と同一でありますが、四個の車輪を持つて居て軌道上を移動することが出来ます。その移動は基礎台との間に設けられて居る螺旋仕掛の車台移動装置に依つて微細に行われまして、試験梁の取付け、或は試験梁の長さの変化に応ずることが出来るのであります。然し、梁の取付けが終了して、試験を開始する時になりますと、車輪を引込めて、固定車台と同様に固縛金物に依つて基礎台に固縛されるのであります。これらの両車台は夫々に次に述べる二系統を支持して、互に向い合せになるのであります。

4-1 追跡板系構造 (第2図参照)

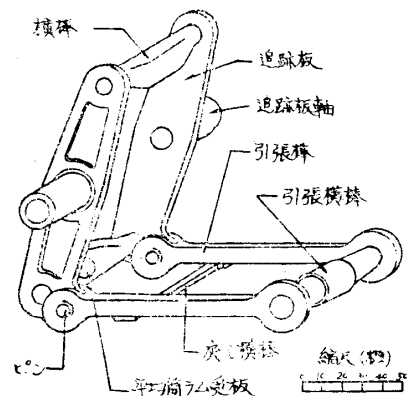
追跡板系は縦板(鋳鋼)、横棒、引張棒、ピン、引張横棒、及び戻し横棒(何れも鍛鋼)等から成り立つて居ります。

左右2枚の縦板と、上下2本の横棒とで形成された枠形のものは縦板の中央に突出して軸で車台の軸受に支えられて回転をすることが出来ます。縦板の下端には、引張棒がピン接手で連結されて居ります。引張棒には、引張横棒と、戻し横棒とが固著されて居り、之等2本の横棒の間に、車台に固定された圧力筒が嵌り込んで、主圧力筒のラムが引張横棒に触れ、戻し圧力筒のラムが戻し横棒に触れて居ります。従つて主圧力筒を作動させると追跡板は一方に回転し、戻し圧力筒を作動させると原位置に帰ることが出来るのであります。

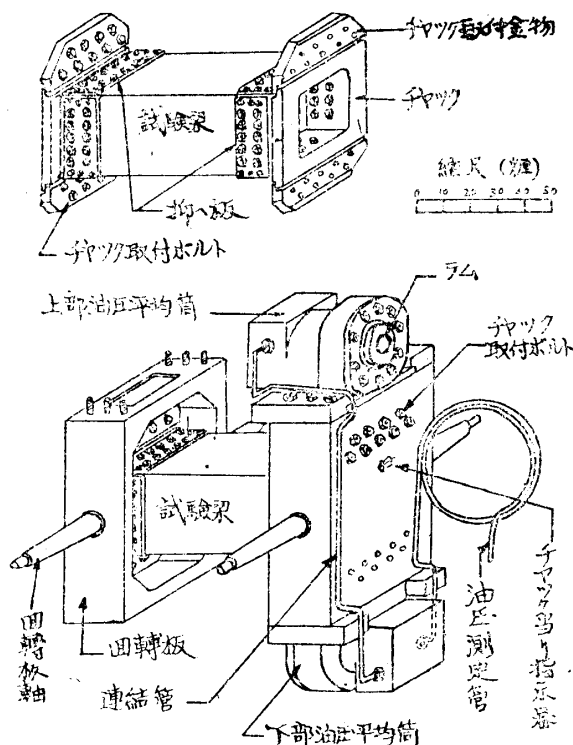
5 回転板系構造 (第3図、第4図参照)

回転板系は、回転板(鋳鋼)、油圧平均筒(鋳鋼)、連絡管(銅管)、チャック(鋳鋼)、チャック取付金物(鍛鋼)、及びチャック当り指示器等から成つて居ります。

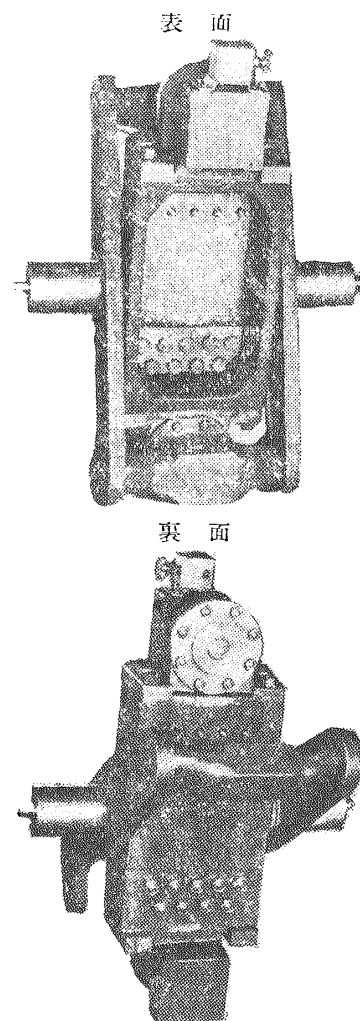
回転板は凹処を持つた箱形のもので、その上下には、互に逆向きに、油圧平均筒と称する油圧筒が固著されて居り、箱の両側に突出した軸は



第2図 追跡板系構造図。



第3図 回転板構造図



第4図 回転板系構造
(但追跡板も共に示されて居る)

追跡板の軸の内部の空洞を貫通して、その先端を可動軸受に支えられて、回転と共に前後の水平移動が自由に行われるのであります。上下の油圧平均筒は、油圧 50 ㏍/㏍² に於て約 10 ㏍の能力を持ち、両者の油は連結管に依つて互に交流することが出来、夫等のラムは、夫々追跡板の上下の横棒に接触して居ります。

試験梁は、その形状に適合したチャックに両端を掴まれて、チャック取付金物に依つて回転板の凹処に取付けられます。試験梁は先ずその一端を固定車台側の回転板に取付け、チャックと回転板とに刻まれた合印に依つて中心を正され、次に移動車台を寄せつけて、チャック当り指示器によつて、梁の他端と移動車台側の回転板との当り工合に注意しながら両者を取付けるのであります。

Ⅲ. 作 動

6—作 動 の 概 要

この節に於いては、極く根本的な作動の原理を述べるに止めて、詳しいことは後に検定の処で触れることに致します。

主圧力筒に油を送り込むと、そのラムは突出して、引張棒を介して追跡板を回転させます。追跡板の上下の横棒は夫々回転板の上下の油圧平均筒のラムを押し込まうとする為に、油圧平均筒内の油圧が上昇します。処が上下の油圧平均筒は連結管を通じて油を交流して居るので、若し上下の油圧平均筒のラムと、追跡板横棒の当りに強弱があると、強い方のラムは陥入し、弱い方のラムが突出して、当りが自然に調節されます。そして上下の油圧平均筒の油圧は当然相等しくなつて、且之が回転板に与える油圧の方向は互に逆でありますから、回転板はトルクのみを加えられることになり、試験梁の一端には軸方向力を伴うことなしに単に曲げモーメントのみが加えられるのであります。

今油圧平均筒の受圧面積を A とし、筒内に生じた油圧 p を動力計に導いて測定すれば、モーメントの腕の長さは、回転板の回転角度には無関係に、上下の油圧平均筒のラムの中心間距離 L に等しいので、曲げモーメントは直ちに $M = pAL$ で与えられることになります。

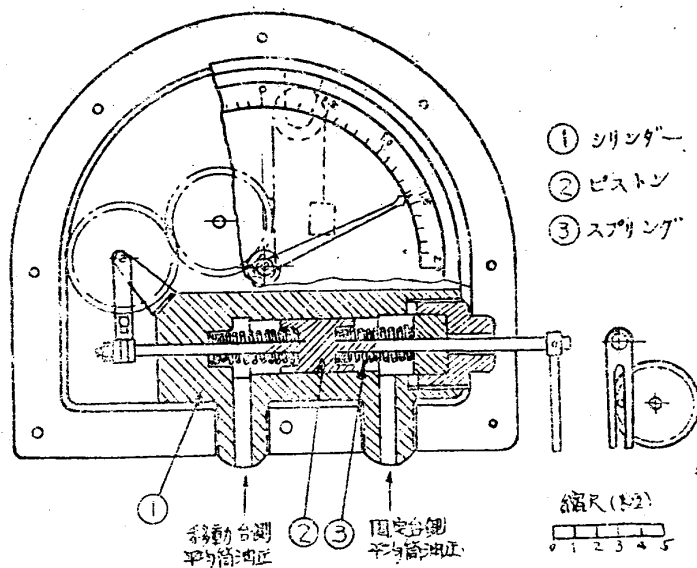
試験梁に剪断力を伴うことなしに、単純曲げを加える為には、試験梁の両端の曲げモーメントを相等しくする必要があります。即ち、固定車台側の油圧平均筒の圧力と、移動車台側の夫とが、常に相等しく保たれるように調節する必要がありますので、両者の圧力を後に述べる差圧計と云うものに導いて、その圧力の差を鋭敏に表示させて調節に便ならしめて居るのであります。

試験梁が次第に撓曲して来ますと、梁の中性軸は撓曲線を描きますから、その長さが始めの長さを保つて居る為には梁の両端が互に相近づく必要があつて、之を拘束する時には、梁には撓曲に伴う二次的の引張力が生じます。この試作機に於ては、回転板の軸が可動軸受に支えられて居つて水平移動が自由に行われますから、梁端の移動量だけ下部油圧平均筒のラムが陥入して、それだけ上部油圧平均筒のラムが突出することに依つて目的が達せられ、その為にモーメントの腕の長さが変化すると云うようなことが起りません。

7—差 圧 計 (第5図参照)

差圧計は、直径 25 耗のピストンを収納したシリンダーでありまして、ピストンの両側には圧縮されたばねが入れてあります。

圧力差を知りたいと思う2個処の油圧を、ピストンの左右に導きますと、ピストンは圧力の低い方へ動いて、圧力差と、ばねの力とが釣合つた処で静止します。ピストンの動きを図の左側のスピンドルに依つてシリンダーの外部に取出して、歯車装置によつて指針の回転として表示します。ピストンの右側には更に一本のスピンドルがあつて、之に依つてピストンに往復動的の回転を与えて摩擦を動摩擦にすることに依つて、その減少を図つて居るのであります。



第5図 差圧計構造図

8—配管及び操縦法（第6図参照）

配管及び操縦法の詳細は第19図に示してありますが、今その主要部のみを第6図に就て述べることに致します。図の実線は梁の試験を行いつつある時に必要な管系であり、点線は各部の排気、油の補給、或は戻し圧力筒の操作等を使用されるものであります。以下主として実線の部分に就て述べましょう。

配管の主体を成すものは、主圧力筒の操縦管系と、油圧平均筒の圧力測定管系とであります。

固定車台側の油圧平均筒の圧力は、振子動力計と差圧計とに導かれ、移動車台側の圧力は、差圧計にのみ導かれて居ります。従つて固定車台側の圧力は、その絶対量が動力計で読み取られるのに反して、移動車台側の圧力は固定車台側の圧力との圧力差が圧力計で知られるのみであります。

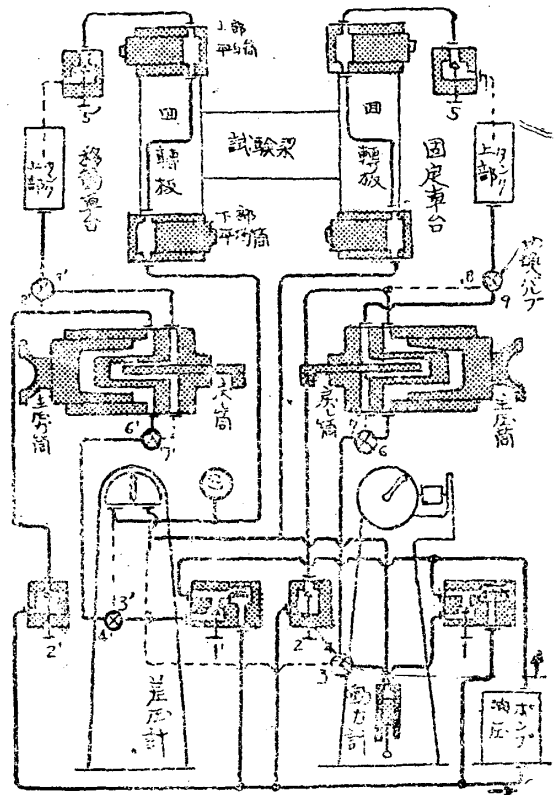
唧筒より送られる油は二手に岐れて、一つは動力計に附属した弁(1)から固定車台側の主圧力筒に注ぎ込み、之を通過して弁(2)に到り、再び唧筒へ戻り、他の一つは差圧計に附属した弁(1')から移動車台側の主圧力筒に入り、弁(2')を通つて唧筒へ戻るものであります。

この試験機には二名の操縦者が必要で、甲は動力計に就いてその指針を見ながら弁(1)及び(2)を加減して固定車台側の主圧筒を作動してその油圧平均筒の圧力を上昇させます。その結果差圧計は漸次に零点より移動を始めますから、乙が差圧計に就て、その指針を見ながら弁(1')及び(2')を加減して移動車台側の主圧力筒を作動してその油圧平均筒の圧力を高め、差圧計の振れが常に零にあるようにするのであります。

主圧力筒のラムが突出する際には、戻し圧力筒のラムが陥入する必要があり、その内部の油は上部油槽へ逃れ出ます。

弁(6)と(7)、及び弁(8)と(9)を切換えますと調節弁(1)に従つて戻し圧力筒が作動し、弁(3)と(4)を切換えますと弁(1)に依つて平均筒へ送油することが出来、弁(5)を開くと油圧平均筒の油を上部油槽へ排出することが出来ます。

試作機の管系は総べて最高圧力 50 圧/平方センチメートルで計測されたもので、弁(1)及び(1')には 50 数 圧/平方センチメートルの油圧の時に開く所の「ばね附弁」が附属して居り、唧筒より送られた油の余分は之を押し開いて直ちに唧筒へ戻るものであります。配管には総べて内径 10 号、外径 13.6 号の銅管を使用致しました。



第6図 管系解説用図

IV. 検 定

9—動力計及び差圧計の検定成績

動力計の検定の方法は、唧筒よりの油圧を動力計と、「S-L 型圧力計試験機」（容量 0.5 乃至 50 圧/平方センチメートル）とに導いて、動力計の指度が直接に油圧を示すように、振子の重錘を調整したものであります。圧力計試験機の据付位置が動力計の基礎面上 95 号の高さであつた故に、動力計の指度も亦その高さの点の油圧を示すことになります。動力計の指示圧力と検定圧力との結果は第1表の様になりました。

差圧計の検定の方法は、第6図の㊸と記した場所に「S-L 型圧力計試験機」を挿入し（据付高さは基礎面上 95 号）、固定車台側の油圧平均筒圧力は動力計で読み、移動車台側の夫は圧力計試験機で読み、その圧力差と差圧計の指度の関係を求めたのであります。

試験機には強固な梁を取付けて置いて、先ず固定車台側の油圧を 5 圧/平方センチメートルづつに順次高め、夫々に対して移動車台側の油圧を零から 1 圧/平方センチメートルの圧力差だけ高めつつ差圧計の指度を読み、次には移動車台側に対して固定車台側の油圧差を零から 1 圧/平方センチメートルだけ高めたのであります。その結果は第7図に示す如くなつて、油圧差の絶

第1表 動力計檢定成績表

動力計 指示圧力	検定圧力 kg/cm ²	動力計 指示圧力	検定圧力 kg/cm ²	動力計 指示圧力	検定圧力 kg/cm ²	動力計 指示圧力	検定圧力 kg/cm ²
0	0.00	13	13.10	26	26.00	39	38.96
1	1.04	14	14.10	27	26.99	40	39.95
2	2.00	15	15.11	28	27.99	41	40.98
3	2.99	16	16.11	29	28.97	42	41.99
4	4.01	17	17.11	30	29.98	43	42.86
5	5.01	18	18.13	31	30.99	44	43.86
6	6.01	19	19.12	32	31.98	45	44.87
7	7.03	20	20.11	33	32.97	46	45.88
8	8.04	21	21.10	34	33.98	47	46.87
9	9.05	22	22.07	35	34.97	48	47.86
10	10.04	23	23.02	36	35.97	49	48.85
11	11.08	24	24.02	37	36.99	50	49.88
12	12.11	25	25.01	38	37.98		

対値 Δp は次式で表わされることが判りました。

$$\Delta p = 0.4615 R \quad \text{kg/cm}^2$$

茲に R は差圧計の目盛

但し第7図は差圧計の左右の指度を重ねて示したものであります。

10——出力検定成績

曲げモーメントの検定には二つの方法が考えられます。一つは油圧平均筒の圧力から計算した $M = pAL$ に種々の補正を行つて算出

するものであり、他の一つは予め曲げモーメントと撓量の関係の判つて居る梁を試験機に取付けて、その撓量を測定する方法であります。後者は測定用の梁の製作が間に合わなかつたので、取敢えず前者の方法で検定を行いました。

曲げモーメントは次式の如く書くことが出来ます。

$$M = p(A_a l_a + A_b l_b) + M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

記号及び実測値或は検定値は次の通りであります。検定の詳細に就いては次節以下に述べることに致します。

p : 動力計検定圧力 (第1表)

A_a : 上部油圧平均筒の受圧面積

固定車台 200.76 cm² ; 移動車台 200.68 cm²

A_b : 下部油圧平均筒の受圧面積

固定車台 200.76 cm² ; 移動車台 200.89 cm²

l_a : 上部油圧平均筒のラムの中心と回転板軸中心との距離

両車台共に 550.5 mm

l_b : 下部油圧平均筒のラムの中心と回転板軸中心との距離

両車台共に 550.0 mm

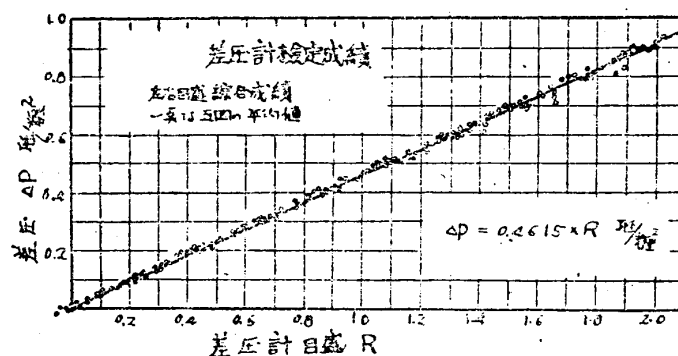
M_1 : 油圧頭差に依る補正值

両車台共 -0.009 t-m

M_2 : 回転板系の不平衡重量に依る補正值

両車台共 -0.012 t-m

M_3 : 回転板軸の摩擦に依る補正值



第7図 差圧計検定成績

両車台共 -0.003 t-m

M_4 : 油圧平均筒の摩擦に依る補正值

両車台共 $+0.245 \text{ t-m}$

以上を総括すると曲げモーメントは固定車台及び移動車台共に次式或は第8図で与えられることとなります。

$$M = 0.2210 p + 0.22 \text{ 吨-米}$$

試験梁に加えられる軸方向力は次式で表わされます。

$$X = X_1 + X_2 + X_3$$

茲に X_2 は回転板軸の摩擦力, X_3 は油圧平均筒の摩擦力に依るものでありますが, 検定の結果殆んど零と考えられ, 結局 X_1 即ち油圧頭差に依るもののみが残る, 回転板の回転角を微小なるものとすれば

$$\left. \begin{array}{l} \text{固定車台 } X = 0.020 \text{ 吨} \\ \text{移動車台 } X = 0.020 - 0.00021 p \text{ 吨} \end{array} \right\}$$

となります。

試験梁に加えられる剪断力は

$$Y = 4M \div L_0$$

で与えられます。 $4M$ は梁の両端の曲げモーメントの差, L_0 は両車台の回転板軸の中心距離であります。試験機の操縦が良好である限り $4M$ は僅少である筈であります。例えば若し差圧 1 kg/cm^2 を生じたとしますと $4M$ は約 0.22 t-m , 最短自由長 300 mm の梁で $L_0 = 0.6 \text{ m}$ となりますから $Y = 0.37 \text{ t}$ であります。

11—油圧頭差補正量 M_1 及び X_1

前述の様に動力計に指示される圧力は基礎面上 95 厘 の高さ, 或は之は回転板軸中心から 432 厘 下方の点の圧力でありますので, 上下の油圧平均筒に於ける油圧は極めて僅かではありますが之と異つて来て, 油圧の中心も亦油圧平均筒のラム中心とは異なる筈であります。曲げモーメントに対する之等の補正は一括して次の如く書くことが出来ます。

$$M_1 = w \left[(A_a l_a + A_b l_b) h + (A_b l_b^2 - A_a l_a^2) \cos \theta + \frac{1}{4} (A_b r_b^2 - A_a r_a^2) \cos \theta \right]$$

茲に w : 油の高さ 1 米 毎の圧力頭差で, 使用した油は “Shell B”, その比重は 30°C に於て 0.918 でありますので $w = 0.0918 \text{ kg/cm}^2/\text{m}$

h : 回転板中心より上方に測つた動力計検定圧力の測定位置迄の高さで, $h = -432 \text{ mm}$

θ : 回転板の回転角度

r_a : 上部油圧平均筒ラムの半径

固定車台 79.94 mm ; 移動車台 79.92 mm

r_b : 下部油圧平均筒ラムの半径

固定車台 79.94 mm ; 移動車台 79.96 mm

之等の値を代入しますと, M_1 の式の第二項, 第三項は問題にならず, 従つて M_1 は回転角 θ に無関係に, 且両車台共に

$$M_1 = -0.009 \text{ t-m}$$

となります。

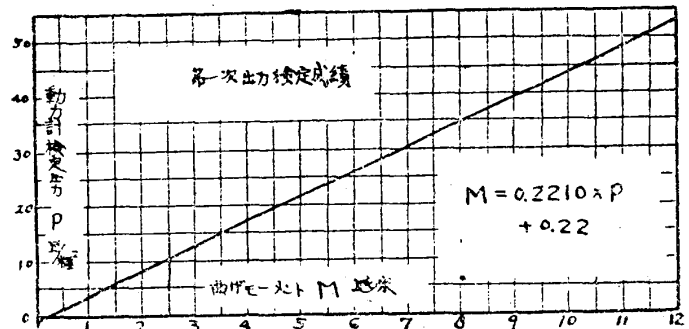
次に, 油圧頭差の為に試験梁に加えられる水平方向力 X_1 は,

$$X_1 = [(A_b - A_a)(p + wh) + (A_b l_b + A_a l_a)w \cos \theta] \cos \theta$$

となつて, 計算をすると次の様になります。

$$\left. \begin{array}{l} \text{固定車台 } X_1 = 0.020 \cos^2 \theta \text{ 吨} \\ \text{移動車台 } X_1 = (0.020 \cos \theta - 0.00021 p) \cos \theta \text{ 吨} \end{array} \right\}$$

回転角 θ は極く小である為に $\cos \theta = 1$ と考えて差支えなく, 結局前節の如くになります。



第8図 第一次出力検定成績

12—回転板系の不平衡重量及び回転板軸の摩擦に依る補正量

回転板系を構成する諸部品は、軸中心に対して平衡されて居りませんから、曲げモーメントに対する補正 M_2 が必要であります。材料の比重を 0.79 と見て計算しますと、

$$M_2 = -0.012 \cos \theta \text{ 吨-米}$$

となります。之はチャックの形状に依つて変化する筈でありますが、殆んど無視出来る大きさであり、又 $\cos \theta \doteq 1$ と考えて差支えありません。

次に回転板の軸受の摩擦に依る曲げモーメントの補正量 M_3 は次の式で計算したものであります。

$$M_3 = -\mu WR$$

茲に W : 回転板系の重量で約 800 珎

R : 回転板軸の半径で 20 珎

μ : 鋳鋼とブロンズが滑油少量、回転速度小で回転する時の摩擦係数 $\mu = 0.16$

従つて

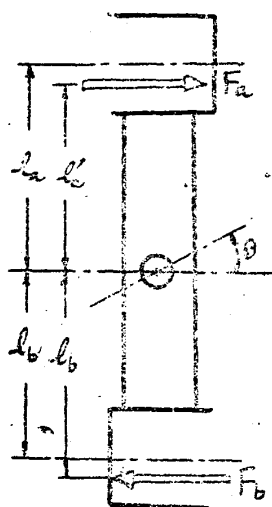
$$M_3 = -0.003 \text{ 吨-米}$$

となります。

次に試験梁の端の水平移動に対する可動軸受の摩擦力は梁の撓曲に伴う二次的の軸方向力 X_2 を生じますが、之はローラーに依つて平面上を滑る場合でありますから極めて微量であります。従つて $X_2 \doteq 0$ と考えて差支えありません。

13—油圧平均筒の摩擦力に依る補正 M_4 及び X_3

油圧平均筒のラムの摩擦力は、ラムが陥入しつつあるか、突出しつつあるかに依つてその方向を異にしますが今仮りに第 9 図のように、総べてのラムが陥入しつつある時の方向を正に採れば、



第 9 図

油圧平均筒摩擦力图

曲げモーメントに対する補正

$$M_4 = F_a l_a' + F_b l_b'$$

軸方向力の水平分力に対する補正

$$X_3 = (F_a - F_b) \cos \theta$$

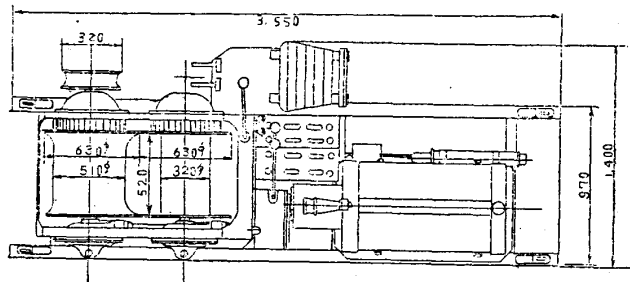
但し記号は第 9 図を参照せられたい。

梁の試験が開始された後に於ては、油圧平均筒には油の補給路が無くなりますから、油圧平均筒の漏油とか、管系の膨脹とかに依つてそのラムは次第に陥入します。一方回転板軸の近寄りの為に上部ラムは突出し、下部ラムは陥入します。従つて下部ラムに就ては常に陥入の傾向にあつて摩擦力 F_b は常に正でありますが、上部ラムに於ては両者の速度の大小如何に依つて摩擦力 F_a は正にも負にもなることとなります。かくて、油圧平均筒の摩擦力に対する補正を行う為には、常に上部ラムの移動状態を測定する必要があつて極めて不便なこととなりますが、油圧平均筒の漏油量等を適当に加減して之を常に正に保つことは可能であります。但しその漏油量を無暗に大きくすると試験の途中で油圧平均筒のラムが陥入し尽して、その後の試験が不可能になります。

今回検定を行つたのは、検定装置の都合で、上部油圧平均筒の、而もラム陥入時の摩擦力のみでありました。

測定装置は二枚の板を四本の棒で連結した枠形のを、第 10 図のように、両車台の上部油圧平均筒に渡しかけて、一方のラムを突出させると一方のラムが陥入するようにし、ラムと板との間に Standardizing Box を挿入して、ラムに加わる外力を測定し、一方油圧平均筒の内圧を動力計に導いて読み、これより摩擦力を算出したのであります。その際下部油圧平均筒には盲蓋を補してラムの突出を防ぎ、試験機には強固な梁を取付けて回転板軸の折損を防いで居ります。

検定の結果は第 11 図のように相当の散布を示しました。これは油圧平均筒の漏油量を調節する



第 10 図

為に革のパッキングを使用したのですが、そのパッキングの締め方とか、油圧の大小に依るパッキングの利き方とか、革の馴染工合とかに依るものであります。後日更に革パッキングの馴染のよくなった頃に検定を繰返すことにして、今回は取敢えずこの平均値をとつて固定車台、移動車台の区別なく

$$F_a = 0.223 \text{ 吨}$$

としました。又下部油圧平均筒の F_b が測定出来なかつたので $F_a = F_b$ と仮定し、摩擦力の中心の位置も亦測定不可能でありますので

$$l_a' + l_b' = l_a + l_b = 1.1005 \text{ 米}$$

と仮定しました。

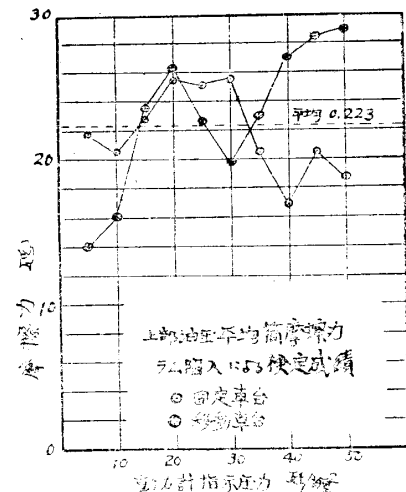
以上の結果、曲げモーメントに対する補正量は、油圧平均筒の総べでのラムが陥入する傾向にある時は

$$M_4 = 0.223 \times 1.1005 = 0.245 \text{ 吨-米}$$

となります。

軸方向力に対する補正量 X_3 はこの場合には殆んど零となります。即ち

$$X_3 = (F_a - F_b) \cos \theta = 0$$

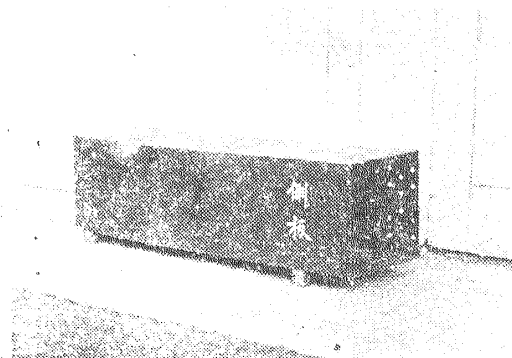


第 11 図 上部油圧平均筒摩擦力
ラム陥入による検定成績

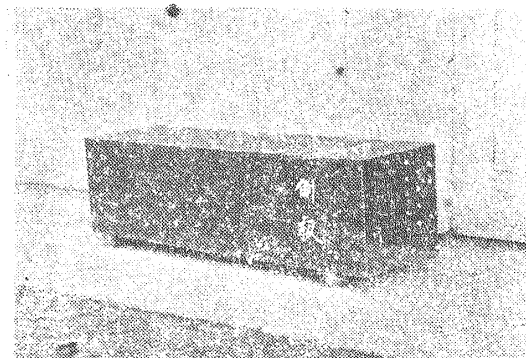
V. 運 転

14—薄肉箱型梁の破壊成績

試験前に當つて、先ず、強固な梁を取付けて油圧を 50 kg/cm^2 迄上昇し、管系の状況及び主体各部の強度が共に十分であることを確かめ、次いで薄肉箱型梁の破壊試験を行つたのであります。



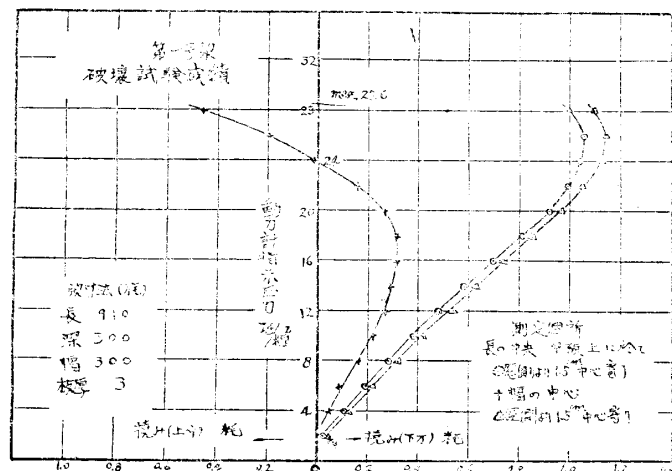
第 12 図 第 1 号梁破壊状況



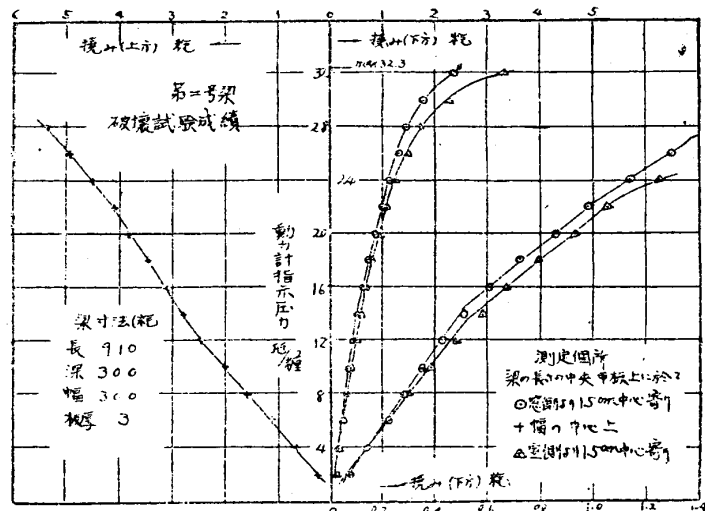
第 13 図 第 2 号梁破壊状況

梁は 2 個共全く同一の寸法で、自由長 910 耗、幅及び深さ 300 耗、板厚 3 耗の薄肉鋼板製中空梁で、肋骨又は継ぎ材はなく、四つの稜角は電気溶接されたものであります。撓みは、自由長の中央の甲板上に於て、幅の中心と側板から 15 耗宛中心寄りの二個処に於て測定しましたが、後の便宜の為に矢々の測定個処に、窓側、中央、室側と名称をつけて置きます。この撓みは基礎台上に組立てた木製枠にダイヤルゲージを取付けて測定したものであります。為に、機械各部の変形量を含んだものとなり、厳密に梁自身の撓みを示したものでありません。現在の試験に於ては、自由長の両端で中性軸上の点を基準にして測定して居ります。

破壊の状況は第 12 図と第 13 図に示してありますように大体良好な結果を示しました。動力計の指示圧力と撓みの関係は第 14 図と



第 14 図 第 1 号梁破壊試験成績



第15図 第2号梁破壊試験成績

うになります。この付近で甲板が挫屈をして梁の有効剛性が減少した為と考えられます。荷重が 20 kg/cm^2 に達しますと、甲板の膨みは増々大きくなって遂には梁全体の撓みを取戻して、始めの位置よりも上方に突出するに到ります。窓及室の撓みはこの辺から逆に減少し始めましたが、之は梁の破壊が長さの中央になかった為に、撓みの形が第16図の a から b の如く変化する為であると考えられます。最大荷重は 28.4 kg/cm^2 でありました。

2号梁に於ても 12 kg/cm^2 と 20 kg/cm^2 の附近に曲線の変化が現われて居りますが、破壊は第13図の様に自由長の中央で起つたので、1号梁の様な撓みの減少を示さず、且破壊点の大きな撓みが測定されたのであります。第15図には縮尺の異なる2様の曲線が描いてあります。最大荷重は 32.3 kg/cm^2 でありました。

之等2個の破壊試験の際の上部油圧平均筒のラムの陥入量を測定したものを第17図に示します。荷重の初期に於て急激に1乃至2耗の陥入を生じ、以後2, 3の点を除いては緩慢乍らも陥入の傾向にありますので、この実験に於ては先ず以て前記の補正量で差支えないものと考えられます。

15—附 言

以上、試作単純曲げ試験機に就きまして、その大要並に検定結果を述べて参りましたが、尙二、三、将来の問題等に関して所見を附加えることに致したいと思います。先ず最も問題になるのは、平均筒の摩擦、ラムの陥入速度、漏油量等を如何に処理するかと云う点でありましょう。之に対しましては、ラムの位置での漏油は十分に止めて、その代りに管系の一部に空気室の如きものを設けて、ラムの陥入量を調節するのが宜しかろうと考えて居ります。

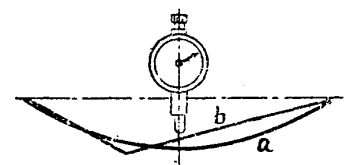
次に、試作機の当初の計画に於て測定管系の剛性が回転板の回転を妨害しない為に可撓鋼管を使用することに致したので、その方から最高の油圧を 50 kg/cm^2 に押えられたのでありますが、第1図に見られる様に鋼管を数回輪状にすることに依つて、可撓鋼管を使用する必要のないことが判りましたので、将来は油圧 200 kg/cm^2 まで使用して測定の精度を上げる可きであります。

次に、試作機はその大部分を鋳鋼や鍛鋼を以て製作しましたが、大型試験機の製作に当つては、十分に鋼板溶

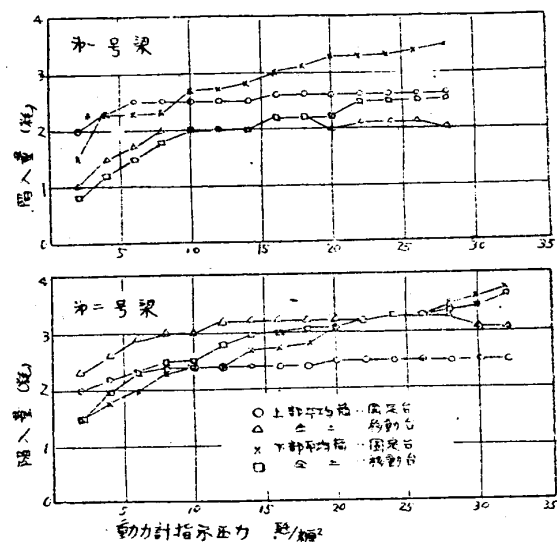
第15図に示してあります。

破壊の状況を論ずるのは、この論文の目的ではありませんので極く簡単に述べることに致します。

一号梁は第12図の様に、自由長の約 $\frac{1}{3}$ の点で、甲板及び側板の上部に皺を生じて破壊しました。第14図に於いて、荷重の上昇に従い、撓みは窓、中央、室共に下方に向つて直線的に増加して行きますが、幾分中央が遅れて居つて、これは既に当初から甲板が上方に膨みつつあることを示して居ります。動力計の指示圧力が 12 乃至 14 kg/cm^2 (1) の附近で、甲板の膨みは急激に大きくなり、同時に窓及び室の撓みは今までと別の直線に乗るよ



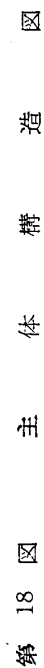
第16図 撓曲線図

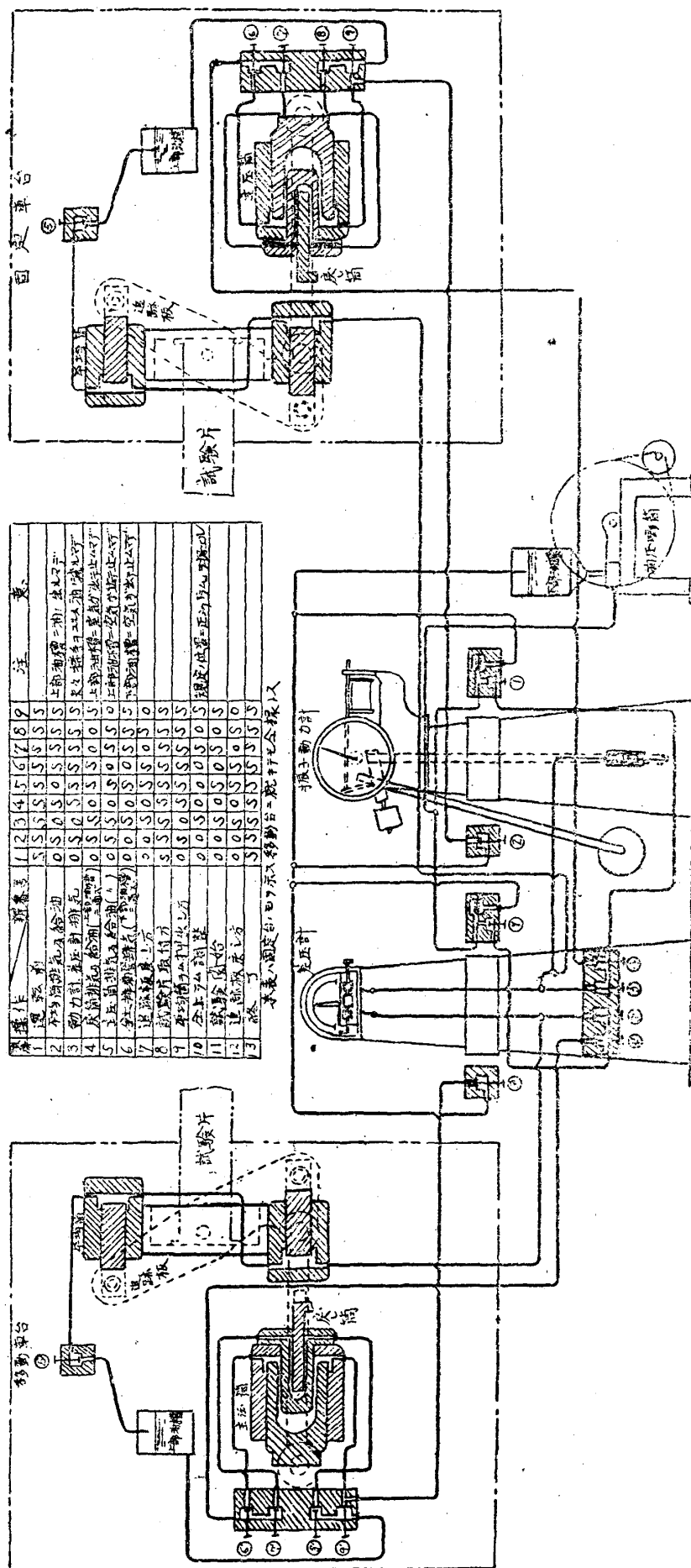


第17図 油圧平均筒ラム陥入量

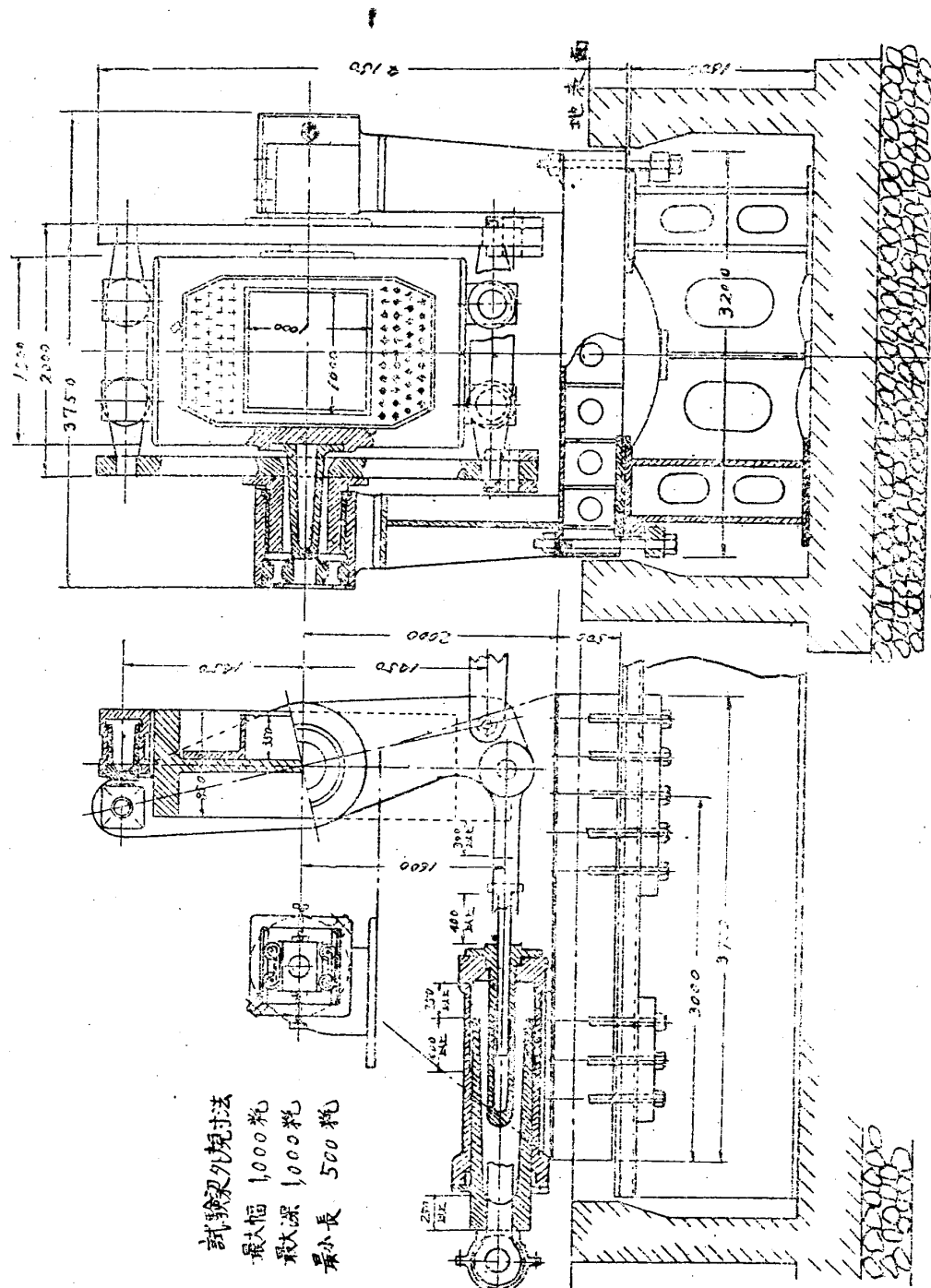
1) 動力計指示圧力 12 kg/cm^2 に於て、曲げモーメントは 2.43 t-m 、梁の甲板の圧縮応力 6.78 kg/cm^2 であります。

最後に、車台移動装置は現在螺旋を使用して居ますが、両車台の引張棒を必要に応じて互に連結出来る様に工夫すれば、主圧力筒及び戻し圧力筒の操作に依つて車台の移動を更に円滑に且微細に行うことが出来ます。





第 19 図 図 配 管 及 操 縦 要 領 図



積れば十分であると考えて、 $L=5\text{ m}$; $y=0.5\text{ m}$; $\sigma=45\text{ kg/mm}^2$; $E=20,000\text{ kg/mm}^2$ としますと

$$\theta=200 \times 0.0011 \div 0.2 \text{ レヂアン } = 11.4 \text{ 度}$$

(要目4) 梁端の水平移動距離 x は梁の撓みを円弧と考えると、梁の一端当り $x = \frac{L}{2} \left(1 - \frac{\sin \theta}{\theta} \right) \div \frac{1}{12} L \theta^2$.

撓みを三角形とすると $x = \frac{L}{2} (1 - \cos \theta) \div \frac{1}{4} \theta^2$ となります。後者を採用して要目3の θ を代入すれば $L=5\text{ m}$ の梁に於て、 $x=50\text{ mm}$ となります。

(要目5) 以上の要目に従つてやや計画を進めますと、引張棒の位置が回転板軸の下方約 1.6 m の距離にあることになります。従つて追跡板を $\theta=0.2$ レヂアン だけ回転させる為には主圧筒のストロークは $S=1600 \times 0.2=320\text{ mm}$ だけ必要となります。作動上の余裕を考えて、主圧力筒は試験開始の位置から 400 mm 突出し、従つて戻し圧力筒はそれだけ陥入させることに致します。

更に梁の取付に際して、移動車台を約 400 mm 引寄せる必要がありますが、この移動を主圧力筒で行わせることに致しますと、一方の車台の主圧力筒は試験開始の位置から 250 mm 陥入することが出来る必要があります。従つて戻し圧力筒はそれだけ突出する必要があります。

(要目6) 管系の最高圧力を 200 kg/cm^2 としますと、主圧力筒の能力は約 350 t となりまして、試験中にラムが 400 mm 突出する為に要する油の量は約 70 立、両車台分で 140 立となります。而して最大曲げモーメントまで持つて行く最小時間を 10 分としますと、 1 分間に 14 立の送油能力のある唧筒が必要となり、又それだけの能力のある管系の太さが決定されます。

17—主体構造の寸法計算の概要

以上の要目に基いて主体の寸法の概略を計算しますが、材料は試作機と同様に鋳鋼や鍛鋼を使用することとして、鋼板溶接構造は考えませんでした。

(1) チャック取付ボルト

試作機で行つた様に、チャック抑金を使用することは、チャックの形の変化に應ずるのには便利であります。取付ボルトの寸法が大きくなつて、それについて回転板更に試験機全体が大きくなる欠点があります。そこで今度は第20図のように、チャックのフランジを以て直接回転板に取付けることに致します。チャックの上側のフランジの取付ボルトには、曲げモーメントに対抗するだけの引張力が生じます。取付ボルトの平均位置とチャック下縁との距離 $=1.3\text{ m}$; 取付ボルトの総引張力 $=550\text{ t-m} \div 1.3\text{ m}=423\text{ t}$; 42 耗ボルトを 41 本使用すれば、ボルトの引張応力 $=7\text{ kg/cm}^2$; 而してこのボルトはピッチ約 100 耗を要しますから、之を4列に並べるだけのフランジの寸法が必要となり、従つて回転板の凹所の大きさが決定されます。

(2) 油圧平均筒

油圧平均筒は上下各々二箇宛並べることにしますと、ラムの中心距離 $=2.9\text{ m}$ となり、一箇当りの所要馬力 $=\frac{1}{2}(550\text{ t-m} \div 2.9\text{ m})=95\text{ t}$; ラムの直径 250 mm としますと、最高油圧 200 kg/cm^2 で馬力 $=98\text{ t}$ となつてやや余裕が生じます。シリンダーの肉厚 $=30\text{ mm}$ とすれば、耐圧試験圧力 300 kg/cm^2 に於て応力 $=17\text{ kg/mm}^2$

(3) 主圧力筒

回転板軸と引張棒の距離 $=1.6\text{ m}$ である故主圧力筒の所要馬力 $=550\text{ t-m} \div 1.6\text{ m}=344\text{ t}$; ラムの直径 $=470\text{ mm}$ とすれば最高油圧 200 kg/cm^2 に於て馬力 $=347\text{ t}$; 肉厚 $=55\text{ mm}$ とすれば耐圧試験圧力 300 kg/cm^2 に於て応力 $=17\text{ kg/mm}^2$

(4) 引張棒及びピン

引張力 $=347\text{ t} \div 2=174\text{ t}$; 引張棒の深さ 200 mm ; 幅 150 mm とすれば応力 $=6\text{ kg/mm}^2$; ピンの附近は断面積を約3倍にします。ピンに加わる最大曲げモーメント $=11\text{ kg-m}$; ピンの径 $=125\text{ mm}$ とすれば応力 $=6\text{ kg/mm}^2$

(5) 引張横棒

曲げモーメント $=\frac{1}{4} \times 347\text{ t} \times 1.7\text{ m}=148\text{ t-m}$; 直径 550 mm の丸棒を使用すれば応力 $=9\text{ kg/mm}^2$; 棒の端部の剪断力 $=174\text{ t}$ である故径 200 mm とすれば剪断応力 $=5.6\text{ kg/mm}^2$ 。

(6) 回転板

回転板に加わる力の図を描いて曲げモーメントを計算すると、最大曲げモーメントはチャック下縁の当る点に生じて約 180 t-m ; 回転板の側壁のみで之に耐えるものと考えますと、深さ 850 mm ; 厚 150 mm で応力 $=5\text{ kg/mm}^2$

(7) 追跡板縦板及び横棒

縦板の最大曲げモーメント $\div \frac{1}{4}M = 160 \text{ t-m}$; 深さ 900 mm, 板厚 150 mm とすれば応力 8 kg/mm^2 であります, 丁度この点には回転板の軸が貫通して更にその水平移動を許すだけの孔があきますから, それに対する補強を要します。

追跡板横棒の最大曲げモーメント $= 50 \text{ t-m}$; 棒の深さ及び幅 350 mm とすれば応力 $= 7 \text{ kg/mm}^2$ 。

(8) 追跡板軸受

軸受には引張棒の反力だけの圧力が加わりますから, 一箇当り 174 t; 軸の径 570 mm; 長さ 500 mm としますと, ベアリングプレシユア $= 0.61 \text{ kg/mm}^2$ 。

(9) 回転板軸及び軸受

回転板の重量約 14 t に対する反力 $= 7 \text{ t}$; 両車台の油圧平均筒に圧力差 1 kg/cm^2 が生じたとしますと両車台の曲げモーメントの差 $= 550 \text{ t-m} \div 200 = 2.75 \text{ t-m}$ で, 梁の自由長が 0.5 m の時に両車台の回転板軸の距離約 1 m となり, その為に反力 $= 2.75 \text{ t-m} \div 1 \text{ m} = 2.75 \text{ t}$ が加わります。今最悪 7 kg/cm^2 の油圧差まで許すとすれば支点の反力 $= 1.4 \text{ t} \times 7 + 7 \text{ t} = 16 \text{ t}$; 回転板軸の長さは約 1 m となりますから, 軸の附根の曲げモーメント $= 16 \text{ t-m}$; 軸は外径 300 mm, 内径 150 mm の中空軸であるとして, 応力 $= 6.4 \text{ kg/mm}^2$; 軸受の径 180 mm; 長さ 200 mm としますとベアリングプレシユア $= 0.45 \text{ kg/mm}^2$ 。

(10) 戻し圧力筒及び戻し横棒

追跡板を元の位置に回転し戻すための力は僅少でありますから, 戻し圧力筒の能力は主として車台の移動に要する馬力から決定されます。車台一個分の重量は約 58 t となり, 車台と基礎台軌条面との間の摩擦係数を 0.2 とすれば, 車台の移動に要する馬力 $= 12 \text{ t}$; 戻し圧力筒の径 100 mm としますと油圧 200 kg/cm^2 に於て馬力 $= 15.7 \text{ t}$ を出すことが出来て十分であります。戻し横棒の曲げモーメント $= 5.4 \text{ t-m}$; 棒の深さ 150 mm, 幅 200 mm とすれば応力 $= 6 \text{ kg/mm}^2$ 。

(11) 車台固縛金物

車台を顛覆させようとする力は, 試験機の出す曲げモーメント自身であつて 550 t-m ; 固縛金物の平均位置と車台の端との距離を 3 m とすれば, 固縛金物のボルトに生ずる総引張力は車台の片側のものについて 180 t; 径 60 mm のボルト 5 本宛を用いれば応力 $= 6.3 \text{ kg/mm}^2$; ボルトのピッチは約 250 mm を要します。第 20 図に示されてあるボルト 4 本の方の金物はこの計算に入れてありません。

(12) 基礎台

基礎台は第 20 図の様な鋼板製としました。上下の板厚 50 mm; 縦板の板厚各々 40 mm としますと, 断面の慣性モーメント $= 80 \times 10^9 \text{ mm}^4$ となつて, 試験梁の約 13 倍となりますから, その撓み量は試験梁の約 1/13 となります。基礎台の長さは約 14 m あれば十分でありますので, その接地面積は 23 m^2 ; 試験機の全重量は約 130 t となりますので, 地面に及ぼす圧力 $= 5.7 \text{ t/m}^2$ 。

(13) 車台

車台は複雑な形状をして居りますので, その各部の構造及び板厚は適当に考えて十分な強力を有する様に致します。

(14) 重量

設計及び工作の際に個々部品の重量が必要となりますので, その極く見当を次の三つの表に示しました。

一車台分の重量は, 回転板系 14 t; 追跡板系 16 t; 台座系 (基礎台を除く) 28 t; 合計 58 t となります。基礎台は長さ 14 m で約 16 t となり, 試験機の全重総は約 130 t となります。前述した様にこの設計は鋳鋼又は鍛鋼を主として使用しましたが, 各部分を鋼板の溶接構造にすれば, 試験機の形状は大きくなるかもしれませんが, 重量及び工作の点では遙かにこの設計より有利になると考えられます。

第2表 回転板系 (一車台分)

部 品	一箇重量 (吨)	個 数	一車台分重量 (吨)
回 転 板	10.11	1	10.11
同 軸	0.37	2	0.74
平均筒シリンダー	0.18	4	0.72
同 ラ ム	0.15	4	0.60
チ ャ ッ ク	0.45	1	0.45
予備及ボルト類	—	—	1.38
計			14.00

第3表 追跡板系 (一車台分)

名 称	一箇重量 (吨)	個 数	一車台分重量 (吨)
追跡板縦板	3.07	2	6.14
同 軸	0.88	2	1.76
同 横 棒	1.38	2	2.76
引 張 棒	0.90	2	1.80
同 横 棒	1.36	1	1.36
同 ビ ン	0.05	2	0.10
戻 し 横 棒	0.42	1	0.42
予備及ボルト類	—	—	1.66
計			16.00

第4表 台座系 (一車台分) 基礎台を除く

名 称	一箇当り重量 (吨)	個 数	一車台分重量 (吨)
主圧力筒シリンダー	2.34	1	2.34
同 ラ ム	2.32	1	2.32
戻シ圧力筒シリンダー	0.10	1	0.10
同 ラ ム	0.10	1	0.10
軸 受	2.50	1	2.50
車 台	12.70	1	12.70
固 縛 金 物	1.16	4	4.64
車 台 滑 面 板	1.15	2	2.30
予 備 及 ボ ル ト 類	—	—	0.90
計			28.00