複動 Diesel 機關 Piston 棒損傷の一例に就て

造船協會正員 工學士 岩 田 清

Abstract.

On the Crack of the Piston Rod of a Double Acting Diesel Engine.

By K. Iwata, *Member*.

Double acting Diesel engines have rapidly increased in number and output in late years in this country, owing to the idea of applying Diesel engines as only means of economical power production of large units for marine propulsion. Few reports of theoretical or experimental analysis about the piston rod of the double acting Diesel engine have been published, which would be of great value for designers and engineers. The author reports the analysis of the causes of the damage on the piston rod of the main engine of the motor ship "Kohwa Maru", the first double acting two cycle Diesel engine adopted for ship propulsion in this country.

緒 言

最近數年間本邦に於ては大型船用 Diesel 機關の採用増加し、複動 Diesel 機關も著しく其の數を増した。複動 Diesel 機關にありては piston 棒の設計及取扱を特に留意せねばならぬが、今迄設計者及取扱者に取り目安となるべき理論的或は實驗的研究報告の發表されたものが甚だ少い。茲に著者は貨物船幸和丸の主機關として本邦に於て最初に採用された 2 衝程複動 Diesel 機關の piston 棒の損傷に對して、造船所の實地技術者として行ひ得た調査の結果を報告して、理論的或は實驗的研究の一資料に供する次第である。

損 傷 の 状 況

1. piston 棒の要目。——幸和丸は昭和 4 年浦賀船渠株式會社の建造に係り、主機關は氣箒數 6 氣箒内徑 600 耗、行程 900 耗、毎分回轉數 107、正味馬力 3,200 である。piston 棒は全長約 3600

耗、外徑 200 耗、内徑 80 耗であり、上部に piston を、又下部に滑頭を取附けてある。其の材質は Siemens Martin 鋼で、製造に際しては特に内部應力を生ぜざる様充分注意して熱處理が施された。第 1 圖に piston 棒裝置並に piston 下部に於ける normal 運轉狀態の瓦斯の壓力と溫度の概略を示した。piston 棒の内孔には内管を同心圓的に取附けてあり、冷却水は piston 内面と内管外面との間を上へ向け流れて piston に入り、更に之れを出て内管内側を下へ向け流れ出る。冷却水が piston 棒を通る間に起り得べき水衝を防ぐ目的で冷却水管に空氣室を取附け、之れに壓縮空氣を供給する様にしてある。第 2 圖は此の裝置を圖解したものである。piston 冷却水には清水を用ひる。

2. 損傷の狀況。——本船は昭和 4 年 7 月上旬より航海を開始し、主として北米本邦間の航路に就いて居たが、昭和 5 年 7 月中旬第 6 及第 2 piston 棒に損傷を生じた。夫れ迄に主機關は全力で約 3.5×10^7 回轉運轉してゐた。損傷發見當時本船は北米より歸航の途中で、主機關は全力運轉繼續中他に何等異狀無く、突然 piston 冷却水吐出側に瓦斯が噴出し、piston 冷却水出口溫度が數度上昇したので、數分の後主機關を停止して piston 及 piston 棒を檢査した處、piston 下端より 192~266 耗下方（第 1 圖 A の位置）に於て、piston 棒の外面に軸方向に略ぼ直角に直線的龜裂を發見した。第 3 圖及第 4 圖は其の外觀である。

損 傷 の 調 査

主機關 normal 運轉狀態に於て piston 棒に働く應力は、

1. piston 棒外面の瓦斯壓力に依る半徑並に切線方向の壓縮應力
2. piston 上下面の瓦斯壓力に依る piston 棒軸方向の引張壓縮應力
3. piston 棒の溫度差に依る熱應力

か主なるものであるが、1 は値小で且龜裂の方向が軸に直角であるから記述を省略する。2 は主機關の 1 回轉毎に週期的に變化し、其の値は

$$\sigma_z = \frac{R^2 - r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot p_v = 324$$

$$\sigma_D = \frac{R^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot p_o = -407$$

但し σ_z = 最大引張應力、 kg/cm^2

σ_D = 最大壓縮應力、 kg/cm^2

p_v = 下部氣笛最大指示壓力、 $\text{kg/cm}^2 = 34$

p_o = 上部氣笛最大指示壓力、 $\text{kg/cm}^2 = -38$

R = 氣笛内面の半徑、m $= 0.3$

r_1 = piston 棒内面の半徑、m $= 0.04$

r_2 = piston 棒外面の半徑、m $= 0.1$

3 は附帯條件が複雑で實際に近似の値を算出することは困難であるが、茲には其の概念を得る爲めに、假定を設け極概略に計算する。

θ_0 = 冷却水の温度、°C

θ_1 = piston 棒最内面層の温度、°C

θ_2 = piston 棒最外面層の温度、°C

piston 棒周囲の瓦斯の温度は、第 1 圖の様に週期的に変化する爲めに、 θ_2 の値も亦週期的に変化するものと考へられるが、其の變化は瓦斯の温度の變化に比して著しく小であると考へる。 θ_2 の値は瓦斯の性質、piston 棒外面の状態及 piston 棒内の熱傳導により定まるが、其の近似平均値を算出することは甚だ困難であり、氣筒、氣筒蓋及 piston に試みられた様に實驗的に求めるべきであるが、繰返應力の疲勞限界の低下に對する考慮を拂はねばならぬ困難がある爲めか、未だ其の報告は發表されない。Eichelberg¹⁾、Riem²⁾、草間³⁾、Becker⁴⁾ の諸氏が Diesel 機関の氣筒内温度分布を測定した報告に依り考へるに、 θ の平均値の最大は 200 を超えるであらう。草間氏に依れば θ_1 の變化は甚だ小であり、又 θ_0 の變化は殆んど無く、其の平均値は 40 である。依て

$$\theta_2 = 100$$

$$\theta_0 = 40$$

と取り、 θ^2 が最大となる piston 棒の極めて短い部分を考へて、 θ_2 、 θ_1 及 θ_0 が夫々不變であり、且軸に直角な方向にのみ定常熱傳導を爲すものと假定する。軸に直角な方向にのみ定常傳導をなす中空圓筒の單位長さに於て、外面より内面へ傳導される熱量 (Q , Kcal/h) は

$$Q = \frac{2\pi\lambda(\theta_2 - \theta_1)}{\log \frac{1}{\gamma}}$$

$$\text{但し} \quad \gamma = \frac{r_2}{r_1} = 2.5$$

λ = piston 棒の熱傳導率、Kcal/mh°C

又中空圓筒の單位長さに於て内面より内孔を流れる水に傳導される熱重 (Q , Kcal/h) は

$$Q = 2\pi r_1(\theta_1 - \theta_0) \cdot \alpha$$

但し α = 管内を強制流動する水の熱傳導率、Kcal/m²h°C

piston 棒外面より冷却水へ熱が定常傳導をする、即ち θ_2 及 θ が變化せざる條件を満す爲めには Q は等しいから此の 2 式より

1) Dr. Eichelberg: V. D. I., March 27, 1926.

2) Dr. W. Riem: V. D. I., Aug. 27, 19 1.

3) 草間 昌 夫氏: 造船協會會報第 47 號、昭和 6 年 4 月

4) H. Becker : Motor ship, July 1929.

$$\theta_1 = \frac{\lambda \theta_2 + r_1 \theta_0 \alpha \log \gamma}{\lambda + r_1 \alpha \log \gamma} \dots \dots \dots (1)$$

γ の値は piston 棒材料 0.43 C 鋼では平均 30 である。 α の値は piston 棒の内面が一樣に平滑な場合、Sonneck 及 Stender 兩氏¹⁾の實驗式を用ひ

$$\alpha = b \cdot w^{0.87} \cdot d^{-0.13} = 3260$$

但し b = 係數 = 2845 但し冷却水の平均溫度を 40°C とす

w = 冷却水の速度、m/sec = 0.8

d = 管の内徑、m = $2r_1 = 0.08$

(1) 式より

$$\theta_1 = 52$$

次に θ と θ_1 の差により生ずる熱應力は、溫度の分布が軸方向には不變で軸に直角な方向にのみ變はる場合には次の式で表はされる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= \frac{mE}{m-1} \cdot a(\theta_2 - \theta_1) \cdot \left[\frac{1}{\gamma^2 - 1} - \frac{1}{2 \log \gamma} \right] \\ \sigma_i &= \frac{mE}{m-1} \cdot a(\theta_2 - \theta_1) \cdot \left[\frac{\gamma^2}{\gamma^2 - 1} - \frac{1}{2 \log \gamma} \right] \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

但し σ_a = piston 棒最外面層に働く應力、kg/cm²

σ_i = piston 棒最内面層に働く應力、kg/cm²

$$m = \text{Poisson 比例常数} \cong \frac{10}{3}$$

$$E = \text{Young's modulus} = 2,150,000$$

$$a = \text{膨脹係數} = 0.000015$$

(2) 式より

$$\sigma_a = -600$$

$$\sigma_i = 1090$$

之を要するに、機關 normal 運轉狀態に於て piston 棒軸方向に働く應力は piston 棒内外面が一樣に平滑であるとき、

1. 熱の影響を受けない部分を考へ得るなれば、其の部分には週期的に σ_z と σ_D の繰返應力が働き。

2. 最多く熱の影響を受ける部分には週期的に、外面に於ては、

$$\sigma_a + \sigma_z = -600 + 324 = -276 \quad \text{即ち約 } 280 \text{ kg/cm}^2 \text{ の最小壓縮應力}$$

¹⁾ Hütte : Vol. I, p. 454.

$$\sigma_a + \sigma_D = -600 - 407 = -1007 \quad \text{即ち約 } 1010 \text{ kg/cm}^2 \text{ の最大壓縮應力}$$

内面に於ては

$$\sigma + \sigma_Z = 1090 - 324 = 1414 \quad \text{即ち約 } 1410 \text{ kg/cm}^2 \text{ の最大引張應力}$$

$$\sigma_i + \sigma_D = 1090 - 407 = 683 \quad \text{即ち約 } 680 \text{ kg/cm}^2 \text{ の最小引張應力}$$

が働くであらうとの概念的な數値を得た。

さて piston 棒損傷の原因となり得べきものは

1. 材質の缺陷
2. 加熱或は加熱急冷の影響
3. 應力の異常増加
4. 疲勞限界の低下

であらうと考へ、是等に就て逐次調査をした。

1. 材 質 の 缺 陷

損傷 piston 棒より試験片を採取して抗張力及化學成分を試験した。第1表は其の成績である。

第 1 表

損傷 piston 棒抗張力及硬度								
試 驗 片		直 徑 0.798''			標 點 距 離 3''			
試 驗 片 採 取 個 所		抗 張 力 kg/cm ²	延 伸 %	Brinell硬度 H10/3000/30	備 考			
第二 piston 棒	損 傷 前	5510	26.70	191	Dec. 21, 1928, Lloyd's certificate Sept. 23, 1929, 浦賀工場測定 Jan. 31, 1931, 同 上			
	損傷後 { (下 部) (龜裂下部)	5480	27.08					
		5690	27.08					
第六 piston 棒	損 傷 前	5590	24.00	170.5	Dec. 14, 1923, Lloyd's certificate Jan. 31, 1930, 浦賀工場測定			
	損傷後(龜裂上部)	5450	26.04					
損傷 piston 棒化學成分								
試料採取個所	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	備 考
第二 piston 棒 (上中下3箇 所の平均)	0.420	0.193	0.480	0.015	0.031	0.018	trace	Sept. 4, 1929, 浦賀工 場測定
第六 piston 棒 (同 上)	0.427	0.223	0.460	0.013	0.027	trace	trace	同 上

損傷の前後に於て抗張力及び延伸は殆んど變化無く、硬度と共に化學成分に相當した値である。
piston 棒を軸中心に沿ひ縦斷したが彎曲を認めなかつたから、軸方向の内部應力は殆んど存在せざりしものと考へられる。従つて材質に缺陷ありしものとは認められぬ。

2. 加熱或は加熱急冷の影響

気筒内の焼燃状態に異常を呈し或は冷却作用に異常を呈して、piston 棒が高温度に加熱されて抗張力が低下したり、piston 棒が加熱急冷により焼割れ或は粒の成長を生ずる可能性がある。

本航海に使用された燃料油及び気筒潤滑油は第2表の様に良質で、其の消費量も普通であり、気筒内の汚れ具合は普通で、燃料噴射方向は正常で、piston 棒衛帯の潤滑状態も良好であるから、燃焼状態に異常を呈した形跡は全く無し、piston 冷却清水の化学成分は第2表の様に、油分の混入量甚だ少く piston 棒内面に附著した油分も甚だ少量で一様である。冷却水循環唧筒は停止或は吐出量の減少を起したことなく、冷却水管中閉塞或は漏洩した箇所は無く、piston 冷却水入口出口温度は損傷発見数分前迄は常に普通であつた。水衝緩和空気供給装置は異常なく作動してゐて、第2圖の空気溜 a の壓力は $3\sim 4 \text{ kg/cm}^2$ で piston 冷却水の入口壓力は 1.5 kg/cm^2 であつた。空気室 b_1 に入り来る壓縮空氣は過剰となれば管 d を通り空気室 b_2 に入り冷却水と共に流れ出すが、管 d が telescopic 管に比し小であるから、 b_1 より telescopic 管を通り piston 棒へ冷却水に混じて流れ込む傾向がある。第2圖に示した様に機関の曲軸角度と空気供給滑弁曲軸との関係は最も之れを避ける様にしてあり、第6及第2 piston 棒に特に多く空氣が混入することはあり得ないが、全般的に piston 冷却水に空氣が細泡状に混入したものと考へられる。

第 2 表

使用燃料油及氣笛潤滑油の性質			使用冷却清水の化学成分（單位 1/100,000）		
品名		Diesel 油	Cylinder 油	採用箇所	冷却清水管系
供給者		Union Oil Co.	Vacuum AA	反應	中性
比重、15°C にて		0.878	0.896	ammonia	なし
引火點、closed cup		92°C	237°C	鹽	8.8
燃焼點		137°C	284°C	炭酸 calcium	5.8
粘度 Redwood I	30°C にて	44 sec	—	炭酸 magnesium	1.2
	50°C にて	38 sec	—	硫酸 曹達	1.0
	60°C にて	—	411 sec	硅酸	0.7
反應		中性	中性	鐵	0.2
水		0.1 %	痕跡	備考 昭和5年8月 浦賀工場測定	
灰		0.03 %	痕跡		
無機酸		—	なし		
抗乳化度		—	6.2		
備考 昭和5年8月浦賀工場測定					

損傷せる piston 棒の抗張力及延伸は損傷前後に於て變化なく硬度も之れに相當せる値であることは特に大なる加熱の影響を受けなかつたことを示す。又顯微鏡組織は第5圖に示した様に大體層状

pearlite の標準組織であるが、龜裂部の附近に於て僅に標準組織が分解して球狀 pearlite に變化してゐる。村上博士¹⁾の説明に従ふときは、斯かる變化は、 A_1 變態點 (約 730°C) 以上に於て約 20 分間保持したる後緩冷するか、或は A_1 變態點以下 600°C 以上に於て長時間保持したる後緩冷する時に生ずるものである。斯かる高温度に於ては抗張力が著しく低下する爲めに當然破損を生ずることとなるであらう。然るに若しも長時間斯かる高温度の下に置かるゝときは、潤滑油の燃焼により潤滑状態は全く悪化して、piston 棒衛帶は焼損せらるべき筈であるが、損傷せる第 2 piston 棒衛帶の fire ring 1 箇が稍固着してゐた以外何等焼損の形跡を認めず、潤滑状態は良好であつた。龜裂が piston 棒外面に達し瓦斯が piston 棒内部へ噴入し冷却清水を驅逐してゐた時間が相當長かりし爲め、其の間に此の分解作用が起りしものと考へられる。従つて水衝緩和空氣が冷却水を長時間驅逐して piston 棒温度が 600°C 以上に上昇したものは考へられぬ。炭素鋼を高温度より急冷して屢々起る焼割れの現象は本多博士²⁾により究明され、其の原因は pearlite が martensite に變化する時生ずるもので、單なる熱應力ではなく、従て A_1 變態點以上 900°C 以上になる時にのみ起り、前と同様に本 piston 棒に於ては考へられない。piston 棒が 600°C 以下の高温度に上昇し急冷する操作を繰返し行はれたものとすれば、粒の成長が起つたであらう。粒の成長を生ずれば材料の容積及形狀が變化し、Berger³⁾氏の研究によると、再び本に復さない。piston 棒の變形を測定した處、第 3 表及第 6 圖に示す様に、極僅少の曲りと外径の減少を認めた。外径の減少は衛帶と接する部分に於て生じたが、主として磨耗に依るものと考へられ、第 6 圖に見る様に、龜裂が外面に達した位置は外径減少の最大なる位置ではない。損傷 piston 棒は相當大なる曲りを示してゐるが、之れは龜裂が外面に口を開いた影響が大である。他の piston 棒は何れも衛帶と接する部分に於て、極僅少の曲りを生じた。piston 棒内面に甚大なる腐蝕を生じ、且つ多數の龜裂があることも影響してゐるであらうが、衛帶と接する部分、即ち高温度に上昇の可能性大なる部分にのみ形狀の變化を認めることにより、水衝緩和空氣混入の爲めに粒の成長を生じたことは否定が出来ない。

損傷 piston 棒を龜裂部より水壓機で破斷したが、第 7 圖の様に龜裂面は殆んど平滑である。更に軸中心に沿ひ縦斷したが、第 8 圖及 9 圖に見る如く piston 棒の内面の腐蝕全く甚しく、多數の龜裂が點蝕の最深部より發生してゐる。第 7 圖により是等の龜裂は内面より外面へ貝殻狀に發達したことが認められる。而して内面の龜裂は繰返引張壓縮應力が働く部分に分布されてゐる。之れは最重要な事で腐蝕による應力の集中と疲勞限界の低下が考へられる。従つて粒の成長は損傷の主なる原因に非ず、且つ其の影響も大ではないと考へる。

1) 村上武次郎氏著：鐵鋼の顯微鏡組織、1925, pp. 61-64.

2) K. Honda & T. Matsushita：東北理科報告、第 1 卷、pp. 31-42.

3) Berger：V. D. I. Bd. 72, 1928.

第 3 表

吸 鑄 棒 曲 り 測 定 表

寸法 mm.

第 1 2 3 4 5 ピストン棒曲り

位置	No 1	No 3	No 4	No 5
1	f 0.005	F 0.03	0	f 0.02
2	P 0.09	S 0.07	a 0.05	f 0.05
3	P 0.03	s 0.03	a 0.03	P 0.03
4	P 0.01	S 0.03	S 0.03	P 0.03
5	P 0.005	s 0.06	F 0.06	P 0.01
6	0	0	0	0
7	0	0	0	0
8	0	0	0	0

第 2 ピストン棒曲り

(外 径 表 面 展 開)

備考 : 一 昭和 5 年 8 月 7 日 浦 賀 工 場 測 定

3. 應力の異常増加

前述 normal 運轉狀態に働く應力の外に、若しも機關工作の不正確により piston 棒中心と氣筒及滑頭中心との偏差が大なれば 曲げ應力が働くであらうし、又振動が大なれば 夫れによる應力が加はるであらう。本機關は最熟練せる技術を以て工作が行はれ、其の正確さは明瞭であつたが、尙ほ一應 piston、piston 棒、氣筒入籠、piston 棒衛帶筐及滑頭の寸法及中心偏差を嚴密に測定したが、其の結果 piston 棒衛帶筐中心と piston 棒中心との偏差が最大 0.5 耗であり、而して衛帶環は衛帶筐内に於て冷却狀態で 3 耗の偏位が許されてゐるを以て、曲げ應力が働く筈なきことが明になつた。衛帶環及 piston 棒に片耗り或は燒損の形跡全く無きは此の證明であると考え。又本機關に採用された特殊の曲肱角度の爲めに機關の水平方向の振動は全く小であり、且つ曲肱軸の振動も試運轉の際測定したるに極めて小であり、何れも數量的には表はし得ないが、piston 棒に大なる應力を加へるものとは考へられない。前述の normal 運轉狀態に働く應力は piston 棒内面が腐蝕すれば notch 影響の爲め腐蝕部に於て増加するし、又内面に沿ひ流れる冷却水速度が減少して冷却作用が低下し熱應力が増加するであらう。依つて腐蝕の原因及腐蝕に依る材料強力の變化を調査せねばならぬ。

4. 腐蝕の調査

金屬の腐蝕は主として電解作用に依ることは言を俟たぬ。電位差を有する 2 種の金屬を靜止せる電解溶液中に浸す時は兩者の電位差が平衡する迄電解作用が行はれ、流動せる電解溶液中では繼續的に行はれ、陰極側に水素 ion を發生し陽極側に金屬を放出する。電位差は金屬の組合はせ、電解溶液の種類及溫度により異なる。piston 棒と其の内管との電位差を第 10 圖の様な裝置で測定したが、piston 棒が陽極で内管は陰極であり、電位差は第 11 圖に示す様に大である。此の測定は兩極及電解溶液の溫度を同じ値に保ち、電流計の讀みが零なる様可及的迅速に抵抗を調整して電位計の讀みを探り嚴密に行つた。斯の如く兩者の間の電位差が大で且つ電解溶液である冷却水は兩者の間を流れてゐるから電解作用は繼續的に行はれる條件が具はる。冷却水には前述の様に空氣が混入してゐる爲めに、陽極に生じた水素 ion は散失して電解作用を促進する。斯くて腐蝕が始まり其の進行につれて、循環する冷却清水中に酸化鐵や水酸化鐵が colloid 狀に増加して、一層電解溶液としての活動性を増す。

piston 棒内面の溫度は實際運轉中は冷却水よりも高いが、斯かる場合には電位差は著しく大となることは電位差測定試験に際して屢々認められた。斯くて腐蝕が進み内面に膜狀に錆が附著したとき、強制流動する冷却水の爲めに其の一部分が剝落し、膜に被覆された部分は水中に混在せる酸素に觸れないから部分的に陽極性が增大し、點蝕を生ずるに到り、點蝕部分には水中の氣泡が益々觸れ難くなり、加速度的に腐蝕が進行するのであらうと考へる。

1) R. Evans 著：The Corrosion of Metals, p. 80.

5. 疲労限界の低下

炭素鋼の疲労限界は多くの実験に依ると抗張力の¹⁾ 35~60%であり、抗張力が $4,000 \sim 6,000 \text{ kg/cm}^2$ のものでは平均 50%である。本 piston 棒は 40%で、抗張力約 $5,500 \text{ kg/cm}^2$ であるから、疲労限界は約 $2,200 \text{ kg/cm}^2$ である。腐蝕して notch 影響を有する鋼では Ludwik 氏に依ると疲労限界は尙ほ²⁾ 15~25% 低下する。風間氏³⁾及び Mc. Adam 氏に依ると腐蝕が進行しつつ繰返應力が働く時は疲労限界は尙ほ一層低下することは、本 piston 棒の場合に適合すると考へられ、最注意すべきである。風間氏は繰返應力が働くときは腐蝕は促進されると言はれたが、繰返應力により電位差が増大して腐蝕を助長し、点蝕は notch 影響に依り應力の集中を來して一層電位差を増大して、互に因果関係を以て進む爲めに斯くの如く疲労限界が低下するのであらうと考へる。今假に Mc. Adam の報告を以て推算すれば、⁵⁾ 本 piston 棒 (0.43 C 鋼) の腐蝕疲労限界は疲労限界の約 55% 即ち 1200 kg/cm^2 となる。

是等の數値は何れも正確ではないが、大體の概念を與へるものと考へる。piston 棒の内面に甚しき点蝕を生じ、龜裂は何れも点蝕より發生し、且つ繰返應力が働く部分に分布され、繰返應力が働かぬ部分には分布されて居らぬ事實により piston 棒の疲労限界が腐蝕により棒に働く應力よりも低下したものと考へられる。依つて腐蝕による疲労限界の低下を piston 棒損傷の主なる原因と考へる。

Nägel 氏が紹介した Callender 及 Nicholson 兩氏の實驗結果に依ると、蒸氣機關の氣箒壁及び氣箒蓋の溫度は箒内蒸氣溫度が最大值に達してから少し遅れて最大值に達する。之れは Diesel 機關の氣箒内に於ても同様であらうと考へられる。即ち piston 棒外面の溫度は piston 下部の瓦斯溫度が最大值に達した時より少し遅れて最大值に達するものであらう。損傷 piston 棒で龜裂が外面に達し

- 1) O. Graf 著 : Die Dauerfestigkeit der Werkstoffe und der Konstruktionselemente, p. 11.
- P. Ludwik : V. D. I. Dec. 21, 1929, p. 1807.
- 2) P. Ludwik : V. D. I. Dec. 21, 1929, p. 1809.
- 3) 風間豊平氏 : 機械學會誌, 昭和六年八月號, p. 1176.
- 4) Mc. Adam : Proceeding of American Society of Testing Materials. Vol. 26 II, 1926.
- 5) O. Graf 著 : Die Dauerfestigkeit der Werkstoffe und der Konstruktionselemente, p. 71 の表 (Mc. Adam の發表した表) によると 0.36 C, 0.6 Mn, 0.02 Si, 0.09 P, 0.015 S の炭素鋼では腐蝕疲労限界は疲労限界の 51% に低下した例がある。
p. 75 の圖 (Mc. Adam の發表した線圖) を茲に再録したが、本 piston 棒では copper との間の電位差は第 11 圖に見る様に、 40°C のとき 0.3 Volt であり、此の線圖により腐蝕疲労限度は、 $1,200 \text{ kg/cm}^2$ で、疲労限界 $2,200 \text{ kg/cm}^2$ の約 55% である。
- 6) Dr. Nägel : Engineering, Jan. 11, 1929.

た位置は第 1 圖 A の位置であり、瓦斯温度が最大値に達する時より曲肱角度 α だけ遅れて氣筋に入り来る位置である。此の位置が piston 棒外面の温度最大、從つて熱應力最大で、内面の引張應力最大なりしものと考へられる。

6. 損傷の原因と其の防止方法

損傷の原因は主として腐蝕疲勞であり、又水衝緩和空氣が piston 冷却水の冷却作用を妨げ、繰返加熱急冷をなして粒の成長を生じた傾向も認められる。之れを防止するには、

1. piston 棒内面に腐蝕を生ぜしめぬ様にすること
2. 冷却作用を妨げぬ様又熱應力を少くする様にすること

が最必要である。piston 棒の内面に腐蝕を生ぜしめぬ爲めには電解作用を行ふ様な材質及び冷却液體を避けねばならぬ。之れは工夫を要する所であり、piston 棒と内管との材質を同じものを選ぶも温度差の爲めに電位差を生じ、又冷却水に藥液を混合する位では完全に目的を達することは困難であらう。内管が陽極となる様な材質を選び、冷却水の活動性を減じ、熱應力を出来るだけ減少すれば稍々此の目的に近づき得るであらうし、又 piston 棒の内面に liner を擴管密着せしむれば、liner が腐蝕しても piston 棒の疲勞限界は低下せぬから、之れも一方法であり、實際試みられて其の成績良好と認められる。熱應力を少くする方法として piston 棒の外側に同心圓的に中空圓筒の外衣を附著し外衣には瓦斯壓力による引張壓縮壓力が働かぬ様にして、其の間を冷却する方法は實際行はれてゐる。水衝緩和空氣が冷却水に混入するのを避けるには冷却水の piston 入口温度を出来るだけ大ならしめ冷却水量即ち piston 棒を通る冷却水の速度を出来るだけ大ならしめるべきであり、之れは熱應力を減少することにもなる。式(2)により明なる様に、piston 棒内面に働く熱應力(引張應力)は外面に働く熱應力よりも大であり、又外徑と内徑との比が大なる程熱應力は大である。風間¹⁾氏によれば引張應力は同量の壓縮應力に比して多く腐蝕を促進する。從つて piston 棒の外徑と内徑の比を小ならしめることは熱應力と腐蝕とを減少することを意味する。

結 語

本邦に於て最初に採用された船用 2 衝程複動 diesel 機関の piston 棒に起りし損傷の調査を實地技術者として行ひ得た範圍で述べた。其の主なる原因と考へる腐蝕疲勞は之れを避けることが困難ではなく、既に損傷の經驗を得たる機関は其の方針の下に設計が改良されて居り、船用 2 衝程複動 Diesel 機関の前途を益々有望ならしめてゐる。(終)

1) 風間豊平氏：前掲、p 1177.

第 1 圖

第 3 圖
第 6 Piston 棒 龜 裂 外 觀

第 4 圖
第 2 Piston 棒 龜 裂 外 觀

第 5 圖 A
第 2 Piston 棒下部顯微鏡組織
(700. 1)

第 5 圖 B
第 2 Piston 棒龜裂部顯微鏡組織
(700 1)

第 6 圖

ピストン棒直徑減耗

- 第一ピストン棒
- 第二 " "
- 第三 " "
- 第四 " "
- 第五 " "
- 第六 " "

機関船艏方向

機関左右方向

第 7 圖 A
第 6 Piston 棒 破 斷 面

第 7 圖 B
第 2 Piston 棒 破 斷 面

第 8 圖 A
第 6 Piston 棒 上 部 縱 斷 面

第 8 圖 B
第 6 Piston 棒 中 部 縱 斷 面

Figure 9 is a long, narrow, horizontal strip of material, possibly a film or tape, showing a continuous, wavy, and irregular pattern. The strip is divided into three main sections by vertical lines. The left section is labeled "Cord covered with rubber - Rubber with hydraulic press". The middle section is labeled "Cut apart with knife". The right section is labeled "Cord covered with rubber - Rubber with hydraulic press". The strip is mounted on a white background with a black border.

第 9 圖

第 10 圖 電位差測定装置圖解

第 11 圖 電位差測定成績

討

論

○會長(今岡純一郎君) 唯今の御講演に對し御質問又は御意見のある方は御述べを願ひます。

○三田村保武君 一寸御尋ね致します、262 頁の寫眞第 7 圖 A, B を見ますと、切斷面の crack の波が左右となり一方は radial にして他方は平行で形が違ふ様に見受けられますが、之は外部的の機械力により repeated stress が働き一方は twist、他方は bending の repeated stress が働いた様に思はれます。夫に對しての調査の御發表を願ひます。

○岩田 清君 bending が働いたかと云ふ事に付ては乗組員からも其主張が有りましたから、全部の cylinder を overhaul して cylinder の centering を調べて見ました。engine maker には信頼を置き疑を持たなかつたのですが一應調べて見たのです。其結果 cylinder の centre と stuffing box の centre との違いは非常に少なく packing ring の動き得る數値より小さいもので有り、bending が起つたとは考へられませんでした。又 twist の方の問題ですが、之は一方は guide shoe により guide され他方は free であり piston は焼けた所が少しもありませんから、twist は起らなかつたものと思ひます。

○三田村保武君 特に此の cylinder の liner に付いて他の健全な cylinder liner の磨耗と比較して見ましたか。夫々の價が知りたいのですが。

○岩田 清君 夫も測定して委しく表にしてあります。唯今持合せて居りませんが crack の這入つた cylinder と這入らない cylinder の磨耗とは別に著しい差異は有りませんでした。

後記：cylinder liner の磨耗表を附記致します。

○三田村保武君 有難う御座いました。

○土屋藤丸君 大變有益なる御講演を拜聴しました。近年機關の型式が大きくなり double acting two cycle が大型に對し一般に採用される様になりましたが、随つて從來經驗されなかつた piston rod の故障が重大な問題になつて來た様です。私共の方(横濱船渠株式會社)では同じ型の機關を作つて居るので、幸和丸の損傷以來色々研究して昨年の本會の大會に一端を發表しました。大體岩田氏の言はれた様に水と alternate repeated stress による corrosion fatigue によるもので、即ち stress のかゝつて居る鋼に水が通ると非常に腐蝕を促進する、次に腐蝕してその爲に fatigue limit が落ちて折れると云ふ様に考へて居ます。60/90 型 experimental engine の piston rod に就て pyrometer にて溫度の關係を調べて見た所溫度差が 80°C 位になつて居り rod に來る stress だけでは大した事はないと思ひます。前回にも申した通り海軍の風間氏の言はれたと同様に原因は piston cooling に水を用ゐて居るからであるかと考へます。之に對して最近色々の方法で之を防ぐ事を考へられました。例へば piston の中に今一つの tube を入れて直接冷却水を接觸せしめぬ様にしたり、或は水が通るから腐蝕すると云ふので水の代りに潤滑油を用ゆるとか、又は水の腐蝕作用を防ぐ爲に此の前に私が發

Cylinder Liner 減耗表
(δ , 値.)

$$D = \text{Inside dia. of cylinder liner} = 600 + \delta \text{ (mm.)}$$

気筒	No. 1		No. 2		No. 3		No. 4		No. 5		No. 6	
位置	S-P	F-A	S-P	F-A	S-P	F-A	S-P	F-A	S-P	F-A	S-P	F-A
1	0,950	1,230	0,570	0,750	1,015	1,250	0,960	1,390	0,880	1,190	1,050	1,220
2	0,365	0,410	0,380	0,470	0,210	0,340	0,420	0,545	0,235	0,490	0,320	0,355
3	0,285	0,300	0,250	0,320	0,120	0,280	0,220	0,400	0,215	0,350	0,200	0,225
4	0,380	0,380	0,340	0,380	0,265	0,430	0,265	0,420	0,320	0,380	0,345	0,360
5	0,315	0,230	0,255	0,195	0,225	0,280	0,250	0,210	0,335	0,260	0,280	0,220
6	0,340	0,260	0,400	0,335	0,270	0,360	0,285	0,280	0,335	0,345	0,340	0,330
7	0,255	0,185	0,235	0,190	0,190	0,230	0,205	0,185	0,250	0,220	0,210	0,195
8	0,175	0,115	0,130	0,175	0,220	0,100	0,115	0,145	0,125	0,175	0,610	0,160
9	0,135	0,185	0,110	0,190	0,260	0,110	0,110	0,200	0,160	0,195	0,120	0,170
10	0,225	0,525	0,340	0,400	0,840	0,580	0,450	0,435	0,660	0,425	0,705	0,665
11	0,230	0,835	0,980	1,150	0,620	0,800	0,730	0,930	0,700	0,980	0,153	0,640

備考: 昭和五年八月測定.

製造方法 $\delta = 0$ to $0,18$ mm.

F = 機械前部側.

A = 機械後部側.

S = 右舷側.

P = 左舷側.

表した様にクロム酸加里(Potassium chromate)を用ゐると好結果でありまして、今日に於ては再び piston rod に同様の trouble は繰返へされないと信じます。尙一層研究して此方面の危険を絶無にする事が肝要であります、現在では殆んど心配のない程度になつて居ると云つても差支ないと思ひます。

○會長(今岡純一郎君) 此の engine を最初に用ゐる事を考へたのは私でありますから一言云はせて戴きます。初め幸和丸に如何な engine を入れるかは問題でした。輕くて馬力が大きく充分に dead weight を船に與へるものと云ふので、會社の技師等に調べて貰ひ世界中のものを研究した結果 M. A. N. に決定したのです。夫で此の型を用ゐることを言ひ出したのですが船主は危険視しました。そこで各方面の意見を叩いて見ましたが半分賛成で半分不賛成と云ふ様な形で、結局若し成績が悪かつた場合は builder が責任を持つて取換へると云ふ約束の下に採用する事になりました。所が不幸にして斯の様な結果を惹起したので色々議論も有りましたが、調査の結果之は何でも無いことが分つた様な次第で今日ではもう心配は無くなり、或る engineer は之れ位のことは一寸も差支ない他に之を補ふ長所が有ると云ひ、最近では餘程此 engine の聲價が認められ、其後の cargo ship にも割に多く採用されて居る様な状況であります。岩田君は獨逸に行つて可成り苦しんで來ましたが、その結果斯かる弱點が知られ獨逸の designer の方でも驚いた様な譯です。岩田君の御講演に對し拍手をして感謝の意を表し度いと思ひます。(一同拍手)