

日本造船研究協会報告

第 84 号

舶用ディーゼル機関用排気弁の吹抜け防止および燃料弁
の長期無開放化に関する研究

第137 研究部会

Protection of Exhaust Valve from Burning and Long-
term Operation without Overhauling of Fuel Nozzle on
Marine Diesel Engine

The 137th Research Committee

Report No. 84

The Shipbuilding Research Association of Japan

October 1976

昭和 51 年 10 月

社団法人

日本造船研究協会

第137研究部会委員名簿

(敬称略、五十音順)

部会長	藤田秀雄(明治大学)		
幹事	井ノ内一雄(船舶技術研究所)	遠藤巖(日本海事協会)	
	塙出敬二郎(船舶技術研究所)	武本善之(石川島播磨重工業)	
	津田公一(東京大学)	永井将(日立造船)	
	本岡隆雄(三菱重工業)		
委員	綾部久文(三菱重工業)	飯島和男(昭和海运)	
	今井次郎(三菱重工業)	奥村克二(名村造船所)	
	小野賢一(ジャパンライン)	孝橋謙一(阪神内燃機工業)	
	小山陽一(住友重機械工業)	北島弘紀(大阪商船三井船舶)	
	阪本襄(白杵鉄工所)	佐藤義一(函館ドック)	
	中野英明(川崎重工業)	西村明雄(大阪商船三井船舶)	
	野村寛(日立造船)	服部隆盛(昭和海运)	
	原三郎(日本舶用機器開発協会)	原野二郎(三井造船)	
	東園安憲(大阪造船所)	平子善夫(大阪府立大学)	
	弘田孝輔(日本郵船)	村上和夫(日本钢管)	
	本吉英一(ヤンマーディーゼル)	森下輝夫(船舶技術研究所)	

Protection of Exhaust Valve from Burning
and Long-term Operation without Overhauling
of Fuel Nozzle on Marine Diesel Engine

Abstract

1. Protection of Exhaust Valve from Burning

Experimental studies were made on the effects of cylinder oil, fuel temperature and figure of valve seat on the exhaust valve of marine diesel engine to use residual fuel by use of a single-cylinder two-stroke engine in order to find out methods of protecting the exhaust valve from burning.

The burning process can be divided into two stages: channeling and burning. The main causes of channeling are the uneven deposition of combustion residue and dents on the valve and seat faces. The effective ways of preventing channeling are (1) to use low total base number cylinder oil, (2) to overlay hard material on the valve and seat faces and (3) to increase the angle of the valve face. Burning begins after the temperature of the valve face rises above a certain degree due to channeling and deposit. Therefore, the valve life can be prolonged by keeping its temperature low, even if a channeling is formed. From this viewpoint, water cooling of the valve seat is very effective for the protection of exhaust valves from burning.

The experimental results above mentioned are applied with acceptable performance on large-sized MITUBISHI UE diesel engine for commercial use.

2. Long-term Operation without OVERHAULING of Oil Cooled Fuel Nozzle

The matter of the endurance of fuel injection valve is one of the

most important ones toward the unmanned engine room and long-term non-overhauling of main diesel engine for marine use. Various tests and investigations were carried out on three ships for about one year respectively, in order that we might establish the measures to reduce the aging of fuel injection valves as well as to grasp the actual condition which had not been made clear so far, thus obtain the design and maintenance procedures suitable for trend of long-term non-overhauling of main engines.

As a result, it was found that slight deterioration in injection performance, for instance, decrease of injection pressure due to increase in diameter of nozzle holes and drop of valve opening pressure due to wear of some components was not so important, but the question lay in the corrosion of atomizer and in the sticking of fuel injection valves and cylinder cover.

Effective countermeasures were found and the record of non-overhauling of approximately 6,000 hours were achieved.

3. Long-term Operation without Overhauling of Water Cooled Fuel Nozzle

In order to postpone of free maintenance of fuel nozzle on marine diesel engine, we have been promoted the various test regarding the corrosion of the cooling jacket, gas leakage and early impairment of the atomization.

By introducing the bore cooling design, the shrunk-on jacket is eliminated and the gas leaking from the shrink tip part is completely avoided. The cooling is ensured with the drilled passages. The thicker wall make it possible to prevent the condensation of the sulfuric acid on the nozzle surface.

The improvement of the needle tip angle and material not only prevents early impairment but also makes it possible to prolong its service life for one year dock to dock with no overhaul.

船用ディーゼル機関用排気弁の吹抜け防止および 燃料弁の長期無開放化に関する研究

目 次

1.はじめに	1
2.排気弁の吹抜け防止の研究	2
2.1 研究の目的	2
2.2 実験装置	3
2.2.1 実験機関	3
2.2.2 排気弁の作動条件	5
2.3 実験機関による検討	7
2.3.1 実験機関用排気弁の焼損特性	8
2.3.2 燃料およびシリンダ油の影響	8
2.3.3 吹抜けとその対策	12
(1) 付着物による吹抜け	12
(2) 圧痕による吹抜け	18
(3) 変形による吹抜け	22
2.3.4 焼損とその対策	23
2.4 実用機関による検討	24
2.4.1 水冷却弁座の実用化試験	24
(1) 水冷却弁座の冷却性能試験	25
(2) 水冷却弁座の実船試験	29
2.4.2 高硬度盛金材の実用化試験	32
2.4.3 フェース角45°弁の実用化試験	32
(1) フェース角45°弁が機関性能に及ぼす影響	33
(2) フェース角45°弁の実船試験	33
2.5 まとめ	34
3.油冷式燃料弁の長期無開放化の研究	36
3.1 研究の目的	36
3.2 試験方法	36
3.2.1 従来形弁の経時変化の実状把握試験	36
(1) 実船試験要領	36
(2) 船上調査	37
(3) 陸上調査	37
3.2.2 改良形弁による耐久性向上試験	39
(1) 改良形弁の種類	39

(2) 実船試験要領	42
(3) 燃料弁作動温度の計測	43
3.3 試験結果	47
3.3.1 従来形弁	47
(1) 実船試験結果	47
(2) 噴射試験結果	49
(3) 切断調査結果	50
3.3.2 改良形弁	52
(1) 実船試験結果	52
(2) 噴射試験結果	58
(3) 切断調査結果	61
(4) 燃料弁作動温度	71
3.4 長期無開放化に即した燃料弁の設計、保守管理方法	72
3.5 むすび	73
4. 水冷式燃料弁の長期無開放化の研究	74
4.1 研究の目的	74
4.2 試験要領	74
4.2.1 対策を確立するための実験的検討	74
4.2.2 改良形弁による耐久性確認試験	77
4.3 対策の実験的検討結果	77
4.3.1 弁・シート形状の適正化	77
4.3.2 クーリングジャケットの腐食防止策	80
4.3.3 クーリングジャケットのガスもれ防止策	85
4.3.4 長期無開放化に即した燃料弁ノズルの設計法	88
4.4 改良形弁による耐久性確認試験結果	89
4.4.1 実船試験結果	89
4.4.2 解析調査結果	91
4.5 まとめ	99

1. はじめに

最近、ディーゼル機関が高過給、高出力となるに従い、部品の耐久性向上に種々意が用いられているが、とくに燃焼室周り部材の熱負荷的境界条件はより一層苛酷となって行く状況にあり、一方、船舶としてはますます自動化・省力化の方向に移行し、機関の長期メンテナンスフリーに対する要望が高まって、各部品の耐久性向上、無開放期間の延長が最も重要と考えられるに至った。そこで、ディーゼル機関の耐久性を要望される部品のうち、まず、取替頻度の高い、排気弁、燃料弁に関連する事項として、1) 排気弁の吹抜け防止、2) 油冷式燃料弁の長期無開放化、3) 水冷式燃料弁の長期無開放化の3項目を取り上げ、第137研究部会において昭和47~49年度にわたって研究を実施した。

本報告書は上記3カ年の研究成果を総合的にとりまとめたものである。

2. 排気弁の吹抜け防止の研究

2.1 研究の目的

船用中大形ディーゼル機関用排気弁は、機関の出力が増し、燃料が粗悪になるにつれて作動条件がますます厳しくなっている。高温高圧の燃焼ガスと冷たい掃気に交互にさらされるなどのために、排気弁の損傷の形態は複雑多岐である。そこで各方面からの研究が必要であるが、ここでは、中でも重要な排気弁および弁座接触面（以下、弁フェース、弁座フェースと呼ぶ）の焼損現象について検討する。この排気弁の焼損現象には多くの因子が影響し、機関の形式ならびに運転条件などによってそれぞれの影響度は異なるが、船用中大形ディーゼル機関用排気弁での経験を要約すると焼損の主要経路はFig. 2.1 のようになる。¹⁾

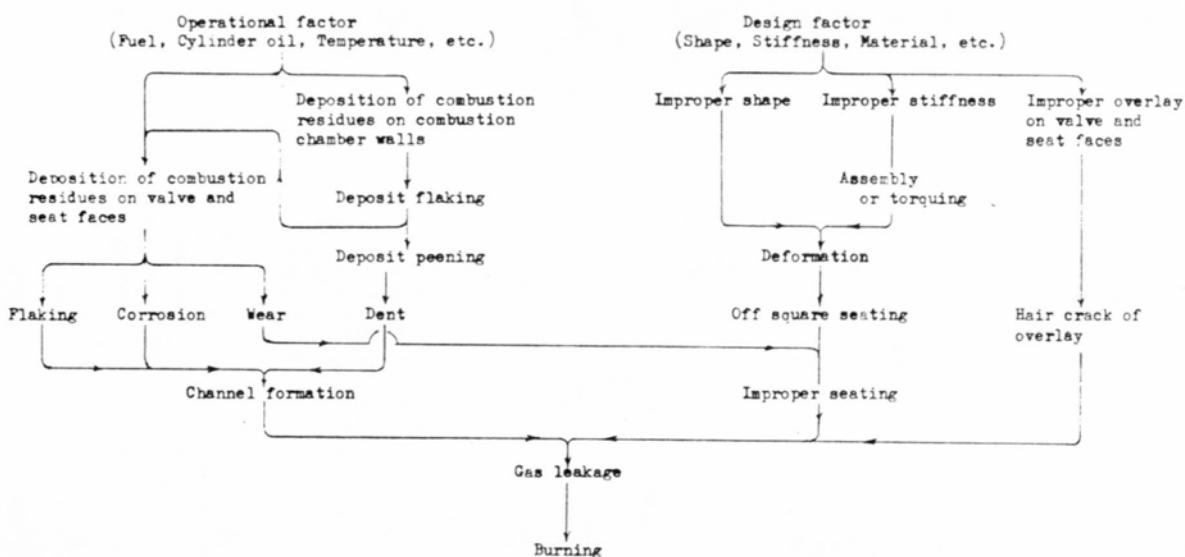


Fig. 2.1 Factors leading to valve burning

すなわち、排気弁の焼損事故は、

- a) 機関の運転条件に起因する場合 および
- b) 機関の設計条件に起因する場合

に大別でき、直接の原因は、燃焼残渣の付着むら・腐食・摩耗・凹痕・片当たり・盛金割れ等に細分される。ことに船用中大形ディーゼル機関では粗悪燃料油が用いられることから、これまでの排気弁の焼損対策研究は、燃料油中のバナジウムおよびナトリウム等の低融点化合物に起因した高温腐食ならびに付着物に着目したもののが多かった。^{2),3),4)}

しかし、焼損した排気弁をよく観察すると、焼損の直接の原因が高温腐食であるとは判断しにくい場合が多い。フェースは焼損していても、当然フェースより温度が高いはずのマージン部および傘おもて（Fig. 2.5 参照）にはなんらの高温腐食も認められないことが多く、測温結果（Fig. 2.7 参照）をみても、通常の排気弁フェース部の温度は高温腐食が問題になるほど高温ではないからである。⁵⁾

しかるに、現に排気弁が焼損する事実は、なんらかの原因でフェース部が焼損を起すような高温になり得ることを示している。この原因としては、弁・弁座フェースに付着堆積した燃焼残渣のために弁座による弁の冷却効果が悪くなること、ならびに燃焼残渣の付着むらなどによってできた微小すき間を流出する高温高圧の燃焼ガス

による局所的加熱^{6), 7), 8)}が考えられるが、これらが焼損に及ぼす影響度とその対策についてはほとんど分っていない。

そこで、本研究では、まず、単筒実験機関を使用して船用中大形ディーゼル機関用排気弁の焼損に及ぼすFig. 2.1のそれぞれの因子の影響度を実験的に調べ、その対策について検討した。ついで、この単筒機関による基礎試験の成果を三菱UE機関に適用した結果はほぼ満足すべきものであった。以下にこの詳細を報告する。

2.2 実験装置

船上中、大形ディーゼル機関用排気弁の焼損現象はFig. 2.1のとおり複雑であるが、粗悪燃料油使用機関の場合には特に燃料油、シリンダ油、作動温度等の機関の運転条件に起因した焼損が問題で、ここでは、燃焼残渣が重要な役割を演じていると思われる。よって、船上中大形ディーゼル機関用排気弁の焼損現象を調べるには、それに近い燃焼残渣が得られる実験装置を用いる必要があると判断した。

この見地からは実用機関が最適であるが、実機での試験には多くの困難が伴うため、適当な実験機関で基礎試験を行い、実機ではその成果の最終確認試験のみを行うことにした。そこで、小形機関（ボア100mm）、中形機関（ボア190mm）、バーナ等で重油燃焼試験を行い、それぞれの燃焼残渣の付着物を比較分析した。その結果、ボア190mm程度の直噴機関を使用すれば大形ディーゼル機関に近い燃焼残渣を保たれることができたので次の実験機関を製作した。

2.2.1 実験機関

粗悪燃料油の燃焼試験結果に基づき、Table 2.1に示す主要目的実験機関を製作した。本機関の外観と横断面をそれぞれFig. 2.2およびFig. 2.3に示す。船上中大形ディーゼル機関用排気弁を対象にした実験ができるように、本機関には、特別に次のような設計がなされている。

- 1) 実用機関に近い排気弁出口圧力を確保するために排気絞りノズルを設置
- 2) Fig. 2.4に示すような中大形機関なみの弁箱方式の採用。（この結果弁座の水冷却が可能になる。）
- 3) 単筒機関の欠点を補い実験能率の向上を計る目的で4排気弁方式を採用。

Table 2.1 Test engine performances

Engine type	Uniflow scavenging crosshead type engine
Bore × Stroke	190 mm × 300 mm
Output × Speed	93.5 PS × 550 rpm
Pmi	11.1 kg/cm ²
Exhaust gas temperature at cover outlet	400 °C

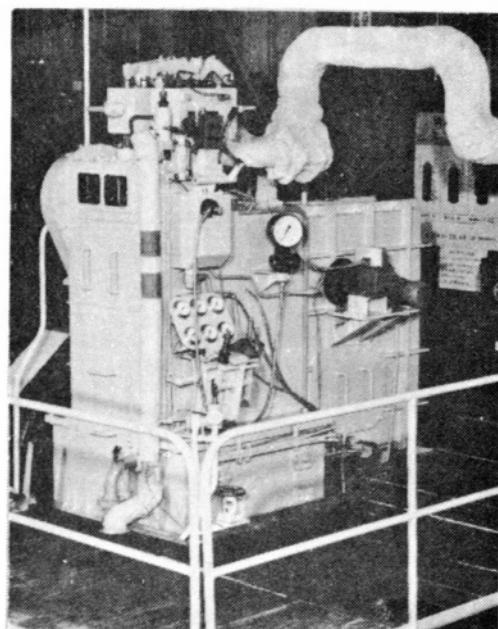


Fig. 2.2 Test engine

4) 排気弁の焼損に対するシリンダ油単独の影響試験ができるようにクロスヘッド形式を採用
この他にも、シリンダ油注油器および掃気源を機関と別駆動にして、それぞれの影響度を見易くするなど、いろいろな配慮がなされている。

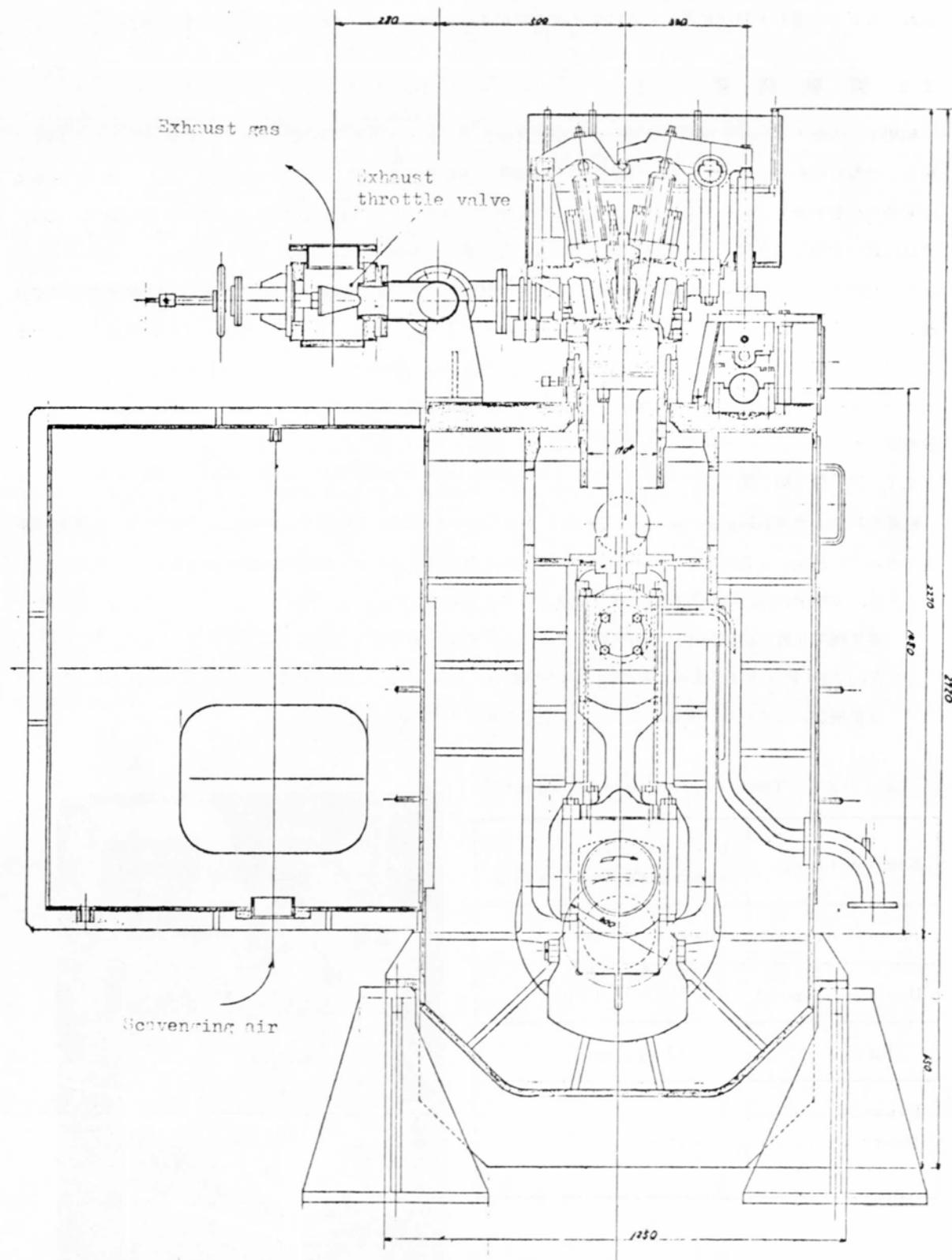


Fig. 2.3 Test engine cross section

2.2.2 排気弁の作動条件

最近の中大形2サイクルディーゼル機関は正味平均有効圧力が 1.0 kg/cm^2 程度のものが多い。機械効率を90%に仮定すると図示平均有効圧力は 1.1 kg/cm^2 になる。排気弁の耐久力には、その熱的および機械的な負荷が重要であり、図示平均有効圧力はその有力な尺度と考えて実験機関も概ね同じ図示平均有効圧力で運転することにした。

この方針で予備試験の結果、機関出力 $93.5 \text{ PS} \times 550 \text{ rpm}$ の時、正味平均有効圧力 9 kg/cm^2 、機械効率81%で図示平均有効圧力が 1.1 kg/cm^2 になることがわかった。そこで、後の耐久力試験はすべてこの機関出力で運転することにした。

ついで、この時のシリンダカバー出口の排気温度が 400°C になるように掃気圧力と排気絞りを調整した。この結果、排気管の絞り面積をピストン断面積の5.5%にとり、掃気圧力を 700 mmHg に維持すればよいことが分った。

この時の掃気流量は 0.23 kg/s である。

実験機関用排気弁および弁座の標準形を Fig. 2.5 に示す。弁には特に断

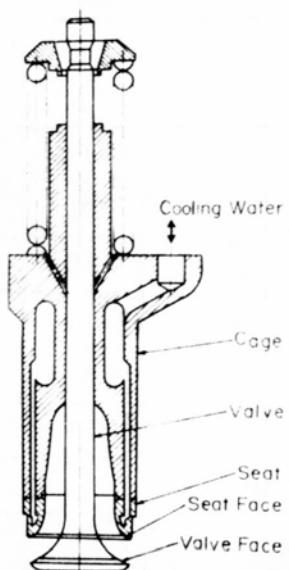


Fig. 2.4 Exhaust valve assembly

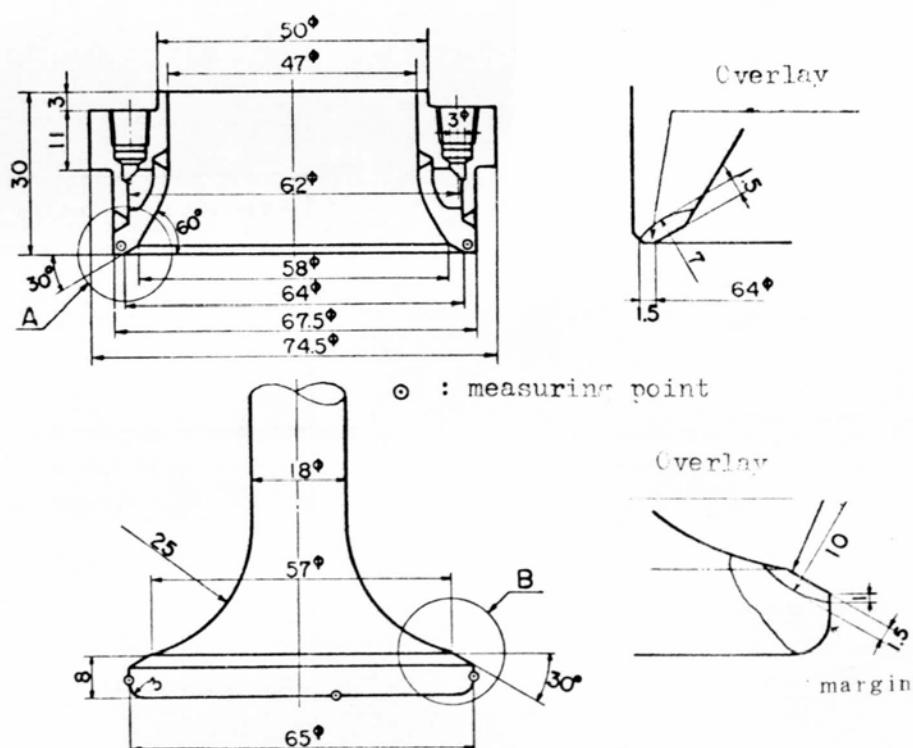


Fig. 2.5 Exhaust valve and seat

らない限り運転中に回転しないように廻り止を施した。また、今回の一連の実験で使用した弁・弁座材をまとめ Table 2.2 に示す。Fig. 2.6 はそれぞれの高温硬質特性である。Fig. 2.5 のとおり弁座は水冷却することができ、この場合の冷却水は弁箱冷却水と並行して流れる。それぞれの場合の排気弁および弁座の温度を比較する目的で、Fig. 2.5 に○印で示す点の温度を熱電対で計測した。Fig. 2.7 は測温の結果で、弁・弁座の温度とカバー出口の排気温度との関係を示す。各点の温度はほぼカバー出口の排気温度に比例して変化している。カバ

Table 2.2 Materials for valve and seat

		Vickers hardness at room temp.	Composition								
			Co	Cr	C	W	Ni	Si	Fe	Mn	Mo
Parent	SUH31	250		14 ~ 16	0.35 ~ 0.45	2 ~ 3	13 ~ 15	1.5 ~ 2.5	Bal.	< 0.6	
	GWV	240		18 ~ 20	0.3 ~ 0.4	1 ~ 2	8 ~ 10	1.0 ~ 2.5		< 2.5	
	SCM21	230 ~ 250		0.9 ~ 1.2	0.13 ~ 0.18			0.15 ~ 0.35		0.6 ~ 0.85	0.15 ~ 0.30
	S20C	120 ~ 150			0.2 ~ 0.25			0.15 ~ 0.35	Bal.	0.3 ~ 0.6	
Overlay	RNY45	200		< 25	< 0.08		> 20	0.75	Bal.	< 2.5	
	ST-6	440	Bal.	28	1.0	4			< 3		
	ST-12	480	Bal.	29	1.35	8			< 2.5		
	ST-11	580	Bal.	30	2.5	12			< 3		
	ST-20	650	Bal.	33	2.5	18					

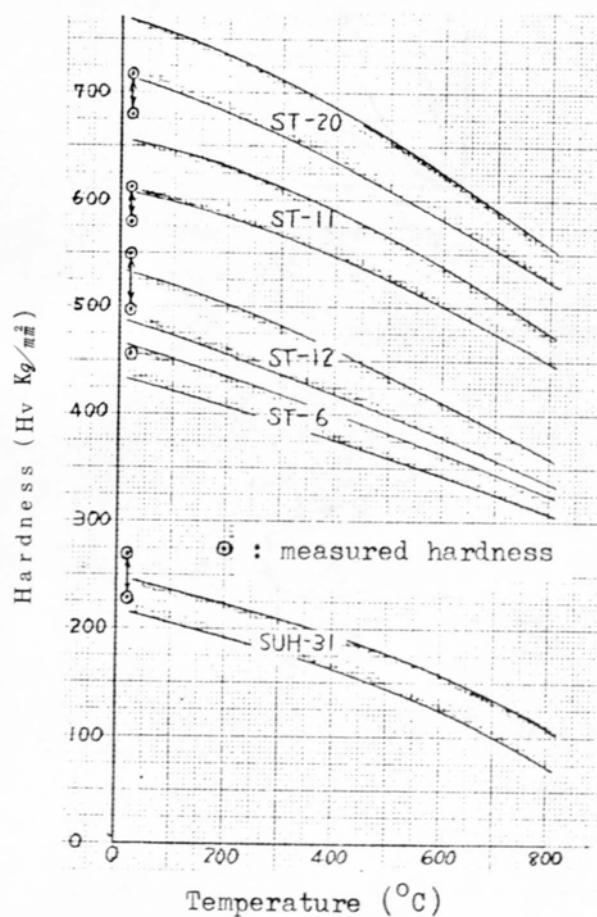


Fig. 2.6 Hardness of materials used in the test

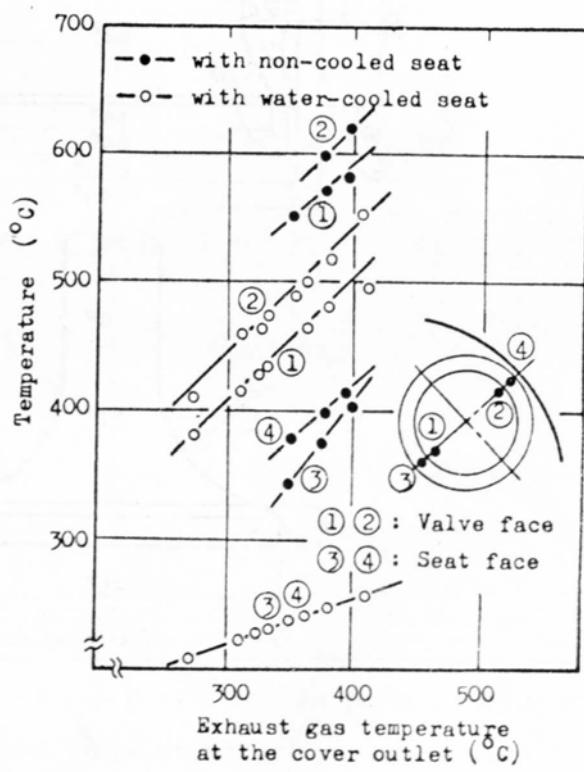


Fig. 2.7 Temperatures of valve and seat

—出口の排気温度が400℃の点（機関出力が9.35 PS × 550 rpmとなる点）での各部の温度を比較すると、無冷却弁座使用時の弁傘および中央部が最も高くて665℃、弁マージン部が平均600℃、弁座が410℃程度である。これが、弁座を水冷却すると、弁座で約150℃、弁傘はその半分の75℃程度低下し、弁座の水冷却は弁傘の作動温度を低下させる極めて有力な手段であることがわかる。この温度は燃料がC重油と軽油の場合について計測したが温度特性に明らかな差は認められなかった。

以後の実験に使用する燃料油およびシリンダ油をまとめて、それぞれ Table 2.3 および Table 2.4 に示す。

Table 2.3 Fuel tested

Name		F1	F2
Specific Weight	15℃	0.943～0.952	0.843
Flashing Point	℃	97～110	107
Viscosity	RW1, 50℃(cSt, 100°F)	280～450	(3.4)
	RW1, 80℃(cSt, 210°F)	95～120	(1.3)
Residual Carbon	% wt	8.7～9.6	<0.01
Sulphur	% wt	2.5～2.8	0.69
Vanadium	ppm	10～80	0
Sodium	ppm	10～20	0

F1: Heavy fuel

F2: Light fuel

Table 2.4 Cylinder oil tested

Name		L1	L2	L3	L4
Base Stock		Para.	Naph.	Naph.	Naph.
Total Base Number	KOHmg/g	0	0	40	60
Specific Weight	15℃	0.889	0.906	0.940	0.945
Flashing Point	℃	220	212	232	228
Pour Point	℃	-12.5	-17.5	-20.0	-22.5
Viscosity	37.8℃	cSt	22.29	23.75	20.30
	98.9℃	cSt	17.9	16.5	14.4
Viscosity Index			95	58	68
					70

2.3 実験機関による検討

実験機関による検討内容をまとめて Table 2.5 に示す。表示のとおり、検討内容は Fig. 2.1 のほとんどすべての因子を包含している。Test 1～3は、排気弁の焼損に及ぼす燃料およびシリンダ油の影響度ならびに焼損の実態を握る目的で実施したものである。Test 6 以降では、Test 1～5 の結果から推論される各種形態の焼損機構の解明を図るとともに、その対策について検討した。なお、Table 2.5 の実験は、昭和46年度から昭和48年度にかけて行ったもので、その間の実験機関の総運転時間は約5000hに達した。

2.3.1 実験機関用排気弁の焼損特性 (Test 1)

一連の実験に先立ち、C重油とTBN40のシリンダ油を組合せて運転し、約50hごとに開放して実験機関用弁・弁座損傷の経時変化を調べた。

その結果はかなり長時間(1000h程度)の運転が余儀なくされるのではないかという当初の予想に反し、排気弁は既に100h頃から吹抜けを始め、200h程度で焼損することがわかった。Fig. 2.8に227h運転後の弁・弁座を示す。どの弁もフェースの一部が同じように焼損しており、弁座フェースには全面に凹痕が発生している。そして、弁と弁座を詳細に照合した結果、弁傘首部の燃焼残渣付着物の模様から判読される吹抜けの位置は弁座の凹痕が連なって接触面を横切ったところと完全に一致し、吹抜け溝が大きい部分の弁フェースが焼損していることを確認した。なお、弁フェースが焼損するまでの途中経過は、従来の実用中大形ディーゼル機関での経験と非常によく似ていた。

よって、本実験機関を使用すれば、比較的に短時間の運転で船用中大形ディーゼル機関に近い排気弁の焼損現象を実現できる見通しである。弁座に硬度が余り高くないタセトRNY45材を盛金したためにフェースに凹痕が多発したこと、排気弁が予想外の短時間に焼損した一因と思われるが、凹痕は高硬度材盛金の実用弁・弁座フェースにも認められる現象で、タセトRNY45材を使用したことが実験結果の判断を誤まらせることにはならないと考える。また、4組の排気弁相互の損傷状況にほとんど差がなかったことは、特筆すべきである。それぞれ条件の異なる4組の弁・弁座を同時に組込んで運転すれば相互の比較ができることを示唆しており、先の焼損の短時間化と合せて、以後の実験が能率よく遂行できる見通しを得た。

なお、燃焼残渣は、Fig. 2.8のとおり、シリンダカバー中心部の燃料弁近傍および外周部に厚く付着している。灰色気味の茶白色で、すでに100h程度で厚いところは5mm程度に達し、部分的に剥離したところが認められる。付着量は150~200hで定常状態になり、以後は付着、成長、剥離の過程を繰返すようである。同様な燃焼残渣は弁・弁座フェースにも付着しており、途中の開放状況からこれらの付着物が排気弁の焼損に大きく影響していることはほぼ間違いない。

排気温度は弁・弁座フェースの吹抜けの進行とともに徐々に高くなり、焼損の進展とともに急激に上昇した。しかし、焼損がある程度大きくならない限り、排気温度から弁・弁座フェースの損傷状況を推定することは困難なようである。

2.3.2 燃料およびシリンダ油の影響 (Test 2~5)

先のTest 1(C重油×TBN40)を通して、実験機関用排気弁は比較的に短時間の運転で焼損することを確認した。同時に燃焼室壁に付着した燃焼残渣が焼損現象に大きく影響するらしいことがわかった。しかし、付着物ならびに焼損に及ぼす燃料およびシリンダ油の影響度は明らかでない。Test 2~5の目的はこの解明にある。なお、ここでは4組の弁座のそれぞれ2組に水冷却弁座および無冷却弁座を組込み弁座水冷却の効果についても検討する。

燃料の粗悪化とともにシリンダ油のアルカリ価(TBN)は徐々に高くなっている。そこで、まず、C重油とTBN60のハイアルカリシリンダ油とを組合せて運転し、シリンダ油のTBNが排気弁の耐久力に及ぼす影響度について検討した。Fig. 2.9に104h運転後の弁・弁座を示す。APおよびFSには水冷却弁座を使用している。図から分るとおり、燃焼残渣の付着物は、先のTBN40シリンダ油の場合よりも明らかに多い。固着気味で黄色がかっており、弁・弁座フェースにもかなり厚く付着している。弁座フェースには多数の凹痕が発生しているが、そのほとんどはこのような燃焼残渣の付着物で埋められている。そして、各弁のフェースには、燃焼残渣の付着むらに起因したと判断される吹抜けの形跡および焼損の兆が認められる。すでに無冷却弁座使用の弁ASは完全

Table 2.5 Test on the test engine

Test No.	Fuel	Cylinder oil		Running hours	Valves				Seats				Comments
		TBN	Supply		FS	FP	AS	AP	FS	FP	AS	AP	
1	Heavy fuel	(TBN)	(g/ps.h)	(h)	Valve: SUH31 + SF6 Seat : S20C + RNY45				×	×	×	×	Effect of fuel and cylinder oil on deposits
2	"	60	1.5	272	"				○	×	×	○	
3	"	0	1.5	295	"				×	○	○	×	
4	Light fuel	0	1.5	268	"				×	○	○	×	
5	"	60	1.5	309	"				○	×	×	○	○ : Water-cooled seat × : Non-cooled seat
6	Heavy fuel	40	1.0	507	○	×	×	○	Valve: SUH31 + ST-6 Seat : SUH31 + ST-6				Clockwise rotating type Rotocap ○ : With Rotocap × : Without Rotocap
7	"	40	1.0		○	×	×	○	"				Anticlockwise rotating type Rotocap ○ : With Rotocap × : Without Rotocap
8	"	40	1.0	376	Valve: SUH31 + ST-6 Seat : SUH31 + ST-6				(deg.) θ=30	θ=45	θ=15	θ=0	Effect of face angle on channeling
9	"	40	1.0		SUH31 +ST-12	SUH31 +ST-11	SUH31 +ST-20	SUH31 +ST-6	SUH31 +ST-6	SUH31 +ST-11	SUH31 +ST-20	SUH31	Effect of hardness of overlay on channeling
10	"	40	1.0	591	Valve: SUH31 + ST-6 Seat : SUH31 + ST-6				(mm) b=1	b=2	b=3	b=4	Effect of contact width on channeling
11	"	40	1.0	581	"				(min) Δθ=-30	Δθ=30	Δθ=0	Δθ=15	Effect of off-square seating on channeling
12	"	40	1.0	368	Valve: SUH31 + ST-6 Seat : SUH31				(mm) e=.042	e=.036	e=0	e=small	Effect of off-square seating on channeling
13	"	40	1.0	181	"				(mm) h=0.05	h=0	h=0.1	h=0.2	Effect of groove on burning Width of groove = 2 mm

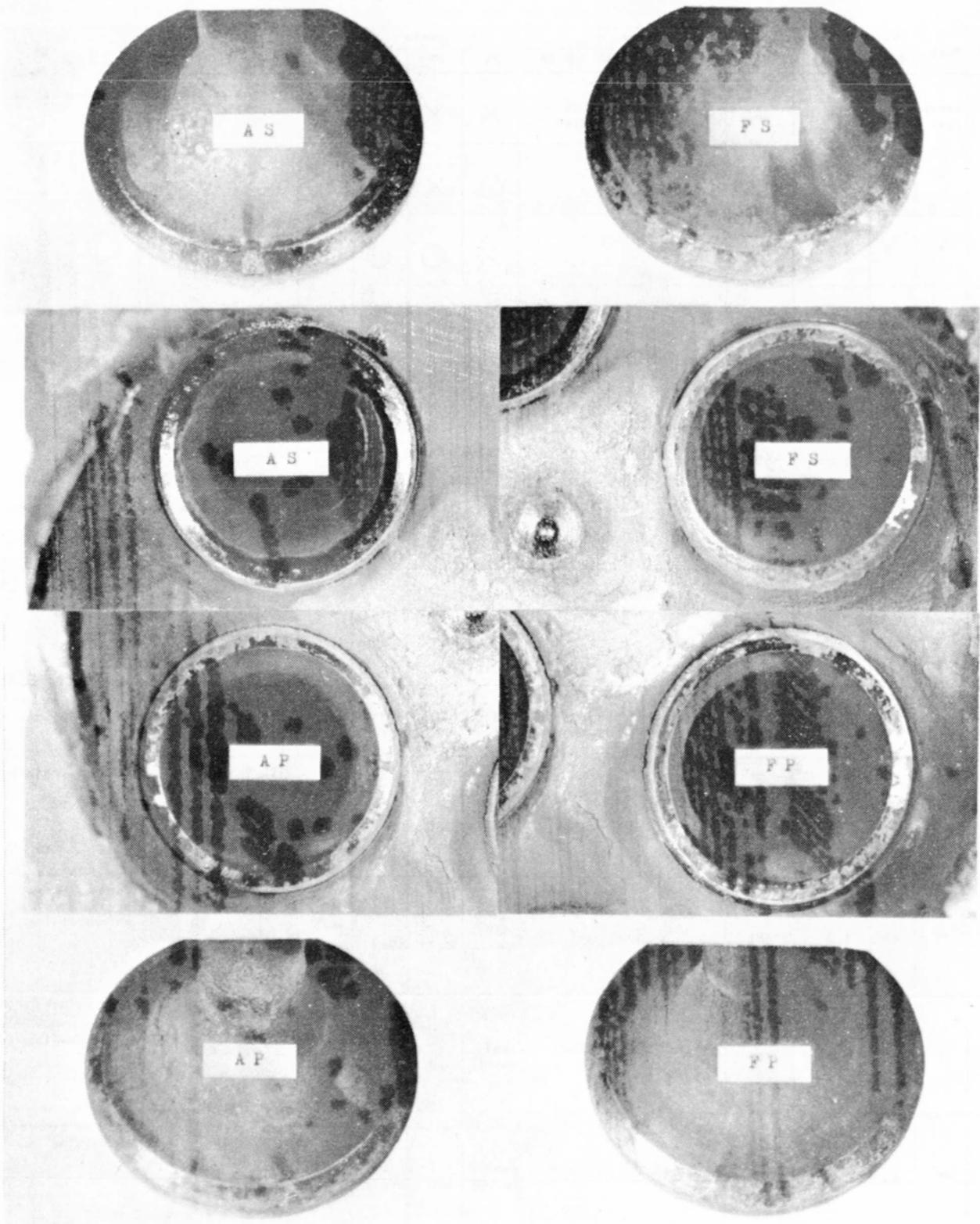


Fig. 2.8 Valves and seats after 227 hours of operation
on heavy fuel and TBN 40 cylinder oil

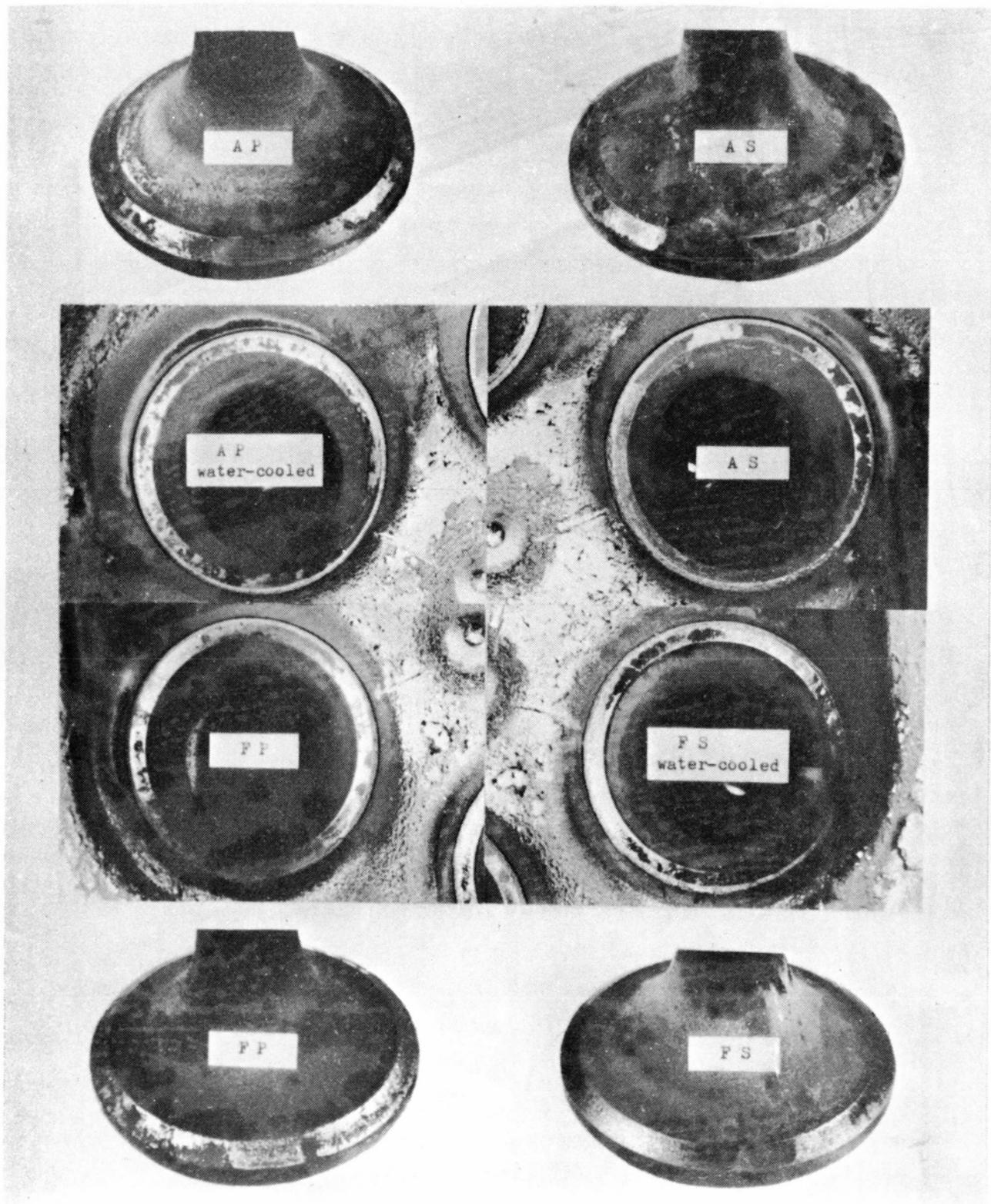


Fig. 2.9 Valves and seats after 104 hours of operation
on heavy fuel and TBN 60 cylinder oil

に焼損している。そこで、ASのみを新しい弁・弁座と取替え、さらに168 h運転したところASが再び焼損した。一方、水冷却弁座使用の弁FSは、接触面の付着物および吹抜けの程度は無冷却弁座使用の弁ASと変わらなかったが、焼損の気配はなかった。この水冷却弁座の効果は続いて実施したTest 3~5の結果とともに後で一括検討のことにする。よって、ここではまずTest 2~5の無冷却弁座使用の場合について述べる。（本Test 2の結果でAPおよびFPの説明を省略したのは、なんらかの理由で両弁の付着物が途中から黒色化するにつれて弁・弁座フェース付着物が減少し、全く焼損の兆はなく、以下の一連の実験結果と異なり、燃焼状況が何かに異常があったのではないかと判断したためである。）

このように、シリンダ油のアルカリ添加剤が燃焼室壁の付着物および排気弁の耐久力に及ぼす影響はかなり大きいようである。そこで今度はC重油とアルカリ金属無添加TBN0のシリンダ油によるTest 3を行った。

Fig. 2.10(a)に最終開放状況を示す。運転時間は295 hである。燃焼残渣は黒色で燃焼室壁全面に薄く付着している程度である。シリンダ油のアルカリ価が高い場合に比べると量的にはるかに少ない。弁・弁座フェースにも同様な燃焼残渣が付着しており、打ち叩かれて斑状に金属様の光沢を呈している。この付着物に起因したと思われる吹抜けはすでに100 h頃から認められたが、付着量が少ないので軽微で、295 h運転後も、まだ焼損するところまではいっていない。

ついで、燃料に軽油を使用し、TBN0のシリンダ油と組合せたTest 4を実施した。本実験に限りシリンダ油はパラフィンベースである。Fig. 2.10(b)は268 h運転後の最終開放状況である。図示のとおり、燃焼残渣の付着物は非常に少なく、燃焼室壁全面に薄く赤銅色に着色した程度である。同様な燃焼残渣は弁・弁座フェースにも薄く付着し、その合間から燃焼ガスの吹抜けた形跡はあるが、軽微で、まだ焼損の懸念は全くない。シリンダ油の選び方次第では、付着物はさらに減少する可能性がある。なおTest 3と今回のTest 4とを比較すると、シリンダ油のアルカリ添加剤ほどではないが、燃焼残渣の付着物に対して燃料油もかなり影響し、燃料が粗悪化するほど付着物の増大することが分る。

最後に高アルカリシリンダ油使用時の燃焼残渣の付着物に及ぼす燃料の影響をみる目的で、軽油とTBN60のシリンダ油を組合せたTest 5を実施した。Fig. 2.10(c)は309 h運転後の弁・弁座を示す。燃焼残渣の付着物は量的にTest 2(C重油×TBN60シリンダ油)の場合と大差ないが、今回の場合はやや灰白色で付着力が弱く脆いようであった。弁座の凹痕および弁・弁座フェースに対する燃焼残渣の付着状況、ならびに吹抜け発生の時間的経緯も大同小異であったが、Test 2の弁が100 h余りで焼損したのに対して、今回は309 h後も焼損は認められなかった。吹抜けの程度が同じであれば、腐食性成分を含むC重油の場合が焼損し易いことを示している。

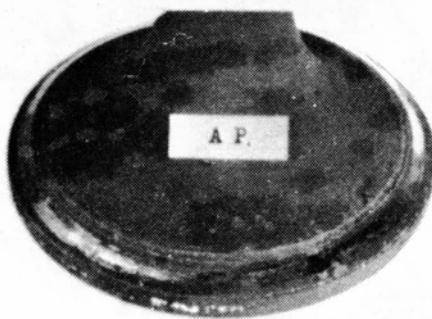
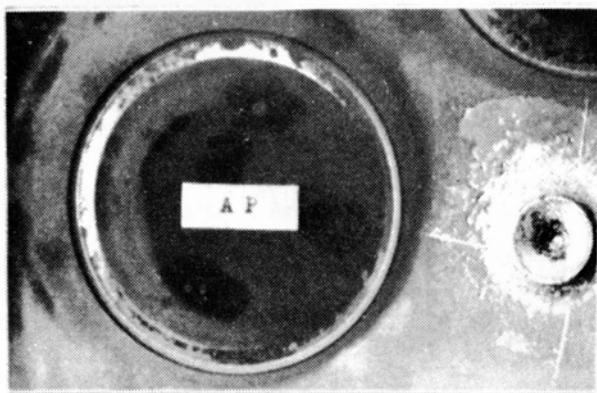
上述の試験結果をみると排気弁の焼損過程は2段階に分けられそうである。第1段階は、なんらかの理由で弁・弁座フェースに溝が発生し、両者間の気密が損われ、筒内の高温高圧の燃焼ガスが吹抜ける過程、第2段階は吹抜け溝周りが焼損し始める過程である。次に、それぞれの過程についてもう少し詳しく考察してみる。

2.3.3 吹抜けとその対策 (Test 6~12)

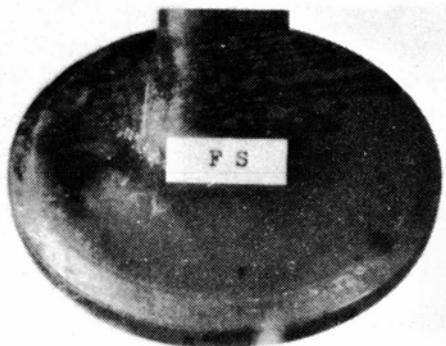
吹抜けの原因是複雑であるが、上述の試験結果をみると、粗悪燃料を使用する中大型ディーゼル機関に共通の最も重要な因子は、弁・弁座フェースの付着物ならびに凹痕であるように思われる。また、機関によっては、弁・弁座の機械的または熱的な変形が吹抜けおよび焼損の支配的因子である場合もあるといわれている。

(1) 付着物による吹抜け

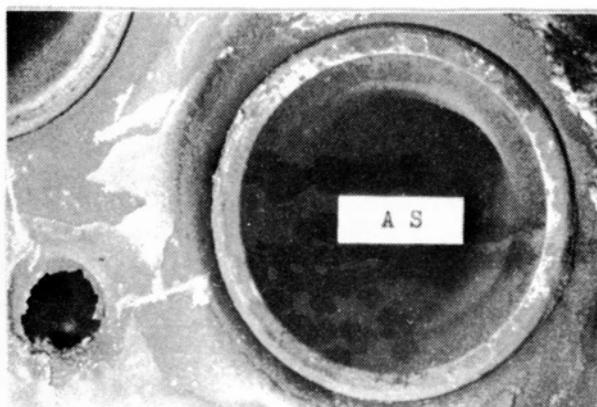
燃焼残渣の付着物はシリンダ油のTBNが低く、燃料が良質のときは少なかったが、シリンダ油のTBNが高く、燃料が粗悪になるにつれて増加した。そしてTBN60の場合には燃焼室壁と同じように燃焼残渣が弁・



(a) Heavy fuel \times TBN 0 \times 295 h



(b) Light fuel \times TBN 0 \times 268 h



(c) Light fuel \times TBN 60 \times 309 h

Fig. 2.10 Effect of fuel and cylinder oil on deposit

弁座フェースにもかなり大量に付着し、この付着物のむらに起因すると思われる吹抜けが、比較的に短時間の運転で発生した。フェース付着物の厚さは、実測結果によるとシリンダ油のTBNが60の場合、最大20~30 μm であった。Fig. 2.11はこのような吹抜けの例である。フェースには凹痕も多発しているが、そのほとんどは付着物で埋込まれているので、この吹抜けの主原因が燃焼残渣の付着むらであることは明らかである。弁

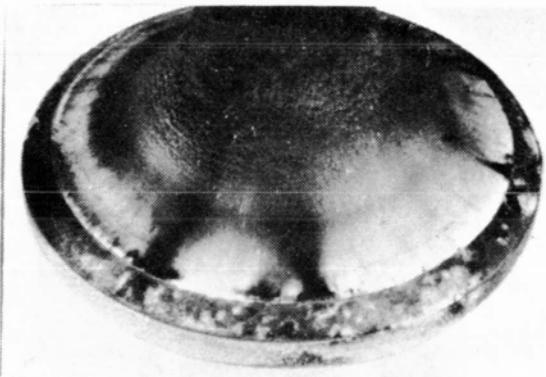


Fig. 2.11 Channeling by deposit

傘首部の付着物の模様には吹抜けの状況が示されている。

ただし、この弁フェースは吹抜けているのみでまだ焼損してはいない。

上記 Test 1 ~ 5 の燃焼室壁周りに付着した燃焼残渣を分析してその主要成分を Table 2.6 に示す。ただし、Test 4 の場合は付着物が少なく、分析できなかったので表示していない。バナジウム V, ナトリウム Na, カルシウム Ca, 硫黄 S 分をそれぞれの代表的な酸化物の形に換算した重量 % で示してある。表示以外の含有成分は、未燃カーボンが大半で、鉄分等の小量の金属成分が含まれている。表示成分のうちの V, Na, S 分は燃料に、Ca 分はシリンダ油に由来したものである。表示のとおり、高アルカリシリンダ油使用時の付着物の主成目は Ca と S であり、両者の重量割合からこのほとんどは石膏 Ca SO_4 として存在するものと思われる。またこの事実は X 線マイクロアナライザでも確認された。なお、定量性に欠けるが、燃焼残渣の付着量は先の実験で認められたとおり、シリンダ油の TBN が高くなるにつれて増すと考えてよい。このような燃焼残渣の付着物が排気弁の焼損現象を支配する重要な因子であることはほぼ疑う余地のないところであり、付着が少ないほど好ましい。それには、できるだけ低 TBN のシリンダ油を使用するのが好ましいが、他の要因から現実には限界があり、今後の Ca 添加油に代る無灰系シリンダ油の開発に期待が掛けられる。

よって、現状船用中大形ディーゼル機関では燃焼室壁を付着物から守ることは不可能である。しかし、たとえ燃焼残渣が付着しても、それが弁・弁座のフェースに付着堆積するのを防止できれば排気弁の耐久力は向上すると思われる。従来からよく知られているバルブロテータ（ロートキャップ）およびフェース角が大きい弁にこのような効果が期待できそうなので、それぞれがフェース付着物に及ぼす影響度を実験的に検討した。

(a) ロートキャップの影響

吸排気弁を機関運転中に強制的に回転させるバルブロテータにはいろいろな方法が提案されているが、ロートキャップが最も広く用いられている。本試験で試用したロートキャップを Fig. 2.12 に、弁ばねの主要目を Table 2.7 に示す。Fig. 2.12 のとおりロートキャップによる弁の回転方向はボールの入れ方によって反対になる。ロートキャップによる弁の回転特性はロートキャップの諸元はもとより、弁ばね要目、巻方向および機関回転数などによって異なるが、弁ばねが右巻の場合には、基本的に Fig. 2.13 のような動きをするといわれている。特に弁の着座特性に差があり、時計方向回転形（垂直着座型）の弁がほぼ弁座に垂直に着座するのに対して、反時計方向形（回転着座形）の弁は回転しながら着座する性質を持っている。このために、回転着座形のロートキャップは弁・弁座フェースを摩耗させるので余り使用しない方がよいといわれている。もし、ロートキャップに本当にこのような効果があるとすれば、あるいは回転着座形のロートキ

Table 2.6 Composition of deposit

Fuel	Cyl. Oil (TBN)	Seat	Position	Composition			
				V_2O_5	Na_2O	CaO	SO_3
F1	L2 (0)	-	3	14.5	0.7	0.5	52.4
			4	15.0	10.4	0.9	29.2
	L3 (40)	Non-cooled	1,2	4.1	-	21.0	44.9
			3	1.1	0.7	22.5	30.5
		L4 (60)	4	1.1	1.5	25.8	38.0
			1	3.9	-	37.9	42.9
			2	5.8	2.2	35.3	46.2
			Water-cooled	1	2.2	0.8	42.7
			2	5.7	2.9	37.1	40.5
	L4 (60)	-	3	4.0	0.9	31.6	35.8
			4	11.2	3.0	30.0	39.2
		Non-cooled	1	2	0	26.6	52.8
			2	2	0	32.5	60.1
		Water-cooled	1	0	0	30.6	64.4
			2	0	0	35.0	59.9
			-	3	0	32.5	60.4
			4	0	0	32.5	58.8

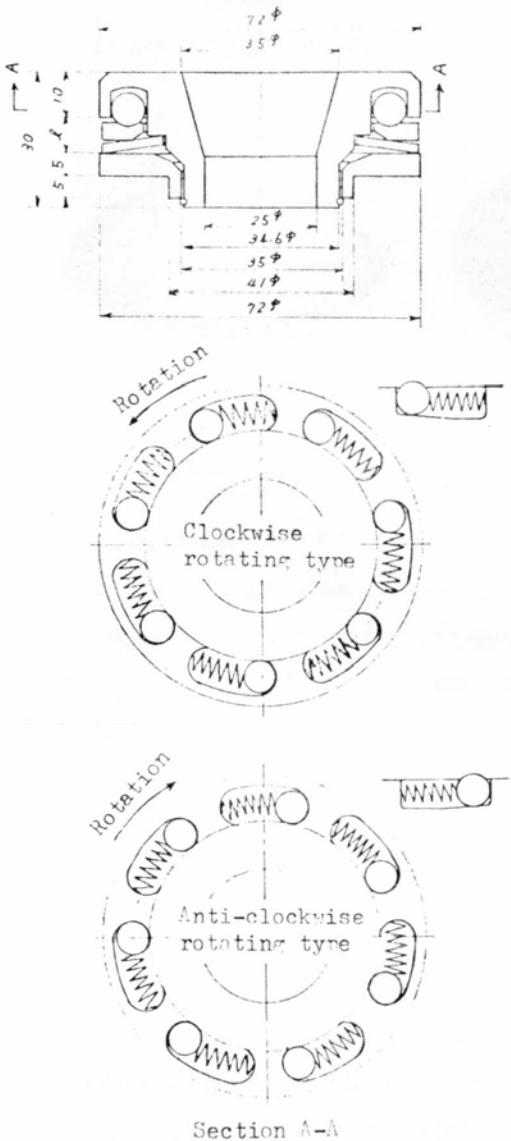


Fig. 2.12 Roto-cap

Table 2.7 Exhaust valve spring

Wire diameter	1.35 mm
Coil mean diameter	56.5 mm
Number of active coil	9.5 turns
Spring constant	18.75 kg/mm
Initial deflection	9 mm
Valve lift	17 mm
Coiling direction	Clockwise

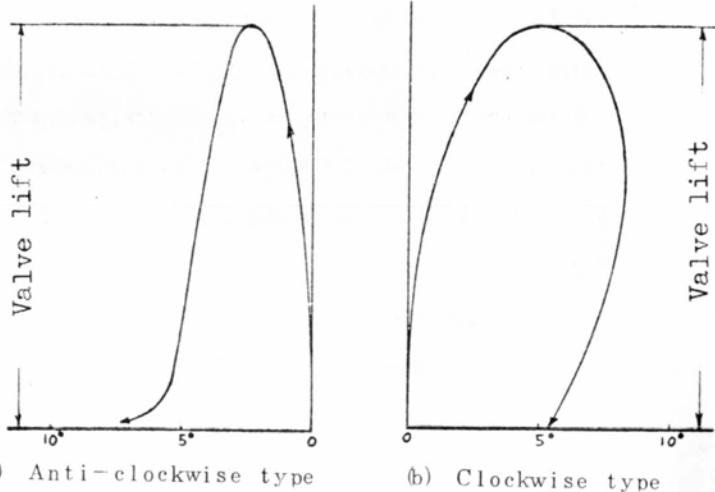


Fig. 2.13 Rotating characteristics of valve with Roto-cap combined with clockwise wound valve spring

キャップを使用することによって、燃焼残渣が弁・弁座のフェースに付着するのを防止することができるかも知れない。Table 2.5 の Test 6,7 はこのような効果を確認する目的で実施したものである。弁・弁座はすべての母材が SUH31 でフェースにステライト 6 が盛金してある。燃料は C 重油、シリンドラ油は TBN40 で供給量は 1.0 g/PS·h である。

まず、垂直着座形ロートキャップの効果について実験した。Table 2.5 の Test 6 のように、A P, F S にロートキャップ付弁を、F P, A S に廻り止めした通常の弁を組んだ。機関回転数 550 rpm のとき、ロートキャップ付弁は約 9 秒で 1 回転した。総運転時間は 507 h で、途中、数回開放して外観検査を行った。途中 200 h 頃からロートキャップ付弁の回転が不規則になり、1 回転に 1 分を要する場合もできてきた。また、一時停止し、しばらくすると再び廻り出すといった極めて不安定な状況下での実験であった。途中および最終開放の結果は、弁・弁座ともにロートキャップ付のフェースにやや光沢があり、全周がほぼ均一に当っているのに対してロートキャップのない場合はフェース周方向の当たりに幾分強弱があった。しかし、全体としてみると、フェースの燃焼残渣の付着状況および損傷の程度には明らかな優位差がなく、各弁とも焼

損し始めているなど垂直着座形ロートキャップには燃焼残渣の付着防止効果はほとんど認められなかった。

Fig. 2.14はロートキャップの有無による弁傘首部の付着物を比較したものである。回転しない弁ASは

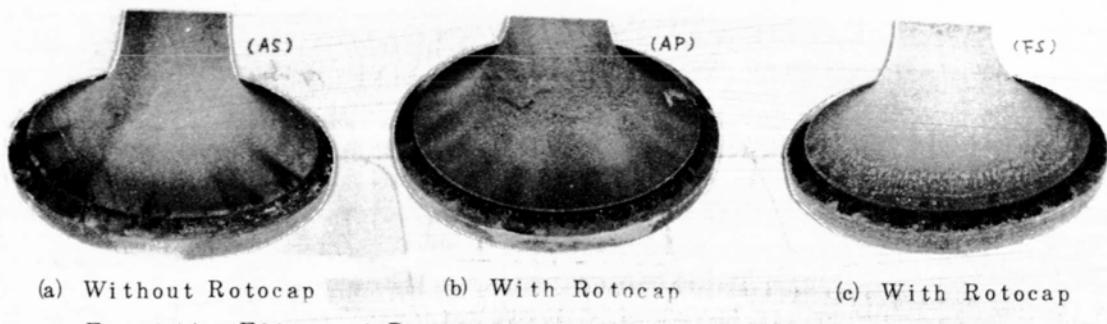


Fig. 2.14 Effect of Rotocap on deposit on exhaust valve
after 507 hours of operation

弁傘首部の付着物の模様から吹抜けの位置が明りょうである。しかし、回転するときはAPのように吹抜けの模様が全周に薄く認められるか、弁FSのように全く認められなくなる。ちなみに各弁座フェースには同程度の吹抜け溝ができていた。ロートキャップ付の場合に吹抜けの模様がはっきりしないのは、弁座に吹抜け溝があっても、弁が一定位置に留まらないためと思われる。同様な意味で、ロートキャップ付の弁は、弁座が吹抜けても、弁フェースが高温高圧の吹抜けガスによって集中的に加熱されることはないので、焼損を誘発し難いものと考える。

ついで、Fig. 2.13(a)のような動きをすると思われる回転着座形ロートキャップの効果について実験した。弁が回転しながら着座するので、着座時の弁を弁座との間にすり合せ作用が生じ、先の垂直着座形ロートキャップにはなかったフェース付着物の除去作用が期待できるかも知れない。ロートキャップ付弁の組込状況はTable 2.5のTest 7に示すとおりである。ロートキャップ付弁は、一時、30~40秒で1回転したこともあるが、総じて10~15秒で安定していた。総運転時間は442hで、途中数回開放して点検した。

Fig. 2.15は開放後の弁とそれを酸洗いした弁を比較したものである。Fig. 2.15および途中の開放結果から、フェースの燃焼残渣付着物はロートキャップ付の方がわずかに少ないようで、当り面に光沢がある。この傾向は特に弁座フェースにおいて明りょうであった。このために、ロートキャップ付の弁が一見付着物に起因した吹抜けは少ないようみえるが、弁フェースの状況は必ずしもよくはない。ロートキャップ付の場合は、ない場合に比べると燃焼残渣が弁・弁座フェースの内周寄りに多く付着しており、付着物の少ない外周側が程度は軽いがほぼ全面にわたって焼損している。ロートキャップなしの場合にも類似形態の焼損はあるが、相対的には内外周がより均等に当っている。

このように、回転着座形のロートキャップにはわずかにフェース付着物を除去する作用が認められたものの期待した効果からはほど遠いものであった。したがって、垂直着座形にしろ、回転着座形にしろロートキャップにフェース付着物の除去作用を期待することは無理なようである。ただ、よくいわれているように弁を回転させることは、弁の焼損に結び付くホットスポットの発生を緩和し、また、弁システム部の固着を防止する上で多少とも効果のあることは確かと考える。

(b) 弁・弁座フェース角の影響

排気弁のフェース角は、中形機関では 45° の場合もあるが、大形機関では 30° が圧倒的である。おもに機関性能を考慮したことと思われるが、ここでは、機関性能とは無関係に、フェース角と排気弁の耐久力の関係について検討する。Table 2.5のTest 8に示すとおり、フェース角がそれぞれ 0° , 15° , 30° , 45°

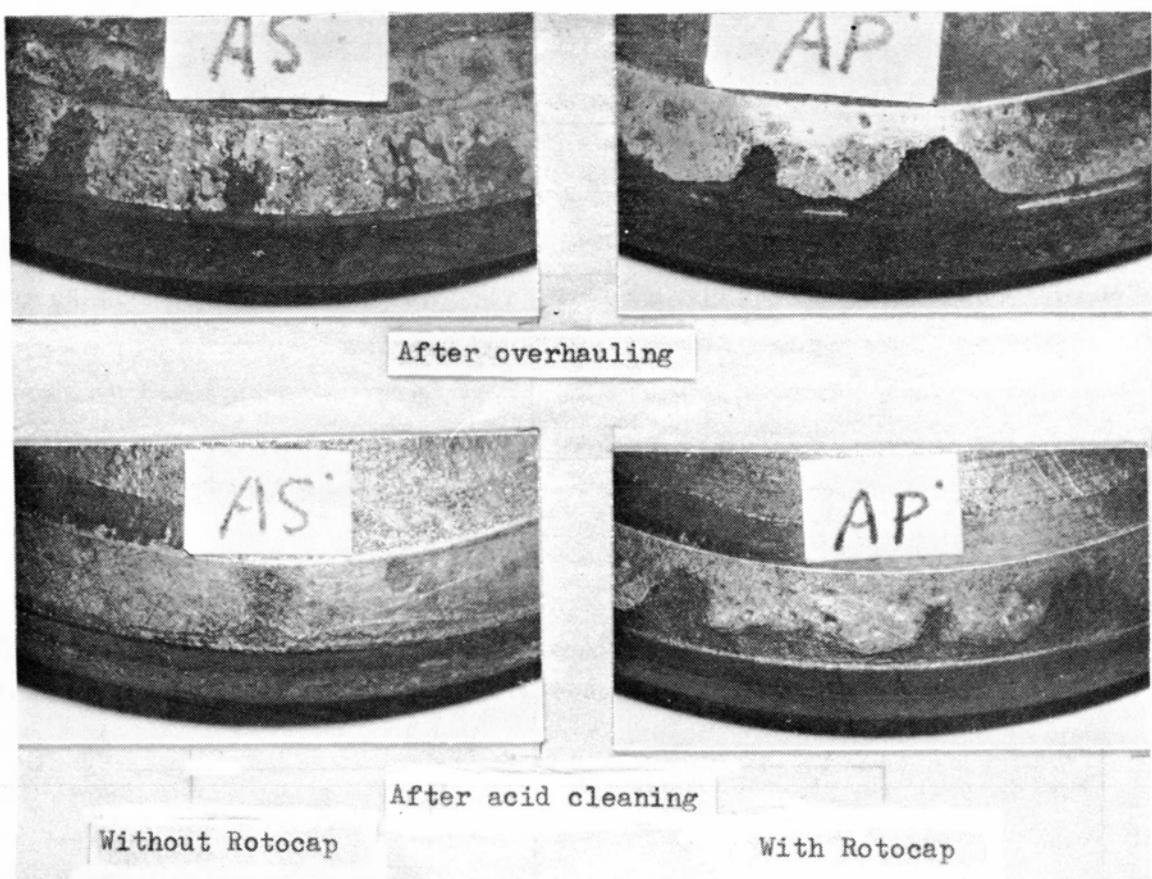


Fig. 2.15 Effect of Rotocap on valve and seat face deposit after 442 hours of operation

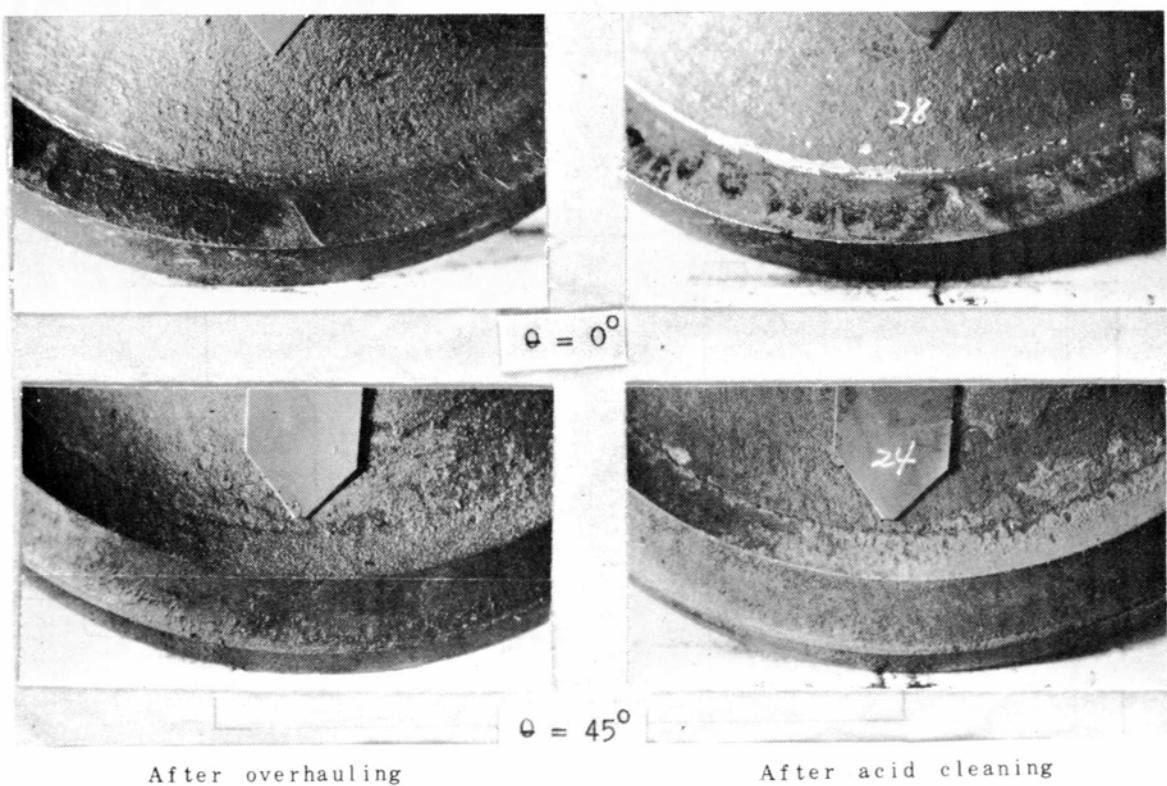


Fig. 2.16 Effect of face angle on deposit after 376 hours of operation

の4組の弁・弁座を製作して同時に組込み運転した。この総運転時間は376hである。

$\theta = 0^\circ$ および 45° の場合の弁・弁座の最終開放時と酸洗い後の状況を比較してFig. 2.16に示す。開放後の写真に見られるとおり、 $\theta = 45^\circ$ の弁・弁座フェースはほとんど付着物がなくきれいであるが、 $\theta = 0^\circ$ の場合は一面に黄褐色の燃焼残渣が付着しており、これがもとで、焼損が始まっている。弁フェースの損傷状況は、開放後の外観よりも酸洗い後が一層明りょうである。 $\theta = 0^\circ$ の場合は開放したままでは大丈夫と思われた部分が、酸洗いすると全周焼損し始めていた。なお、写真是省略したが、 $\theta = 15^\circ$ および 30° の弁・弁座は大差なく、燃焼残渣の付着量は $\theta = 0^\circ$ と 45° の中間程度で、まだ十分に使用できると判断された。

よって、燃焼残渣の付着物による焼損防止対策として、フェース角をある程度大きくするには有効なようである。フェース角が大きくなるにつれて弁着座時の弁・弁座のフェース間に相対すべりが生じ易くなり、そのすべりによって付着物が除去されるためではないかと考える。この他に、面圧や掃排気の流線の違いが影響している可能性もある。

(2) 凹痕による吹抜け

次に、弁・弁座の凹痕による吹抜けについて考える。Test 1～3の結果から明らかなどおり、凹痕は燃焼残渣の付着量に比例して発生し易く、ある時間運転後には全面に及び、ついにはフェースを横切って吹抜け溝を形成する。

凹痕の発生機構については、従来、いろいろ推論されてきたが、基礎試験によって、凹痕は燃焼室壁付着物の剝離小片をかみ込んだための圧痕であることが証明されている。⁹⁾この結果を引用するとFig. 2.17のとおりで、凹痕の面積A(mm^2)と圧着力W(kg)および鋼板のブリネル硬度HB(kg/mm^2)との関係は付着物の硬さとは無関係に次式で近似できる。

$$A = 1.5 W / HB \quad (2.1)$$

実際の排気弁で問題になる圧着力は、弁着座時の衝撃力よりはむしろ弁傘おもてに作用する筒内最高ガス圧力であると思われる。そこでFig. 2.18のようなモデルを考えると、弁・弁座フェースに生ずる凹痕の最大直径d_{max}(mm)は次式で示される。

$$d_{\max} \propto \sqrt{\frac{P_{\max}}{HB \cos \theta} D} \quad (2.2)$$

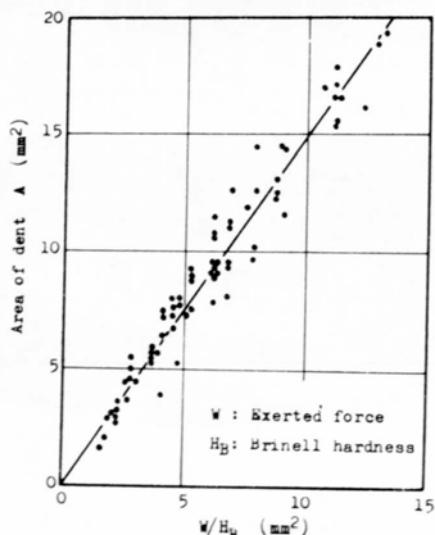


Fig. 2.17 Dents by brinelling of deposit

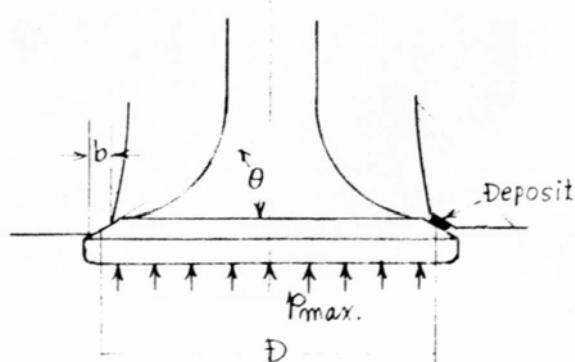


Fig. 2.18 Model of brinelling of deposit in between valve and seat faces

ただし、HB (kg/mm²) は弁・弁座フェースのブリネル硬度、p_{max} (kg/mm²) は筒内最高ガス圧力、D (mm) は弁傘の平均直径である。

したがって、1個の圧痕によって吹抜けが生じないためには、弁と弁座の当り幅 b (mm) が次式を満足しなくてはならない。

$$b \geq d_{\max} \cdot \cos \theta \propto \sqrt{\frac{p_{\max}}{H_B} \cos \theta} D \quad (2.3)$$

すなわち、同一形状の弁・弁座であれば、筒内最高圧力の増加につれてフェースの硬度を高くする必要のあることがわかる。次に、これらの点を確認する目的で弁・弁座フェースの硬度及び当り幅の異なる弁を組込んで運転し、それぞれが排気弁の耐久力に及ぼす影響度について検討する。

(a) 弁・弁座フェース盛金硬度の影響

弁および弁座材の組込状況は Table 2.5 の Test 9 に示したとおりである。Fig. 2.6 から明らかなとおり、フェースの硬度は A P, F S, F P, A S の順で A S が一番硬い。これまでと同じように途中で適宜開放点検しながら、総計 500 h 運転した。最終開放後、酸洗いした弁・弁座のフェースを比較して Fig. 2.19 に示す。図示のとおり硬度の影響は弁座の方が明りょうで、S U H 31 弁座には圧痕が多発して、弁・弁座には多数の吹抜けが生じ一部に焼損が始まっている。ついで、S T - 6 盛金の弁・弁座にも圧痕ができる

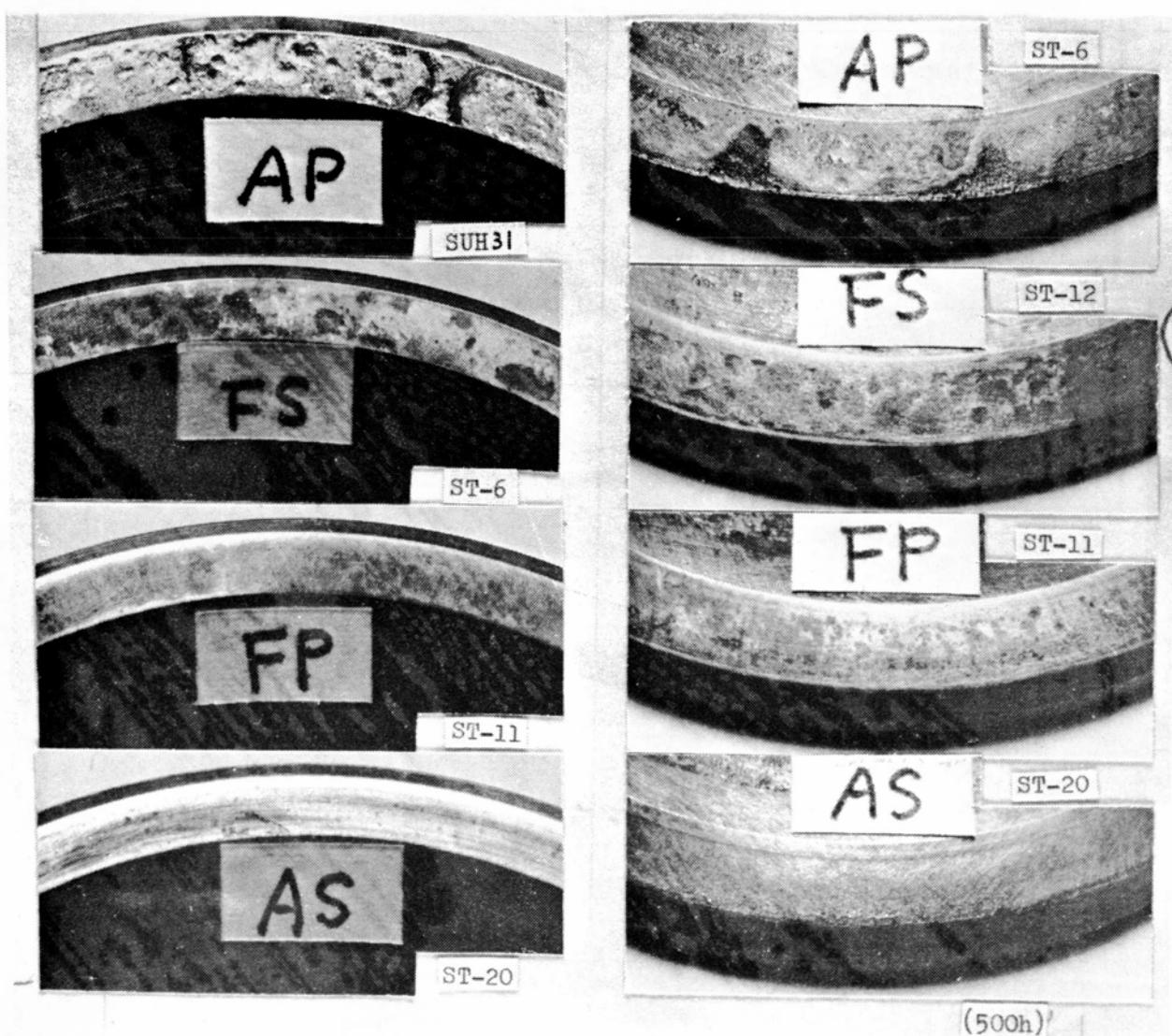


Fig. 2.19 Effect of hardness of overlay on dent

いるが、SUH31弁座よりもはるかに軽微である。なお、同じST-6盛金でも、弁と弁座では圧痕の程度は弁座よりも弁の方が大きい。弁座よりも弁の作動温度が高いため、相対的に弁フェースの硬度が低くなることがこの原因と考える。ST-12盛金弁にも圧痕は生じているが浅いためにこれが吹抜けを誘発する可能性は少ない。ST-11およびST-20盛金の場合は、弁・弁座フェースともに見るべき圧痕はなく良好である。よって、本機関用排気弁を圧痕による吹抜けから防止するには、少なくとも、弁座にはST-6、弁にはST-12以上の高硬度材を盛金するのが好ましいようである。

このように、圧痕対策としての盛金は硬いほどよいが、材料一般の性質として硬度が高くなると脆くなる。そのために、必要以上に高い硬度の材料を用いることは盛金の割れを誘発することにもなりかねないので注意を要する。また、いうまでもないが、圧痕対策として欲しいのは盛金自身の硬度が高いことではなくて、盛金施行後の弁母材を含めた耐圧痕性である。したがって、いかに高硬度材を盛金しても、それが薄くては効果がなく、いたずらに盛金割れ等の危険を増すのみである。盛金の硬度は割れが問題とならない程度に抑え、それを適切に厚く盛金するのが正道であると考える。

(b) 弁・弁座フェース当り幅の影響

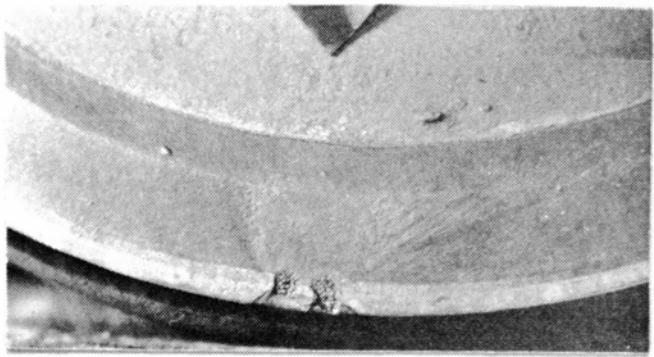
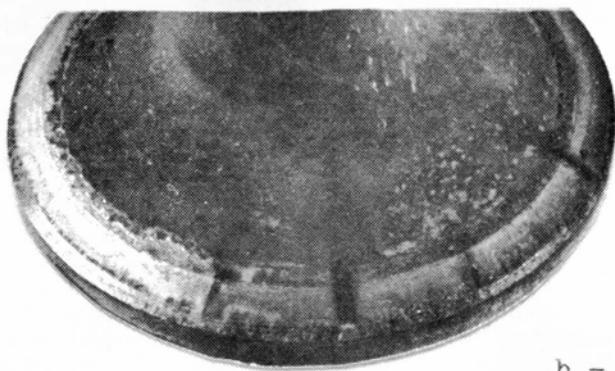
(2.3)式は、当り幅 b が或る値以下になると圧痕のための吹抜けが発生し易くなることを示している。そこで、今度は、Table 2.5 の Test 10 に示すとおりフェースの投影幅 b がそれぞれ 1, 2, 3, 4 mm の弁座を使用した弁の耐久力を比較した。弁・弁座ともに母材は SUH 31, 盛金は ST-6 である。

Fig. 2.20 に実験途中 325 h での開放状況および 591 h で実験を終り、酸洗いした後の排気弁を比較して示す。325 h 後の写真から、当り幅がせまくなるにつれて吹抜け易くなる傾向が理解される。このような当り幅の影響は実験終了後、酸洗いした弁フェースに一層明らかに示されている。どの弁にも一様に吹抜けた形跡があるが、当り幅の大小によって現象が異なるようである。すなわち、当り幅が狭い $b = 1 \text{ mm}$ の弁は、すでに数十時間の運転で吹抜けが認められ、吹抜けの原因が圧痕であることは明らかであった。591 h では図示のとおり完全に焼損している。一方、当り幅が広い場合は、狭い場合よりも燃焼残渣が厚く付着しており、圧痕よりはむしろ燃焼残渣の付着むらに起因したと思われるような吹抜けが認められ、これがもとで焼損し始めている。このように、当り幅は狭くても広くても好ましくなく最適値がありそうである。もちろん、最適当り幅は燃焼残渣の付着状況、弁形状、面圧、温度等の諸条件によって異なるため、各機関ごとに経験的に決定せざるを得ないものと考える。

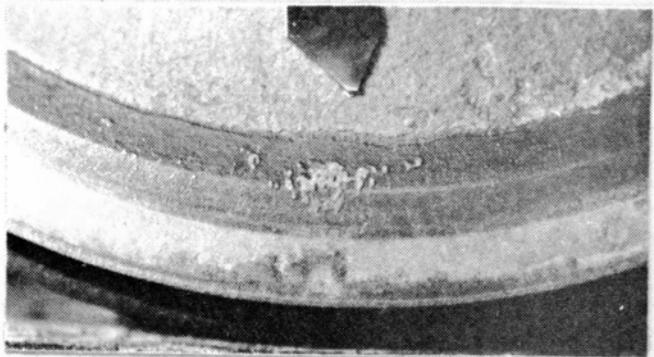
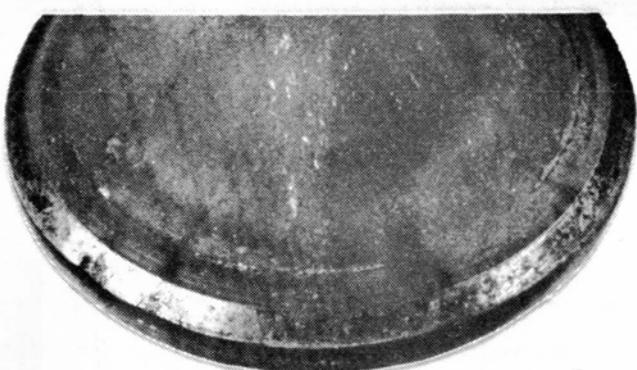
(c) 弁・弁座フェース間の角度差の影響

組込時の弁・弁座フェースの当て方は、各社で異なり、やや外周当りにするというところが多いが定説はない。そこで、ここでは、Table 2.5 の Test 11 に示すとおり、弁・弁座フェース間の角度差 $\triangle\theta$ がそれぞれ -30' (内周当り), 0' (全面当り), 15' (外周当り), 30' (外周当り) になるように加工した弁座を使用して相互の耐久力を比較した。途中で開放点検しながら総計 581 h 運転したが、まだ各弁とも識別できる吹抜けの兆候もなく、はっきりした優位差が出なかったために実験を中止した。実験後、酸洗いして当りの状況を調べたところ、角度差のある組の当り幅は運転前よりいく分広くなり、 $\triangle\theta = 15'$ の場合は全面当りに、 $\triangle\theta = 30'$ および -30' の場合はそれぞれ試験開始前の 0.5 ~ 1 mm から 2 mm 程度の内・外周当りになっていた。

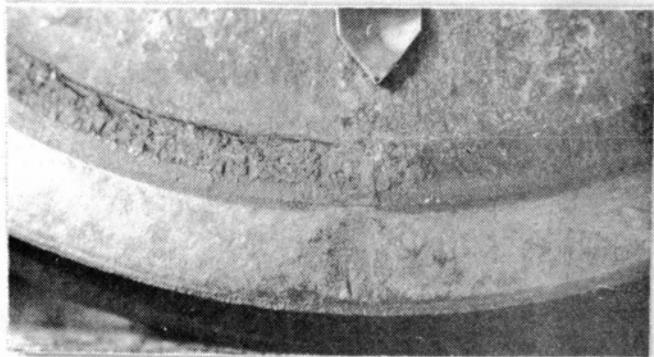
以上のように、各弁・弁座ともに、まだ決定的な損傷がなく、さらに検討すべきであるが、現時点で判断する限り、当り幅が同じであれば内周当りも外周当りも大差ないように思われる。全面当りと角度差がある場合の差も明らかでないが、不適に大きい角度差を設けて有効な当り幅を狭くすることは決して良策ではない。



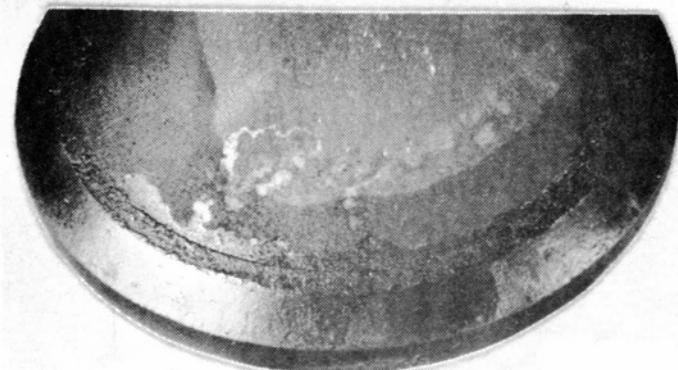
$b = 1 \text{ mm}$



$b = 2 \text{ mm}$



$b = 3 \text{ mm}$



$b = 4 \text{ mm}$

(325 h)

After overhauling

(591 h)

After acid cleaning

Fig. 2.20 Effect of contact width on channeling

く、機関運転時に全面当りになるようになるのが理想ではないかと考える。なお、本試験と先の当り幅の影響試験との比較から、フェース幅をある程度広くして角度差を設け、実質当り幅を狭くした場合と、フェース幅を狭くして全面当りにした場合とでは、当り幅が同じでも排気弁の耐久力は前者が勝っているようである。フェース幅の広い方が剛なために圧痕も小さく、また赤ペンで当りが出ない部分も弁・弁座の気密にかなり寄与しているためではないかと考える。

(3) 変形による吹抜け

排気弁の焼損事故は弁・弁座の熱的および機械的変形に起因することが多いといわれている。変形の様子はそれぞれの機関で異なり、その機関の弁・弁座が作動中にどのように変形しているかはわからない。しかし、いずれにしてもこの場合局所的なものではなく、かなり広い幅にわたって弁と弁座間に気密不良が生ずるようにならぬでないかと考えられる。そこで、ここでは、Table 2.5 の Test 12 に示すとおり、フェースを左右に e だけ偏心させて旋削した弁座を使用して運転した。それぞの偏心量と弁・弁座間のプラスチックゲージで実例したすき間の関係は次のとおりである。

偏心量 $e = 0$, 微小偏心, 0.036, 0.042 mm

最大すき間 $t = 0$, 微小間隙, 0.018, 0.021 mm

ここに微小偏心(間隙)とは、赤ペン当りでは片当りが認められたが、実測ができなかったものである。

総運転時間は 368 h で、途中で数回開放点検した。運転時間 100 h 頃までは偏心の大きい弁・弁座フェースの当りにわずかに強弱が認められる程度で明りょうな吹抜けはなかった。しかし、150 h を越える頃から弁座首部に吹抜けの跡が認められるようになった。そして、まず $e = 0.042 \text{ mm}$ の弁が 282 h で Fig. 2.21 のとおり焼損し、続いて $e = 0.036 \text{ mm}$ の弁にも 297 h 頃から同じような形態の焼損が始まった。この場合の特徴は、これまでの原因が燃焼残渣の付着物や凹痕にある場合に比べ焼損の幅が広いことである。実用弁でも、原因が弁・弁座の変形の場合には本実験例にみるとおり幅広く焼損するのではないかと考える。なお、 $e = 0 \text{ mm}$ と微小偏心の場合は 368 h 運転後も大差なくさらに使用可能と判断されたので試験を中止した。試みに、実験後、両弁・弁座を酸洗いして赤ペンによる当りをみたところ、両者とも全面が当っていた。微小偏心の場合には片当たり量が小さいために当りの強い部分が運転中に摩滅して途中から全面当りになったものと思われる。同じように、偏心量が大きい場合の片当りの程度も組込時よりはるかに小さくなっていることを確認した。



Fig. 2.21 Burning by off-square seating

2.3.4 焼損とその対策 (Test 13)

一般に焼損が始まる前には吹抜けが生じていなくてはならない。しかし、すべての吹抜けが焼損に進展するとは限らない。そこで、弁座フェースに幅が2mmで深さhがTable 2.5のTest 13に示すとおり、h=0, 0.05, 0.1, 0.2mmの溝を人工的に設けて運転し、溝部が焼損する状況を調べた。なお、このような溝がある場合の弁温度については第136研究部会で、実験・理論の両面から詳細な検討が行われてあり、弁温度は溝の大きさに応じてかなり高くなることが分っている。

運転の結果は、短時間で焼損するとの予想に反して、各弁とも、約50hまでの溝部にはなんらの焼損の兆しもみられなかった。しかし、その後、まずh=0.2mmの弁座の溝に対応した弁フェースが焼損し、ついで弁座の溝部が焼損し始めた。この85h運転後の弁・弁座をFig. 2.22に示す。この時点でh=0.1mmの弁も焼損していたが、まだ、弁座の溝部は腐食されていなかった。なお、h=0.05mmの弁は181hまで運転したが、途中から弁座の溝に燃焼残渣の付着物が埋込まれ、焼損はもとより吹抜けの形跡もなくなっていたので実験を中止した。最終開放後酸洗いした結果、弁座の溝にはまだ加工印が残っており、弁・弁座とともに全く焼損の形跡はなかった。

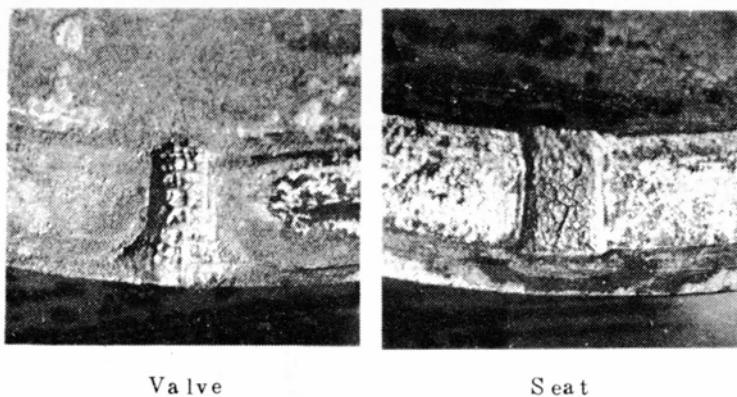


Fig. 2.22 Burning around the groove on seat

このように、フェースにかなり大きな吹抜け溝を設けても、弁にはかなりの耐久力のあることがわかった。一方、実機の経験では、実機の運転によってh=0.2mmに匹敵するような大きな吹抜け溝が生ずることはほとんど考えられないにもかかわらず、焼損事故が起っている。焼損が起るには一般にその部分がある温度以上に達しないなくてはならない。よって、本実験の場合にはかなり大きい吹抜けがあったにもかかわらず弁溝周りの温度がなんらかの理由で、低く維持されていたものと推察される。弁座の溝部を除く弁・弁座のフェースを十分よくすり合せて使用したので、運転初期は弁が弁座によって効果的に冷却されていたためであろう。しかし、運転の経過とともに弁・弁座フェースに燃焼残渣が付着し、さらに圧痕ができるにつれて冷却が悪くなり、ついに最も高温になり易い弁座の溝部に対応した弁フェースが焼損し始めたのであろう。一方、機関の運転中に吹抜け溝ができる場合は弁・弁座フェースは付着物および圧痕のために伝熱抵抗が大きく、弁温度が全体的に高くなってしまい、小さな吹抜けでも容易に焼損を誘発するような条件がそろっているのではないかと考える。

したがって、たとえ吹抜けても、弁・弁座が十分冷却されていれば焼損は起らないはずで、弁・弁座の作動温度低減は排気弁の重要かつ有効な焼損対策であると思われる。

(a) 弁座水冷却の影響

本実験機関の弁座を水冷却したための温度低下は、先述のとおり(Fig. 2.7参照)、運転条件93.5 PS × 550 rpmのとき、弁座フェースで約150°C、弁フェースで約75°Cである。そして、先のTest 2~5ではTable 2.5のとおり、それぞれ2組の水冷却弁座を組込んで無冷却弁座の場合と比較した。その結果、実験機

関では、弁・弁座に対する燃焼残渣の付着状況は外見的に両者で全く変らず、付着物の分析結果からも Table 2.6 に示したとおり、弁座水冷却の効果は見い出せなかった。（ただし、後述の実機試験の結果では無冷却弁座時に比べると水冷却弁座時の付着物がややソフトで固着力の弱い結果が出ている。）したがって、吹抜けの発生状況も大同小異であったが、全試験を通して、水冷却弁座使用の弁は 1 本も焼損していない。弁座の水冷却によって、弁・弁座フェースの温度が十分低く維持されているためであり、弁座の水冷却は極めて有効な排気弁の焼損対策であることがわかる。

(b) 弁・弁座当り幅の影響

排気弁フェースの温度は、ほぼ弁座による弁の冷却能力によって決まる。この意味で弁・弁座フェースの当り幅は重要と思われる。そこで、先述の Table 2.5 Test 10 の耐久力試験に先立ち、当り幅が異なるそれぞれの弁フェースの温度を計測した。測温結果は Fig. 2.23 のとおりで、フェース温度は $b = 3 \text{ mm}$ 以上ではあまり変わらないが、当り幅 b が狭くなるにつれて高くなる。そして、 $b = 1 \text{ mm}$ と 3 mm の場合の差は約 50°C 程度にも達し、当り幅が狭過ぎるのはよくないことを示している。さらに Table 2.5 の Test 11 の場合の弁温度も測定したが、角度差が大きくなると当り幅が狭くなるために Fig. 2.23 と同じような結果が得られ、角度差が大きいのもよくないことがわかった。

(c) 燃料の影響

先述のとおり、焼損には燃料も影響する。吹抜けの程度が同じであれば、軽油よりも C 重油使用の弁がはるかに短かい時間で焼損する。C 重油中に含まれるナジウムおよびナトリウム等の高温腐食性成分が焼損を促進するためと想像される。したがって、排気弁にとっては当然のことであるが、事情が許す限り良質の燃料油を低アルカリのシリンダ油と組合せて使用するのが好ましい。

2.4 実用機関による検討

先の単筒機関での基礎試験によって、排気弁焼損の実態がほぼ明らかになり、次のような対策に期待を持てることが分った。

- 1) できるだけ低アルカリ価のシリンダ油を使用して燃焼残渣の付着量の減少を図ること。
 - 2) 弁座を水冷却して弁・弁座の温度低下を図ること。
 - 3) 弁・弁座フェースに高硬度材を厚く盛金して圧痕の発生を防止すること。
 - 4) 弁フェース角を適当に大きくして、弁・弁座フェースに付着物が堆積するのを防止すること。
- などである。このうち、1) のシリンダ油のアルカリ価はリング・ライナの潤滑摩耗面から決定されるもので、排気弁の都合のみで簡単に変更することはできない。したがって、ここでは三菱 U E 機関の排気弁を対象に 2)～4) の効果を確認すると同時に、これらの実用化について検討した。

2.4.1 水冷却弁座の実用化試験

先の基礎試験で弁座を水冷却すれば弁・弁座の温度を大幅に低減できることを確認したが、水冷却弁座の温度特性については、なお不明な点がある。そこで、まず台上運転時の UEC 85/180 D 形機関に水冷却弁座を組込み、その冷却性能を調べた。ついで、就航船の主機 UEC 65/135 C 形機関を対象に、水冷却弁座を使用した排

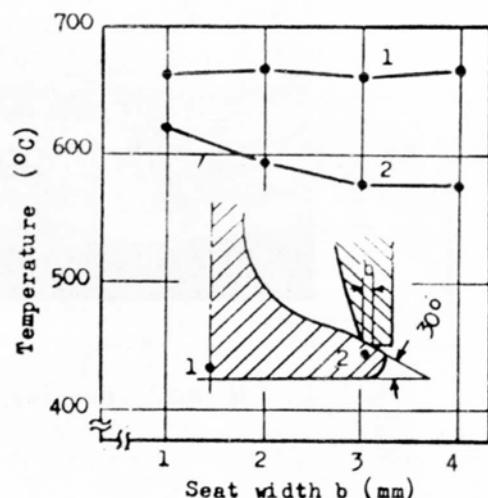


Fig. 2.23 Effect of seat width on valve temperature

気弁の耐久力試験を行った。

(1) 水冷却弁座の冷却性能試験

本実験に使用した水冷却弁座付弁箱の冷却水流路を従来の無冷却弁座の場合と比較して Fig. 2.24 に示す。

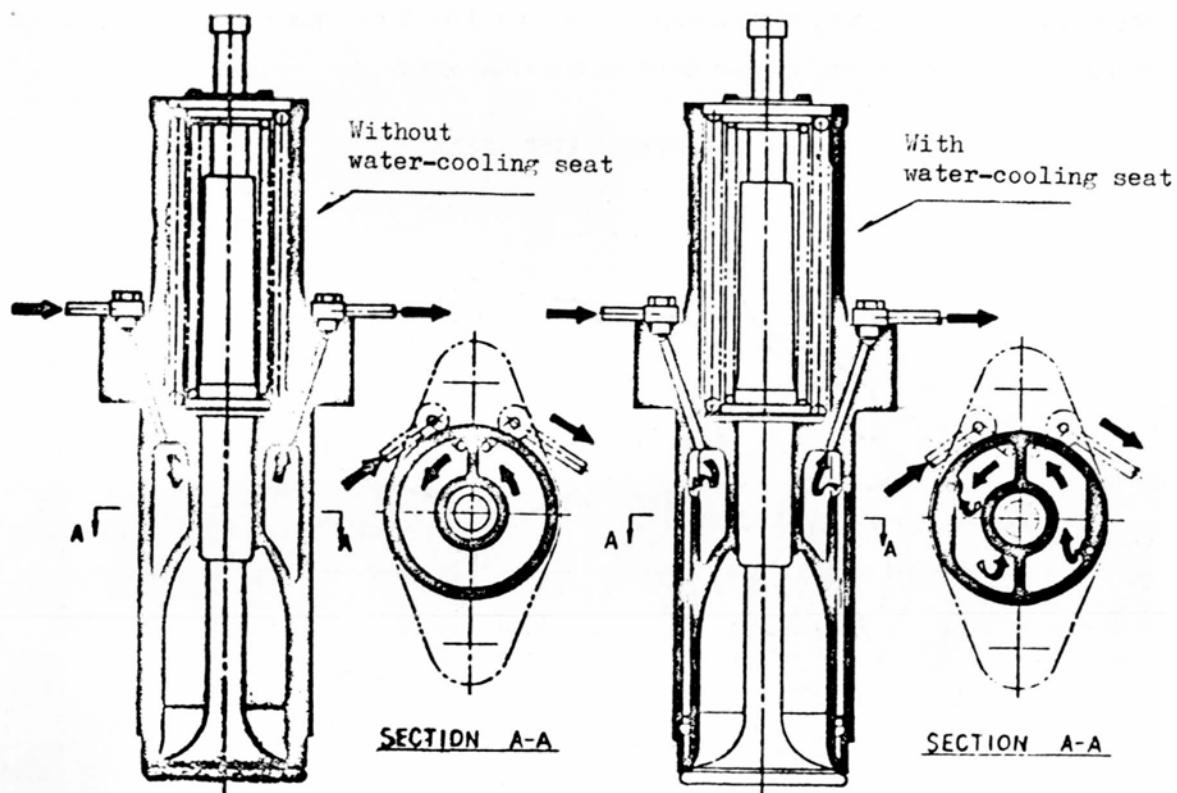


Fig. 2.24 Water passage in exhaust valve assembly

水冷却弁座付の場合は弁箱に入出する冷却水全量が弁座を通過するようになっていて、弁座と弁箱の接合部にはOリングが嵌め込まれている。試用した弁座の水室形状はFig. 2.25に示すA形、B形の2種である。A形

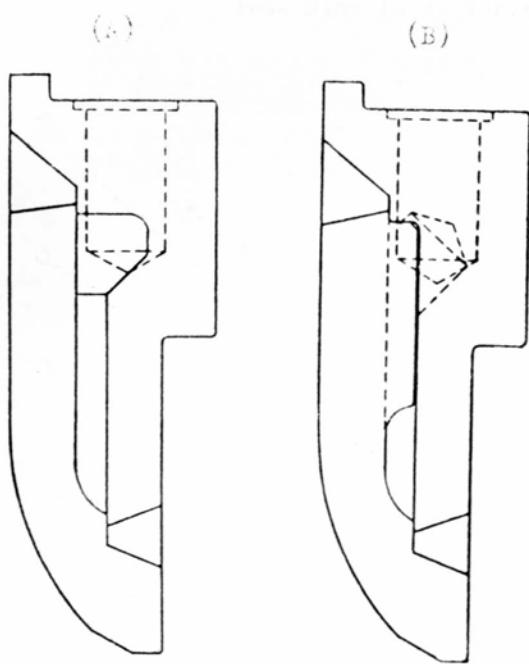


Fig. 2.25 Water-cooling seat

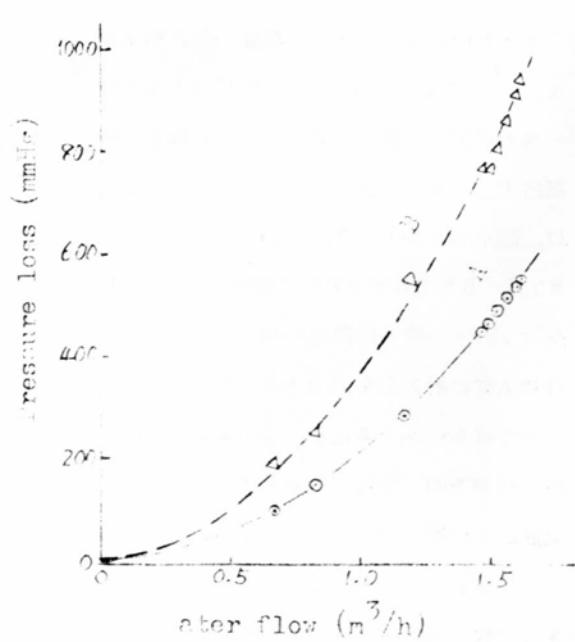


Fig. 2.26 Water flow characteristics in water-cooling seat

の水室はB形の約3.5倍で、それぞれの弁座を組込んだ弁箱の流量特性はFig. 2.26のとおりであった。これらの弁座をFig. 2.27に示すように同一シリンダに組込み、弁・弁座の温度を計測した。ただし、弁温度はA形弁座使用の場合のみ計測した。弁・弁座の温度計測位置をFig. 2.28に示す。Fig. 2.29は各弁出入口の冷却水温度を示したものである。冷却水はFig. 2.27のとおり3弁をシリーズに流れるので、各弁で冷却水温度の異なることがわかる。なお、このときの冷却水流量は $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ であった。

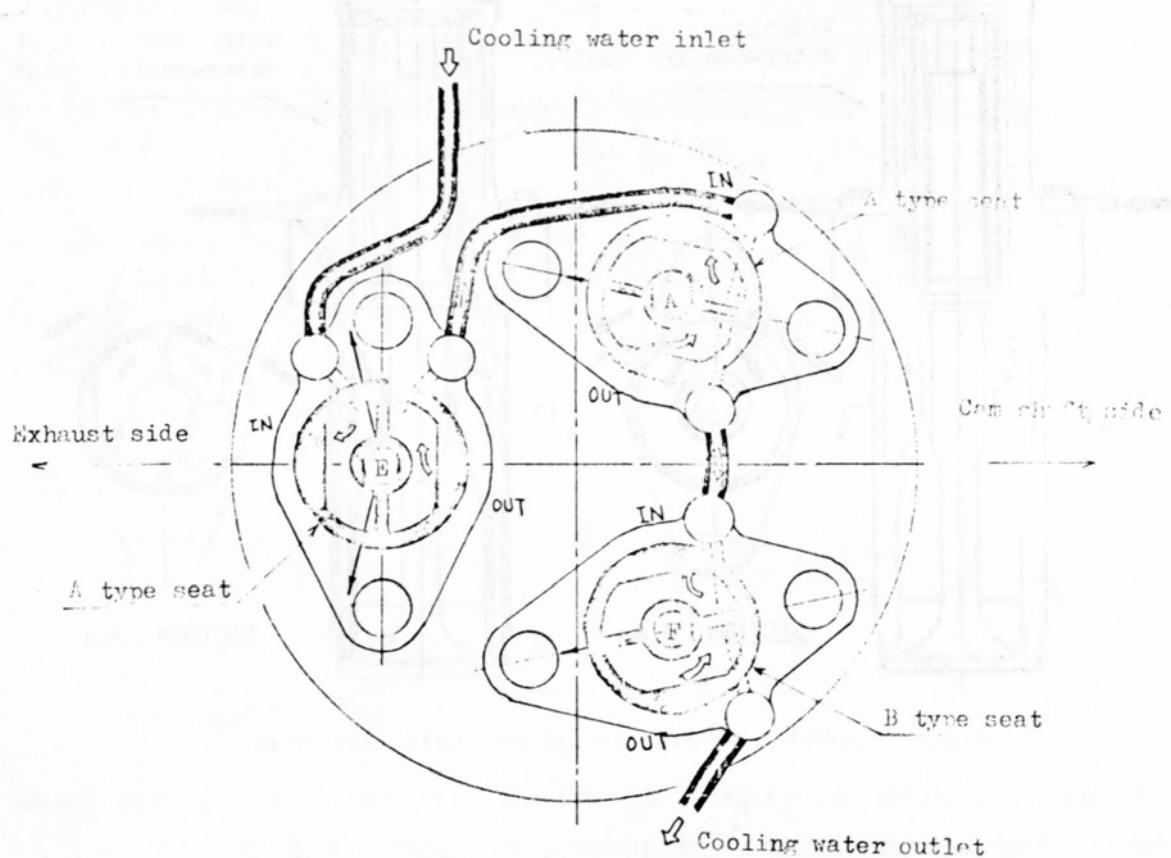


Fig. 2.27 Water passage and position of each seat

弁・弁座のフェース近傍温度の計測結果をまとめてFig. 2.30に示す。各場合ともフェースの周方向で温度が異なり、その偏差は機関出力とともに大きくなっている。この偏差は、図示のとおり、弁が 84°C 、A形弁座が 82°C 、B形弁座が 68°C で無視できず弁・弁座フェースの周方向温度の均一化を図ることは排気弁の耐久力を向上するうえの重要なテーマではないかと考える。この偏差には、燃料の噴射方向、燃焼室内ガスのスワール、排気通路の位置、および冷却水出入口の位置などが影響しているようで、相互の影響度に関する今後の系統的な研究が要望される。

Fig. 2.31はA形弁座使用時の弁・弁座の

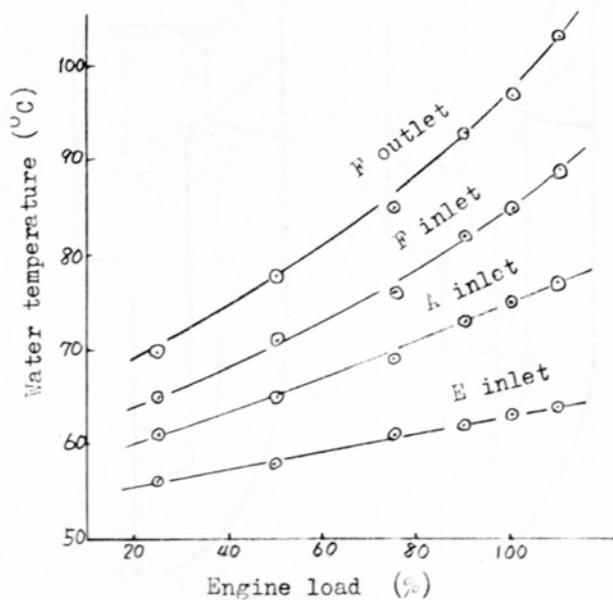


Fig. 2.29 Cooling water temperature

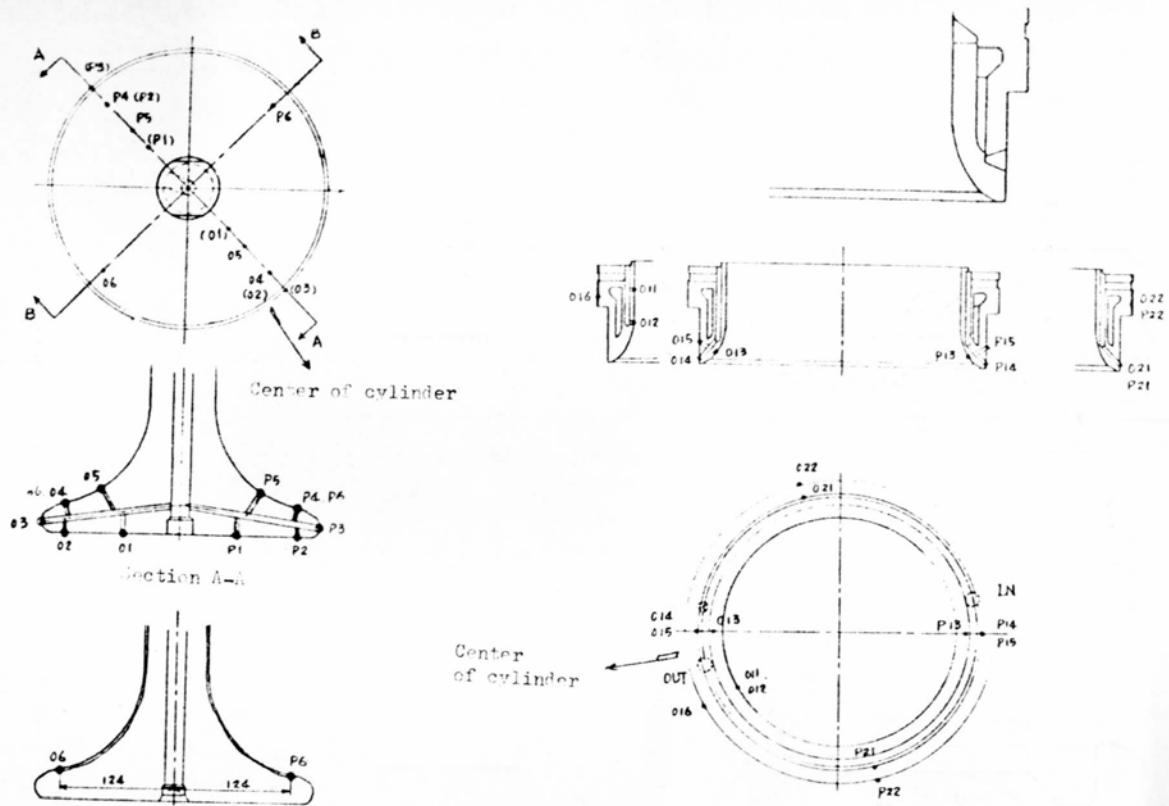


Fig. 2.28 Temperature measuring points

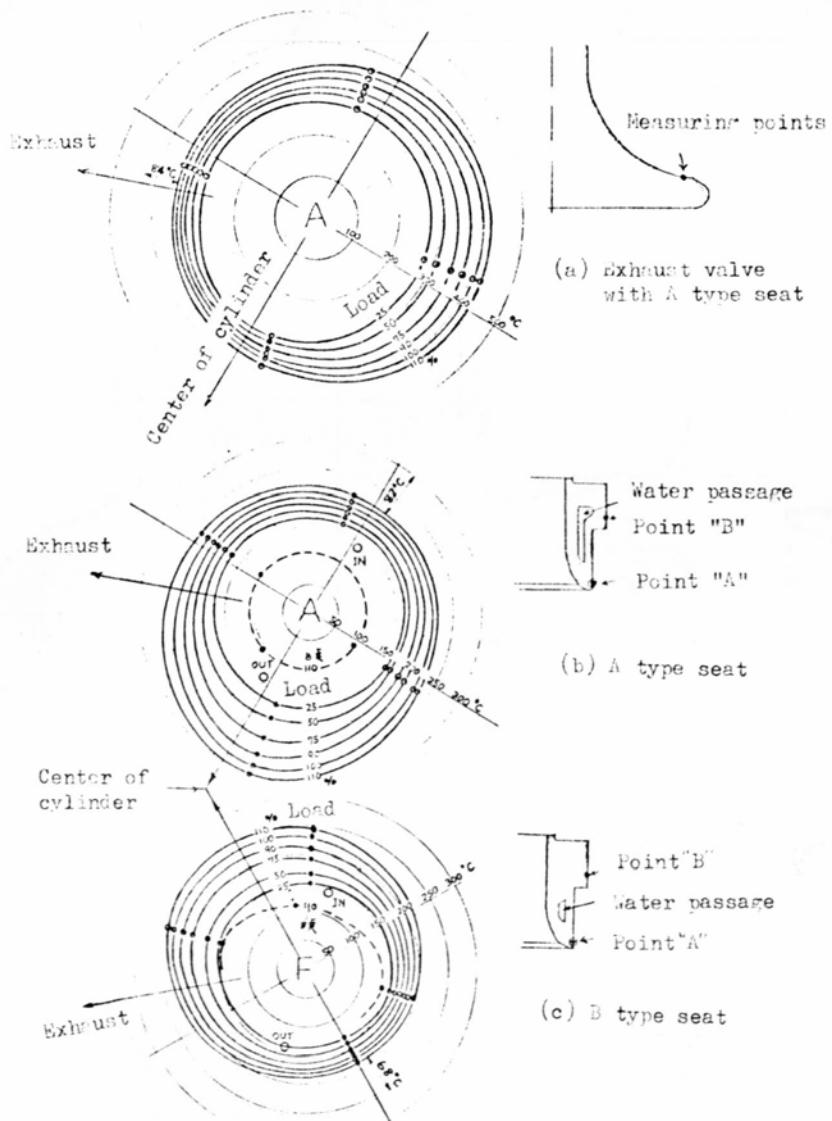
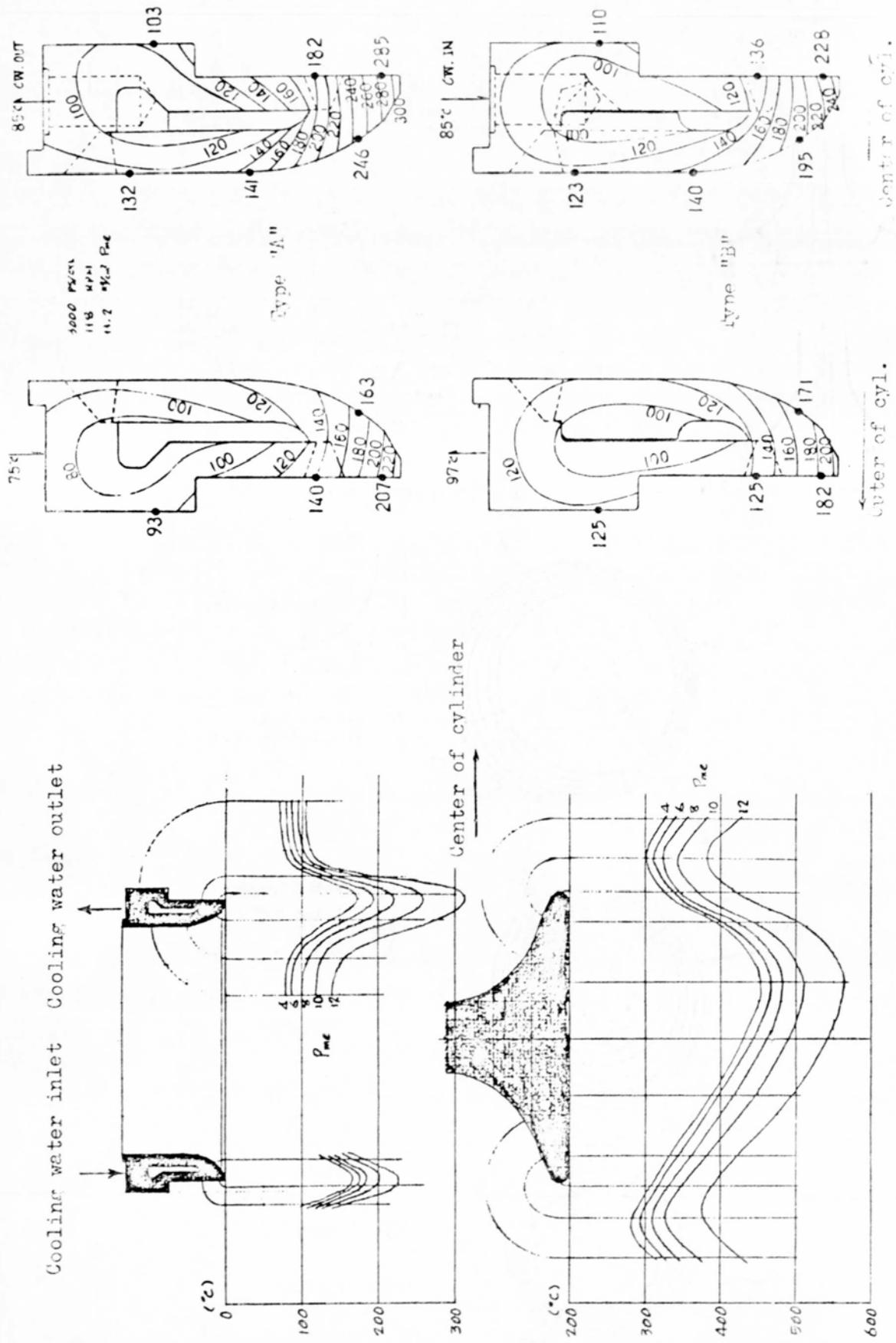


Fig. 2.30 Temperature distribution around valve and seat faces



- 28 -

Fig. 2.31 Temperature distribution
on the surface of valve and seat

Fig. 2.32 Temperature distribution analyzed
on the base of measured temperature



半径方向の表面温度を示したものである。Fig. 2.30と同じように高温部がシリンダ中心側に寄っている。

Fig. 2.32は測温結果をもとに解析したA形及びB形弁座のシリンダ中心側と外周側の温度分布を比較したものである。

このように弁および弁座の温度は周方向でかなり異なる。したがって水冷却弁座の効果を一概に評価することはできないが、周方向温度の平均値を用いてA形弁座使用時の弁・弁座の温度分布を求め、従来の無冷却弁座使用時と比較してFig. 2.33に示す。以上の結果からA形弁座の水冷却によるフェース近傍の温度低下は弁座が120～180°C、弁が50～60°C程度と推定される。またFig. 2.30のとおりB形弁座の冷却効果はA形よりもいく分すぐれているとみてよい。

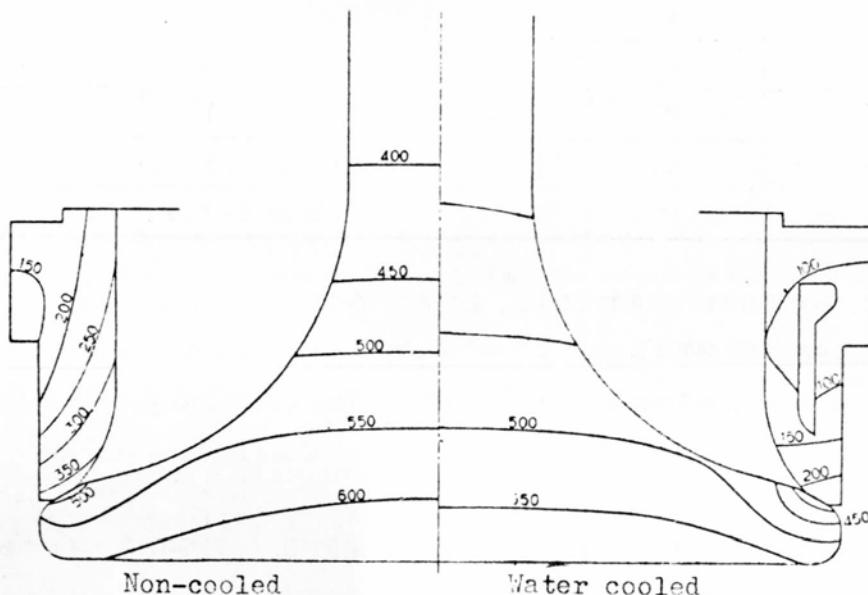


Fig. 2.33 Effect of seat cooling on temperature distribution of valve and seat (100% load)

次に冷却水量が水冷却弁座の冷却効果に及ぼす影響について調べた。その結果、冷却水量を $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ から半分の $0.75 \text{ m}^3/\text{h}$ に絞っても、弁・弁座の全体的な温度上昇は $10\sim15^\circ\text{C}$ 程度で、水室内に沸騰しない程度の水が送り込まれさえすれば水冷却弁座の効果には大差ないと考えてよさそうである。

(2) 水冷却弁座の実船試験

水冷却弁座が大形機関用排気弁の焼損に及ぼす効果を確認する目的で、現在、A丸用主機9 UEC 65/135 C形機関 ($12,150 \text{ PS} \times 145 \text{ rpm}$) の排気弁を対象に耐久力試験を実施中である。供試弁および弁座の組合せと組込状況をTable 2.8に示す。弁の母材はすべてGWVであるが、弁座には水冷却時の耐食性を比較する目的で、SUH 31, GWV, SCM 21の3種類を使用した。弁座はA形6個、B形3個で、表示のとおりA形2個とB形1個をおののおの7～9番シリンダに組込み、相互の耐久力を比較することにした。なお、弁フェースにはすべてST-12を盛金したが、弁座フェースにはST-6とST-12を盛金した。圧痕の発生状況を比較するのが目的である。この盛金硬厚の影響については後述する。

各シリンダの冷却水は、入口圧力 3 kg/cm^2 入口温度 $40\sim45^\circ\text{C}$ でE側→A側→F側3弁をシリーズに流れれる。

昭和49年11月の試験開始後、昭和50年4月に初の開放点検を実施した。約5カ月経過後の開放であったが、先般來の総需要抑制策と不況インフレの影響で本船も稼動率の大幅ダウンを余儀なくされていた。そのため総運転時間が1,130hという期間の割に短かいものに終った。

Table 2.8 Combinations of valve and seat tested
on MITSUBISHI 9UEC65/135 type diesel engine

Cylinder No.	Position	Material		Type of water-cooled seat
		Valve	Seat	
7	E	GWV + ST-12	SUH31 + ST-6	A
	A	"	SUH31 + ST-12	A
	F	"	SUH31 + ST-6	B
8	E	"	GWV + ST-6	A
	A	"	GWV + ST-12	A
	F	"	GWV + ST-6	B
9	E	"	SCM21 + ST-6	A
	A	"	SCM21 + ST-12	A
	F	"	SCM21 + ST-6	B

このように、短時間の運転の結果ではあるが、心配された水もれはなく、Fig. 2.23 および Fig. 2.24 に示す方式の水冷却弁座が大形機関でも安心して使用できる見通しを得るとともに次のようなことを明らかにすることができた。なお、A 形弁座使用の弁・弁座を比較して Fig. 2.34 に示す。図示のとおり運転時間が短いので、まだ吹抜けや焼損の兆候は全くない。

(a) 燃焼残渣の付着物に対する弁座水冷却の影響

水冷却の弁座に付着した燃焼残渣は従来の無冷却弁座の場合に比べると明らかにソフトである。無冷却弁座の付着物が全面に黒く固着しているのに対して水冷却弁座の場合はウエスで拭くだけでかなりきれいになる。一方、先の単筒実験機関では、水冷却弁座と無冷却弁座の付着物には明りょうな違いはなかった。実験機関と実用機関のこの相違の原因は明らかでないが、水冷却弁座の付着物が相対的にソフトで、量的にも少ないことは水冷却弁座採用の他の三菱 U E 形機関でも広く認められており、ほぼ間違いない事実である。水冷却弁座は弁・弁座の温度を低減すると同時に、付着物に対するこのような副次的效果があるために、無冷却弁座に比べると排気弁の耐久力を大幅に改善することができそうである。

(b) 水冷却弁座の腐食に及ぼす材質の影響

硫酸による腐食は水冷却弁座の耐久力を支配する重要な因子と考えられる。特に本船の場合には冷却水をピストン冷却水系からとっているので、45°C 程度の冷却水が最初に流入する E 側に硫酸腐食の懸念があった。1,130 h 運転後の開放結果は予想どおりで E 側の硫酸腐食が顕著であった。各弁座材とも弁座内周面の腐食が大きく、最大腐食量は Fig. 2.35 のとおりである。試用弁座材の中では耐熱鋼 SUH31 材が最大で約 0.4 mm ほど腐食されていた。耐熱鋼 GWV も温度の低い冷却水入口で 0.4 mm に達しておりよくない。一方 SCM 21 は全面が黒褐色に薄く酸化されている程度で、減量は 0.1 mm 以下であり、問題になるほどの腐食は発生していない。事実、水冷却弁座に SCM 21 材を使用した中形 U E 機関での実績によると 1 年以上（数千時間以上）使用した後も見るべき腐食はなく、硫酸腐食の問題は小さいようである。

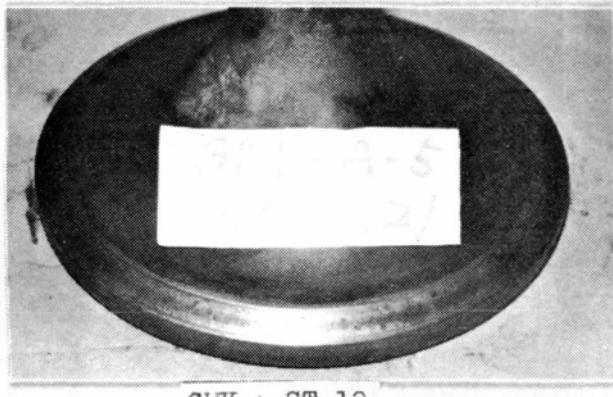
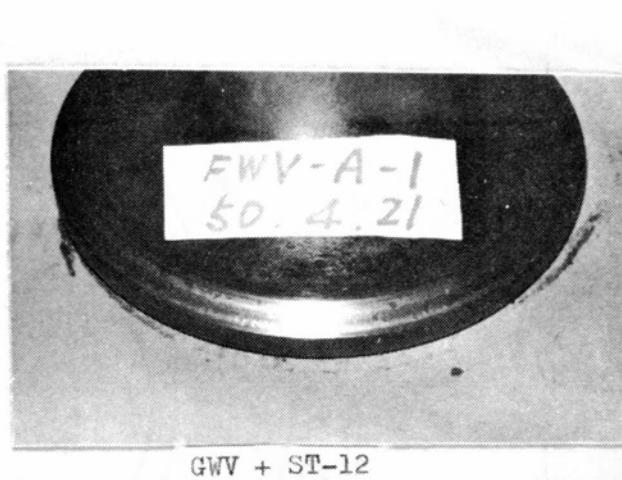


Fig. 2.34 Valves and seats after 1,130 hours of operation on field

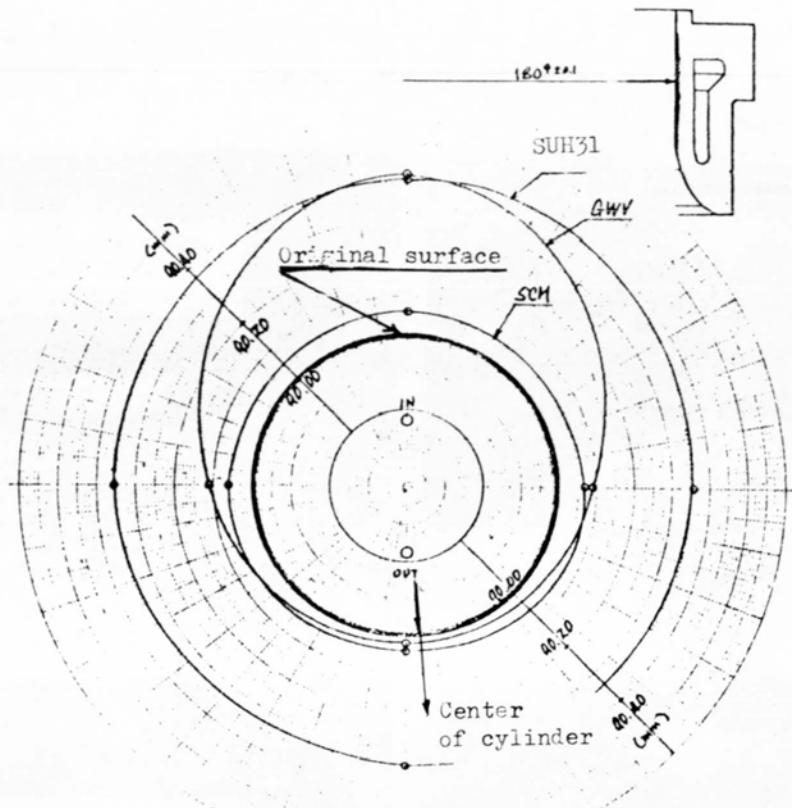


Fig. 2.35 Sulphur attack on inner-surface
of water-cooling seat

2.4.2 高硬度盛金材の実用化試験

基礎試験の結果によると弁・弁座フェースの盛金は硬いほど、耐圧痕性が増す。しかし必要以上に高い硬度の盛金材を用いることはいたずらに割れの危険性を増すのみであることが経験されている。そこで、先のA丸で、Table 2.8 に示すような盛金を使用して盛金硬度と圧痕の関係について調べた。運転時間が短いために大きな圧痕もなく硬度の影響はあまり明りょうでないが、ST-6 盛金弁座に比べると明らかにST-12 盛金弁座フェースの圧痕が小さい。また、盛金が同じであれば圧痕の大きさは従来の無冷却弁座の場合よりも今回の水冷却弁座の方が小さいようである。水冷却弁座は弁座フェースの温度が低いので、無冷却弁座の場合よりも運転中の盛金の硬度が相対的に高くなるためと考える。同様な意味で、弁・弁座に同じ ST-12 を盛金した場合の圧痕の程度は弁座の方が軽いが、現時点では弁座の盛金が ST-6 の場合も ST-12 の場合も吹抜けを誘発するような圧痕はなく、共に継続使用可能と判断された。しかし、さらに長時間後のことを考えると ST-12 程度以上の硬度を有する盛金を使用するのが無難なように思われる。

2.4.3 フェース角 45° 弁の実用化試験

単筒機関での基礎試験の結果によると、弁フェース角をある程度大きくすることにより、弁・弁座フェースに付着堆積する燃焼残渣の量を軽減し、付着物に起因した焼損を防止できる見込である。そこで、UET 45/80D 形機関を対象に従来のフェース角 30° に代る 45° の弁・弁座を製作した。まず、フェース角 45° の弁が機関性能に及ぼす影響を調べた後、実船で耐久力比較試験を行う。なお、本形式機関用の弁座は、元来、先の A 形に近い水冷形が標準仕様になっており、1 年間無開放の実績を持つ船も多い。今回のフェース角 45° 弁を採用すること

により、さらに排気弁の耐久力を増し、Dock to Dock 無開放を達成するのが本研究の狙いである。

(1) フェース角45°弁が機関性能に及ぼす影響

台上運転中の6 UET 45/80 D形機関の1~3番シリンダに45°弁を、4~6番シリンダに従来の30°弁を組込んで掃気室を仕切り、それらのグループの機関性能を比較した。両グループの性能を比較してFig. 2.36に示す。

図示のとおり、45°弁グループの性能は30°弁グループよりもわずか低下するが、実船では掃気室の仕切りもないので実用上の影響はほとんどないと考えてよいようである。

(2) フェース角45°弁の実船試験

就航船H丸の主機関8 UET 45/80 D形機関の3~5番シリンダに、それぞれ45°および30°弁を組み、現在、耐久力試験を実施中である。昭和49年11月に試験開始以来、半年後の昭和50年5月に第1回目の開放点検を行った。総運転時間は2,153 hで、まだあまり長くないが、この間の排気弁はなんらの障害もなく順調に作動した。

フェース角度が45°と30°の場合の弁・弁座を比較してFig. 2.37に示す。この写真ではあまり明らかでないがフェース角45°の弁・弁座

にもフェース角30°の場合とほぼ同程度の燃焼残渣が薄く付着している。しかし弁座が水冷却形で弁・弁座フェースにはST-12を盛金してあるため大きな圧痕もなく、まだ、どの弁にも吹抜けおよび焼損の様子は認められなかった。したがって現時点で判断する限り、フェース角度の影響は明りょうでなく45°弁にあまり大きな付着物の除去効果を期待することはできないようである。なお、本試験は今後も継続し追跡調査する計画である。

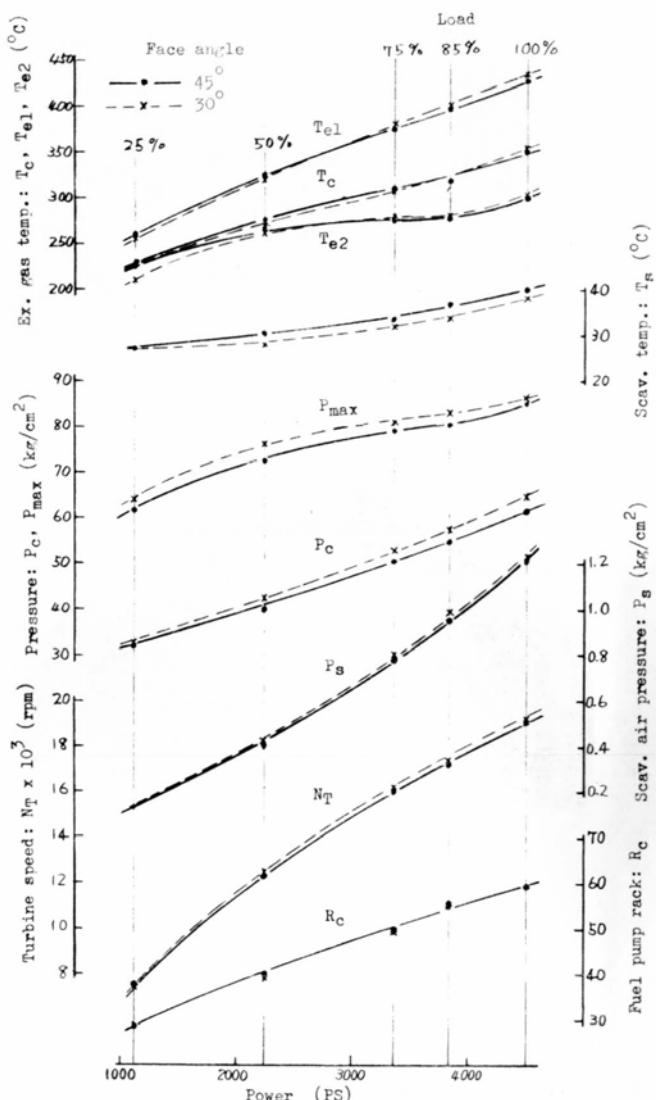
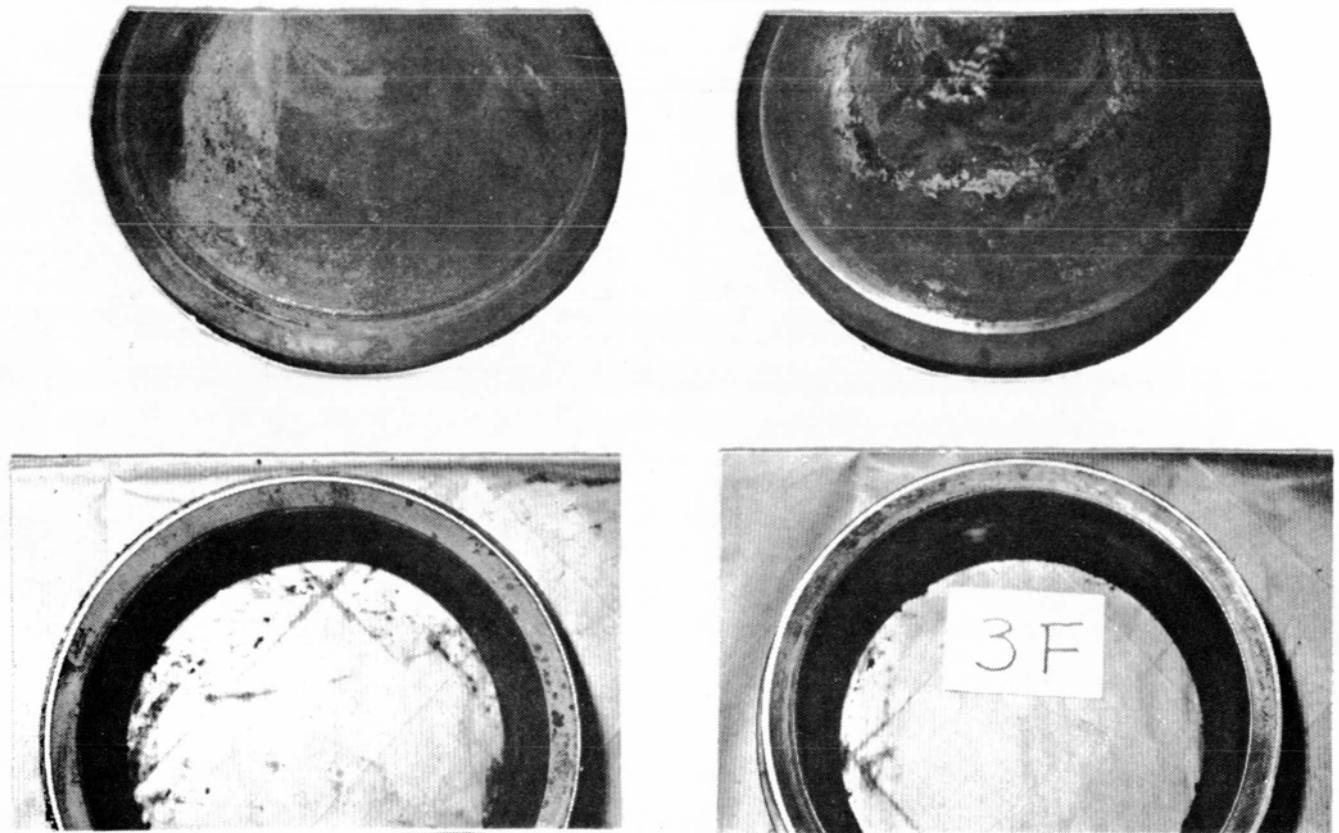


Fig. 2.36 Effect of valve face angle on engine performance



Face angle 30 deg.

Face angle 45 deg.

Fig. 2.37 Valves and seats after 2,153 h of operation
on MITSUBISHI 8UET 45/80D type engine

2.5 まとめ

排気弁の焼損対策を目的に単筒実験機関を用いて昭和46年度から昭和48年度に掛けて5,000 h以上の耐久力試験を行い、昭和49年度にはこの研究成果を実機に適用し、焼損対策の効果確認試験を実施した。この結果を以下にとりまとめる。

- 1) 排気弁の焼損現象は吹抜け過程と焼損過程から成立っている。吹抜け過程はなんらかの理由で弁・弁座間の気密が損われる過程、焼損過程は吹抜け溝周りが高温になって燃焼ガスによって弁・弁座が腐食される過程である。
- 2) 粗悪燃料を用いる船用中大形機関に共通の吹抜けの最大の原因是燃焼残渣に起因した弁・弁座フェースの付着物および付着物の咬込みによる圧痕である。これら弁・弁座フェースの付着物および圧痕による吹抜けは燃焼室壁に付着する燃焼残渣の量とともに発生し易くなる。
- 3) 燃焼残渣の付着物は燃料が粗悪になるほど、シリンダ油のアルカリ価が高くなるほど増大するが、特にシリンドラ油のアルカリ価の影響は大きい。よってシリンドラ油はできるだけアルカリ価の低いものを少量使用するのが好ましい。
- 4) 弁・弁座フェースに燃焼残渣が付着しても、それが厚く堆積するのを防止できれば有効な吹抜け対策になると思われる。このような期待のもとに単筒実験機関を使用して、ロートキャップおよび弁フェース角を変えた試験を実施した。その結果、ロートキャップには見るべき効果がないが、フェース角45°の弁には付着物の除去効果が認められた。そこで、UET 45/80 D形機関で実船試験を実施したが、結果は従来の30°弁と大差な

く、45°弁に大きく期待することはできないようである。

- 5) 弁・弁座フェースの凹みは燃焼残渣付着物の咬込みによる圧痕であり、その対策には高硬度材を厚く盛金するのが有効である。一般に圧痕対策に必要な硬度は機関の高出力化とともに高くなるが、現状、硬度がST-12程度以上であれば、吹抜けを誘発するような圧痕は発生しにくいとみてよい。
- 6) 弁・弁座フェースの付着物および圧痕のために弁座による弁の冷却が悪くなり、さらに吹抜けガスで加熱されて弁がある温度に達すると焼損が始まる。よって、たとえ吹抜けていても弁が十分低い温度に維持されていれば焼損は起らない。なお、吹抜けがある場合の弁温度については実験、理論両面からの検討結果が第136研究部会の総合報告書(日本造船研究協会報告第83号)に詳述されている。
- 7) 弁の作動温度を下げるには弁座を水冷却するのが効果的である。弁座の水冷却によって弁座フェースが120~180°C、弁フェースが50~70°C低下する。
- 8) 弁・弁座の接触幅があまり小さくなると弁座による弁の冷却が悪くなるために、弁温度が上昇する。同時に圧痕による吹抜けならびに焼損を起し易くなるので接触幅は適当に広くとるのが好ましい。
- 9) 焼損には燃料も影響する。弁・弁座フェースの吹抜けの程度が同じであれば、燃料が軽油よりもC重油の方が焼損を誘発し易い。

なお、以上の成果は現在、各種機関に広く適用されており、水冷却弁座とST-12盛金弁を標準仕様として採用した三菱UE機関では、1年間無開放の実績のあるものも多く、さらにA丸、H丸ではDock to Dock無開放を目標にした耐久力試験が、現在も続行中である。

おわりに、実船試験にご協力いただいた船主および乗組員を始め、長期に及んだ本研究に対し、多大のご理解とご教示を賜わった関係各位に対し、厚く感謝する。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会研究資料No.115
- 2) L. Kerneur, A Special Survey by "The Motor Ship" Feb. (1969)
- 3) Gas & Oil Power, Sept. - Oct. (1965) P.218
- 4) K. Luther, Survey by "The Motor Ship" July. (1967)
- 5) Gas & Oil Power, June. (1969)
- 6) Giles W. S., SAE Paper 660471
- 7) Stoffen A. and Afnaim S., SAE Paper 9690 Jan. (1965)
- 8) Johnson V. A. and Galen C. W., SAE Paper 660034, Jan. (1966)
- 9) H. Ayab, T. Yano, T. Motoooka, Protection of Marine Diesel Engine Exhaust Valve from Burning, ISME TOKYO '73

3. 油冷式燃料弁の長期無開放化の研究

3.1 研究の目的

ディーゼル機関の燃料弁はその経時変化、すなわち噴口の摩耗拡大、スピンドル弁座の摩耗、スピンドルガイドの摩耗、スピンドルスティック、各部の油密不良、噴射の切れの不良にもとづくカーボンフラワ生成などによって燃焼の悪化をきたし、機関性能の低下、燃焼室壁熱負荷の上昇をもたらすといわれている。また、アトマイザチップの浸食や冷却油室（Fig. 3.1 ハッキング部）側面の浸食などが弁自身の寿命を縮める可能性がある。

したがって、早い時期（500～1000 h）に交換補修しているのが現状であり、機関の無人化、長期無開放運転達成のために、解決すべき最も重要な問題である。しかし、燃料弁の実際の経時変化がどのように存在し、また、それが機関性能にどのように影響しているかは、あまり明らかでない。

そこで、実船における燃料弁の経時変化の実状を把握しその使用限度を設定するとともに、経時変化の軽減方策を確立し、燃料弁の耐久性向上をはかり、また船内保守作業の軽減をはかるため、昭和45年から47年にわたって実船試験ならびに各種試験、調査を行った。

3.2 試験方法

3.2.1 従来形弁の経時変化の実状把握試験

(1) 実船試験要領

供試船はTable 3.1に示すSHIP Aであるが、その選定にあたっては次の条件を満足するものとした。

- 1) 限られた期間に多数のテストを行うため、10気筒以上の機関を積載した船であること。
- 2) 試験期間中に入渠のないこと。
- 3) 安定した負荷、しかも高負荷で運航されていること。
- 4) 毎航必ず日本に帰港すること。
- 5) 試料弁が装着可能な弁本体を有した船であること。
- 6) この試験に支障となるような事故を過去に経験していないこと。

Table 3.1 Particulars of the test engines

Particulars	Ship name	SHIP A	SHIP B	SHIP C
Kind of ship		Tanker	Bulk carrier	Bulk carrier
Dead weight		164,600 ton	76,200 ton	112,800 ton
Sea route		Japan-Persia	Japan-Australia	Japan-Australia
Pitch of voyage		40 days	20 days	20 days
Type of main engine(HITACHI B&W)		12K84EF	884-VT2BF-180	9K84EF
Cylinder bore		840 mm	840 mm	840 mm
Stroke		1,800 mm	1,800 mm	1,800 mm
Number of cylinder		12	8	9
Indicated output at M.C.R.		33,600 PS	20,200 PS	25,200 PS
Actual output at M.C.R.		30,900 PS	18,400 PS	23,200 PS
Revolution at M.C.R.		114 rpm	114 rpm	114 rpm
Indicated mean pressure at M.C.R.		11.1 kg/cm ²	10.0 kg/cm ²	11.1 kg/cm ²

試験用試料弁はFig. 3.1に示す3種のもので、現在各船で使用されているものである。各部品の材料は、各種スピンドルガイドは窒化鋼、フラット形のスピンドルは不収縮工具鋼、両コニカル形のスピンドルは高速

度工具鋼、フラット形・2ピースコニカル形のアトマイザチップはそれぞれ不収縮工具鋼および合金工具鋼、アトマイザキャップは炭素工具鋼、各種ユニオンナットは炭素鋼である。

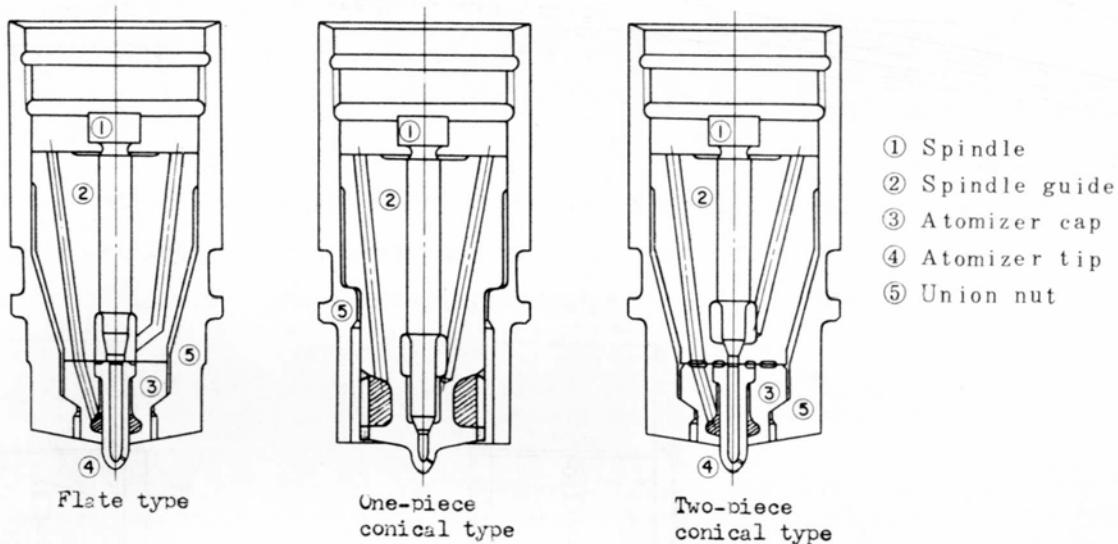


Fig. 3.1 Three kinds of fuel injection valve

試料弁の数はそれぞれ18個(番号、フラット形1F～18F, 1ピースコニカル形1C1～18C1, 2ピースコニカル形1C2～18C2)であり、次の要領で供試船への組込みおよび使用済み弁の抽出を行った。

- 1) 本船入渠時、3種各12個の弁を全シリンダに組込む。
- 2) 1次航帰港時、3種各3個の弁を抽出し1次航使用の試料とする。そのあとに3種各3個の弁を組込む。
- 3) 2次航帰港時、入渠時組込んだうちの3種各3個の弁を抽出し2次航使用の試料とする。そのあとに3種各3個の弁を組込む。
- 4) 3次航帰港時、入渠時組込んだうちの3種各3個の弁を抽出し3次航使用の試料とする。
- 5) 6次航帰港時、全部の弁を抽出する。

この場合、入渠時組込んだものは6次航使用の試料に、1次航帰港時組込んだものは5次航使用の試料に、2次航帰港時組込んだものは4次航使用の試料になる。

(2) 船上調査

訪船は毎航行い、全シリンダの弁を抜出し調査した。調査項目は弁取付ボルトの分解トルク(弁取付時のトルクは16kg·m), 焼損, 腐食, カーボン付着などの外見調査, 噴口のつまり, スピンドルスティック, 噴霧状況, 開弁圧力, 油もれなどの噴射テストおよび機関性能に関する一般計測項目(航海中の機関性能データ)の調査などである。

このうち、外見調査、噴射テストによってアトマイザチップ焼損大、スピンドルスティックおよび油もれが発見されたもの以外で不良弁と判断されたものでも機関性能データに異常がなければ試験を続行した。すなわち、噴射テストによって少々開弁圧力が低下しても、あるいは霧化、噴霧のきれが悪くても機関の燃焼状態には影響ないと判断した。

(3) 陸上調査

(a) 外見調査

抽出した弁について陸上にてアトマイザチップ焼損、アトマイザキャップの腐食、噴口径(線ゲージ(精度1/100mm)による), スピンドルリフト、スピンドルとスピンドルガイドの間隙、スピンドル弁座部の

状態などを詳細に調査した。Fig. 3.2 はコニカル形弁の弁座部調査要具である。

(b) 流量計測

噴口摩耗量測定の1方法として一定ヘッド(約1m)より水を流出させ、噴口よりの流量を測定し、これより噴口摩耗の程度を計測することを計画し装置を製作した(Fig. 3.3)が、測定結果のはらつきが大きく、再現性がないため、試験を断念した。

(c) 噴射試験

抽出した弁の噴霧特性の経年変化を把握するため実機と同じ回転数、噴射量、開弁圧力で噴射させ、噴霧状況を高速度写真撮影によりとらえるほか、オシログラフにより噴射圧力、弁リフトを計測した。

本試験は船内におけるハンドポンプによる噴射試験との比較を行うのも目的の一つである。

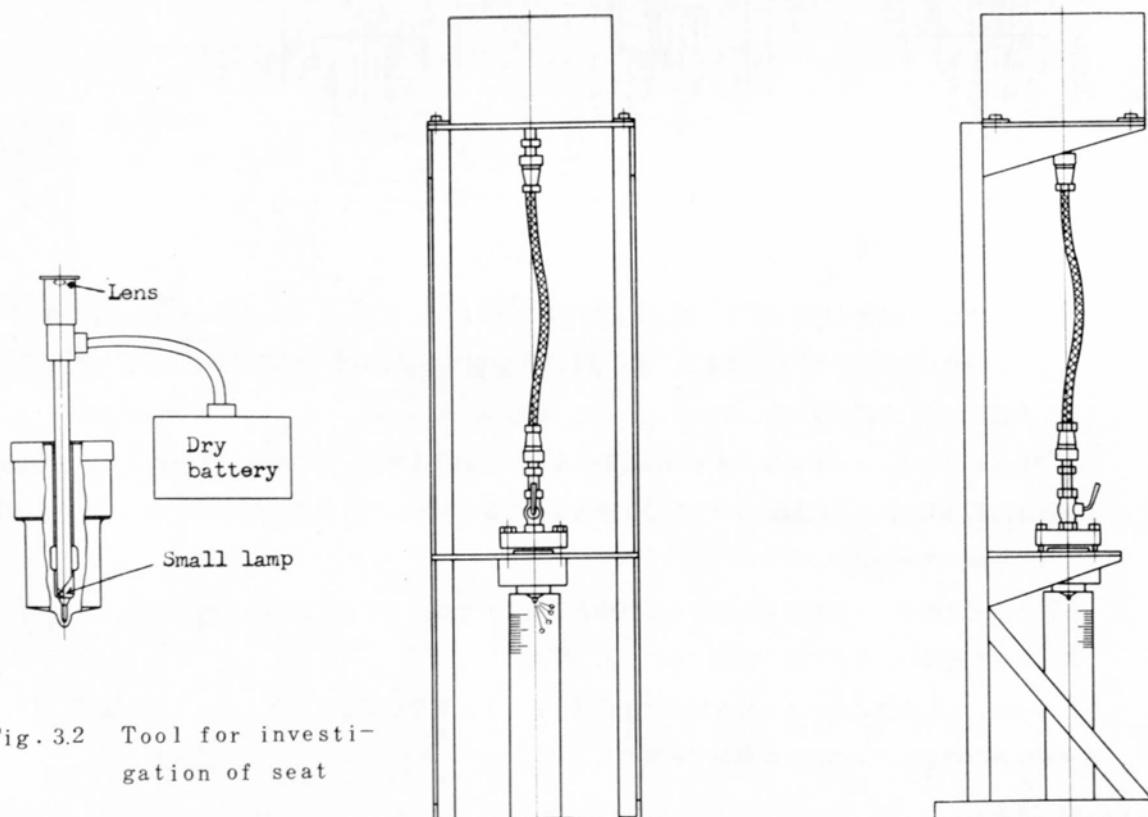


Fig. 3.2 Tool for investigation of seat

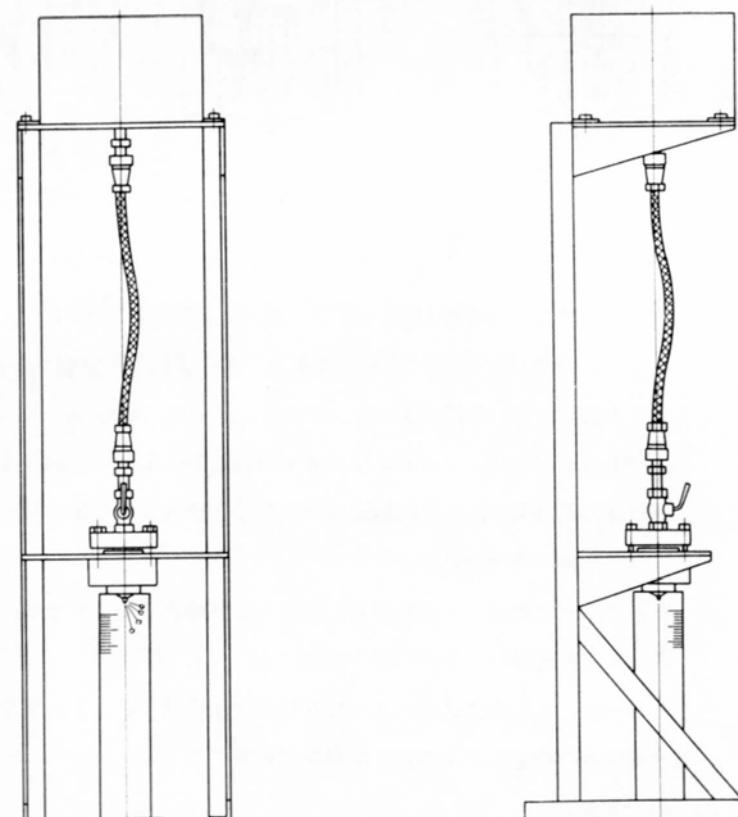


Fig. 3.3 Water flow measurement for checking nozzle holes wear

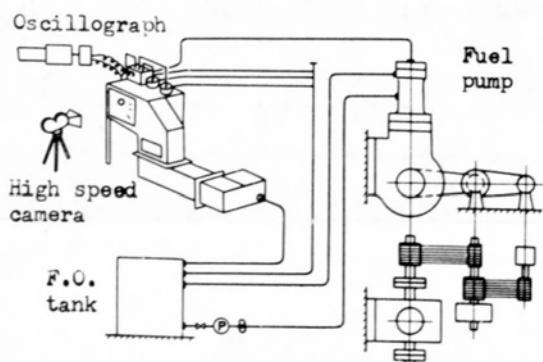


Fig. 3.4 Injection test apparatus

試験装置の概略をFig. 3.4に示す。カム軸駆動用のモーターには誘導モーター(870 rpm, 75 kw)を使用し、これからVベルトによって2段減速して、実物のカム軸(1シリンダ分)を114 rpmで回転駆動させる。このカム軸に対して燃料ポンプを実機と同じ関係位置に組立ててカム軸上のカムにより駆動する。燃料ポンプから弁に至る経路も実機の場合と同様で、噴射量を同一状態にするため、3本の弁を接続しているが、その中の1本を測定用として観察できる位置に組立てている。

燃料は、通常の陸上運転に使用しているA重油で、供給ポンプにより約3~4 kg/cm²に圧力を高めている。温度調整は行っていない。ポンプマークはC.S.O.相当の36とし、開弁圧力は使用時の値に設定した。

(d) 切断調査

抽出弁の噴口の摩耗、弁座形状の変化、焼損、腐食などを詳細に調査するため、切断し、断面の観察を行った。

(e) 使用油分析

航海に使用した燃料油、燃料弁冷却油の成分、比重、粘度、引火点および発熱量を分析調査した。

3.2.2 改良形弁による耐久性向上試験

(1) 改良形弁の種類

前述の実状把握試験においては、フラット形、2ピースコニカル形および1ピースコニカル形の3形式の弁で試験を行ったが、試験の結果1ピースコニカル形は冷却効果が悪く約2,400 hでアトマイザチップが使用不能となったことと、一体形であるため取替費用が高価になる欠点をもっており、将来性がないと考え、今回はこの形式の使用はやめ、Fig. 3.1に示すフラット形および2ピースコニカル形の2形式を使用した。製作した部品は図中①~⑤である。Table 3.2に示した各種改良形弁記号の頭文字のFはフラット形を、2Cは2ピースコニカル形を示す。

(a) アトマイザチップ焼損防止対策を施した弁の種類

アトマイザチップ焼損防止対策として、材料、形状変更および表面処理を行った。材料の種類は従来のJIS SKD11材に加えて、過去に使用した加工性のよいボーレルMG鋼(不収縮鋼Table 3.3)、1ピースコニカル形弁に使用した窒化鋼(JIS SACM1材)の3種である。Table 3.2でF MG, 2 CMGCR, 2 CMGNICRおよび2 CMGOKLAXはボーレルMG鋼、FSKD, 2CSKDおよび2CMSKDはSKD11材、またFSACMは窒化鋼をそれぞれ使用した。

形状変更は同表中のFig.aのようにチップ内燃料油穴の先端形状を従来の錐状より平先状に変更し、燃料油による冷却効果を増したものと、アトマイザキャップの冷却油室の形状を同表中Fig. bのように変更し、冷却効果を増そうとしたものの2種類であり、前者は改良形弁全部に採用し、後者は1種(2CMSKD)に使用した。

表面処理はクロームメッキ、ニッケルメッキ+クロームメッキ、および耐熱耐食樹脂の焼着の3種を使用し、母材は全てボーレルMG鋼である。

クロームメッキは、サーチェント浴にて施工した硬度Hv1,000程度のごく普通のクロームメッキ層であり、厚さは0.2 mmである。同表2CMGCRのFig.cにメッキ範囲を示す。またニッケルメッキはニッケルメッキの中では耐食性が優れている不溶解ニッケル法で施工した硬度Hv300程度のもので、同表2CMGNICRにて示すようにチップにはクロームメッキの下地としてニッケルメッキを施し、ニッケルとクロームの層の厚さはそれぞれ0.05~0.1, 0.02~0.05 mmである。

耐熱耐食樹脂は大倉工業KK製のOKLAX TD150と呼ばれるもので、シルバー色、ペイント状の油性樹

脂であり、耐熱温度當時約1,000°C、耐食性にも優れた塗料で、スプレーで2回塗り、塗布後45min自然放置、その後600°Cの電気炉で1h加熱乾燥した。弁の記号は2CMGOKLAXで同表Fig.eに焼着範囲を示す。

Table 3.2 Kinds of valves to which the countermeasures were taken to prevent the corrosion of atomizer

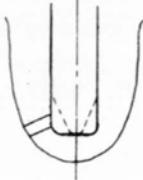
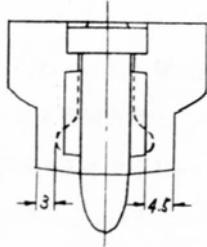
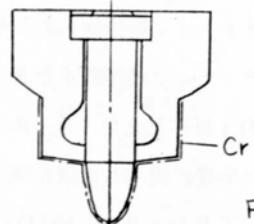
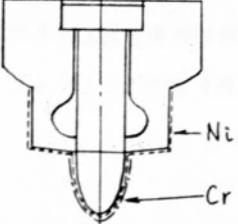
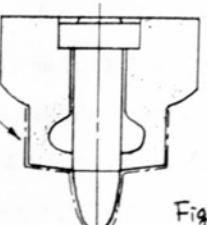
No.	Type	No of MFRS	Material of atomizertip	Shape modification and surface treatment
PMG	Flat	12	BOHLER MG steel	 Fig. a
FSKD	"	"	SKD11	
FSACM	"	"	SACM1	
2CSKD	Two piece conical	"	SKD11	This modification is applied to all kinds of atomizers.
2CMSKD	"	"	"	 Fig. b
2CMGCR	"	4	BOHLER MG steel	Thickness of Cr-plating is about 0.2mm.  Fig. c
2CMGNICR	"	"	"	Thickness of plating, Ni : 0.05-0.1mm - Cr : 0.02-0.05mm  Fig. d
2CMGOKLAX	"	"	"	Resin coating "OKLAX TD150"  Fig. e

Table 3.3 Particulars of material for atomizer tip
"BOHLER MG STEEL"

1. Chemical analysis	C 1.0, Si 0.2
	Mn 1.0, Cr 0.5
2. Mechanical analysis	Hardness : HRC 58 - 62
	Hardening: 780 - 810 °C, quench in oil
	Tempering: 100 - 300 °C

(b) 冷却油室側面の腐食防止対策を施した弁の種類

冷却油室側面の腐食防止対策として、形状変更、表面処理を行った。形状変更は前述の2 CMSKDであり、冷却油室の壁厚を3 mmより4.5 mmに増した。表面処理も前述のクロームメッキ、ニッケルメッキおよび樹脂焼着の3種であり、クロームメッキはチップと同じ厚さ、ニッケルメッキはチップとは異なり、クロームメッキとの併用はしていない。母材は全部同じでJIS SK5材である。

(c) フラット形弁の弁座部へたり防止対策を施した弁の種類

フラット形弁の弁座はアトマイザチップの上部であり、チップの材料として前述のようにSKD11材(F SKD)、ボーレルMG鋼(FMG)および窒化鋼(F SACM)の3種を用い、材料、表面処理(窒化0.1 mm)と弁座部の寿命との関係を求めた。

また、2ビースコニカル形との比較において弁座形式と弁座部の寿命の関係も求めた。

(d) 抜出し困難防止対策の種類

これまでの経験では燃料弁とシリンダカバーとの気密面の状態を良くし、適正に締付けられているものは固着発生はない。したがって固着は上記いずれかの不適が原因である。第122研究部会の場合の固着はカバー側の部品の組立不良によって気密面に隙が生じたために発生した例外のものであった。

気密面不良の原因としては、摺合せ不良や変形などがあり、古い機関ではカバー側当り面が円錐状になっているものがある。このように原因が主として人為的なものであり、絶無にすることは困難である。したがって本研究では、たとえガス洩れし、固着しても軽く引き抜けるような対策を考えた。

まず、弁本体に塗布する従来のモリコートに対し、Fig. 3.5に示す日本モリブデンKK製のニチモリPGペースト、電気化学工業KK製のボロンスプレーを使用した。ニチモリPGペーストは二硫化モリブデン、ボロンスプレーは窒化硼素を主成分とし、いずれも400°Cの高温に耐える潤滑剤として優れているものである。これらを塗布し、もしガス洩れが生じて燃料弁とシリンダカバー間にカーボンや鏽がつまてもすべりやすい塗料が中間にあるため弁が簡単に抜けるようにした。Fig. 3.6はボロンスプレー塗布の状態を示す。

次に一部のユニオンナットの外周軸方向に1/90のテープをつけ、下側を細くした。この対策は過去において排気弁とカバーの固着対策として同程度のテープをつけた経験に基づくものである。このユニオンナットにも前述の塗布剤を塗布した。



Molybdenum bisulfide

Boron

Fig. 3.5 Agents for reducing difficulty in pulling out valve body



Fig. 3.6 Valve body coated with Boron

(2) 実船試験要領

供試船は Table 3.1 に示す SHIP B, C である。SHIP C には FMG, FSKD, 2 CMG CR, 2 CMGN I CR および 2 CMG OKLAX の 5 種類の弁を組込み、それぞれの種類の弁の 3, 6, 9, 12 航海使用の試料を得た。弁本体の塗布剤はモリコートとボロンスプレーの 2 種類を使用し、テーパ付ユニオンナットは FMG の弁に使用した。

また、抜出し困難の有無をチェックするために、訪船時数本ずつ抜出し検査を行った。

SHIP B には FSACM, 2 C SKD および 2 CMSKD の 3 種類の弁を組み、SHIP C と同様の試料を得た。弁本体の塗布剤はモリコート、ニチモリ PG ベーストおよびボロンスプレーの 3 種類を使用し、テーパ付ユニオンナットは FSACM の弁に使用した。抜出し検査も SHIP C と同様に行った。

なお、両船は同一航路に就航しており、1 航海約 500 h, 最長使用時間は 12 航海で 6,000 h となる。また、後述するように試験後半で耐久性が確認出来た時点において、計画を一部変更し、各船 3 種各 1 組、計 6 組 (FSKD9, 2 CMG CR2, 2 CMGN I CR2, FSACM7, 2 C SKD9, 2 CMSKD6) のものを試験延長し、最長使用時間を 8,000 h とした。

(a) 船上調査

訪船調査は 2 ~ 3 航海 (1,000 ~ 1,500 h) ごとに行なったが、実状把握試験のように訪船ごとに燃料弁の抜出し調査は行わず、計画通りに抜出した弁についてのみ後述の諸調査を行い、その他については排気弁を開放し、シリンダの内側から主としてアトマイザチップの焼損、カーボン付着の状態などの調査および機関性能データの調査を行うだけにとどめ、良好なものは試験を続行した。この方法は船主側に多少の抵抗があったが、抜出し困難防止対策に対し、毎航燃料弁を抜出しては意味がないことになるのと、実状把握試験の SHIP A における 4,845 h 使用の実績により船主の了承を得ることができた。ただし、SHIP C においては 8 航海終了後の入渠時に船主の意向により全弁を抜出し調査した。また SHIP B においては 3 航海終

了時、計画していた9本の弁の抜出しのうち5本が抜出し困難となったため、他の弁も同様の危険性があり、試験続行に不安を感じたため、全弁を抜出すことになった。

この時点より計画を一部変更し、初期の計画では抜出し調査をしない訪船時にも3~4本の弁を抜出し検査することにした。もし、この検査で全部抜出しが困難な場合は全体の弁を抜出す考えであったが、結果的にはこのような事態にはならず済んだ。したがって、全く無開放で使用した弁はSHIP Cにおいては最長8航海(4,000h)のもの9本であった。

抜出した弁に対する船上における調査項目は、3.2.1(2)項と同様に行った。

(b) 陸上調査

3.2.1(3)項と同項目、同要領で行った。ただし噴射試験においては、通常航行状態(噴油量ポンプマーク36, 回転数114 rpm)および港内航行状態(噴油量ポンプマーク18, 回転数40 rpm)の再現およびそれらと船内におけるハンドポンプによる噴射試験との比較を行う目的のために、同装置にてハンドポンプによる噴射状態をも高速度写真撮影ならびに諸記録を採取した。なお、ハンドポンプは船用と同じプランジャー径13mm, ストローク33mm, 行程体積4.38cm³のもので1secに約1回の噴射を行った。

(3) 燃料弁作動温度の計測

アトマイザチップの焼損、冷却油室側面の腐食の要因としては、作動中の温度が占める割り合いが非常に大きいと考えられる。

筆者らが過去においてアルメル、クロメル熱電対により計測した例をFig. 3.7, 3.8に示す。Fig. 3.7は9K98FF形機関、Fig. 3.8は1084 VT2BF 180形機関のものであり、それぞれ冷却油流量と弁温度との関係も計測した。しかしながら、これらは全て内部温度であり、表面温度とくに浸食をきたす部分の表面

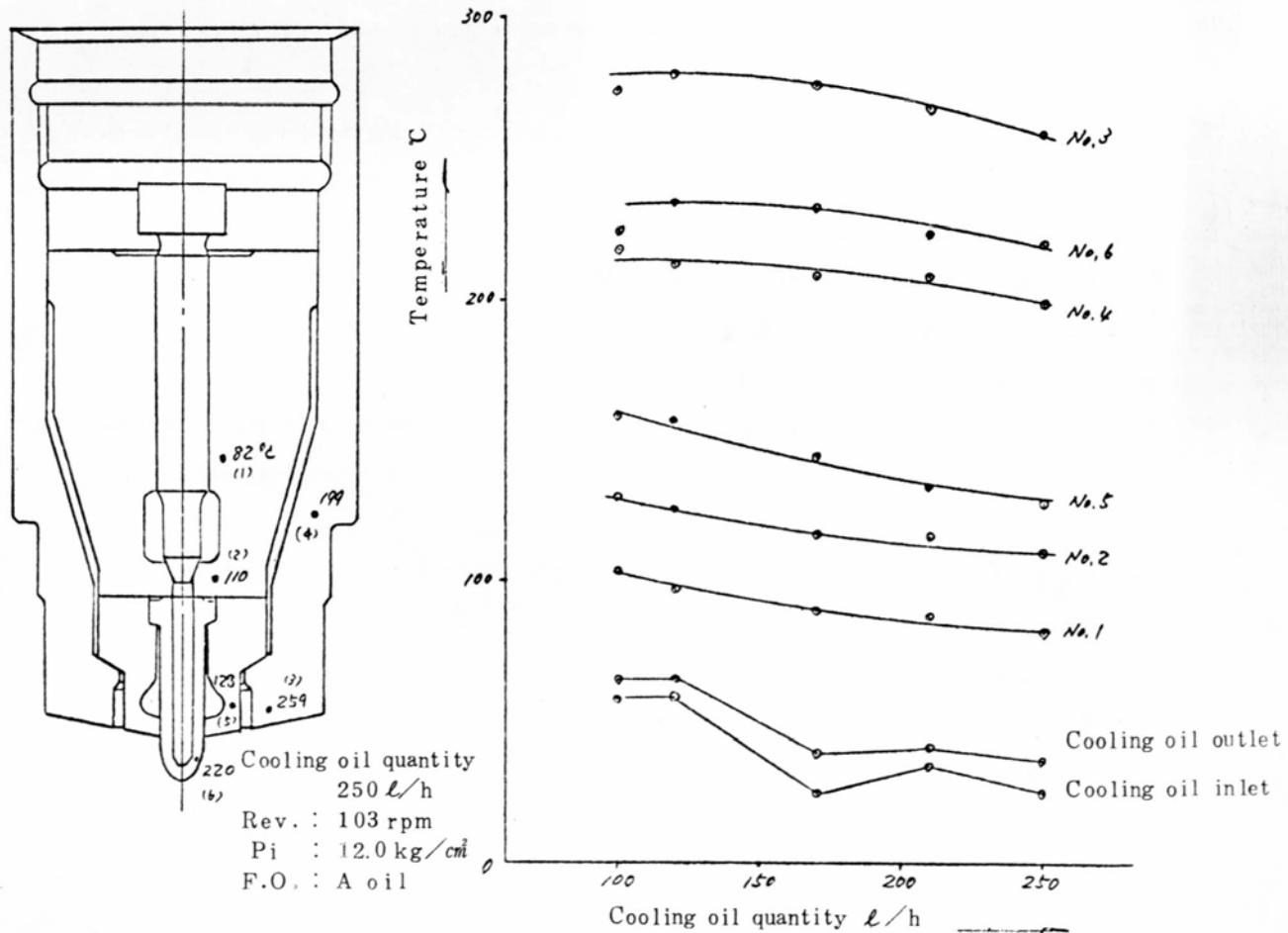


Fig. 3.7 Temperatures of two-piece type valve for 9K98FF type at engine running

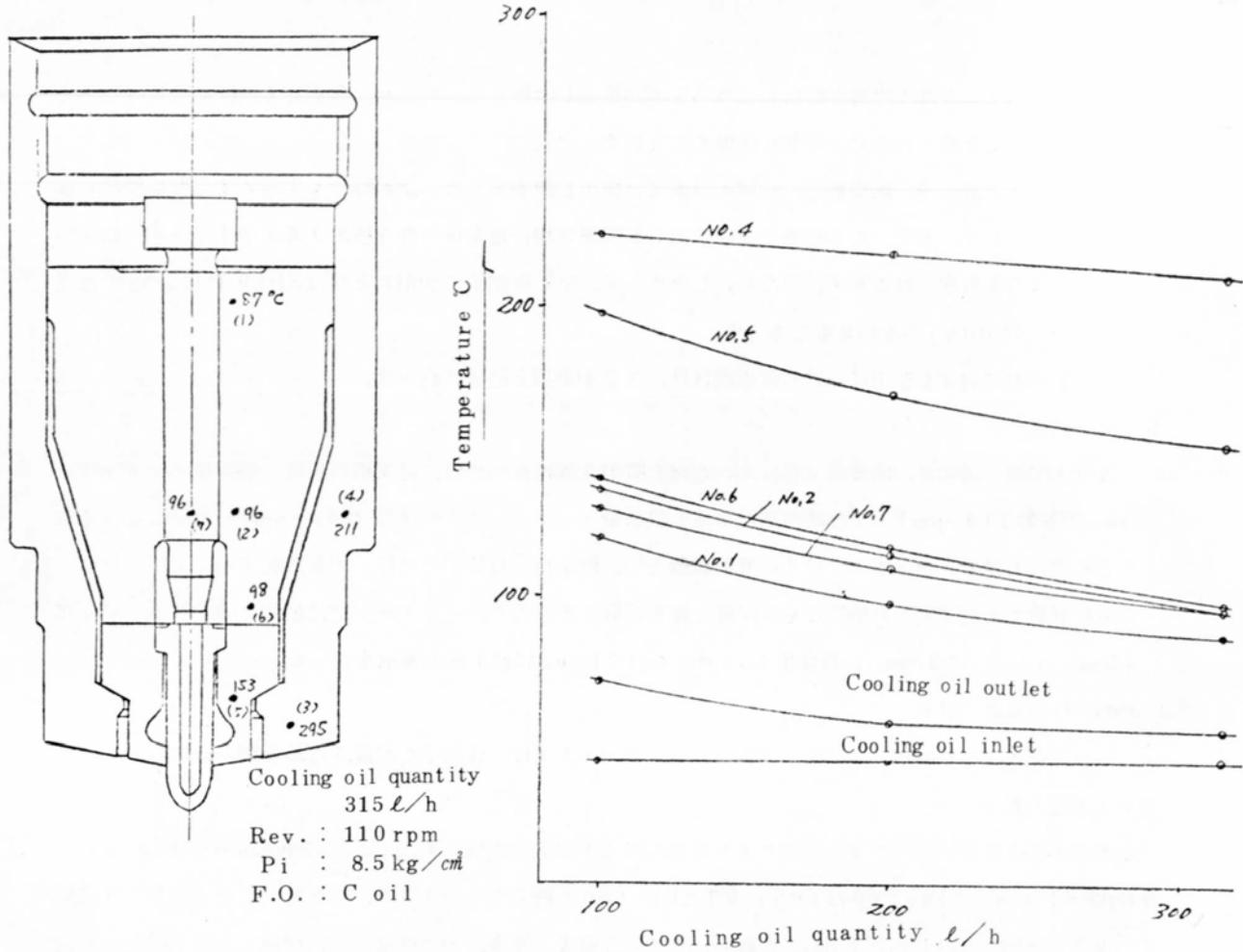


Fig. 3.8 Temperatures of flat type valve for 1084-VT2BF-180 type at engine running

温度が不明であり、測定するにしても従来の方法では寸法的に小さく、構造的にも困難であった。そこで本研究においては、燃料弁の材料である鋼の焼戻し軟化性を利用して、その硬さの低下から逆に、その材料の被熱温度を推定する方法による温度計測を試みた。

計測した部品は Fig. 3.1 の品番①～⑤（スピンドル、スピンドルガイド、アトマイザキャップ、アトマイザチップおよびユニオンナット）であり、その材料選定にあたっては、上述の目的を達すると同時に、本来の機能をそこなわないものであることに注意を払った。すなわち、焼入れ性、焼もどし特性（被熱による硬度低下の明確なもの）および正常な作動に必要な硬度、強度などが、ともに優れた材料を選ばなければならない。検討の結果アトマイザチップ、キャップ、スピンドルおよびスピンドルガイドには特殊製鋼KK製のGSS2材、ユニオンナットにはJIS SCM21肌焼鋼を使用した。

ユニオンナットに浸炭鋼を使用したのは、機能上引張荷重を受けるためであり、したがって表面とその付近のみの温度を計測することにした。

Table 3.4 に供試材の化学成分および各部品の製作手順を示す。表中のサブゼロ処理はオーステナイト分解処理であり、良好な焼もどし特性を得るために処理である。

また、100°Cで焼きもどしを行ったのは、各部品の製作工程中に研磨があるため、その研磨割れ防止のためであり、したがって、100°C以下での温度計測は不可能である。同様にアトマイザの焼きばめでキャップを100°Cに加熱したことによりキャップの100°C以下の温度計測はできない。

このようにして製作した部品を実機の運転に使用し、運転後切断し、被熱による各部品の硬度低下の分布を測定し、あらかじめ各部品と同ロット材により作製した焼もどし曲線（Fig. 3.9）と比較して燃料弁の温度分布を測定した。供試機関は当社の工程の都合上、本研究の実船試験供試機関と同形機関が得られなかつたため、

Table 3.4 Particulars of materials used for measurement of temperature of fuel valve operation

Spindle, Spindle guide Atomizer tip, Atomizer cap	Union nut
Material : GSS 2 C 0.85~1.0, Si 0.2~0.4 Mn 1.1~1.3, P 0.03 S 0.03, Cr 0.4~0.6 W 0.6	Material : SCM21 C 0.13~0.18, Si 0.15~0.35 Mn 0.60~0.85, P 0.03 S 0.03, Cr 0.90~1.2 Mo 0.15~0.30
Manufacturing procedure	
1. Machining 2. Hardening 820°C, quench in oil 3. Sub-Zero treatment Hold -78°C for 1 hour, 30 minutes after hardening. 4. Tempering Hold 100°C for 2 hours, cool in air. 5. Grinding 6. Shrinkage fitting of atomizer tip and cap Heat the cap to 100°C, quench the tip down to -78°C.	1. Machining 2. Case hardening 930°C, hold for 6 hours 3. Normalizing Hold 700°C for 1 hour, cool in air. 4. Machining of thread 5. Follow items 2 to 5 of left column.

Table 3.5 に示す 7K62EF 形機関を選んだ。

同機関の燃料弁は K84 EF, 84-VT2BF-180 形機関と同一形状、寸法（噴口条件のみ異なる）であり、熱負荷も大差ないことからも、計測結果の流用は十分行えると考える。

供試機関の運転は M.C.O. にて行ったが、その運転時間の決定にあたっては、機関の負荷整定時間、熱負荷整定時間と各部品の所定の焼もどし時間との関係を考慮した。すなわち、Fig. 3.10 に示すように、起動より停止の時間としては機関の負荷が整定する時間と負荷整定後の熱負荷整定時間および一定の焼もどし温度（熱負荷）にて保持する時間が必要である。鋼材は一定焼もどし温度でも、一定時間を過ぎるまでの時間の経過とともに硬度が激しく低下する性質をもっているため、運転時間が短かいと正確な計測が望めない。

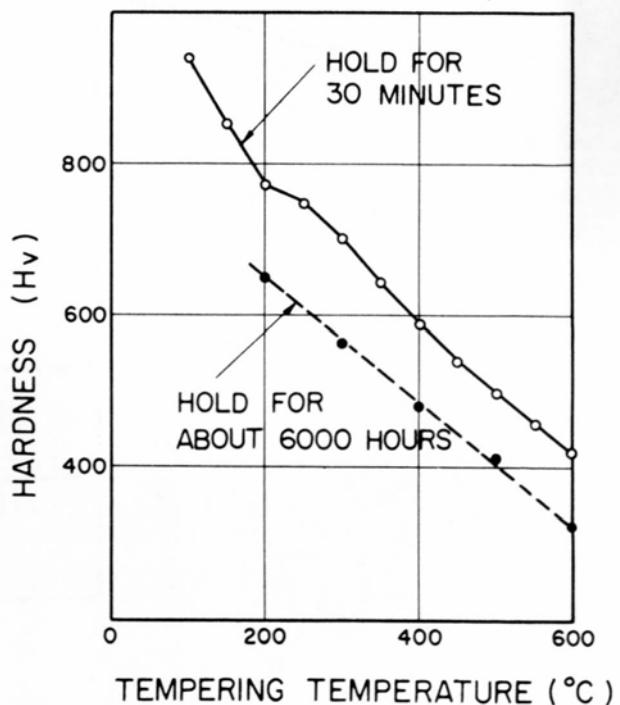


Fig. 3.9 Hardening/tempering hardness curves

Table 3.5 Particulars of test engine for measurement of temperature of the atomizer

Type of engine(HITACHI B&W)	7K62EF
Cylinder bore	620 mm
Stroke	1,400 mm
Number of cylinder	7
Indicated output at M.C.R.	10200 PS
Actual output at M.C.R.	9,400 PS
Revolution at M.C.R.	144 rpm
Indicated mean pressure at M.C.R.	10.8 kg/cm ²
Max. pressure at M.C.R.	72 "
Comp. pressure at M.C.R.	60 "
Temperature of exhaust gas at M.C.R.	380 °C
Temperature of scavenging air at M.C.R.	35 °C
Pressure " "	0.94 kg/cm ²
Temperature of fuel oil	19 °C
Temperature of cooling oil for valve (inlet)	35 °C
" " (outlet)	36 °C
Pump index at M.C.R.	4.7
Temperature of engine room	17 °C

過去の温度計測の経験から機関負荷整定に30min、熱負荷整定に30minを要し、また、焼もどし時間と硬度の関係がほぼ安定するには10minあれば十分であることがわかったため、一定焼もどし温度に保持する時間を30minとして、機関起動から停止までの時間を90minとした。

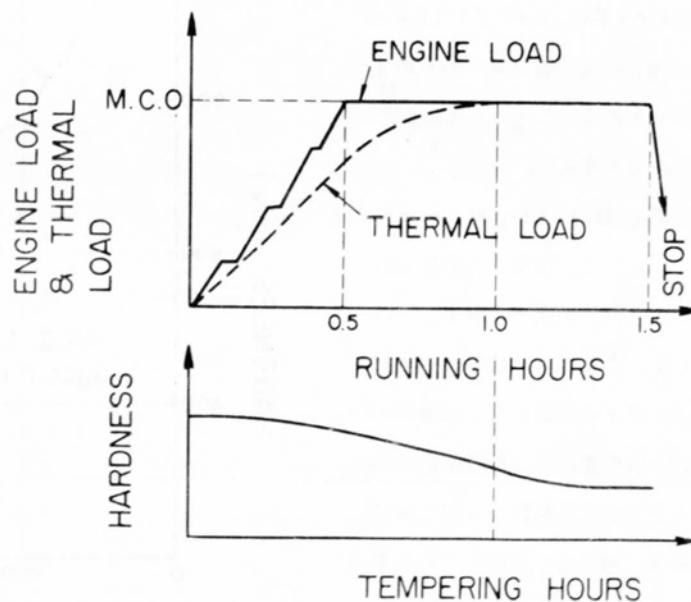


Fig. 3.10 Time program for measurement of temperature of atomizer

3.3 試験結果

3.3.1 従来形弁

(1) 実船試験結果

使用燃料油分析結果および燃料弁冷却油分析結果の1例をTable 3.6に、シリンドカバーより弁を抜出す前にシリンド内より写した弁の状態例をFig. 3.11～3.13にそれぞれ示す。

Table 3.6 Analysis of an example of fuel and cooling oil used in tests

	SHIP A		SHIP B		SHIP C	
	fuel oil	cooling oil	fuel oil	cooling oil	fuel oil	cooling oil
Composition(%)						
Residual C.	3.36	1.88	7.15	4.23	9.49	0.62
Ash	0.04	0.006	0.033	0.02	0.023	0.003
Sulpher	3.03	1.68	2.4	2.03	2.65	1.32
Water	0.02	0.01	0.01	trace	trace	trace
Gravity(15/40°C)						
Viscosity (R.W.No.1,50°C)	0.985	0.863	0.944	0.898	1.001	1.001
Flash point(°C)	680	37.9	481	62	605.1	37.05
higher cal. (kcal/kg)	10,422	10,763	10,432	10,626	10,243	10,576
Lower cal.(")	9,307	10,042	9,311	9,902	9,678	9,891
Temperature	100	45/56	120	50/60	110	52/61
Pressure	5.5	2.5	4.5	2.5	4.5	1.3

抽出計画に従って抽出された弁について諸調査を行った結果は次のとおりである。

1) 開弁圧力低下の状態

開弁圧力低下の状態はFig. 3.14のとおりで30 kg/cm²程度低下しても機関性能に影響は認められなかった。

2) ハンドポンプによる噴射テスト結果

船上にて行ったテスト結果によると全て良好であった。

3) アトマイザチップの焼損

1ピースコニカル形において最も大きく1次航より認められ、約2,400 hで使用困難となった。(約1 mm焼損)。Fig. 3.15にその1例を示す。他の種類の弁について全般にわずかに認められた程度であった。

4) アトマイザキャップおよび1ピースコニカル形のスピンドルガイド冷却油室側面の腐食

Fig. 3.16に示すとおり全て噴口と反対側に発生し、1ピースコニカル形においては約2,400 hで腐食深さは約1.2 mm、フラット形および2ピースコニカル形においては最大約0.7 mmであったが、ともに再使用可能であった。

5) アトマイザチップのカーボン付着

これは全数に認められたが、全体的に見て1ピースコニカル形が最も少なく、フラット形、2ピースコニカル形がやや多い。Fig. 3.17に顕著なものを示す。スピンドル弁座より噴口までの容積の相違が影響するものと考えられる。

6) スピンドル弁底部の状態

特に異常はないが、フラット形のアトマイザ側、両コニカル形のスピンドル側に約1 mmの幅で爪で感じる程度のカラーがつき、1ピース、2ピースコニカル形のスピンドルガイド側の上縁の周囲に細かいかけが点在している程度であったが、油もれもなく、機能上さしつかえないものであった。

7) スピンドルとスピンドルガイドの間隙の変化

この間隙の変化は全く認められない。

8) スピンドルおよびスピンドルガイドの摩耗によるリフトの変化

フラット形が約800hで最大0.1mm, 1,600hで0.015mm, 2,400hで0.05mm, 1ピースコニカル形は同じく0.01mm, 0.02mm, 0.04mm, 2ピースコニカル形は同じく0.005mm, 0.01mm, 0.02mmとなり, フラット形が最も大きいが寿命に影響を及ぼす程度ではない。

9) フラット形および2ピースコニカル形のスピンドルガイドとアトマイザキャップの当り面の高圧用穴から冷却用穴への油もれ

この油もれの傾向は全数に認められたが, その量はメンテナンス上問題にならない程度であった。

10) スピンドルガイドと弁本体間のガイドピンの切損

1ピースコニカル形の場合, スピンドルガイドとユニオンナットの間にカーボンが固着し, 弁の分解時にともまわりして, スピンドルガイドと弁本体間のガイドピンが切損した。

約2,400で全数切損した。なお, 抽出計画とは別に不良弁として陸あげされたものには1ピースコニカル形の焼損大のもの(約2,400h使用したもの), 弁本体の抜出しが困難なため, 抜出し時に破損したもの, フラット形でユニオンナットがゆるみ, 油密不良となり, かつスピンドルスティックぎみのものなどがあった。



Fig. 3.11 Flat type



Fig. 3.12 Two-piece conical type



Fig. 3.13 One-piece conical type

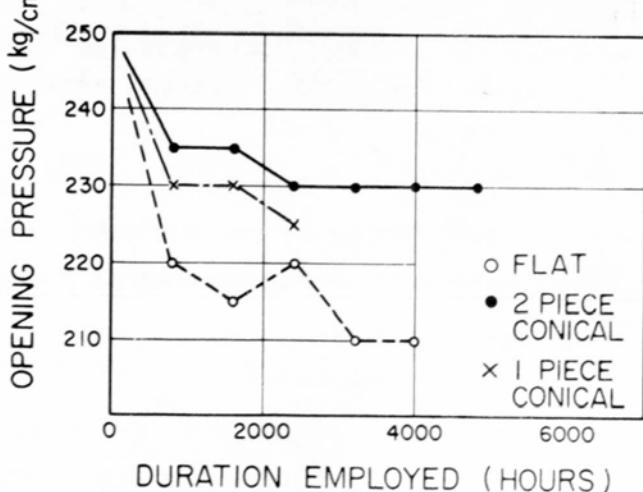


Fig. 3.14 Drop of injection valve opening pressure

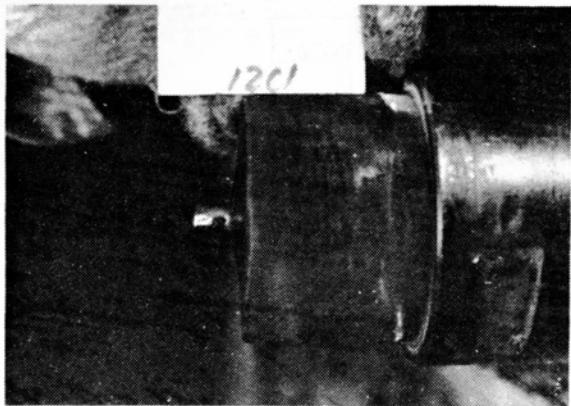
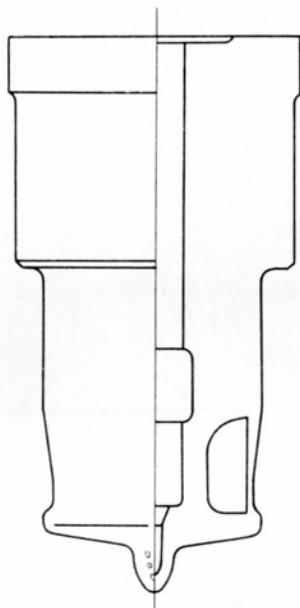


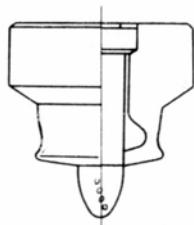
Fig. 3.15 Atomizer tip of one-piece conical type after about 2,400 running hours



Fig. 3.17 Example of carbon trumpet on a two-piece conical valve



One-piece conical type



Flat and two-piece conical type

Fig. 3.16 Corrosion of outer surface of cooling chamber

(2) 噴射試験結果

噴射試験によって得られた結果は次のとおりである。

1) 噴射状態

使用時間の差による明りょうな違いは認められないが、若干の噴射の乱れ、切れの悪さが観察される。両の種類から見ると、2ピースコニカル形に比べ、1ピースコニカル形とフラット形が、いく分悪いようである。

2) F.O. 最高圧力の変化

Fig. 3.18に示すが使用時間に従っていく分下がり気味である。1ピースコニカル形は他に比べて圧力の降下が著しく、約80kg/cm²であるが、これはチップ焼損などから判断される使用限度に対応するとも考え

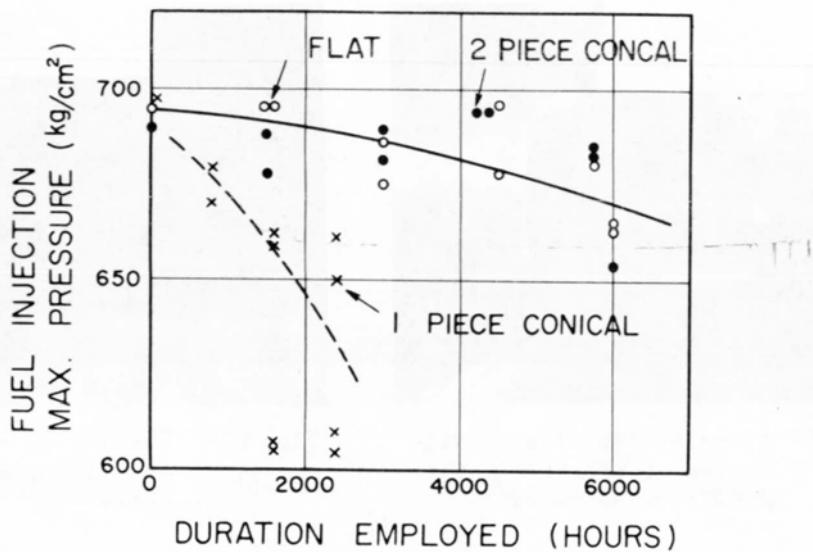


Fig. 3.18 Drop of injection pressure due to wear at M.C.R.

られる。

3) 弁リフトの変化

明りょうな変化は認められない。

(3) 切断調査結果

各試料弁を切断し、内部の状況、主要部硬度を調査した。切断後の硬度計測結果を Fig. 3.19 に、また、噴口径の測定結果を Fig. 3.20 に示す。

その結果、次の点が認められた。

1) 噴口径の増大

両端のダレは Fig. 3.20 のように 1 ピースコニカル形を除いては最大でも 0.01 ~ 0.015 mm 程度で、ほとんど変化はない。
1 ピースコニカル形は焼損の影響が大きく噴口の変化も大きい。

2) 弁座およびチップ先端(噴口部付近)の硬度

新品から比べると若干の低下はあるが、噴口径の増大がなく、焼損も著しくないことから使用上で問題となる値ではない。

2 ピースコニカル形で新品と 2,395 h 使用弁との差は Hv で 50 である。

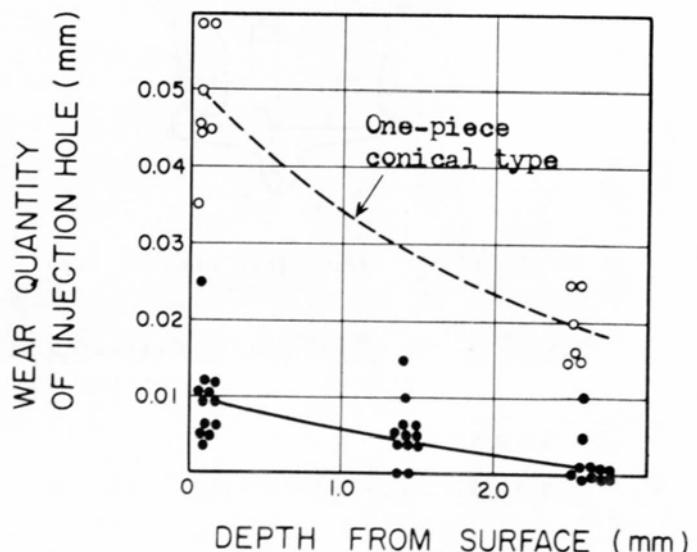


Fig. 3.20 Wear of nozzle hole in about 6,000 hours

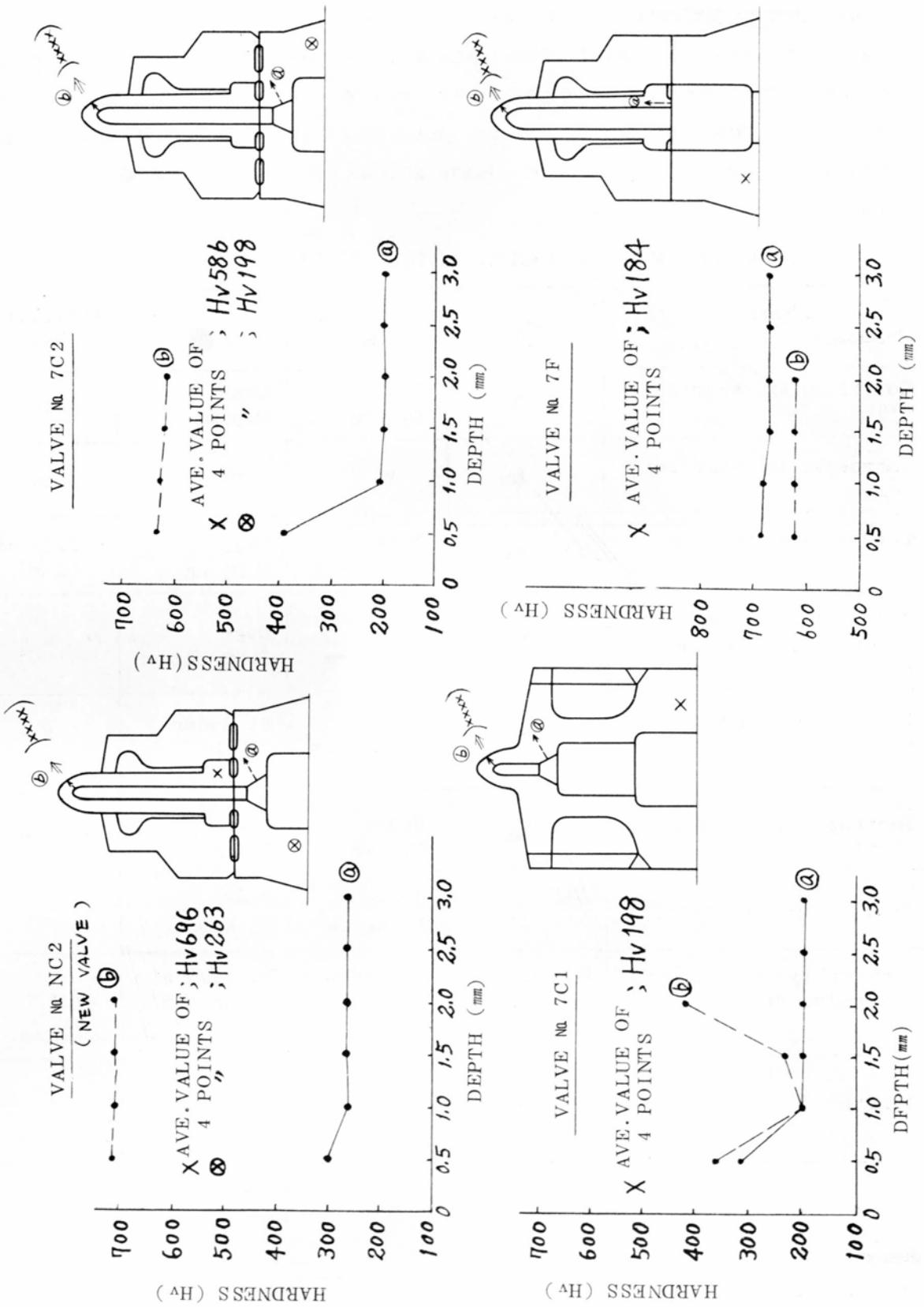


Fig. 3.19 Hardness of atomizer & spindle guide

3.3.2 改良形弁

(1) 実船試験結果

両船とも約1年の試験期間中、入渠あるいは海員ストライキによる長期停泊などあったが、試験は計画通りに遂行できた。計画通りという意味は、初期の抜出し計画が、早期において一部が本船主の手によって抜出された以外、予定通りに行われ、また、弁自体の経年変化や燃焼不良あるいはピストン焼損などによって、不良弁と判断されて試験中止に至ったものが発生しなかったということである。船上ならびに陸上における外見調査の結果による各改良形弁の経時変化の比較をTable 3.7に示し、この表の記号(○ ▲ ●)説明をTable 3.8に示した。

Table 3.8 Meaning of marks in Table 3.7, 3.9, 3.10, 3.11 and 3.12

Mark Phenomenon	○	▲	●	Admissible Value
Corrosion of atomizer tip	No	Under 0.5 mm	Over 0.5 mm	1 mm
Corrosion of atomizer cap	No	"	"	2 mm
Wear of nozzle hole	No	Under 0.03 mm	Over 0.03 mm	0.03 mm (B/W)
Increase of clearance between spindle and guide	No	Under 0.002 mm	Over 0.002 mm	*
Oil leakage from nozzle hole	No	at over 200 kg/cm ² (1)	at under 200 kg/cm ² (1)	*
Increase of spindle lift	No	Under 0.1 mm	Over 0.1 mm	0.3 mm
Drop of opening press.	No	Under 15 kg/cm ²	Over 15 kg/cm ²	*
Difficulty in pulling out valve body	Pulled out by hand only.	Pulled out by lever.	Pulled out by special jack (a).	*
Others	No	*	YES	*

Remark

- (1) Test pressure
- (2) Case of pulling out by screw jack : (●)
Case of pulling out by hydraulic ram : (◎)

Table 3.7 Analysis of aging of every kind of fuel valve during about 6,000 hours (12 voy.)

(a) アトマイザチップ焼損発生状況と改良の効果

Table 3.9 に各使用時間における焼損発生状況を示す。同表上部に SHIP A における従来形の焼損発生状況を併せ示した。この焼損は後述するように高温酸化腐食であり、表より明らかのように、改良の効果が顕著なものはクロームメッキおよびニッケル+クロームメッキしたものと、従来形と同じ SKD11 材でチップ内穴の形状を変更したものである。中でもメッキしたものは全く焼損が現われていない。その他は従来形と同程度かむしろ悪い結果となった。耐熱耐食樹脂OK LAX の焼着は全く効果なく、母材ボーレル MG 鋼 (F MG) の焼損状況と同程度であった。窒化鋼も同程度であり窒化の効果もない。2 CMSKD は F SKD や 2 C SKD と同材料でチップの形状も同じであるが、冷却油室形状変更がチップ焼損に対しては明らかに逆効果を呈した。

SKD11 材の F SKD, 2 C SKD の焼損は皆無ではないが、従来形に比べ非常に少なく、6,000 h 以上の長期使用に十分耐えられるものであるが、加工性が悪い欠点をもっているため、加工性のよいボーレル MG 鋼を母材にクロームメッキした方が焼損も少なくて済み、経済的である。

Table 3.9 Circumstances of corrosion occurred at the atomizer tip of flat and two-piece conical type

Running hours	800	1,600	2,400	3,200	4,000	4,800
(A). JIS SKD 11 dotted line in Fig. a, Table 3.2	○○○ ○○○	▲○○ ○○○	▲▲▲▲ ▲○○	●●● ●▲▲	●●▲○ ○○○○	●●●
Running hours	1,500	3,000	4,500	6,000		
(B). JIS SKD 11 Fig. a in Table 3.2	○○○○○○	▲▲▲○○○	○○○○○○	▲▲○○○○		
(C). " " " Fig. b in Table 3.2	▲▲○	▲▲▲	▲▲○	●▲		
(D). MG STEEL Fig. a in Table 3.2	▲▲○	▲▲○	●●●	●▲○		
(E). " " chromium plated	○	○	○	○		
(F). " " Cr-Ni plated	○	○	○	○		
(G). " " resin coating	▲	▲	●	○		
(H). JIS SACM 1 Fig. a in Table 3.2	○○○	▲○○	●▲▲	●●		

Table 3.10 Circumstances of corrosion occurred at the outer surface of cooling chamber of flat and two-piece conical type

Running hours	800	1,600	2,400	3,200	4,000	4,800
(A). Dotted line in Fig.b, Table 3.2 used on SHIP A	▲▲▲ ○○○	●●● ▲▲▲	●●●● ▲▲▲	▲▲▲ ▲▲▲	▲▲▲▲ ▲▲▲○	▲▲▲
Running hours	1,500	3,000	4,500	6,000		
(B), (D), (H) Dotted line in Fig.b, Table 3.2 used on SHIP B and C	○○○○○ ○○○○○ ○○○○○	▲▲▲▲ ▲○○○○ ○○○○○	●●●▲ ▲▲▲▲ ▲▲▲▲	●●●▲ ▲▲▲▲ ○	●●▲▲ ▲▲▲▲	
(C). Fig.b in Table 3.2	○○○	○○○	○○○	▲○		
(E). Chromium plated	○	○	○	○		
(F). Nickel plated	▲	▲	▲	▲		
(G). Resin coating	○	●	▲	▲		

(b) アトマイザキャップ腐食の発生状況と改良の効果

Table 3.10にアトマイザキャップの冷却油室側面腐食発生状況を示した。この表にもSHIP Aの結果を併せ示した。この腐食は硫酸腐食である。本試験の従来形の発生状況はSHIP Aのものに比べかなり良いが、4,500 h程度で全てに浸食をきたした。改良の効果が顕著なものはクロームメッキしたものと、冷却油室形状を変更し壁厚を大きくしたものである。中でもクロームメッキしたものはチップ焼損と同様に浸食は皆無であった。壁厚を厚くしたものも6,000 hで少し浸食が発生した程度で、かなりの長時間に耐えられるものと考えられるが、チップが従来形ではその効果も生かせなかった。ニッケルメッキ、OKLAX焼着のものは全く効果がなかった。

本試験の結果、チップ焼損とキャップ腐食と同時に解消するものとして、クロームメッキの効果の大きいことが判明した。

(c) スピンドル弁座部の異常発生状況と改良の効果

フラット形弁において材料変更、窒化処理などの改良を行い、その効果を判断するのにTable 3.11のように弁座部のキズの有無、噴射ショナル音の良否および噴口よりの油もれの状態などを比較したが、各種とも大差のない結果に終り、同表に併せ示した2ピースコニカル形との比較では、フラット形は全てに劣ることが、SHIP Aの場合と同様再認識させられた。

しかし、この比較において悪いといつても実際の燃焼状態や噴霧状況には影響が及ばない。ただ、ここでどちらかを選ぶとするならば、保守作業およびガイド、アトマイザ結合面の油洩れやミミズ状のキズ発生（Table 3.7 参照）などの観点から考慮し、2ピースコニカル形を選ぶことになる。

(d) 抜出し困難発生状況と防止対策の効果

抜出し困難弁の発生状況はTable 3.12に示す通り、その発生率は両船の133回の抜出し回数のうち30本、22.6%であった。これはテコ棒で抜けた比較的軽度なものも含まれており、特殊用具で抜いた固着のひどいものの発生率は8.3%であった。供試船所有の標準要具はネジジャッキであるが、固着のひどいものはFig. 3.21に示すような油圧ラムを使用した。この油圧ラムを使用したのは全てSHIP Bにおいてであった。

Table 3.11 Circumstances of abnormality occurred at the spindle valve seat

Running hours		1,500	3,000	4,500	6,000
Flat type (MG STEEL)	Scratch	●●●	●●●	○○○	○○○
	Injection sound	○○○	●○○	●○○	○○○
	Oil tightness	▲▲	▲▲○	▲○○	▲○○
Flat type (JIS SKD 11)	Scratch	●●●	●●●	○○○	○○○
	Injection sound	●○○○	●○○○	●○○	○○○○
	Oil tightness	▲▲▲	▲▲○	▲○○	▲○○
Flat type (JIS SACM 1)	Scratch	●○○○	●●●	●●○○	○○○
	Injection sound	●○○○	●●○○	●●○○	●○○○
	Oil tightness	○○○	○○○○	▲○○○	○○○○
Two-piece conical type (JIS SACM 1)	Scratch	○○○○ ○○○○ ○○○○	●●○○ ○○○○ ○○○○	●●●● ●○○○ ○○○○	●●○○ ○○○○ ○○○○
	Injection sound	●●○○ ○○○○ ○○○○	●○○○ ○○○○ ○○○○	○○○○ ○○○○ ○○○○	○○○○ ○○○○ ○○○○
	Oil tightness	▲▲○○ ○○○○ ○○○○	○○○○ ○○○○ ○○○○	○○○○ ○○○○ ○○○○	○○○○ ○○○○ ○○○○

Table 3.12 Occurrences of the difficulty in pulling out fuel injection valve

Kind of agent	Number of pulling out	Occurrence of the difficulty	
		Number	Circumstance
Molycoat	14	0	
" with tapered union nut	26	6	▲▲▲ ▲▲○
Molybdenum bisulfide	32	11	○○○○○○○
" " with tapered union nut	12	3	▲▲▲
Boron	41	8	▲▲▲▲▲
" with tapered union nut	8	2	●●
	Total 133	Total 30	

抜出し困難は使用時間に関係なく発生する。1,000 hで発生するものもあれば、SHIP Cにおいては最長4,000 h無開放の8本のうち7本、SHIP Bにおいては最長4500 h無開放の9本全てが軽く抜出せた、というような例もある。

Fig. 3.22は抜出し困難弁の気密面の状況例を示すが、抜出し困難弁は全て同じような状況を示していた。すなわち、気密不良によるガス洩れが抜出し困難の発生原因である。したがって対策の第1は前述のように気密面の摺合わせ、締付けを適正に行い気密を完全にすることである。

本試験の対策はガス洩れ、固着しても抜出しが容易に行えるようユニオンナットにテーパを付けたり、種々の塗りものを塗布したりするものであるが、その種類はTable 3.12に示す6種類である。

この表より判断すれば、塗布剤で優れているのはボロンスプレーであり、抜出しが固いものでもネジジャッキで抜けた。モリコート、ニチモリPGペーストは油圧ラムで抜かねばならない固いものが発生した。また、テーパ付ユニオンナットの効果も明りょうではなかった。

Fig. 3.23, 3.24はそれぞれモリコート、ボロンスプレーを塗布して抜出し困難となった例を示すが、写真でも明らかなように、モリコート塗布のものは本体の錆が多く、モリコートは下の方に落ちて固まっていた。ボロンスプレーのものはそのまま残っており、本体錆付の防止にも役立っていた。

(e) その他の経時変化

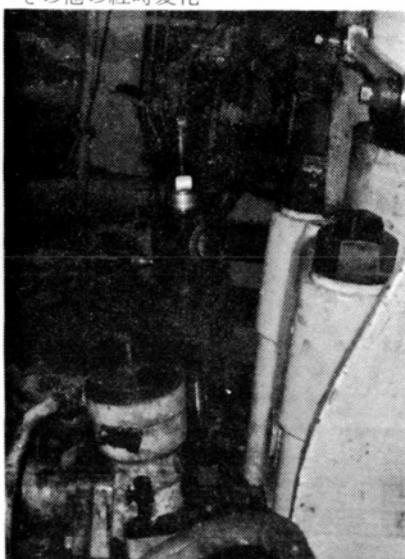


Fig. 3.21 Pulling out of stucked valves with a hydraulic ram

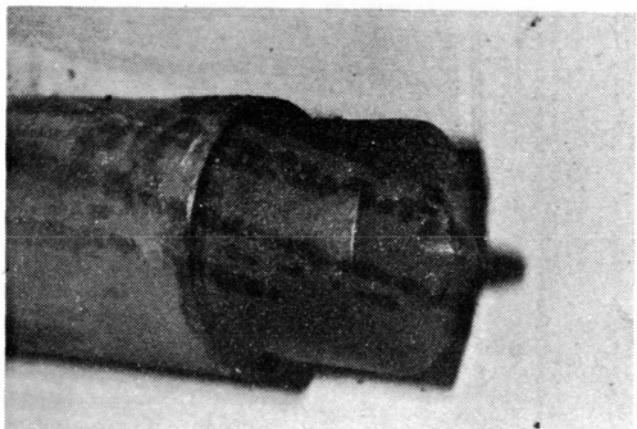


Fig. 3.22 Condition of seat surface of stucked valve body



Fig. 3.23 Valve coated with molycoat, heavily rusted after 1,456 hours' use



Fig. 3.24 Valve coated with Boron, little rusted after 2,390 hours' use

上述以外の経年変化は Table 3.7 に示した通りであるが、定量的には従来形弁における経時変化と大差のないものであった。

(2) 噴射試験結果

船内におけるハンドポンプによる噴射試験の結果を Table 3.7 の耐久性比較表に示した。従来より船内における保守作業の仕上げとして噴霧のキレ、霧の状態あるいは噴射ショナル音をハンドポンプにて管理することが多い。この観念からすれば上表の結果の中には不良弁と判断されるものが少くはない。しかし、本研究ではこの不良弁をも試験続行した。それは SHIP A における実績から、従来の考え方には意味がないと判断したためであり、本実船試験においても従来の判断による不良弁を使用しても、燃焼、機関性能に及ぼす影響はほとんど認められなかった。またピストン焼損に対しても悪影響が見られなかった。しかしながら、これまでの試験においてもデータ不足で判然としなかった問題は、低負荷、それも港内における航行状態である。すなわち、ハンドポンプにより、霧化しない不良弁が 40 回転程度の低負荷運転でどんな噴霧、燃焼を呈するかという問題である。

第122研究部会の陸上噴射試験では高負荷の再現における比較において不良弁と正常なものとに大差がないことはわかったが、噴射装置が可変回転でないため低速での比較はできなかった。本試験の装置も第122研究部会のものと同じであるが、今回は高速定回転における計測以外にモーター停止直前の回転低下を利用して低回転での状態を確認することにした。それに加えハンドポンプによる噴射状況をも計測し、これら3者の比較において今後の保守、管理のあり方を検討した。

(a) ハンドポンプによる噴射試験

Fig. 3.25 はハンドポンプによる噴射試験時の圧力波形、Fig. 3.26, 3.27 は 1 駒¹/1,200 sec の高速度写真を示す。Fig. 3.25 下図は新品の2ピースコニカル形で噴射ショナル音、噴霧が良好なものであり、圧力波形もきれいなノコギリ状を示している。Fig. 3.26 の高速度写真も多段噴射の様子を示している。「タ・タ・タ…」というショナル音の源はこの圧力変化である。

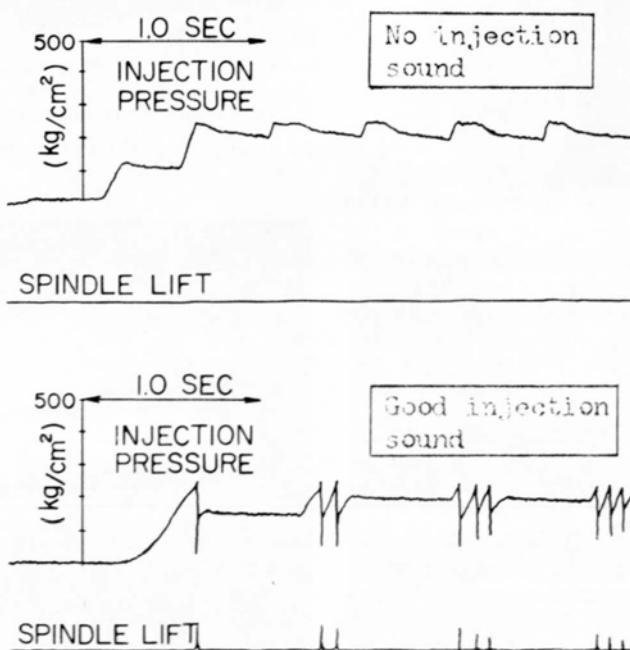


Fig. 3.25 Injection pressure and spindle lift at hand pump test

Fig. 3.25 上図は5,714 h 使用したフラット形でシュナール音がなく、霧化しないものでFig. 3.27のように棒状の噴射をするものの圧力波形であり、下図のようなノコギリ状ではなく滑らかな形状であり、スピンドルリフトもわずかしかない。

New atomizer with good injection sound

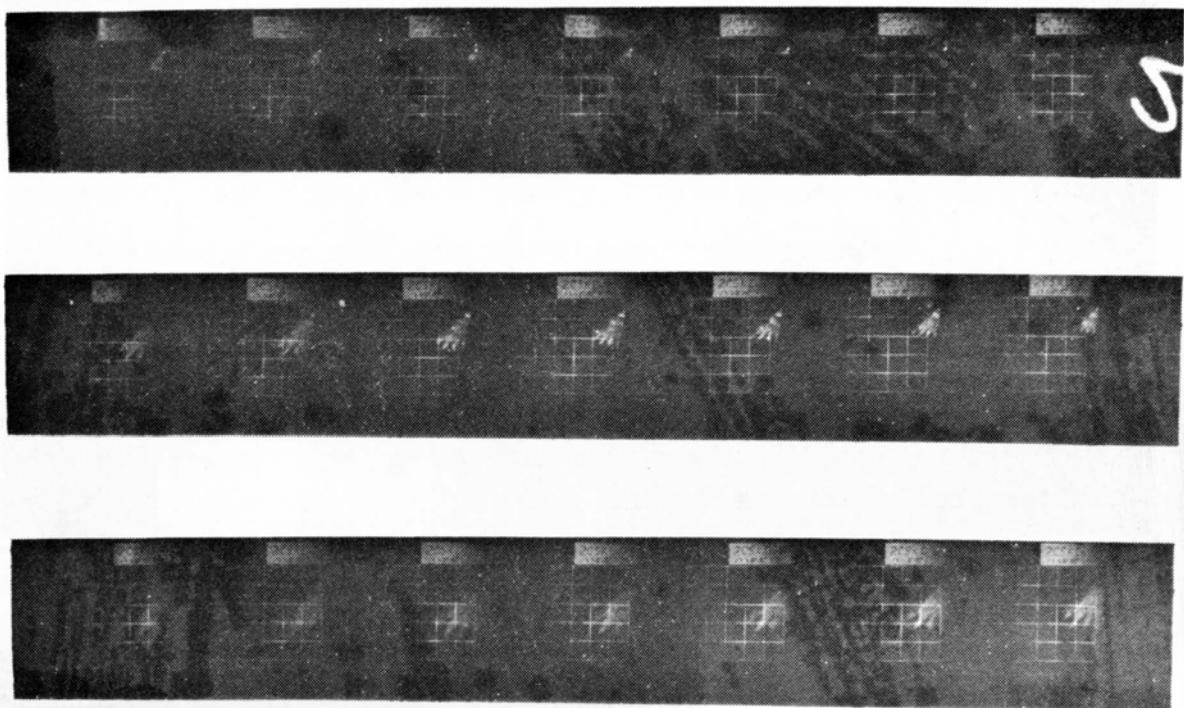


Fig. 3.26 Atomization at hand pump test
($1/1,200$ sec. per a frame)

(b) 実機装置による噴射試験

Fig. 3.28 下図は2ピースコニカル形の新品弁でハンドポンプによる試験も良好なもの高速および低速における噴射試験圧力波形である。

高速試験の噴霧写真をFig. 3.29に、低速試験のものをFig. 3.30に示す。低速における試験では圧力波形および噴霧写真でも明らかなように噴射が多段に行われている。

Fig. 3.28 上図は5,714 h 使用後のフラット形の高速および低速の噴射試験圧力波形を、Fig. 3.31は高速試験の噴霧写真を、Fig. 3.32は低速試験の噴霧写真をそれぞれ示す。ハンドポンプによる試験は不良なものである。これらの図と上述の新品の図を比較すると、高速試験はもちろん、低速試験においても大差が認められない。とくに興味あるのは、ハンドポンプの試験では棒状の噴射を呈しているにかかわらず、港内航行状態の再現に相当する低速試験の噴霧状態が、シュナール音良好な新品弁の噴霧状態と大差のない多段噴射を示したことである。

以上のように、小さなハンドポンプでは実際の使用状態の再現は困難であり、従来のような管理方法は意味がないことがわかる。ハンドポンプによる試験はあくまで開弁圧力の調整と油洩れ有無の確認を行う目的だけに止めるべきである。使用時間と噴射最高圧力との関係は先にFig. 3.18に示した通り、最高圧力は約6,000 h で約 30 kg/cm^2 低下する。1ピースコニカル形弁は約2,400 h でチップ焼損大で使用不能になったものが発生し、焼損が噴口にまでおよび、Fig. 3.20に示すような摩耗状況になり、噴射最高圧力も 80 kg/cm^2 程度低下した。1ピースコニカル形の噴口摩耗量は外側の最も大きいところで $0.04 \sim 0.06 \text{ mm}$ であったが、

No. FSACM9 used 5,714 hours with no-injection sound

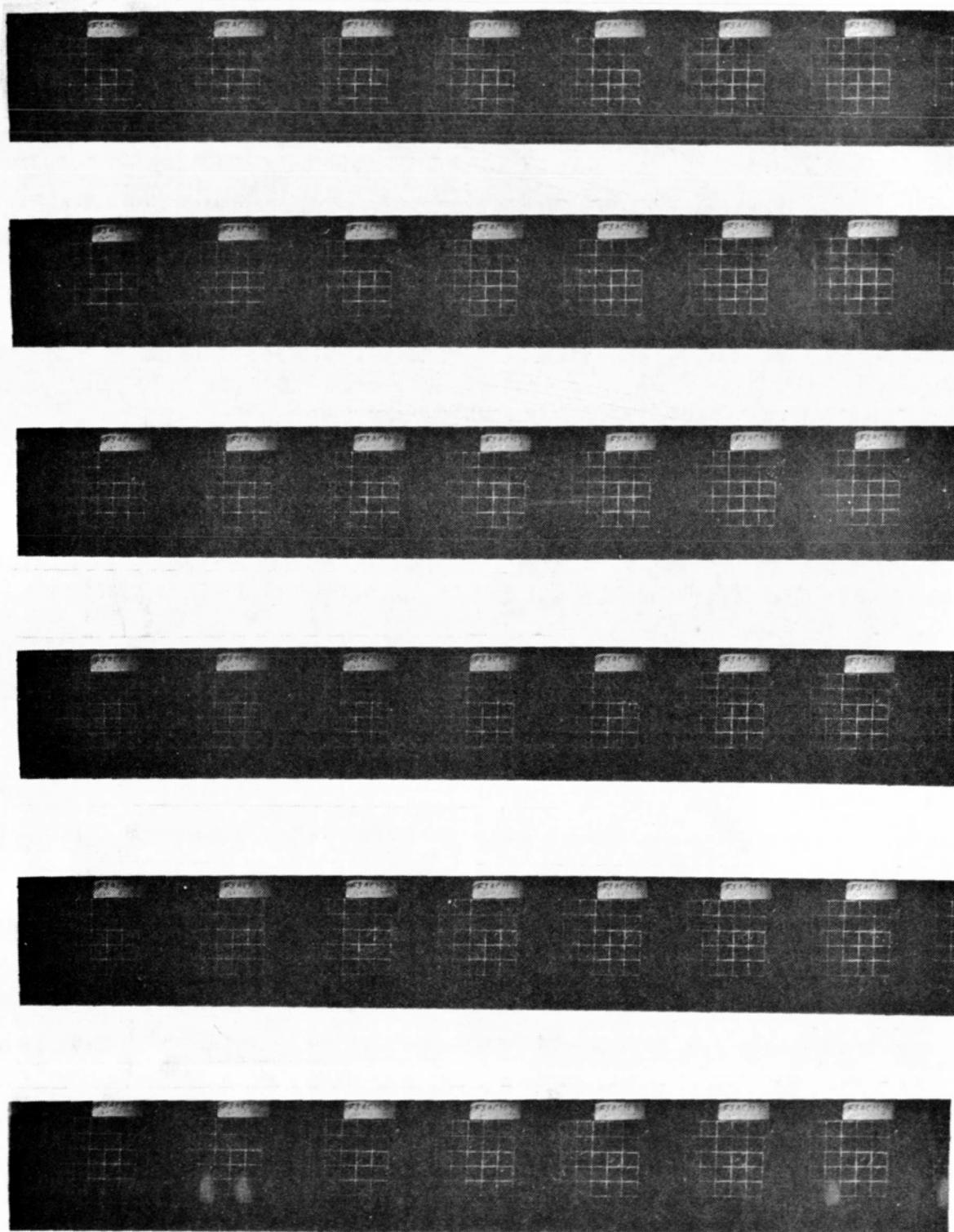


Fig. 3.27 Atomization at hand pump test
($1/1,200$ sec. per a frame)

この程度であれば噴口摩耗そのものが機関の燃焼、熱負荷に与える影響は小さい。定性的には噴口径が増大し、噴射圧力が低下すると、噴霧の貫徹力が増大し、霧化が悪くなり、初期の燃焼が悪くなり、爆発度はわずかに低下するが、噴射率が上昇するため最高圧力部の燃焼が良くなり、膨張がすすむにしたがってピスト

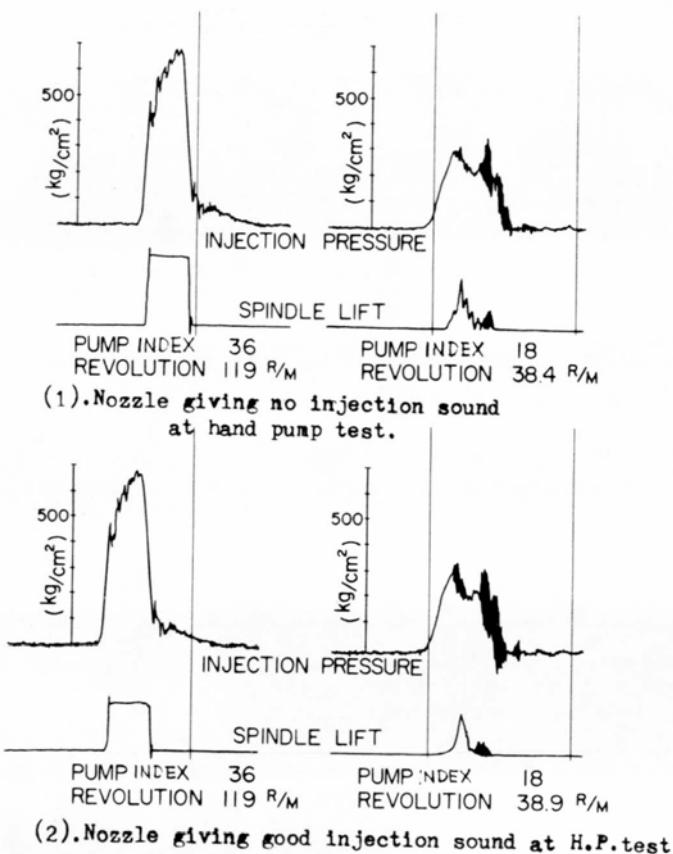


Fig. 3.28 Injection pressure and spindle lift at injection test

ノーマルでの燃焼も良くなるため、後燃えが減少するので排気温度はいく分低下する。一方、燃焼室壁温度は噴霧の貫徹力が強くなり、火炎が下側中央部に集まるため、排気弁、シリンダカバーなど上部の部材の温度は低下し、ピストンの温度は上昇する傾向にあるが、噴口径を0.1mm増大した時の筆者らの経験では、排気温度約10°C低下、爆発度大差なし、シリンダカバー、排気弁外周で約30°C温度低下、排気弁中央部大差なし、ピストン中央部約20°C、外周部約10°C温度上昇程度である。したがって、チップ焼損が少ない場合の噴口摩耗は、6,000hで多くて0.025mm程度であり、性能上全く影響はないといえる。

以上のように、たとえ1年間無開放としてもチップに関する限り、噴口摩耗そのものの害は少なく、問題はあくまで焼損、破孔である。上述のように焼損が大きくなれば噴口にまでおよび噴口摩耗—噴射圧力低下を招く。したがって焼損の大小を検出する一方法として、噴射圧力測定が有効であると考える。

すなわち、焼損が大きく使用不能となった1ピースコニカル形弁の圧力低下は80kg/cm²であり、この値が使用限度を表わしている。燃料弁を抜かなくても、噴射圧力を測定し、その低下量により焼損の有無が確認出来るわけである。

(3) 切断調査結果

各試料弁を切断し、内部の状況、主要部硬度を調査した。切断後のマクロ写真およびチップ先端、弁座部分の顕微鏡写真をFig. 3.33からFig. 3.40に示し、硬度測定結果をFig. 3.41, 3.42に示す。

この中で注意すべき点は、FMG 2のチップ先端部の硬度②, ③がチップ上部の硬度①に比べて低く、Hv 400~500になっていることである。これは後述するようにチップの温度が使用中400~500°Cになっていることを示す。

New atomizer

rev. 119.5 r/m , pump index 36

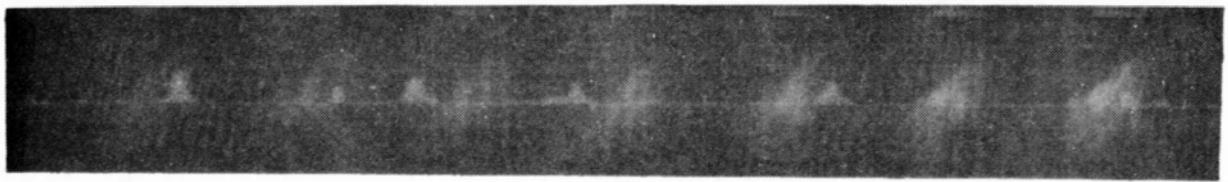
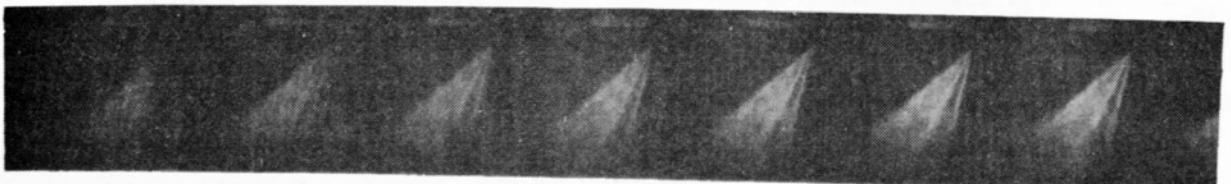
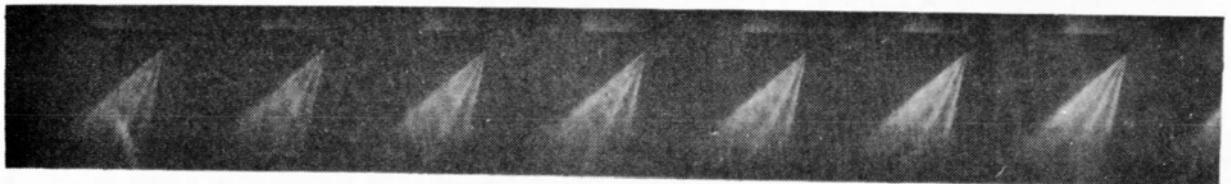
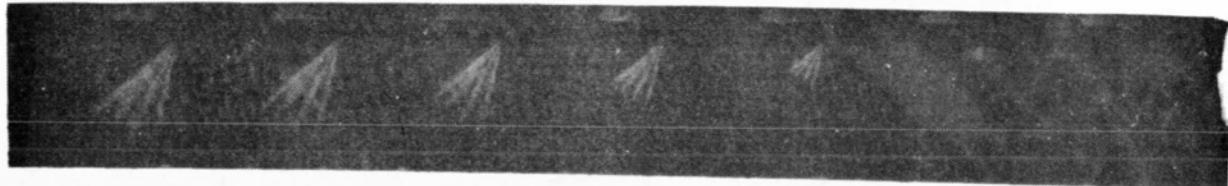


Fig. 3.29 Atomization at injection test
($1/1200$ sec. per a frame)

New atomizer

rev. 38.4 r/m , pump index 18

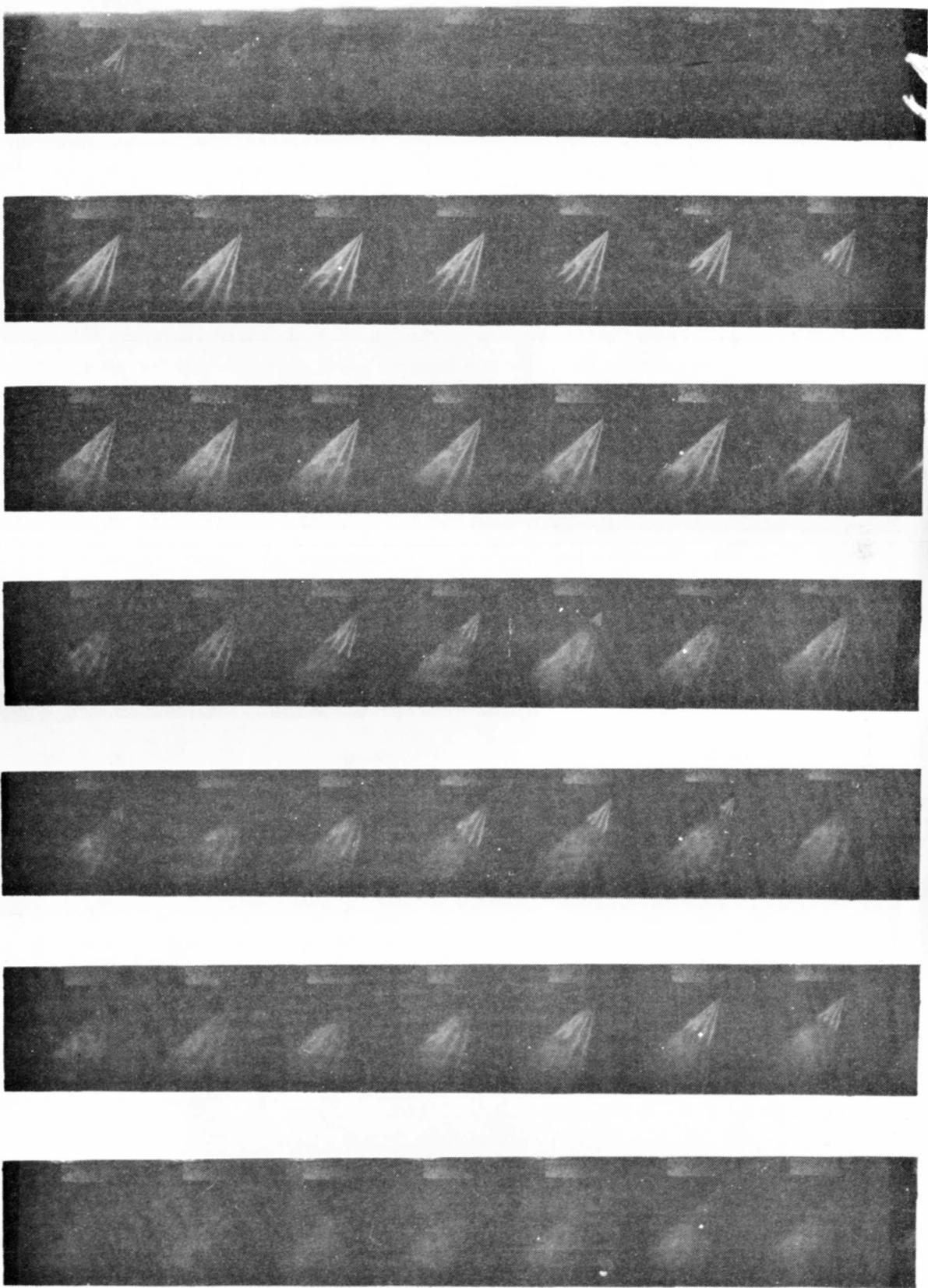


Fig. 3.30 Atomization at injection test

(1/1,200 sec. per a frame)

No. FSACM9 used 5,714 hours

rev. 119 r/m , pump index 36

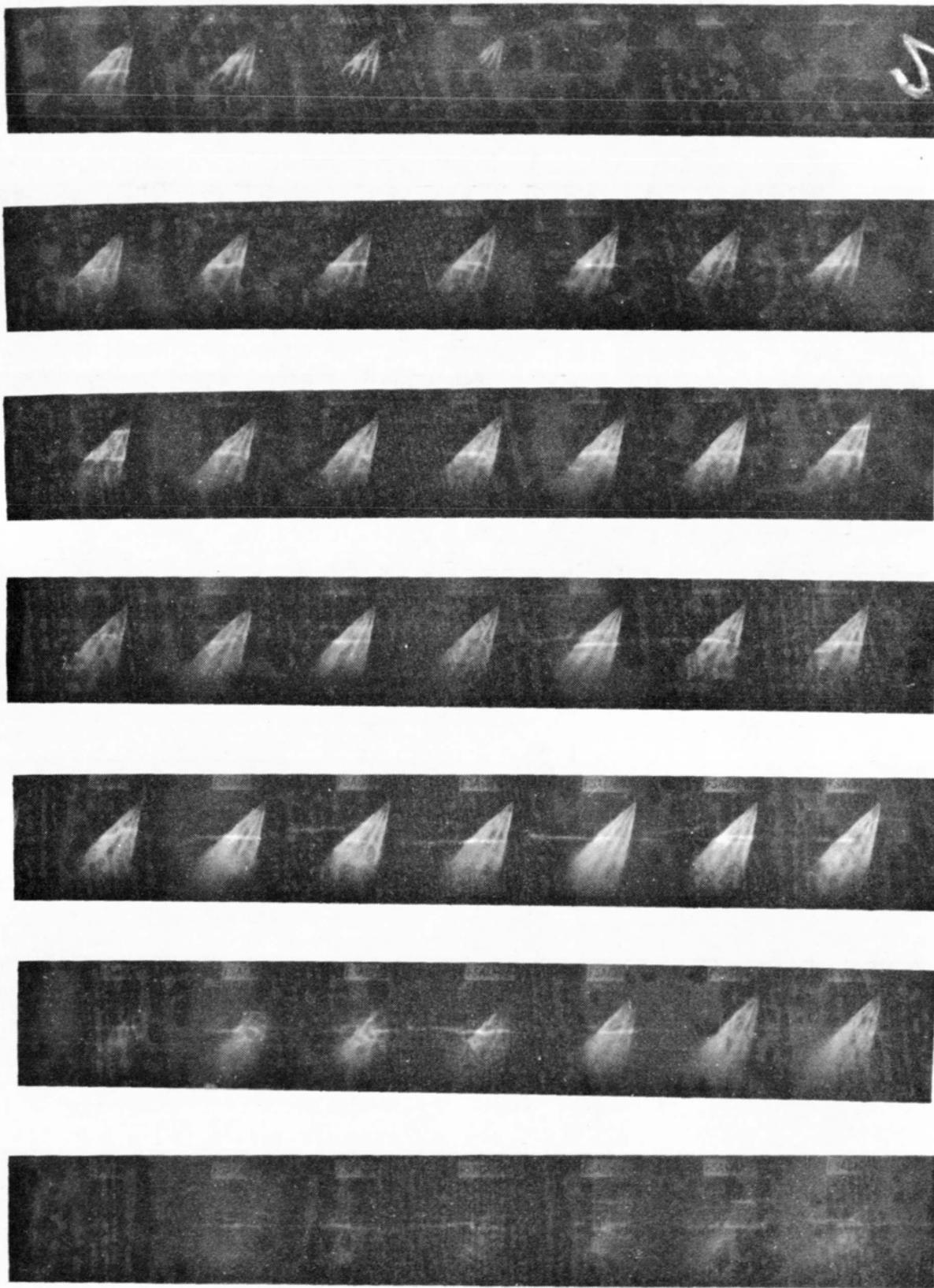


Fig. 3.31 Atomization at injection test

($1/1,200$ sec. per a frame)

No. FSACM9 used 5,714 hours

rev. 38.9 r/m , pump index 18

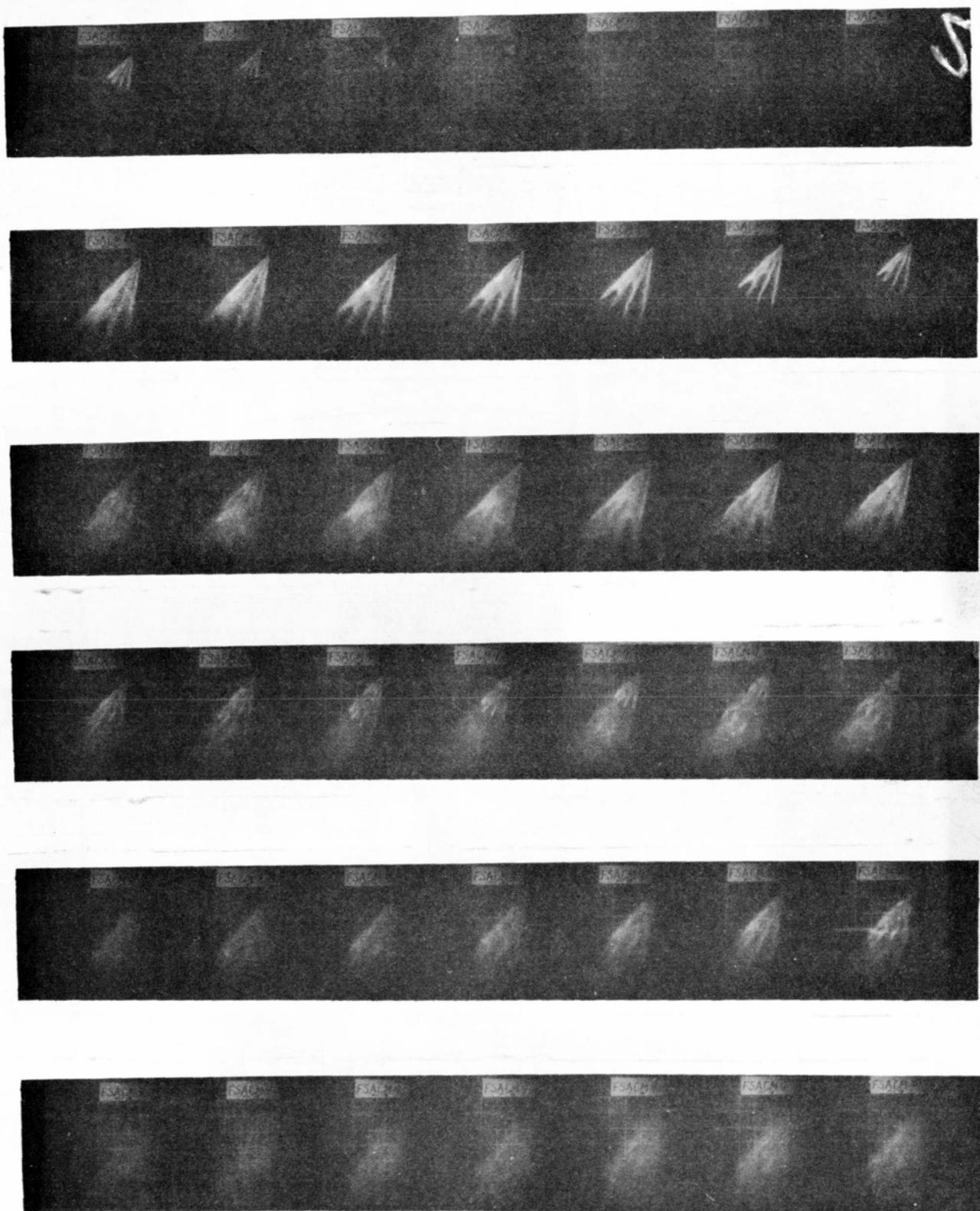
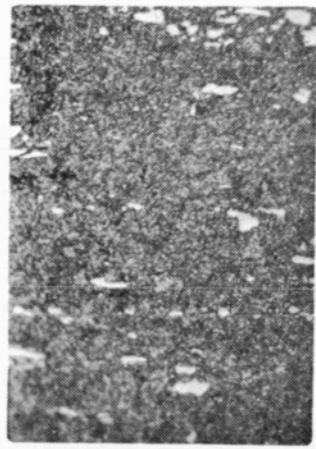
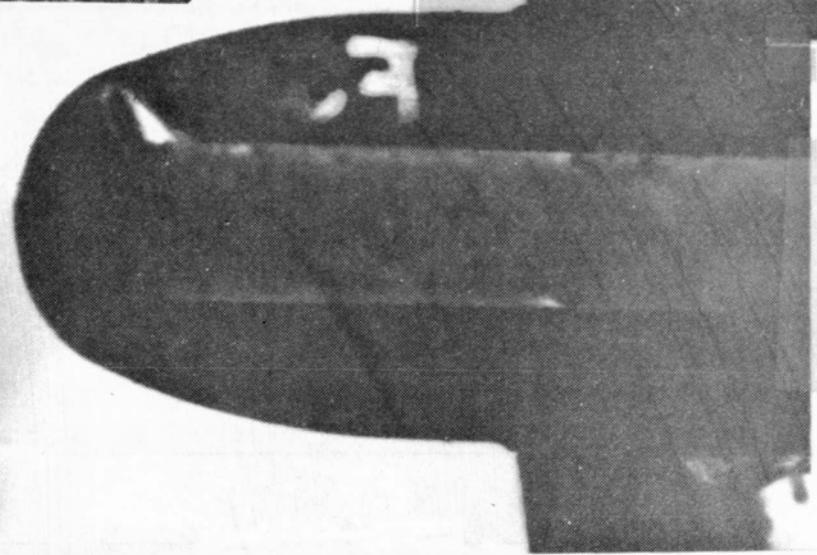


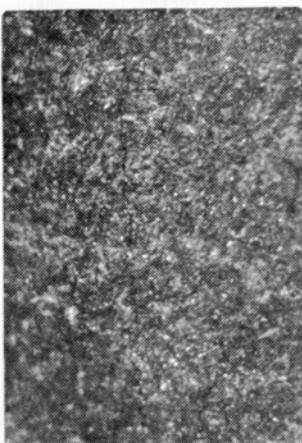
Fig. 3.32 Atomization at injection test
($1/1,200$ sec. per a frame)



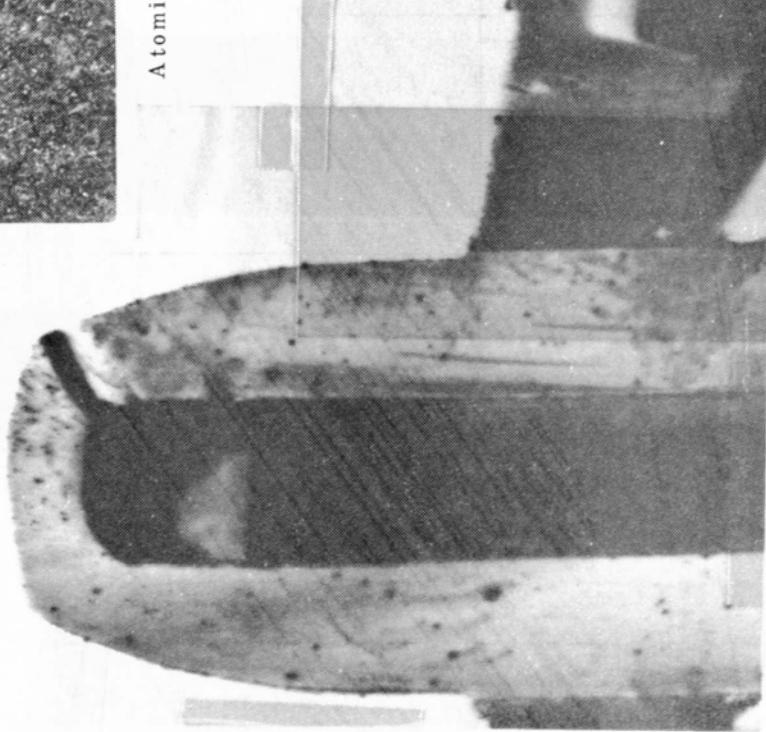
Atomizer Tip $\times 400$



$\times 10$



Atomizer Tip $\times 400$

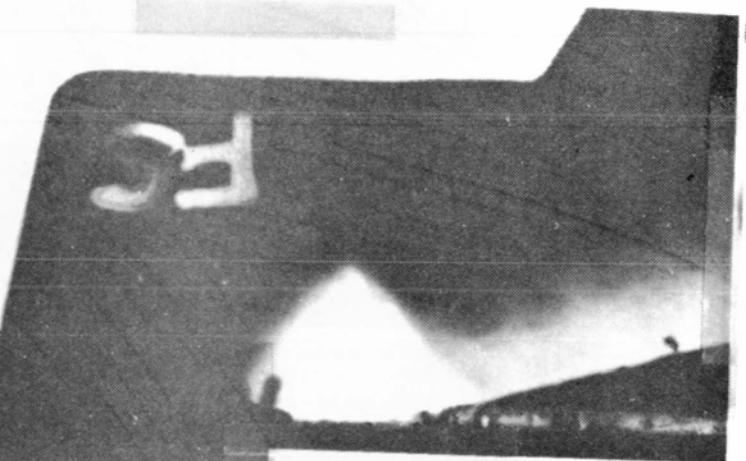


$\times 10$

Fig. 3.33 Section of atomizer
No. FMG2 after
5,953 hours' use



Atomizer Tip $\times 400$

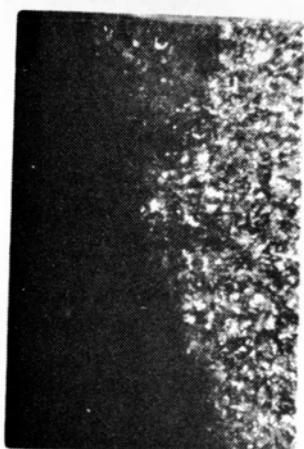


$\times 10$

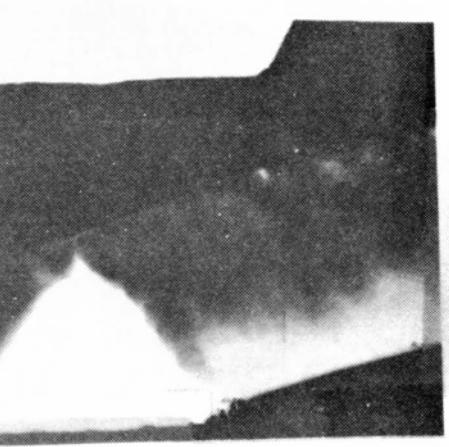
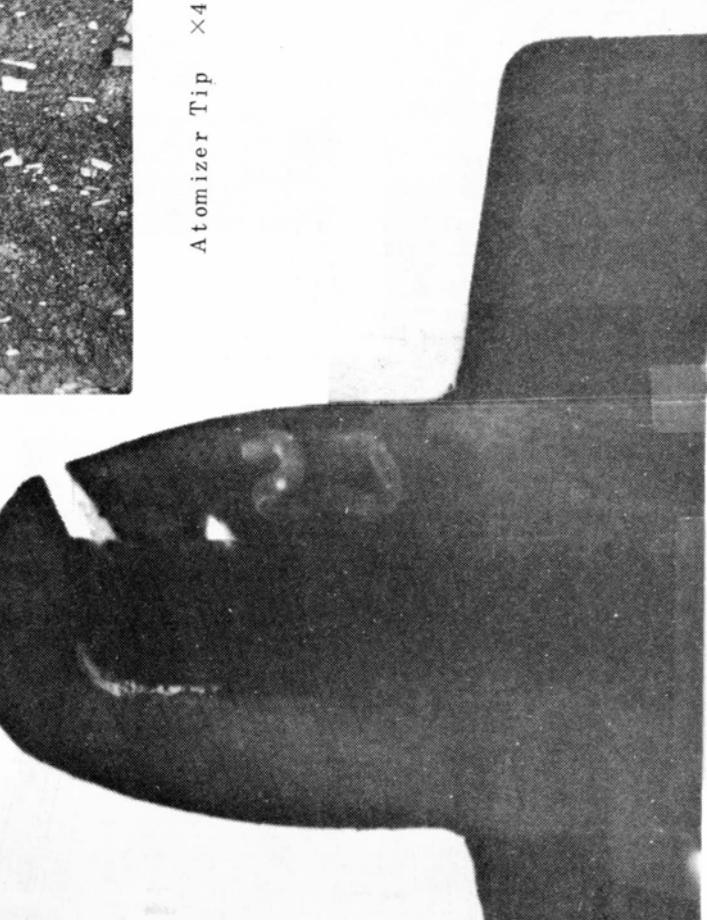
Fig. 3.34 Section of atomizer
No. FSKD7 after
5,953 hours' use



Atomizer Tip $\times 400$



Atomizer Tip $\times 100$



$\times 10$

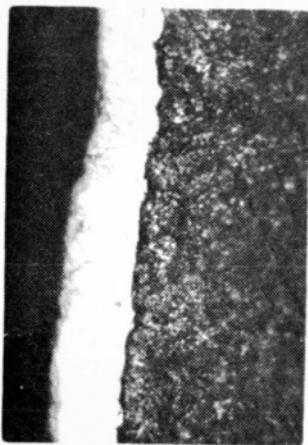
$\times 10$

Fig. 3.36 Section of atomizer
No. 2CSKD8 after
5,714 hours' use

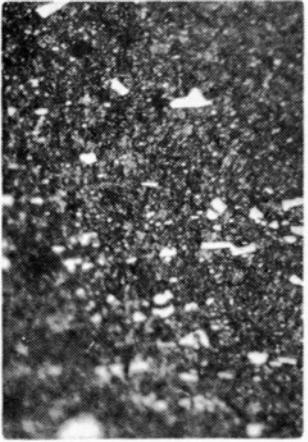
Fig. 3.35 Section of atomizer No. FSACM8 after 5,714 hours' use



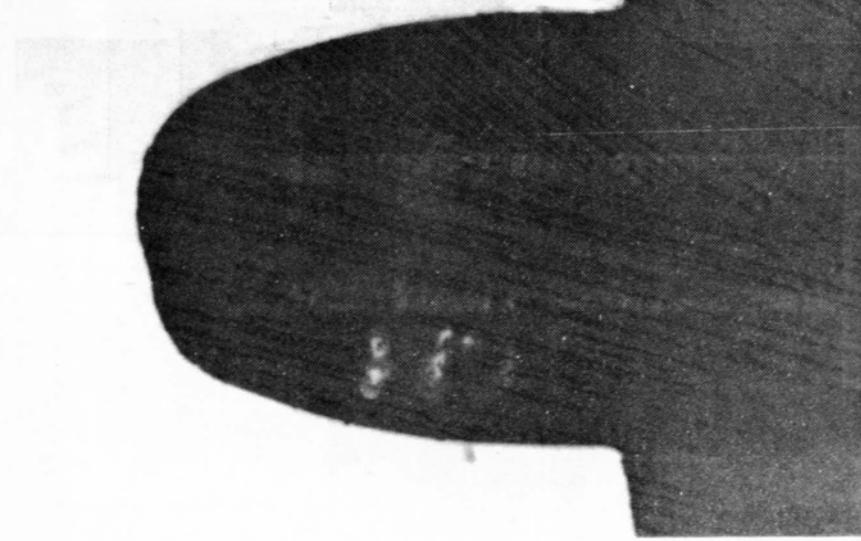
Atomizer Tip $\times 400$



Atomizer Cap $\times 400$

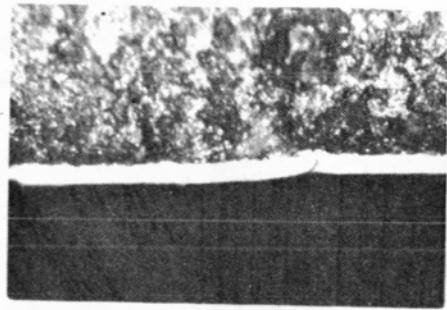


$\times 10$



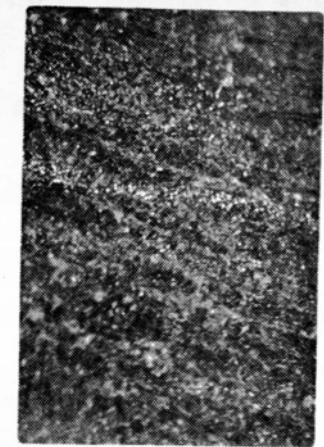
$\times 10$

Fig. 3.37 Section of atomizer
No. 2 CMGCR3 after
5,714 hours' use

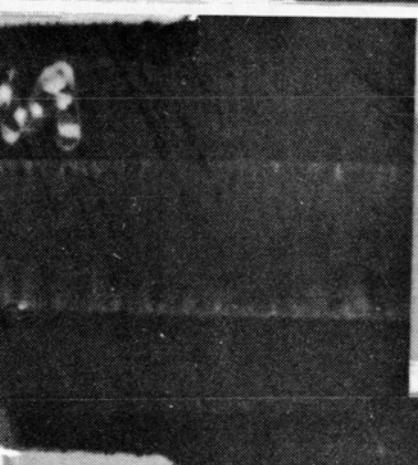


$\times 10$

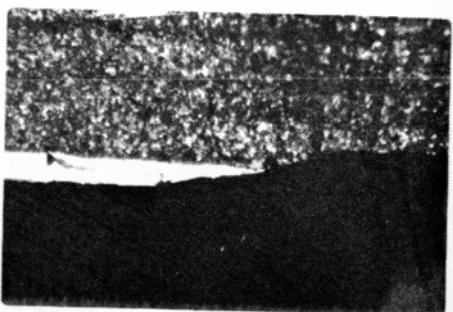
Fig. 3.38 Section of atomizer No. 2 CMGCR3 after 4,522 hours' use



Atomizer Tip $\times 400$



Atomizer Tip $\times 400$



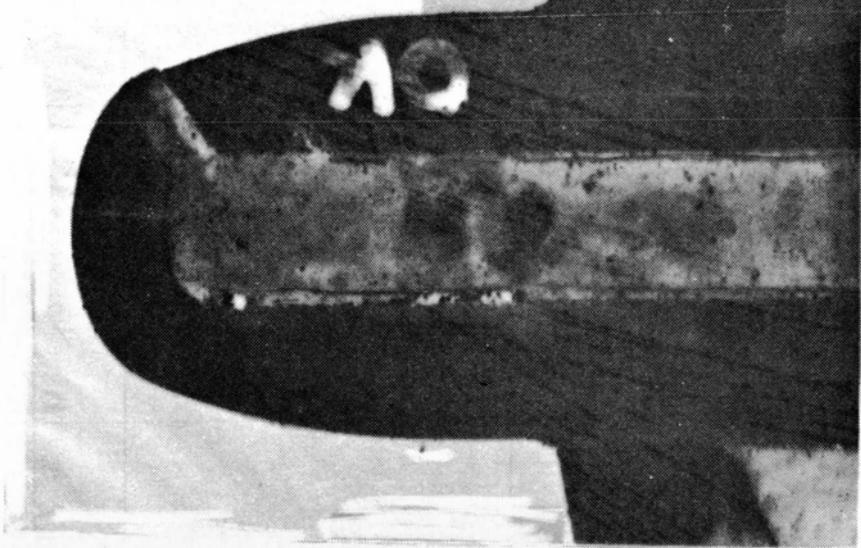
$\times 10$



Atomizer Cap $\times 400$



Fig. 3.39 Section of atomizer № 2CMGNICR3 after 4,522 hours' use



$\times 10$

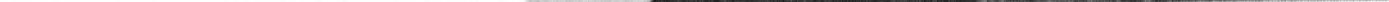
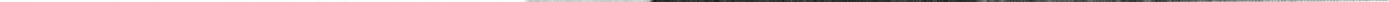


Fig. 3.40 Section of atomizer
№ 2CMGOKLAX3 after
4,522 hours' use



Atomizer Tip $\times 400$

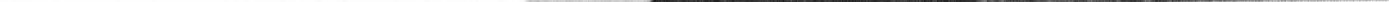
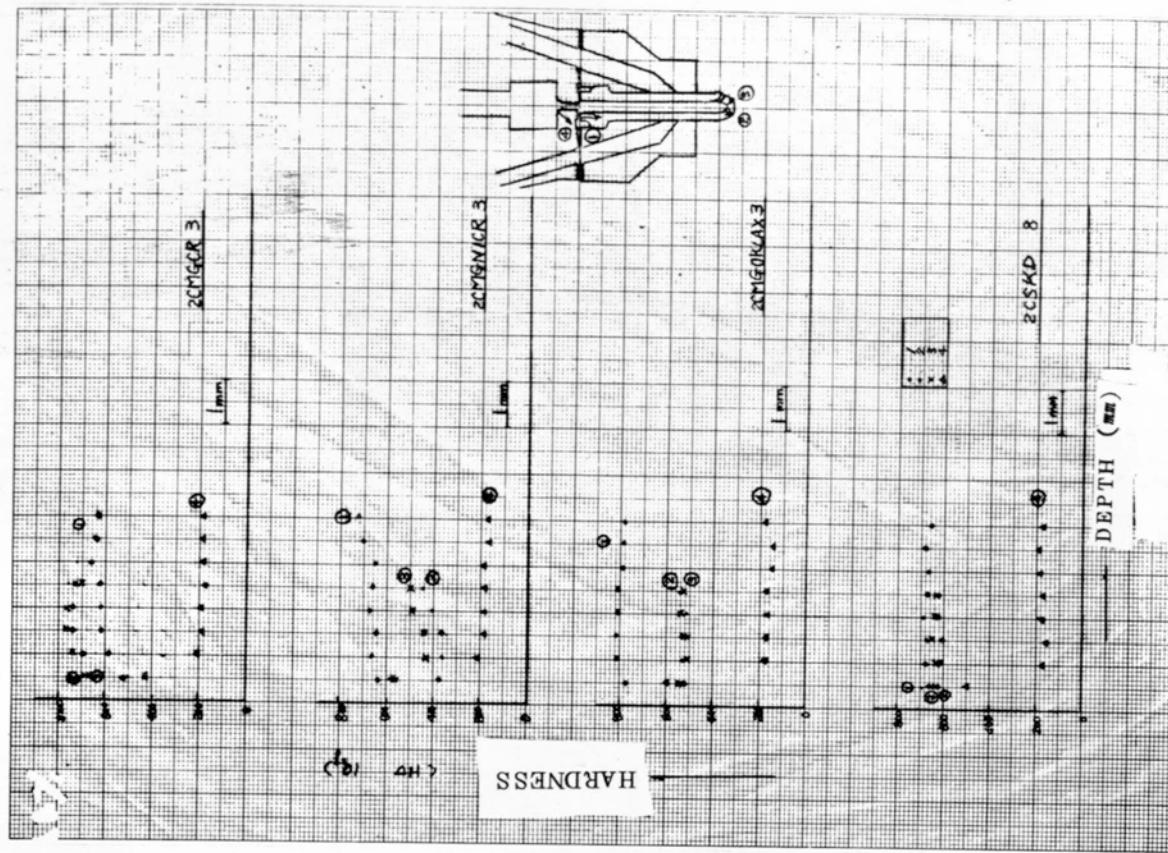
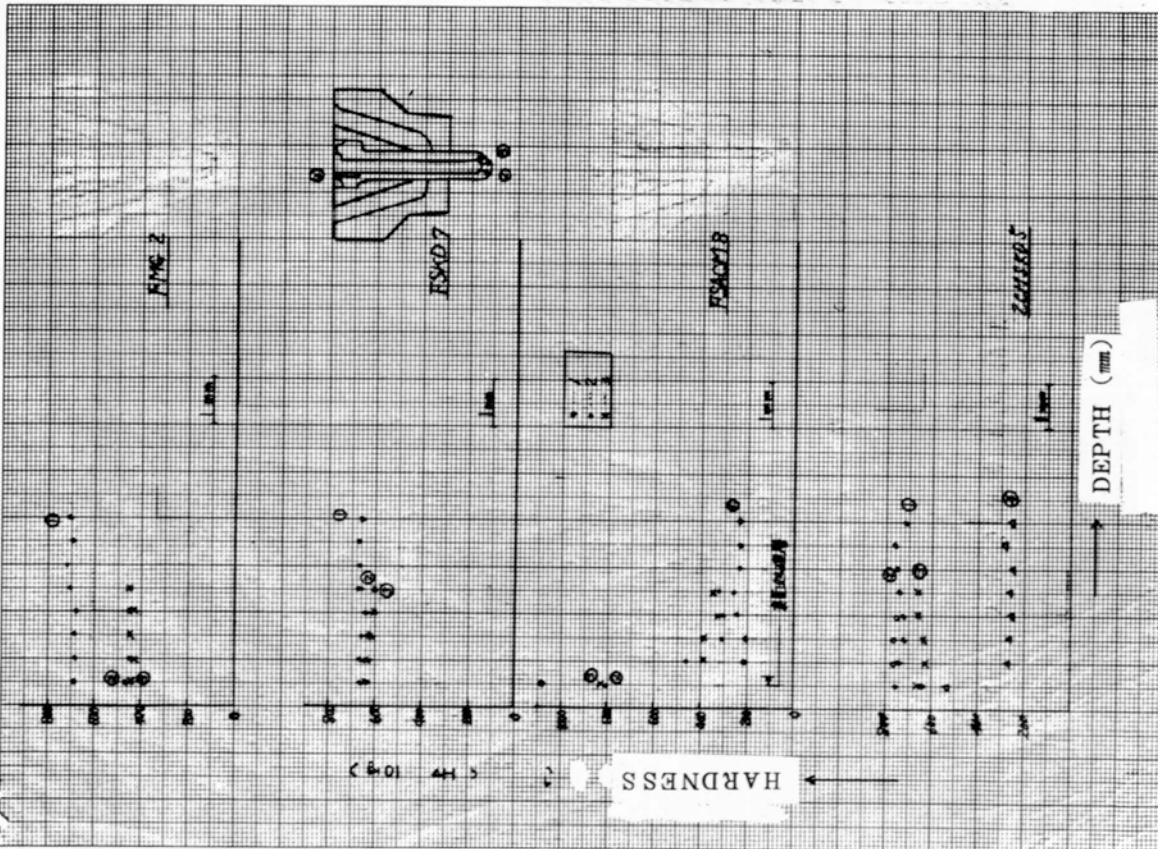


Fig. 3.40 Section of atomizer
№ 2CMGOKLAX3 after
4,522 hours' use



(4) 燃料弁作動温度

Fig. 3.43は硬度分布測定によって得た温度分布である。図はアトマイザチップ、キャップを示すが、スピンドル、スピンドルガイドは硬度変化がなく、作動温度も100°C（焼もどし温度）以下と推定される。なお、この温度分布はFig. 3.7, 3.8の熱電対による計測結果（他機種）と比べても大差なく信頼性のあるものと考えられる。チップ先端最高温度は285°C、キャップ冷却油室側面最低温度は150°Cであった。

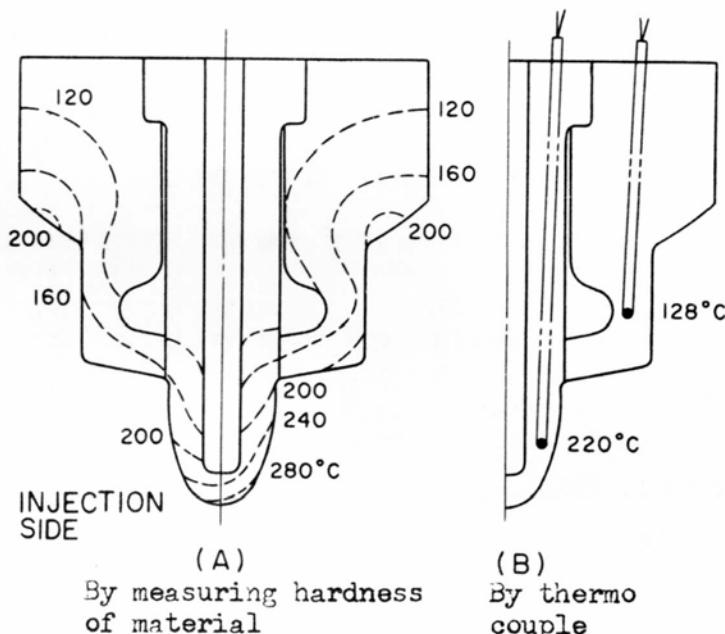


Fig. 3.43 Temperature distribution of atomizer at shop test

本試験は常温のA重油であり、実船では加熱した（約110°C）C重油であるのでアトマイザチップ、スピンドル、スピンドルガイドはこの結果よりいく分高いと考えられる。アトマイザキャップの温度は過去の経験では大差ない。

実船での温度は前述のようにチップ先端で400～500°Cと推定される。

これは、チップ材料がボーレルMG鋼の弁（FMG）の硬度低下より推定したものである。すなわち、ボーレルMG鋼は本温度計測に使用したGSS2材に近いため、焼もどし特性その他が酷似しており、焼もどし温度が200°Cであるため、この温度以上になれば硬度低下が生じる。ただ、計測と相違するのは焼もどし時間であり、計測では30min、実船では約6000hである。したがって、焼もどし温度と硬度の関係を補正する必要がある。Fig. 3.9において破線で示したものが補正後の曲線である。

チップ材料がSKD11材のものの硬度低下が明りょうでないのは、この材料の硬度低下が520°C以上にならないと生じないためである。したがって、これらより判断すればチップ先端温度は500°C以下ではあるが、それに近いものと推定される。

陸上での計測結果より大幅に高い理由は、上述の燃料加熱温度の他に、機関の経年劣化、トルクリッヂによる熱負荷増大あるいはカーボンフラワー赤熱などが考えられる。

以上のように、燃料弁とくに浸食のあるアトマイザチップ、アトマイザキャップの作動温度が把握できたが、これにより、これまでの浸食推定原因であるアトマイザチップの高温酸化腐食説、アトマイザキャップの硫酸腐食説が裏付けされたといつてよい。

アトマイザキャップの硫酸腐食の硫酸濃度は温度、シリンダ圧力を考慮すれば20%程度の稀硫酸と考えられる。これら浸食の防止対策は本研究のような材料的検討などの他に、取扱い者側の管理、とくに冷却油、燃料油の管理に注意する必要がある。冷却油の温度の管理は、チップ焼損を防止するためには低い方がよいが、キャップ腐食防止には高い方がよいというように相反する問題であるが、筆者らは冷却油入口温度をできるだけ低く(35~55°C)し、現象(浸食)としての重要性(機関性能への影響力)を考慮し、アトマイザチップ焼損を防止する方向にすればよいと考える。また、燃料油管理は難しい問題であるが、筆者らの経験では異常浸食が生じた際に燃料油を替えたのみで解決したこともある。一般的には、Na, S, Vの含有量の少ないものがよいとされている。

3.4 長期無開放化に即した燃料弁の設計、保守管理方法

以上の諸試験、検討の結果、次のように諸問題を把握、解明すると同時に長期無開放化に即した燃料弁の設計、保守管理方法を得ることができた。

- 1) 従来形弁による経時変化の実状把握試験の結果、弁の長期無開放化のために改善すべき点は、次の三つであることがわかった。
 - アトマイザチップの焼損およびアトマイザキャップ腐食
 - スピンドル弁座部の寿命延長
 - 弁本体の抜出し困難
- 2) アトマイザチップ焼損原因は作動温度が400~500°Cであることから考えて、高温酸化腐食と考えられる。
- 3) その対策としてアトマイザチップ内部の燃料油路をわずかに形成変更するか、チップ表面にクロームメッキを施すなどにより、浸食量を大幅に減少することができ、1年間使用しても問題はない。
- 4) クロームメッキはチップの材料を従来のSKD11材から、ボーレルMG鋼相当のものに代えた方が加工性、経済性より考慮し有利である。
- 5) アトマイザキャップ冷却油室側面の腐食は、その作動温度(約150°C)より、20%程度の稀硫酸による腐食と考えられる。
- 6) その対策として壁肉を厚くしたり、クロームメッキをすることが効果が大きい。ただし、壁肉を厚くすれば冷却油室の形状変更に伴ってチップの冷却効果が悪くなり、チップ焼損を伴うので再検討をする。
- 7) このようにクロームメッキはアトマイザの高温、低温の両腐食に対して大きな効果のある対策である。
- 8) スピンドル弁座部の異常は2ピースコニカル形がフラット形に比べ非常に少ない。
- 9) 燃料弁抜出し困難の発生は使用時間に関係なく起り、短時間で発生するものもあれば、4,000~4,500h無開放でも発生しないものもある。
発生原因是気密面不良によるガス洩れである。
- 10) 抜出し困難の発生率は約20%であるが、弁本体の塗布剤として、従来のモリコートに代ってボロンスプレーを使用することにより、抜出しが容易に行え、弁本体の錆付防止にもなる。
- 11) 噴口摩耗量は6,000hの使用で外表面付近で最大0.025mmであり、内部に行くほど小さく、ラッパ状になる。チップ焼損大で使用不能のものは約0.05mm摩耗するが、機関性能その他への影響は少ない。
- 12) 開弁圧力は平均的に15kg/cm²低下する。これらは使用初期に下がり、その後は一定となる。機関性能その他への影響はない。
- 13) カーボンフラワーはチップの温度が高いため、全ての弁に付着するが、その成長はある程度で止まる。こ

のカーボンが赤熱し、チップ焼損の一因となることが考えられる。

- 14) ハンドポンプの噴射試験で良好なものと、棒状に噴射し、噴射音のない不良なものを、実際の噴射状況の再現によって比較すれば、高速運転時はもちろん港内低速状態でも大差は認められない。
- 15) この不良弁の実際の燃焼、機関性能、熱負荷などへの影響も少ない。
- 16) これらより考慮し、従来の小さいハンドポンプによる噴霧、噴射音の管理は意味のないものとなった。ハンドポンプでは開弁圧力調整、油洩れの有無確認だけで十分である。
- 17) 噴射最高圧力は 6,000 h 使用で約 30 kg/cm^2 低下する。チップ焼損が進んで噴口にまでおよび、噴口摩耗量が大きくなり、使用不能の状態になれば、約 80 kg/cm^2 低下する。
- 18) したがって、噴射最高圧力を測定することにより使用限度を検出することが可能である。
- 19) アトマイザの浸食に対し、上述の改良を加えれば、燃料弁の取替時間は従来の 800～1,000 h より大幅に延長でき、1年間無開放も可能であるが、当面は安全を期して Dock to Dock の間で1度、したがって、3,000～4,000 h とすればよい。
- 20) 燃料弁の寿命はアトマイザが破孔するまでであるが、管理のしやすさと使用実績により約1年、Dock to Dock と定め、入渠時アトマイザは廃却し、スピンドル、ガイドその他は補修するようにすればよい。
- 21) 取扱い者側の管理でとくに注意すべきは、燃料弁冷却油と燃料の管理である。冷却油は清浄なものを使用し、入口温度はできるだけ低くし、アトマイザチップ焼損を防止する方向にすべきである。

3.5 む す び

本試験研究の結果、燃料弁のあらゆる経時変化の現象を把握し、その原因、影響を解明すると同時に、長期無開放化に即した燃料弁の設計、保守管理方法を得ることができ、Dock to Dock (約1年) の間で一度取替えれば十分であることがわかった。

4. 水冷式燃料弁の長期無開放化の研究

4.1 研究の目的

船用ディーゼル機関において高出力化あるいは燃料油の低質化が進められ使用条件が苛酷化するにつれて、性能上・構造上ならびに取扱い保守上のきわめて困難な問題も数多く発生するようになってきている。

燃料弁の耐久性に関する問題もその一つとして、とくに高度集中制御方式を採用した最近の船舶では、乗組員の大幅な削減と就労体制の近代化によりこれまでのよう頻繁に開放・整備することが望めなくなっている。早急に具体的改善策を確立しなければならない状況に至っている。

燃料弁は、その性格上定期的な開放・点検または取替が必要であるが、現状でのこの間隔は500～1,000hが一般的で、ディーゼル部品の中でも最も短い部類に属している。その原因は通常問題となるシート部の油密保持困難や噴孔の拡大などに伴う噴霧不良のほかに水冷式の場合はクリーニングジャケットに顕著な腐食やガスもれが発生し、その影響を大きく受けるためである。

そのため本研究では；

- a) 弁・シートの耐久性向上
- b) クリーニングジャケットの腐食防止
- c) クリーニングジャケットのガスもれ防止

を重要研究課題にとりあげ、それらに対する具体的方策を確立して長時間の無開放運転が達成できるよう昭和47年以降3年計画で研究を進めてきた。

その結果、種々の基礎的実験ならびに長時間にわたる実船試験を経て、耐久性・信頼性が従来のそれを大きく上まわるボア・クリーニング方式の燃料弁ノズルを実用化することに成功した。ここに本研究の経過と結果をとりまとめて報告する。

4.2 試験要領

4.2.1 対策を確立するための実験的検討

本研究の対象となる代表的な水冷式燃料弁の特徴をFig. 4.1に示す。この燃料弁において図示した損傷の具体的改善案を見出すため、以下の要領で各種試験ならびに調査を実施した。

なお、本研究の諸試験に用いた供試弁の種類ならびに特徴をFig. 4.2に示すが、これらはTable 4.1の供試船に組込み耐久試験を実施した。

(1) 弁・シート部の耐久性を向上するための方策

弁・シートの耐久性を支配する因子は複雑かつ多い。そのため製作ならびに取扱いの面からも種々の対策がとられてきたが、それらは必ずしも十分なものとはなっていない。それだけに、設計上の問題として再検討することが重要であり、とくに該部の形状、すなわち、ニードル弁とシートの組合せの適正化が改善への重要な要素を占めると考えられるのでそれを実験的に比較検討することとし、その具体的方法として供試弁に60°および90°角弁の浮き形・沈み形など代表的な数種類の組合せを選び、陸上の実機でそれらの特性を調査するとともに実船において耐久性を確認し、相互の比較から適正形状を見出こととした。

(2) クリーニングジャケットの腐食を防止するための方策

クリーニングジャケットの腐食は油冷弁においてまれに発生することはあっても、それが大きく問題になるこ

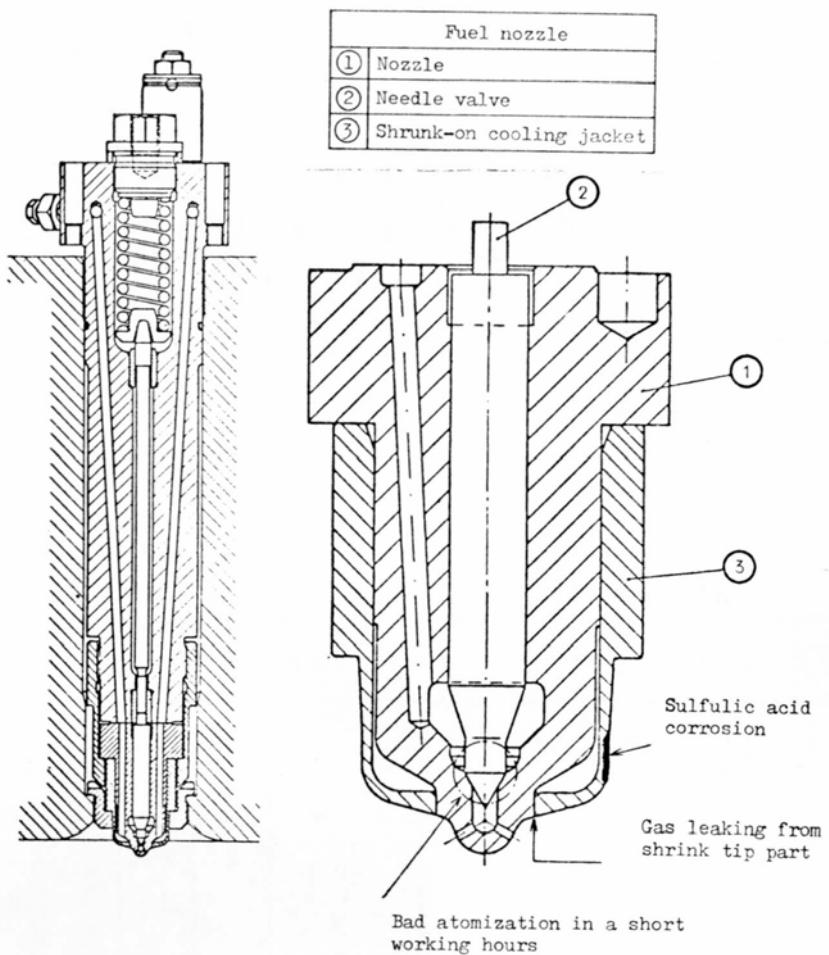


Fig. 4.1 Feature of water cooled fuel valve

Table 4.1 Particulars of test ships

Items	Name of ship									
Kind of vessel	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
D.W.T.	32,875	57,600	51,091	24,500	32,967	22,536	19,400	22,000	32,707	45,132
Route	Australia	Australia	South America	North America	Australia	Australia	North America	Australia	Persian Gulf	South America
Main port in Japan	Yokohama	Shimizu	Mizushima Kawasaki	Chiba & Several	Yokohama	Hachinohe Niigata	Yokohama	Niigata	Sakai Karatsu	Chiba
Duration of one round voyage (abt.)	30 days	40	60	45	30	30	90	30	40	60
Main engine	Engine type	7RND68	7RND76	8RD76	6RND68	7RNR68	6RND68	7RND68	6RND68	7RD76
	Cylinder bore	680 ^{mm}	760	760	680	680	680	680	760	760
	Stroke	1,250 ^{mm}	1,550	1,550	1,250	1,250	1,250	1,250	1,550	1,550
	Nos. of cyl.	7	7	8	6	7	6	7	6	7
	Output at MCR.	10,500 ^{PS}	14,000	12,800	9,900	10,500	9,900	10,900	9,900	11,200
	Rev. at MCR.	137 ^{rpm}	122	122	150	137	150	147	150	122
	BMEP. at MCR.	Kg/cm ² 10.85	10.50	8.39	10.90	10.85	10.90	10.50	10.90	8.39

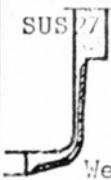
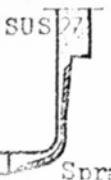
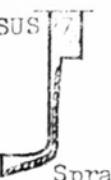
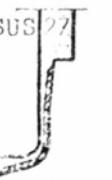
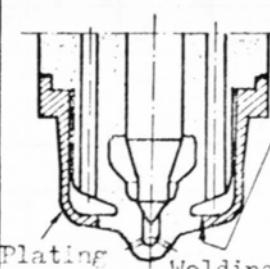
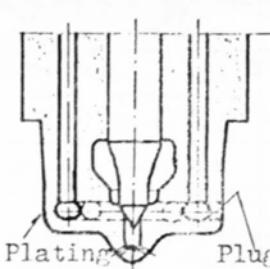
For keeping good atomization over a long period	Type of nozzle	RND 68, 76	SR - N1	SR - N2	SR - N3	SR - N4	SR - N5	SR - N6
	Feature							
	Material	Nozzle	Aluminium Chromium Molybdenum Steel (SACM1)					
		Needle	High Speed Tool Steel (SKH2)					
	Nozzle spec.	Needle lift	1. 8 mm			1. 3 mm	1. 8 mm	
		RND 68	$135^\circ \times 10 \times 0.725$ "					
	RND 76	$125^\circ \times 10 \times 0.825$ "						
For increasing corrosion resistance of cooling jacket	Type of nozzle	RND 68, 76	SR - N1	SR - N2 (SR - N2A)	SR - N3	SR - N4	SR - N5	SR - N6
	RD 76	SR - N1	(SR - N2A)	SR - N2B	SR - N2C	SR - N2D	SR - N2E	
	Feature							
	Material	RND 68, 76	SUS 32	Stellite No.6 (Kanigen)	Chronic 6	Meteco 16C	Colmonoy No.6	Hastelloy C
		RD 76	SUS 32 (Kanigen)	Chronic 6	Meteco 16C	Colmonoy No.6	Hastelloy C	
	Type of nozzle	RND68,76	SR - G1 (Welded type)		SR - G2 (Bore cooled type)			
	Feature							
	Material	Nozzle	Nickel Chromium Molybdenum Steel (SNCM25)					
		Needle	High Speed Tool Steel (SKH2)					
		Plating on surface	Kanigen		Tungsten-Nickel			
For preventing gas leakage from shrink tip part of cooling jacket								

Fig. 4.2 Kind of test nozzles

とはほとんどない。しかし、水冷弁の場合は程度の差はあるがほとんどの船に発生し、とくに顕著なものは1,000～2,000 hの短時間の使用でも腐食が限界に達して使用不能になることがあり、ノズルの寿命を短縮する最大の要因となっている。

この対策としては腐食の原因を明らかにするとともに、ジャケット材として耐食性の優れた適正材料を選定することが必要と考えられるため、ここでは硫酸腐食試験、温度・応力計測などの基礎的実験ならびにそれらのデータをもとにして選定した供試材の耐食性を実船試験により比較し、改善への具体的指針を求ることとした。

(3) クーリングジャケットの焼嵌部からのガスもれを防止するための方策

ノズルはジャケットを焼嵌して冷却室を形成しているため製作上または取扱上の理由により、嵌合部からガスもれを発生することがある。

そのため、焼嵌代の増大、仕上精度の向上などの対策がとられ、損傷の頻度もかなり減少してきているが、冷却水室の汚れが著しくなるとジャケットが熱膨張して焼嵌部があまりにガスもれしやすくなるので、焼嵌構造のもとではこの危険から完全に解放されることができない。そこで、ノズルとジャケットを一体化した溶接およびボア・クーリング方式の燃料弁ノズルを試作し、その性能ならびに耐久性についての確認を実船で行い実用化をはかることとした。

4.2.2 改良形弁による耐久性確認試験

上記4.2.1項の各種試験において確認された有効な対策を集約して、長期無開放化に即した改良形弁を設計・製作し、これについての耐久性を実船で確認する。

さらにそれらの供試弁を解析調査して、改良の効果を確認するとともに実用上可能な無開放時間について考察する。

4.3 対策の実験的検討結果

4.3.1 弁・シート形状の適正化

(1) 供試弁の特性調査

実船試験に先立ち、弁・シート形状が異った場合の機関特性を陸上の実機で調査し、次の結果を得た。

特性の差をFig. 4.3～Fig. 4.5に示す。噴射系の圧力では弁浮き形の燃料ポンプ内圧力が沈み形のものより、また、90°角弁の弁入口圧力が60°角弁のものより、それぞれ高くなる傾向を示した。

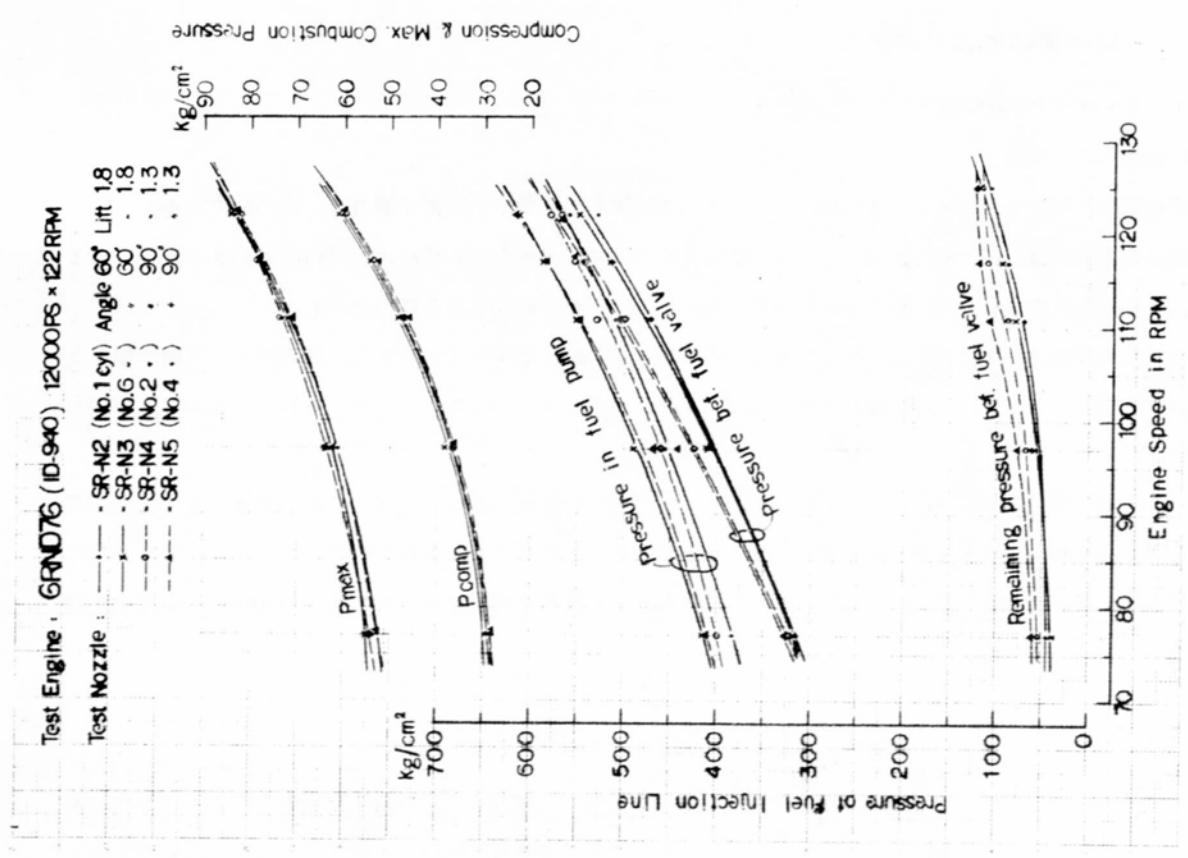
これらの理由として、前者はニードル弁開閉の受圧面積が約2.5%小さく、また、後者はシート角の相違と弁リフトが0.5 mm小さいことが設計上異なることから、それらが原因していると考えられるが常用附近で30～40 kg/cm²の差は強度上とくに問題になるものではない。

一方、燃焼性能面ではFig. 4.5の指圧線図において着火勾配(α)が多少異なり、これの大きい弁浮き形が燃焼圧力も高く有利にみえるが、排気温度にはそれを証明するものはとくにあらわれていない。従って、実際には燃焼上の優劣はそれほどないと判断され、各供試弁が実船試験を実施するうえでなんら支障をおよぼすものでないことを確認した。

(2) 実船での耐久性比較

弁・シート形状と耐久性の関連を調査するため、各種供試弁により実船試験を行った。

試験は1,000～3,000 hの比較的短いものであったが、噴射試験によって得た開弁圧力の変化、前もれ、後だれの有無、シュナール音、霧化状態などのデータをもとにして比較・検討した結果、かなり良否の差がはっ



- 78 -

Fig. 4.3 Characteristic curve of injection and combustion pressure of 6GRND76 engine with test nozzle

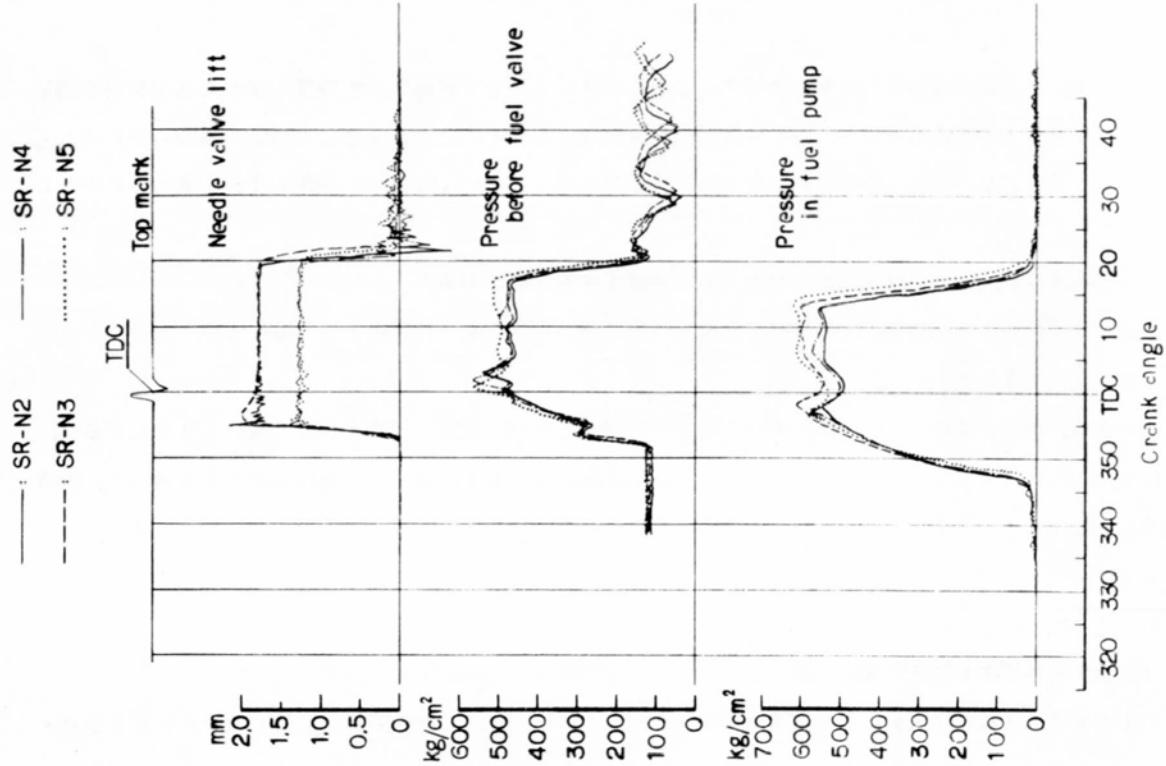


Fig. 4.4 Oscillogram of injection pressure of test nozzles at full load of 6GRND76 engine

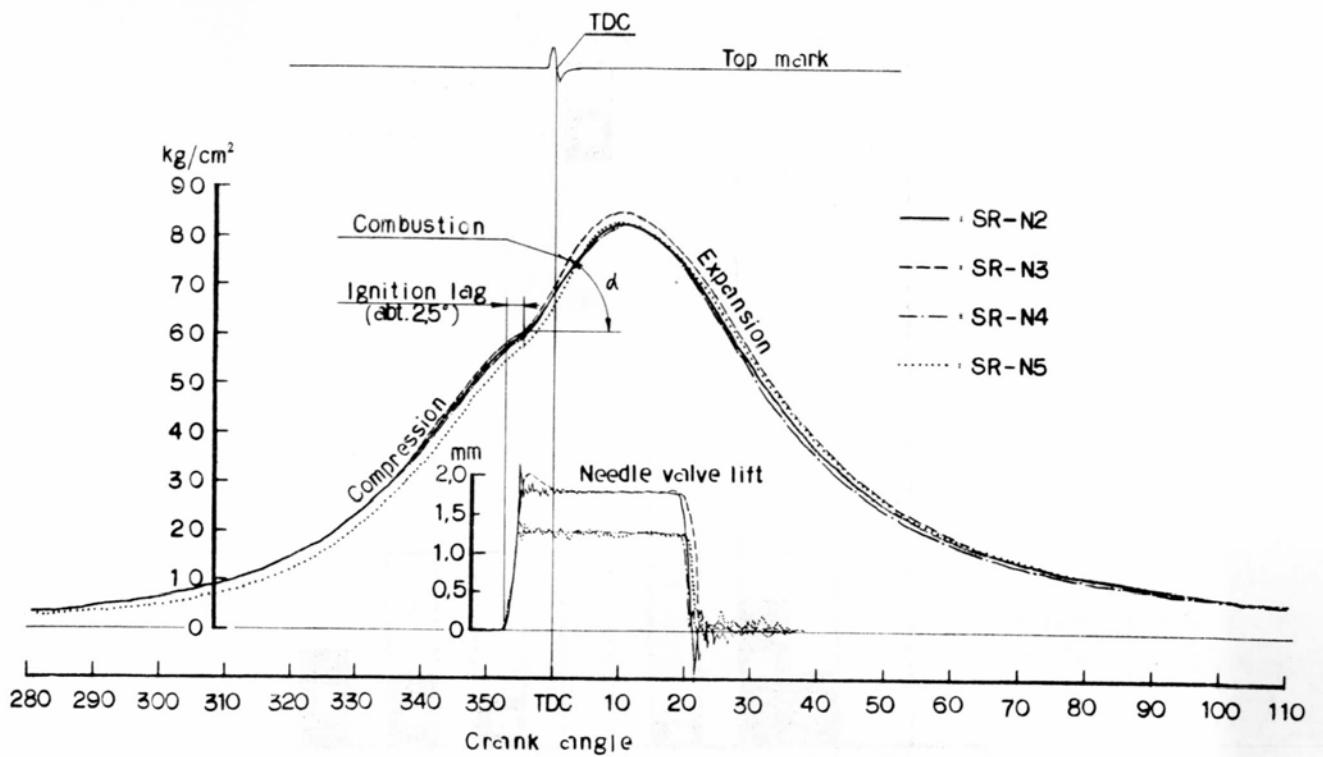


Fig. 4.5 Oscillogram of indicator at full load of 6RND76 engine with test nozzle

きりし、一応の傾向を把握することができた。

Fig. 4.6 は試験した供試弁 97 個について形式別に噴霧不良の発生状況を示したものであるが、従来形 (SR-N1 形) と比較して SR-N2 形はニードル弁の固着が原因で不良になったものが 1 個あるが、弁・シートの状態は全く異常なく、また SR-N3 形においてはそれらの不具合も発生せず、きわめて良好であった。

これに対して 90° 角弁の SR-N4, N5 形およびベタ当り方式の SR-N6 形は従来形よりも悪い結果となり、改善にはつながらないことが判った。

以上から、耐久性の点では弁の浮き形・沈み形にかかわりなく 60° 角弁の角度差 1° のものが効果的であるとの結論を見出したが、さらに実施した実体調査により次の事実が判明し、上記噴射試験結果を裏付ける資料を得た。

(a) 供試弁を陸揚して、要部を巨視的に観察した結果、弁・シート部の油密不良ないしは霧化不良の原因とみられる不具合が Fig. 4.7 のごとく発見された。

この調査結果を要約すると、従来形弁 (SR-N1 形) はシート当り幅の短時間拡大が、90° 角弁 (SR-N4, N5 形) ではニードル弁側の欠けが、ベタ当り弁 (SR-N6 形) ではシート面の不完全な当りが、それぞれの共通した問題点であるといえる。

これに対して SR-N2 形および N3 形は、N3 形において弁浮き形の共通現象としてニードル弁側に段付摩耗があらわれてはいるが、とくに問題となる異常は認められなかった。

(b) シートの当り幅は経時的に拡大していくが、その進展速度がはやいと耐久性が損われる。各供試弁の当り幅を実測して Fig. 4.8 に示すが拡大傾向は 60° 角弁より 90° 角弁の方が、また、弁の浮き形と沈み形とでは浮き形の方が進展は緩やかである。同じ 60° 角弁でも SR-N2 形より角度差の小さい SR-N1 形の方が速いのは当然であり沈み形弁に較べて浮き形弁の方が進展が緩いのは、シート側の耐摩耗性が優れているた

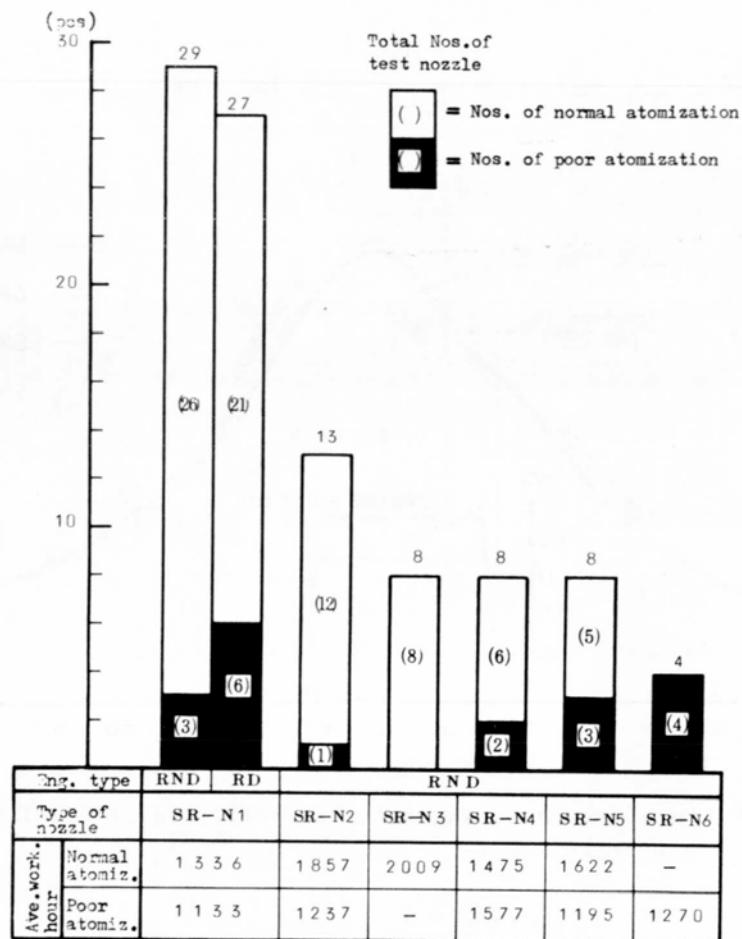


Fig. 4.6 Summary of injection test results by hand pump

めである。90°角弁はこの当たり幅だけをとらえれば問題はないようみえるが、ニードル弁側にカエリや疵が生じるため、かえってそれが耐久性を損なう原因になっている。

- (c) その他弁機能上の要部について摩耗状況を調査したが、弁リフトおよび噴孔径は0~0.01mmと微量で、ニードル弁ガイド部の遊隙も最大0.002mmの変化であり、これらは弁・シート形状に関係なく良好な状態であった。また、油冷弁でよくみられるチップの焼損はこの種の水冷弁では全く発生していない。

4.3.2 クーリングジャケットの腐食防止策

(1) クーリングジャケット材の硫酸腐食試験結果

材料選定を行うまでの基礎資料を得るために、各種耐食・耐摩耗材の中からTable 4.2の13種類を選び硫酸腐食試験を行った。

試験は5%, 15%および50%硫酸液の3種類について36h行い、その間6hごとに腐食量を秤量して比較した。一例として、Fig. 4.9に15%硫酸液についての結果を示すが、他の試験結果とあわせ実船試験の供試材として、従来材料のSUS 32のはかに、腐食液の全濃度に対して優れた耐食性を示したHASTELLOY CとMETECO 16C, 15%濃度で良好であったCHRONIC 6, 濃度が増すにつれて腐食量の減少したCOLM-ONOY No 6, 耐摩耗の点で優れ、使用実績のあるSTELLITE No 6をそれぞれ選定した。

(2) 腐食原因についての調査

- (a) 腐食の原因を検討する基礎資料を得るためにクーリングジャケットの温度計測ならびに焼嵌時の応力計測を行った。

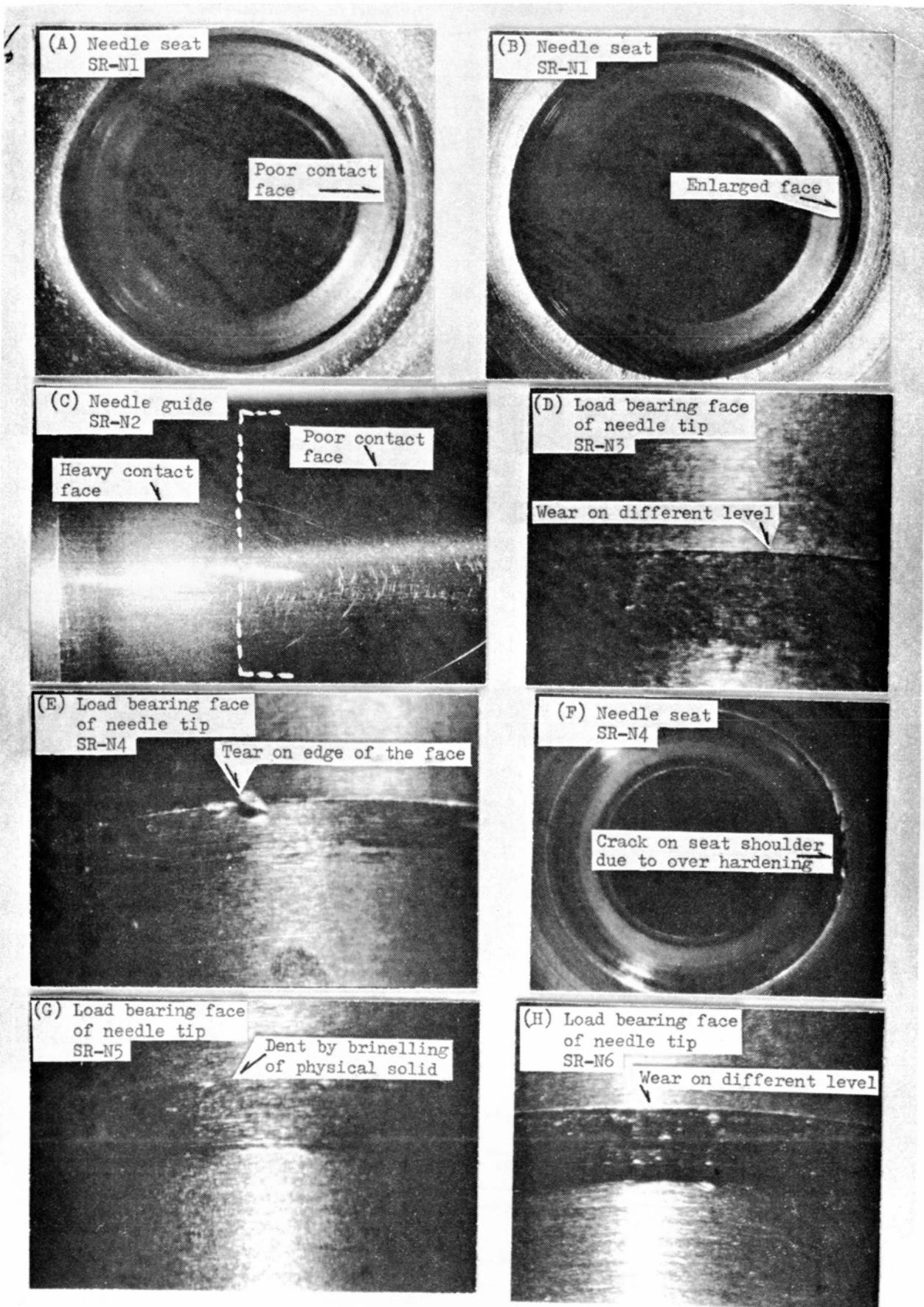


Fig. 4.7 Appearance of needle seat and load bearing face of needle tip with poor atomization

Table 4.2 Specimens for sulfuric acid test

Symbol	Material	Chemical components												Remarks
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Co	W	Fe	Others	
A	SUS 27	0.08	1	2	0.04	0.03	8-11	18-20						I
B	SUS 32	0.08	1	2	0.04	0.03	10-14	16-18	2-3					I
C	STELLITE NO. 6	1					28		Bal.	4	3 Max.			II
D	STELLITE NO. 1	2.5					30		Bal.	12	3 Max.			II
F	HASTELLOY C						Bal.	16.5	17		4.5	5		II
G	METECO 16C	0.5	4				67	16	3			2.5	Cu:3 B:4	II
H	COLMONOY NO. 6	0.65	3.75				77.3	11.5				4.25	B:2.5	III
I	CERAMIC												Al ₂ O ₃	II
J	DICHROME						Main component							IV
K	CHRONIC 5						50	50						I
L	CHRONIC 6						40	60						I
M	STELLITE NO. 250	0.08	0.75	0.75					28		Bal.	21.5		II
N	PENETRONE						35	20	10	35				V
Preparation of specimen		I : Solid				IV : Plating (0.2 mm)				V : Penetrating				
		II : Facing by welding (1 mm)				SUS27 30x20				SUS27 30x20				
		III : Facing by spray welding (0.5 mm)				SUS27 30x20				SUS27 30x20				

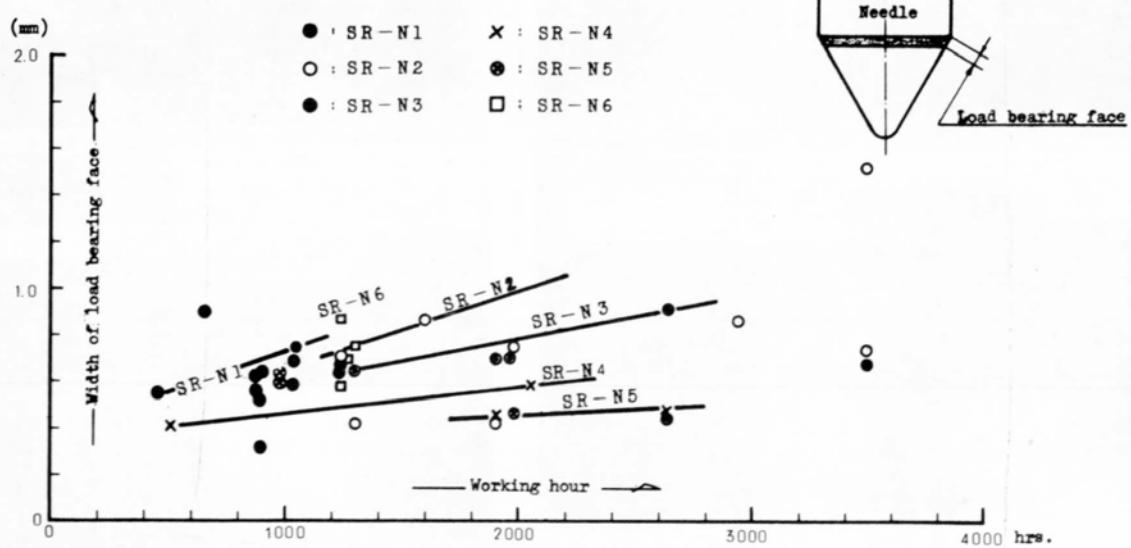


Fig. 4.8 Enlargement of load bearing face of needle tip

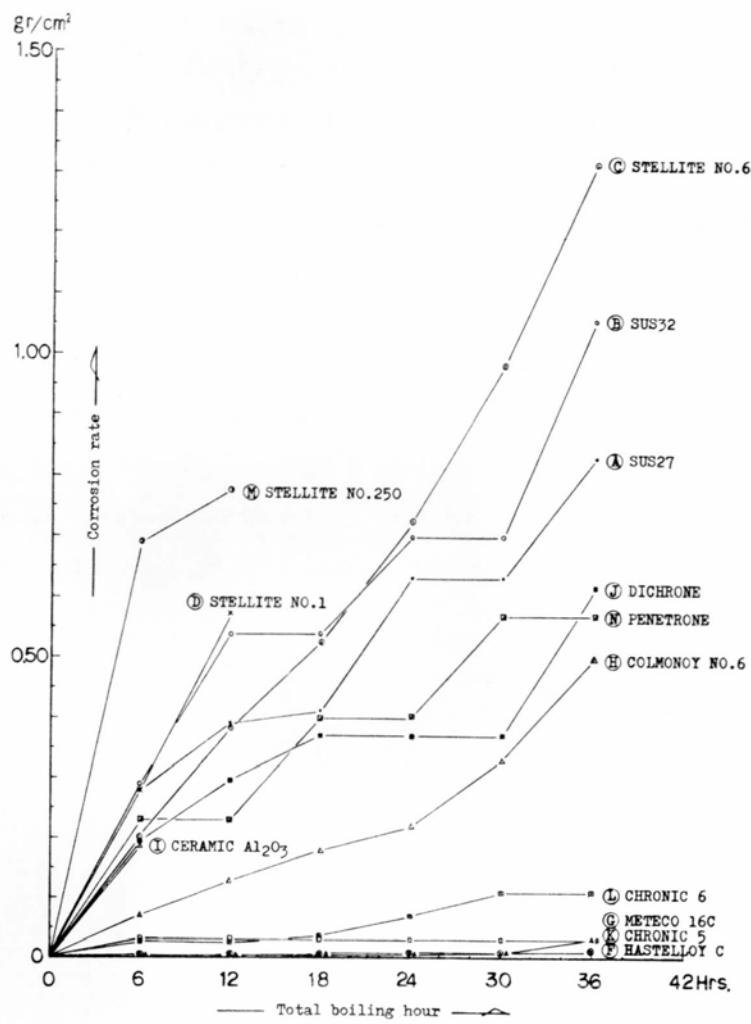


Fig. 4.9 Results of sulfuric acid test (15% H_2SO_4)

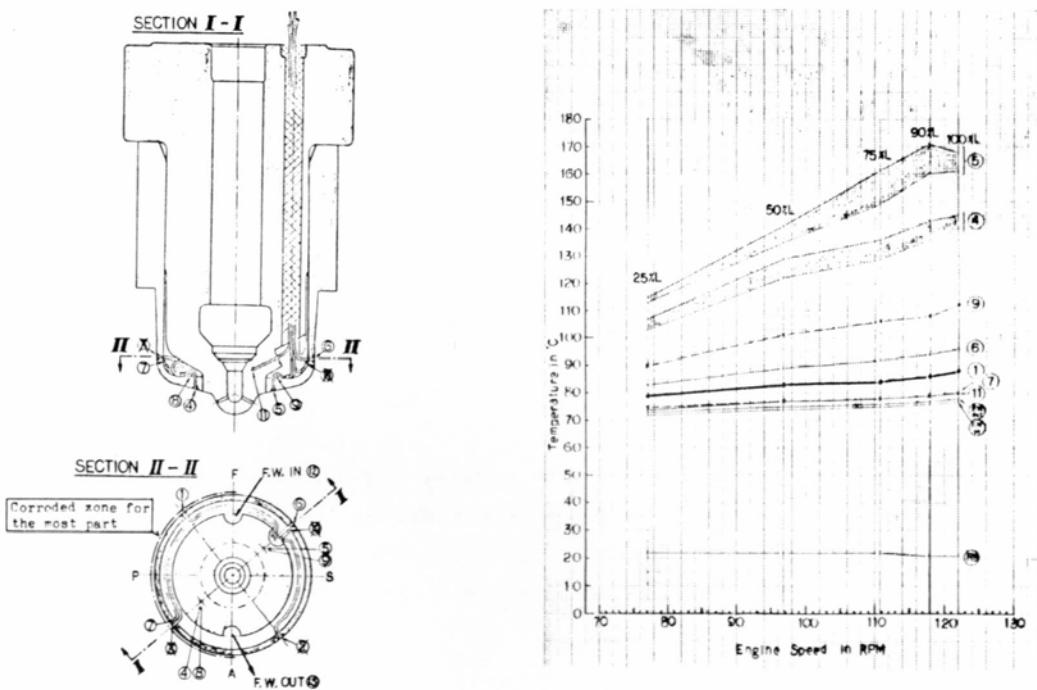


Fig. 4.10 Temperature measurements of shrunk on cooling jacket of fuel nozzle for RND76 engine

温度計測の結果を Fig. 4.10 に示す。腐食の発生する問題部分の温度は冷却水温度と約 5 ~ 10 ℃ の差しかなく常用付近で 85 ℃ であった。これは硫酸の露点温度を大きく下まわるもので腐食の原因になっていることはほぼ間違いないとみられた。ただし、P 側と S 側の温度差が約 10 ℃ に過ぎないので P 側が顕著に腐食し、S 側にはほとんど発生しないのは掃・排気の流れに反対する位置のため、硫酸の凝縮が緩和される、あるいは異物の衝突のないことが効いていると考えられる。

一方、クーリングジャケットの焼嵌時の発生応力は Fig. 4.11 に示すごとく、いずれも圧縮応力でⒶⒷⒸ 点で、それぞれ -29.2 kg/mm^2 , -26.0 kg/mm^2 , -12.4 kg/mm^2 を記録した。この結果と硫酸による腐食性雰囲気を考えあわせるとかなりその影響を受けているとみられるが、ステンレス鋼におけるこの種腐食の特徴である割れを伴うことはほとんどなく、どの程度の影響力があるかは不詳である。

(b) クーリングジャケットに付着しているカーボンを分析して、その結果を Table 4.3 に示すが、主成分は重油燃焼成分のバナジウム、ナトリウムおよびシリンダ油添加剤成分のカルシウムなどで、これらはいずれも硫酸化合物として存在し、全体の $\frac{1}{3}$ を占めていることが判った。このことからも該部にはかなりの腐食作用が働いていることがうかがえる。

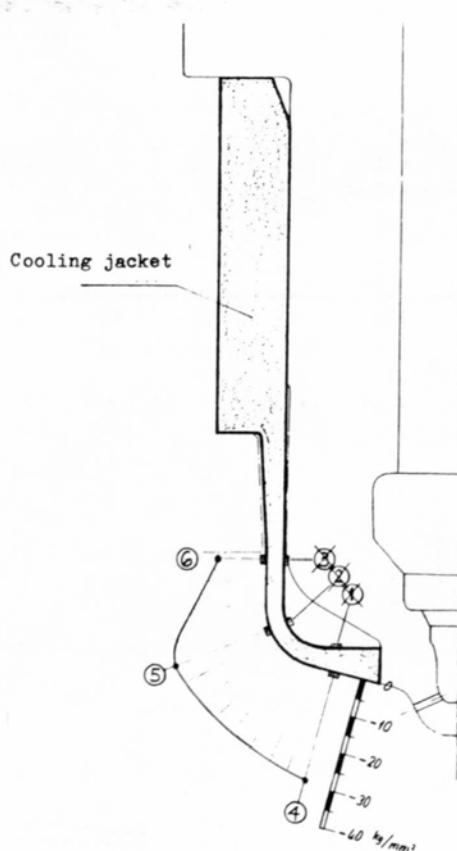


Fig. 4.11 Mechanical stress occurred on outer surface of cooling jacket by shrunk-on

Table 4.3 Results of qualitative emission spectrographic analysis of carbon deposits on nozzle jacket

Detection element	Spectrum line intensity	Detection element	Spectrum line intensity	Detection element	Spectrum line intensity
V	MS	Cr	S	Zn	W
Ca	MS	Mg	S	Al	MW
Na	MS	Si	M	Pb	IM
Mo	S - MS	Mn	W	Cu	VM
Fe	S	Co	W		
Ni	S	Ti	W		

Remarks; (1) Appearance of sample = Black and rough powder
(2) Chemical reaction = Acid
(3) SO₃ = 33.41 %

The expression marks and significances of qualitative emission spectrographic analysis.

Expression Marks	Significances	Percent
VS	Very Strong	Main Component
MS	Medium Strong	
S	Strong	abt.1 - Several
M	Medium	" 0.5 %
W	Weak	" 0.1 %
MW	Medium Weak	" 0.05 %
VW	Very weak	" 0.01 %
T	Trace	
N	None	

Due to the character of Emission Spectrographic Analysis, "Expression Mark" are only shown Spectrum Line intensity, never shown element concentration. However, if explained the relationships between "Expression Mark" and elements concentration as compulsory, it is presumed approximately to "Remarks" column.

(3) 実船での耐食性比較試験

硫酸腐食試験の結果にもとづいて選定された5種類の耐食材と従来使用のSUS 32 Ni, 新たにKANIGENメッキを追加して、それをFig. 4.2の各供試弁に装着し、実船で比較試験を実施した。

Fig. 4.12に各供試弁の腐食状況を示すが、腐食を完全に防止できる材料の出現はなかった。しかし、従来のSUS 32に較べて供試材の耐食性はいずれも優れている。盛金ないしは溶射したもの(STELLITE No.6, HASTELLOY C, METECO 16C, COLMONOY No.6)は傾向として弁座に囲まれた内奥部の方の腐食が著しく、その範囲も広くなっている。腐食による使用上の許容限界は腐食の発生範囲よりもむしろ浸食された深さによって決まるため、それを判定の基準として比較するとFig. 4.13およびFig. 4.14のごとくになり、結果としてCHRONIC 6が弁座内奥部の腐食もなく、また、浸食速度も0.1~0.15 mm深さ/1,000 hで供試材の中では最も良好であった。

4.3.3 クーリングジャケットのガスもれ防止策

(1) ポア・クーリング方式の冷却効果確認

ガスもれ防止のため一体構造とした供試弁は、溶接形(SR-G1形)の場合は冷却方式が従来形と同等のため、冷却効果の点で不安は全くないが、ポア・クーリング形(SR-G2形)はこれが大きく異なるため、噴孔部まで十分冷却できるかどうかの懸念がもたれたので陸上の実機で従来形との比較試験を行った。

試験はA重油運転ではあったが、Fig. 4.15に示すとおり、噴孔部のカーボンの付着状態は両者の間にほと



Fig. 4.12 Corrosion of shrunk-on cooling jacket with different material

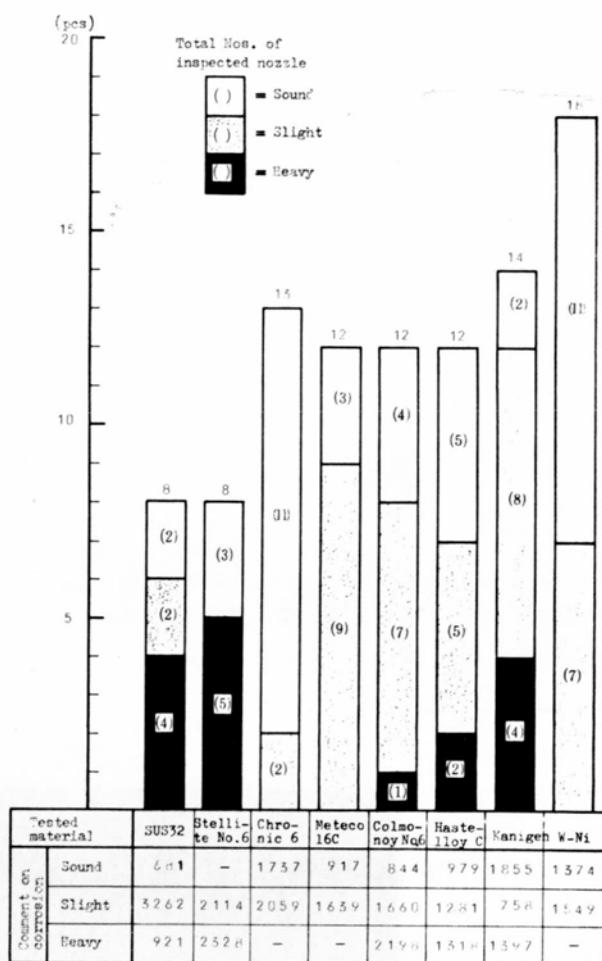


Fig. 4.13 Statistical examinations on corrosion resistances of cooling jacket with different material

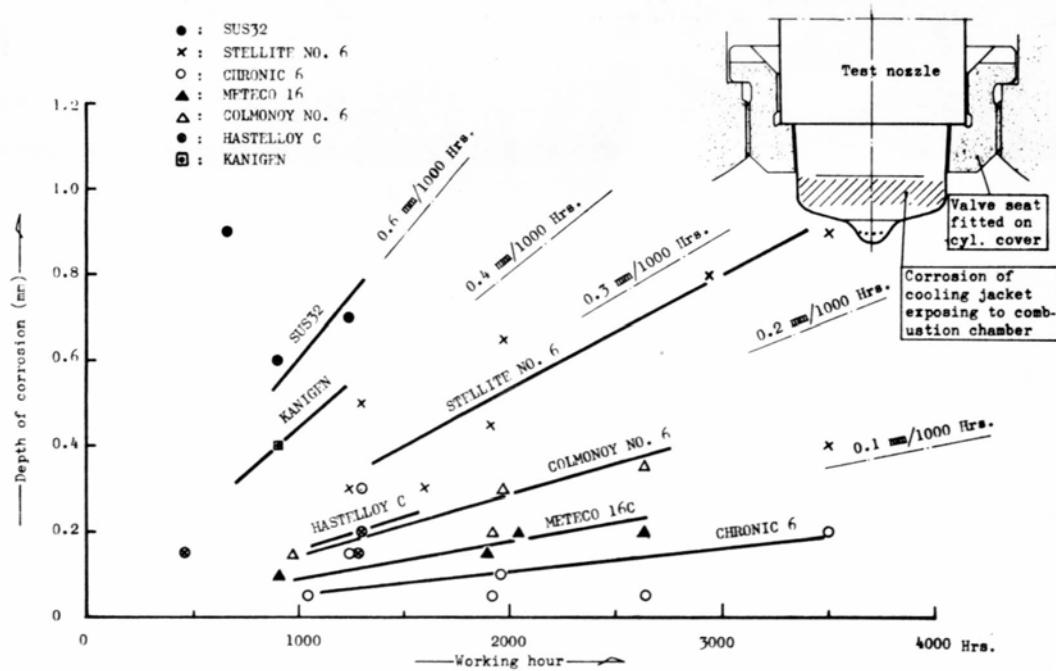


Fig. 4.14 Details of corrosion resistance of cooling jacket with different material

んど差異がなく、冷却水出入口の温度差も各負荷で同様の傾向を示し、ボア・クーリング方式が冷却の点でなんら問題のないことを確認した。

(2) 一体形供試弁の実船試験結果

溶接形およびボア・クーリング形弁について実用上の問題点の有無を実船試験して調査した。

構造的に従来と異なる部分について、とくに溶接形では溶接部分のクラック、ボア・クーリング形ではブレグの弛みがそれぞれ懸念されたが、これらに関する異常は発生せず、噴孔部のカーボンも少なくて問題はなかった。しかし、Fig. 4.16にみられるとおり溶接形は従来形のクーリングジャケットと同様に外周部に著しい腐食が発生し、この点で耐久性が損われることが判明した。溶接形は防食のため、予め該部の肉厚を従来形よりも1.5倍に厚くし、KANIGENメッキも施したが、その効果は全く認められなかった。

これに対して、ボア・クーリング形は弁座に囲まれた部分が僅かに点食してW-Ni材のメッキ層が浸されたが、その深さは0.1 mm以下／2,000 hと微少で、しかも冷却水温度が標準値よりも10～20°C低くかった条件での結果であることを考慮するとこれはさきに判明している従来形でのCHRONIC 6以上の耐食性であり、きわめて良好な成績であった。

このように溶接形とボア・クーリング形で大きく耐食性が異ったのはメッキ材の違いはあるが、直接的には前者に対し後者の該部肉厚が厚くなっていることが効果し、表面温度が高められ硫酸の凝縮が抑制された結果であると考える。

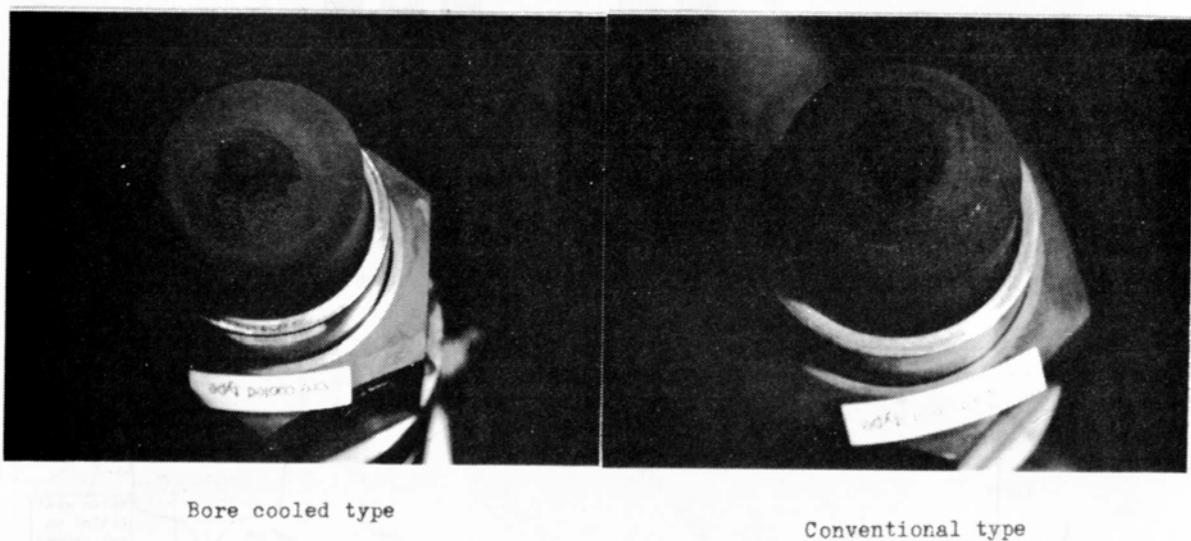
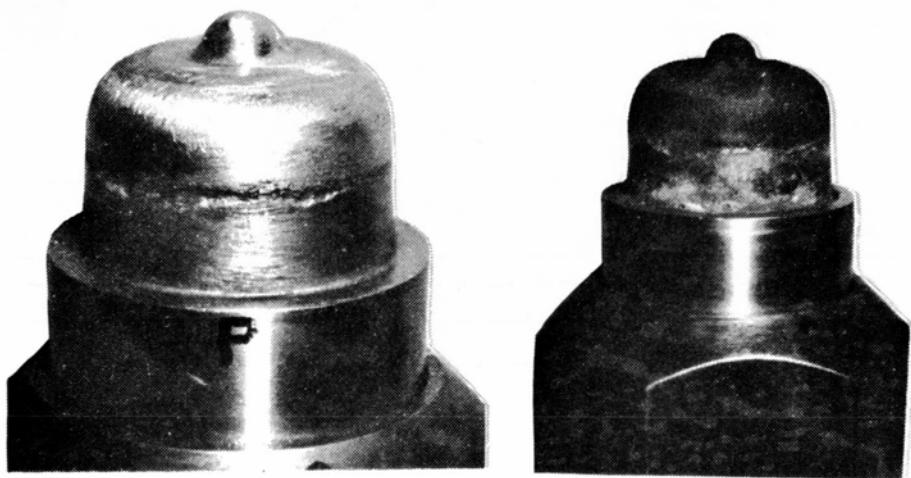


Fig. 4.15 Comparison of carbon deposits between bore cooled nozzle and conventional one

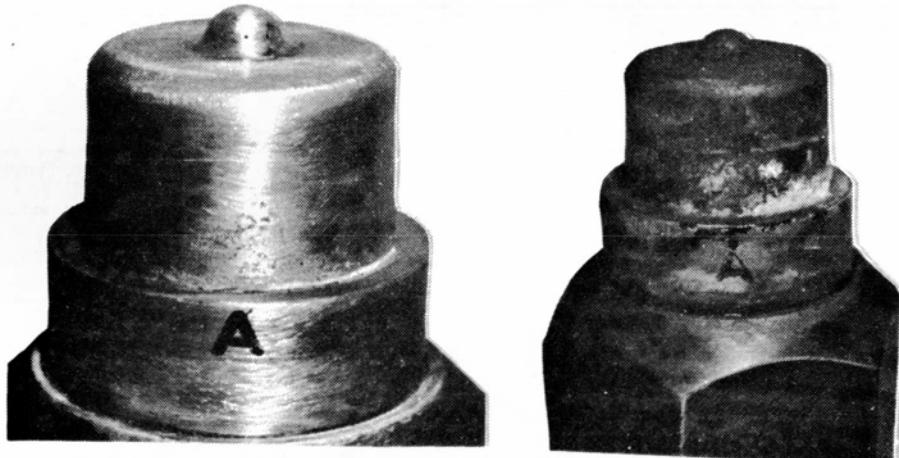
4.3.4 長期無開放化に即した燃料弁ノズルの設計条件

以上の各種実験的検討によって、長期無開放化を進めるうえでとくに問題となっていたノズルの早期噴霧不良、クーリングジャケットの腐食およびガスもれに対して、その経時的变化がより明確に把握でき、設計的予防措置を講ずるうえで次の具体的指針を得ることができた。すなわち；

- (1) ノズルの早期噴霧不良を防止するためにはその主因となるシート面の疵や異常な当たり幅の拡大を予防することが肝要であるが、その点で弁・シート部の形状は61°/60°角の弁浮き形(SR-N3形)または沈み形(SR-N2形)のいずれかにし、ノズルの材料として浸炭鋼を用いるのが効果的である。
- (2) クーリングジャケットの腐食およびガスもれを防止するためにはノズルとジャケットを一体にしてボア・クーリング方式



Electron beam welded nozzle (SR-G1) used for 940 hrs.



Bore cooled nozzle (SR-G2) used for 2,390 hrs.

Fig. 4.16 Carbon deposits and corrosion of monoblocked nozzles by welding or drilling

(SR-G2形)を採用すべきである。

を同時に適用することが当面する問題の解決法であり、長期無開放化を達成するうえでの設計条件である。

4.4 改良形弁の耐久性確認試験結果

4.4.1 実船試験結果

前記4.3.4項の改善事項を適用した改良形弁(SR-G2N2形およびSR-G2N3形)の耐久性を実船試験により調査した。

試験は供試弁に不良が察知されなければ、すなわち、燃焼圧力の低下、排気温度の上昇など機関性能に異常がなければできるだけ無開放を続けあるいは点検のため機関より抜出した場合でも弁機能に不良を認めなければノズル外周部のカーボンを掃除するのみで復旧し、試験時間を累積していった。

試験の経過を Fig. 4.17 に示すが、試験時間はそれぞれB船が8,000 h, D船が5,382 hに達し、この間D船において供試弁1個（SR-G2N3形）に製作不良に起因する噴霧不良が発生したが、全体としては順調に進捗した。また、4.3.3(2)項の試験後継続使用中であったE船の同じボア・クーリング形（ただし、弁・シート形状=N1形）の実績を含めて試験結果を要約して述べる。

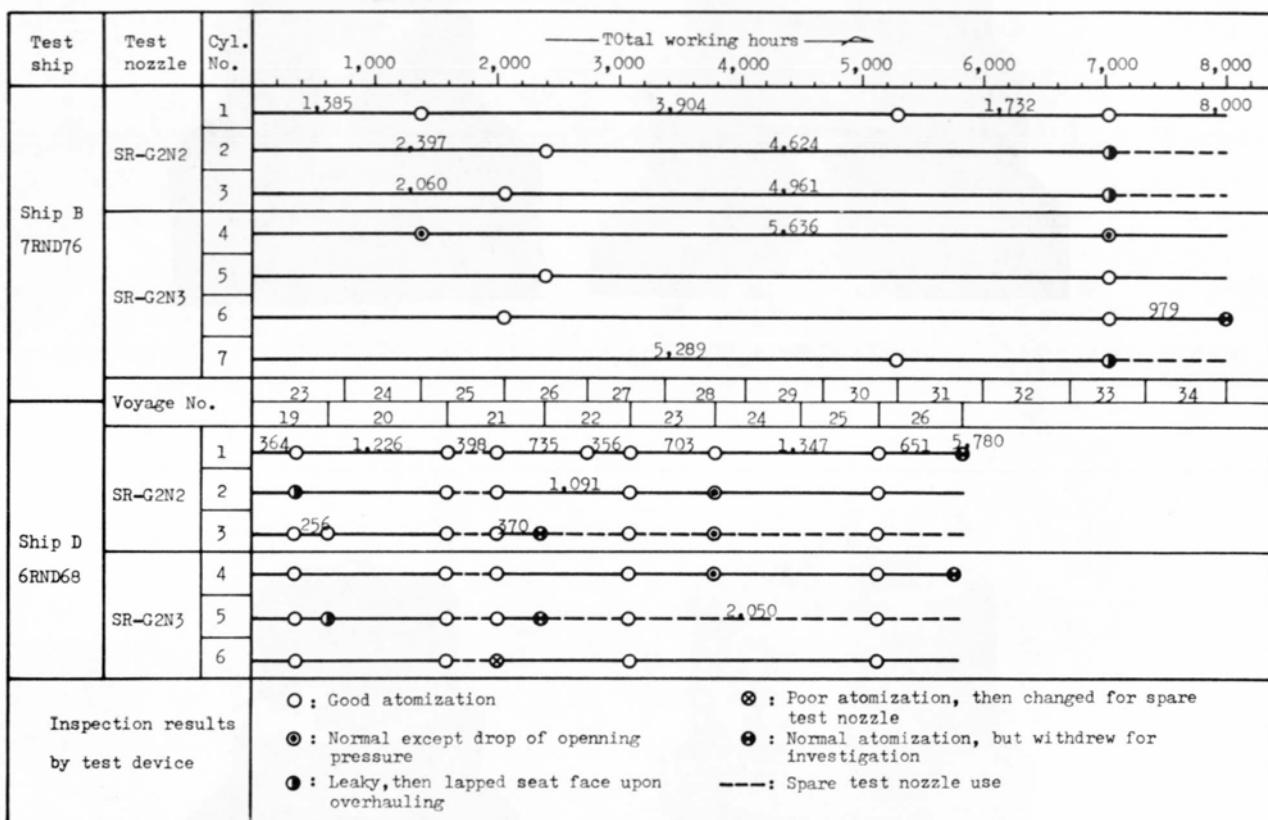


Fig. 4.17 Course of onboard test of bore cooled fuel nozzles

(1) B船(7RND76)の試験結果

8,000 hに達するまでに延べ16シリンダの供試弁を抜出し調査したが、初回開放までの平均使用時間は2,425 h（3.5航海分）で、その後は4,000～5,000 hの無開放を実施した。

この間、機関性能はドック前に船底の汚損に起因して排気温度が上昇したが供試弁自体は7,000～8,000 hの使用にもかかわらず噴霧不良、ノズル外周部の腐食・ガスもれなどに特別不具合は発生せず、きわめて良好であった。従って、1カ年以上（15カ月）という長期間にわたる使用ではあったが、全供試弁とも分解は一切行わず、一部のものについて開弁圧力を調整したに過ぎない。7,000～8,000 h経過して油密保持がやや困難になり後ダレの生じやすくなったものが7個中3個に認められたが、これらの噴霧は正常なものに較べてそれほど大差はなかった。また、これらを分解した結果では両形式弁ともシートの当り幅は約2 mmに増大していたが、試験時間からしても当然であり、きわめて良好な成績といえる。

(2) D船(6RND68)の試験結果

本船は試験時間が5,382 hに達したが、1,590 hの時点で一時予備と交換された時期があり、B船に較べて開放頻度も高くなっているが、これは乗組員の交替が激しく、引継時の手違いなどにより生じた結果である。

試験開始後、短時間の使用でSR-G2N2形およびSR-G2N3形に噴霧がやや不良と報告されたものが各1個あったが、はっきりした欠陥は見当らず簡単な手入れ（掃除・軽い油摺り）によって回復し、その後も

異常は発生しなかった。

しかし、予備のうち SR-G2 N3 形 1 個 (No.6) に発生した噴霧不良は明らかにシート面の異常拡大が原因とみられたので手入れすることなく、陸揚し解析試料とした。

以上のほかは霧化に関して特別問題になる不具合は 5,382 h に達するまで一切発生しなかった。

本船の場合は、ノズル外周部の腐食が他船に較べてやや著しい傾向にあるが、これは船内装置の都合により冷却水温度が標準値より 20~30°C 低い 50~60°C のためこれが直接の原因と考える。

(3) E 船 (7 RND 68) の試験結果

本船では 5,365 h 試験された。ここで、とくに注目されるのは供試弁の弁・シート形状が、SR-N1 形相当 (60° 角弁沈み形、角度差 = $30'$) であるにもかかわらず、約 5,000 h の使用に対して安定した弁機能を発揮し、腐食・ガスもれ・焼損等の外観上の不具合もなく良好であった点である。供試弁を陸揚し、解析試料とした。

4.4.2 解析調査結果

実船試験による各種データならびに、陸揚した試料をもとに改良形弁の耐久性について考察する。

(1) 噴霧不良防止対策とその改良効果

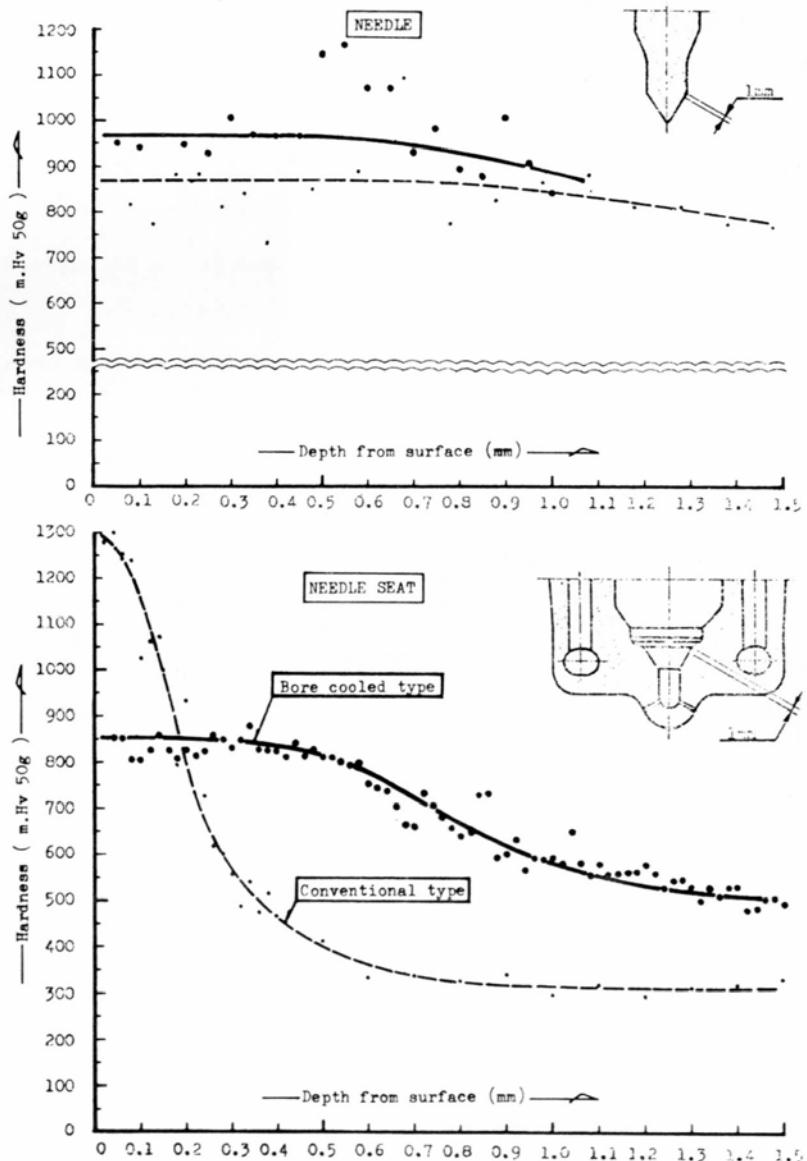


Fig. 4.18 Hardness distribution of needle and seat face

(a) 弁・シートの硬度の分布

従来形弁と改良形弁の硬度を実測して Fig. 4.18 に比較して示す。

ここで、ニードル弁は両形式弁とも同一材料のため、硬度分布はバラツキ程度で大差ないが、シート部はノズルの材料を変更したため大きく相違し、それぞれの特徴がはっきりあらわれている。

すなわち、従来形（窒化鋼）のシートは、確かに表面硬度は Hv 1300 と高く、耐摩耗の点で優れているようにみえるが、内部へかけての硬度低下が急勾配で、硬化層が浅くなっている。

そのために摺合せないしは摩耗によって表面硬度が大きく低下することは否めない。これに対して、改良形（浸炭鋼）は表面硬度は Hv 850 と低いが、0.5 ~ 0.6 mm 深さまでは表面と同一の硬度が維持され、内部へかけてのゆるやかな硬度分布は従来形とは全く対照的で硬化層が非常に厚くなっている。

これは、シートの摺合せや摩耗に対して表面硬度が低下しないということだけでなく、シート部を支える機械的強度が高められたため、変形（ヘタリ）防止にも有効に作用し、結果として耐久性の向上に大きく貢献しているものとみられる。ここで、過去の経験から表面硬度だけをとらえると改良形の Hv 800 ~ 900 は問題になる値であるが、シートの摩耗状況をみても、これに起因すると思われる不具合は一切ないことから改良形弁のニードル弁とシートは材料的に相性の良い組合せと考えられ、この実績から改良形弁にとっては Hv 800 ~ 900 は十分で適正硬度とみなされる。

(b) 弁・シート面の状態

Fig. 4.19 は E 船で 5,365 h 使用された SR-G 2 形（シート形状=N1 形相当）の弁・シート面の状態である。全周均一な当りを示して当り幅も 1.2 mm / 5,365 h と使用時間の割には良好な状態にあった。

改良形についても D 船で発生した異常拡大のもの（1 個）を除けば概して 0.2 ~ 0.3 mm / 1,000 h の拡がりで、シートショルダーの割れや欠損も全くなく、期待どおりの好成績が得られた。

浮き形弁（SR-G 2 N3 形）と沈み形弁（SR-G 2 N2 形）の比較では噴射試験のほか、弁・シート面の状態からみても両者の間に耐久性についての明確な差はなく、優劣は判定し難い。しかし、永い目でみればメインテナンスの難易が耐久性にも影響することからその点で摺合せの容易な沈み形が多少有利といえる。

なお、D 船の予備ノズル（SR-G 2 N2 形）に発生した当り幅の異常な拡がりは調査の結果 Fig. 4.20 に示すとおり短時間（398 h）の使用にもかかわらず、シート幅が 3.75 mm にも達したが、この原因は弁とシートの角度差が計画の 1° に対して 7' しかなく、またシートの硬度不足が直接影響していたことが判り明らかに製作不良であった。

(c) 開弁圧力の変化

B, D 船について調査した延べ 57 個のうち、圧力低下のため再調整されたものは 6 個で、そのうち許容値（10 kg/cm²）を越えたものは 2 個に過ぎず、それらの平均使用時間も約 3,000 h に達し、全体的に圧力低下は少なく、4,000 ~ 5,000 h 使用後でも低下しないものが半数以上を占めていることは、それだけ弁作動部の摩耗が少ないことを裏付けるものである。

従って、2,000 ~ 3,000 h の無開放に対して、少なくとも開弁圧力の低下を懸念する必要はない。

(d) 噴孔部の状態

噴孔は、その異常によって燃焼性能にたちに影響するだけに、シート部の油密保持と並んで弁機能上最も重要な部分であり、すでに実験的検討の段階でこの部分のカーボンの付着の少ないと、正常な冷却のもとで焼損の心配も全くないことを確認しているが、長時間使用後の状態を巨視的に観察した Fig. 4.21 によってこれをよりはっきりと再確認した。

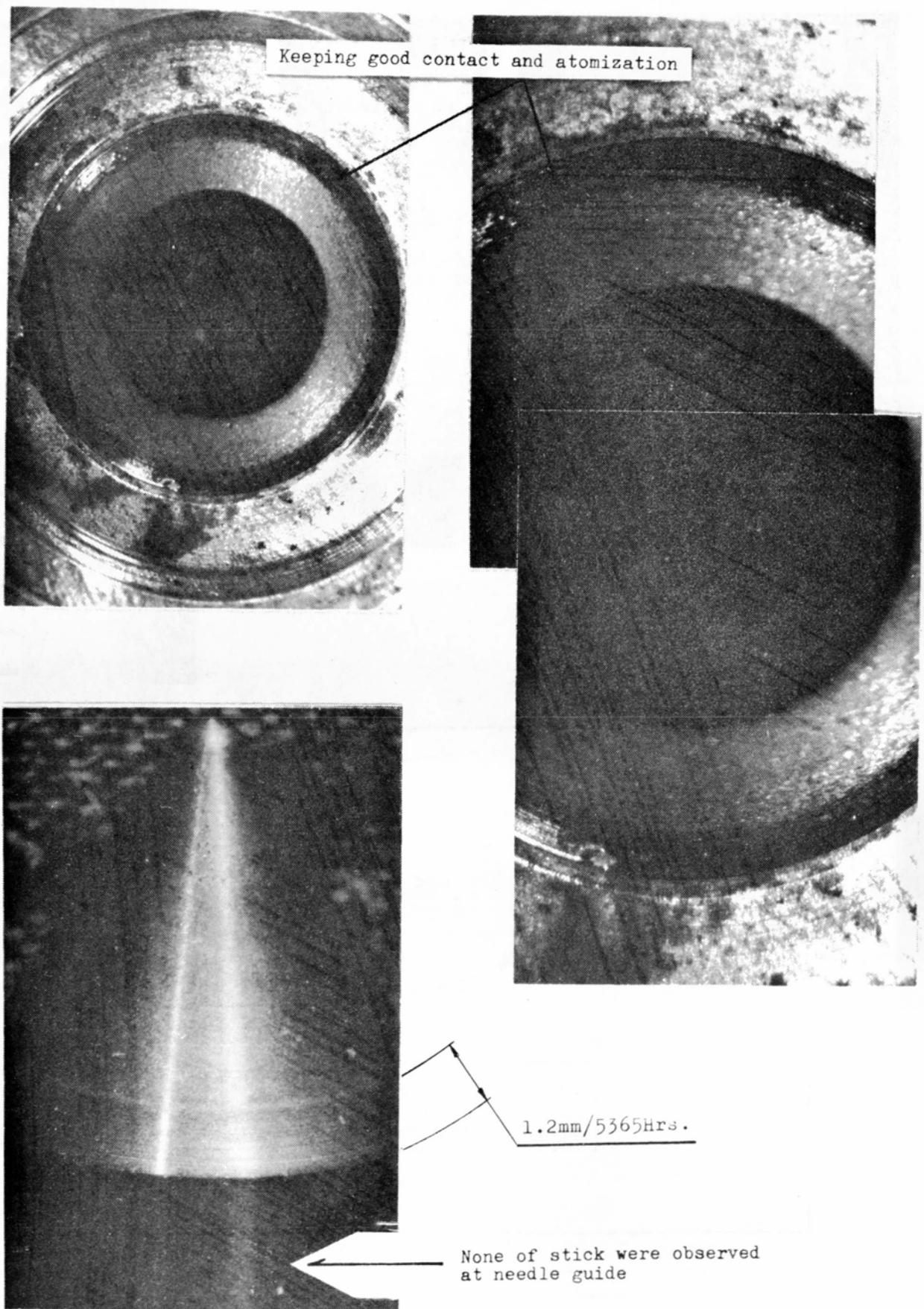


Fig. 4.19 Contact face between needle and seat of bore cooled nozzle (SR-G2) used for 5,365 hrs.

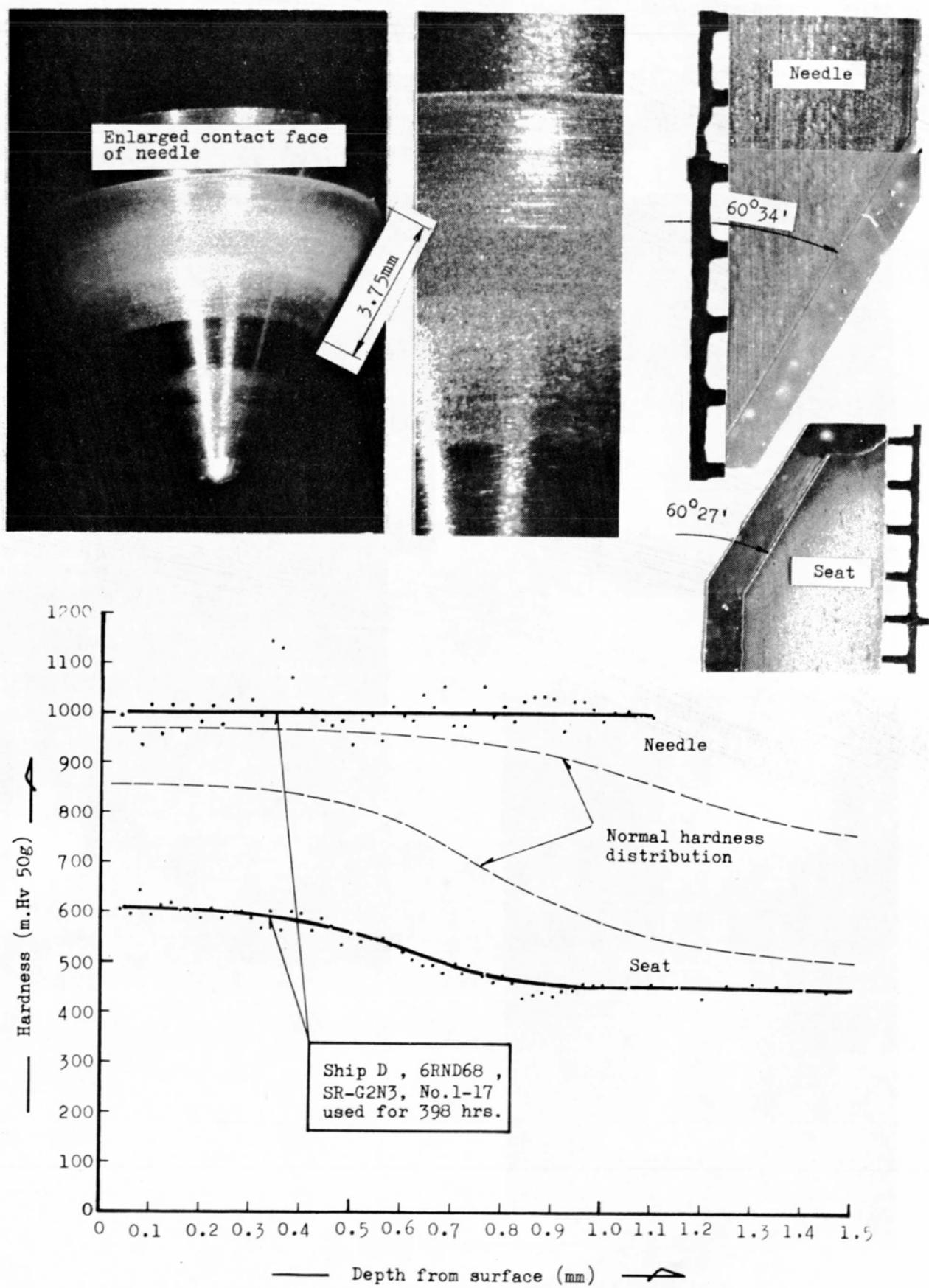


Fig. 4.20 Investigations on poor atomization suffered in a short working hour

(2) クーリングジャケットの腐食防止対策とその改良効果

焼嵌方式の従来形弁における腐食の発生状況は 4.3.2(3)項の試験結果からも明らかなどとく、ジャケット先端部の薄肉部分にきわめて顕著に発生し、ノズルの寿命に大きく影響していたが、改良形弁では機関取付部の弁座に囲まれた内奥部に軽微な腐食が認められるだけで改良の効果が如実にあらわれている。

この状況を Fig. 4.22 に示すが、このように歴然と腐食が減少したのは、さきに述べたとおり該部分の厚肉化の効果である。

しかし、冷却水の入口および出口孔とちょうど一致する F. A 側の腐食からみてまだ過冷却になっていることがうかがえるが、これは Fig. 4.22 からも理解されるとおり冷却水の温度により大きく支配される。

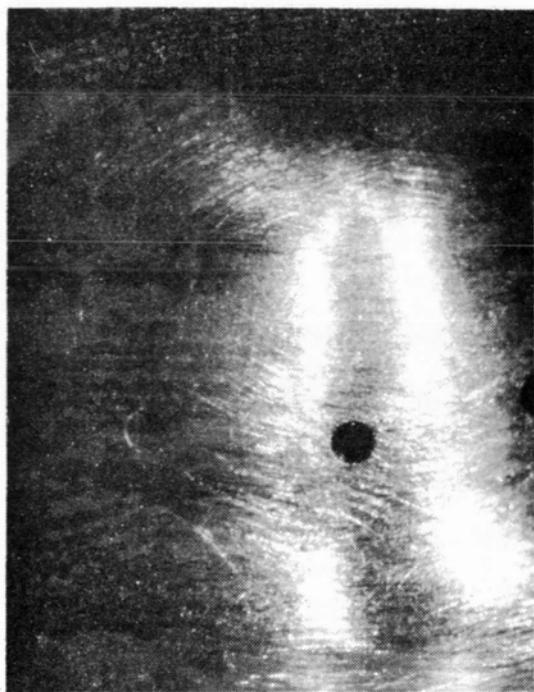
すなわち、50～60°C の低温域で使用された D 船に較べて 70°C 前後の B 船および E 船の腐食が軽微であることから判断できる。

一方、噴孔部のカーボンの付着状態については、冷却水の温度による影響は少なく 70°C でも 50°C の場合に較べてなんら遜色はなく、また使用時間の長短にもほとんど関係してない。

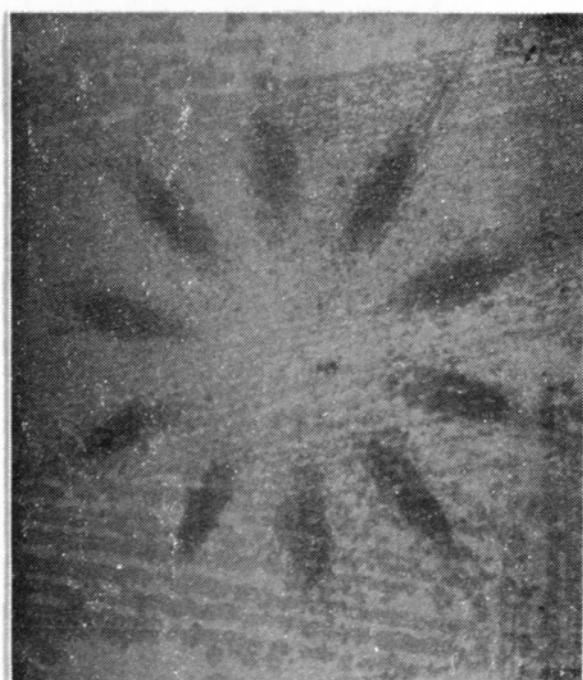
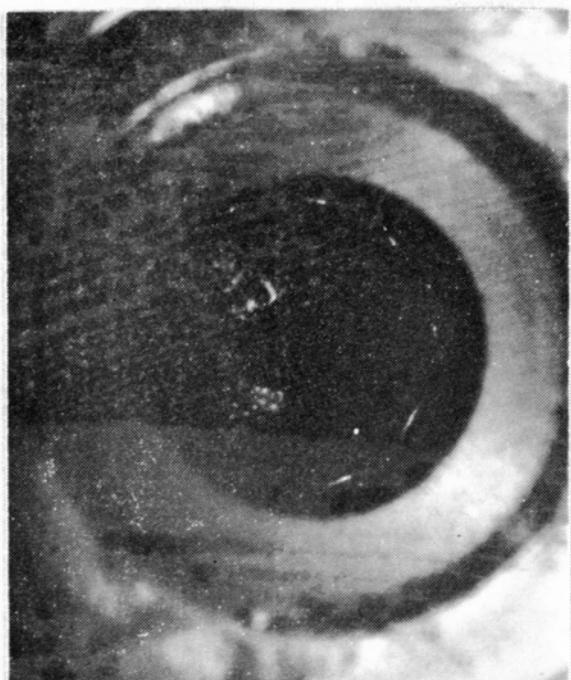
以上の事実から、冷却水は約 70°C に調整されるのが望ましいが、たとえ 50～60°C の低温でも Fig. 4.23 の D 船の結果が示すようにもはや腐食がノズルの寿命をおびやかすことは完全になくなっている。

(3) クーリングジャケットのガスもれ防止対策とその改良効果

ドリル孔で形成している冷却水室の開孔部に施したプラグは塗布したロックタイト（アドヒーシブ 306）のほか、防食をかねて実施したノズル外周部の W-Ni メッキによって弛みはもちろんネジ部を介したものもなく、非常に安全なものとなっており、ボア・クーリング方式にした改良形弁によって、ガスもれが再び問題にされることなくなっている。



Burnt out and abnormal wear down of injection holes
were not observed



Rounded-off inside edge of
injection holes were in order

Keeping normal atomization

Fig. 4.21 Observations on injection holes and atomization of
bore cooled nozzle used for 5,365 hrs

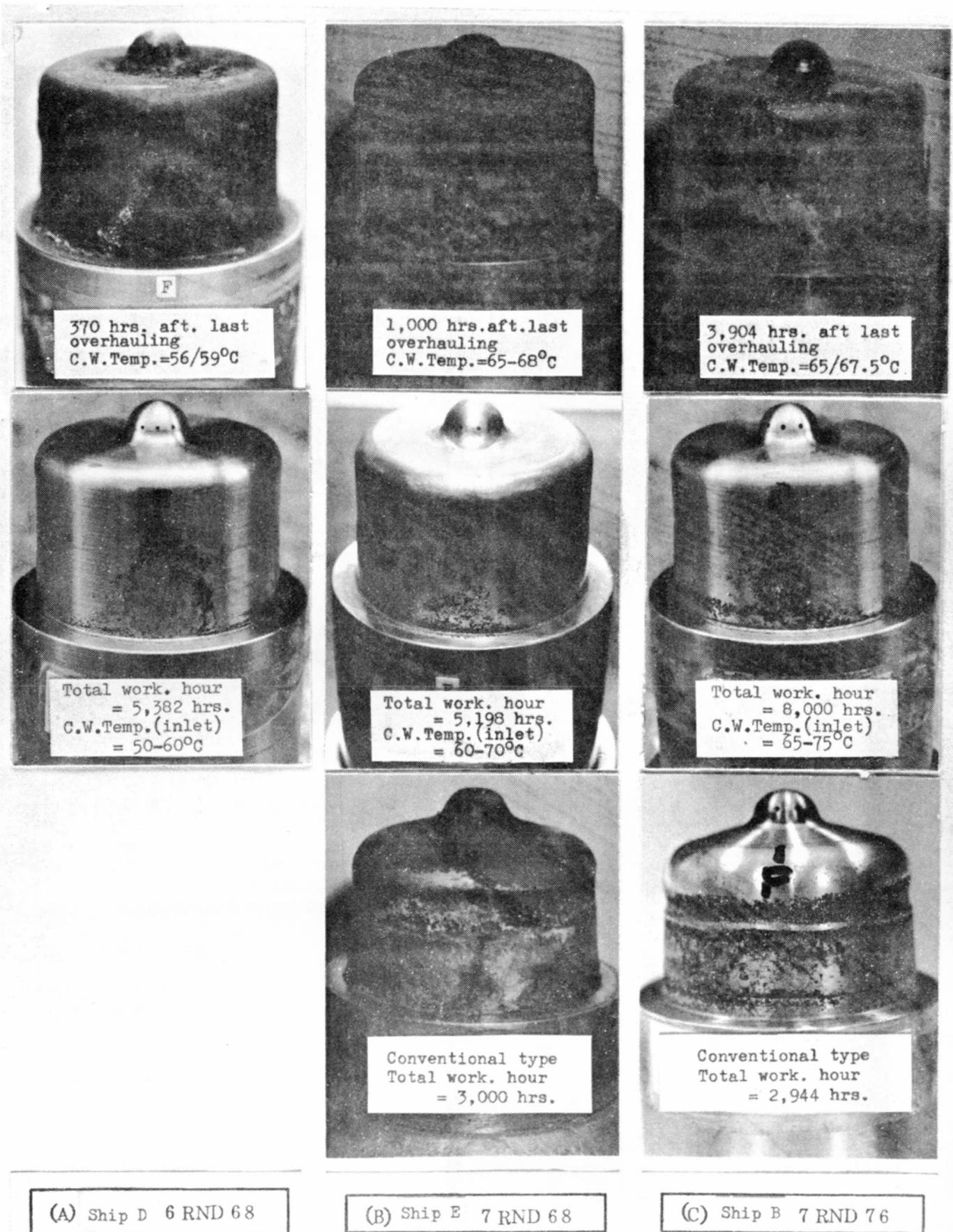
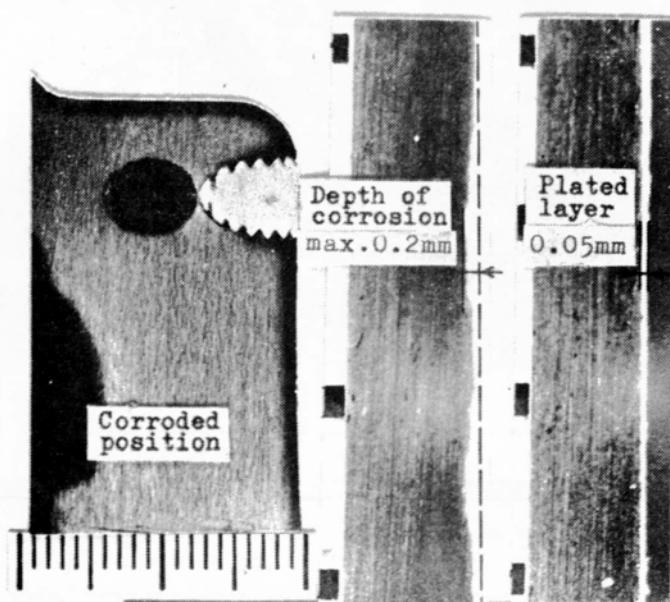
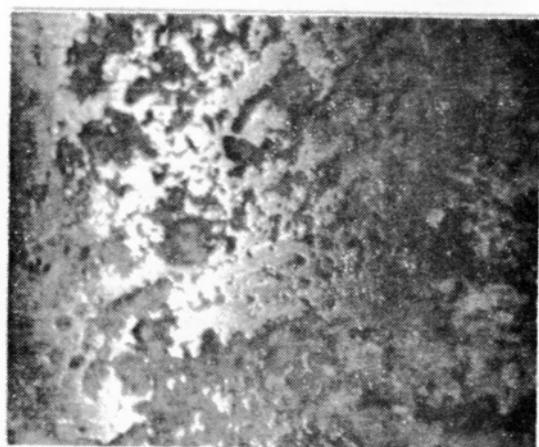
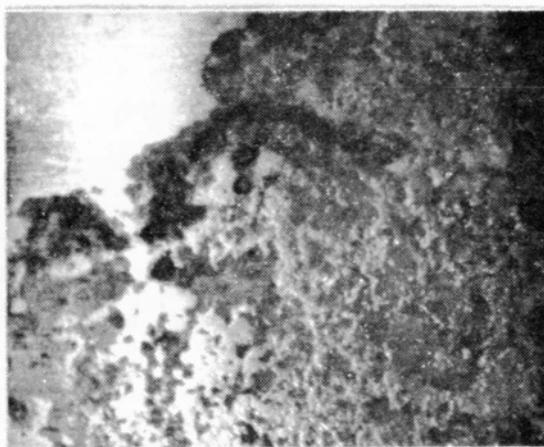
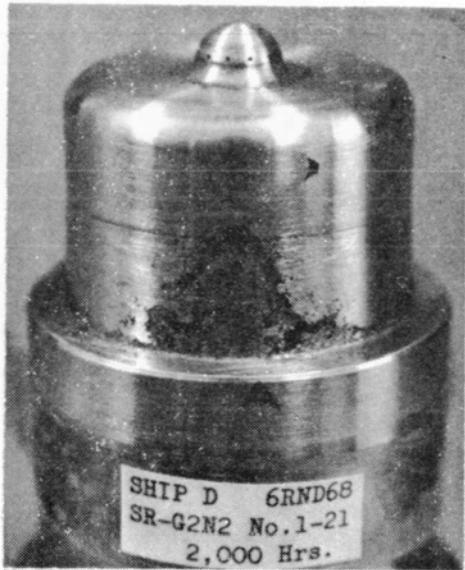
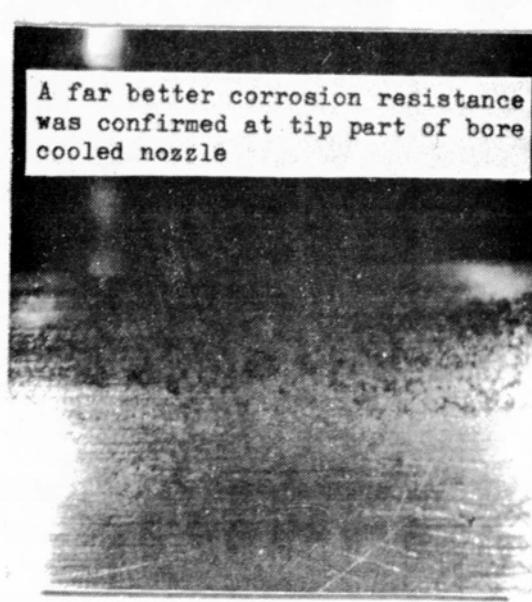


Fig. 4.22 Carbon deposits and corrosion of tip part depend on cooling water temperature



Fore side (C.W.inlet side)



Aft. side (C.W.outlet side)

Fig. 4.23 Corrosion of bore cooled nozzle for RND68 engine, Ship D

4.5 まとめ

燃料弁の長期無開放化を進めるうえで、大きな障害となっていた早期噴霧不良やクーリングジャケットの腐食、ガスもれなどの損傷がボア・クーリングノズルの採用によって一挙に改善できるようになり、当初の目標を上まわる成果を得たことは大きな収穫であった。

ここに本研究の成果ならびに明らかにされた事実を要約してまとめとする。

問題点改善のための予備実験から：

- (1) 早期噴霧不良の防止策として弁・シート形状の適正化をはかるため、各種弁シートの組合せの異なる供試弁を実船試験により比較した。噴射試験のデータをもとに耐久性を求めるとき 90° 角弁よりも 60° 角弁の方が、また 60° 角弁でも浮き形・沈み形に関係なく、弁・シートの角度差 1° のものに優れた結果を得た。

90° 角弁の不具合点はニードル側に欠けが生じやすいことで、また、ベタ当り方式では完全な当りを得ることが難しく、ともに油密不良の原因になっている。

- (2) シート面当り幅の拡がりを調査した結果、 90° 角弁が $0.5 \sim 0.1 \text{ mm}/1,000 \text{ h}$ と最も少なかったが、先述のとおりニードル弁に欠けが生じるためむしろそれにより耐久性を損っている。 60° 角弁の角度差 $30'$ と 1° の比較では後者の方が優れ、それらは $0.2 \sim 0.3 \text{ mm}/1,000 \text{ h}$ の拡がりで浮き形弁の方が少ない傾向にある。

- (3) 噴孔、弁リフト、ニードルガイド孔の遊隙など要部の摩耗およびチップの焼損は一部ニードル弁のステッキが問題になったが、全体としては試験時間が比較的短かかったこともあり、予備実験の範囲では特別問題になるものは発生しなかった。

- (4) 従来形ノズルのクーリングジャケットの腐食は、温度計測の結果該部は冷却水の温度より $5 \sim 10^\circ\text{C}$ 高いだけで、冷却水が所定の $70 \sim 90^\circ\text{C}$ に調整されたとしても 100°C を越えることはなく、硫酸の霧点温度からみて腐食の原因が硫酸によるものであることはほぼ間違いないと判断された。

- (5) さらに、腐食原因を追求するため、クーリングジャケットに付着のカーボンを分析した結果、重油燃焼成分のバナジウム、ナトリウムおよびシリンドラ油成分のカルシウムなどが主成分で、それらはいずれも硫酸化合物として存在し、全体の $\frac{1}{3}$ を占めていることが判明し、腐食が硫酸によるものであるとの実証を得た。

- (6) 実船において各種ジャケット材の耐食性を試験した結果、CHRONIC 6 にかなりの期待がもたれたが、品質面でバラツキの多いこともあるて絶対的な信頼がなく、他の供試材でもこれを大きく改善することは不可能であることが判明し、構造的にノズル外周部が過冷却にならないよう再検討の必要が認められた。

- (7) ガスもれ防止のため、ノズルとクーリングジャケットを一体にした溶接形およびボア・クーリング形はその主眼とするガスもれ防止は達成されたが、溶接形は従来形以上に腐食が著しく改善には結びつかないことが判った。これは形状的に従来形と大差なく、そのため冷却条件も同等で過冷却になったことおよび材料的に耐硫酸性に劣ることが原因とみられる。

- (8) その点、ボア・クーリング形は冷却水温度が標準値より低い使用条件であったが、浸食深さは $0.05 \text{ mm}/1,000 \text{ h}$ ときわめて少なく、噴孔周辺のカーボン付着も微少で良好な状態にあった。

ここで、従来形と大きく異なる点は、従来腐食は先端に近い部分で P 側から F. A 側へ吹き抜けたように発生していたが、ボア・クーリング形ではこれが完全になくなり、弁座に囲まれた内奥部の F. A 側（冷却水の入口・出口孔位置）に限定して発生し、その程度も非常に軽微であった。これには冷却方式を変更して水室部の肉厚を厚くしたことが大きく効果している。

- (9) 以上の実験的検討の結果をもとに長期無開放化に即した燃料弁ノズルの設計条件として、この種の水冷弁にはボア・クーリング方式を採用して、弁・シート形を $61^\circ / 60^\circ$ の角度差 1° とし、ノズルの材料に炭素鋼を用

いるが最も効果的であるとの結論に達した。

改良形弁（ボア・クーリング）の実船での耐久試験から；

(10) 約5,000～8,000 h 試験して、この間噴霧に異常をきたしたのは、明らかに製作不良（弁・シートの角度差不足および焼入れ不良）に起因するもの1個のみで、他はいずれも良好であった。従って、無分解のままで使用されたが、長期間の連続使用で問題になる開弁圧力の低下については再調整を要したものが調査した延べ57個のうち6個で、そのうち許容値（ 10 kg/cm^2 ）を越えて低下したものは2個に過ぎず、それらの平均使用時間も約3,000 h と十分で、また、4,000～5,000 h 使用後でも半数以上は再調整を必要としないことなどから2,000～3,000 h ごとへの開放整備間隔の延長はなんら不安なく達成できるとの見とおしを得た。

(11) 長時間の連続使用においても噴孔部に霧化を阻害するカーボンフラワー、焼損または噴孔の拡大などの異常は発生しなかった。

(12) 要部の摩耗を実測した結果、シート当たりの幅の拡がりは予備実験で得たものと全く同一の $0.2 \sim 0.3 \text{ mm}/1,000 \text{ h}$ であることを再確認した。

弁リフトの増大も約 $0.004 \text{ mm}/1,000 \text{ h}$ と少なく、しかもシート面の摩耗はその約 $\frac{1}{2}$ に相当することから非常に優れた耐摩耗性を有していることが判り、シートの有効硬化層 $0.5 \sim 0.6 \text{ mm}$ からみて摺合せに対しても十分余裕を残し寿命の大幅な延長が望める。

また、ニードルガイド孔のクリアランスの増大についても $0 \sim 0.02 \text{ mm}/5,000 \sim 8,000 \text{ h}$ と計測誤差程度の微量で、局部的な強当たりやスティックもみられなかった。

(13) ノズル外周部の腐食は冷却水の温度に支配されやすいが、50～60°C の低温域の使用でも実用上問題になることはなく、これまでのように腐食がノズルの寿命を制することはなくなった。ただし、冷却水の加熱温度と腐食の状況およびチップのカーボン付着が50～70°C の範囲であればほとんど差がないことなどより、このノズルの適正加熱温度として70°C が推奨される。

(14) 冷却水室のドリル孔開孔部のプラグは、従来形と異なってこの部分の腐食がなくなったことや、外面に防食メッキを施している効果もあって、安全性が高められ、ボア・クーリング方式の採用によってガスもれは完全に追放された。

(15) 以上の試験結果を総合して、このノズルの寿命を想定すると従来の3～5倍が見込まれ、点検のための開放間隔も2,000～3,000 h ごとへは実績からもなんら不安はなく、1年間の Dock to Dock の無開放も十分期待できる。

このボア・クーリングノズルは、すでに IHI - SULZER 機関にひろく採用され好成績をおさめている。

なお、最後に本研究の実施に当り、実船試験に格別のご協力をたまわった船主ならびに乗組員諸氏、さらには各種問題に対する深いご理解と貴重なアドバイスをいただいた関係各位に対し厚く感謝いたします。