機関始動空気管爆発のメカニズム

技術研究所　宋　玉中、佐々木　千一

1. はじめに

現在では、ほぼすべての大型舶用主機関の始動が圧縮空気により行われる。始動空気は始動空気制御弁により制御され、始動空気タンクからピストンの作動行程にあるシリンダの始動弁より噴き入って機関を始動する。始動空気管系の重大な損傷は機関を始動不能にし、船舶を座礁や衝突の危険に晒すことになる。これまでに経験した始動空気管の重大事故の殆どはいわゆる始動空気管の爆発というものである。爆発事故なので当然直接乗組員を死傷させることも十分考えられ、実際の例もあった。また、この種の爆発のタイミングは、入港のため機関の前後進試験時に一旦燃料をカットした後後進始動をしようとした瞬間、または衝突しそうになり回避しようと危急後進始動をかけた瞬間が殆どのため、狭い海域でまたは迅速な始動が要求されるときだけに、乗組員からすれば、まったく正常な操作手順を踏んだのにもかかわらず、何の前触れもなく爆発が起こるので、精神的なショックもまた大きいと言えよう。**写真１**に爆発によってちぎられた主始動弁のカバーボルトの様子を示す。

写真１　爆発で破断した主始動弁のカバーボルト

始動空気管の爆発事故は従来からあり、本会の船級船では平均して年 1 件弱のペースで起きていた。ロイドの損傷データベースに基づいた報告では若干多いが、ほぼ同程度の発生率を示している 1]。

この程度の発生率は全体の隻数から見てそれほど高いものではない。これも一因となったのか過去の事故時には必ずしも十分な原因調査が行われたとは言い難い。そして、当時は限られていた情報からこの種の爆発の根本的原因は各シリンダに設置されてある始動弁のスティックなどの作動不良によってもたらされるシリンダからの逆火であるとの結論が導かれた。さらにこの結論に基づいて防止策としての**図 1** に示すような国際船級協会連合の統一規則 IACS UR（International

Association of Classification Societies Unified Requirements）が制定され、いまだに本会以外の主要船級協会は IACS UR 規定どおりの要求となっている。

IACS UR M11 (1972)
Protective devices for starting air mains
In order to protect starting air mains against explosion arising from improper functioning of starting valves, the following devices must be fitted:
(i) an isolation non-return valve or equivalent at the starting air supply connection to each engine
(ii) a bursting disc or flame arrester in way of the starting valve of each cylinder for direct reversing engines having a main starting manifold at the supply inlet to the starting air manifold for non-reversing engines.
Devices under (ii) above may be omitted for engines having a bore not exceeding 230 *mm*.

図 1 始動空気管保護装置関連 IACS UR

本会は 1999 年の時点において、ある爆発事故を契機に徹底した事故調査及び各種文献・資料の分析より、逆火がなくても始動空気主管内に何らかの原因で浸入した油分が滞積すれば、高圧の始動空気の導入により空気管端部で一時的に 400℃前後の高温になるので、滞積した油分が自己着火し爆発に発展しうることを確信し、関連する規則を改正し、損傷軽減策として枝管にフレームアレスタを採用した機関に対しては始動空気主管にラプチャディスクの設置を要求することにした。

この規則改正は根本から爆発を防ぐものではないが、その背後にある事故原因に対する認識の変化は根本的対策につながるものと考えられ、海運業界から高い評価を受けている2]。

酸化反応による爆発は燃焼と同様、その発生には可燃物、酸素及び発火源が不可欠である。この 3 要素の中のどれかの一つを完全除去できれば抜本的対策になるが、まず酸素の除去は空気を使う以上困難であろう。続いて可燃物については、調査によれば、始動空気管内下部にしばしば帯状の滞積油分が見られ、その主成分は機関システム油であった。しかし、油分の浸入経路の特定が困難なため、構造上遮断措置を講じるのも現時点では難しい。本会では、この点についてはこまめな点検、必要あれば始動空気管内の掃除を呼びかけている。本文では、主に発火源として始動空気の急速な流入により、管端部で最高温度がどこまで上昇するか、そして如何にしてそれを低減させることができるかについて述べる。

2. 数値計算による最高温度の推定及び影響因子の特定

ご周知のとおり、機関始動用空気タンクは通常数十立方メートルの容量を有し、2.5 MPa ないし 3.0 MPa の高圧空気を溜め、始動空気主始動弁を通って始動空気

主管につながっている。機関始動時には、主始動弁が通常 0.1 ないし 0.3 s 程度で全開になるように急速に開けられる。この操作によって、空気タンク内の高圧空気がもともと始動空気管内にあった大気圧の空気と交じり合うこと殆どなく一気に主管内に流れ込み、あたかもピストンのようにもともと管内にあった空気を管端部に押込め圧縮する。この圧縮によって、管端部空気の温度が上昇する。この現象は G. M. Faeth らによって確認されている 3]。

空気などの気体の断熱圧縮では圧力と温度との関係は式(1)による。

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{1}$$

ここに

T_1: 圧縮前の絶対温度(K)

T_2: 圧縮後の絶対温度(K)

P_1: 圧縮前の圧力(MPa)

P_2: 圧縮後の圧力(MPa)

κ: 比熱比、空気では κ =1.4

したがって、圧縮前の温度を 45℃、圧縮前後の圧力をそれぞれ 0.1、3.0 MPa とすると、圧縮後の温度は 568 ℃ と計算される。

しかし、急速圧縮の場合では短時間とはいえ熱の損失があるので、最高温度は初期温度と圧力比のみならず圧力上昇率にも依存する。高い圧力上昇率は極短い時間で最終の圧力まで達するため熱の損失が少なく断熱圧縮過程に近い。一方圧力上昇率が低ければ昇圧の過程が長く熱の損失が大きいため、断熱圧縮過程より低い圧縮後温度となる。

近似的に始動空気主管内の圧力が一定の率で上昇すると仮定し、エネルギー保全則から式(2)の圧力上昇率が得られる。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa R T_u m}{V} \tag{2}$$

ここに

R: 気体定数 (J/kgK), 空気の場合は 287.1

T_u:主始動弁上流の気体温度(K)、変化しないと仮定する

V: 始動空気主管の容積(m^3)

m: チョーク流れ状態下の質量流量 (kg/s)、式(3)による

$$m = \frac{p_u A}{\sqrt{R T_u}} \sqrt{\kappa \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \tag{3}$$

ここに

A: 開弁面積(m^2)

p_u: 主始動弁上流の気体圧力 (MPa)

チョーク流れは主始動弁前後の圧力比が式(4)に示す値より小さければ発生する。空気の場合は 0.528 になる。

$$\left(\frac{p}{p_u}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.528 \tag{4}$$

式(3)を式(2)に代入し、式(5)が得られる。

$$\frac{dp}{dt} = p_u \frac{\kappa a_u \theta A}{V} \tag{5}$$

ここに

θ: 式(6)による定数、空気の場合は 0.578 になる。

$$\theta = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \tag{6}$$

a_u : 主始動弁上流気体音速、式(7)による(m/s)

$$a_u = \sqrt{\kappa R T_u} \tag{7}$$

始動空気主管内の圧力が上昇して主始動弁前後の圧力比が式（4）に示す値に達するときの圧力を臨界圧力と呼ぶ。この臨界圧力に達するに必要な時間は、開弁面積が全開までに時間の線形関数とし、式(8)で求められる。

$$t_{cr} = \sqrt{\frac{2Vt_{open}}{\kappa a_u \theta A_V}\left[\left(\frac{p}{p_u}\right)_{cr} - \left(\frac{p_0}{p_u}\right)\right]} \tag{8}$$

ここに

t_{open} : 弁全開に要する時間(s)

p_0:　主管内の初期圧力(MPa)

t_{cr} が t_{open} より長ければ、臨界圧力に達する前に弁が全開となるので、最大圧力上昇率が式(5)中の開弁面積に最大開弁面積 A_v を代入することによって式(9)で得られる。

$$\left(\frac{dp}{dt}\right)_{\max} = p_u \frac{\kappa a_u \theta A_v}{V}, \quad t_{open} \le t_{cr} \tag{9}$$

ここに

A_V: 最大開弁面積(m^2)

もし t_{cr} が t_{open} より短ければ主始動弁が全開になる前に臨界圧力に達してしまう。最大圧力上昇率が臨界圧力の時点で得られると仮定し、式(8)中の p_0/p_u 項を無視して近似的に式(10)によって得られる。

$$\left(\frac{dp}{dt}\right)_{\max} = p_u\sqrt{\frac{2\kappa a_u \theta A_v}{Vt_{open}}\left(\frac{p}{p_u}\right)_{cr}}, \quad t_{open} \geq t_{cr} \tag{10}$$

昇圧過程における微小時間間隔Δtにおいて、断熱圧縮が成立すると仮定するとともに管壁への熱伝達も考慮することによって式(11)の繰り返し計算で圧縮後管端部の最高温度が得られる。なお、この計算では空気主管の熱容量が大きいことを考慮して管壁の温度が一定でT_uに等しいと仮定した。

$$T(t+\Delta t) = T(t)\left[\frac{p(t)+(dp/dt)_{\max}\Delta t}{p(t)}\right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{\pi D L_{air}(t) h\left[T(t)-T_u\right]\Delta t}{Mc_p} \tag{11}$$

ここに

M: もともと始動空気内にあった空気の質量(kg)

h: 空気と管壁間の熱伝達率 (J/m^{2}K), 各種文献の結果を参考に 1200 J/m^{2}K の値を取った。

c_p: 空気の定圧比熱(J/kgK)

$L_{air}(t)$: 時間 t の時点におけるもとも空気管内にあった空気円柱の長さ (m)、式(12)による。

$$L_{air}(t) = L\left(\frac{p_0}{p(t)}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \tag{12}$$

ここに

L: 始動空気主管長さ(m)

ある機関を例にとり上述の手順を用いて計算してみる。個々のパラメータは次のとおりである。

D: 始動空気主管の内径	0.151 m
L: 始動空気主管長さ	7.20 m
V: 始動空気主管容積	0.129 m^3
p_0: 主管内空気の初期圧力	0.1 MPa
p_u: 空気タンク圧力	3.0 MPa
t_{open}:主始動弁開弁時間	0.3 s
A_v :主始動弁の最大開弁面積	0.0179 m^2
T_u : 空気の初期温度	318 K

結果として

t_{cr} は式 (8)から 0.088 s と算出された. t_{cr} が t_{open} より小さいので,最大圧力上昇率は式(10) より 33 MPa/s と計算されていた.また、最高温度は式 (11)より約 420 ℃と計算された.

３．温度の計測

3.1　計測の概要

計測システムの概要を**図 2** に示す。主な計測目標は主管端部の温度と圧力であるが、クランク軸の回転速度（中間軸に貼った Zebra テープからのパルス信号、1 回転 208 個のパルス），No.1 シリンダーのピストンがトップにあるときの信号及び主始動弁の開閉状態も同時に検出できるようにした（**写真 2, 3, 4**）。

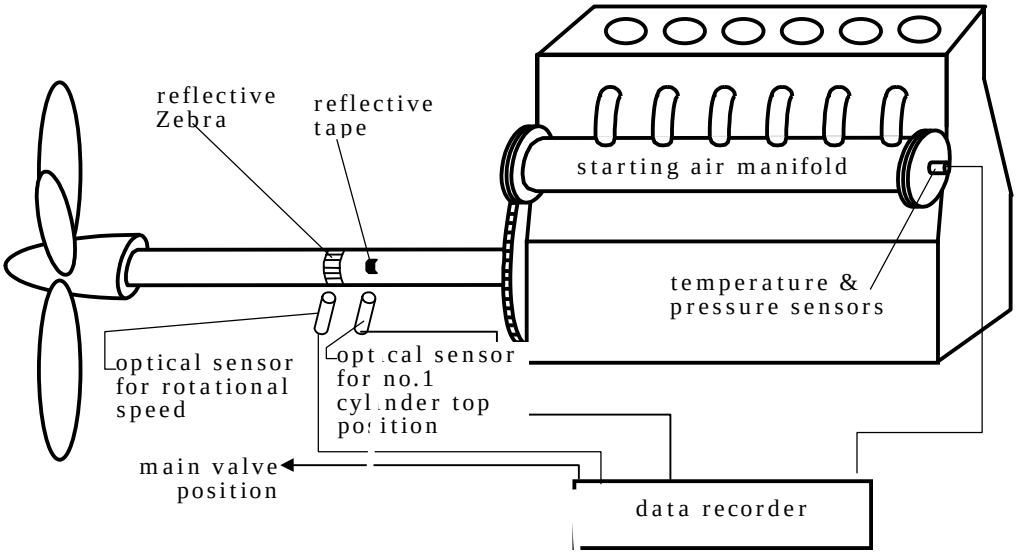

図 2 計測システム概要

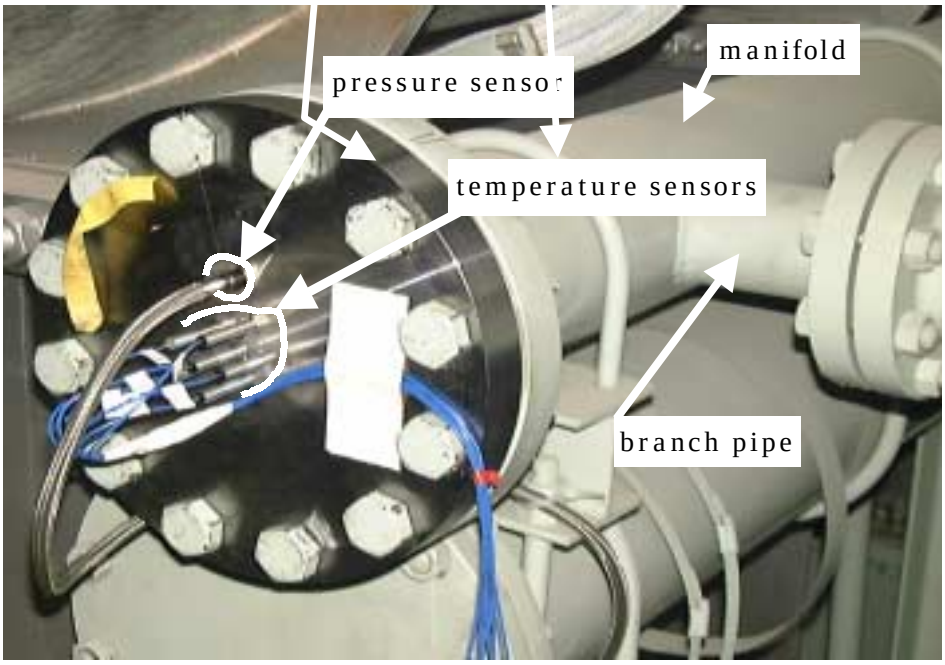

写真 2　温度及び圧力センサーの取り付け様子

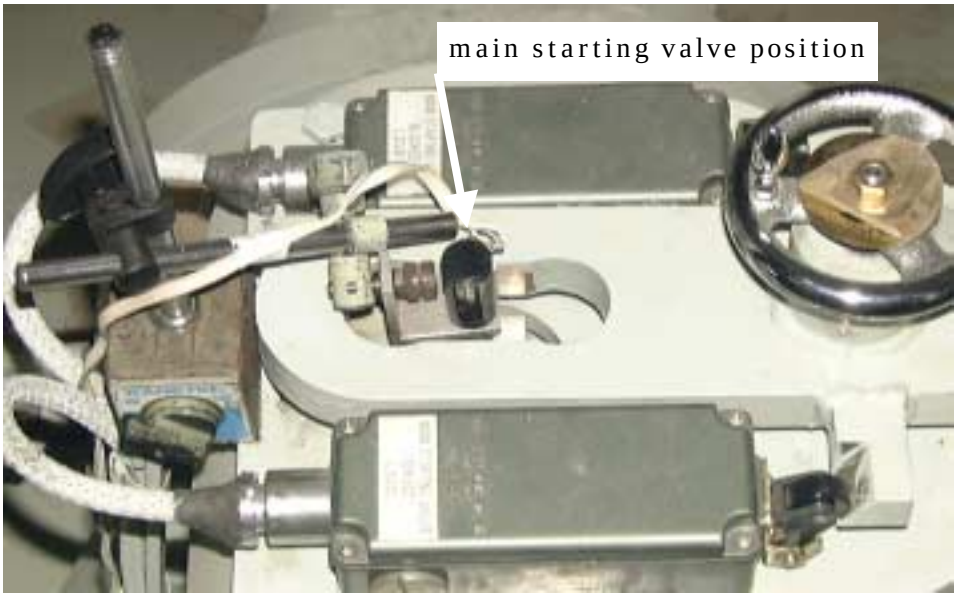

写真３　主始動弁の動きセンサーの取付け様子

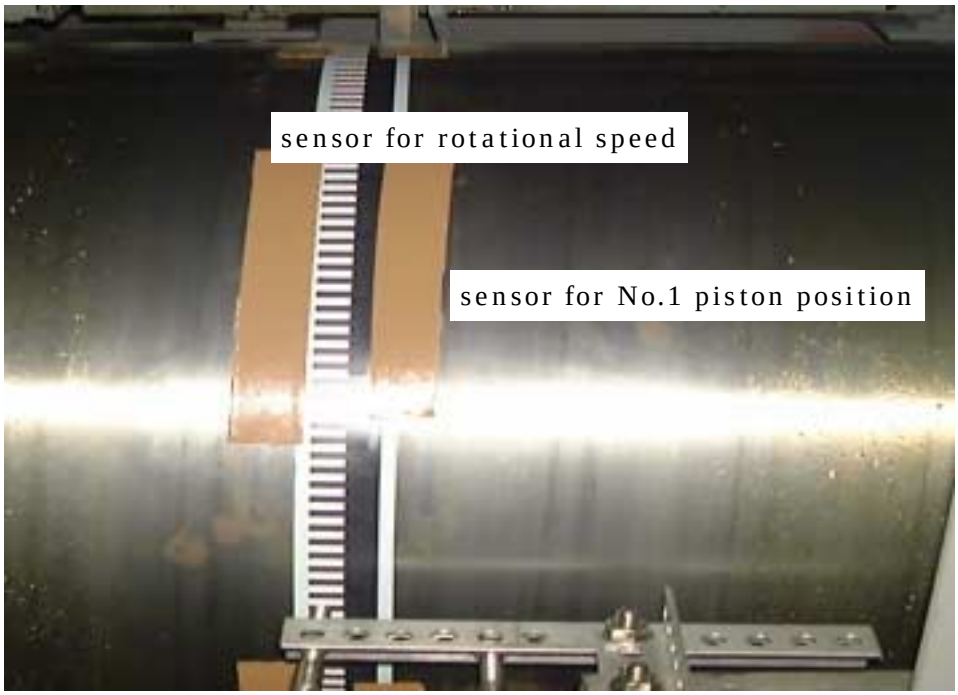

写真４ 機関回転速度及びピストン位置センサーの取り付け様子

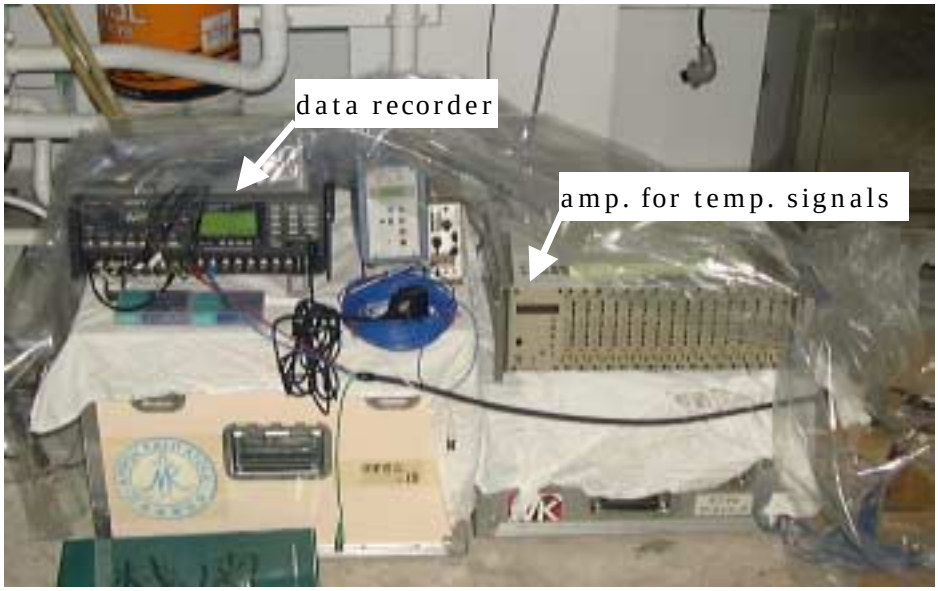

写真５　計測機器

写真６　フランジ外観

使用したデータ記録装置はSONY製のSIR-1000型高性能デジタルデータレコーダで、作動時のサンプリング周波数が 48 kHz である(**写真** 5)。この高いサンプリング周波数のため、始動のような瞬間的なデータも精度よく取れる 。

用いた温度センサーは熱電対式で、シース外径 0.15 mm のものが 3 本、0.5 mm のものが 3 本である。これらの温度センサーは非接地型で、応答特性（常温から100℃の沸騰水へ、63.2%応答）は外径 0.15 mm のは 5 ms,外径 0.5 mm のは 31 ms である。

温度の軸方向における変動状況を調べるため、温度センサーの測温部（先端）を**図** 3 のようにフランジ内面からそれぞれ 20 mm ないし 200 mm 離れた位置に設置した。また、管壁への伝熱の影響を軽減させるため、温度センサーは出来るだけフランジの中心部に集中させるように配置した。圧力センサーは位置の影響をそれほど受けないと考え、温度センサーの外側に配置した。また、圧力センサーの先端面をフランジ内面と面一致させるため、フランジ外面に座ぐりを設けた（**写真** 6)。圧力･温度センサーとフランジとの間の連結はねじ込み方式で特にシール措置は講じなかった。

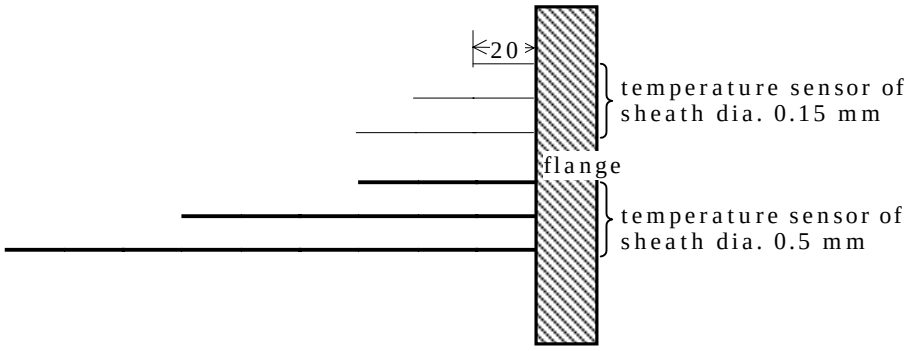

図 3 **温度センサーの軸方向における配置**

3.2 計測結果及び考察

3.2.1 CRASH ASTERN 始動の場合

燃料カットの後、プロペラが前進方向に遊転している状態で逆転始動する場合は、まず上死点前(BTDC)95°から BTDC5°の間を始動弁の開期間とし、制動のため始動空気を投入する。今回の計測では機関回転数が 31 RPM の状態で始動空気が投入された。計測結果を**図 4** に示す。図中の凡例 D*_L#は全部温度を表わす。その中「*」は温度センサーのシース外径(単位 1/100 mm)、「＃」は同フランジ内面からの長さ(単位 mm)を表わす。これは**図 7** も同様である。

図 4 から判るように圧力の信号には b-c-d、d-e-f、f-g-h３つの山が見られる。山の間の最小値が約 2.4 MPa で、これはその時のタンク圧力と思われる。ちなみに始動前機関制御室で確認されたタンク圧力は 2.6 MPa であったが、**図 5** に示した

様に主始動弁と始動弁の開によって、塗りつぶした部分が全体の容積に加わったことによって圧力が下がったと考えられる。

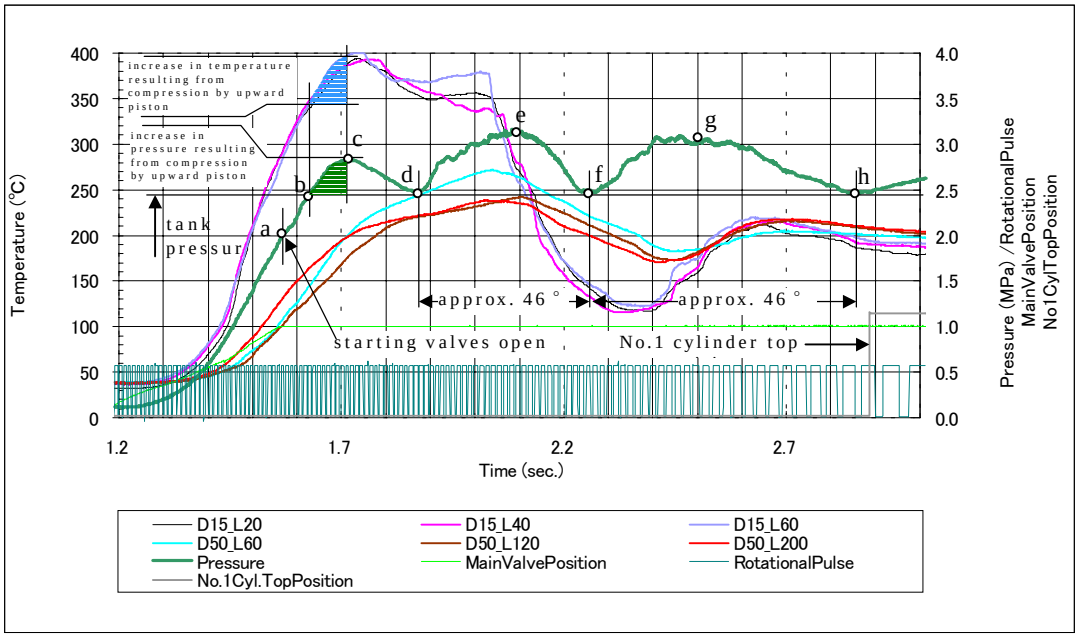

図 4　CRASH ASTERN 時の計測結果

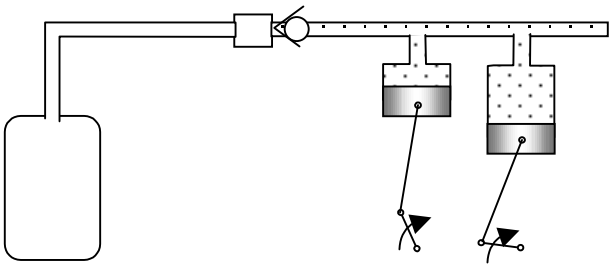

図 5　始動弁の開による全体容積の増加

その後、ピストンの上昇によって主管内の圧力がタンク圧力を上回ると主始動弁に隣接する逆止弁が作動し主管内の空気がタンクから遮断され、ピストンによる圧縮を受け、そのピーク値が 3.0 MPa に達する。ただし、最初の山のピーク値は、最初の始動弁の開くタイミングに依存するので、必ずしも 3.0 MPa にはならない。**図 4** 中の a 点では、圧力の上昇様子にわずかに変動が見られ、また、この時点で機関の回転速度が下がり始めたことからどこかの始動弁が開いたと推定される。実際は No.1 シリンダーピストンがトップ位置にくる前 145°の時点で始動弁が開いたので、**図 6** から推定するとこのときは No.2 と No.6 番シリンダーに空気が投入されたと思われる。この時点では主管内の圧力はまたタンク圧力より低くタンクから空気の供給を受けながら圧力が上昇する。b 点で逆止弁が作動し始め、ピストンによる圧縮が c 点まで続く。c 点で逆止弁が閉鎖したまま次の始動弁が開

いたため管内圧力が d 点まで下がったと推察される。d 点に到達すると逆止弁は再び開の状態となり、管内圧がタンク圧と同じになる。その後は上述現象の繰り返しとなる。

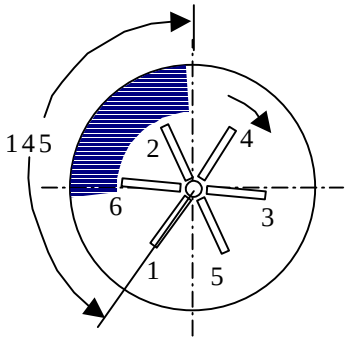

図 6　CRASH ASTERN 時の最初の空気投入タイミング

したがって、b-c 間の約 0.4 MPa の圧力の増分は、次に述べる機関停止状態からの始動では見られない現象で、約 50 ℃の温度の増分をもたらすものである。また、始動弁の開くタイミングによって a 点が移動し、相応して圧力または温度の増分が変わりうることも**図 4** から判る。

圧力の変動周期はクランク角度で約 46°で、推定される 60°の変動周期とは一致していない。原因は不明である。また、BTDC5°で始動弁が閉じるので、排気による始動空気の損失が殆どなく、タンク圧力が d-f-h で示すように一定に維持されている。

3.2.2 停止状態から始動の場合

機関が停止状態から始動するときは始動弁の開期間は上死点後(ATDC)5°から ATDC 95°の間である。**図 7** に示す計測例では No.5 シリンダーが約 ATDC55°の a 点で始動弁が開き、約 10°後の b 点で次の No.3 シリンダーの開いたと思われる(**図 8**)。以後の小さなピーク c, d 及び e はそれぞれ一つのシリンダーの始動弁が閉じたことから一時的な圧力の変動と考えられる。またその周期は約 65°でほぼクランク角と一致している。

図 7 から判るように、この始動過程では最高圧力は CRASH ASTERN 時と違い、タンク圧力を上回ることはない。ATDC95°で始動弁が閉じるので、それに対応したシリンダー容積分の空気が排気により失われるので、タンク圧力が徐々に下がっていく。

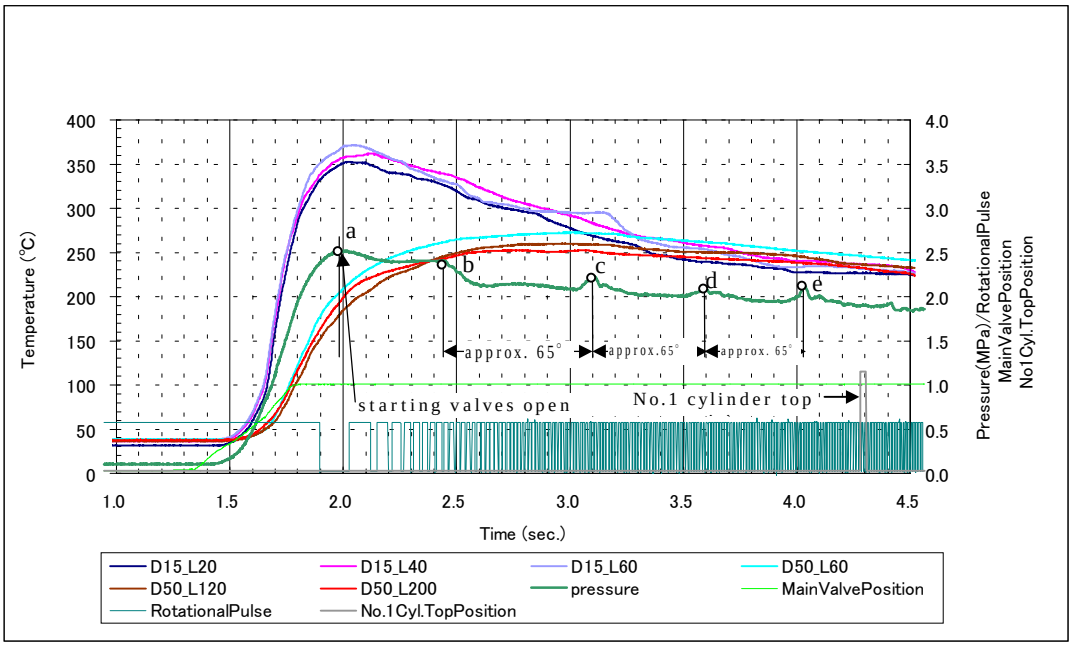

図 7　停止状態から始動時の計測結果

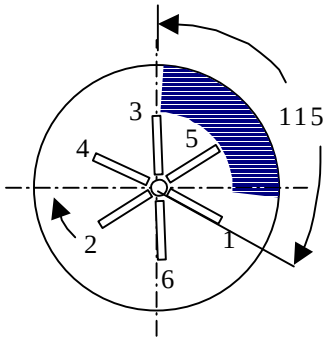

図 8　停止状態から始動時の空気投入タイミング

4．油の自己発火特性

主成分であるシステム油の自己発火特性を ASTM の規格 E 659（常圧）に基づいて計測した。その結果(**図 9**)を始動時の温度条件と比べると自己発火の危険は低いと言えるが、始動時の管内圧(2.5～3.0 MPa)を考慮すれば自己発火温度は**図 9** の値より幾分低いと考えられるので、実際に自己発火条件が満たされる場合もあると推察される。

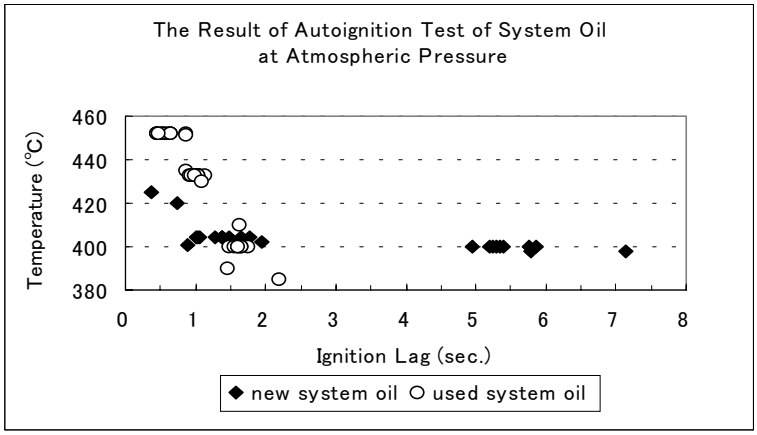

図 9 システム油の自己発火特性

5. 終わりに

CRASH ASTERN 始動時は BRAKING AIR の作用によって、主管端部温度は停止状態からの始動に比べ上昇する。上昇の程度は最初の始動弁開のタイミングに依存するが、今回の計測では 50℃程度の上昇があった。またこの現象はメカニズムの上では必ずしも CRASH ASTERN でなくても、ある程度のプロペラの遊転があれば起こりうることと考えられる。50℃の温度上昇は時には油の自己発火に大きく影響するので、今回の計測結果はなぜ始動空気管爆発事故の殆どが ASTERN 時に起きるかの問題に対して説明できたと言えよう。

一連の研究結果は、始動空気管爆発事故の大半は逆火ではなく始動時に管端部で生じる一時的な高温から滞積油分の自己発火による可能性を強く示唆するものとなった。最高温度は最初の始動弁の開くタイミングに依存するが、停止状態からの始動よりプロペラ遊転時の ASTERN 始動の方が高い。今後はこのような成果を踏まえ,温度を低下させることと油を浸入させないことの両方から検討し、抜本的な改善策を考えていきたい。

1] The Marine Propulsion, April 1998
2] 例えば、奥村吉男、造船研究、日本造船研究協会、Vol.32 No.4,2000,pp.16
3] G. M. FAETH, Auto-ignition Charging Processes in Pneumatic Systems, Naval Engineers Journal, December 1965