ツインバンク機関共通台板 の剛性解析*

高尾 武** 西原 徹***
永井 将** 八尾 正夫****

Stress and Deformation Analyses of Common
Bedplate of Twin Bank Engine

By Takeshi Takao, Toru Nishihara, Masashi Nagai, Masao Yatsuo

Twin bank engine, the ordinary type two slow speed diesel engines are combined with back to back each other and mounted on common bedplate, is the new type engine which has been developed to achieve low fuel oil consumption.

The special features of its structures are as follows.

- (1) It has two main bearings on each vertical wall of the common bedplate.
- (2) It has a longitudinal girder in the center of the engine, which separates the bedplate into two independent crank cases.
- (3) Top bracings of friction type are provided at the upper section of frame boxes and connect the two banks at each corresponding pair of cylinders.

In order to clarify the behavior of the twin bank engine which has above special features and to confirm the structural superiority of the twin bank engine, stresses and deformations analyses of the common bedplate and the frame boxes by the F.E.M and by the plastic model test have been carried out.

Analysed results indicate the desirable rigidity of the common bedplate, and have a good agreement with the actual measured values at engine running.

So we conclude that estimation method of the stresses and deformations of the bedplate and the frame boxes of the twin bank engine is established here, and that the rigidity of bedplate of the twin bank engine is same as or higher than that of the ordinary type engine.

1. はじめに

低燃費の船用ディーゼル機関として開発されたツインバンク機関¹⁾は、図1に示すように、従来の立形機関を二台並列にならべ、共通台板で一体化した機関である。

ツインバンク機関の共通台板は、機関支持部のスパンが長く、変形が大きくなることが予想されたので、それを防ぐため、立形機関の鑄鉄構造を鋼構造への変更と、台板高さの増大により対処した。

しかし、ツインバンク機関共通台板の特徴として、(i) シリンダ隔壁1フレーム当りに二つの主軸受をもつ、

(ii) 台板の中央長手方向にロングガーダをもつ、(iii) 並列するフレームボックス間をブレースで連結する、などがあり、従来の立形機関とかなり異なった挙動を示すことが考えられる。

ここでは、上記の特徴を有する共通台板の挙動を明らかにするとともに、共通台板の剛性が従来の立形機関と比較して、どの程度のものであるかを確認するために、有限要素法による解析、模型試験さらに実機における、応力と変形の計測を実施した。それらの内容を比較検討した結果について報告する。

2. 有限要素法による解析

2.1 解析モデルと荷重条件 解析に用いた有限要素モデルは、共通台板の基本的な応力、変形状態を調べるための1フレームをとり出した二次元梁、板構造モデルと、特にロングガーダの影響を調べるための4フレ

* 原稿受付 昭和55年5月30日

昭和54年秋季学術講演(昭和54年10月24日)

** 正会員 日立造船(株)技術研究所(堺市築港新町1-5)

*** 日立造船(株)技術研究所(堺市築港新町1-5)

**** 正会員 日立造船(株)陸機設計所(大阪市此花区桜島1-3-40)

図1 ツインバンク機関の構造

ームをとり出した三次元梁、板構造モデルの二種類である。

機関に働く荷重としては、基本的には、(i)支柱ボルト締付荷重、(ii)ガス圧力、(iii)慣性力、(iv)サイドスラストの四種が考えられ、それぞれの単純な荷重状態における解析あるいは実験を行っておけば、各種荷重が組合わされて同時に作用するときの実機の状態は、単純荷重時の結果を組合わせることによって推定できる²⁾。

解析は、これらの荷重に対して実施したが、特に1フレームモデルでは、並行する両バンク間を連結するブレースの効果の検討を、4フレームモデルでは、No.1フレームとNo.2フレームに荷重される場合と、No.2フレームとNo.3フレームに荷重される場合についての差異についての検討も行った。

2.2 支柱ボルト締付荷重による応力と変形

支柱ボルト締付時のブレースのない場合の台板およびフレームボックスの応力と変形の様子を図2に示す。応力と変形は台板左右で対称であるので、半分だけを示している。なお、三次元解析は、二次元解析と同様であるので実施していない。図2から、支柱ボルト締付時の主軸受の広がりや、応力分布に関しては、当然のことであるが従来の立形機関と変わらない様子がわかる。発生応力は圧縮応力成分が大きく、クロスガーダの溶接部で 5 kgf/mm^2 となっている。また、クロスガーダ下部、主軸受下部、フレームボックスの隔壁などに引っ張応力が発生しているが、 1 kgf/mm^2 以下と小さく特に問題とはならない。

図2 支柱ボルト締付荷重による主応力分布と変形(ブレースなし)

また、ブレースの応力、変形へ及ぼす影響は、ここでは示さないが小さい。

2.3 ガス圧力による応力と変形 ガス圧力負荷時の応力と変形の様子を図3および図4に示す。図3は、ブレースのある場合の応力分布であるが、ガス圧力負荷時側の台板、フレームボックスの応力は引っ張応力

図3 ガス圧力による主応力分布(ブレースあり)

図4 ガス圧力による変形(ブレースなし)

が支配的で最高で 2 kgf/mm^2 程度であり、負荷されないバンク側もガス圧力の影響を多少受ける様子がわかる。また、共通台板では圧縮応力が支配的でクロスガーダ部で約 3.7 kgf/mm^2 程度であり、応力上は問題がない。図4はブレースのない場合の変形を示している。従来の立形機関では、ガス圧力負荷に対し、機関支持が対称であるため、機関中心に対して左右対称の変形をするのに反して、本共通台板の変形は、ガス圧力負荷を受けるクロスガーダ側で大きく、機関支持状態の相違から対称変形をしない。そして、応力と同様に同一フレームの負荷されない側の主軸受側にも多少の影響がある。また、ブレースの有無による応力、変形への影響は、小さく、三次元解析によっても隣接フレームへの影響は小さいことが、確認された。

2.4 慣性力による応力と変形 慣性力は、主軸受垂直方向下向きに最大 22 トンであるが、隣接シリンダの影響を考えて 44 トンで計算している。1 フレームのブレースのある場合の応力状態を図5に、ブレースのない場合とある場合の変形の様子をそれぞれ図6、図7に、そして4フレームの場合のNo.2, No.3 フレーム負荷の場合の変形状態を図8に示す。図5からクロスガーダ部では圧縮応力成分が大きく約 3 kgf/mm^2 であるが支柱ボルト管と垂直フレームとの溶接部で引張応力が発生し、約 2 kgf/mm^2 の応力になっておりこの部分の溶接に対しては十分な注意が必要である。しかし、応力の絶対値では特に問題はない。また、図6と図7から、共通台板は凹形に変形し、しかも、荷重の作用しない同一フレーム内主軸受の変形も大きくなる様子が、また、ブレースをつけることにより、共通台板の凹形変形を軽減し、更にフレームボックスのたおれも小さ

図5 慣性力による主応力分布(ブレースあり)

図6 慣性力による変形(ブレースなし)

くすることができる様子がわかる。

図8の三次元構造としての変形は、二次元解析結果よりも小さく、ロングガーダの影響が大きな様子がわかる。すなわち、従来の立形機関の場合、単独フレームの挙動に近いのに比較して、本機関の場合はロングガーダにより剛性の増大が得られている様子がわかる。また、ここでは示さないが、No.1, No.2 フレーム負荷時のNo.1 フレームの変形は、1 フレームの計算値に近くなっている。

2.5 サイドスラストによる応力と変形 サイ

図7 慣性力による変形(ブレーシングあり)

図8 No. 2 & No. 3 フレーム慣性力負荷時の変形 $\times 10^{-3}$ mm

図9 サイドスラストによる主応力分布(ブレーシングあり)

図10 サイドスラストによる変形(ブレーシングなし)

図11 サイドスラストによる変形(ブレーシングあり)

ドスラストを负荷した場合の、応力と変形の様子を図9～図12に示す。図9に示すように、サイドスラストによる応力は、シリンダフレームと台板の結合部で引っ張応力が最大となり、約 1 kgf/mm^2 程度ある。シリンダフレームと台板の結合ボルトに対する配慮が必要であるが、応力の絶対値としては小さく、問題とはならない。

変形については、図10と図11からわかるように、ブレーシングがない場合慣性力による変形とは逆に、主軸受が浮き上がる凸形変形となるが、负荷を受けない同一

図12 No.2 & No.3 フレームサイドスラスト
負荷時の変形 $\times 10^{-3}$ mm

フレーム内の主軸受への影響は非常に小さい。また、ブレイシングがある場合、主軸受変形は小さくなるが、フレームボックスの変形は負荷されない他バンク側のフレームボックスにも影響を及ぼす。また、図12の4フレーム計算結果によると負荷されないフレームも、負荷フレームの影響をうける様子がわかる。しかし、ガス圧力、慣性力による応力や変形と比較するとこれらの値は小さく、また、主軸受の変形も小さいことなどから、特に問題とはならない。

3. プラスチック模型実験

3.1 模型の概要 台板、架構の応力や変形の確認のためには、プラスチック模型試験³⁾や光弾性試験による場合⁴⁾も多く見られるが、ここでも有限要素法による解析結果との対比のため、フレームボックスと共通台板の実機の1/4縮小模型を、ポリ塩化ビニルで、1フレームおよび4フレームのものを各々一体ずつ製作して主として変形に着目して検討を加えた。模型の外観の様子を図13に示す。

模型は実機の曲げ、ねじりあるいは引っ張圧縮などに対する剛性と全く等価とすることは困難であるため、引っ張圧縮に対する剛性のみを等価とするように寸法比による縮小を行っている。しかし、実機の共通台板は鋼の溶接構造であり、フレームボックスは鋳鉄構造であるた

め、同一寸法比での縮小はフレームボックスの剛性の過大評価となる。したがって、フレームボックス各部肉厚などの寸法は鋼と鋳鉄の弾性率の比で約2倍縮小比を大きくとった。

支柱ボルトおよびブレイシング材料ともに、本体と同じポリ塩化ビニルを用いている。

3.2 荷重条件 模型への負荷要領を図14に、その時の様子を図15に示す。荷重条件としては、有限要素法での1フレーム、4フレームの時の条件と同じである。

(1) 支柱ボルト締付荷重 支柱ボルトには、平行部

(a) 慣性力荷重要領 (b) ガス圧力荷重要領

(c) サイドスラスト荷重要領

図14 模型試験負荷要領

(a) 1フレーム模型

(b) 4フレーム模型

図13 プラスチック模型の外観

図 15 模型試験負荷状況

にひずみゲージを貼付して、全支柱ボルトの締付力が一定となるようにし、その時、ナットと座面の摩擦の影響をなくするためスラストベアリングを介して締付けた。

(2) ガス圧力相当荷重 ガス圧力相当荷重の負荷は、図 14(b)と図 15(b)に示すように、ポリ塩化ビニル製のクランクジャーナルと、支柱ボルト締付ナットに取り付けた鉄板の間に鋼製ロッドを介して、ジャッキで行った。

また、主軸受面とジャーナルの間には3mm厚のゴムを主軸受下面の60°の範囲にはさんで、均一な接触状態となるように考慮した。

(3) 慣性力相当荷重 共通台板の慣性力やサイドスラストによる変形は、台板基礎の固定状態により影響される。実機では、船底剛性とも関連が深いが、単純化した状態として、台板底部に鋼製パイプを縦にならべ、台板底部とパイプの間にボルトを通して、試験台に締付け

固定条件とした。

慣性力の負荷方法は、図 14(a)、図 15(a)に示すように、主軸受部をまたぐ門型治具を製作し、主軸受上のジャーナルをジャッキで押し、反力を門型治具で受ける方法をとった。

(4) サイドスラスト相当荷重 サイドスラストは図 14(c)、図 15(c)に示すように、ガイドプレート的一方を、ワイヤロープで引っ張り、ジャーナルを反対方向から同様にワイヤロープに引っ張ることにより行った。

3.3 計測結果 各荷重条件において測定された変形量は、次式の相似則によって実機相当荷重の場合の変形量に換算した。

$$\delta_t = \left(\frac{P_t}{P_m}\right) \cdot \left(\frac{E_n}{E_t}\right) \cdot \left(\frac{L_m}{L_t}\right) \cdot \delta_m$$

ここで、 δ : 変形量、 P : 荷重、 E : ヤング率、 L : 代表寸法であり、添字mは模型を、tは実機を表わす。

表 1 模型実験結果と計算値の比較

単位 10^{-3} mm

荷重	対象点	1 フレーム ブレーシング				4 フレーム ブレーシング			
		なし		あり		なし		あり	
		模型実験	計算	模型実験	計算	模型実験	計算	模型実験	計算
ガス圧力	A	78	62	68	48	38	42	35	
	B	46	41	56	26	18	23	13	
	C	20	17	3	3	4	7	1	
	D-E	106	111	107	93		75		
慣性力	A	182	178	146	148	139	120	123	
	B	154	194	94	145	123	110	87	
	C	114	105	58	75	42	53	30	
	D-E	78	76	51	67	80	98	67	
サイドスラスト	A	-30	-20	-10	-4	-3	-12	0	
	B	-22	-33	-11	-7	-14	-21	-3	
	C	-23	-21	-7	-23	-7	-13	-4	
	D-E		68		26		28

図19 100%負荷時フレームボックス主応力分布

測されているが、これらは左げん側のバンク(Aバンク)の、No.3シリンダのガス圧力が最大の時の応力である。主軸受直下部の最大圧縮応力は2.5 kgf/mm²であり、計算値の3.7 kgf/mm²の圧縮応力より小さな値となっている。一方、共通台板の上部およびフレームボックスでは、引っ張応力が出ており、これらは支柱ボルト締付によって生じた圧縮応力を30~50%減少させることになる。

4.2 変動応力の計算法 次に100%負荷時における主要部の変動応力を、先に有限要素法で計算した単純な荷重状態における値から算出するための計算法について検討する。

まず、共通台板とフレームボックスに働くガス圧力 F_G と、垂直方向慣性力 F_V は図20に示すようである。そして、各々の部分の応力変動の様子は、これらの荷重を結びつけることによって、各クランク角により計算することができるであろう。図21にこれらの荷重の分担比率を考慮に入れた応力変動の様子を示す。すなわち、

図20 機関に作用する垂直力

F_A は、測定した隔壁の両側シリンダであるNo.2, No.3シリンダのガス圧力 F_{G2} と F_{G3} の和の半分である。 F_B は、両シリンダの慣性力 F_{V2} と F_{V3} の和の半分に F_A を加えたものである。そして、 F_C は F_B と他方のバンクの慣性力 F_{V2}' と F_{V3}' の25%を加えたものである。6シリンダ機関では、この図と同様な負荷変動が機関の前後端のフレームとチェーンケースの次のフレームを除いて、着火順序に応じて加わると考えられる。

F_A , F_B そして F_C の負荷の影響はフレームボックス、共通台板の各位置によって異なる。すなわち、支柱ボルトの間のクロスガーダの中央部に働く荷重は図21の F_B であり両シリンダのガス圧力と慣性力によるものである。例えば、図19に示すような

図21 機関に作用する垂直力の変動パターン

図22 実測値と計算値の比較(100%負荷時)

主軸受のB2点の圧縮応力、主軸受サドルの下B3点の曲げ応力変動の様子を計算値と比較して示す。実線が実測値であり、破線が計算値である。図中の横方向の基準線は支柱ボルト締付時の応力の実測値を示している。共通台板の支柱ボルトの外側の部分は、そのバンクの荷重ばかりでなく他バンクの慣性力の影響を受ける。本機関においては図20に示すように自身のバンクと他方のバンクの荷重の比は近似的に0.8:0.2である。それ故、他方のバンクの慣性力の25%を加えることによって考慮する。したがって、この部分においては、図21の F_c となる。共通台板上部のB1点の実測結果と計算結果の比較および支柱ボルトの結果S1も同様に図22に示す。フレームボックスの上部は、共通台板の変形にほとんど影響されない。それ故、図21の F_A のガス圧力 F_G のみがこの領域に働く。シリンダジャケットの下F1点における実測値と計算値を比較して図22に示す。

いずれの結果も良好な一致を示し、本応力推定法の妥当性がわかる。

4.3 主軸受の変形 主軸受の変形測定のために、ブリッジゲージが、共通台板の船首側の6主軸受にとりつけられた。

六つの主軸受での結果は大きな差がなく、その平均値を示したものが図23である。結果は、ブレイシングをつけた場合の両バンク間のクランク角位相角を60°, 90°, 120°そして180°に変更した結果と、180°でブレイシングをとりはずした場合の結果を示している。前に述べたように支柱ボルト締付時には、主軸受は口を開けるように変形するが、実機での計測結果では0.106mmであった。その値を図中の一点鎖線で示す。機関運転時には、内側に変形するが、その振幅はガス圧がそのシリンダで最大の時最大値をとる。そして、その値は位相角に依

し、90°では0.070mm、180°では0.085mmとなり、この値は表1での4フレームガス圧変形計算値0.075mmと良く一致している。

これらの値は、従来の立形機関の実測値0.103mmよりも小さく、軸受クリアランス0.2~0.3mmと比較しても、十分に小さい様子がわかる。更に、位相角180°の場合ブレイシングのある、なしの主軸受変形に及ぼす影響は、有限要素法と模型実験で推定されたように小さいことが確認された。

4.4 ブレイシングの伝達荷重 全フレームのブレイシングに、ひずみゲージを貼付して、両バンク間に伝達される荷重の計測を行った。実測結果は、位相角180°で、機関船首船尾側で1.8トン、中央部で1.2トンであり、位相角60°では船首船尾で0.9~1.5トン、中央部で0.9~1.2トンであった。これらの値は、サイドスラストの荷重値6.5トンあるいは慣性力の22トンと比較して小さく、ブレイシングに伝達される荷重は特に大きくないことがわかった。これは図23の現象の説明にもなる。

有限要素法では1フレームの慣性力負荷時の解析値として2.7トンが得られている。4フレームの計算は行っていないが、ロンジガーダによる剛性向上の傾向と、ブレイシング効果の減少を考慮に入れると、4フレームでは、1フレームの伝達力より大幅に減少し、実測値に近い値になることは十分に予想されうる。そして、このことは、変形の自由度の大きな船首と船尾側のフレームの方が大きな荷重を伝達していることから説明できる。

5. ま と め

以上述べたことをまとめると次のようなことがいえる。「ツインバンク機関の共通台板やフレームボックスに働く応力や変形は、本報告で述べた推定法を用いれば有限要素法の解析結果から十分な精度で推定できる。そして、ツインバンク機関の共通台板は、ロンジガーダおよびブレイシングによる補剛効果により、従来の立形機関台板と同等かそれ以上の剛性を有している。」

文 献

- 1) Tomita, Y., はか5名, Preprint of ISME '78, (1978-11), A-11.
- 2) Izumi, S., はか3名, Paper of 9th CIMAC, (1971), A-21.
- 3) H. Fessler, M. Perla, The Inst. of Mech. Engrs. Pro. 1976. Vol. 190, 21/76.
- 4) Ishii, Y., はか2名, Paper of 10th CIMAC, (1973), p 93.

図23 主軸受水平方向変位の実測結果