運航条件下の軸受高さ変化を考慮した軸系アライメント設計

技術研究所　宋　玉中、椎原裕美、白木大輔、永山友哉

1. 緒　言

近年、軸系アライメントが原因と思われる主機関軸受の損傷が報道されている[1)]。これらの損傷は具体的には異なる運航条件における軸受高さの変化に軸系が随従できなかったために起きたものと推定される。また、損傷が喫水差の大きいタンカーに多いことと、通常はとも側から1,2番の主機関軸受がダメージを受けることとが特徴である。このような損傷では、とも側から1番目の主機関軸受が過負荷となり、その隣の主機関軸受が無負荷か軸が上メタルに当たって損傷するパターンが多い。軸受が過負荷で損傷した場合は下メタルが過大な面圧下の摺動によって、メタルの溶融や焼付けを起すのが特徴である。一方、軸受が無負荷あるいは上部に当たって損傷した場合は、上下メタルとも振れ回る軸に叩かれて剥離、打痕が見られるのが一般的である。**図1**に示すのは軸に叩かれて損傷したとも側から2番目の主機関軸受の下メタルの様子である。

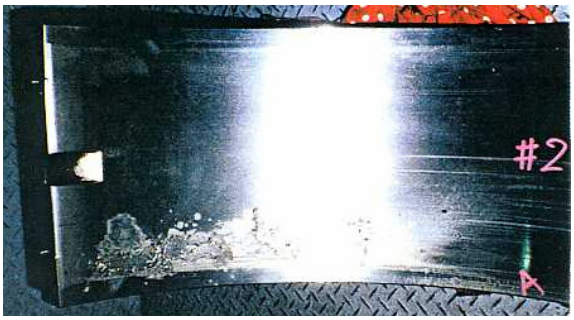


図1損傷した主機軸受下メタル

軸系アライメントとは簡単に言えば、各軸受に適正な反力が得られ、そして軸の各断面に過大な曲げモーメントが生じないようにすることである。これは各軸受の高さの調整を通じて実現される。具体的には、ある決まった軸受高さのセットについて、反力、曲げモーメントが適正かどうか、計算して確認する。この計算で確認した軸受高さを施工で実際に実現していく際には通常いわゆる'SAG'と'GAP'法が用いられる。施工では、フランジを切り離した状態で軸を軸受に乗せ、各々のフランジに同じ条件で計算して得られたSAGとGAPが出るように軸受高さを調整していく。このようにして計算と同じSAGとGAPが得られれば、目標の軸受高さが実現できたという考え方である。

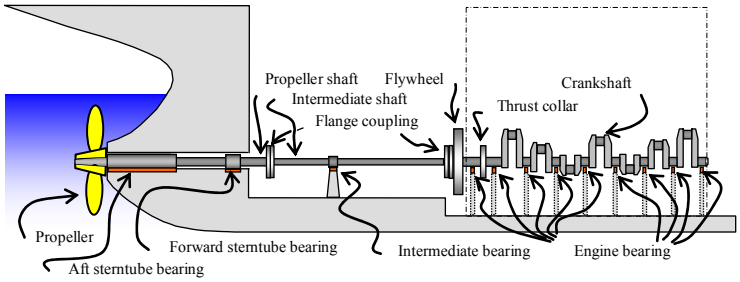
従来から軸系アライメントは船尾管軸受の反力及びその近辺の軸曲げモーメントの確認に重点が置かれた。そのため、計算では主機関軸受を詳細に考慮するケースが少ない。具体的には計算モデルに組み込む主機関軸受の数が少なく、またクランク軸の近似丸棒の径も造船所によってまちまちであった。

しかし、1980年代後半からは、主機の大馬力と低回転化の傾向が進むにつれ軸はますます太くなり曲げ剛性が増し、少しの軸受高さの変動でも許容しなくなってきている。その一方、軸受高さの変化に直接関係する船体は最適な構造設計又は高張力鋼の使用の結果、より変形しやすくなったと言われている[2)]。

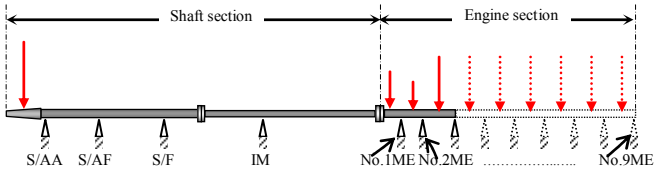
本論文では、上述のような問題に対処するため総合的な軸系アライメント法を提案する。具体的には軸系アライメント計算モデルの高精度化、軸受高さの変化に対する軸系全体の感度を低減させるための中間軸受位置の最適化及び解析と実測による軸受高さの変化の推定並びにそれを考慮した軸系アライメントの確認方法について述べる。

2. 軸系アライメント計算モデル

軸系アライメント設計は通常単純支持の連続梁モデルを用いて行われる。**図 2** は代表的な主機直結の軸系配置図とその計算モデルである。



(a)



(b)

図 2　(a)典型的な直結型の推進軸系；(b)連続梁を用いた計算モデル

図 2 から判るように後の船尾管軸受は長いため、一部の場合を除き通常は両端にある 2 つの単純支持でモデル化される。集中荷重はプロペラ、フライホイール及びピストンなどの重さを表わす。なお、計算では軸の自重も考慮される。また、緒言で述べたようにクランク軸は全長ではなく一部しかモデルに入れないのが一般的である。主機軸受を 3 つだけ入れる例もしばしばある。さらに、クランク軸を表わす丸棒の直径にはクランクジャーナルの径がそのまま用いられるケースも多い。具体的な取り扱いは造船所の間に大きなばらつきが見られる

2.1　モデルに組み込むべき主機軸受の数

重点が船尾管軸受に置かれるのであれば主機部分のモデルはあまり影響しないため、これまでのやり方でも十分と考えられる。しかし、主機の軸受を検討の対象とすれば、このような取り扱いは大きな誤差が生じる。**図 3** はモデルに入れる主機軸受数の影響を調べたものである。

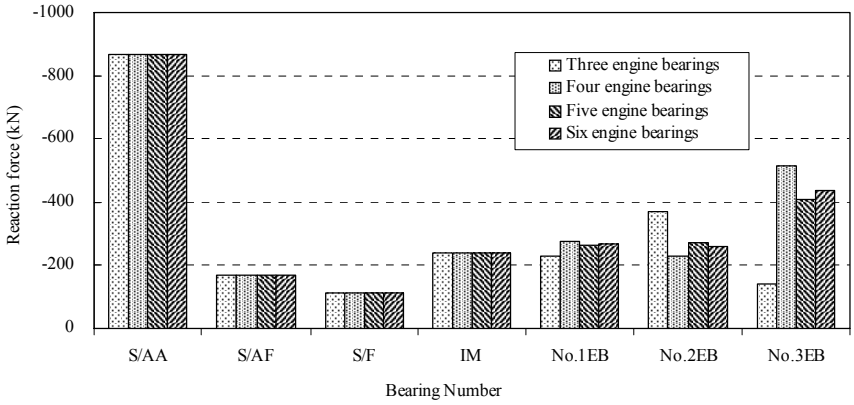


図 3　算出した軸受反力に対する用いた主機軸受数の影響

この例では主機が 7 シリンダで、全部で 9 個の主機軸受がある。計算に入れる主機軸受の数を 3 から 6 まで変化させると最後部の主機軸受までの反力にはあまり影響が出ないが、後部から 2 番目の主機軸受の反力を正確に見るには 4 個以上、後部から 3 番目までの主機軸受の反力を正しく把握するには 5 個以上が必要である。類推すると、正確に把握しようとする主機軸受よりさらに 2 個を入れる必要がある。なお、機関台板の熱変形の影響を考慮するのであれば、主機

の全軸受を計算モデルに組み込むのが望ましい。

2.2 クランク軸の等価丸棒

クランク軸を表わす丸棒の曲げ剛性の軸受反力に与える影響について検討してみた。クランクジャーナル径を持った丸棒の曲げ剛性は明らかにクランク軸より大きい。

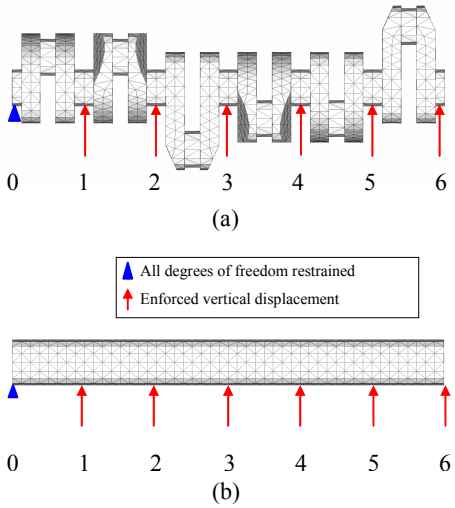


図 4　(a) 忠実なクランク軸 FE モデル；(b) 丸棒の FE モデル

クランク軸の曲げ剛性は**図 4** (a) に示すような詳細な FE モデルを用いて求め、そして**図 4** (b) に示すようなクランクジャーナル径の 0.5 から 1.0 倍の直径を有する丸棒モデルの結果と比較する。この計算の目的はどの程度の直径を有する丸棒が、各支持点に強制変位（軸受高さの変化）が与えられたときに、実際のクランク軸にもっとも近い反力値を示すかを把握することである。このように定めた直径を有する丸棒をクランク軸の等価丸棒と言う。計算の結果、近年のいわゆるロングストローク機関のクランク軸に関してはジャーナル径の 60%程度の直径を有する丸棒がもっとも近い値を示すことが判った。この値は主要機関ライセンサーによる勧告値にも近い。

3.　中間軸受位置の最適化

中間軸受の軸方向における位置は軸受高さに変化が生じたときに軸受反力がどの程度変わるかという感度に影響を与える。これまでは経験的に決められていた場合がほとんどであった。しかし、幾つかの損傷事例がこの問題に対してより厳密なアプローチが必要であることを示した。**図 5** に示す事例は実際に就航してまもなく船尾側 1, 2 番主機軸受が前述のような形態で損傷を起こしたものである。損傷には不適切な中間軸受の位置に一因があると考えられる。図示のとおり、ここでは中間軸受の位置を軸系最後端からの距離、L_{IM} で表わす。もとの設計では L_{IM} が 8,300 mm であった。なお、モデルでは後端船尾管軸受を造船所に合わせて一点支持とした。

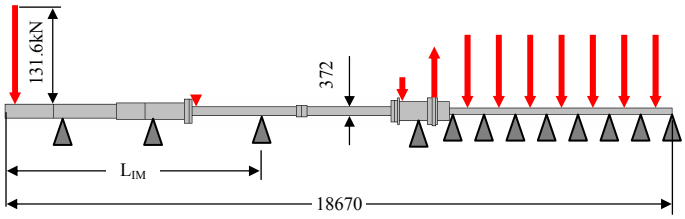


図 5　損傷経験のある軸系例

軸受高さの変動に対する軸系の感度指標、I_Sを式(1)で示す。

$$I_s = \sum_{i=1}^{N} (C_{IMi})^2 \tag{1}$$

ここに、C_{IMi}は中間軸受の i 番軸受に対する反力影響係数、すなわち中間軸受が単位高さだけ変化したことによって i 番軸受に生じる反力、Nは計算に入れるすべての軸受の数、IMは中間軸受の番号である。軸方向における中間軸受の位置はこの感度指標が最小になるように決めれば合理的と考えられる。計算されたこの事例の感度指標を**図 6** に示す。

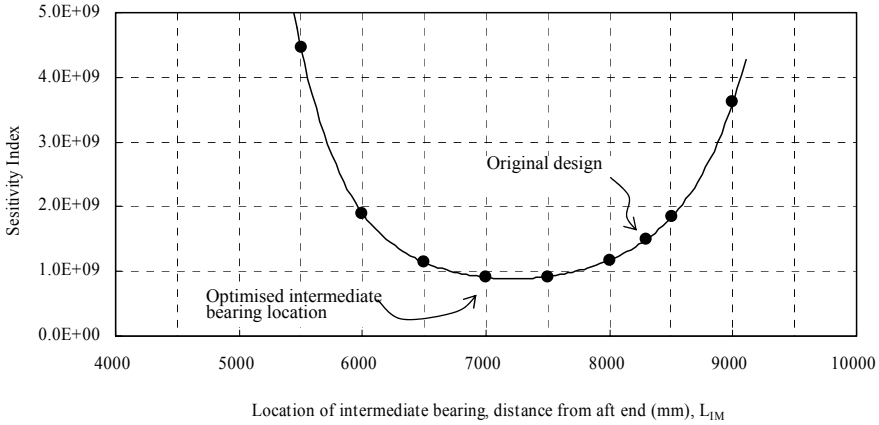


図 6　軸系の感度指標

この結果から判るように、この事例での最適な中間軸受の位置は元の設計値 8,300 mm から離れて軸系後端から 7,000 mm 離れたところであった。

この最適化の有効性を示すため、各軸受に元設計と同じ反力が出るように軸受の高さを調整した。この状態を基準に軸受高さ変化に対する許容性を比較してみた。比較は確実に起きると考えられる熱膨張による主機台板の平行上昇を用いて行うことにした。この事例での主機の熱膨張による平行上昇は 0.24 mm と推定されている。中間軸受最適化及び主機上昇前後の軸受位置と高さを**表 1** に示す。

表 1 軸受位置と高さ

Bearing number	Location, distance from aft end (mm)		Bearing offsets (mm)			
	Original design	Optimal IM bearing location	Original design	M/E bearing 0.24 mm rise from original design	Optimal IM bearing location	M/E bearing 0.24 mm rise with optimal IM bearing location
1	1347	1347	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2	3925	3925	0.0000	0.0000	0.2345	0.2345
3	8300	7000	1.0800	1.0800	1.3496	1.3496
4	11480	11480	1.4000	1.1600	2.3458	2.1058
5	12440	12440	1.4000	1.1600	2.3149	2.0749
6	13330	13330	1.4000	1.1600	2.2629	2.0229
7	14220	14220	1.4000	1.1600	2.1742	1.9342
8	15110	15110	1.4000	1.1600	2.0552	1.8152
9	16000	16000	1.4000	1.1600	1.9122	1.6722
10	16890	16890	1.4000	1.1600	1.7514	1.5114
11	17780	17780	1.4000	1.1600	1.5787	1.3387
12	18670	18670	1.4000	1.1600	1.4000	1.1600

運転時の温度による主機台板（主機軸受）が 0.24 mm の上昇を主機軸受の高さ変動として 2 つのケースに加えて軸受反力を計算した。その結果を**図 7** に示す。

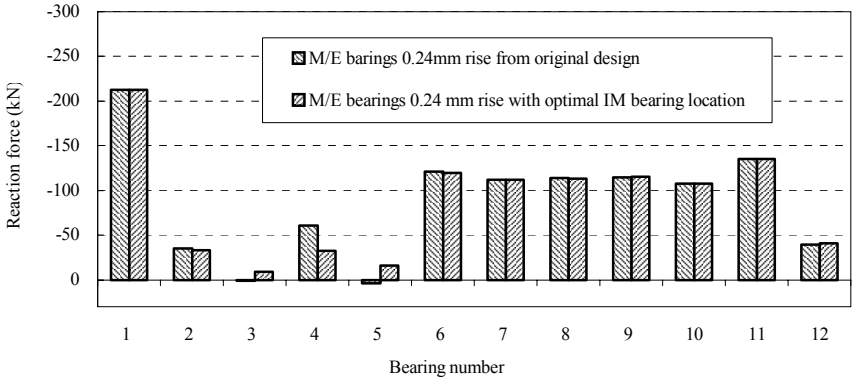


図 7　中間軸受最適化の効果

図 7 に示す結果から判るように、元の設計では、主機台板（主機軸受）が 0.24 mm 上昇した場合、中間軸受及び船尾から 2 番目の主機軸受が下向きの反力となり、すなわち、軸が浮き上がった状態となる。これに対して中間軸受の位置が最適化された配置では適正な軸受反力が維持されている。

このように中間軸受位置の最適化によってもたらされる軸系フレキシビリティーの改善は上述のような主機関台板の上昇だけでなく、船体変形に起因する軸受高さの変化に対しても有効である。

4. 軸受高さ変化の推定

4.1　FEM による推定

図 8 に示すのは異なる条件化における軸受高さ変化を予測するために構築した VLCC タンカー船尾部船体構造の FE モデルである。当初機関室すぐ前の隔壁より後部の船体構造を切り出して、切り出し面に必要な拘束を与え、異なる条件化の船体変形の計算を行ったが、このようなモデルでは計算結果が拘束条件の詳細に強く影響されることが判った。この問題を解決するために機関室前の一タンク分の船体構造を粗いメッシュでモデルに組み込んだ。これにより、切り出し面における拘束の詳細に左右されずに安定した結果が得られるようになった。

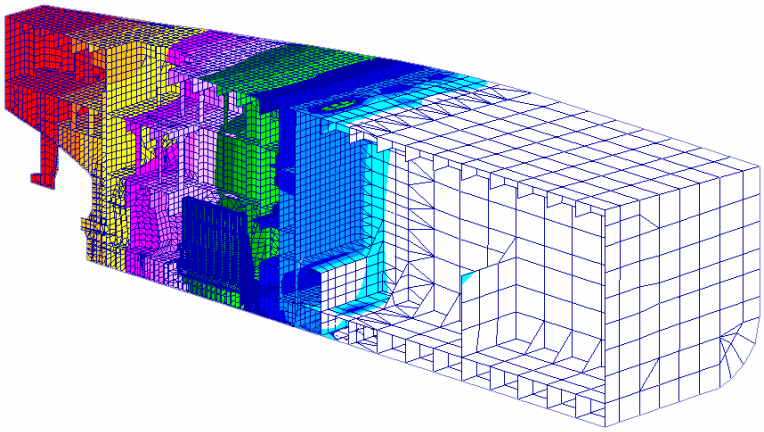


図 8　船体構造の FE モデル

図 9 は喫水が 9.0 m から 19.5 m に変化した場合、計算で得られた二重底タンクトップの相対変形である。この喫水の選択は後に述べる実船計測時のものに合わせたものである。この結果から判るように、機関室前後隔壁間約 29 m の間隔で 10 m 程度の喫水差によって二重底タンクトップにおいて最大のところ 4.0 mm 程度の相対変形が生じる。

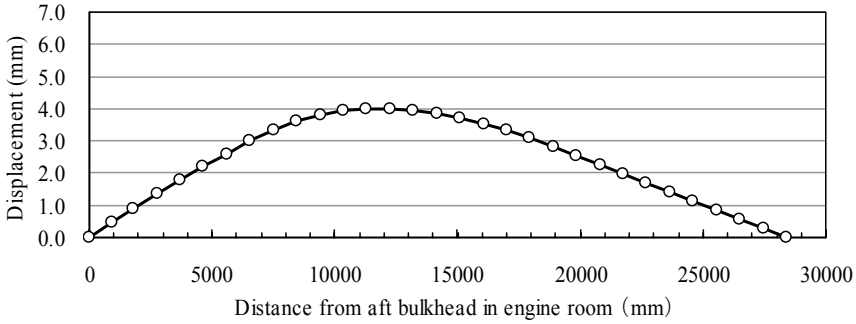


図 9　計算された機関室二重底タンク頂面の相対変位

ちなみに、このモデルには主機関構造も含まれているが、主機関構造の有無は主機関直下の二重底タンクトップの変形には影響を与えるが、主機関より後部の船体構造の変形にはほとんど影響がないことが結果から判った。

4.2　実測による検証

FE モデルを検証するため、同一船において変形の実船計測を行った。計測原理は **図 10** に示す。

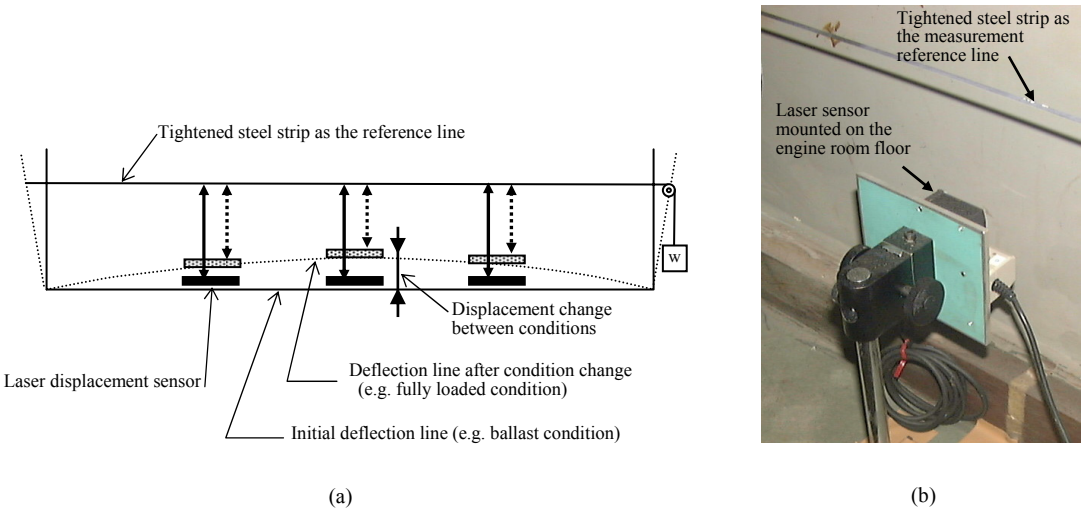


図 10 (a)計測原理；(b)　設置したセンサー及び緊張鋼帯の写真

図 10 から判るように、この計測では異なる条件化のセンサー（二重底トップ）と基準線（緊張した鋼帯）との距離を測ることによって任意の 2 つの条件間の船体の相対変形が得られる原理となっている。計測は当該船の海上試運転時に行われた。喫水 9.0 m のバラスト状態を初期状態とし、19.5 m の計画喫水になったときの船体の相対変形を計測した。従来から使われてきたピアノ線を用いた計測方法に比べ、この計測法は複数の計測箇所において同時にかつ連続して自動的に高精度な計測が可能である。計測結果を FEM による計算結果と併せて図 11 に示す。結果から FEM による推定値が計測値によく一致していることが判る。したがって、喫水差による二重底タンクトップの変形は適切な FE モデルを用いて満足できる精度で推定可能と言える。

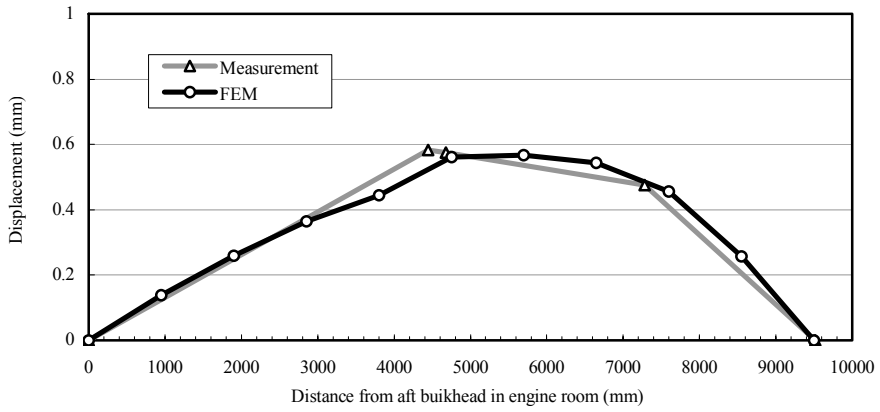


図 11 FEM 計算と実測変形の比較

また、変位を連続して計測することが可能となったため、時間とともに変動する変形の動的な成分がこのような計測では始めて計測された。図 12 は機関室後半隔壁と主機関後端の間のほぼ中間点において計測された変形の時間履歴である。この結果から判るようにピーク－ピーク値が最大で 0.6 mm 程度ある。同じスパンで 10 m の喫水差による相対変形が 0.6 mm 程度であることを考えると、このような動的変動は無視できないほど大きい。

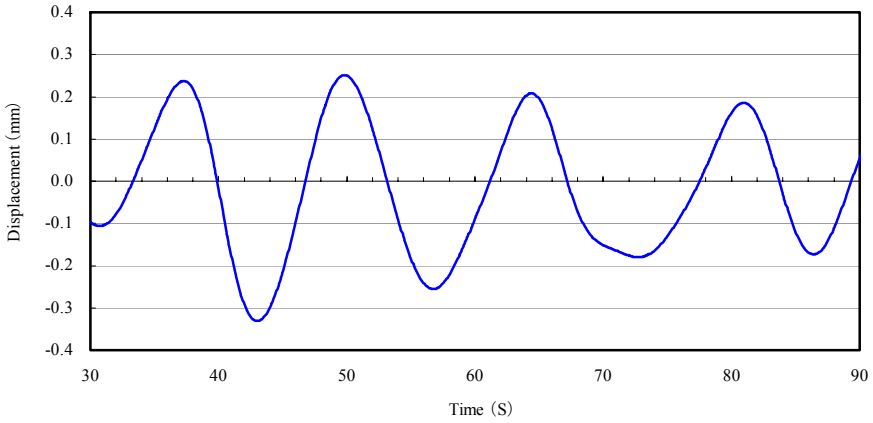


図 12 計測された変形の動的成分

なお、変位の動的成分は 14s 程度の周期を有し、また船が停止した状態では値が無視できるほど小さい。このような特徴から動的成分はピッチングやヒービングなどの船体運動に関連すると考えられる。また、日本気象庁の発表データによると、計測が行われた当時のその海域における有意波高が 4 m 程度と推定される。

4.3　船体変形を考慮した軸系アライメントの確認

船体変形による軸受高さの変化が推定できればそれを考慮した軸系アライメントの確認ができる。供試船の喫水差による静的ホッグ変形及び静的ホッグに動的サッグと動的ホッグを加えた状態の全体の変形と、そのような変形後の軸線を**図 13** に示す。図から判るように、主機関前後の軸受支持点を結んだ線を基準線とした場合変形後軸線後半全体が下へ垂れ下がった形状となる。動的なサッグ変形はこのような垂下がりを緩和するが、動的なホッグ変形は喫水差による静的なホッグ変形に冗長するため最大な垂れ下りが生じる。したがって、このような極限状態を考慮して軸系アライメントの健全性を確認することが重要である。

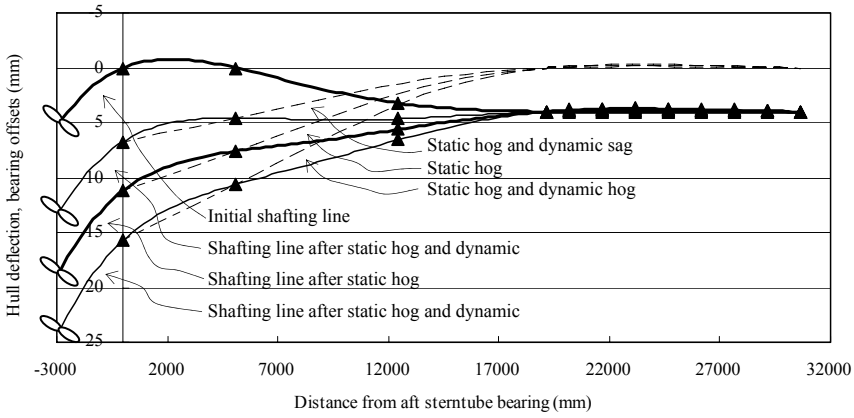


図 13 軸受高さ変化の考慮

上述した種々の変形条件下の供試船軸系の軸受反力を計算してみた。その結果を**図 14** に示す。

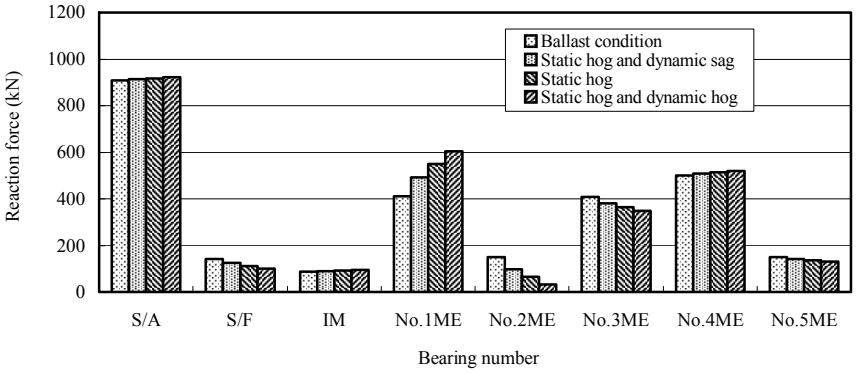


図 14 軸受高さ変化を考慮した軸系アライメントの確認

この結果から、当該供試船の軸系は運航条件化の最大変形を考慮しても適正な軸受反力が確保できる。この様な状況では、初期の軸受高さで良い。仮に、最大の変形で軸が浮き上がったりするような、適正な軸受反力が確保できない場合は、初期軸受高さに適当な程度のプリサッグを与え変形に耐えられるように事前に補正しなければならない。

5. 結　言

本文は軸系アライメントに起因する主機関軸受損傷防止の観点から種々の検討を行い、以下の結論を得た。

- 軸系アライメント計算では、等価丸棒によるクランク軸の近似や主機関軸受全数の取入れ等を通じて高精度化を測る必要がある。
- 中間軸受の位置を最適化し、軸受高さ変化に対する軸系全体の感度を低下させることが有効である。
- 計算や実績から軸系アライメント施工時と代表的な運航条件下における各軸受高さの変化を動的成分も含めて把握し必要に応じて予め補正することが重要である。

謝　辞

実船計測を行うにあたり、多大なご協力を頂いた株式会社アイ・エイチ・アイ　マリンユナイテッドの方々に厚く感謝の意を表します。

参 考 文 献

1)　たとえば、The Motor Ship, April 2000
2)　たとえば、The Motor Ship, October 2001