

軸系アライメントの計算に関する検査要領（附属書D6.2.13）の詳説

機関部

1. はじめに

軸系アライメントに関する鋼船規則及び同検査要領の一部が改正され、2006年7月1日以降入級申請の船舶から適用することとなった。特にアライメントの計算に関しては大幅な改正がなされ、検査要領附属書D6.2.13としてまとめられた。

本稿は附属書D6.2.13の内容を解説するものである。附属書の条文ごとに詳細な説明を加え、附属書の中で提示された計算式については、その誘導方法と考え方を説明する。便宜上、本稿の節及び項の番号は、附属書に示されている番号に一致させている。はじめに附属書の内容を紹介し、次に附属書の各条文に沿って解説する。

(附属書D6.2.13)

1.1 一般

1.1.1 適用

- 1. 本要領は、D6.2.10、D6.2.11及びD6.2.13に基づいて行われる軸系のアライメント計算に適用する。ただし、本要領の1.3については、搭載される主機の種類に応じて表1.1.1-1のとおり適用する。
- 2. 前-1.にかかわらず、D6.2.10又はD6.2.11に基づいて軸系アライメントの計算を行う場合であって実際径が400 mm未満の油潤滑式プロペラ軸を有する軸系については、本要領の1.1.2、1.2.1及び1.3.1(-4を除く。)を適用する。
- 3. 本要領により難しい場合には、本会の承認を得て他の方法により計算を行うことができる。

1.1.2 軸系アライメント計算書

次のデータを含む軸系アライメント計算書を承認用に提出すること。

- (a) 軸径（外径及び内径）及び軸長さ
- (b) 軸受長さ
- (c) 集中荷重の位置及び大きさ
- (d) 軸受支点の位置
- (e) 軸受のオフセット量
- (f) 荷重影響係数
- (g) 曲げモーメント及び曲げ応力
- (h) 軸受荷重及び軸受平均面圧
- (i) 船尾端の軸受における軸受と軸との相対傾斜角又は最大面圧
- (j) 軸の変位量
- (k) 軸継手間のサグ及びギャップ量
- (l) 軸受荷重計測要領（軸受荷重計測を行う場合に限る。）

1.2 軸系のモデル化

1.2.1 荷重

- 1. 軸系アライメントの計算は、静的荷重を対象とする。
- 2. 外力として、軸系に作用する浮力を考慮すること。機関のカム軸がチェーンで駆動される機関にあっては、チェーンの張力についても考慮すること。チェーンの張力の大きさは、主機製造者の指示に従うこと。

表1.1.1-1. 計算条件等の適用

主機の種類	計算条件等 ¹⁾²⁾		
	1.3.1	1.3.2	1.3.3 ³⁾
2ストロークディーゼル機関	●	●	●
4ストロークディーゼル機関	●	●	—
蒸気タービン機関	●	●	—

注1) ●：適用 —：非適用

注2) 1.3.1：軽喫水状態（冷態時） 1.3.2：軽喫水状態（温態時） 1.3.3：満載喫水状態（温態時）

注3) 油タンカー¹⁾、危険化学品ばら積船²⁾、ばら積貨物船³⁾及び一般乾貨物船⁴⁾に適用する。

- 1) 油タンカーとは、規則B編1.3.1（11）に定めるものをいう。
- 2) 危険化学品ばら積船とは、規則A編2.1.43に定めるものをいう。
- 3) ばら積貨物船とは、規則B編1.3.1（13）に定めるものをいう。
- 4) 一般乾貨物船とは、規則B編1.3.1（15）に定めるものをいう。

1.2.2 軸受

- 1. 船尾端の軸受における支持を1点とする場合は支点位置を当該軸受の後端からL/4又はD/3の距離とし、2点とする場合は支点位置を当該軸受の両端とすること。3点以上とする場合は設計者の計画する位置として差し支えない。その他の軸受における支点位置は、軸受長さの中心とすること。

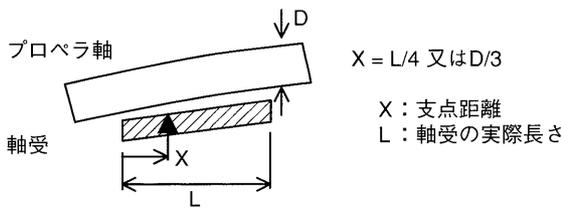


図1.2.2-1. 軸受支点

- 2. 軸受支持条件は単純支持又は弾性支持のいずれを用いても差し支えない。
- 3. スラスト軸と一体形のクランク軸の場合、計算で考慮する機関軸受の数は船尾側から5個以上とすること。

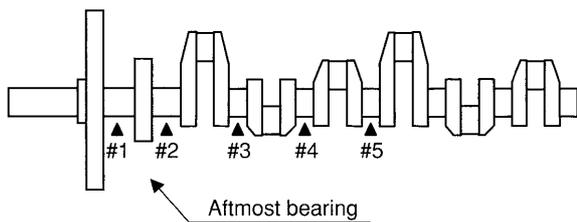


図1.2.2-3. 計算対象とする機関軸受の数

1.2.3 クランク軸等価軸径

2ストロークディーゼル主機のクランク軸については、ロングストロークによる曲げ剛性の低下を考慮し、クランクジャーナル部よりも直径が小さい軸としてアライメント計算を行うこと。等価軸径については、原則として主機製造者の指示に従うこと。

1.2.4 減速機を有する軸系

蒸気タービン機関又は減速機付きディーゼル機関の軸系計算モデルの範囲は、プロペラから減速機大歯車の船首側軸受までとする。

1.3 計算条件及び計算結果の評価

1.3.1 軽喫水状態（冷態時）

- 1. 軽喫水状態における冷態時のアライメント計算を行うこと。やむを得ずドライドックの状態軸系据付け（軸結合）を行う場合には、当該状態におけるアライメント計算を行うこと。

- 2. ホワイトメタルを用いて油潤滑を行う場合、船尾端の軸受における呼称軸受面圧並びに軸受と軸との相対傾斜角又は最大軸受面圧は表1.3.1-2.の許容値を越えないこと。

表1.3.1-2. 呼称軸受面圧並びに相対傾斜角又は最大軸受面圧の許容値（ホワイトメタル）

	許容値	備考
呼称軸受面圧	0.8 MPa	
軸受と軸との相対傾斜角	3×10^{-4} rad	軸受支点を1点支持又は2点支持とする場合に適用する。2点支持とする場合は、両支点位置で相対傾斜角を算出すること。（図1.3.1-2.(a)参照）
最大軸受面圧	40 MPa	軸受荷重を分布荷重として計算する場合に適用する。（図1.3.1-2.(b)参照）

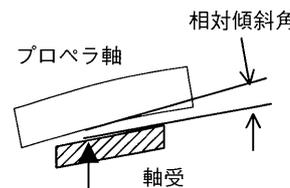


図1.3.1-2.(a) 相対傾斜角

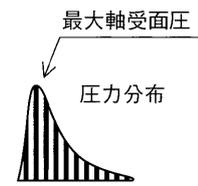


図1.3.1-2.(b) 最大軸受面圧

- 3. アライメント計算で得られた曲げモーメント（絶対値）は、いかなる位置においても船尾端の軸受到作用する曲げモーメント（絶対値）を超えないように設計すること。
- 4. 軸受荷重は全ての軸受においてプラスであること。ただし、2ストロークディーゼル主機における機関最後部の軸受については、主機製造者の了承のもとに軸受荷重をゼロとしても差し支えない（マイナスの軸受荷重は認められない）。軸受荷重の符号は図1.3.1-4.による。

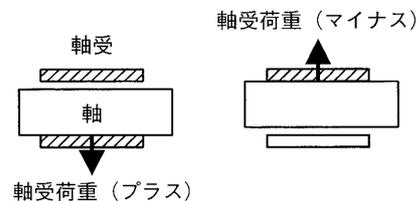


図1.3.1-4. 軸受荷重の符号

1.3.2 軽喫水状態（温態時）

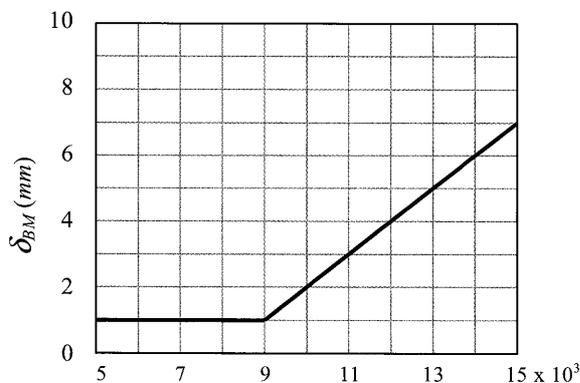
- 1. 軽喫水状態を対象とする温態時のアライメント計算を行うこと。温度の影響は、ディーゼル主機及び減速機の

軸受におけるオフセット変化のみとして差し支えない。オフセット変化の量についてはそれぞれの製造者の指示に従うこと。

- 2. 前-1.の計算において、プロペラは軸系据付け時と同じ没水状態とするか又は完全に没水した状態とすること。
- 3. 進水前に軸を結合する場合には、進水前後で軸受のオフセットがほとんど変化しないものとみなして前-1.の計算を行うこと。
- 4. 軸受荷重は全ての軸受についてプラスであること。
- 5. 減速機を有する場合、減速機大歯車の前後の軸受における温態時の荷重差は、減速機製造者の定める許容値を超えないこと。
- 6. プロペラ偏心スラストによる上向きモーメントを計算に考慮しても差し支えない。

1.3.3 満載喫水状態（温態時）

- 1. 油タンカー、危険化学品ばら積船、ばら積貨物船及び一般乾貨物船の場合には、満載喫水時の船体たわみの影響により機関内の軸受で無荷重となることを防止するため、次の（1）又は（2）の算式を用いて機関の船尾側から2番目及び3番目の軸受が無荷重となるときに機関室後部隔壁位置における船体たわみ（それぞれ δ_{B2} 、 δ_{B3} とする。）を求め、これらが図1.3.3-1.(a)の下限値（ δ_{BM} ）以上となるような軸系アライメントとすること。



機関最後部の軸受支点から機関室後部隔壁までの距離 L (mm)

図1.3.3-1.(a) δ_{B2} 及び δ_{B3} の下限値

- (1) 弾性支持による荷重影響係数を用いて算出する場合

$$\delta_{Bi} = -R_i / S_i$$

ここに、

i : 機関内の（船尾側からとった）軸受番号

R_i : 前1.3.2で計算した機関の船尾側から i 番目の軸受における反力 (kN)

S_i : 船体が機関室後部隔壁の位置で下方に1 mm だ

け変位したときの（機関の船尾側から） i 番目の軸受における反力の増加量であり、次式による。
(kN/mm)

$$S_i = \sum_{n=1}^{a-1} C_{b+i-1,n} (1.5x_n - 0.5) + \sum_{n=a}^{b-1} C_{b+i-1,n} x_n^{1.5}$$

$$x_n = X_n / L$$

n : 船尾端からとった支点番号

a : (船尾端からとった) 機関室後部隔壁の船首側で隔壁に最も近い支点の番号

b : (船尾端からとった) 機関最後部の支点番号

X_n : 機関最後部の支点 (b) から支点 n までの距離 (mm)

L : 機関最後部の支点 (b) から機関室後部隔壁までの距離 (mm)

$C_{m,n}$: 支点が下方に1 mm だけ変位したときの支点 m における反力の増加量（荷重影響係数）(kN/mm)。支点番号 m, n については次の図を参照のこと。

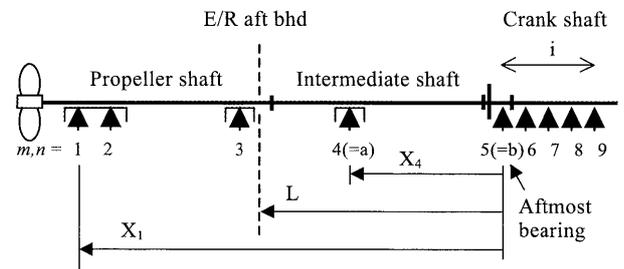


図1.3.3-1.(b) 軸受番号及び支点番号

- (2) 単純支持による荷重影響係数を用いて算出する場合
次の（1）式、（2）式の連立方程式の解をそれぞれ δ_{B2} 、 δ_{B3} とする。

$$S_1 \delta_{B2} + (C_{1,1} - K) \delta_1 + C_{1,3} \delta_3 + C_{1,4} \delta_4 + C_{1,5} \delta_5 = C_{1,2} R_2 / K$$

$$S_2 \delta_{B2} + C_{2,1} \delta_1 + C_{2,3} \delta_3 + C_{2,4} \delta_4 + C_{2,5} \delta_5 = (C_{2,2} - K) R_2 / K$$

$$S_3 \delta_{B2} + C_{3,1} \delta_1 + (C_{3,3} - K) \delta_3 + C_{3,4} \delta_4 + C_{3,5} \delta_5 = C_{3,2} R_2 / K$$

$$S_4 \delta_{B2} + C_{4,1} \delta_1 + C_{4,3} \delta_3 + (C_{4,4} - K) \delta_4 + C_{4,5} \delta_5 = C_{4,2} R_2 / K$$

$$S_5 \delta_{B2} + C_{5,1} \delta_1 + C_{5,3} \delta_3 + C_{5,4} \delta_4 + (C_{5,5} - K) \delta_5 = C_{5,2} R_2 / K$$

... (1)

$$\begin{aligned}
 S_1 \delta_{B3} + (C_{1,1} - K) \delta_1 + C_{1,2} \delta_2 + C_{1,4} \delta_4 + C_{1,5} \delta_5 &= C_{1,3} R_3 / K \\
 S_2 \delta_{B3} + C_{2,1} \delta_1 + (C_{2,2} - K) \delta_2 + C_{2,4} \delta_4 + C_{2,5} \delta_5 &= C_{2,3} R_3 / K \\
 S_3 \delta_{B3} + C_{3,1} \delta_1 + C_{3,2} \delta_2 + C_{3,4} \delta_4 + C_{3,5} \delta_5 &= (C_{3,3} - K) R_3 / K \\
 S_4 \delta_{B3} + C_{4,1} \delta_1 + C_{4,2} \delta_2 + (C_{4,4} - K) \delta_4 + C_{4,5} \delta_5 &= C_{4,3} R_3 / K \\
 S_5 \delta_{B3} + C_{5,1} \delta_1 + C_{5,2} \delta_2 + C_{5,4} \delta_4 + (C_{5,5} - K) \delta_5 &= C_{5,3} R_3 / K \\
 &\dots (2)
 \end{aligned}$$

ここに、

K ：軸受支持剛性であり、一定値 $K = 5000$ (kN/mm) とする。

S_i ：前 (1) と同様。

$C_{i,j}$ ：機関内の支点 j が下方に 1 mm だけ変位したときの支点 i における反力の増加量 (荷重影響係数) (kN/mm)。ただし、 i, j は機関内の船尾側からとった支点番号とする。

δ_i ($i=1,2,3,4,5$)：船体たわみの影響による機関内の軸受の弾性変位であり、これらを変数として上記の方程式を解くこと。

2. 前-1.にかかわらず、満載喫水時における機関軸受の強度を評価した資料が提出された場合は、本会は当該資料を検討の上、可否を判定する。
3. 特殊な船尾構造を有すると判断される場合には、本会は船体たわみに関する構造解析等の資料を要求することがある。

1.4 艤装要領に関する事項

1.4.1 軸継手間のサグ及びギャップ量

軸受高さが前 1.3.1 で計算した値となるような、軸結合前における軸継手間のサグ及びギャップ量を計算すること。

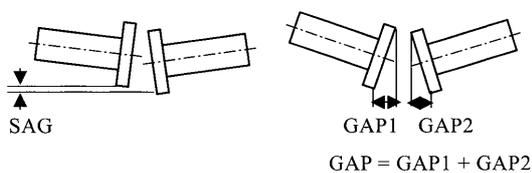


図 1.4.1. サグ及びギャップ量

1.4.2 軸受荷重計測要領

軸受荷重計測がジャッキアップ法により行われる場合には、ジャッキアップ位置、荷重修正係数、ジャッキ荷重を含む計測要領書を作成すること。また、このときの軸受荷重には、計測時のプロペラ没水深度を考慮すること。

(解説)

1.1 一般

1.1.1 適用

1. 軸系アライメントの設計においては、プロペラ重量により船尾端の軸受の後端に集中する荷重を緩和するとともに、温度や船体たわみの影響で生じる軸受のオフセット変化に対して、軸にできるだけフレキシビリティをもたせることが重要である。そのため、主機を基準線よりも下に設置する、中間軸の軸受を主機からある程度離して設置する等の対策がとられるのが一般的である。

本会のこれまでの検査要領においては、アライメント計算書の提出は、油潤滑式プロペラ軸を装備した船舶で船尾端の軸受の長さを規則に定める値よりも短くする場合や第 1C 種プロペラ軸を適用する場合に要求されていた。しかし、本来、アライメントの検討はこれらの条件とは無関係に行うべきものであるため、今回、小型船を除き、油潤滑式プロペラ軸を有する全ての船舶に対してアライメント計算書の提出を要求することにした。

図 1.1.1-1.A にプロペラ軸の直径と主機出力との関係を示す。この図からわかるように、油潤滑となるのはプロペラ軸径が 400 mm 以上の場合がほとんどである。軸径 $300 \sim 400\text{ mm}$ の範囲には海水潤滑と油潤滑とが混在しているものの、この範囲の油潤滑式プロペラ軸を有する軸系においては、船尾管軸受だけでなく機関軸受の損傷も比較的少ない。このことから、油潤滑であってもプロペラ軸径が 400 mm 未満となるような小型船は適用から除くこととした (規則 D 編 6.2.13)。

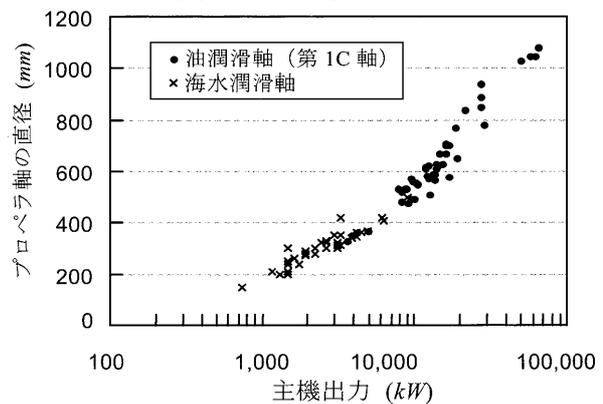


図 1.1.1-1.A プロペラ軸の直径と主機出力との関係

軸系アライメントは温度や喫水の変化の影響を受けるが、これまでに提出された計算書においては、冷態時のみを対象としていたり、あるいは冷態時と温態時の両方を検討していたり、造船所によりまちまちであった。また、喫水変化による船体たわみの影響については、高精度の予測が困難、実測例が少ないといった理由から、これまでほとんど検討されてこなかった。今回の検査要領の改正においては、

温度及び喫水の変化の影響を考慮し、搭載される主機の種類に応じて計算条件等の適用を表1.1.1-1のように定めた。

この表からわかるように、改正された検査要領においては、主機の種類にかかわらず軽喫水状態の冷態時及び温態時を対象とするアライメント計算を要求し、さらに2ストロークディーゼル機関の場合には、満載状態（温態時）の船体たわみにより機関の軸受が無荷重となることを防止する計算式を適用することとした。ただし、この計算式は、喫水差が大きいタンカー、ばら積貨物船等の船種に適用し、コンテナ船、自動車船等には適用しない。

また、2ストロークディーゼル機関としては直結式の機関を想定しているため、2ストロークディーゼル主機であっても減速機を有する軸系の場合には1.3.3を適用しないことにする。

- 2. 船尾管軸受の長さを規則に定める値よりも短くする場合や第1C種プロペラ軸を適用する場合であって、実際径が400 mm未満の油潤滑式プロペラ軸を有する軸系については、従来とほぼ同様の検査要領を適用することとした。
- 3. 軸系アライメントの設計は造船所やエンジンメーカーのノウハウに依存する部分が多く、必ずしも同じ評価基準で判定できるものではない。従って、本検査要領と異なる評価基準であっても、本会が適当と認めた場合にはその設計を承認する。

1.1.2 軸系アライメント計算書

軸径及び軸長さ、軸受長さ、集中荷重の位置及び大きさ、軸受支点位置及び軸受オフセット量はアライメントの計算に必要な入力データであり、また、本会が計算をチェックするためにも必要なデータであることから、図面に明示することとした。

荷重影響係数は軸のフレキシビリティに関係する重要なパラメータである。本要領の1.2.2.3.に示したように、機関の船尾側から少なくとも5個以上の軸受を考慮して計算し、荷重影響係数を図面に明示すること。ただし、5個以上の軸受（例えば機関軸受の全て）を含めて計算し、図面表示を5個までとするは差し支えない。

計算結果に関しては、少なくとも軸に作用する曲げモーメント及び軸の変位量を図で示し、軸受荷重を表で示すこと。船尾端の軸受における軸受と軸との相対傾斜角は、相対傾斜角を算出した軸受支点の位置とともに図中に示すこと。船尾端の軸受に作用する荷重（又は面圧）を分布荷重（又は面圧）として算出した場合は、分布図とともに最大面圧を表示すること。

軸継手間のサグ及びギャップ量や軸受荷重計測におけるジャッキ荷重（検査要領で要求される場合）は現場検査員が確認する重要な項目であるため、これらの計算値を含む作業手順書を作成し、提出すること。また、計算値（目標値）は許容公差とともに示すこと。

1.2 軸系のモデル化

1.2.1 荷重

- 1. 軸系アライメントの計算で入力される荷重の取り扱いはいままでと同様であり、今回の改正においても静的荷重（すなわち軸が静止状態にあるときに軸系に作用する荷重）を対象としている。ただし、静的荷重だけでは軸受強度等を正確に評価できない場合も考えられるので、このような例について以下に述べる。

（プロペラ流体力による曲げモーメント）

プロペラが発生するスラストは、船尾伴流が一樣でないため、プロペラ中心から偏心して作用する。概略を説明すると、図1.2.1-1.Aのように、プロペラ翼にはプロペラ中心の下方にあるときよりも上方にあるときの方が大きなスラストが作用するため、プロペラにはスラストが偏心して作用し、これにより図示した方向に曲げモーメント M_p が発生する。

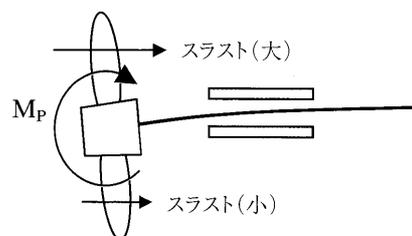


図1.2.1-1.A プロペラ流体力による曲げモーメント

曲げモーメント M_p は、船尾端の軸受の後部における片当たりを緩和する方向に作用するので、一般には安全側に作用する。また、 M_p の影響で生じる中間軸や機関の軸受の荷重変化も比較的小さい、しかし、減速機を有する軸系においては、軸の僅かな傾きが歯車に悪影響を及ぼす危険性も考えられるので、歯車の強度を詳細に検討する場合には、 M_p を考慮して温態時のアライメントを計算し、軸受荷重等の変化を確認しておく必要がある。

（スラスト軸に作用する曲げモーメント）

スラスト軸と一体のクランク軸を有する大型2ストロークディーゼル主機においては、スラストパッドがスラストカラーの全周にわたって配置されていないケースがほとんどである。この場合、図1.2.1-1.Bのように、航走時にはスラスト軸に曲げモーメント M_T が作用することになる。

本会の検査要領で要求しているアライメント計算は静止状態を対象としているので、この M_T を入力して計算する必要はない。 M_T は船体のたわみで生じる機関の2nd aftmost軸受における無荷重を防止する効果があるので、その点では安全側に作用する。しかし、計画喫水が浅い船舶においては機関のaftmost軸受で無荷重となる危険性が考えられることから、このような状況を防止するためには M_T を考慮し

たアライメント計算を行い、aftmost軸受の荷重を確認しておくことが肝要である。

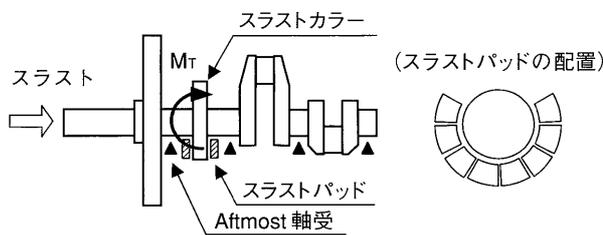


図1.2.1-1.B スラスト軸受部に作用する曲げモーメント

2. プロペラ部に作用する集中荷重については必ず浮力を考慮する必要がある。喫水状態に応じてプロペラ没水度が異なるので、計算にあたっては、プロペラ重量からプロペラ没水度に応じた浮力相当の重量を減じること。船尾管内の潤滑油による浮力に関しては、計算結果に与える影響は小さいと考えられるが、これを考慮して計算することが望ましい。

チェーンの張力に関しては、張力がスラストカラーの位置に作用する場合には、機関のaftmost軸受及び2nd aftmost軸受の荷重に比較的大きな影響を及ぼすことから、必ず入力して計算する必要がある。

1.2.2 軸受

1. 静的なアライメント計算の場合、船尾端の軸受による支持は1点又は2点とする設計がほとんどである。支点の位置については、1点支持の場合は $L/4$ または $D/3$ 、2点支持の場合は軸受の両端とすることが多いので、ここでは実績がある支点の取り方を標準として示すことにした。

ただし、当該軸受における支点位置は設計に依存し、本来一律に定めることは困難であることから、標準から大きくかけ離れた場合を除き、上記以外の支点のとり方であっても認めることにする。

2. 軸受の支持条件に関しては、単純支持とする計算がほとんどであり、弾性支持（バネ支持）を採用する例は少ない。動的計算においては油膜支持とする必要があるが、本会の検査要領は静止状態を対象としているので、油膜の影響を考慮する必要はない。

3. アライメントの計算モデルには全ての機関軸受を含めるのが理想的であるが、中間軸の軸受に作用する荷重にほとんど差がないという理由から、これまでは機関軸受の数を減らした計算例が多かった。しかし、図1.2.2-3.Aの計算によれば、計算で考慮する機関軸受の数が増加すると、機関のaftmost軸受及び2nd aftmost軸受の荷重が大きく変化し、その数を5個以上として真の軸受荷重に近い値となることがわかる。このことから、計算で考慮

する機関軸受の数を最後部から5個以上とした。

計算対象とした機関軸受(7シリンダ機関)

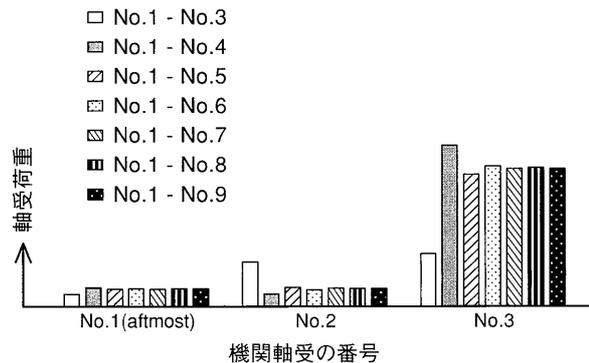


図1.2.2-3.A 機関軸受の数を変化させて計算したときの軸受荷重の変化

1.2.3 クランク軸等価軸径

アライメントの計算では、クランク軸の形状を単純な梁（丸棒）に置き換えて計算する必要がある。これまではクランク軸と等価な軸の取り扱いについて定めておらず、従って、クランク軸ジャーナル部の直径をそのまま入力してアライメント計算を行った例もあった。

しかし、近年の2ストロークディーゼル主機におけるクランク軸の等価軸径はピストンストロークの増加に伴いかなり細くなる傾向があり、大型ロングストローク機関ではジャーナル径の60%程度の値となっている。クランク軸等価軸径を採用する場合と採用しない場合とでは、クランク部の曲げ剛性が全く異なることから、今回の検査要領の改正においては必ずクランク軸等価軸径を採用して計算することにした。

等価軸径の算出にあたっては、原則として主機製造者の指示に従うこととしたが、本会が作成した近似式（文献 [1] 参照）を用いて算出してもよい。

1.2.4 減速機を有する軸系

蒸気タービン機関や減速機付きディーゼル機関のような減速機を有する軸系においては、軸系計算モデルの範囲はプロペラから減速機大歯車の船首側軸受までとするのが一般的であるため、このことを明示した。

1.3 計算条件及び計算結果の評価

1.3.1 軽喫水状態（冷態時）

1. 冷態時を対象とするアライメントの計算は、軸系を据え付けるために必要となる基本的な計算である。計算手順としては、はじめに軸の結合状態（冷態時）における軸受荷重等が適正な値となるように軸受の位置が決定され、次に、計算された位置に軸受を据え付けるための軸継手間のサグ及びギャップ量（艤装時の目標値）が計算

される。

軸の結合は一般に進水後の軽喫水状態（プロペラ翼が海面上に露出している喫水状態）で行われているが、造船所によっては進水前のドライドックの状態で行われる場合もあるので、このような状況を含めて本要領を適用することを明示した。

2. 船尾端の軸受に関しては、軸受荷重に対する温度や船体のたわみの影響が小さいため、冷態時を対象とするアライメント計算でも強度の検討が可能である。正確には動的計算に基づいて疲労に関する強度評価を行うべきところであるが、当該軸受で問題となるのは片当りであることから、片当りの評価だけであっても軸受の損傷を防止できると考えられる。ここでは、これまでの実績と日本マリンエンジニアリング学会でまとめた資料 [2] に基づき、軸受と軸との相対傾斜角（又は最大面圧）の許容値を定めた。

相対傾斜角は原則として1.2.2-1.で示した支点位置で計算すること。また、相対傾斜角の許容値は静止状態を前提として定めたものなので、アライメントの計算においては解説1.2.1-1.で示したプロペラ流体力による曲げモーメントを考慮してはならない。

呼称軸受面圧の許容値は従来と同じ値である。

3. 従来から定めている要領である。船用の軸系では、プロペラの重量により船尾端の軸受の位置で軸の曲げモーメントが最大となるのが一般的であり、本要領でもこのような設計を前提としている。
4. 喫水差が大きい船舶では、船体のたわみの影響により機関のaftmost軸受の荷重が増加し、2nd aftmost軸受で荷重が減少する傾向がある（解説1.3.3参照）。このような状況で機関軸受が損傷することがあるため、最近の2ストロークディーゼル主機を搭載した船舶では、軽喫水状態（冷態時）のときにaftmost軸受で無荷重となるように軸系を据え付ける場合がある。

軸系の強度は温態時のアライメント計算で検討するため、冷態時には軸受で無荷重となっても差し支えないが、このときの計算には注意が必要である。一般のアライメント計算は軸受スキマを考慮していない。従って、軸受荷重の計算結果がマイナスとなった場合は、その軸受を除いて再度アライメント計算を実行し、当該軸受の位置における軸の変位量を確認する必要があるが、軸の変位量が軸受スキマの範囲内にある場合は無荷重となる（図1.3.1-4.A参照）。

また、無荷重であるにもかかわらずマイナス荷重とした計算のままでは、マイナス分の荷重を他の軸受が受け持つことになり、それだけ他の軸受の荷重は真の値からずれてしまう。このような状況を避けるため、本要領では軸受荷重がマイナスの値となる計算が認められないことを明示した。

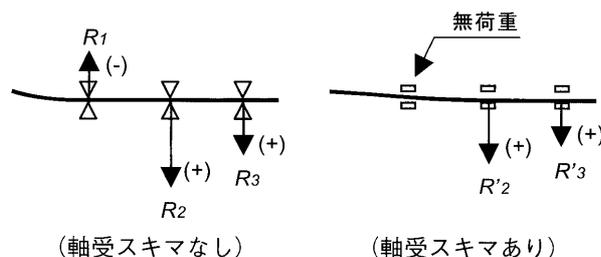


図1.3.1-4.A アライメント計算における軸受スキマの影響

1.3.2 軽喫水状態（温態時）

1. バラスト状態（温態時）において、中間軸受や機関軸受の強度を検討するために設けた計算条件である。本来はバラスト状態における船体のたわみの影響を考慮すべきであるが、ここでは船体のたわみは前1.3.1の軸系据付け時と同じであるとみなし、温度変化によってのみ軸受のオフセットが変化すると仮定する。

温度変化による軸受のオフセット変化は、船尾管軸受、中間軸受、減速機の軸受、機関軸受等の全ての軸受で生じるが、変化が大きいのは減速機の軸受と機関軸受であることから、少なくともこれらについては確実に計算で考慮する必要がある。オフセット変化の量に関しては、製造者や機関型式ごとに異なるため、ここでは製造者の指示に従うことにした。主機については一般に20℃から55℃までの温度上昇（35℃）が考慮されており、図1.3.2-1.Aのように大型の機関ほど軸受オフセットの変化は大きい。

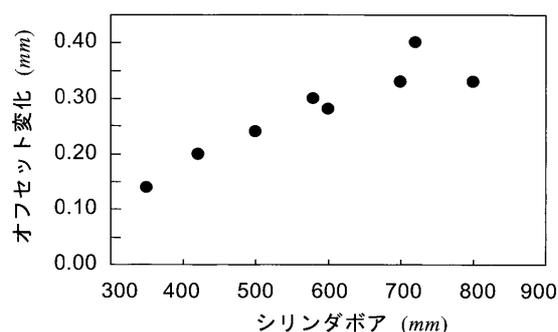


図1.3.2-1.A 機関軸受におけるオフセット変化量

2. プロペラ没水度によりプロペラに作用する浮力が変化するが、その影響は船尾端の軸受に作用する荷重がわずかに異なる程度であり、中間軸受や機関軸受の荷重はほとんど変化しない。従って、この条件におけるプロペラ没水度は、バラスト状態を想定して完全没水とするか、または軸系据付け時の没水状態（例えば、半分没した状

態)としてもよい。

3. 進水の前後においては船体のたわみの影響により軸受のオフセットが多少変化するはずである。従って、進水前に軸を結合する場合の軽喫水状態(温態時)の計算においては、温度変化だけでなく船体のたわみの影響も考慮して軸受のオフセット変化を予測しなければならない。しかし、これまでの実測結果によれば、進水前後における機関室二重底のたわみの変化は比較的小さいことから、ここでは進水前と同じ状態であると仮定し、プロペラの浮力と温度上昇だけを考慮してアライメント計算を行うこととした。
4. 軸受荷重がゼロの状態(すなわち、軸が浮き上がった状態)では、動的な荷重が作用したときに軸受が軸によって叩かれ、これによって軸受が損傷する可能性がある。従って、機関の運転状態においては、軸受荷重は全ての軸受について必ずプラスでなければならない。
5. 減速機を有する軸系の場合(図1.3.2-5.A参照)は、軸受よりも歯車の方がアライメントの影響を受け易い。歯当りの状態は歯車前後の軸受の荷重差に依存するので、減速機製造者は温態時における荷重差の許容値を定めている。この許容値は減速機製造者ごとに異なるとも考えられるので、本要領では製造者の許容値を超えないように設計することとした。

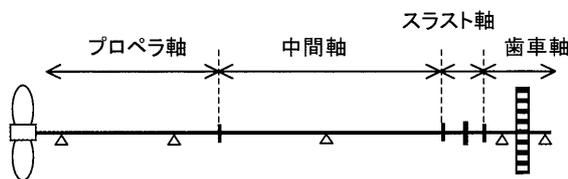


図1.3.2-5.A タービタンカーの軸系

6. 解説1.2.1-1.で説明したように、航海時にはプロペラに偏心スラストによる上向きモーメントが発生し、船尾端の軸受に作用する荷重が変化する。ただし、軽喫水状態(温態時)の計算で検討の対象としている中間軸受や機関軸受の荷重に対する影響は比較的小さい。本要領では静的荷重で評価することとしているが、温態時の計算に限り偏心スラストによる上向きモーメントを考慮しても差し支えない。

1.3.3 満載喫水状態(温態時)

1. 船体のたわみの影響による機関軸受の損傷は、タンカーやばら積貨物船等の喫水差が大きい船舶に多く見られる。この損傷は、主機後方における船体のたわみにより、機関の2nd aftmost軸受で無荷重となったことが原因と推定されている。ただし、本会の調査によれば、機関軸受のオフセットによっては、2nd aftmost軸受だけでなく

3rd aftmost軸受においても無荷重となる可能性が考えられる。

本要領においては、近似式を用いて機関の軸受で無荷重となるときの船体のたわみを計算し、このたわみが要領の図1.3.3-1.(a)に示した下限値以上となるように軸系の設計を行うこととした。近似式の作成にあたっては、構造解析や実測の結果に基づき、主機後方における船体のたわみ(δ)が次の式(1)で表されるものと仮定した。すなわち、

$$\delta = \begin{cases} \delta_B (X/L)^{1.5} & (X \leq L) \\ \delta_B \{1.5 (X/L) - 0.5\} & (L \leq X) \end{cases} \quad (1)$$

ここに、

X : 機関のaftmost軸受からの距離 (mm)

L : 機関のaftmost軸受から機関室後部隔壁までの距離 (mm)

δ_B : 機関室後部隔壁における船体のたわみ (mm)

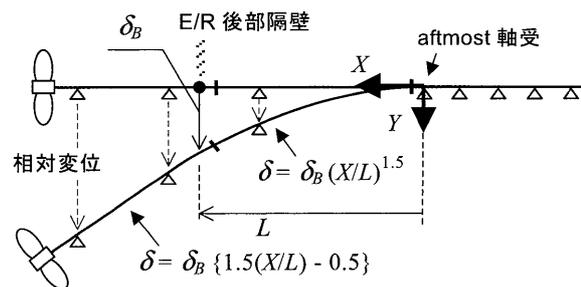


図1.3.3-1.A 船体たわみモデル

船体のたわみが式(1)で表されると仮定すると、 δ_B が定まれば船尾管軸受や中間軸受のオフセットの变化を求めることができる。オフセットの变化と荷重影響係数により任意の軸受の荷重が求まるので、機関の2nd aftmost軸受(又は3rd aftmost軸受)で無荷重となるときの δ_B を逆算することができる。本要領の δ_{B2} 及び δ_{B3} は、このようにして定めた近似式である。荷重影響係数としては軸受支持構造の剛性を考慮する場合と考慮しない場合とがあるので、ここでは両者について近似式を与えた(補足資料A参照)。

損傷は必ずしも満載時における静的な喫水の下で発生するわけではなく、むしろその時の波浪の影響で発生する可能性が高いと考えられる。図1.3.3-1.Bは、これまで船体のたわみによる軸受損傷が発生していない軸系で δ_{B2} 及び δ_{B3} を算出し、小さい方の値をプロットしたものである。下限値(δ_{BM})は、これらのデータを下回るように L (mm)を用いて式(2)のように定めた。

$$\delta_{BM} = \begin{cases} 1 & (L \leq 9000) \\ (L/1000) - 8 & (9000 \leq L) \end{cases} \quad (2)$$

δ_{B2} (又は δ_{B3}) が下限値を上回る場合、これと δ_{BM} との差は機関の軸受が無荷重となるまでの船体のたわみに関する余裕度を示す。言い換えると、 δ_{B2} (又は δ_{B3}) は船体のたわみに対する軸のフレキシビリティを表すパラメータである。

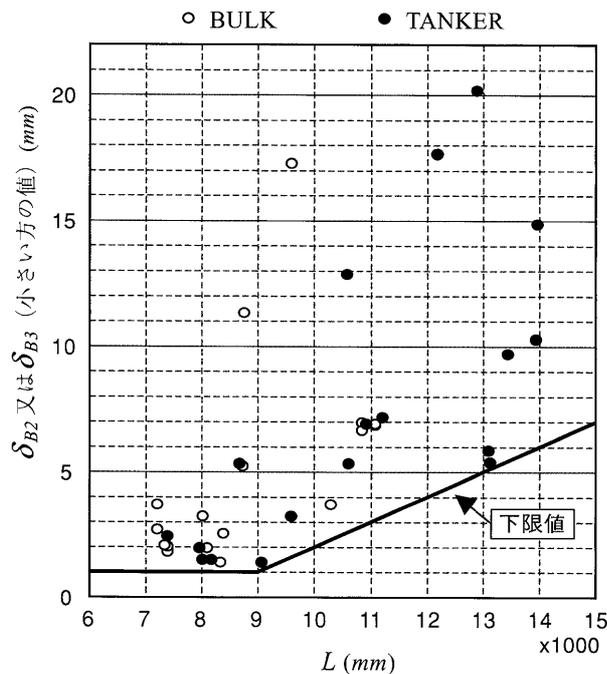


図 1.3.3-1.B δ_{B2} 又は δ_{B3} の実績値

2. 前-1の評価方法以外にも、構造解析や実測結果に基づいて軸受の強度を評価する方法があると考えられることから、満載時を対象として機関軸受の強度を評価した資料が提出された場合には、本会は当該資料を検討した上で合否を判定することにする。
3. 前-1は標準的な設計の船尾構造を前提としており、特殊な船尾構造にあつては船体のたわみの近似式が使用できない。従つて、本会が特殊な船尾構造であると判断した場合には、船体のたわみに関する構造解析等の資料を要求する。構造解析で行う解析は、軽喫水状態 (又はバラスト状態) から満載状態に変化したときの相対的な船体のたわみとする。

1.4 艤装要領に関する事項

1.4.1 軸継手間のサグ及びギャップ量

各軸受の位置は、船尾から船首に向かって軸継手間のサグ及びギャップ量を計測しながら決定される。サグ及びギャップ量の計算書には目標値を許容公差とともに示し、艤装時にはこの計算書を現場検査員に提示すること。

1.4.2 軸受荷重計測要領

一般に、軸受に作用する荷重はジャッキアップ法で計測される。ジャッキアップ法とは、軸受に隣接して油圧ジャッキを設置し、ジャッキアップしたときの荷重から軸受荷重を算出する方法である。本計測法の概略を図1.4.2-1.Aに示す。

ジャッキの油圧が上昇するにつれてジャッキ荷重と変位との関係は初期状態である状態Aから軸受荷重がゼロとなる状態Bに変化し、さらに油圧を上昇させると、ジャッキ荷重/変位の勾配が変化しながら状態Cとなる。また、この状態から油圧を減少させると、状態D、Eを経由し、ヒステリシスループを描いて状態Aに戻る。

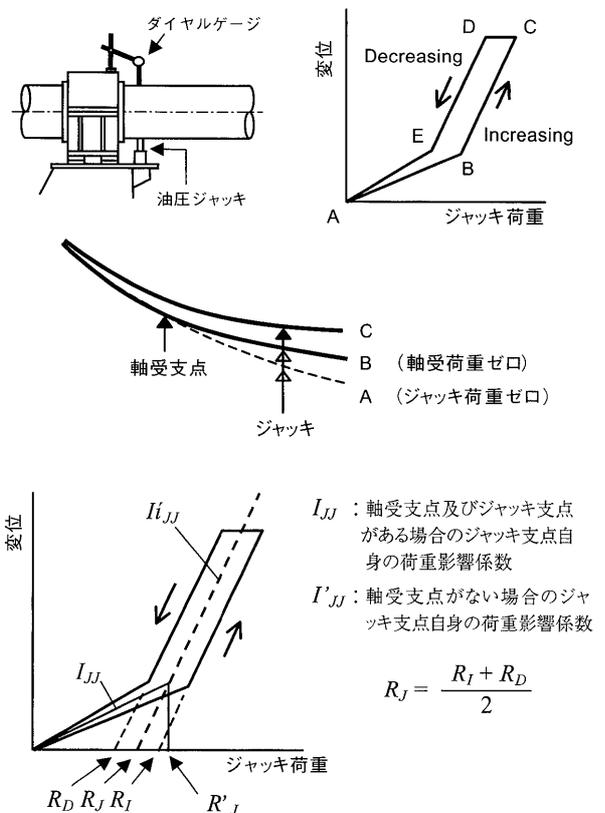


図 1.4.2-1.A ジャッキアップ法による軸受荷重計測

軸受荷重 R_B はジャッキ荷重 R_J を用いて次の式 (3) から求めることができる。

$$R_B = C \cdot R_J \quad (3)$$

C は荷重修正係数であり、式 (4) による。

$$C = - \frac{I_{BB}}{I_{JB}} \quad (4)$$

ここに、

I_{BB} : (軸受支点及びジャッキ支点がある場合の) 軸受支点自身の荷重影響係数

I_{JB} : (軸受支点及びジャッキ支点がある場合の) ジャッキ支点の軸受支点に対する荷重影響係数

R_J のとり方には注意が必要である。荷重修正係数として式(4)を用いる場合には、 R_J は直線BC及びDEを変位ゼロの位置に延長して得られるジャッキ荷重 R_I, R_D の平均としなければならない。

軸受荷重は、直線を延長しないで得たジャッキ荷重 R'_J を用いて求めることもできるが、この場合は荷重修正係数の定義が式(4)と異なる。すなわち、

$$R_B = C' \cdot R'_J \tag{5}$$

$$C' = -\frac{I_{BJ}}{I_{JJ}} \tag{6}$$

ここに、

I_{BJ} : (軸受支点及びジャッキ支点がある場合の) 軸受支点のジャッキ支点に対する荷重影響係数 (= I_{JB})

I_{JJ} : (軸受支点及びジャッキ支点がある場合の) ジャッキ支点自身の荷重影響係数

ただし、これまでの計測例を見ると、式(3)及び式(4)を用いて算出することが多い。

参考文献

- [1] (財)日本海事協会, "運航条件下の軸受高さ変動を考慮した軸系アライメント設計指針", 2005
- [2] 吉井, "軸系アライメント", 日本マリンエンジニアリング学会, 2004, Vol.39, No.9, p.597

(補足資料A) δ_{B2} 及び δ_{B3} の導出

1 船体のたわみに関する近似式

船舶の推進軸系では一般にスロープアライメントが採用され、主機関は基準線よりも下方に設置されている。このような軸系で喫水増加による船体のたわみが生じると、各軸受の位置は図1.1(a)のように変化し、変形前の状態を基準とすると相対変位は図1.1(b)のように表される。ただし、機関部分における変形はないものと仮定する。機関のaftmost軸受を原点としてXY座標系を図1.1(b)のように定義し、機関後方における船体たわみ(相対変位) δ の近似式について検討する。

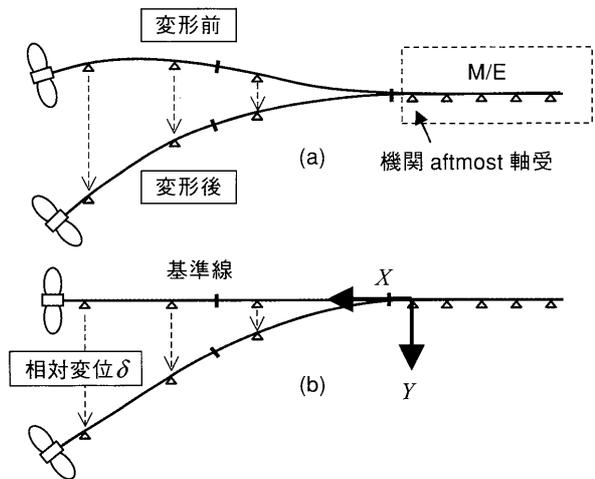


図1.1 船体たわみによる軸受オフセットの変化

これまでの実測例によれば、 δ は大まかに X の n 乗に比例すると考えられる。図1.2は300,00DWTの油タンカーにおいて機関のaftmost軸受から機関室後部隔壁までの範囲の相対変位をFEMで解析し、 n の値を変化させた X^n 曲線と比較した結果である。

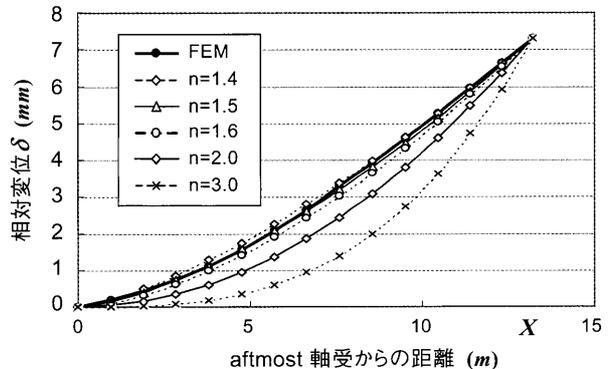


図1.2 FEMの結果と X^n 曲線との比較

この図では $n=1.5$ が最もよい近似となっており、また、他船においても同様の結果であったことから、機関室後部隔

壁までの範囲においては、 $n=1.5$ (すなわち X の1.5乗) で大まかに船体のたわみを近似できると考えられる。

機関室後部隔壁より船尾側においてはスタンプレームの剛性が高いので、船体たわみは直線的な変化を示すと考えられる。従って、ここでは船尾管軸受のオフセットの変化を $X^{1.5}$ 曲線の隔壁位置における接線で与えることにする。上記の仮定/近似が成立するならば、喫水増加による船体たわみ (すなわち、軸受のオフセット変化) は式 (A1.1) で表される。また、図 1.3 はこの船体たわみモデルを示したものである。

$$\delta = \begin{cases} \delta_B (X/L)^{1.5} & (X \leq L) \\ \delta_B \{1.5 (X/L) - 0.5\} & (L \leq X) \end{cases} \quad (A1.1)$$

ここに、

- X : 機関のaftmost軸受からの距離 (mm)
- L : 機関のaftmost軸受から機関室後部隔壁までの距離 (mm)
- δ_B : 機関室後部隔壁における船体のたわみ (mm)

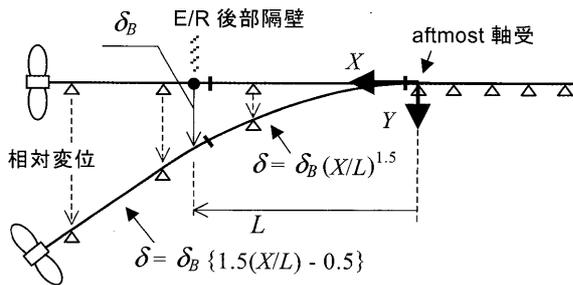


図1.3 船体たわみモデル

式 (A1.1) より、機関後方の船体たわみ曲線 δ は機関のaftmost軸受から機関室後部隔壁までの距離 L と当該隔壁位置における船体のたわみ δ_B を用いて表されるので、 δ_B は船体たわみ曲線を決定するためのパラメータとみなすことができる。

2 船体たわみモデルによる荷重影響係数

軸受のオフセットが変化したときの軸受反力の変化量は、荷重影響係数とオフセットの変化量から算出される。例えば図2.1(a)に示す軸系において、支点1~4のオフセットが変化した場合の支点6 (機関の2nd aftmost軸受) における反力の変化量 ΔR_6 は式 (A2.1) で表される。

$$\begin{aligned} \Delta R_6 &= C_{6,1} \delta_1 + C_{6,2} \delta_2 + C_{6,3} \delta_3 + C_{6,4} \delta_4 \\ &= \sum_{n=1}^4 C_{6,n} \delta_n \end{aligned} \quad (A2.1)$$

ここに、

ΔR_6 : 支点6における軸受反力の変化量

δ_n : 支点 n のオフセット変化量

$C_{m,n}$: 支点 n が下方に1mmだけ変位したときの支点 m における軸受反力の変化量

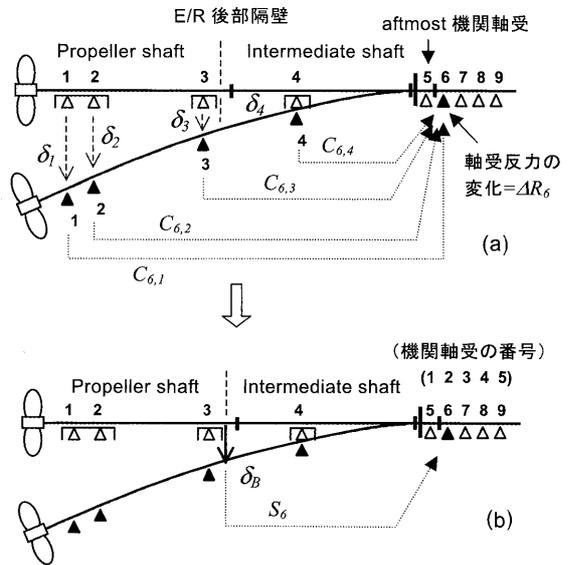


図2.1 荷重影響係数による軸受反力の算出

式 (A2.1) は前1で検討した船体たわみモデルを用いて書き換えることができる。すなわち、機関室後部隔壁位置における船体たわみ δ_B により支点 $n = 1, 2, 3, 4$ のオフセット変化 δ_n が式 (A1.1) から求められるので、支点5 (機関のaftmost軸受) から支点 n までの距離を X_n として式 (A2.1) は次式のように表される。

$$\Delta R_6 = \delta_B S_6 \quad (A2.2)$$

$$S_6 = \sum_{n=1}^3 C_{6,n} \{1.5(X_n/L) - 0.5\} + \sum_{n=4}^4 C_{6,n} (X_n/L)^{1.5} \quad (A2.3)$$

ここで S_6 の意味について考察すると、 δ_B と S_6 の積が支点6における軸受反力の変化に等しいので、 S_6 は荷重影響係数と同等の物理量である。 ΔR_6 は船尾部における支点 ($n=1 \sim 4$) の変位の影響を全て考慮して定まるものであるが、 S_6 はこれらの変位を代表的な1箇所 (隔壁位置) の変位で置き換えた場合と等価な荷重影響係数とみなすことができる (図2.1 (b) 参照)。

S_6 は機関の2nd aftmost軸受 (支点6) に対する影響係数なので、これを一般化して全ての機関軸受に対する影響係数を導くことにする。船体が機関室後部隔壁の位置で下方に1mmだけ変位したときの機関の船尾側から i 番目の軸受における反力の増加量を S_i とすると、 S_i は式 (A2.4) で表される。

$$S_i = \sum_{n=1}^{a-1} C_{b+i-1,n} (1.5x_n - 0.5) + \sum_{n=a}^{b-1} C_{b+i-1,n} x_n^{1.5} \quad (A2.4)$$

$$x_n = X_n / L$$

ここに,

- n : 船尾端からとった支点番号
- a : (船尾端からとった) 機関室後部隔壁の船首側で隔壁に最も近い支点の番号
- b : (船尾端からとった) 機関最後部の支点番号
- X_n : 支点 b から支点 n までの距離
- L : 支点 b から機関室後部隔壁までの距離
- $C_{m,n}$: 支点 n が下方に 1mm だけ変位したときの支点 m における反力の増加量 (荷重影響係数)

式 (A2.4) では, S の添字 i が機関の船尾側からとった軸受番号である点に注意すること。式 (A2.3) の S_6 は, 式 (A2.4) で $a=4, b=5$ としたときの S_2 ($i=2$) に相当する。

3 機関軸受で無荷重となるとき船体たわみ

前2で定義した船体たわみに対応する荷重影響係数 S_i を用いれば, 機関軸受で無荷重となるとき隔壁位置における船体たわみを求めることができる。ただし, 荷重影響係数 $C_{m,n}$ に関しては, 軸受支持剛性を考慮している場合 (弾性支持) と考慮していない場合 (単純支持) とが考えられるので, それぞれのケースについて検討する。

3.1 弾性支持による荷重影響係数を用いて算出する場合

弾性支持による荷重影響係数を用いる場合には, 簡単な計算により機関軸受で無荷重となるとき δ_B を求めることができる。機関の船尾側から i 番目の軸受について, 変形前の軸受反力を R_i とし, 変形後の反力がゼロになったときの船体たわみを δ_{Bi} とすると

$$\Delta R_i = 0 - R_i = \delta_{Bi} S_i$$

より, δ_{Bi} は式 (A3.1) で与えられる。

$$\delta_{Bi} = -R_i / S_i \tag{A3.1}$$

ただし, 船体たわみにより機関軸受で無荷重となるのは 2nd aftmost 軸受かあるいは 3rd aftmost 軸受に限定されるので, δ_{B2} 及び δ_{B3} の2ケースを計算し, これらのうちいずれか小さい方の値を許容値と比較すればよい。

3.2 単純支持による荷重影響係数を用いて算出する場合

図3.2.1は, 船体変形する前の状態で機関軸受における支持剛性の考え方を示したものである。支持剛性 (バネ) の影響を考慮しない計算では, 図3.2.1(a) のように, 与えられたオフセットに対応する軸受反力 R_i が得られるだけであり, 荷重による支点変位はゼロである。この状態でバネの影響を考慮すると, 荷重により支点部は図3.2.1(b) のように僅かに下方に変位しているはずであり, また, それに伴い反力 R_i も実際には変化していると考えられる。

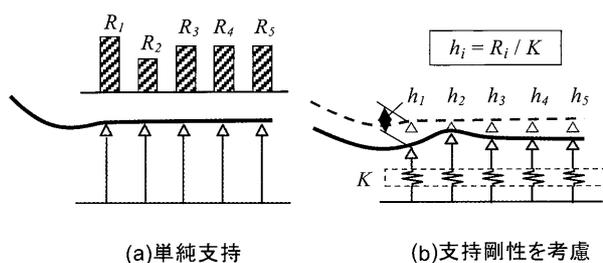


図3.2.1 機関軸受部の初期状態

ここで, バネの影響を考慮しても反力 R_i が変化しないものと仮定すると, 各支点のバネ定数を K (一定) として, 荷重が負荷された後の支点変位 h_i は式 (A3.2.1) で表される。

$$h_i = R_i / K \tag{A3.2.1}$$

図3.2.1(b) を初期状態とし, この状態から喫水増加により船体変形したときの軸受反力の変化について検討する。図3.2.2は船体変形の前後で生じる機関軸受の支点位置 (軸との接点) の変化を示したものである。この図からわかるように, ここでの支点位置の変化は機関の台板のたわみによるものではなく, 台板の弾性変形で生じるものと仮定している。

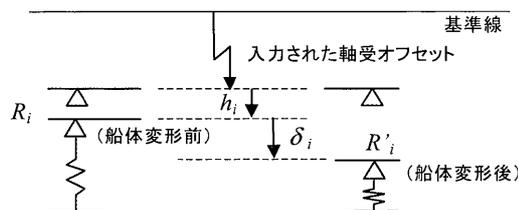


図3.2.2 機関の台板の弾性変形による支点変位

前3.1では単純な計算で船体変形後の軸受反力が得られたが, 単純支持による荷重影響係数を用いてバネの影響を含む船体変形後の軸受反力を求める場合には, 軸受支点の反力と変位とを未知数として特定の条件の下で方程式を解くこととなる。まず, 機関軸受の数を5とし, 機関室後部隔壁における船体たわみを δ_B とすると, 機関の各軸受における反力の変化はそれぞれ次のように表される。

$$\begin{aligned} R'_1 - R_1 &= S_1 \delta_B + C_{1,1} \delta_1 + C_{1,2} \delta_2 + C_{1,3} \delta_3 + C_{1,4} \delta_4 + C_{1,5} \delta_5 \\ R'_2 - R_2 &= S_2 \delta_B + C_{2,1} \delta_1 + C_{2,2} \delta_2 + C_{2,3} \delta_3 + C_{2,4} \delta_4 + C_{2,5} \delta_5 \\ R'_3 - R_3 &= S_3 \delta_B + C_{3,1} \delta_1 + C_{3,2} \delta_2 + C_{3,3} \delta_3 + C_{3,4} \delta_4 + C_{3,5} \delta_5 \\ R'_4 - R_4 &= S_4 \delta_B + C_{4,1} \delta_1 + C_{4,2} \delta_2 + C_{4,3} \delta_3 + C_{4,4} \delta_4 + C_{4,5} \delta_5 \\ R'_5 - R_5 &= S_5 \delta_B + C_{5,1} \delta_1 + C_{5,2} \delta_2 + C_{5,3} \delta_3 + C_{5,4} \delta_4 + C_{5,5} \delta_5 \end{aligned} \tag{A3.2.2}$$

ここに,

i : 機関の船尾側からとった軸受 (支点) 番号

R_i : 機関の船尾側から i 番目の支点における船体変形前の反力

R'_i : 機関の船尾側から i 番目の支点における船体変形後の反力

δ_i : 機関の船尾側から i 番目の支点における弾性変位

$C_{i,j}$: 機関内の支点 j が下方に 1mm だけ変位したときの支点 i における反力の増加量 (荷重影響係数)。ただし i, j は機関の船尾側からとった支点番号。

(式 (A2.1) の場合と添字のとり方が異なる点に注意)

一方,

$$R'_i - R_i = K \delta_i \quad (\text{A3.2.3})$$

の関係より, 式 (A3.2.2) は次のように書き換えることができる。

$$\begin{aligned} S_1 \delta_B + (C_{1,1} - K) \delta_1 + C_{1,2} \delta_2 + C_{1,3} \delta_3 + C_{1,4} \delta_4 + C_{1,5} \delta_5 &= 0 \\ S_2 \delta_B + C_{2,1} \delta_1 + (C_{2,2} - K) \delta_2 + C_{2,3} \delta_3 + C_{2,4} \delta_4 + C_{2,5} \delta_5 &= 0 \\ S_3 \delta_B + C_{3,1} \delta_1 + C_{3,2} \delta_2 + (C_{3,3} - K) \delta_3 + C_{3,4} \delta_4 + C_{3,5} \delta_5 &= 0 \\ S_4 \delta_B + C_{4,1} \delta_1 + C_{4,2} \delta_2 + C_{4,3} \delta_3 + (C_{4,4} - K) \delta_4 + C_{4,5} \delta_5 &= 0 \\ S_5 \delta_B + C_{5,1} \delta_1 + C_{5,2} \delta_2 + C_{5,3} \delta_3 + C_{5,4} \delta_4 + (C_{5,5} - K) \delta_5 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{A3.2.4})$$

ここで, 船体変形後に機関の2nd aftmost軸受で無荷重となった場合を考えると, このことは変形後に次式が成立していることを意味する。

$$\delta_2 = -h_2 = -R_2 / K \quad (\text{A3.2.5})$$

つまり, 軸受荷重 R_2 で生じた船体変形前の支点変位 h_2 を元の状態に戻すように (バネの復元力がゼロとなるように) 支点が上方に移動することを意味する。

機関の2nd aftmost軸受で無荷重となるときの δ_B を δ_{B2} とすると, δ_2 は未知数ではないので, この δ_{B2} を求めるためには, δ_{B2} と支点変位 $\delta_1, \delta_3, \delta_4, \delta_5$ を未知数とする次の5元連立方程式を解けばよいことになる。

$$\begin{aligned} S_1 \delta_{B2} + (C_{1,1} - K) \delta_1 + C_{1,3} \delta_3 + C_{1,4} \delta_4 + C_{1,5} \delta_5 &= C_{1,2} R_2 / K \\ S_2 \delta_{B2} + C_{2,1} \delta_1 + C_{2,3} \delta_3 + C_{2,4} \delta_4 + C_{2,5} \delta_5 &= (C_{2,2} - K) R_2 / K \\ S_3 \delta_{B2} + C_{3,1} \delta_1 + (C_{3,3} - K) \delta_3 + C_{3,4} \delta_4 + C_{3,5} \delta_5 &= C_{3,2} R_2 / K \\ S_4 \delta_{B2} + C_{4,1} \delta_1 + C_{4,3} \delta_3 + (C_{4,4} - K) \delta_4 + C_{4,5} \delta_5 &= C_{4,2} R_2 / K \\ S_5 \delta_{B2} + C_{5,1} \delta_1 + C_{5,3} \delta_3 + C_{5,4} \delta_4 + (C_{5,5} - K) \delta_5 &= C_{5,2} R_2 / K \end{aligned} \quad (\text{A3.2.6})$$

$K = 5000 \text{ kN/mm}$ (一定値) とする。

船体変形前後の様子を図3.2.3に示す。

式 (A3.2.6) をマトリクス形式で表現すると式 (A3.2.7) となる。

$$[D_2] [\delta_{B2}] = h_2 [C_2] \quad (\text{A3.2.7})$$

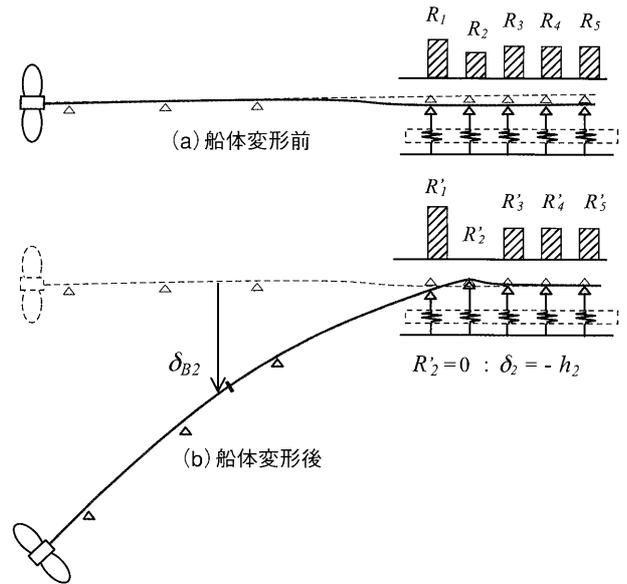


図3.2.3 軸受支持剛性を考慮したときの軸受反力及び支点変位

ここに,

$$[D_2] = \begin{bmatrix} S_1 & C_{1,1K} & C_{1,3} & C_{1,4} & C_{1,5} \\ S_2 & C_{2,1} & C_{2,3} & C_{2,4} & C_{2,5} \\ S_3 & C_{3,1} & C_{3,3K} & C_{3,4} & C_{3,5} \\ S_4 & C_{4,1} & C_{4,3} & C_{4,4K} & C_{4,5} \\ S_5 & C_{5,1} & C_{5,3} & C_{5,4} & C_{5,5K} \end{bmatrix}$$

$$[\delta_{B2}] = \begin{bmatrix} \delta_{B2} \\ \delta_1 \\ \delta_3 \\ \delta_4 \\ \delta_5 \end{bmatrix} \quad [C_2] = \begin{bmatrix} C_{1,2} \\ C_{2,2K} \\ C_{3,2} \\ C_{4,2} \\ C_{5,2} \end{bmatrix}$$

$$h_2 = R_2 / K$$

$$C_{i,iK} = C_{i,i} - K \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5)$$

式 (A3.2.7) より, $[D_2]$ の逆行列を $[D_2]^{INV}$ として, $[\delta_{B2}]$ は式 (A3.2.8) のように表される。

$$[\delta_{B2}] = h_2 [D_2]^{INV} [C_2] \quad (\text{A3.2.8})$$

これより, δ_{B2} は次のように求められる。

$$\delta_{B2} = h_2 ([D_2]^{INV})_{L1} [C_2] \quad (\text{A3.2.9})$$

$([D_2]^{INV})_{L1}$: $[D_2]^{INV}$ の第1行の要素 (ベクトル)

同様に, 機関の3rd aftmost軸受で無荷重となるときの船体たわみ (δ_{B3}) は次の5元連立方程式を解いて得られる。(マトリクス形式での表現は省略する)

$$\begin{aligned}
 S_1 \delta_{B3} + (C_{1,1} - K) \delta_1 + C_{1,2} \delta_2 + C_{1,4} \delta_4 + C_{1,5} \delta_5 &= C_{1,3} R_3 / K \\
 S_2 \delta_{B3} + C_{2,1} \delta_1 + (C_{2,2} - K) \delta_2 + C_{2,4} \delta_4 + C_{2,5} \delta_5 &= C_{2,3} R_3 / K \\
 S_3 \delta_{B3} + C_{3,1} \delta_1 + C_{3,2} \delta_2 + C_{3,4} \delta_4 + C_{3,5} \delta_5 &= (C_{3,3} - K) R_3 / K \\
 S_4 \delta_{B3} + C_{4,1} \delta_1 + C_{4,2} \delta_2 + (C_{4,4} - K) \delta_4 + C_{4,5} \delta_5 &= C_{4,3} R_3 / K \\
 S_5 \delta_{B3} + C_{5,1} \delta_1 + C_{5,2} \delta_2 + C_{5,4} \delta_4 + (C_{5,5} - K) \delta_5 &= C_{5,3} R_3 / K
 \end{aligned}$$

(A3.2.10)

機関の各軸受のオフセットを一定とするアライメントでは、喫水の増加とともに2nd aftmost軸受の荷重が減少するため、 δ_{B2} の検討だけで十分であるが、設計によっては3rd aftmost軸受の荷重が減少することもあるので、一般には δ_{B2} と δ_{B3} とを求め、小さい方の値を許容値を比較すればよい。

4 計算例

試算した軸系の寸法及び荷重影響係数をそれぞれ図4.1及び表4.1に示す。荷重影響係数の値は軸受部を単純支持として得たものなので、 δ_{B2} 及び δ_{B3} の計算は附属書1.3.3-1.の(2)を適用する。また、温態時の軸受反力及びオフセットは表4.2のとおりである。

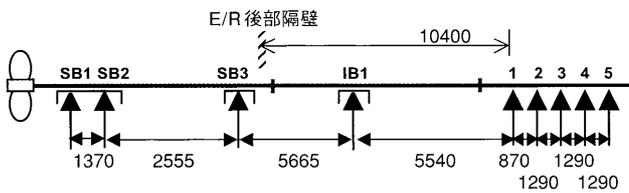


図4.1 軸系寸法

次に、計算結果を示す。まず、 S_i ($i=1 \sim 5$) の計算結果は表4.3のとおり。

表4.3 S_i (kN/mm)

S_1	S_2	S_3	S_4	S_5
73.91	-66.79	3.04	-0.75	0.14

表4.3より、船体のたわみの影響を大きく受ける機関の軸受はaftmost軸受と2nd aftmost軸受であり、aftmost軸受では荷重が増加し、2nd aftmost軸受では荷重が減少することがわかる。

δ_{B2} 及び δ_{B3} の値は表4.4のとおり。この結果より、本船で喫水が徐々に増加した場合は、機関室後部隔壁位置における船体のたわみが7.26 mmに達したときに機関の2nd aftmost軸受で最初は無荷重となることがわかる。

表4.4 δ_{B2} 及び δ_{B3} の値 (mm)

δ_{B2}	δ_{B3}
7.26	19.14

$\delta_{B2} = 7.26$ を $L=10,400$ のときの許容値と比較した結果を図4.2に示す。

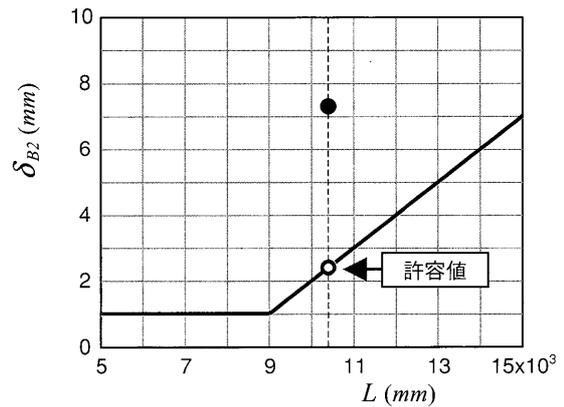


図4.2 許容値との比較

表4.1 荷重影響係数 (kN/mm)

	SB1	SB2	SB3	IB1	1	2	3	4	5
SB1	-1094.4	1760.31	-710.86	60.88	-58.32	44.00	-2.00	0.50	-0.08
SB2	1760.31	-2956.05	1338.87	-193.96	185.79	-140.17	6.38	-1.59	0.27
SB3	-710.86	1338.87	-778.71	217.35	-244.91	184.77	-8.41	2.10	-0.35
IB1	60.88	-193.96	217.35	-175.85	436.06	-357.35	16.26	-4.06	0.68
1	-58.32	185.79	-244.91	436.06	-3498.34	4574.60	-1761.88	440.43	-73.40
2	44.00	-140.17	184.77	-357.35	4574.60	-7194.46	4005.52	-1340.24	223.35
3	-2.00	6.38	-8.41	16.26	-1761.88	4005.52	-3991.10	2353.52	-618.22
4	0.50	-1.59	20.10	-4.06	440.43	-1340.24	2353.2	-2283.18	832.48
5	-0.08	0.27	-0.35	0.68	-73.40	223.35	-618.22	832.48	-364.72

表4.2 軸受反力及びオフセット (温態時)

	SB1	SB2	SB3	IB1	1	2	3	4	5
REACTION (kN)	446.69	15.16	69.89	95.33	226.39	131.83	256.28	314.09	90.80
OFFSET (mm)	0.35	0.00	-0.15	0.20	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40