中間軸受据付けボルトの締付け力*

日本船用機関学会
軸系研究委員会

Tightening Force of Foundation Bolts for Intermediate Shaft Bearing

By Propeller and Shafting Committee

Intermediate Shaft bearings are important support bearings of propulsion shafting. Tightening force of foundation bolts for the intermediate shaft bearing is described in this paper.

1. ま え が き

軸系に使用されているねじは、プロペラナット、軸継手ボルト・ナットや、中間軸受、船尾管軸受、船尾管シール装置等の取付けボルトなど多数に及ぶ。これらのねじの締付けを、適正に管理することは、重要なことである。すでにプロペラナット¹⁾や軸継手ボルト・ナット²⁾については、検討を加え報告済みであるが、本稿では、新たに「中間軸受据付けボルトの締付け力」について取り上げることにした。

中間軸受は軸系を支える重要な支点であるが、これまで据付けボルトの締付け力についての規定は見受けられず、各社の据付け実績によっているのが実情である。幸い、事故例は少ないが、この締付け力に検討を加えることは有意義と考える。以下にその検討結果を記す。

2. 据付けボルトの締付けに関する アンケート調査結果

中間軸受据付けボルトに関する造船各社へのアンケートでは締付け力を規定している造船所は1社と少なく、各社とも現場の実績に従っているのが実情である。またその方法も共通しており、スパナ（メガネ又は片口）を人力でハンマ打撃し、ほぼナットが動かなくなるまで締付けている。

使用ボルトについては、リーマボルト（2本使用が一般的）と通常ボルトを並用する会社（7社）と、通常ボルトとノックピンを使用するところ（6社）とほぼ半々であった。また、ボルト材質は、SS41Bが（6社）と最も多くSF45（4社）、S25C（3社）などがこれに続く。ねじ形状については、ISOメートル並目ねじをほとんどの会社（12社）が使用している。ねじのゆるみ止めについては、ダブルナットが大半をしめるが、舌付

座金を使用するところもあった（4社）。

なお、これまで事故例はまれで、その原因も軸曲りやアライメント不良により、中間軸受に無理な力が働き、据付けボルトが折損した場合であり、ボルトの締付けに起因するものではなかった。しかし、何らかの締付けの基準、あるいは、指針の要ありとの回答がほとんどであった。

3. 締付け力の指針

これまでのトラブルは、先に述べたごとく、軸曲り等の特殊な場合に生じており、現在のボルトを適正に管理すれば実用上支障ないと考えられる。そこで、本稿では目標締付け力、実績締付け力、及び締付け後のゆるみ等につき考察し、締付け作業の一助とすることにした。

検討に使用する据付けボルトは、各社で使用されているISOメートル並目ねじとした。

図1 ねじ部の記号の説明

$$H = 0.866025 P$$

$$H_1 = 0.541266 P$$

$$d_1 = d - 1.082532 P$$

$$d_2 = d - 0.649519 P$$

$$d_i = d - 1.226869 P$$

$$t = 0.5 P$$

*原稿受付 昭和63年10月3日

P : ピッチ, H : とがり山の高さ
 H_1 : ひっかかりの高さ, d : おねじの外径
 d_1 : おねじの谷の径, d_2 : おねじの有効径
 d_i : おねじの谷の径 (最も細い箇所の径)
 t : 有効径におけるねじ山の厚さ

<本文中の記号の説明>

$A_t = \pi d_1^2 / 4 = 0.785 d^2 - 1.926 d \cdot P + 1.182 P^2$
 $A_s = \pi d_2 (h/P) t = 1.256 d^2 - 0.816 d \cdot P$
 $h = 0.8 d, d_w = 1.3 d, \tan \beta = P / (\pi d_2)$
 A_t : おねじの谷の径 d_1 におけるボルトの断面積
 A_s : ナットのねじの有効径におけるせん断面積
 h : ナット高さ
 d_w : ナット座面における摩擦トルクの等価直径
 β : ねじのリード角
 d_w : ナット座面の有効外径 (ナット二面幅を使用)
 D_i : ボルト穴の直径

なお, アンケート結果により, ここで検討するボルト・ナットの材質は, 使用する会社が多い SS41B (降伏点 $\sigma_y = 215 \text{ N/mm}^2$) とした。

3.1 許容締付け力 ボルト・ナットの折損については, ボルトの谷径における引張りによる破壊, 及びナットのねじ山のせん断による破壊が考えられる。ここでは, それぞれにつき許容締付け力を求め, それらと比較し, 小さいものを許容締付け力として採用する。

3.1.1 ボルトの谷径にて引張り破壊しないための許容締付け力 締付けられたボルト・ナットには, 軸方向引張り力のほかに軸力にさからって回転するトルクが作用するため, 見掛けの締付け応力は $0.8 \sigma_y$ としておく必要がある³⁾。このほかに, 軸方向外力によりボルトに追加される軸力の受け入れ幅として $0.1 \sigma_y$ をみこみ, さらに若干の余裕をとり, $\sigma_y / 1.5$ を許容応力として採用した。これは鋼構造設計基準⁴⁾に示されているボルトの引張りに対する許容応力度 $\sigma_y / 1.5$ に対応している。これより, ボルトの谷径 (最小断面部を採用) にて引張り破壊しないための許容締付け力 (F_t) は (1) 式で求まる。

$$F_t = A_t \left(\frac{\sigma_y}{1.5} \right) \\ = (0.785 d^2 - 1.926 d \cdot P + 1.182 P^2) \left(\frac{\sigma_y}{1.5} \right) \dots (1)$$

3.1.2 ナットのねじ山がせん断破壊しないための許容締付け力 ナットのねじ山が有効ねじ径のところでせん断すると考える。せん断破壊に対する許容応力として, $\sigma_y / 2$ を採用⁴⁾すると, ねじ山のせん断に対する許容締付け力 (F_s) は (2) 式により求まる。

$$F_s = A_s \left(\frac{\sigma_y}{2} \right) \\ = (1.256 d^2 - 0.816 d \cdot P) \left(\frac{\sigma_y}{2} \right) \dots (2)$$

3.1.3 許容締付け力の比較 引張り及びせん断の

許容締付け力 F_t, F_s の比較を行う。(1), (2) 式より (3) 式を得る。

$$F_s - F_t = \{ 0.105 d^2 + 0.876 P \cdot (d - 0.900 P) \} \dots (3)$$

本式より通常の間軸受据付けボルトでは F_s が F_t より常に大きくなり, 締付け力はボルトの引張り破壊に対する許容締付け力 F_t に従えばよいことになる。通常使用されている中間軸受据付けボルトのサイズについて F_t を求め, グラフ化したものを, 締付け力の上限值として図 2 に示す。

図 2 ボルトねじ径と締付け力との関係

3.2 目標締付け力 締付け力 F_t にて締付けようとしても, ある程度バラツキは避けられず, あらかじめバラツキを加味した低めの目標値を設ける必要がある。バラツキの度合いは締付け方法により異なるとされユンカーにより締付け係数 Q として表 1 のごとく示されている⁵⁾。この締付け係数 Q と, 締付け力のバラツキの平均値 (F_{mean}), 及び, 締付け力のバラツキの最大値 (F_{max}) の間には (4) 式のような関係があるので⁵⁾ F_{max} に許容締付け力 F_t , F_{mean} に締付け目標値 (F_s) をあてはめると締付け目標値 F_s を表わす (5) 式が得られる。

$$F_{\text{mean}} = \frac{1}{2} F_{\text{max}} \left(1 + \frac{1}{Q}\right) \dots\dots\dots (4)$$

$$F_a = \frac{\pi}{12} (d - 1.226869 P)^2 \left(1 + \frac{1}{Q}\right) \sigma_y \dots (5)$$

トルクレンチを使用した場合 ($Q=1.8$) と、長柄スパナにより人力締付けした場合 ($Q=3.0$) を求め、参考として図2に示す。

表1 締付け係数 Q の値 (JUNKER)

締付け係数 Q	締付け方法	表面状態		潤滑状態
		ボルト	ナット	
1. 25	トルクレンチ	マンガン磷酸塩	無 処 理 又 是 磷 酸 塩	油潤滑 又 是 MoS ₂ ペースト
1. 4	トルクレンチ トルク制限付きレンチ	無処理 又 是 磷 酸 塩		
1. 6	インパクトレンチ			
	ボルトの伸び測定	すべての場合	すべての場合	すべての場合
1. 8	トルクレンチ トルク制限付き レンチ	無 処 理 又 是 磷 酸 塩	無 処 理	潤滑せず
2	インパクトドライバ 動力ドライバ	亜鉛またはカドミウムメッキ		
		亜鉛メッキ	亜鉛メッキ	
		カドミウムメッキ	カドミウムメッキ	
		ナット回転角法	すべての場合	すべての場合
3	長柄スパナによる 人力締付け	すべての場合	すべての場合	すべての場合

4. 締付け力の実績

中間軸受据付けボルトの締付けは、先に述べたごとくスパナを人力でハンマ打撃し、ほぼナットが動かなくなるまで締付けている。このときの締付け力を確認する為実船において、締付けを終えたボルト・ナット (M36) の位置を、マーキングしたのち、そのうちの1本をゆるめ、トルクレンチによりマーキング位置まで再締付けした。本作業を通常ボルト、リーマボルト各2本につき行なった。その結果を図3に示す。縦軸はトルクレンチの読み値、横軸はナット回転角で、締付け終了時を0度とした。また、トルクが200 N・m以下のデータはバラツキが多く、肌付きが完了していないと考えられるので削除した。なお、当初の締付けは、メガネ打撃スパナ、及び4.5 kgのハンマ (柄長さ200 mm) を使用している。

計測された、最終締付けトルクは、540 N・mから687 N・mの間にあり、これらを図2に実績としてプロットしたが、比較的バラツキは少なく、かつ目標値近傍に分布し、現状の方法でも比較的満足のゆく締付けが行なわれているといえる。

なお、締付けトルク (T) から、締付け力 (F) を求めるに際しては、通常メートルねじに用いられる関係式 (6) に、ボルト・ナットの標準値を代入した簡略式

図3 中間軸受据付けボルト締付けトルクの調査

(7)を採用した、

$$T = \frac{1}{2} F \{ d_2 (1.15 \mu_s + \tan \beta) + d_w \cdot \mu_w \} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで

μ_s : ねじ面における摩擦係数 (0.15)

μ_w : 座面における摩擦係数 (0.15)

$$\therefore T = 0.198 F \cdot d \quad \dots\dots\dots (7)$$

5. ボルトのゆるみ

ボルト締付け後のゆるみに関し、一般に知られている

陥没によるゆるみ、初期へたりによるゆるみ、及び熱膨張によるゆるみにつき以下に検討する。

5.1 陥没によるゆるみ

ボルト頭またはナット座面の面圧が大きいと、被締付け物の表面が座面に接する所で環状に塑性的に陥没し、ナットが回らないまま締付け力が低下する。そこで、締付け後30～40秒で陥没の進行が止まり、その時間中に生じた陥没の深さが2μm程度以下であるような面圧の値を限界面圧 (P_w) とし、表2にその値を示す⁵⁾。

中間軸受据付けボルトの座面の面圧 (P_z) が限界面圧より小さければ、陥没は一定以上進行せずゆるまないこ

表2 各材質に対する限界面圧

材 質	機械的性質		J I S規格	限界面圧 P_w (N/mm ²)
	引張強さ (N/mm ²)	圧縮降伏点 (N/mm ²)		
低炭素鋼	346	274	S10C	294
中炭素鋼	505	330	S10C	490
熱処理炭素鋼	722	479	S45C 焼入れ焼戻し	883
鋳 鉄 *	229	443	---	981
アルミ合金**	229	76	---	196

注) * ドイツ規格 GG22

** ドイツ規格 GKMgAl9

引用文献の単位をSI単位に換算している。

となる。座面の面圧 P_z を使用範囲のボルト径につき

(8)式で概算したところ100N/mm²前後の値を得た。中間軸受の場合、中間軸受本体の鋳鉄と中間軸受台の鋼板が対象となるが、それぞれの限界面圧に比べ、試算した座面の面圧は十分小さく、その結果、陥没量は微小であり締付け力にほとんど影響しないと考えられる。

$$P_z = \frac{A_t \left(\frac{\sigma_y}{1.5} \right)}{\frac{\pi}{4} (D_w^2 - D_1^2)} \quad \dots\dots\dots (8)$$

5.2 初期へたりによるゆるみ

初期のへたり (S) の目安として、一般に表3が採用されている⁵⁾。

中間軸受据付けボルトの場合のへたり量を、試算すると接合ねじ面 (へたり 5μm) が1箇所と、粗い接合平面 (へたり4μm) がナットと中間軸受フランジ部の間、中間軸受下面と据付けライナの間、据付けライナと張付けライナの間、中間軸受台とボルト頭座面の間の4箇所合計21μmとなる。この値は、初期締付け時のボルトの伸び量はおおまかに80μm前後 (M36) となるのに比べ小さく問題ないと思われるが、軸直角方向の振動成分等を考慮すると、より適正な管理をする為には若干の増し締めが必要と考えられる。

5.3 熱膨張によるゆるみ

中間軸受フランジ

表3 各部初期へたり量 (S)

面の部位 (仕上げ程度)	荷重状態	軸方向の 振動荷重	軸直角方向の 振動荷重
ね じ 面		5 μm	
滑らかな接合平面 ▽▽▽		2 μm	4 μm
粗い接合平面 ▽▽		4 μm	8 μm

備考; ▽▽▽ は研削仕上げ、冷間圧延
▽▽ は切削仕上げ

部と据付けライナは鋳鉄であるので、ボルト材 (鋼) との熱膨張係数の差により、温態時にボルトは伸びてゆるみ勝手となる。そこで、このときのゆるみ量につき大型の中間軸受を想定し以下に検討した。ゆるみ量は (9) 式で得られる。

$$\begin{aligned} \Delta L &= (L_1 + L_2) \cdot \Delta T \cdot (\alpha_2 - \alpha_1) \\ &= 0.002 \text{ mm} \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

ここで

ΔT : 熱膨張によるゆるみ量 (mm)

L_1 : 中間軸受フランジ厚さ (最大値 70 mm)

L_2 : 据付けライナ厚さ (最大値 60 mm)

ΔT : 締付け時と稼働時の温度差 (30℃)

α_1 : 鋳鉄の熱膨張係数 ($10.5 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$)

α_2 : 炭素鋼の熱膨張係数 ($11.00 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$)

計算結果は小さく、締付け力にほとんど影響しない。

6. ま と め

ここに行った検討により、締付け力についてある程度の指針が得られたと考える。一般におこなわれている打撃スパナとハンマによる現状の締付け方法でもかなり満足のゆく結果が得られているようである。締付けの確認が今回1例と少なく今後とも、機会あるごとにその確認が望まれる。アンケート結果に見られるごとく、リーマ

ボルトを使用せず、ロックピンにより位置決めしているところが、ほぼ半数近くあり、事故例もないのでコストダウンが望まれているおり、リーマボルトの使用を見直してよいと考える。

(担当者 住友重機械工業(株) 斉藤信雄)

文 献

- 1) 軸系研究委員会：舶機誌，22-1 (昭和62-1)，184。
- 2) 軸系研究委員会：舶機誌，22-6 (昭和62-6)，190。
- 3) 會田，赤岡：機械工学便覧7，(昭和50)。
- 4) 日本建築学会：鋼構造設計基準，(昭和55)。
- 5) 山本：ねじ締結の理論と計算，(昭和60)。

第26回特別基金講演会後記

第26回特別基金講演会は、平成元年1月20日(金)に、「エンジンと船のメカトロニクス」をメインタイトルとして、ディーゼル機関研究委員会の企画により開催された。会場は、大阪駅前地域開発による高層ビル街の一角を成す大阪駅前第3ビルの16階にある大阪市立大学文化交流センター大セミナールームである。

当日は、最低気温が5月初旬並とか、大寒の最中にしでは、異常に暖かい朝であったが、強い雨が降り聴衆の出足が心配された。しかし、開始定刻の午前10時15分頃には60名前後の熱心な会員の皆さんの顔が揃い、主催者側としては、「ホッ」とした次第である。その後もぞくぞく出席者が増え、午後には95名に達した。このため、補助椅子を搬入するやら、部屋の暖房温度を下げてもらうようビルの管理係と交渉する一幕もあり、準備した講演資料も危うく品切れになるところであった。

講演会は、主催者側を代表して、中小型ディーゼル機関研究委員会森委員長の開会挨拶で始まり、東野大阪市立大学名誉教授(当日は健康を損なわれ、東芦屋大学講師が代演)によるエンジンに関連するメカトロニクスの概論、守田教授(大阪市立大学)の基礎理論がつづき、具体的な事例として、メーカー側から寺崎電気産業(株)、ナカシマプロペラ(株)、日本ウッドワードガバナー(株)、ヤンマーディーゼル(株)から夫々機関のモニターシステム、可変ピッチプロペラ、エンジン、電子ガバナーのメカトロ化の現状と動向について発表された。さらに、ユーザー側から、中井助教授(神戸商船大)から深江丸における実績、松本技師(NK)による舶用機関のメカトロニクス化に対する監督官庁の姿勢、最後に松坂部長(栗林商船)による現状のメカトロニクスに対するユーザーの受け止め方について熱の籠った講演が行われた。これらの各講演に対して、会場からも活発な質問や意見が飛び、

活気ある雰囲気の中に講演会が進行された。

各講演を通じて、メーカーのみならず、ユーザー、監督官庁の誰もが、舶用機関のメカトロ化を前向きに受け止めており、推進すべきであるとしているが、同時にシステムの信頼性をどの様に確保して行くか? この点に出席者の共通した、しかも最大の関心があったように思われた。

講演会の終了後、同ビル32階のレストラン“ローゼンタール”(窓の外には、雨に煙る大阪駅周辺のネオン輝くビル街が眼下に一望でき、素晴らしい眺めがあった)に場を移し、45名の参加を得て、懇親会が催された。会には、南名誉教授(神戸商船大)の挨拶、武田教授(神戸商船大)の乾杯の音頭で始まり、講演会場の余韻そのままに話し合う人、思い出話に、或いは、ISME Kobe '90の事などに話の花が咲き、和気あいあいとした雰囲気の中で時間が進み「アッ」と言う間に会場のタイムリミットになり、午後7時すぎ閉会となった。

(森 光良記)