

(論文)

船舶用中間軸への高強度鋼適用によるねじり振動問題への対応

太田雅人*・有川剛史(博士(工学))・埴 洋二

Solution to Torsional Vibration Problems of Shafting for Ships by Utilizing High Strength Intermediate Shaft

Masato OTA・Dr. Takefumi ARIKAWA・Yoji HANAWA

要旨

複雑化する推進軸系のねじり振動問題に対する解決策として当社は、中間軸に適用可能な高強度の低合金鋼を開発した。この開発鋼は従来の中間軸用鋼と同等の切り欠き感受性を有するほか、高強度化に伴ってねじり疲労強度も向上することが確認されている。このような長を有する開発鋼を活用することによって中間軸径の許容範囲を拡大することができ、ねじり共振回転数の制御が可能となる。これにより連続運転禁止回転速度範囲の通過特性を改善することも可能であり、機関設計を大幅に変更することなくねじり振動の問題に対処できるようになることが期待される。

Abstract

As a solution to the increasingly complicated torsional vibration problems of propulsion shaft systems, Kobe Steel has developed a high-strength, low-alloy steel applicable to intermediate shafts. This newly developed steel has been confirmed to have a notch sensitivity equivalent to that of the conventional intermediate shaft steel and to have a higher torsional fatigue strength thanks to its increased tensile strength. With such features, the steel enables the expansion of the allowable range of intermediate shaft diameters and the control of torsional resonance points. This allows the passing characteristics of the barred speed range to be improved, warranting the expectation that the problem of torsional vibration can be dealt with without significantly changing the engine design.

キーワード

ねじり振動、船舶用中間軸、連続運転禁止回転速度範囲、通過特性

まえがき = 国際海運が排出するCO₂排出量は全世界の約3%ともいわれている。そうしたなか国際海事機関では、エネルギー効率設計指標などの規制によりCO₂など温室効果ガスの排出を厳格化している¹⁾。大型船舶においては、こうした動きを受けてロングストロークの主機と大径のプロペラを組み合わせ、低回転で高出力化する設計が一般的となっている。加えて近年では、燃料消費率の改善を目的に、減速運転時の出力が定格出力となるよう設計されたディレーティング機関も多く見受けられる。また積載量の確保を目的に、クランク軸や中間軸、推進軸(以下、推進軸系という)がより短く設計される船舶も増加している。

推進軸系においては主にエンジンのトルク変動に起因するねじり振動が問題となることがあるが、軸を短く設計することによってねじり共振の回転数は高回転側に移行する場合がある。ねじり共振に起因する軸系の疲労損傷を回避するため、共振回転数を挟むように連続運転禁止回転速度範囲(Barred Speed Range: BSR)が設定されるのが一般的である。しかしながら、高回転側に移行した結果BSRを速やかに通過できず、軸系が高いねじり応力に長時間曝(さら)される事象が近年問題となっている^{2)~5)}。

この問題を解決するために従来、ダンパや慣性質量といったカウンタを装着することによってねじり振動を低減することが一般的に行われている。しかしながらこれらの方法は機関重量の増加を伴い、積載量や燃費性能などへの影響が懸念される。いっぽう、カウンタを装着することなく、推進軸系のねじり剛性を低下させることによってねじり共振回転数を追い下げる手法が考えられる。ねじり剛性を低下させるには中間軸の小径化が有効な手段であるが、いっぽうで軸としての強度が低下することも心配される。すなわち、高強度の中間軸用材を用いることにより、ねじり振動応力に対する許容値を改善することが肝要であると考えられる。そこで当社は、中間軸に適用可能な950 MPa級の高強度低合金鋼を開発した。

本稿では、開発した中間軸用高強度低合金鋼のねじり疲労特性、および中間軸に適用した場合のねじり振動特性に与える効果について試算した結果を紹介する。

1. 中間軸用高強度低合金鋼のねじり疲労強度特性⁶⁾

当社は中間軸に適用可能な950 MPa級の低合金鋼を開発している。一般に、引張強さが高強度域になるにしたがって繰り返し荷重に対する切欠感受性も増大し、疲労強度は向上しなくなる。そこで当社では、疲労強度低

* 鉄鋼事業部門 鋳鍛鋼事業部 技術開発部(現 素形材事業部門 鋳鍛鋼ユニット 鋳鍛鋼工場 鍛圧部)

下の要因といわれる鋼中の非金属介在物を小さくすると同時に少なくするため、高纯净度鋼製造プロセスを適用している。本章では、従来鋼と開発鋼に対して実施したねじり疲労試験の結果を紹介する。

1.1 ねじり疲労試験の条件

ねじり疲労試験に用いた試験材の化学成分および機械的特性をそれぞれ表1、表2に示す。また、ねじり疲労試験の条件を表3に示す。平滑試験片のほか、応力集中係数が1.58となるよう設計された切欠試験片についてねじり疲労試験を実施した。この応力集中係数は、中間軸における軸フィレット部の応力集中係数を代表する値である。

1.2 ねじり疲労試験結果

従来鋼および開発鋼のねじり疲労試験結果をそれぞれ図1および図2に示す。いずれの図も中実(●, ▲)で示す点は平滑試験片の試験結果を、白抜き(□, ◇)で示す点は切欠試験片の試験結果を示す。開発鋼のねじり疲労強度は、切欠の有る場合およびない場合のいずれの場合も従来鋼よりも高いことが分かる。

表1 試験材の化学成分

Table 1 Chemical composition of test pieces

Steel type	(unit: wt%)							
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	
Developed	Max.	0.45	0.4	1.2	0.02	0.005	2.5	0.35
	Min.	0.36	0.15	0.8	-	-	1.5	0.15
Conventional	Max.	0.43	0.35	0.9	0.035	0.035	1.2	0.3
	Min.	0.38	0.15	0.6	-	-	0.9	0.15

表2 試験材の機械的特性

Table 2 Mechanical properties of test pieces

Steel type	Tensile strength (MPa)	Yield stress (MPa)	Elongation (%)		Reduction of area (%)	
			Longi. Trans.		Longi. Trans.	
			Longi.	Trans.	Longi.	Trans.
Developed	1,023	866	16	16	55	55
Conventional	856	679	19	19	54	54

表3 ねじり疲労試験の条件

Table 3 Fatigue test conditions

Fatigue evaluation method	S-N diagram method
Loading type	Torsion only
Load wave	Sine curve, 5~20 Hz
Maximum number of cycle	1×10^7
Temperature	Room temperature
Stress ratio	$R = -1$

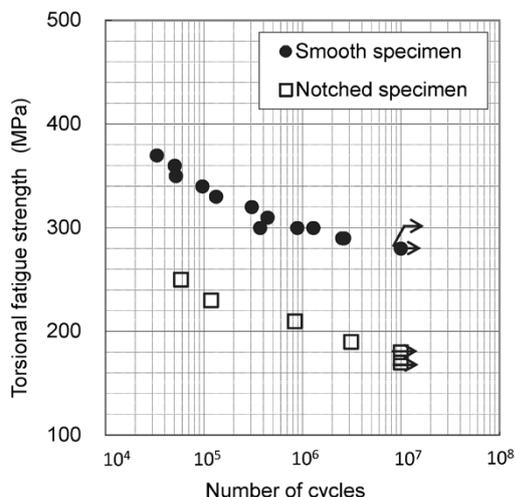


図1 従来鋼のねじり疲労試験結果

Fig.1 Test results of conventional steel

つぎに、平滑試験片における引張強さとねじり疲労強度の関係を図3に、応力集中係数と切欠感受性の関係を図4に示す。これらの関係性から、開発鋼のねじり疲労強度は引張強さに比例して高くなり、そのいっぽうで切欠感受性は増大しないことが確認される。

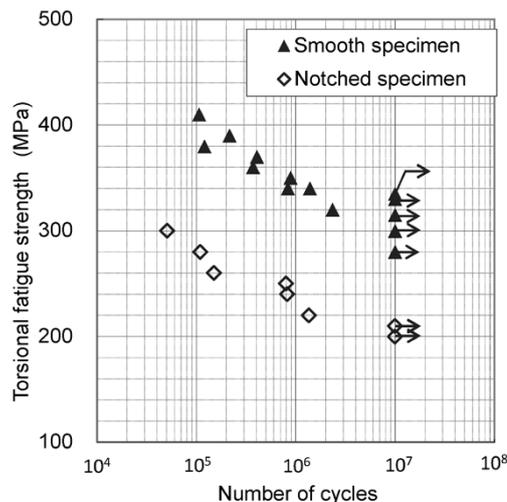


図2 開発鋼のねじり疲労試験結果

Fig.2 Test results of developed steel

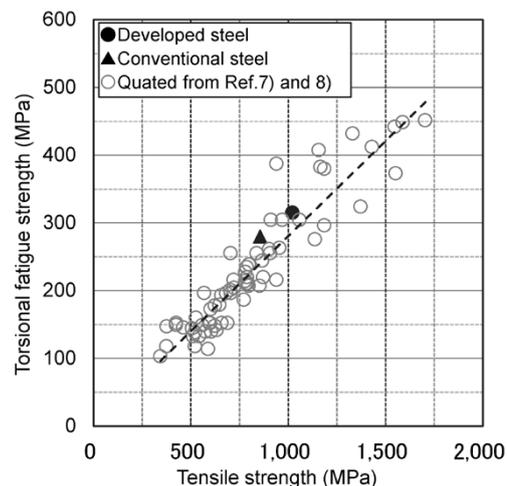


図3 引張強さとねじり疲労強度の関係

Fig.3 Relationship between tensile strength and torsional fatigue strength

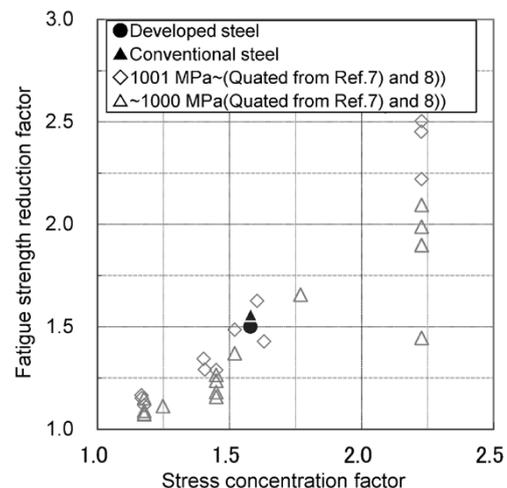


図4 応力集中係数と切り欠き感受性の関係

Fig.4 Relationship between stress concentration factor and notch sensitivity

2. 高強度低合金鋼を中間軸に適用した場合のねじり振動特性

船舶の検査機関である船級協会が構成される国際船級協会連合 (International Association of Classification Societies, 以下 IACS という) の統一規則 IACS UR M68⁹⁾ に記載されている推進軸・中間軸の最小径の定義式によると、定格出力と回転速度が一定の場合、より高い引張強さを有する材料を適用することによって軸径をより小さく設計することが可能であるとされている。本章では、中間軸に高強度の開発鋼を適用した場合の軸系ねじり振動に対する効果について、マルチボデーダイナミクス解析ツールである AVL 社製 AVL EXCITE™ を用いたパラメータスタディの結果を示す。

2.1 計算に用いた軸系モデル

主機のシリンダ数、推進軸系の長さ、およびそれらの軸径が機関推進軸系のねじり振動特性に影響を与えることが一般に知られている。そこで、表 4 に示すような機関・推進軸系を用いて中間軸に発生するねじり振動応力を評価した。機関・推進軸系をばね-質量系でモデル化し、表 5 に示す中間軸径についてパラメータスタディを実施した。ねじり振動計算に必要な主機およびプロペラの諸元は一般的な値を用いて仮定した。一般社団法人日本海事協会 (Class NK) が規定する低合金鋼鍛鋼品 (KSFA) の各強度クラスについて、IACS UR M68 で規定される最小軸径を算出し、それらを満足するように計算条件を決定した。表 5 中の KSFA に続く 2 桁の数字は材料の強度レベルを示しており、例えば KSFA60 は 600 MPa 級の低合金鋼鍛鋼品を示す。

2.2 ねじり振動計算結果

中間軸径 (D) 465 mm の場合のねじり振動応力計算結果に加えて、KSFA80 および KSFA95 を適用した場合のそれぞれの許容ねじり振動応力 τ_c および τ_t を図 5 に示す。ここで、 τ_c は連続運転時におけるねじり応力の許容値である。この値を超えた場合は BSR を設定し、その範囲では常用運転を行わず、速やかに通過する必要がある。 τ_t は有限寿命域のねじり疲労に対する閾値 (しきいち) であり、いかなる状況においても超えることは認められない。横軸は定格回転数に対する回転数比である。

表 4 計算に使用した機関・推進軸系
Table 4 Calculation conditions of shafting

Number of cylinders	6
Shafting length (mm)	12,915
Diameter of intermediate shaft (mm)	Design parameters ref. Table 5

表 5 ねじり振動計算条件
Table 5 Calculation conditions for torsional vibration

Steel type	ClassNK grade	Min. diameter acc. to IACS (mm)	Calc. diameter (mm)
Conventional	KSFA60	450	465
	KSFA70	432	440
	KSFA80	416	420
Developed	KSFA95	397	400

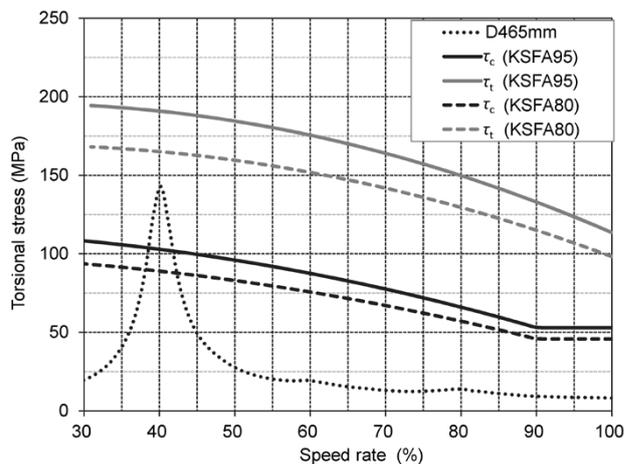


図 5 高強度鋼を中間軸に適用した場合の許容ねじり応力
Fig.5 Allowable torsional stress of high-strength steel with applying to intermediate shaft

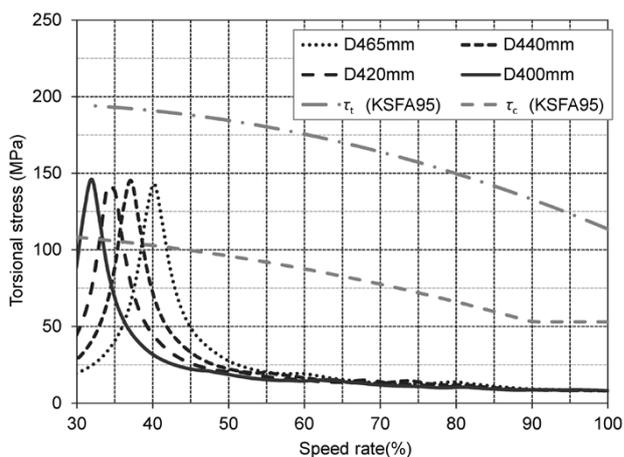


図 6 中間軸を小径化した場合のねじり振動特性
Fig.6 Characteristics of torsional vibration of intermediate shafts with reduced diameter

る。KSFA95 を中間軸に適用した場合、ねじり振動応力の許容値が KSFA80 と比較して約 15% 向上することが確認される。

強度クラスに応じて中間軸径を設定し、ねじり振動応力を計算した結果を図 6 に示す。中間軸径を小さくすればするほど、ねじり共振回転数が低回転側に移行していることが確認できる。換言すれば、中間軸に適用する材質および軸径を適切に選定することによって BSR を適切な速度域に設計することが可能であることを示唆する。

3. BSR の通過特性に対する期待効果

2 章においては、より高強度な材質を適用し、中間軸を小さく設計することは BSR を低回転側に設定できることを示した。本章では、これらの計算結果を用いて、中間軸の小径化が BSR の通過特性がどの程度改善するのかを試算した。試算には、エンジンライセンサである MAN Energy Solutions より新設計・新造船の加速性能対策の指針として提示されている barred speed range power margin (BSR PM) を用いた⁵⁾。BSR PM とは、BSR 上限回転速度比 (nBSRH) における最大許容出力とボラードプル特性との関係性から加速力不足による

表6 BSR PMの計算条件
Table 6 Calculation conditions for BSR PM

Light running margin:LRM (%)	5
Light running factor: LRF	1.05
Bollaed pull heavy running: BPHR (%)	17.5
Heavy running factor: HRF	0.825
BSR high end speed rate: nBSRH	Calculation results ref. table 7

表7 BSR PMの計算結果
Table 7 Calculation results of BSR PM

ClassNK grade	Shaft dia. (mm)	nBSRH	BSR PM (%)
KSFA60	465	0.44	51.3
KSFA70	440	0.41	62.7
KSFA80	420	0.37	80.7
KSFA95	400	0.35	91.4

BSRでの停滞に対する余裕度を表す指標であり、パーセントで示される。これが大きいほどBSRの通過時間は短くなる。試算に用いた条件を表6に示す。

2章で実施した中間軸を対象にBSR PMを算出した結果を表7に示す。KSFA60からKSFA95に材質変更し、中間軸を小径化することで、BSR PMは約40%改善できることが試算された。KSFA80からKSFA95に変更した場合においても、10%以上の改善効果が期待されることが確認された。なお、MAN Energy Solutionsとエンジンライセンスである(株)三井E&SマシナリーではBSR PMが10%以上となる設計を推奨しており、中間軸に950 MPa級の開発材を適用して小径化することにより、十分にBSRの通過特性を改善する効果が得られることを示唆する。

むすび = 当社が開発した中間軸用950 MPa級低合金鋼のねじり疲労特性とその活用方法について紹介した。本開発鋼は国際船級連盟連合から特別承認として採択されている。IACS UR M68に基づいて中間軸の径を減じた場合のねじり振動特性を評価した。開発鋼を中間軸に活用し、軸径を小径化することは、機関の燃費性能や積み荷の積載量を犠牲にすることなく機関推進軸系のねじり剛性や共振回転数を適切に調整できる可能性を示唆している。また、昨今議論が活発となっている連続運転禁止回転速度範囲の通過時間あるいは通過特性の問題に対す

る有効な一つの解決策といえる。

当社は今後とも機関推進軸系の材料の開発を通じて、海の安全と環境問題に貢献していく所存である。

参考文献

- 1) 辻本 勝ほか. 海上技術安全研究所報告. 2012, 第12巻, 第4号, p.11-22.
- 2) S. Persson. Passing time through the barred speed range and fatigue life time of propulsion shafting. Torsional Vibration Symposium 2017.
- 3) H. Keller. Aspects of simulation, estimation and evaluation of torsional loads from BSR passages. Torsional Vibration Symposium 2017.
- 4) A. Yamada. Comparison of measured torsional stress and excitation for steady state condition and transient condition. Torsional Vibration Symposium 2017.
- 5) Man Energy Solutions. Dynamic limiter functions. https://marine.man-es.com/docs/librariesprovider6/test/5510-0188-03-man-es_dynamic-limiter_techpaper_new-map-2018_web.pdf?sfvrsn=77f91ca2_12 (参照2020-03-26)
- 6) 池上智紀ほか. R&D神戸製鋼技報. 2016, Vol.66, No.1, p.25-28.
- 7) 日本材料学会. 金属材料疲労強度データ集. 2000.
- 8) 日本機械学会. 疲労強度の設計資料 I. 1982.
- 9) International Association of Classification Society. UR M68 Requirements Concerning Machinery Installations. 2015.



太田雅人

鉄鋼事業部門 鋳鍛鋼事業部 技術開発部 鉄鋼事業部門 鋳鍛鋼事業部 鋳鍛鋼工場 鍛圧部
(現 素形材事業部門 鋳鍛鋼ユニット 鋳鍛鋼工場 鍛圧部) (新組織名 素形材事業部門 鋳鍛鋼ユニット 鋳鍛鋼工場 鍛圧部)



有川剛史



埴 洋二

鉄鋼事業部門 鋳鍛鋼事業部 技術開発部
(現 素形材事業部門 高砂品質保証部)