

5 翼プロペラ 6 シリンダ機関の失火時ねじり振動

齋 藤 年 正*・辻 誉 志**・大 野 智 史**

Torsional Vibrations during Misfiring of Six-Cylinder Diesel Engine Fitted with Five Bladed Propeller

Toshimasa SAITOU, Takashi TSUJI and Tomohito OHNO

The torsional vibration characteristics of a crankshaft system consisting of a six-cylinder engine for a large ship having a five-bladed propeller have been studied for the case where one cylinder misfires. In such a case, the amplitude of torsional vibrations due to the sixth torsional harmonic reduces compared with that in case of a normal operation. However, the forth and fifth torsional harmonics increase; therefore, the amplitude of the torsional vibrations corresponding to these components also increases. In particular, the torsional vibration stress due to the fourth torsional harmonic component increases; therefore, it is necessary to ensure that the allowable stresses on the shaft are not exceeded.

1. 緒言

エンジンクランク軸を含めた船用推進軸系のねじり振動については、ほぼ課題も出尽くした感があり、多くの造船所において万全の対策が講じられた設計が進められている。ところで、日本海事協会のねじり振動に関する要望事項として「シリンダ失火（圧縮が行われ燃焼が行われない状態をいう）のような不確定要因に対して、余裕を持たせておくこと」という一文があるが、この規定を満足させるべく具体的に検討しようとする、どのような対策を行うべきか戸惑う設計者も多いのではないと思われる。さらに、このような検討事例は各造船所にて多くの検討がなされているとしても、具体的な事例として公表された例をそれほど多く見受ける機会は少ないように思われる。そこで本報では、5 翼プロペラ装備の 6 シリンダエンジンが 1 シリンダだけ失火した場合についてのねじり振動特性について検討を試みることにした。標題のようなエンジンが 1 シリンダ失火した場合には、プロペラ翼数とエンジンの着火シリンダ数が同数になるため、トルク起振力の相互作用も現れると考えられるため、失火時のねじり振動特性ならびに機関起振力とプロペラ起振力の相互作用などについて具体的な例を取上げて評価を試みた。

2. 定常振動解法

ねじり振動応答計算には種々の解法⁽¹⁾があるが、ここではトルクハーモニクス次数の共振回転数における振幅ならびにねじり振動応力を評価するため、比較的簡単にできる定常振動解法を適用したシミュレーション計算法を適用することとした。計算法について簡単に記述すると運動方程式は式(1)で示される。

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{f_0\}e^{j\omega t} \quad (1)$$

ここに [M]: 質量マトリクス [C]: 減衰マトリクス
[K]: 剛性マトリクス {θ}: ねじり変位ベクトル
{f₀}: 起振力ベクトル ω: 起振角振動数

式(1)の変位ベクトルを複素数表示すると

* 機械工学科 ** 機械工学科学生

$$\{\theta\} = \{\theta_0\} e^{j\omega t} = [\{a\} + j\{b\}] e^{j\omega t} \quad (2)$$

式(1), (2)から応答変位が次式のように求められる.

$$\{a\} = [Z] + \omega^2 [C][Z]^T [C]^T \{f_0\} \quad (3)$$

$$\{b\} = -\omega [Z]^T [C][Z] + \omega^2 [C][Z]^T [C]^T \{f_0\} \quad (4)$$

$$\text{ここに} \quad [Z] = [K] - \omega^2 [M] \quad (5)$$

各マトリクスについては, 通常のねじり振動計算モデルより容易に導くことができる. なお減衰マトリクスについては実績ベースの減衰比を適用し, ねじり振動固有モードから算出する. またプロペラの付加水質量やプロペラ減衰については多くの資料が提供されているため, それらを参考にしている.

3. ねじり振動応答計算データ

ねじり振動計算に必要な各種データについては, エンジンメーカーやプロペラメーカーが提供するデータを使用する. これら以外の軸系については, 造船所が設計する中間軸やプロペラ軸があるが, これらの慣性モーメントは図面から容易に求めることが可能である. 本報で計算に適用したエンジンならびにプロペラ要目の概要を表1, 2に示す.

表1 主機主要目

No	要 目	数 値
1	型式	6L80GFCA
2	メーカー	A 社
3	最大連続出力	13530kW×106rpm
4	シリンダ数	6
5	シリンダ径	800 mm
6	ストローク	1950 mm
7	最大燃焼ガス圧	8.92MPa {91 kgf/cm ² }
8	図示平均有効圧	1.393MPa{14.2 kgf/cm ² }
9	着火順序	1-5-3-4-2-6

表2 プロペラ要目

No	要 目	数 値
1	形式	5翼ソリッド/キーレス
2	直径	6900 mm
3	ピッチ	4285 mm
4	展開面積比	0.5297

シミュレーション計算に適用した主機は最大連続出力 13530kW×106rpm, 6 シリンダ機関であり, 着火順序は表1に示すとおりである. またプロペラは直径 6.9m の5翼ソリッド/キーレスプロペラである.

ねじり振動の強制力は, トルクハーモニクスとその位相がエンジンメーカーから提供される. また機関起振力としてコネクティングロッドの往復質量に関係する慣性力も同時に考慮しなければならない. トルクハーモニクスならびに位相はエンジンの図示平均有効圧をベースに与えられているため, 実際の計算においてはクランク軸の回転数に応じて図示平均有効圧を求め, その圧力に相当するトルクハーモニクスと位相角度を, 与えられたデータを基に補間により求める. なおクランク軸の回転数に応じた図示平均有効圧の計算は式(6)で与える. 図1, 図2に燃焼ガス圧のハーモニクス成分とその位相角の1次から6次成分を示す.

$$P_i = P_{MCO} \left\{ C_1 \left(\frac{N}{N_{MCO}} \right)^2 + C_2 \right\} + 1.0 \quad (6)$$

ここに P_i : 回転数 N における図示平均有効圧
 N_{MCO} : MCO におけるクランク軸回転数
 C_1, C_2 : 定数

P_{MCO} : MCO(連続最大出力)における図示平均有効圧
 N : 任意クランク軸回転数

プロペラで発生する起振力については、通常船体の伴流分布を基に翼理論から求める方法が行われている。ここでは簡潔に求める方法として、任意の回転数に対する平均トルクを求め、これに一定の割合^{(2),(3)}を乗じて算出する方法を採用した。ちなみに 5 翼プロペラに対して 3 % を採用した。なお失火シリンダがある場合には、失火シリンダ数に相当する割合を平均トルクから減じた値が主機の発生する平均トルクとしている。

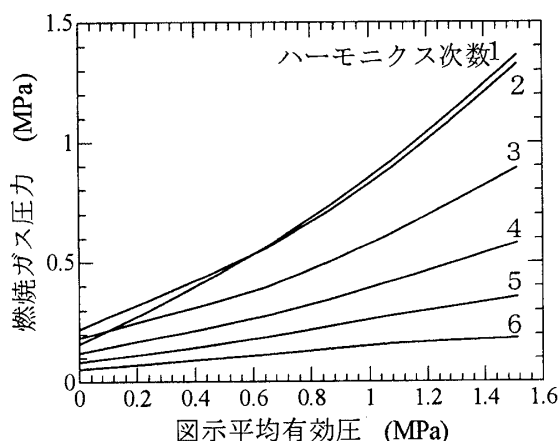


図1 燃焼ガス圧ハーモニクス

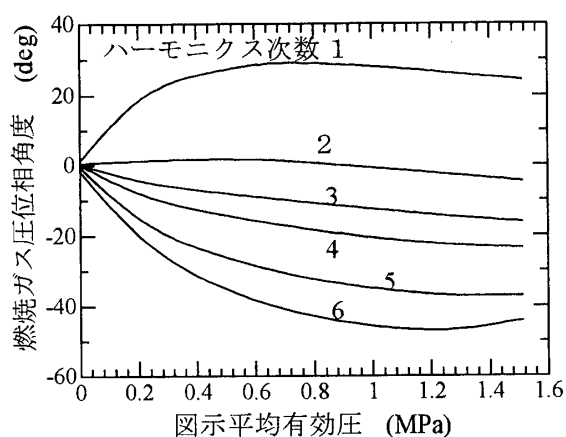


図2 燃焼ガス圧位相角ハーモニクス

4. ねじり振動応答計算結果と考察

4.1 固有振動数と振動モード

表1, 表2に示した主機ならびにプロペラ要目に対応したねじり振動数値シミュレーションモデルを図3に示す。主機はシリンダならびに回転軸を含めて7質点, これに中間軸, プロペラ軸, プロペラを加えて合計10質点モデルである。

振動系の固有振動数計算値を表3に示す。固有振動数の数値は後述する計測結果からはほぼ同様な値になることを確認した。これらの固有振動数に対する振動モードを図4に示す。本振動系で共振回転速度が常用回転数範囲に入る固有振動数は1次固有振動数であるため, 以下においてはねじり1次振動数だけについて検討することにする。なお1次固有振動数の節位置はNO.8とNO.9の質点間にあり, これは中間軸に対応する。

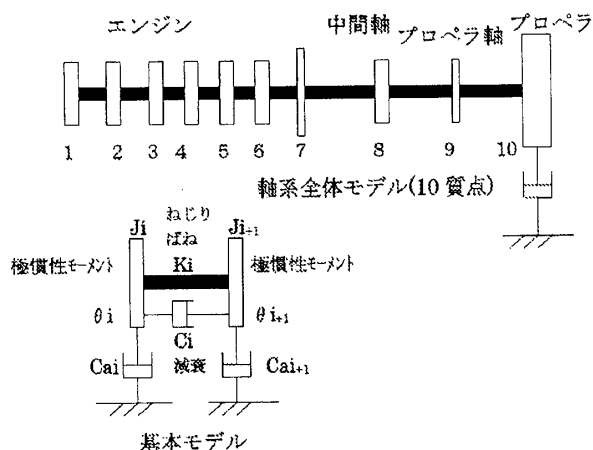


図3 ねじり振動計算モデル

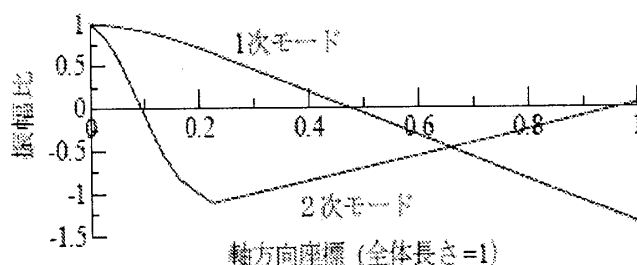


図4 ねじり振動モード

表3 固有振動数(計算値)

次数	固有振動数(cpm) {Hz}	節数
1	364.4 {6.07}	1節
2	1385.7 {23.1}	2節

4.2 実船計測値と計算値の比較

定常振動解法を適用した数値シミュレーション計算を行い、実船のねじり振動計測値と比較した例を図5に示す。4次成分についてはピーク値を見ると計算値が計測値に比べやや高い値になっているが、ねじり振動応力が高くなる6次成分についてはほぼ一致する結果が得られている。他の次数についても同様な傾向が示されている。共振点は6次成分が61rpmで現れていることから、固有振動数計算値はほぼ正しい値が得られていることがわかる。なお本計算に適用した減衰比は0.06である。

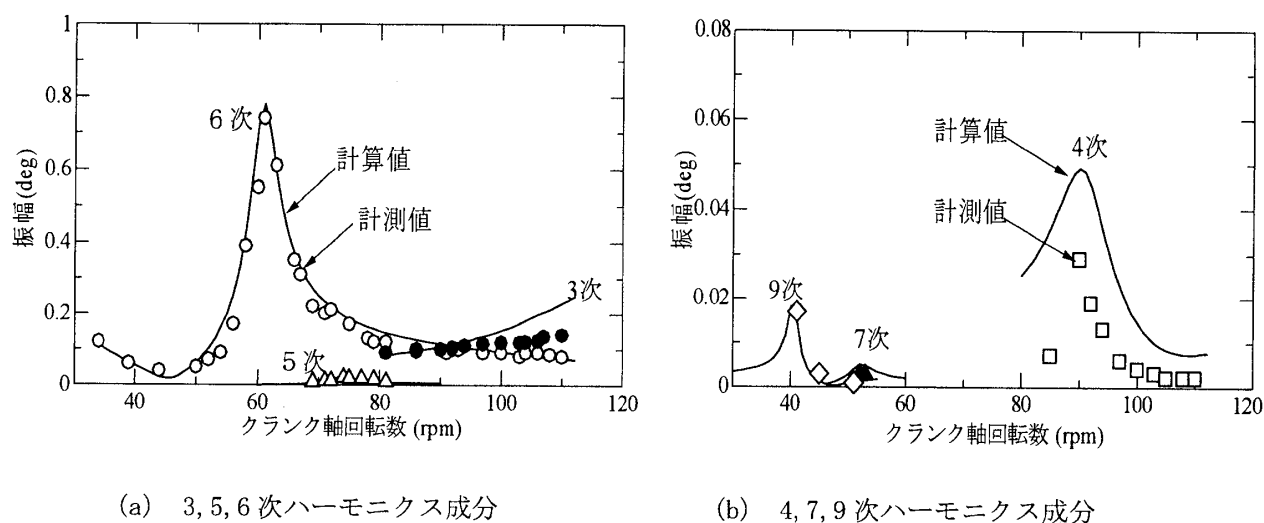


図5 計測値と計算値の比較

4.3 失火シリンダが1気筒の場合の応答

前述したように、定常振動解法によるシミュレーション計算がほぼ満足できる結果を与えることが確認できたため、本手法を失火時のねじり振動応答計算に対して適用を試みた。

失火シリンダをNo.1シリンダとし、特に大きな応答振幅が現れる主次数の6次成分の計算例を図6に示す。機関全体としての起振力が減少するため、失火時の応答振幅は全シリンダ着火時に比べると低下している。応答振幅と起振力の位相差は共振点で90度の位相差が求められている。図6に示した応答変位はクランク軸先端のねじり振幅を表しており、45rpm以下に現れている応答振幅は軸系全体の剛体ねじり変位であり、ねじり応力に対しては無視できるほどの小さな値になる。

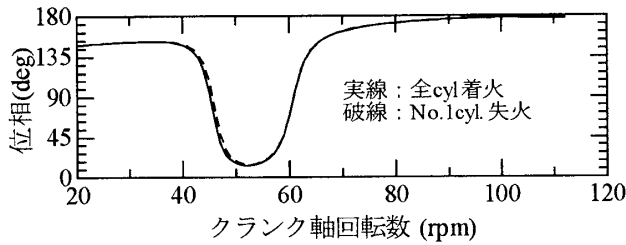
失火シリンダ数を1気筒として、失火シリンダ箇所を順次変更した場合のクランク軸先端の共振点振幅を図7に示す。本図は全シリンダが正常着火の場合の共振点振幅を1とし、失火時の振幅はこれに対する比で表している。減少の傾向は1次振動モードの大きさに順じてNo.1シリンダが失火の場合がいちばん大きく、No.6シリンダになるに従い減少傾向がやや緩和するが、平均的には1/6程度の振幅低下とみなせる。

図7にみたように1シリンダが失火すると主次数の応答変位は減少する。しかし失火のために他の次数、特に4次ならびに5次成分の振動応答振幅は増大する。

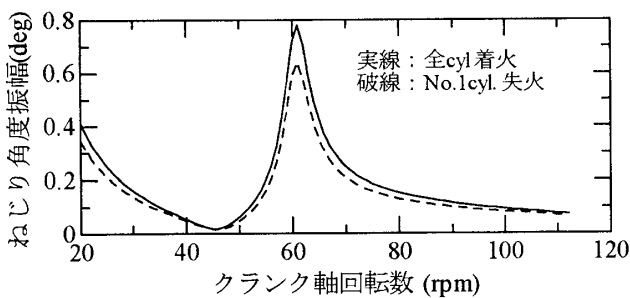
図8にハーモニクス次数4に対する位相と振幅の応答曲線を示す。また図9に全シリンダが正常着火の場合と、各シリンダが1シリンダずつ失火した場合のクランク軸先端の応答振幅の比較を示した。図9からわかるように、4次成分は正常着火時に比べると応答振幅は約8倍程度増大することがわかる。

5次成分についても同様な計算を行うと図10、図11に示すような結果を得る。5次成分の場合には、1シリンダ失火時のクランク軸先端の応答振幅は、正常時の応答振幅の約15倍から17倍程度の大きさに増大する。シリンダ数が5気筒になっているのと同じ状態になるのであるから、当然のことながら大きくなる。

ハーモニクス次数4の危険回転速度は6次に比較すると高く、本報で取上げた例ではMC0106rpmに対して91rpmとなり、連続使用回転数(MC0)近辺の回転数となるため、1シリンダ失火した場合には、90rpm付近における長時間運転は回避するのが無難であろう。必要ならば中間軸の径を予め大きくするなどの対策で回避することも考えられる。



(a) 位相線図



(b) ねじり角度振幅

図6 6次成分のねじり振動応答曲線

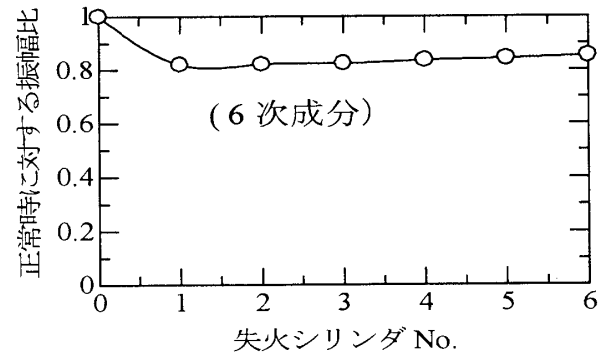
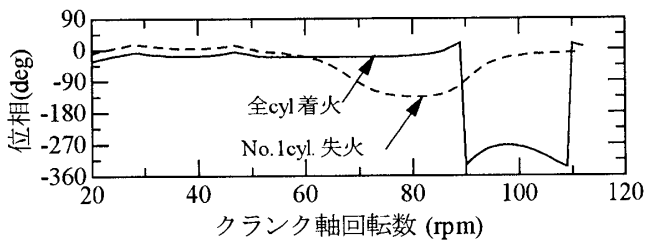
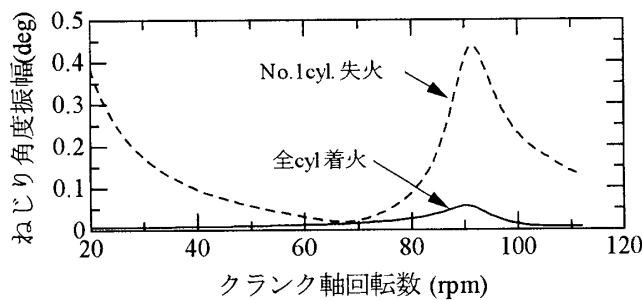


図7 失火シリンダによる応答振幅の比較



(a) 位相線図



(b) ねじり角度振幅

図8 4次成分のねじり振動応答曲線

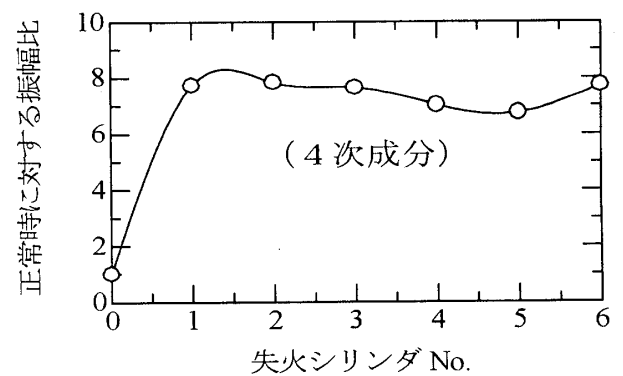


図9 失火シリンダによる応答振幅の比較

図12に示した応答曲線は、主要ハーモニクス次数の正常時ならびに1シリンダ失火時のねじり振動振幅応答曲線である。特に4次成分の応答振幅が予想以上に大きくなる傾向を示すことが注目される。

4.4 5翼プロペラ起振力との相乗効果

6シリンダ機関が1気筒失火した場合、ねじり振動起振力の4次、5次成分が大きくなる。したがって、4翼あるいは5翼プロペラを装備している場合には、プロペラの取付角に対応して機関起振力とプロペラ起振力

の相乗効果が現れることになる。本報で対象としたプロペラは表2に示したように5翼プロペラであるため、以下5翼プロペラを対象として取上げる。

プロペラ起振力は船の伴流分布が既知であるならば、準定常計算あるいは非定常計算により、トルク変動成分を求めることができるが、船の伴流分布が未知である場合には、このような計算法では起振力を得ることができない。この場合には過去の実績データなどから起振力を推定する必要があるが、簡易に推定する方法として、対象機関の計画平均トルクに対して、ある一定の割合を乗じて概略の起振力を求める方法がある。本報では Manen-Wereldsma⁽¹⁾, Per Ronnedal⁽²⁾らの報告例を参考に計画平均トルクの3%を5次成分の大きさとして採用することとした。

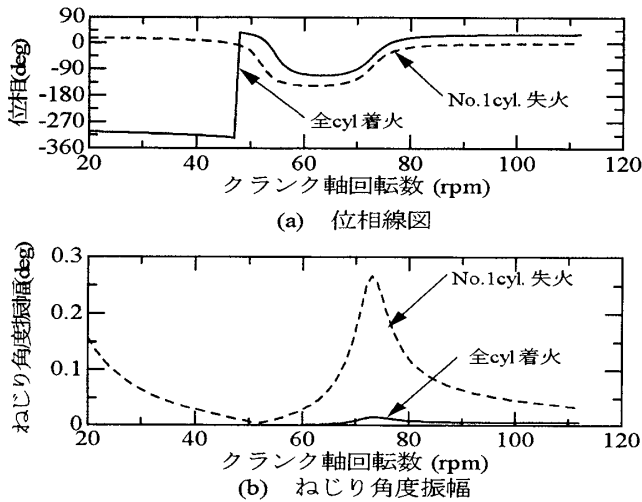


図10 5次成分のねじり振動応答曲線

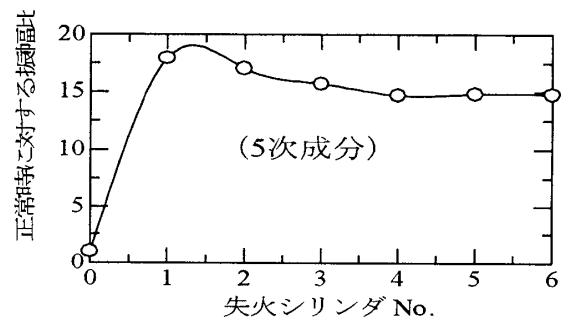


図11 失火シリンダによる応答振幅の比較

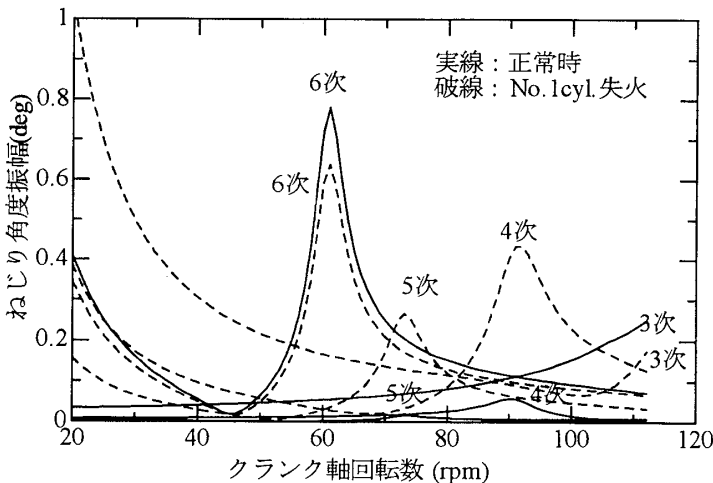


図12 主要ハーモニクス次数の正常時ならびに失火時のねじり振動振幅応答曲線(クランク軸先端)

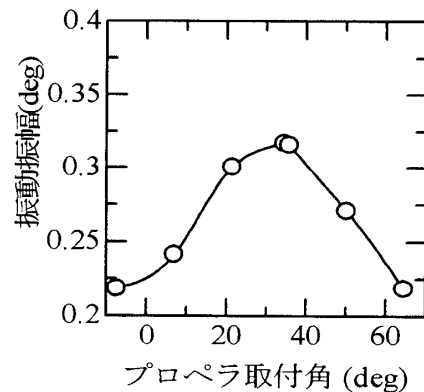


図13 5翼プロペラ組立角と振動振幅

5翼プロペラの取付角を機関No.1シリンダの上死点に対する角度で表し、このときのねじり振動振幅を求めた例を図13に示す。ただし、ねじり1次振動ではクランク軸船首端とプロペラ部の振動位相角は180度の位相差があるが、図13に示したプロペラ取付角はこれを省略して表している。位相角は最大、最小振幅を比較すると約0.1度の大きさになる。これを応答曲線の形で示すと図14になるが、両者の差は比較的大きな値になることが分る。

1気筒が失火状態にあり、これに対応してプロペラ起振力を考慮しない場合と、最小振幅になる取付角の場合の応答を図15に示す。いずれも失火のない正常時応答と比較すると大きな応答値になることが示されてい

る。

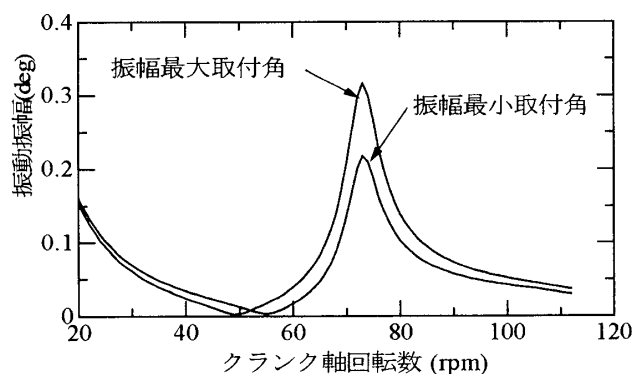


図 14 No. 1 シリンダ失火時におけるプロペラ取付角とねじり振動応答曲線(5次成分)

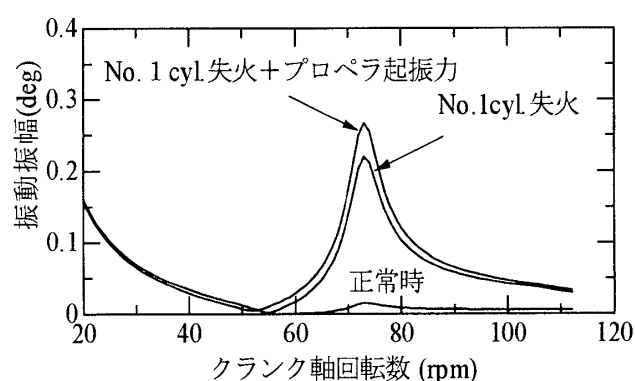


図 15 振幅最小取付角においてプロペラ起振力を考慮した場合のねじり振動応答曲線

4.5 ねじり振動応力

以上ではクランク軸先端の振動振幅の大きさについて着目してきたが、ここでは1節1次固有振動数の共振点で、最大応力が発生する中間軸の応力値の大きさについて検討する。

図 16 に正常時ならびに1気筒失火時の4, 5, 6次トルクハーモニクス起振力に対する応力を示す。ここではプロペラ起振力は無視している。また図 16 にはロイドの中間軸に対する許容応力曲線も同時に示した。このようにねじり振動応力レベルで比較すると、失火時のねじり振動応力が正常時に比べ予想以上に大きな数値になることが理解できる。

6次の応力レベルは1気筒分の起振力に相当する17%程度応力が低下するが、依然として高い応力レベルが継続されるため、長時間運転禁止回転数領域は正常時のまま継続される。5次の応力レベルは正常時に比較すると、高い応力レベルには達するが、許容応力に比較するとややゆとりがあるように思われる。

4次成分は正常時においてはほとんど問題にならない応力レベルであるが、1気筒失火状態になると応力が上昇し、許容応力レベルの大きさ、あるいはこれ以上の大きさに達する可能性がある。したがって、4次の共振点近傍で運転中に失火が発生するなどの異常事態に陥った場合には、4次共振回転数での長時間運転は極力回避するような対応が必要になる。

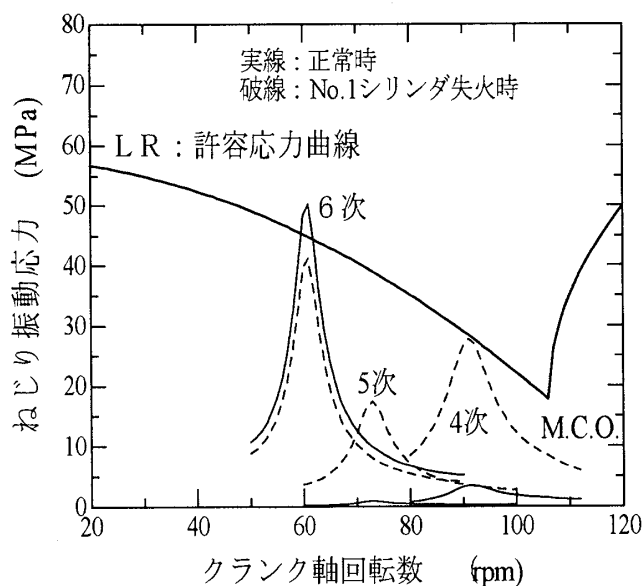


図 16 中間軸のねじり振動応力曲線

なお本報では4翼プロペラ装備の場合については言及していないが、6シリンダ機関4翼プロペラ装備の推進軸系の場合については、応力レベルの更なる増加が予想される。日本海事協会の要望事項を考慮し、軸径に余裕を持たせておくなどの配慮が必要になろう。

5. 結言

日本海事協会のねじり振動に関する要望事項として「シリンダ失火（圧縮が行われ燃焼が行われない状態をいう）のような不確定要因に対して、余裕を持たせておくこと」という一項目に対する具体的な検討を行うための参考例として、6シリンダ機関5翼プロペラ装備の船用推進軸系のねじり振動応答について検討を試みた。結果の概要を以下に示す。

- (1) 6次ハーモニクス成分は1気筒失火により1気筒分の起振力に相当する17%程度の応力が低下する。
- (2) 5次ハーモニクス成分の応答は正常時においては小さく無視できる程度の応答変位になるが、1気筒失火により15倍程度の応答変位の増大が生じる。さらに5翼プロペラ装備の場合には、機関起振力とプロペラ起振力の相乗効果が現れ、応答変位の大きさに影響する。
- (3) 4次ハーモニクス成分の応答も5次同様に失火により応答変位が大きくなる傾向を示す。特に応力レベルが許容応力レベル程度に達する程度の大きさになるおそれがあるため注意が必要である。

なお6シリンダ機関4翼プロペラ装備の場合についての検討も試みてはいるが、機関、プロペラ軸系全体としての設計的な整合性が取れていないため本報では取上げなかった。6シリンダ機関4翼プロペラの場合には、起振力の相乗効果により5翼プロペラ装備時に比べさらに応答変位が大きくなる可能性がある。

参考文献

- (1) 梶原, 船用推進軸系の捩じり振動, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.40, No.5(2005), 633-641.
- (2) Manen, J.D., Van and Wereldsma, R., Propeller excited vibratory forces in the shaft of a single screw tanker, ISP, 7-73(1960), 371.
- (3) Per Ronnedal, Propeller Phasing for Large Two-stroke Diesel Engines, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.40, No.5(2005), 642.

(平成20年3月31日受理)