



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	破損解析事例研究 : I, モートルブロックチェーンの破壊, およびII, 船用ディーゼル発電機ローター軸の破壊
Author(s)	野口, 徹; Noguchi, Toru; 白峰, 昇 他
Citation	北海道大學工学部研究報告, 146, 11-20
Issue Date	1989-05-31
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/42182
Type	departmental bulletin paper
File Information	146_11-20.pdf



破 損 解 析 事 例 研 究
(I , モーターブロックチェーンの破壊, および II , 船用ディーゼル
発電機ローター軸の破壊)

野 口 徹 白 峰 昇
(昭和 63 年 12 月 20 日受理)

Failure Analysis Case Studies

I : Fracture of Motor Block Chain ; and II : Fracture
of Rotor Shaft in Marine Diesel Generator

Toru NOGUCHI and Noboru SHIRAMINE
(Received December 20, 1988)

Abstract

Failure analysis was performed on two fracture occurrences. In case I , a motor block chain used for hanging a 370 kgf steel door fractured by low cycle fatigue after five and a half years of service. Overwinding resulted in about 3000 kgf loads on the chain, much higher than the block capacity of 500 kgf. The overload was repeated several hundred times over the service period. A limit switch to eliminate overwinding did not work because the switch lever fractured at an early stage, possibly by accidentally being exposed to the full door weight.

In case II, a forged rotor shaft in a marine diesel generator fractured by high cycle torsional fatigue. Inspection showed cracks in seven other generator shafts of the same specification in service. The excess stress was shown to be caused by torsional resonance of the shaft system. A small fillet radius increased the stress, and a corrosive environment accelerated the crack propagation at the same time as it lowered the fatigue strength.

1. 結 言

破損解析は、破面を始めとする部材の破損状態、製作および使用履歴に関する情報、ならびに破損時の使用状態から解析される力学条件の照合によって部材の破損、破壊の原因を推定する手法である¹⁾。最も基本になるのは、破損状況および破面のマクロおよびミクロ的特徴による破壊形式の特定と、実験または材料の基本特性から推定される、その破壊形式に対する材料の強度、および破損時の力学条件から算定される破損部の作用応力の一一致²⁾である。破損箇所が多数ある場合は、各破損部分について上記の破壊形式、強度、作用応力の照合を行うことにより、第一破損³⁾

を特定する。他の破損は2次被害として、破損全体のシナリオ³⁴⁾の中で矛盾なく説明されることが必要である。

本報では最近著者らが取扱った2件の破損事例について、破損解析法を適用して破損原因を導いた過程について報告する。

2. 事例 I, モートルブロックチェーンの破壊

2. 1 破損の概要

工場建屋の上下開閉式扉の昇降に用いていたモートルブロックのチェーンが破断し、落下した扉により1名が死亡した。ブロックは新品で購入し、5年5ヶ月使用の後事故に至った。モートルブロックおよびチェーンの仕様は次のとおりである。

容量 500 kgf, モータの出力 0.75 kw, 巻上げ速度 8.3 m/min

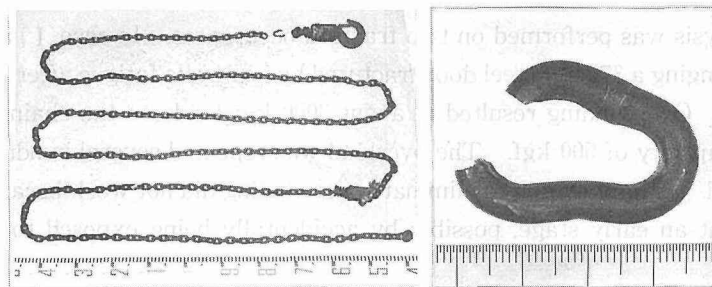
チェーンの規格 JIS B8812 (1963) 荷鎖H種H 6.3, 呼び線径 6.3 mm,

ピッチ 19.1 mm, 短外径 22 mm, 保証荷重 2500 kgf, 破断荷重 5000 kgf

扉は重量371 kgf, 高さ約4 mで、モートルブロックは高さ約8 mの位置に設置された。

2. 2 破損箇所および破損状態

(1) チェーンリンクの破断 チェーンはフック端から5番目のリンクで破断した。破断の様相を図2-1 (1), (2)に示した。そのほか次の各部分に破損が見られた。



(1) チェーン全体

(2) 破断したリンク

図2-1 チェーンの破損状況

(2) リミットレバーの破壊 モータには過巻き防止のリミットスイッチが設けられている。そのレバー(リミットレバー)が回転軸部分で破壊脱落している(図2-2 (1))。レバーのフック側はリングを残して紛失した。



(1) リミットレバー

(2) リミットバネ

(3) ハンガーピン

図2-2 各部の破損状況

(3) リミットバネの破損 フックとリミットレバーの間の緩衝用バネ（リミットバネ）が圧縮降伏しほとんど密着状態である（図2-2（2））。バネは当初13巻であったが、モートルブロック設置の8ヶ月後、扉の開閉高さの関係から、約7巻を残してガス切断された。リミットレバー他端のリミットバネも曲げ降伏し、チェーンに噛み込んでいる。

(4) ハンガーピンの曲げ変形 チェーンとフックを結合するハンガーピンは、過荷重により変形し、ピンゲージで検出し得る構造になっている。図2-2（3）に示すように、ピンは上方に曲がり、また著しい圧痕がある。

2. 3 リンクの破断状態

リンクは頂部で破断、開口しているが、破断箇所近傍に曲がり、くびれはない。破面を図2-3に示した。上側部分は素線軸とほぼ垂直で、鈍い金属色を呈し、や、繊維状で、上に凸の縞模様がある。外周部の約0.5mmまでは多数の放射状の線（ラジアルマーク）がある。図2-4はこの

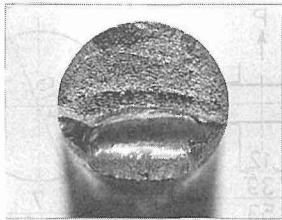
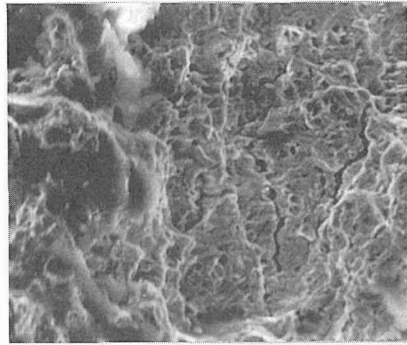


図2-3 リンクの破面



20 μm

図2-4 SEM破面

近傍のSEM破面である。細かいディンプルであり、写真縦方向に数本のリッジ（稜線、しま模様）およびき裂が観察される。これらは高応力、低サイクル疲労の特徴である。破面の様相から、作用した応力は材料の降伏点以上、繰返し回数は数100回～1000回である。下側部分は素線軸と斜めで金属光沢を呈し、剪断による最終破断部である。

2. 4 リンクの金属組織と硬さ

リンクの材料は低マンガン鋼である。金属組織を図2-5に示した。組織は焼入れ焼戻しによるソルバイト組織で、チェーンリンクとして正常な組織である。問題となるような欠陥、異常はない。マイクロヴィッカーズ（HMV、荷重500gf）硬さ試験により次の値を得た。



20 μm

図2-5 チェーンリンクの金属組織

中心部：HMV 496 表面部：HMV 604

これらから静的強度として次の値が推定⁵⁾される。

中心部 降伏点 150 kgf/mm² 引張強さ 170 kgf/mm²

表面部 降伏点 190 kgf/mm² 引張強さ 205 kgf/mm²

2. 5 リンクの強度の算定

リンクの頂部を曲りはりに近似すると、最大応力⁶⁾は

$$\sigma = \frac{P}{A} \cdot \frac{1}{\pi(1+\kappa)} \cdot \left(1 + \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{e}{\rho_0 + e}\right), \quad \kappa = 2 \left(\frac{\rho_0}{e}\right)^2 \cdot \left\{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2}{\rho_0}\right)^2}\right\} - 1$$

ここで e = 素線半径 3.15 mm, ρ_0 = リンク中心軸曲率半径 7.1 mm, A = 素線の断面積 31.2 mm², κ は曲りはりの断面係数, P は作用荷重である。 σ として表面部の降伏点 190 kgf/mm² をとれば, リンクの降伏荷重 P_y は 2970 kgf となる。すなわちチェーンに約 3000 kgf の荷重が作用すれば頂部の応力は降伏点を越える。

2. 6 チェーンの引張試験

破損したチェーンおよび同一仕様の新品のチェーンの引張試験により次の結果を得た。

	降伏 (弾性限度) 荷重	破断荷重
破損品	約 3300 kgf	5390 kgf
新品	約 3000 kgf	5730 kgf

破損品の方が降伏荷重が高く破断荷重が低い, 降伏荷重はいずれも規格の保障荷重を, また破断荷重は規格の破断荷重を越えている。実測降伏荷重は計算値とおおむね一致する。

2. 7 ハンガーピンの強度による荷重の推定

ハンガーピンの変形強度からチェーンに作用した荷重を推定することができる。ピンの概略を図 2-6 に示した。これはスパン 12 mm のはりに近似できる。断面係数 Z は 90.3 mm³ である。

ピンのロックウェル硬さ試験を行い, HRC 16.6 を得た。これより, 引張強さ 75 kgf/mm², 降伏点 55 kgf/mm² が推定される。はりの最大応力が降伏点を越える荷重は 1650 (単純支持) ~ 3310 (固定支持) kgf と算定される。明瞭な曲りが生ずる荷重⁷⁾(崩壊荷重)はこの約 1.5 倍であるから, ピンへの作用荷重は 2480 ~ 4970 kgf となる。チェーンの降伏荷重約 3000 kgf はこの範囲にある。ピンの剪断強度からも, 約 3000 kgf の荷重が算定される。

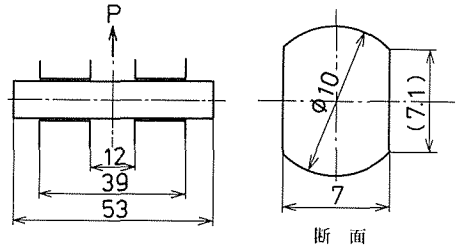


図 2-6 ハンガーピンの概略

2. 8 リミットレバーの破壊原因

破面の様相, リンクの強度計算および引張試験, ならびにピンの変形のいずれから, モートルブロックには容量 500 kgf をはるかに越える約 3000 kgf 以上の荷重が作用したことが明らかになった。その原因はリミットレバーの破壊, 脱落に求められる。すなわち, リミットスイッチが作動しない状態で扉の開閉を行なうならば, 容易に過巻き状態になりチェーンに過荷重が加わる。密着状態のフック側バネ, ブロック本体およびリング (図 2-7) に残された圧痕によってもこれが裏付けられた。

リミットレバーは通常, 荷重が作用しない構造である。しかし破壊状況から, レバーは下向きの過荷重によって破壊したことが明らかである。レバーの概略は図 2-7のごとくである。またレバーのロックウェル硬さは HRB 64 であり, 引張強さ約 40 kgf/mm² 以下の軟鋼製と判

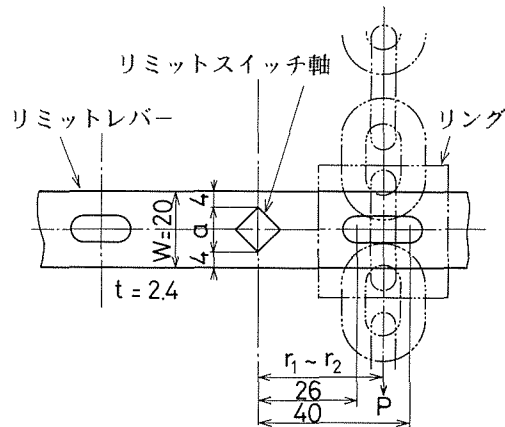


図 2-7 リミットレバーの概略

定された。これらから、破壊荷重 P は荷重の作用位置 $r_1 \sim r_2$ に対して、

$$P = \sigma_B \times \frac{(w-a)}{2} \times 2t \times \frac{(w+a)}{2} \times (r_1 \sim r_2) = 307 \sim 473 \text{ kgf}$$

と算定される。扉の重量 371 kgf はちょうどこの範囲にある。

したがって、リミットレバーの破断は、何らかの原因で扉の自重が直接作用したことによる疑いが大きい。可能性としては、ガス切断したバネの端部がチェーンあるいはリングに噛込んだ状態で扉を下げたことが考えられる。レバーの他端側のリミットバネの破損、噛込みの時に生じたとして説明できる。

リミットレバーの破壊原因として、バネの切断による緩衝効果の低下も考えられるが、この場合破壊形式は低サイクル疲労で、荷重方向は上向になる。また事前のリミットスイッチの不具合による過巻きの場合も破壊方向は上向になる。実際の破壊は下向の荷重による延性破壊である。扉の重心とブロックの設置位置のずれ、扉のガイドレールの不良なども考えられたが、調査によりこれらには問題がないことが明らかになった。

2. 9 チェーンリンクの破壊経過

扉の開閉頻度は1月5～6回であった。証言によれば、バネ切断の際、ハンガーピンは異常なく抜けているので、それ以前に過荷重はなかったと考えられる。リミットレバーの破壊・脱落がバネ切断後であるとすれば、それ以後の約4年9ヶ月での開閉回数は約300回である。これは破面から判定される荷重の繰返し数、数100回～1000回の範囲内にある。証言によれば使用者は扉が上がりきったのを見計らってスイッチを切る。しかしスイッチを切ってからモータが停止するまでフックは4～8 cm 移動する。この様な状態で高さ8 mの位置のモートルブロックの過巻きを避けることは困難である。モートルブロックのフレームの著しい擦過痕、圧痕からも頻繁に過巻き状態になったことが裏付けられた。過巻きにより過荷重が作用するのはフックからスプロケットまでの5～6個のリンクのみである。このうちスプロケットからの荷重を最も直接的に受ける5連目のリンクに疲労破損が生じたものである。

2. 10 チェーンの破壊原因についての結論

以上の結果からモートルブロックチェーンの破壊原因として次のような結論を得た。

本件チェーンの破壊は、ブロックの容量 500 kgf を大きく越える約 3000 kgf 以上の荷重が繰返し作用したことによる低サイクル疲労破壊である。このような過荷重が作用した原因は、リミットレバーが破壊し、リミットスイッチが作動しない状態で使用されたために、過巻きになったことにある。過巻きによる過荷重は数 100 回にわたって繰返された。

リミットレバーの破壊はレバーに扉の重量が直接作用したことによって生じたものと推定された。これは切断されたバネの端部がチェーンとレバーあるいはリングの間に噛込んだ状態で扉の下げ動作が行われたことによる可能性が大きい。

破断したチェーンは規格の強度を有しており、材質上の欠陥・異常は認められなかった。

チェーンリンクには僅かに腐蝕が見られたが、これは5年間の使用による正常な腐蝕で、強度におよぼした影響は無視できる。

3. 事例 II, 船用ディーゼル発電機ローター軸の破壊

3. 1 破損の概要

船用ディーゼル機関駆動発電機(100 KVA, 225 V, ディーゼル機関の定格出力 130 PS, 1200 rpm)のローター軸が、運転中に破断した。軸は SF 50 製で、全長約 1300 mm, 最大直径 130 mm,

破断部の直径は75 mmである。破断したローター軸は同船に設置されている2台の発電機のうち1台（2号機）のものであるが、同一仕様のもう1台（1号機）の同部分にもき裂が発見された。

破損品は12年6ヶ月間使用され、累計運転時間は21680時間である。破断時は1200 rpmの定格回転、約1/3負荷にて運転中であった。また調査の結果、他の4隻の同型船に搭載された同仕様の発電機8台すべてで同部分のき裂が発見された。

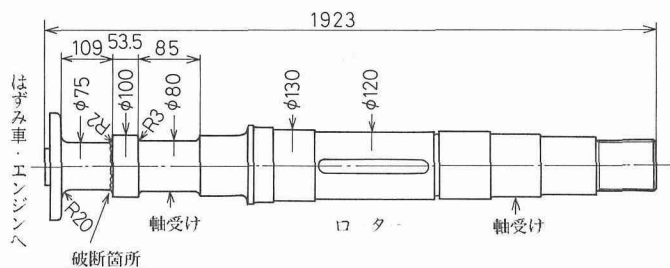
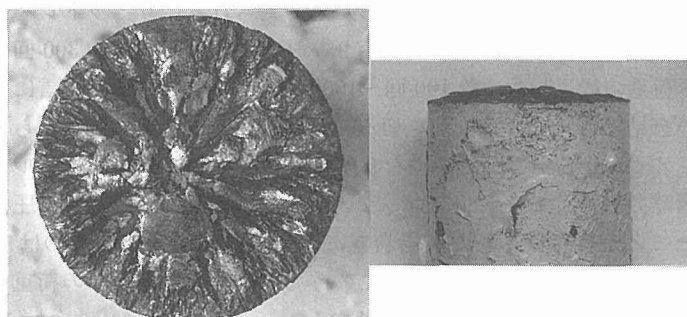


図3-1 ローター軸の概略と破断部



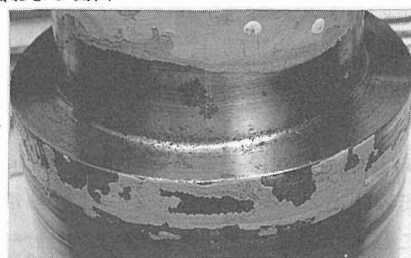
(1) 破面

(2) 側面

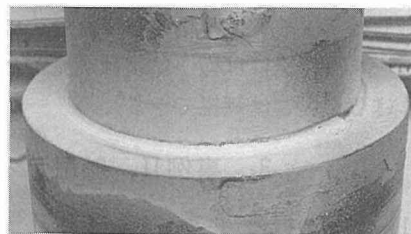
図3-2 ローター軸の破面および側面

ローター軸の概略を図3-1に示した。破断部は直径75 mmで、直径100 mmの部分との間の段付き部である。角半径は2 mmである。図3-2に破面の様相を示した。破面には放射状の様相があり、典型的な、ねじり疲労⁸⁾による星状破面である。疲労き裂の進展はほとんど軸の中心に及んでおり、繰返し数は約 10^6 と推定される。破面は酸化色を呈し、表面から約15 mmは赤錆色である。また図3-2(2)では、塗装の下に錆が生じている。

破断していない1号機ローター軸の同部分を図3-3に示した。染色探傷のためにサンドペーパーで研摩し金属色を呈しているが、実際には探傷が困難なほど錆びていた。図3-3(1)ではR部に沿って多数の孔食が見られた。染色探傷では全周



(1) 孔食



(2) 染色探傷によるき裂

図3-3 1号機ローター軸の段付部に生じた孔食とき裂

にわたるき裂が認められた (図3-3 (2))。

3. 3 破損部の金属組織およびき裂の様相

1号機と2号機は同時に設置され、使用状態、使用頻度はほぼ同じであった。したがって2号機ローター軸の破断は1号機の軸のき裂発生と同じ原因によると考えられる。そこで1号機軸のき裂部分を切断し、金属組織およびき裂の様相を観察した。

金属組織を図3-4に示した。組織はフェライトとパーライトからなり、いくらか鍛造による組織の流れがある。SF50の組織としておおむね正常である。き裂発生部付近に、脱炭、鍛造きずなど特に問題となるような欠陥、異常はない。

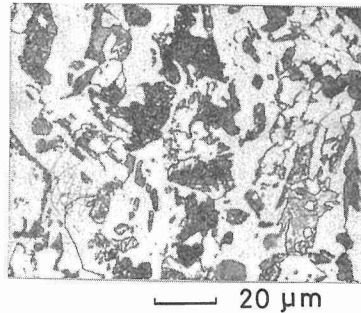


図3-4 ローター軸の金属組織

図3-5 (1)～(3)はき裂の状態である。R部と平行部の境界部分から、軸と垂直の面より

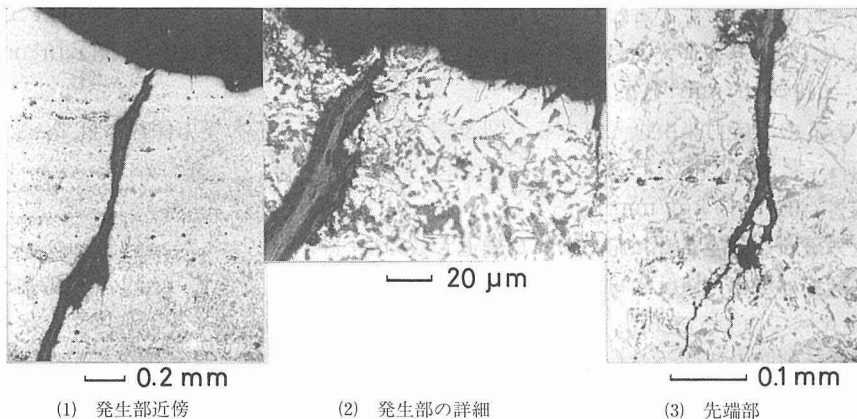


図3-5 き裂の様相

やや内側に傾いた面で進展している。これはき裂の発生および伝播に寄与した応力が主としてねじりであり、いくらか曲げの影響があったことを示す。

図3-5のき裂深さは約6.5 mmである。低倍率でき裂は滑らかであり、伝播は粒内型である。き裂は0.05～0.1 mm開口しており、内部に腐蝕生成物の存在がうかがえる。き裂は孔食の近傍から生じており、また主き裂の他小さなき裂および分岐がある。き裂先端部にも多くの分岐が見られた (図3-5 (3))。これらは腐蝕の影響を示唆するものである。

3. 4 素材の化学成分

ローター素材の化学成分を表3-1に示した。JIS (G 3201)ではSF50に対し、硫黄と磷についてS<0.035%, P<0.040%を規定しているが、分析値はこれを満している。また各元素ともSF50として妥当な値である。

表3-1 化学分析の結果 (%)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Cu	Mo	Al
0.28	0.19	0.88	0.014	0.009	0.03	0.02	0.03	0.01	0.015

3. 5 硬さ試験

破損部近傍の硬さをブリネル (*HB*) およびロックウエル B (*HRB*) にて測定した。その結果数点の平均として、*HB* 139, *HRB* 76.5 (表面部) および *HRB* 75.8 (内部) が得られた。*HB* と *HRB* はよく対応しており、また SF 50 焼ならし材として正常な値である。表面部と内部とで大きな違いはない。硬さから推定される引張強さは⁹⁾ 約 51 kgf/mm² である。

3. 6 引張試験および疲労強さの推定

ローター軸より試験片を採取し、引張試験を行った。2本の平均として降伏点 25.2 kgf/mm², 引張強さ 52.3 kgf/mm², 伸び 36.0% が得られた。これらは SF 50 の規格 (JIS (G3201), 降伏点 > 25 kgf/mm², 引張強さ 50~60 kgf/mm², 伸び > 25%) を満している。また引張強さは硬さからの推定値とほぼ一致する。

実験データ⁹⁾ によれば、炭素量 0.28%, 引張強さ 52 kgf/mm² の炭素鋼の両振りねじり疲労限度 τ_a はおよそ 11~15 kgf/mm² である。この値は直径 10 mm の小形試験片の場合であり、直径 75 mm のローター軸では約 80~90%¹⁰⁾ の 9~13 kgf/mm² と推定される。

3. 7 作用応力の算定

発電機の運転によって生ずるねじり応力は以下のように算定される。定格出力 130 PS, 回転数 1200 rpm より、ねじりトルク *T* は 77.6 kgf-m である。軸の極断面係数 $Z_p = 8.28 \times 10^4 \text{ mm}^2$ より、剪断応力 $\tau = 0.94 \text{ kgf/mm}^2$ となる。

段付部であるので応力集中を考慮する。図 3-1 より、ねじり応力集中係数¹¹⁾ は $\alpha_t = 2.05$ である。したがって最大剪断応力は

$$\tau_m = 0.94 \times 2.05 = 1.9 \text{ kgf/mm}^2 \text{ である。}$$

3. 8 疲労破壊を発生させた応力および繰返し数の検討

前節で算定された応力値は素材の組織および硬さから推定される両振りねじり疲労強さ 9~13 kgf/mm² と比べて約 1/5 であり、動的効果による応力上昇を考慮してもなお疲労の発生には不十分である。また破面の特徴から、応力の繰返し数は約 10^6 であるが、12 年間の使用による起動一停止回数は 10^3 のオーダーである。継手の偏心などにより回転曲げの状態になった場合は約 15 時間で 10^6 を越える繰返し応力が生ずるが、破面の特徴はねじり疲労であって、曲げは主要因ではない。

破損部に疲労被害を生じさせたねじりの要因として、軸系のねじり共振が考えられる。図 3-6 はディーゼル機関製作者が行なったねじり振動試験の結果である。950 rpm 近傍に共振点 (1 節 - 6 次) があり、最大付加応力として約 4.5 kgf/mm² が観測されている。剪断応力もまたこの値に等しい。前節での応力集中を考慮すれば最大剪断応力は約 9.3 kgf/mm² に達する。この値は通常の運転によって生ずる応力の約 4 倍であり、3. 6 で推定したねじり疲労限度の最低値、約 9 kgf/mm² を越える。一般に、疲労に対する応力集中の効果は応力集中係数よりも小さいけれども、上記の作用応力値と軸の疲労強度のおよその一致は、本件破損の主要因がねじり振動の共振と段付

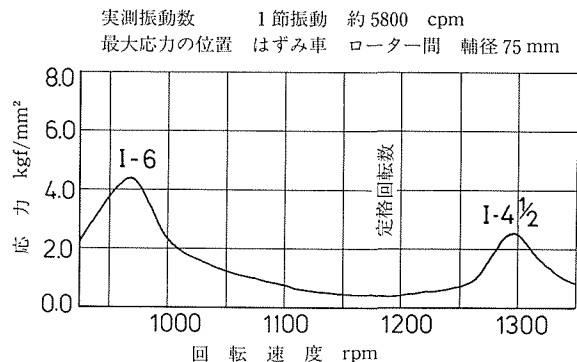


図 3-6 ローター軸の振動試験結果

上記の作用応力値と軸の疲労強度のおよその一致は、本件破損の主要因がねじり振動の共振と段付

部の応力集中であることを示すものである。

記録によれば、破損前6ヶ月間の発電機の起動回数は約50回であった。12年6ヶ月では約1250回である。調査によれば、起動時、および停止時の共振域通過時間は約3秒である。回転数を約950 rpmとして、ねじり応力の繰返し数は

$$N=950/60 \times 6 \times 3 \times 1250 \times 2 = 7.1 \times 10^5$$

となる。これは破面から推定した繰返し数、 10^6 の70%である。

3. 9 腐蝕の影響

破断した軸の破面の酸化色、R部の孔食、および塗装下の錆から、破損部分が腐蝕環境下にあったことが明らかである。き裂の様相にも腐蝕の影響が認められた。腐蝕環境下ではき裂の進展速度が速まり、また疲労限度が低下する¹²⁾。したがって、ねじり振動の共振による応力と、R部の応力集中に加えて、船舶内の腐蝕環境が作用するならば、12年間の運転による共振応力の約 7×10^5 回の繰返しによって当該部分に疲労き裂が発生し、伝播する可能性が十分にある。破断した2号機だけでなく、1号機および他船の軸にもき裂が発見されたことは、これらの破損が素材や加工による偶発的欠陥、または据付けの不具合、使用上の問題など、個別的な原因によるものではなく、軸の強度設計、材料選択および共通の使用条件など、根本的な要因によるものであることを示している。

3. 10 ローター軸の破壊原因についての結論

以上の結果から、発電機ローター軸の破断原因について次のように結論することができる。

ローター軸の破断は繰返しねじりによる疲労破壊である。破面から推定される応力値は材料の疲労限度近傍、繰返し数は約 10^6 である。

疲労き裂を発生させた応力は、軸系のねじり振動の共振による両振剪断応力である。これと軸段付き部の小さな角半径による応力集中のため、繰返し最大剪断応力の値が材料のねじり疲労強さ 9 kgf/mm^2 を越えた。

断面および未破断ローター軸のき裂の様相から、疲労き裂の発生および伝播には腐蝕の影響が示唆された。

ローター軸の化学成分、機械的性質はSF50の規格を満足する。素材の金属組織および加工法について、破壊の直接原因となるような欠陥、異常は認められなかった。

4. 結 言

2件の破損事例について、破損解析法を適用した原因調査の過程を述べた。これらはいずれも破損箇所が少なく、第一破損の特定が容易な事例である。ただ、事例Iではチェーンリンクの破断に着目して破損原因を考察したが、結果的にはリミットレバーの破壊が第一破損であり、リンクの疲労はむしろ2次被害である。使用者に過巻きによる過荷重についての知識が無く、さらにピンゲージによる過荷重検査法も知らなかったため、2次被害を防止できず、事故となった。

事例IIでは、事故の原因は専らローター軸の設計製作側にある。対策として、破損部軸径の増加、角半径Rの増加、材料の強度レベルの向上、の措置がとられた。

本報の資料の一部は、北海道警察本部科学捜査研究所齋藤克博氏および第一管区海上保安本部新保喜治氏の御好意によることを記し、謝意を表する。

参考文献

- 1) 日本機械学会 機械・構造物の破損事例と解析技術 (1984)
- 2) 野口 徹 金属 53, 6～9 (1983)
- 3) 長岡金吾 機械部材の破損解析 工学図書 (1979) p10
- 4) ASM Metals Handbook 9th Ed. Vol 11, Cleveland OH (1984) p 15.
- 5) 3) に同じ p 140
- 6) 鶴戸口英善他 材料力学 (上巻) 裳華堂 (1967) p 309
- 7) W. ジョンソン (吉田堅吉他訳) 塑性加工学 1 培風館 (1966) p 96
- 8) 3) に同じ p 74
- 9) 日本機械学会 疲労強度の設計資料 I (1982) p 22
- 10) 同上 p 160
- 11) 西田正孝 応力集中 朝倉書店 (1967) p 647
- 12) 西島 敏 金属の疲れ 丸善 (1973) p 396