機関構造の強度評価に関する取り組み

技術研究所　佐々木千一

１. はじめに

舶用主機関の高出力化に伴い、機関主軸受に加わる圧力や機関架構・台板に作用する応力はこれまで以上に過酷な状態となっている。一方、機関出力が上昇した割にはクランク軸のウェブはむしろスリムな形状となり、架構・台板についても特に剛性が増したとは考えにくい。船体構造に関しても同様であり、高張力鋼の使用により従来と比較すれば明らかに船体構造は剛性低下の傾向にある。プロペラ軸や中間軸のような軸類に関しては、規則によって最小径が定められるため、機関出力が上昇すれば剛性は増加する。従って、軸系と比較すれば、機関構造や船体構造は相対的に剛性低下の傾向にあると考えられ、特に大型船においては船体変形が機関の強度に及ぼす影響を無視できなくなっている。

以上の状況を鑑み、ＮＫ技術研究所では平成 13 年より機関構造の強度一般に関する研究に着手し、有限要素法（FEM）を用いた構造解析により次に示す機関各部の強度を評価することとした。

- クランク軸（現行規則の見直しを含む）
- 機関主軸受
- 機関台板
- 機関架構

今回は、船体変形の影響を受けると考えられる機関主軸受及び台板（サドル）の強度について、研究の概略を紹介する。

２. 機関主軸受の強度

２.１ 軸系アライメントが変化する要因

機関主軸受の損傷は、それ自身の損傷にとどまらず、被害が拡大して機関全体の重大損傷に至る危険性をはらんでいる。すなわち、軸受メタルの損傷は、掻き傷、剥離等の損傷にとどまらず、高温となってメタルが溶融した場合にはクランク軸の亀裂損傷をも引き起こし、最悪の場合にはオイルミスト濃度が爆発危険範囲内に入ってクランクケースの爆発事故に至ることがある。その意味で主軸受の荷重分担や片当たり防止に関する設計は極めて重要である。最近の主軸受損傷に関する報告によれば、軸が軸受から浮いた状態であったことを実船で確認した事例[1)]もあるので、これまで以上にアライメントの変化を考慮した設計がなされるべきであろう。

軸系アライメントは次のような要因で変化する。

① 喫水変化による機関室二重底の変形
② 機関室二重底 L.O.サンプタンクの熱変形
③ 温態時・冷態時の違いによる機関自身の熱変形

上記のうち最も影響が大きいと考えられるのは①の喫水変化による機関室二重底の変形である。一般に、船の荷重状態が軽荷から満載に変化するとき、喫水差により機関室二重底は上に凸（Hogging）の状態に変化すると言われているが、主機関直下の二重底には剛性が高いエンジンガーダが配置されているため当該部での変形は小さい。従って、荷重状態が軽荷から満載に変化したとき、二重底の変位すなわち軸受変位は**図１**のように変化する。ここで問題となるのは船尾側（あるいは船尾側から２番目）の主軸受における反力である。例えば中間軸受の位置がフライホイ

ールに極端に近い場合等、軸系アライメントが適正でないときには、船尾側の主軸受において軸受反力がゼロ（あるいはマイナス）となってクランク軸が主軸受から浮き上がる可能性がある。クランク軸が浮いた状態で動荷重が作用すると、主軸受は軸によって叩かれるため損傷が発生すると考えられている[2)]。

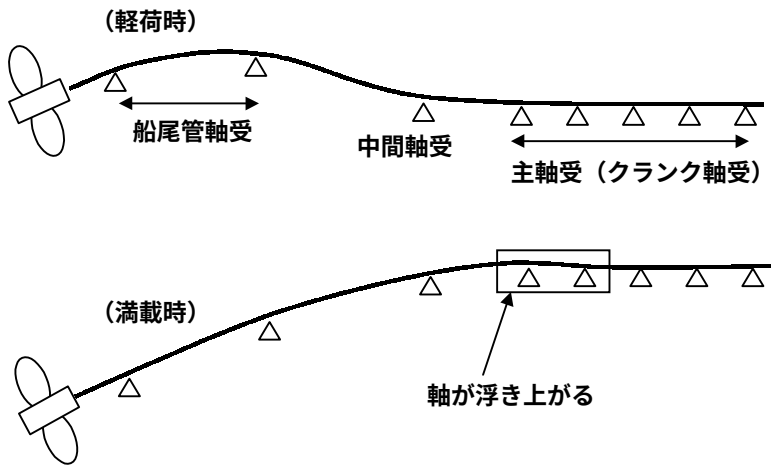


図１　喫水変化に伴う軸系アライメントの変化

図２は、２ストローククロスヘッド主機関における（機関の船尾側から３番目までの）主軸受損傷の発生状況を表したものである。船体・機関の構造と主軸受損傷との関係がわかるように、横軸に機関の製造年をとって損傷件数の推移を示した。この図によれば、1985 年以降製造の機関では損傷が減少しているようにも見えるが、これは今後の損傷発生状況によるので現時点では何とも言えない。明らかなことは 1980 年以前と比較すると主軸受の損傷が全般的に増加しているという事実である。

この図で示した損傷の全てが必ずしもアライメントに関係しているとは言えない。しかし、主軸受損傷が増加しはじめた 1980 年頃は、船体に高張力鋼を採用しはじめた頃と時期的にほぼ一致するので、船体構造の剛性低下が軸系のアライメント変化を大きくし、主軸受損傷が発生し易い状況を作り出した可能性はある。

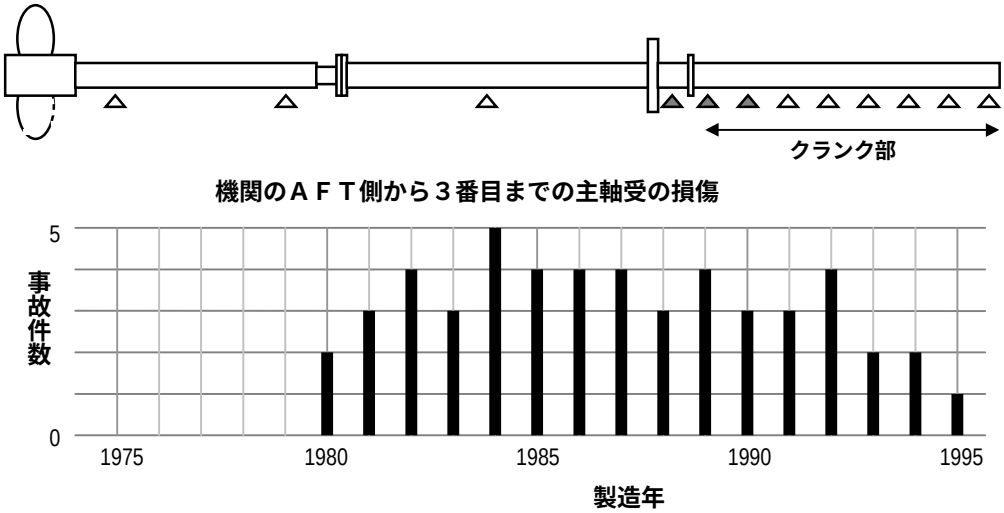


図２　機関主軸受損傷の推移（２ストローククロスヘッド機関）

喫水以外でもアライメント変化は起こる。冷態時から温態時に変化したとき、L.O.サンプタンクや機関自身の熱変形により、主軸受支持部は全体的に上にシフトするだけでなく上に凸の状態にたわみを生じる。従って、軸系アライメントの計算においては、本来ならば喫水変化に加えこれらの熱変形の影響(温度影響)も考慮すべきところであるが、現状では軽荷時（機関据え付け時）のみを対象として計算している場合がほとんどであり、温度影響に関しても主軸受の全体的なシフトを考慮している程度である。

現状のアライメント計算で上記の条件を詳細に検討していないのは、これまでは船尾管軸受における片当たりの緩和を主たる目的として設計がなされていたからである。本会の規則においても、船尾管軸受の長さを規定値よりも短くしようとする場合に軸系アライメント計算書の提出を義務づけており、アライメント計算に関して主軸受に注意が払われることはほとんどなかった。実際、船尾管軸受における片当たりを緩和するには、当該軸受のスロープボーリングや中間軸受との位置関係が重要であり、機関主軸受の位置・高さが少々変化しても船尾管軸受の圧力分布はほとんど変化しない。従って、船尾管軸受の強度を対象とするならば従来どおりのアライメント計算で差し支えないが、機関主軸受をも検討の対象とするならば喫水変化や温度影響を考慮した計算が必要となる。

２.２ 主軸受の強度に関する研究計画

機関主軸受における軸の片当たりや浮き上がりを検討するための全体的な研究計画を**図３**に示す。研究を実施する上で最も重要かつ多大な工数を要する作業は船体変形及び機関変形の予測である。喫水変化に伴う船体変形に関して、昔は(社)日本造船研究協会第 143 研究部会を中心に機関室二重底変形の実測[3)] が行われていたが、高張力鋼が一般に使用される現在の船で実測された例はほとんどない。構造解析に関しては、今では全船モデルを用いた船体構造解析も珍しくはないが、それでも機関室を詳細にモデル化して解析した例は少ない。これは、船全体から見れば機関室は剛体に近く、そのため機関室をかなりラフにモデル化しても船全体の挙動を把握できるからである。

ＮＫ技術研究所では、現在、**図４**のような詳細モデルを用いて機関室の構造解析を行っている。機関室船首側隔壁より船尾側をモデル化し、各荷重条件に対応する水圧を与えて二重底変位の変化（軽荷時をベースとする二重底のたわみ）を解析している。解析モデルの妥当性を実測値を用いて検証し、最終的にはモデルの簡略化を行い「実用的なシミュレーションのためにはどの程度のモデル化が必要か」という点についても検討する予定である。

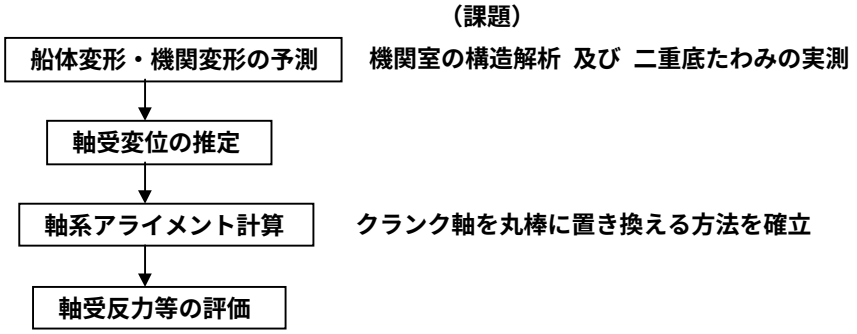


図３　主軸受の強度に関する研究計画

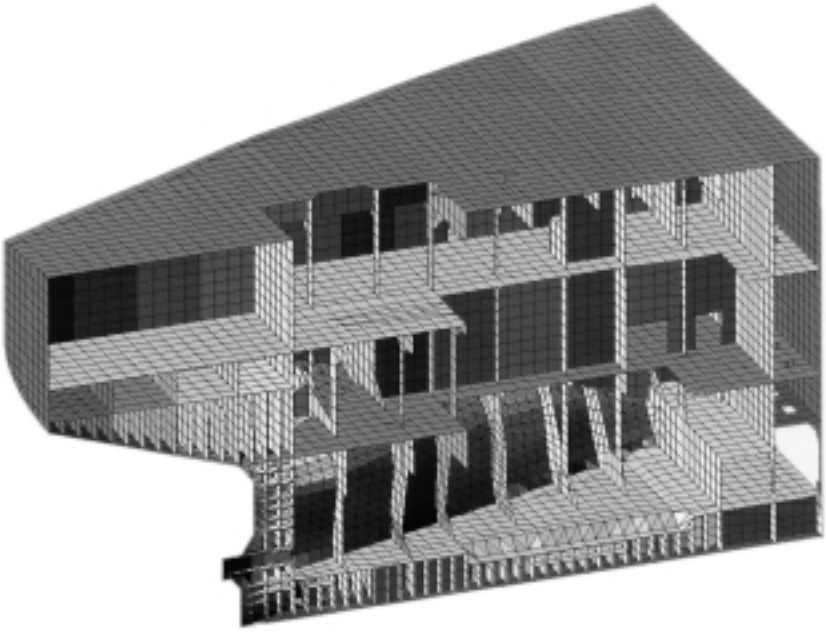


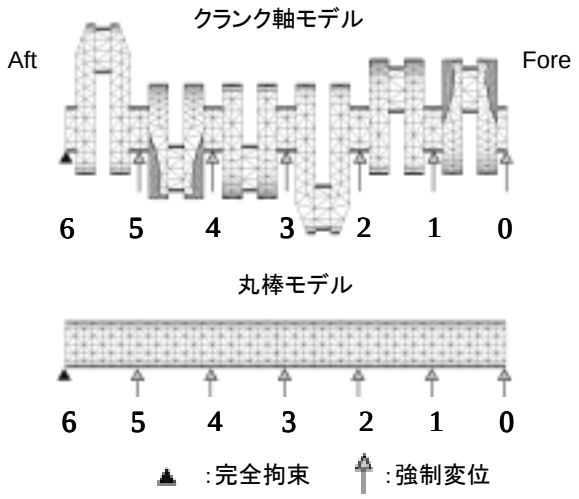
図４　機関室構造解析の詳細モデル

機関室の構造解析により二重底のたわみが計算できれば、これを入力として軸系アライメント計算が可能となるが、主軸受の反力を精度良く求めようとするならば、クランク軸を計算上どのように扱うかが問題となる。すなわち、アライメント計算においては、軸系を丸棒に置き換えて梁の曲げを計算することになるが、クランク部分を丸棒に置き換える方法が確立していない。造船所によっては、クランク部を単純にクランクジャーナル部と同一直径の丸棒として計算している場合もあれば、それよりも細い軸径として計算している場合もあり、扱いが統一されていないのが実情である。そこで、クランク軸と等価な曲げ剛性を有する丸棒(以下、等価丸棒と呼ぶ)に関する研究をサブテーマとして取り上げることにした。詳細は次の２.３で述べるが、等価丸棒の研究はほぼ完了しており、後は機関室二重底及び機関自身の変形シミュレーションができれば機関主軸受における軸の片当たりや浮き上がりの問題を解決できる段階となっている。

２.３ クランク軸等価丸棒に関する検討

軸系アライメント計算で高精度の主軸受反力を求めることを目的として、有限要素法によりクランク軸等価丸棒の検討を行った。**図５**にクランク軸と丸棒の解析モデルを示す。モデルは３次元ソリッド要素で作成し、境界条件としては、軸の左端(６番軸受)を完全拘束し、その他の軸受接触点に(０～５番軸受)に強制変位を与えることにした。等価の考え方に関しては、クランク軸モデルにおいて回転角を 60° 刻みで変化させたときの軸受反力の平均を求め、この平均値と丸棒モデルにおける軸受反力とがほぼ等しい場合、両者の曲げ剛性が等価であるとみなした。この場合、等価軸径を求める目的では、与える強制変位の値は任意でよい。

図５に示したストローク 2,674mm、ジャーナル径 784mm のクランク軸の場合は、丸棒の直径をジャーナル部直径 784mm から徐々に減少させると 492mm のときにクランク軸の反力と丸棒の反力とがほぼ一致することがわかった（**図６**）。従って、このクランク軸の場合は、等価丸棒の直径はクランクジャーナル部直径の約 63%であることになる。さらに、同様の手法を用いて他のクランンク軸についても調査を行った。**表１**に調査したクランク軸の主要寸法を示す。



軸受位置強制変位量（1/100mm）

位置	5	4	3	2	1	0
変位	0.00	+4.71	+5.23	+1.57	+2.09	+2.60

図５　解析モデル及び境界条件

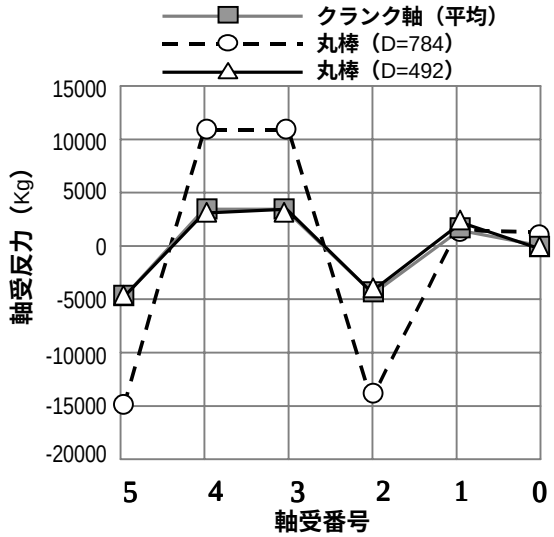


図６　クランク軸と丸棒の軸受反力比較

表１　等価軸径について調査したクランク軸
（単位：mm）

モデル No.	1	2	3	4	5	6
ボア	280	500	520	800	700	800
ストローク	360	880	1600	1950	2674	3056
ジャーナル直径	245	390	530	730	784	896

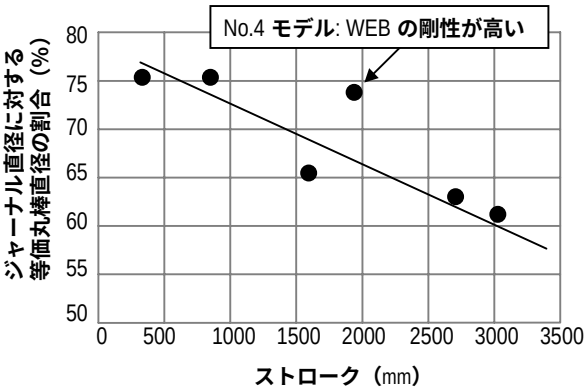


図７　等価丸棒とストロークの関係

表１のクランク軸の解析結果をストロークで整理して**図７**に示す。縦軸はクランク軸ジャーナル直径に対する等価丸棒直径の割合を表したものである。この図からわかるように、ストロークが大きいほど等価丸棒直径の割合が小さくなる傾向が見られる。No.４モデルにおいて値が突出しているのが目立つが、これは No.４モデルのクランクにおけるウェブの剛性が他と比較して非常に高いことが原因と考えられる。ストロークは等価丸棒を決定する重要なパラメータの１つであるが、単純にストロークのみで等価丸棒を求めることはできない。

全ての機関型式における等価丸棒直径を FEM で求めるのは多大な労力を必要とするので、クランク形状寸法(ウェブの寸法を含む)をパラメータとして近似式の導出を試みた。ここでは省略するが、上記の No.４モデルのクランクを含め、材料力学的手法で導出した近似式により等価丸棒の直径を算出できることが確認された。

アライメント計算におけるクランク軸の扱いについて、これまで詳細に検討されたことはなかった。しかし、主軸受反力を精度良く求めるためには、上述のような検討を踏まえた計算が不可欠であり、アライメント設計を行う上で注意すべき点の１つである。

３．機関台板（軸受サドル）の強度

クランク軸を支持する軸受サドル部には、油膜、軸受メタルを介して圧縮の変動荷重が作用する。鋳造のサドルにおいては、鋳造欠陥の不適切な溶接補修で生じる過大な残留応力により亀裂が発生する場合があるが、圧縮の変動荷重のみであれば、発生した亀裂は停留亀裂となるか、あるいは亀裂の進展は極めて遅いと考えられる。しかし、主軸受に片当たりが生じているときには、亀裂進展の状況が激変する。片当たりの状況ではサドル部に引張の変動応力が作用し、応力の大きさによっては亀裂が急速に進展する可能性がある。

以上の状況を確認するため、FEM によりサドル部の応力解析を行った。解析モデルを**図８**に示す。モデルは３次元ソリッド要素で構成し、図の右側のように対称性より 1/2 モデルとして解析しており、このときの要素数、節点数はそれぞれ 11,000、21,000 程度である。最小メッシュ寸法は応力集中部近傍で 20mm とした。境界条件としては、サドルの両側を完全拘束し、サドル中央部に集中荷重（Pmax に対応する荷重の半分）を与えた。実際の荷重状態は、油膜、軸受メタルを介して分布荷重として作用するが、今回は問題点を明らかにするため集中荷重で十分対応できると考えた。荷重点としては、軸の片当たりが無く、軸受幅中心部に荷重点がある場合（荷重点１）と、軸の片当たりがあって荷重点が中心部からずれた場合（荷重点２）の２ケースを想定し、両者を比較した。

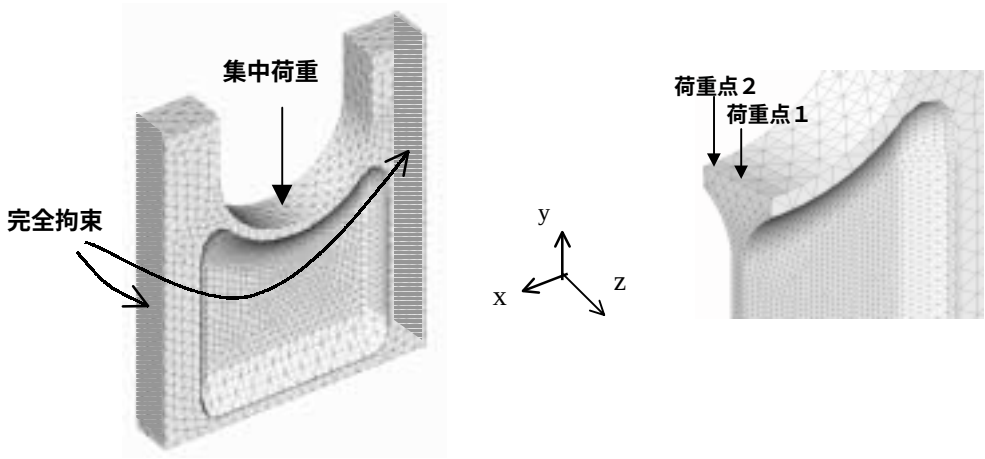


図８　解析モデルと境界条件

解析結果のうち、ｙ方向の応力分布（σｙ）を**図９**に示す。まず、荷重点１のケースに着目すると、軸受幅中心に集中荷重が作用しているので、対称性より VIEW1、VIEW2 ともに同様の応力分布となっている。サドル中央のＲ部近傍に圧縮応力が作用しており、片当たりのないこのケースではサドルに引張応力が生じていないことがわかる。次に、荷重点２のケースを見ると、軸の片当たりによって引張応力の生じる面（VIEW1）と圧縮応力の生じる面（VIEW2）が認められる。これは VIEW3 を見ても明らかで、板の曲げと同じような現象である。しかし、VIEW1（引張側）から見たσｘと主応力の分布（**図** 10）を見ると、引張応力はσｙよりσｘのほうが大きく、主応力にはσｘが大きく寄与していることがわかる。このことからサドル中央薄肉部においては、一方向の単純な変形ではなく複雑な変形をしている状況が理解できる。

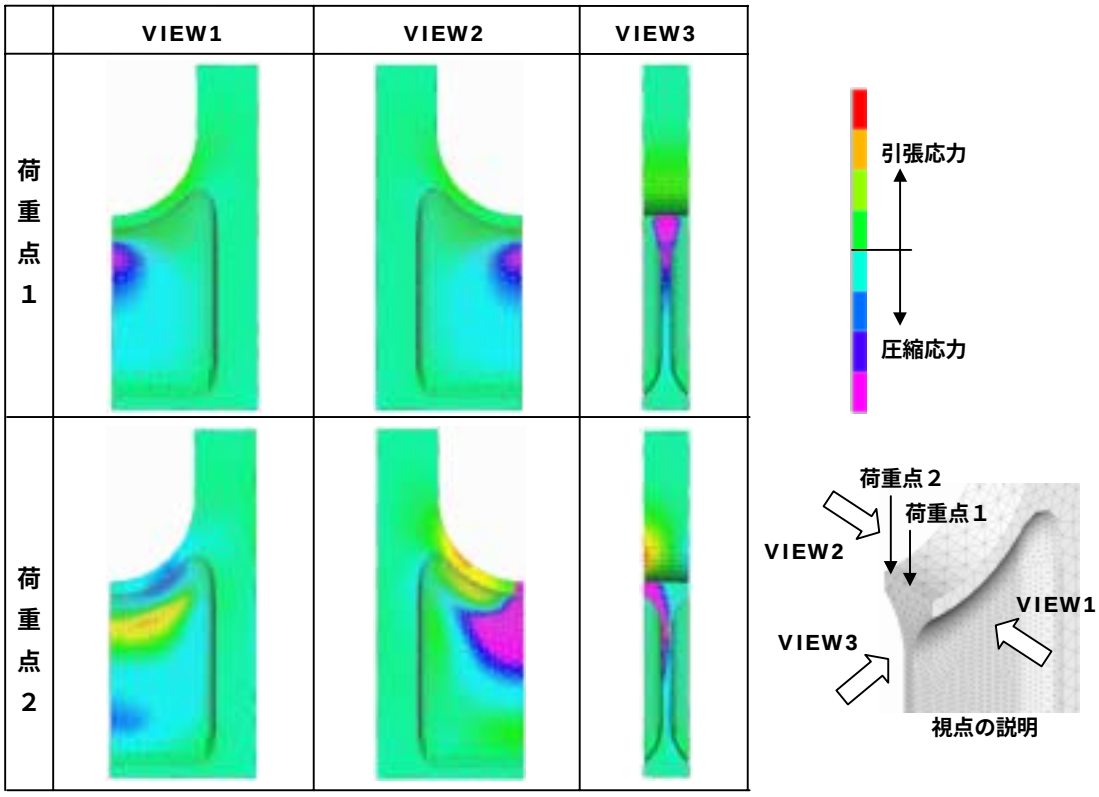


図９　σｙの分布

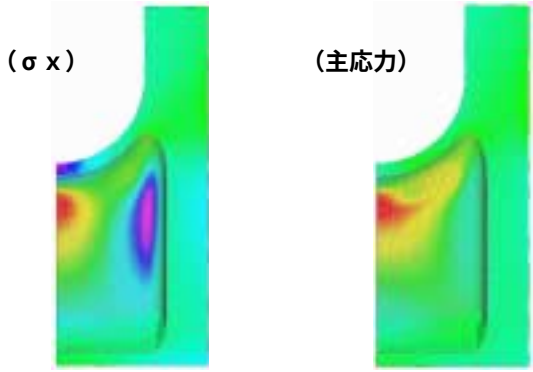


図 10　**σｘ及び主応力の分布（荷重点２、**VIEW1）

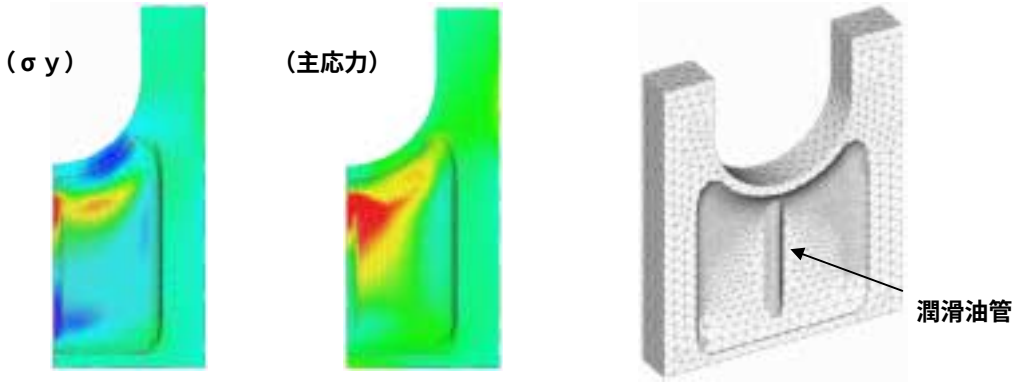


図 11　**潤滑油管が有るサドルにおけるσｙ及び主応力の分布（荷重点２、**VIEW1）

機関の型式によっては、サドル中央に潤滑油管を有し、サドル薄肉部に管表面の一部が飛び出して凸形になっているものがある。この構造で片当たりが生じた場合の引張側のσｙと主応力の分布を**図 11** に示す。この図によれば、潤滑油管がある場合は当該部で荷重を受け持つようになるので、サドルＲ部と潤滑油管とが交差する箇所のσｙがかなり大きく、潤滑油管表面に作用する主応力は主にこの y 方向成分であることがわかる。なお、潤滑油管表面に作用する最大引張応力は、この計算例では σ_{ymax}=22kg/mm^2 と過大な応力であったが、これは考え得る最大の荷重を集中荷重として軸受端部に与えたからであり、実際はこれよりも低い応力となるはずである。

上記の計算例より、クランク軸と軸受との片当たりがある場合には、片当たりと反対側のサドル表面に引張応力が作用することが明らかとなった。応力を正確に推定するためには、与える荷重を精度良く予測する必要があるが、応力分布の状況は今回の計算例のようになると予想され、従って、亀裂の進展方向についてはある程度推測できるものと考えられる。

なお、サドルの構造解析で気付いたことであるが、サドルの構造全体から見て中央部の厚さがやや薄いのではないかという印象を受けた。台板や架構は、機関部品というよりも船体構造に近いものなので、船体で採用されているような設計基準をも参考にしながら支持構造が検討されれば最適な設計を実現できると思われる。

４. 終わりに

ＮＫ技術研究所で現在取り組んでいる機関構造解析の概略について説明した。FEM による構造解析はこれまでも種々の分野で行われてきたが、最近では低コストかつ低工数で実施できるようになり、比較的短時間で必要とする情報を出力できるようになった。

今回は、機関主軸受及び台板（サドル）に関する研究の一部を紹介したが、その他に最近のクランク軸における応力分布等についても解析しており、今後とも学会等の場で研究成果を随時報告してゆきたいと考えている。

参考文献）

1）原田：日本舶用機関学会誌, 第 34 巻, 第 5 号,（1999）, p.310
2）The Motor Ship, April 2000, p.44
3）（社）日本造船研究協会, 第 143 研究部会報告書