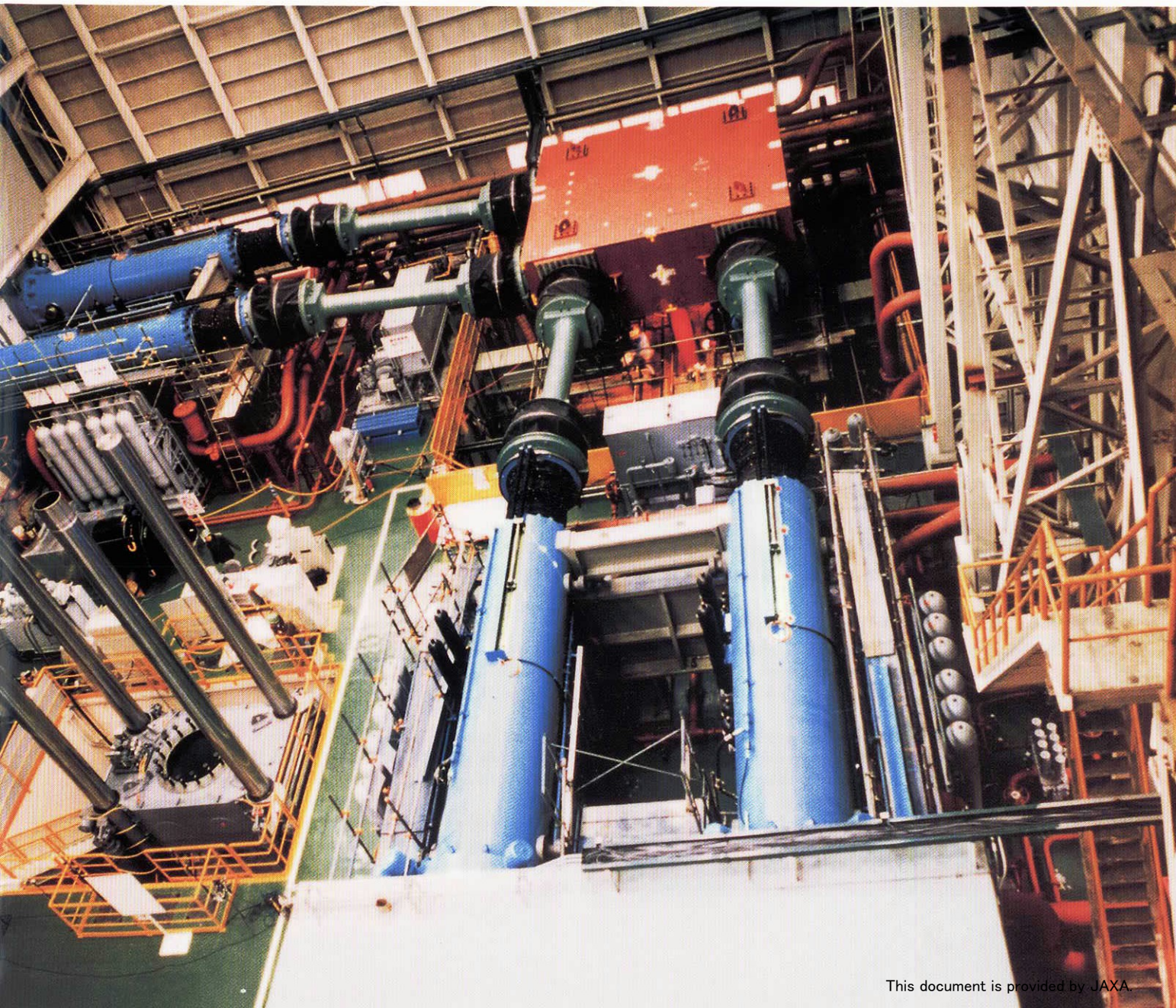
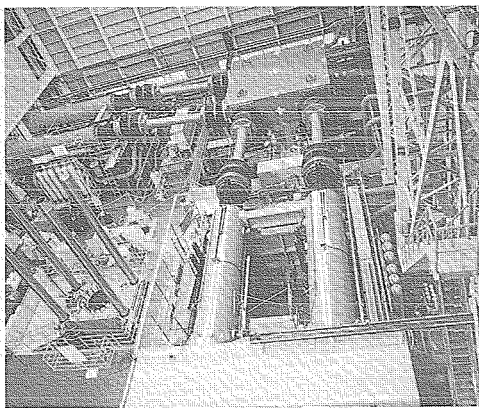




トライボロジー技術特集





表紙説明

実大三次元震動破壊実験装置の検証試験機

写真は、防災科学研究所殿向け“実大三次元震動破壊実験装置”の検証試験を行うため、当社下関造船所に設置した検証試験機である。

実大三次元震動破壊実験装置は、兵庫県南部地震などの大地震による地震動を正確に実現し、実物大（15 m×20 m 4階建てのビル相当 最大1200 t）の各種構造物の破壊実験を行うことにより、耐震設計、耐震補強技術などの一層の向上を図ることを目的に、平成17年3月の完成を目指して現在建設中である。

検証試験機は、開発の一環として加振機（トライボロジー要素は、軸受、ロッドシール、ピストンリング）及び三次元継手（同球面静圧軸受）を実機と同じ仕様として設計・製作し、加振機構の検証試験を実施して、加振機の最大変位（±1 m）、最大速度（±2 m/s）などの目標性能が実現できることを確認した。

The Cover : Article on Tribological Technology

Validation Test Equipment for 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility

The photo shows the validation test equipment installed in MHI Shimonoseki Shipyard and Machinery Works in order to conduct the verification test of the 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility for the National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention.

The 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility currently under construction aims at further improvements in earthquake-proof design, earthquake-proof reinforcement technology and so on through failure testing of the various full-scale structures (max.1200 t, equivalent to a 15 m×20 m, 4-story building) by realizing accurately the ground motion caused by a Kobe-class earthquake. The facility is scheduled to complete in March 2005.

The validation test equipment was designed and manufactured as a part of development, using the specifications for actuators (tribological elements: bearing, rod seal, and piston ring) and for 3-D links (tribological element: spherical hydrostatic bearing) same as those of the actual units. The actuator's mechanism was then subjected to validation test and actuators were confirmed to ensure the target maximum displacement (±1 m) and maximum speed (±2 m/s).

目 次

巻 頭 言

トライボロジー技術特集の発刊に際して 柘植綾夫 287

特集 技術論文

蒸気タービン換装ロータ用大口径低油量滑り軸受の開発 小澤 豊・吉田善一
山下一彦・桃尾孝史 288

エンジンクランク軸系設計における三次元弾性流体潤滑技術の適用 牧野武朗・古賀俊光 292

静圧軸受技術を適用したマルチシュー紙厚制御ロール 鈴木節夫・谷本光史・高橋 定
森 初夫・篠木富士夫 296

ターボ冷凍機高性能化のためのトライボロジー要素技術 吉田善一・東崎康嘉
吉田孝文・関 亘 300

工作機械主軸高速化のための
アンギュラ玉軸受転動体の三次元運動把握 吉田孝文・東崎康嘉・重川英文
濱中憲二・中島 晃 304

ガスタービン駆動大型排水ポンプ用
スパイラルベベルギアの開発 東崎康嘉・古川豊秋・益田将寛 308

実大三次元震動破壊実験装置の新開発トライボロジー要素 渡辺真太郎・前川和彦・田中保幸
小池明士・山崎幸治 312

CO₂冷媒用スクロール圧縮機のトライボロジー要素開発 萩田貴幸・牧野武朗
洞口典久・鶴飼徹三 316

トンネル掘削マシンを用いた可変幅シールド工法に適した
止水用拡幅シールの開発 山下一彦・井上年史・杉山雅彦 320

貯蔵・輸送キャスクのための密封技術 赤松哲郎・大園勝成
松岡寿浩・甫出 秀 324

一般 技術論文

鋼板コンクリート壁の耐熱信頼性に関する実験的研究 近藤 誠・関本 恒
篠田泰蔵・木谷朋之 328

<次号予定> 332

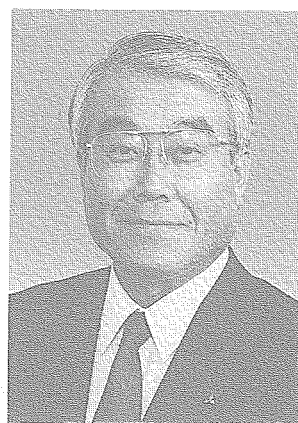
CONTENTS

Foreword	<i>Ayao Tsuge</i>	287
Special Papers		
Large Low-Oil Journal Bearing for Replaceable Steam Turbine Rotor	<i>Yutaka Ozawa · Zenichi Yoshida Kazuhiko Yamashita · Takashi Momoo</i>	288
Crank Bearing Design Based on 3-D Elasto-hydrodynamic Lubrication Theory	<i>Takero Makino · Toshimitsu Koga</i>	292
Multishoe Caliper Controlled Roll with Static Bearing Technology	<i>Setsuo Suzuki · Koshi Tanimoto · Sadamu Takahashi Hatsuo Mori · Fujio Shinoki</i>	296
Tribological Technology for High Efficient Centrifugal Chiller	<i>Zenichi Yoshida · Yasuyoshi Tozaki Takafumi Yoshida · Wataru Seki</i>	300
Three-Dimensional Ball Motion in Angular Contact Ball Bearing for High-Speed Machine Tool Spindle	<i>Takafumi Yoshida · Yasuyoshi Tozaki Hidefumi Omokawa · Kenji Hamanaka Akira Nakajima</i>	304
High-Speed Spiral Bevel Gear for Large Gas Turbine Drive Drainage Pump	<i>Yasuyoshi Tozaki · Toyoaki Furukawa Masahiro Masuda</i>	308
Newly Developed Tribological Elements for 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility	<i>Shintaro Watanabe · Kazuhiko Maekawa Yasuyuki Tanaka · Akeshi Kotke Yukiharu Yamasaki</i>	312
Tribology in CO ₂ Scroll Compressors	<i>Takayuki Hagita · Takero Makino Norihisa Horaguchi · Tetsuzou Ukai</i>	316
Development of Width-Adjustable Water Seal for Width-Adjustable Shield Machine	<i>Kazuhiko Yamashita · Toshifumi Inoue Masahiko Sugiyama</i>	320
Sealing Technology for Transport and Storage Cask	<i>Tetsuro Akamatsu · Katsunari Ohsono Toshihiro Matsuoka · Suguru Hode</i>	324
General Paper		
Properties of Steel Plate Reinforced Concrete Bearing Wall Subjected to High Heat	<i>Makoto Kondo · Hisashi Sekimoto Taizo Shinoda · Tomoyuki Kitani</i>	328

トライボロジー技術特集の 発刊に際して

取締役
技術本部長

柘 植 綾 夫



三菱重工の製品は社会の進展とともに進化しています。お客様のニーズを満足するために、機械製品の性能や信頼性は飛躍的に向上してきています。製品性能や品質を支える基幹技術には、材料、化学、強度、振動、流体、熱、応用物理、システム、電気電子、製造などがあります。当社ではこれらにトライボロジー（Tribology）を加え、基幹技術を活用した学際技術として製品設計への展開を図っています。本特集では、高性能で耐久性のある製品を提供させて頂くための必須技術としてトライボロジー技術が活用された事例をとりあげ、製品に直結するオリジナル技術の一端を紹介致します。

“トライボロジー”は“相対運動する2面の表面に起こるすべての現象を対象とする科学と技術”と定義され（1966, 英 JOST 博士）、国際的に定着して30数年が過ぎました。提唱の動機はエネルギーと物質の無意味な消費の抑制にありました。そのコンセプトは機械製品の性能向上と摩擦や摩耗、動力損失などの低減技術向上を促し、新しい時代の新たな製品環境に対応できるように進歩しています。

トライボロジーは機械要素を通して製品の信頼性を支える技術とも言えます。機械製品の作動条件や環境条件が苛酷になれば、従来の要素設計では成立し難い場面にも直面します。お客様に喜んでいただける製品ニーズを実現するためには、要素使用の未踏領域での安定的な作動を実現することが必要です。

使える設計技術は、設計図面に結果を反映できる定量的なものでなければなりません。摩擦、摩耗や潤滑は、現象そのものが十分に解明されていない部分もあります。製品設計に役立てるため、現象解明を行いながら設計評価手法をまとめていくこととなります。トライボロジー技術開発の難しさはここで、現象の理解と解明レベルを踏まえ、評価技術の誤差や精度を明らかにすることだと思えます。評価精度の向上が技術進展の尺度になるわけです。

トライボロジー要素は2面間に拘束形成される流体潤滑膜の大きさにより設計アプローチが変わってきます。大きく4つの潤滑状態に分類できます。流体膜で大きく分離される流

体潤滑領域、薄膜で分離される弾性流体潤滑領域、流体膜はあるが分離はされない境界潤滑領域、流体膜が存在しない固体接触領域です。本特集の記事はこの順番の掲載となっています。

流体潤滑分野では、蒸気タービンとエンジンのすべり軸受改善と製紙機械紙厚制御のための静圧軸受を紹介いたします。流体潤滑軸受技術の進展がご理解いただけたと思います。

弾性流体潤滑分野では、大型排水ポンプやターボ冷凍機の減速歯車装置、工作機械マシニングセンタの転がり軸受をとりあげます。機械要素の使用限界の向上が新たな製品パフォーマンスを引き出す状況を示します。

境界潤滑分野では、トンネル掘削機械の拡張土砂シール、実大3次元震動台のピストンリング・継手・シール、自然冷媒カーエアコンの軸受・シールをとりあげます。新しい発想で新環境に対応する機械要素の状況が見えます。

また、固体接触分野では社会的注目が大きい、原子力燃料輸送キャスクのガスケットシールを示します。

太字で関連製品を示しましたが、トライボロジー要素は製品に組み込まれなかな外からは見え難いものです。またトライボロジー技術はそれぞれを取り出すと比較的小さな要素技術です。しかし小さな技術成果を総合化しますと、全体としては非常に大きな成果であることが分かります。

本特集では、製品とトライボロジー要素の関係にスポットを当ててみました。各事例の結果は、比較的容易に他の製品に展開できるように整理されており、オリジナルのトライボロジー技術がお客様の信頼と期待を支える物づくりに直結していることをご理解いただければ幸いです。

当社は昭和48年（1973）技術本部に、我が国民間初のトライボロジー研究室を設置し、我が国の本分野発展の先駆けを果たしてきました。今後も積み上げてきた技術を更に進歩、発展させ、お客様のご期待に添える製品を生み出す大きな方になると確信しております。

今後とも当社製品へのより一層のご指導、ご鞭撻を心よりお願い申し上げます。

蒸気タービン換装ロータ用大口徑低油量滑り軸受の開発

Large Low-Oil Journal Bearing for Replaceable Steam Turbine Rotor

技術本部 小澤 豊^{*1} 吉田 善一^{*2}
 山下 一彦^{*3}
 高砂製作所 桃尾 孝史^{*4}

電力供給の安定化に対する機器の信頼性向上の要求は高く、発電用蒸気タービンに対しても高信頼性、高性能ロータへの換装工事が行われている。その際にロータを支承する軸受の増径が伴う場合、タービンプラントの油設備の大容量化が必要となる。この油設備を変更せず、ロータ換装前と同じ実績のある設備を使用することは、プラントの高信頼性と経済性を実現することになる。本報では、熱弾性流体潤滑技術に基づき、必要十分な潤滑をおこないつつ、軸受の給油位置の変更によって従来より、潤滑油の給油量を約30%減少させると共に、油のせん断摩擦損失も減少させ低損失化も達成した軸受について報告する。

Steam turbine rotors are replaced as needed to enhance reliability and improve performance. The bearing diameter may be increased to support the rotor better, but this increases the need for lubricant. Avoiding such an increase while maintaining lubricant capacity would increase reliability while cutting cost in rotor replacement. We report the development and confirmation tests of a new bearing based on thermoelastic hydrodynamic lubrication that sufficiently lubricates bearings with 30% less oil by decreases bearing loss due to oil shearing friction.

1. はじめに

近年、電力供給の安定化に対する発電設備・機器への信頼性向上の要求は高くなっており、蒸気タービンに対しても高い信頼性を有する高性能ロータへの換装工事が進められている。ロータ換装においては、信頼性、性能向上の観点から焼ばめ型ロータを全一体型ロータに変更する場合も多い。この場合には、ロータ重量の増加と共にロータを支持する軸受面圧の制限やねじりトルクの許容値から、軸受の大径化が必要となることもある。

軸受径を大きくすると軸受の摩擦損失が増加し、発熱量も増えるため、潤滑する油量も多く必要になる。

一般的には共軸の2円筒間の薄い流体膜による摩擦は、軸受すきま比を一定にすると損失は軸受径の3乗と軸受幅に比例して増加するため、潤滑油量も同等以上に必要となり、ロータ換装のためにはタービンプラントの油設備の大容量化等が必要となる。

しかし、実績のある油設備の変更は、プラントの信頼性と経済性を損なうため、軸受の大型化があっても油設備の変更を必要としない低油量、低損失の軸受の開発が必要となる。

2. 低油量化と軸受全周の油流れを考慮した理論解析

図1に低圧タービンの軸受構造例を示す。

回転するタービン軸は車室の中におさめられており、その回転を支持する軸受が両端に設置されている。

軸受は外周に調芯機能を有する球面軸受が形成されており、支持環を介して車室に固定されている。軸受は水平面で2分割されるスリーブ軸受が多く適用されており、潤滑油を供給することにより、軸の回転による油膜のくさび効果でロータ

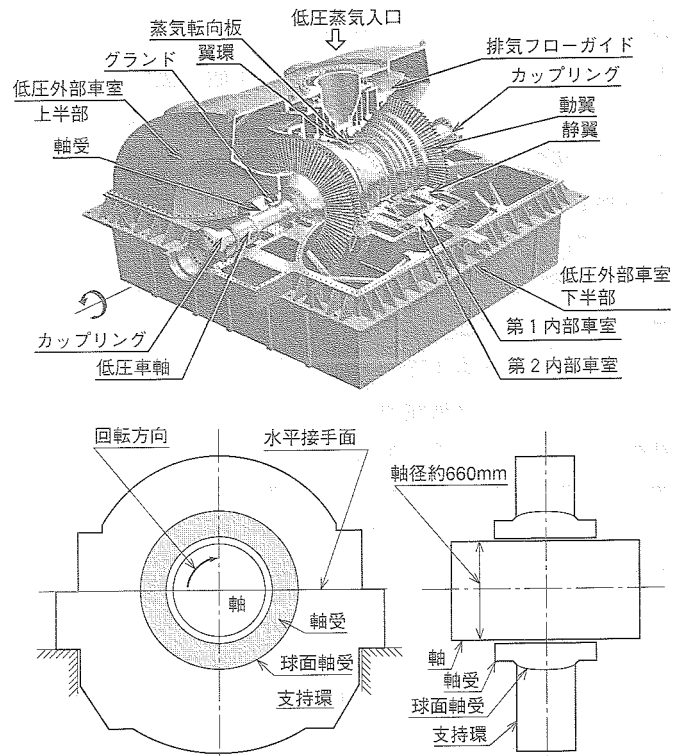


図1 低圧タービンの軸受構造 タービンロータを支持するスリーブ軸受の構造を示す。
 Construction of LP Turbine

荷重を支持し、軸受と軸は油膜を介してしゅう動する流体潤滑軸受となっている。

この軸受の低油量、低損失を達成するための改良設計には、その予測技術の開発が必要となる。軸受の潤滑油は、軸受内を循環する油量と軸受端から排出されるサイドフロー及び給

*1 基盤技術研究所次長

*3 高砂研究所機器・自動化装置研究室

*2 高砂研究所機器・自動化装置研究室主席

*4 タービン技術部タービン設計課

表1 解析内容
Contents of bearing characteristic analysis

油膜圧力解析	差分法による二次元レイノルズ方程式
油膜温度解析	差分法による三次元エネルギー方程式
軸温度解析	有限要素法による軸対称熱伝導方程式
軸受温度解析	有限要素法による三次元熱伝導方程式
軸、軸受変形解析	有限要素法による圧力、熱応力での三次元変形解析 ⁽¹⁾
油膜すきま計算	軸、軸受の変形を考慮したすきま計算
偏心位置更新計算	ニュートンラプソン法による次の位置の計算

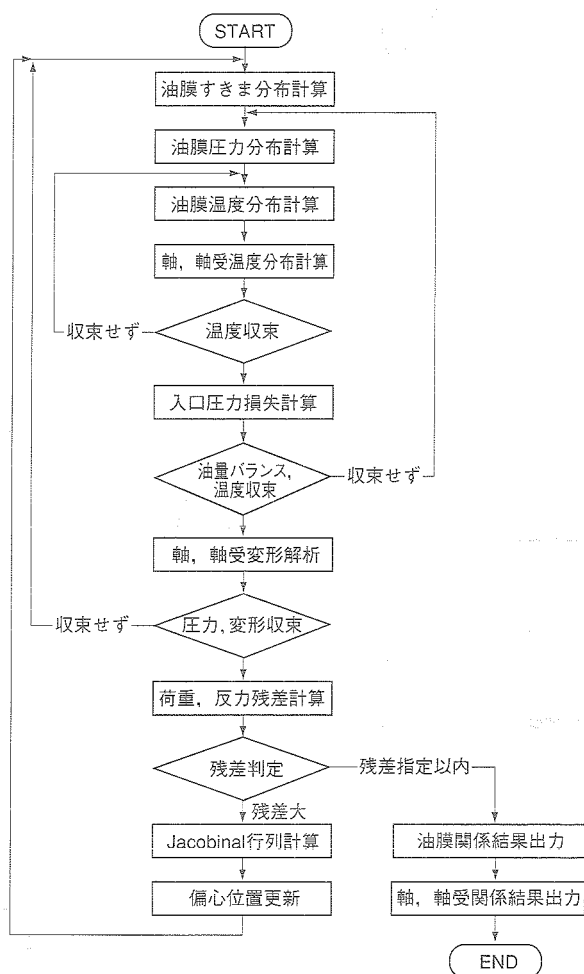


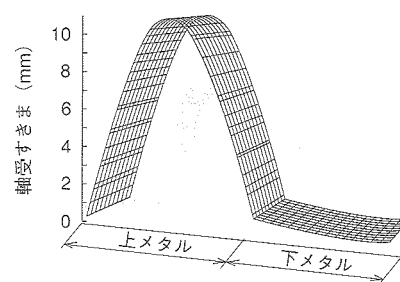
図2 解析の流れ 軸受解析の流れを示す。
Flow of bearing analysis.

油孔から軸受内に導入される新油のバランスで決められる。

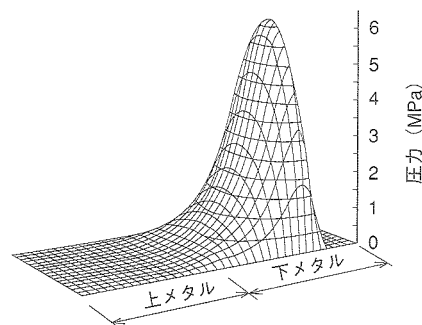
また、軸受損失はロータの荷重を支える下メタルの油膜のせん断発熱損失に加え、上メタルの給油孔付近の油のぬれによるせん断発熱も影響する。

このため、軸受内の全周のすきま分布と油流れを考慮できる熱弾性流体潤滑解析技術を開発した。表1に解析内容を示す。

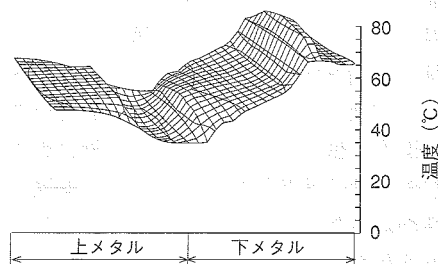
油膜の圧力及び温度は、レイノルズ方程式とエネルギー方程式を差分法で解き、軸と軸受の熱伝導方程式は有限要素法を用いている。また軸、軸受の圧力及び熱変形解析も三次元の有限要素法で求め、変形を考慮した軸受全周のすきま分布を求めた。



油膜すきま分布解析例



メタル圧力分布解析例



メタル温度分布解析例

図3 解析結果例 軸受しゅう動面のすきま、圧力及び温度分析の解析例を示す。
Results of bearing analysis

図2に解析の流れを示す。軸受諸元、回転数、荷重、給油温度等をインプットして初期の油膜のすきま分布を仮定し、油膜の圧力分布をレイノルズ方程式から求める。エネルギー方程式から油膜の三次元の温度分布を求め、軸、軸受の温度分布の初期値として用い、繰返し計算し温度収束をさせる。

次に軸受油膜の圧力損失を求めた後、流量バランスを収束させ軸、軸受の変形解析を行い、変形を考慮したすきま分布を用いて再計算し変形量を収束させる。更に設定荷重との残差を判定し軸芯位置の更新による再計算ループを繰返し行い収束させ、油膜温度、油膜厚さ、メタル温度等の各分布及び損失、油量等の出力を行う。

図3に解析結果の一例を示す。各図は軸受の内周面を上メタルと下メタルの水平接手面を中心に円周方向に展開した三次元分布となっている。軸回転方向は上メタルの端（上流）から下メタルの端（後流）へ向っている。油膜のすきま分布はロータ荷重を支持するため、後流に向かってくさび状に薄くなる。また、せん断損失を低減するために大きくぬすみを加工している上メタルの形状が表れている。圧力分布はすきまがくさび状に狭くなっていく下メタルに、圧力ピークが表れており、上メタルと下メタルの境界の水平接手面（上メタル

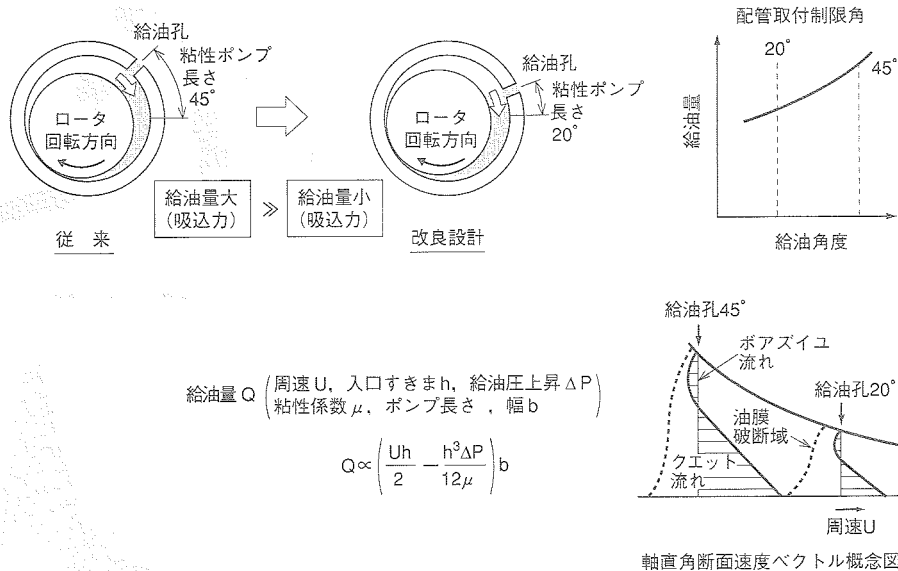


図4 軸受給油の考え方 軸受給油は、軸受の上メタルの給油位置の入口すきまによって影響を受ける。
Mechanism of bearing oil feeding

側)の給油孔付近の圧力上昇も表している。

メタル温度分布も下メタルの後流端側へ進むに従い温度が上昇し、軸受の軸方向中央付近が最も高く、上メタル側へのキャリーオーバー油で上メタルも温度上昇しているが、給油孔付近で給油温度に低下している。以上の様に軸受全周の油流れを考慮した軸受特性解析が可能となり、必要十分な潤滑を行い信頼性のある軸受特性を確保しつつ、給油量、軸受損失の低減を行う軸受諸元の影響解析を実施した。

図4に軸受給油の考え方を示す。

種々の解析を実施した結果、本軸受の給油量はロータの回転による油の粘性にもとづくポンプ作用が大きく影響し、そのポイントは上メタルの給油孔位置でのロータと軸受のすきまにある。従来、軸受給油は、上メタルの水平接手面から45°に給油孔が設けられており、ロータ回転方向の水平接手面まで粘性ポンプ領域が形成されている。この部分では、給油量は給油孔位置での入口すきまhとロータ周速Uで決められる油のクエット流れ項と粘性ポンプ長さlで粘度μとすきまhから昇圧ΔPされ、給油圧との差で回転方向の逆流となるポアズイユ流れとの差で求められる。軸受の大径化に伴いロータの表面周速は大きくなり現在1800rpm機で60m/sを越えている。そこで軸直角断面の速度ベクトル概念図に示す様に、給油孔を水平接手面から45°の位置から20°の位置に変更して、入口すきまhを小さくし、周速の影響の大きいクエット流れの流量を小さくする様に計画した。また、20°位置は、上メタルへの給油のための配管取付スペースも確保した設計である。

この変更により、損失についても上メタルの油のぬれ面積が減少することで、不必要な部分のせん断損失が無くなり、相乗効果のあることがわかった。

3. 実機大検証試験

改良設計した軸受の性能を検証するため、軸受内径約660mmの実機大軸受を用いて検証試験を実施した。

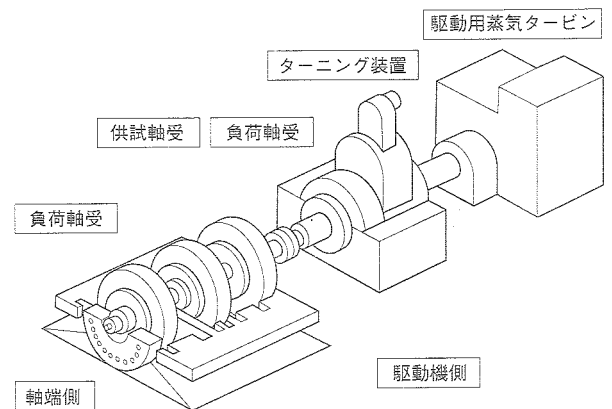


図5 軸受試験装置 当社独自の超大型軸受試験装置で性能検証を実施した。
Test rig of bearing

図5に当社独自の大型軸受試験装置の構成を示す。供試軸受は両側の負荷軸受の中央に配置され、負荷軸受の下部に設置している油圧シリンダにより、負荷軸受を介してロータに実機タービンロータ重量相当の実荷重が与えられ、供試軸受に負荷される。ロータはターニング装置を介して駆動用の蒸気タービンにより回転が与えられる。給油量は軸受入口にタービン流量計を設置して計測し、軸受損失は給油温度からの排油温度上昇を計測し、給油量と共に軸受の発生熱量を求めた。

また軸受の健全性と解析手法の検証のため、軸受メタル温度の計測の他、ロータ側に圧力センサと変位センサを埋込み、油膜の圧力分布とすきま分布を回転側からスリップリングを介して計測した。

図6に45°給油、20°給油の油膜の圧力分布とすきま分布の解析値と実験値の比較を示す。解析値と実験値は比較的良好に一致しており、45°給油を20°給油に変更しても油膜圧力分布、隙間分布は大きく変化しておらず軸受の特性に悪影響を与え

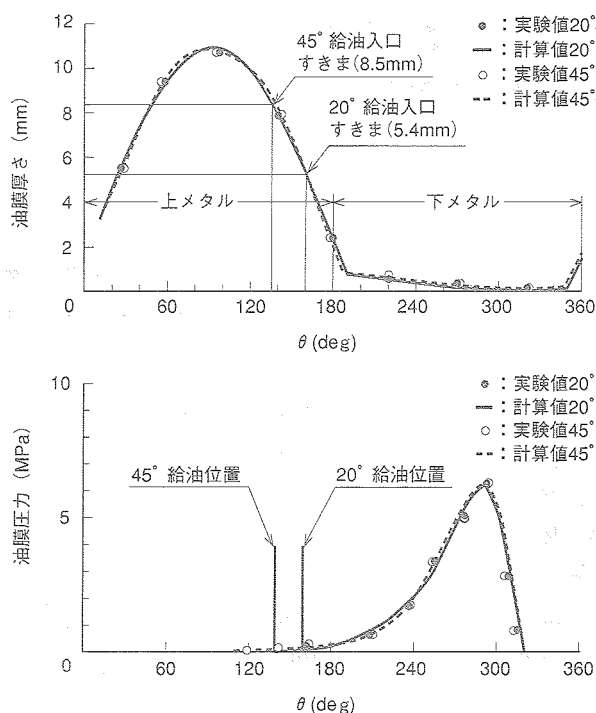


図6 油膜圧力分布とすきま分布 給油位置を変更してもすきま、圧力分布に大きな影響は与えない。
Distribution of oil film pressure and thickness

ていないことが分かる。しかし、すきま分布をみると下メタルの水平面180°から45°回転方向上流となる給油入口すきまは、8.5 mmであるが、水平面から20°回転方向上流の給油入口すきまは、5.4 mmと減少している。この入口すきまの減少により軸受給油量への影響の大きい入口すきまとロータ表面周速でクエット流れの流量を低減することができる。また、圧力分布をみると水平面180°から45°回転方向上流となる給油位置より更に上流側の上メタル120°位置付近から圧力が発生しており、20°給油位置に比べ上メタルの広範囲に油膜が存在する。この油膜は、ロータの回転によりせん断損失を発生させるため、潤滑が不要な上メタルは、油のぬれ面積が小さい20°給油位置の方が無駄な熱損失の発生が少なく有利である。

図7に従来設計の給油位置45°と改良設計の給油位置20°の給油量と軸受損失の比較を示す。

従来設計を基準とした場合、軸受の大型化は損失と油量の増加を伴うが、改良設計では給油量は約36%、軸受損失は約40%低減され、軸受が大型化しても従来の油設備で運転が可

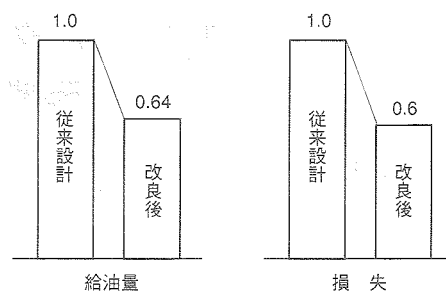


図7 検証試験結果 従来設計に比べ給油量、損失共約30%以上の低減を達成。
Verification test result of mock-up bearing

能となる軸受設計が可能となった。また、メタル温度上昇も低く良好な軸受性能であることが確認された。

4. ま と め

発電用蒸気タービンに対する信頼性向上の要求から高信頼性、高性能ロータの換装工事が行われている。

その際、軸受の大型化を伴う場合、発熱増加から給油量を増加させる必要があるため、タービンプラントの油設備の大容量化等が必要となる。しかしユーザに対し、油設備の変更をもたらさず、従来の油設備でタービンの運転が可能となる低油量、低損失の軸受を開発した。

- (1) 軸受開発に際し、給油量と摩擦損失の予測と共に軸受特性への影響評価を行うために、軸受内全周の油流れを考慮した熱弾性流体潤滑解析技術を開発した。
- (2) 解析により給油量は油の粘性と軸回転によるポンプ作用で決まり、そのポイントは給油位置のすきまにあることを明確にし、給油角を水平面から45°の位置から20°の位置に変更し、油量の減少と同時に損失も減少させ、潤滑性能を充分確保できる軸受を開発した。
- (3) 当社独自の超大型軸受試験装置で実機大軸受試験を実施し、給油量、損失が低減できると共に良好な軸受性能であることを検証した。

なお、この成果は既設プラントの原子力タービンのロータ換装工事に実用化し、安定した運転を実証した。

参 考 文 献

- (1) 小澤ほか、軸受及び軸の変形を考慮した軸受特性解析法に関する研究、空気調和・冷凍連合講演会20周年記念大会論文集(1986.4) P.113

エンジンクランク軸系設計における 三次元弾性流体潤滑技術の適用

Crank Bearing Design Based on 3-D Elasto-hydrodynamic Lubrication Theory

技術本部 牧野武朗*¹
汎用機・特車事業本部 古賀俊光*²

エンジンの高効率化が進むに従ってクランク軸系回りは限界設計に近いものを要求される。その際、数ミクロン以下の油膜で作動するクランク軸系において、部材の変形はミリオーダーになるが、その信頼性を確保するための設計評価システムには、より物理現象に忠実なモデルが必要になる。そこで、軸受部材の三次元変形を考慮して、軸受油膜圧力分布を求める弾性流体潤滑解析技術に、軸受すきま内部の油膜の時刻歴挙動を忠実に再現するアルゴリズムを適用して解析精度の向上を図り、4サイクルディーゼルエンジンのクランク軸系解析に適用した。

The demand for high by efficient diesel engines makes ample design of crank shaft bearings difficult. Deformation due to bearing load is in millimeters, while bearing oil film thickness is less than several microns. This paper details the application of 3-D elasto-hydrodynamic lubrication theory to crank shaft bearings for 4-stroke diesel engines. The theory includes bearing deformation and oil film history in a bearing gap.

1. はじめに

今日、内燃機関の高出力化、軽量化に伴い、軸受はますます過酷な運転条件で使用される傾向にあり、コンロッド大端部軸受や主軸受では軸受ハウジングの変形が軸受特性に及ぼす影響が顕著となっている。これに対して当社では、これら変動荷重軸受を対象に弾性流体潤滑 (EHL) 理論を適用した軸受特性予測手法を開発し⁽¹⁾、当社大型ディーゼル機関等の設計・評価に用いている。

EHL 解析では油膜圧力と軸受面弾性変形を連成させることにより局所的な軸受面変形の影響を考慮することができ、従来の軸受を剛体と仮定した解析に比べ、軸受特性の予測精度は飛躍的に向上し、定量的な軸受性能を評価することが可能となる。

さらに近年、軸受すきま内の油の充満度を時刻歴に沿って追跡しつつ油膜圧力および軸受変形と連成して解析する油膜履歴 EHL 解析手法を導入して高精度化を図っている。

本報では、この技術を当社 4 サイクルディーゼルエンジンのコンロッド大端部軸受および主軸受に適用した例について紹介する。

2. 理 論

2.1 基礎方程式

本報で用いる座標系を図 1 に示す。

油膜圧力分布 p を支配する Reynolds 方程式は式(1)と表される。

$$\nabla e^{-\alpha p} \rho h^3 \nabla p - 12 \left(\frac{U}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \right) = 0 \quad (1)$$

式(1)と次の荷重の釣り合い式を各時刻 t において連立させることによって、軸心軌跡や油膜厚さの情報が得られる。

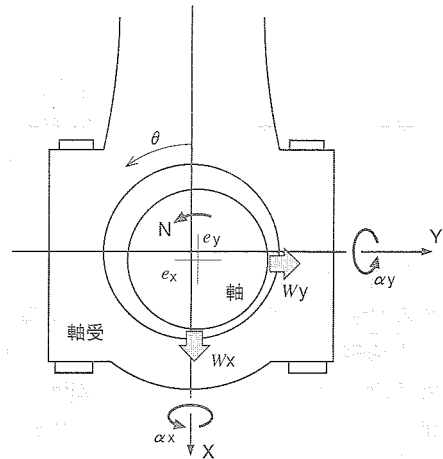


図 1 座標系
System of coordinates

$$\int_0^{\theta} p(-\cos \theta) d\Omega - W_x = 0 \quad (2)$$

$$\int_0^{\theta} p(-\sin \theta) d\Omega - W_y = 0 \quad (3)$$

油膜厚さ h は、初期の幾何学的なすきまに軸の片当り及び弾性変形を考慮して、式(4)と表される。

$$h = c_r + (e_x + \alpha_y Z) \cos \theta + (e_y + \alpha_x Z) \sin \theta + Lp \quad (4)$$

ここで、

- α : 粘度の圧力係数
- α_x : X 軸周り片当り
- α_y : Y 軸周り片当り
- c_r : 軸受半径すきま
- e_x : X 方向軸偏心量
- e_y : Y 方向軸偏心量
- h : 油膜厚さ

*1 長崎研究所トライボロジー研究室主席

*2 エンジン・ターボ統括部エンジン・ターボ技術部特殊エンジン設計課

- L: コンプライアンス
- N: 回転数
- Ω : 領域面積
- P: 油膜圧力
- ρ : 潤滑油充満度
- θ : 軸受周方向座標
- t: 時間
- U: すべり速度
- W_x : X 方向荷重
- W_y : Y 方向荷重
- X: 水平方向座標
- Y: 垂直方向座標
- Z: 軸方向座標

2.2 解析手法

2.2.1 油膜履歴 EHL 解析

Jones⁽²⁾の提案した油膜履歴の概念を基礎として、軸受すきま内部の油の移動を考慮した EHL 解析手法を開発した。当社における従来の EHL 解析では、全軸受面上にわたって潤滑油が満たされているとして圧力分布を計算し、計算の結果として現れた負圧部を周囲圧と置き換え、その境界を油膜破断境界としていた。この境界条件では油膜破断部での流量連続を満たすことはできない。これに対して油膜履歴 EHL 解析では流量連続を満たすように時々刻々の潤滑油充満度を追っていく。

エンジン軸受のような変動荷重を受ける軸受では、潤滑油の不足によって圧力発生可能領域が制限され、従来の EHL 解析結果よりも高い圧力が発生する傾向にある。当社大型船用ディーゼル機関の主軸受を対象とした実機計測でもこのことが確かめられており、油膜履歴 EHL 解析は有用な解析ツールとして設計・評価に用いられている。

2.2.2 計算方法

油膜圧力 p と軸偏心位置 e_x, e_y は式(1)~式(4)を連立させて求められるが、式(1)が油膜圧力に関して非線形となるため Newton-Raphson 法を適用して求めた。数値計算は有限要素法 (Galerkin 法) を採用し、使用した要素は線形四節点アイソパラメトリック要素、連立一次方程式の解法にはスカイライン法を採用した。油膜破断境界の決定には有限要素法に油膜履歴アルゴリズムを適用した Kumar ら⁽³⁾の手法を改良し適用した。図2に計算の流れを示す。

3. ケーススタディ

3.1 コンロッド大端部軸受

S3L 機関コンロッド大端部軸受を対象に、剛体解析と EHL 解析の比較及び油膜履歴 EHL 解析と従来 EHL 解析との比較を行った。

さらに、クランクピン形状がコンロッド大端部軸受の軸受特性に与える影響を評価した。

表1に軸受の諸元、図3に軸受到作用する荷重ベクトルとコンプライアンス計算に用いた三次元ソリッドモデルを示す。

3.1.1 解析手法の比較

図4(a)は最大油膜圧力の時刻歴変化である。大部分のタイ

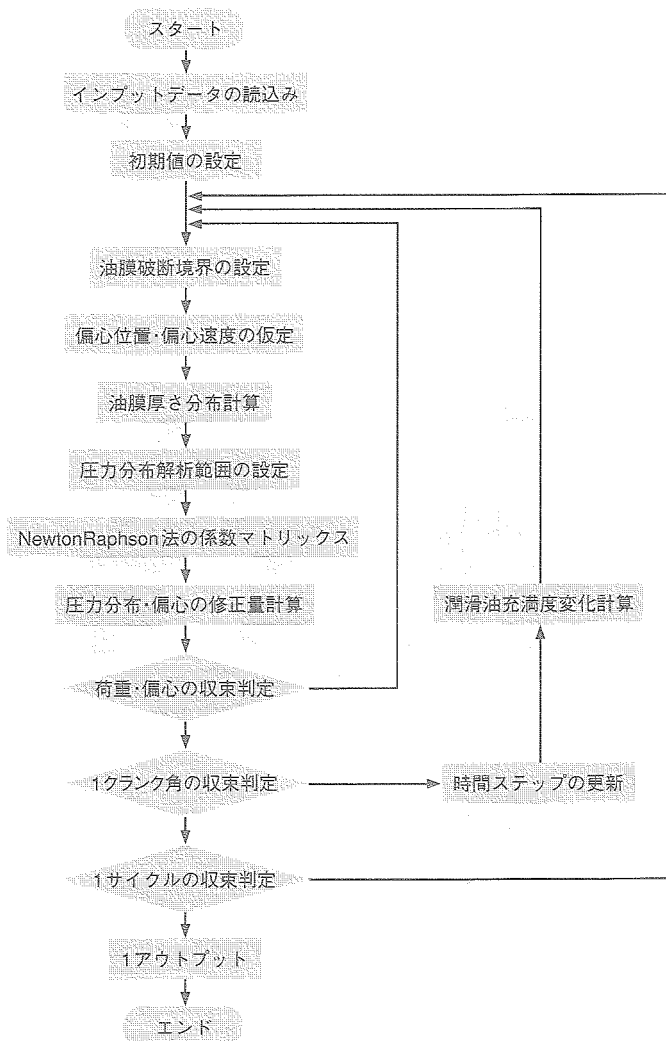


図2 解析フローチャート
Flow of calculation

表1 S3L 機関コンロッド大端部軸受諸元
Dimensions of S3L engine connecting rod big-end Bearing

軸受直径	φ 48 mm
軸受幅	21 mm
半径すきま	0.025 mm
ロッド長	145 mm
ストローク	78.5 mm
回転数	3 600 rpm
潤滑油粘度	10 cP

ミングで剛体解析で求めた油膜圧力が EHL 解析で求めた圧力よりも高くなっている。例えばクランク角 10° 付近の比較的荷重の大きい爆発タイミングではこのことが顕著に表れており、EHL 解析の最大油膜圧力 133 (Mpa) に対して、剛体解析では 180 (Mpa) となっている。クランク角 10° の軸受幅中央部の油膜厚さ分布と油膜圧力分布を図4(c)(d)に示す。弾性変形を考慮すると油膜厚さは剛体解析と比べて厚くなり、圧力域で平坦になる傾向にある。また、圧力分布は剛体解析に比べて周方向に広がるため、最大油膜圧力も低くなる。図4(b)軸心軌跡をみると、EHL 解析では軸心は軸受すきま量を越えて大きく偏心していることがわかる。

次に、図4(a)においてクランク角250°付近の最大油膜圧力をみると油膜履歴EHL解析と従来EHL解析に差異がみとめられる。このクランク角タイミングは上メタルへの荷重から下メタルへの荷重に移るところに相当し、油膜破断部であった方向に軸が移動する。図4(e)にクランク角250°の油膜圧力

分布および潤滑油充満度を示すが、油膜履歴解析では潤滑油が不足し圧力発生可能域が制限されて、従来のEHL解析に比べて高い油膜圧力を発生していることがわかる。

3.1.2 クランクピン形状の軸受特性に与える影響

クランクピン形状がコンロッド大端部軸受の軸受特性に与える影響を評価した。クランクピン形状としては図5に示す①ストレート、②樽型、③鼓型の3タイプについて検討した。図6にそれぞれの最大油膜圧力、最小油膜厚さの解析結果をまとめた。①ストレートが油膜厚さも厚く、本軸受の運転条件においては最適であることがわかる。

3.2 主軸受

本解析手法は大端部軸受のみならず主軸受、小端部軸受にも適用可能である。S6R機関#4主軸受を対象に解析した例を紹介する。表2に軸受諸元、図7に軸受荷重及び主軸受を含めたエンジンフレームのFEMモデルを示す。

図8(a)に示す最大油膜圧力の時刻歴をみると剛体解析が

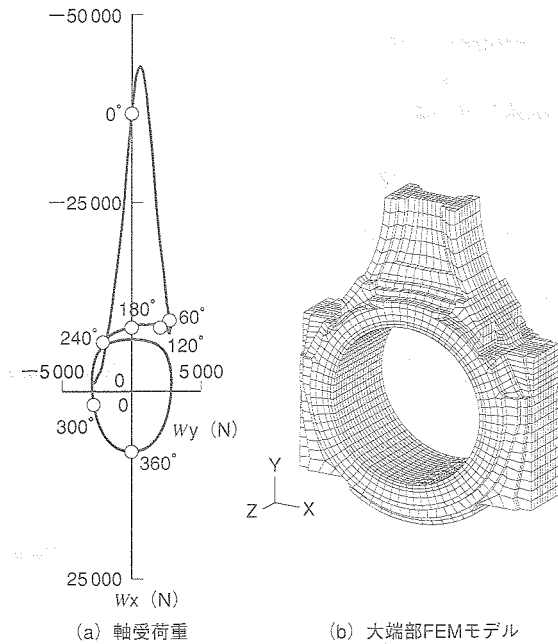


図3 軸受計算条件 軸受荷重の変化と変形計算のための3次元ソリッドモデル。 Bearing load and 3D FEM model of connecting rod

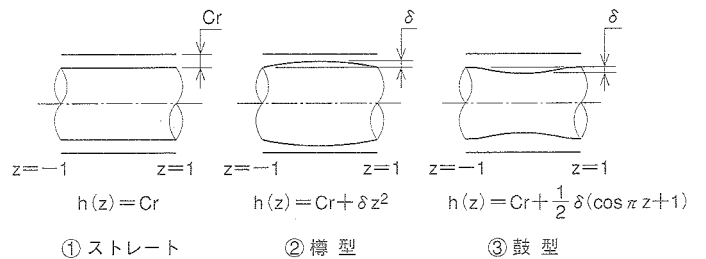
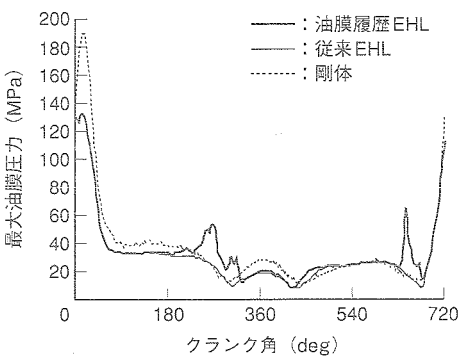
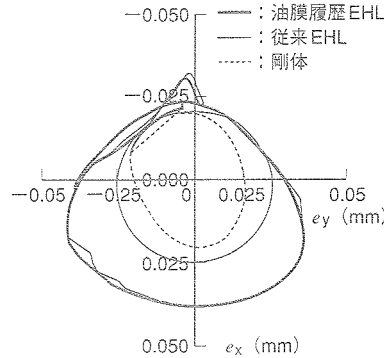


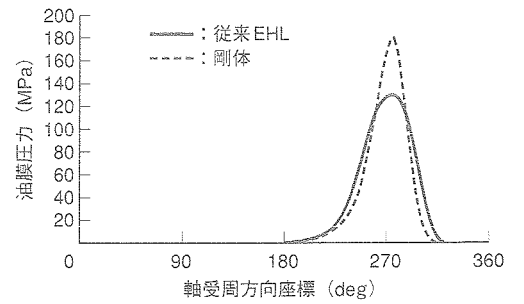
図5 クランクピン形状 Geometrical error in crank pin



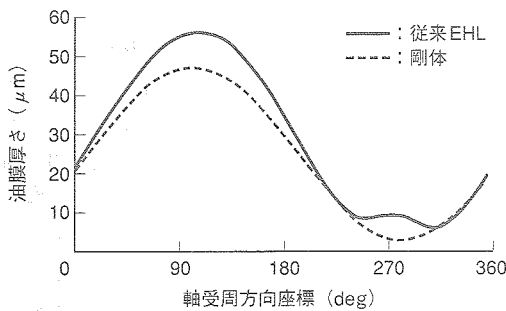
(a) 最大油膜圧力の時刻歴変化



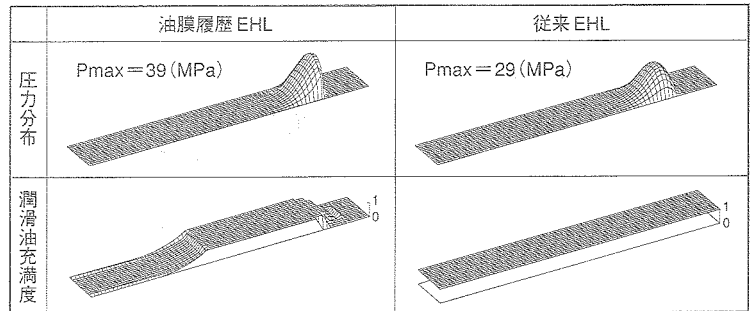
(b) 軸心軌跡



(c) 軸受幅中央部の油膜圧力 (クランク角10°)



(d) 軸受幅中央部の油膜厚さ (クランク角10°)



(e) 油膜履歴考慮による圧力分布の相違 (クランク角250°)

図4 大端部軸受特性解析結果 弾性変形を考慮すると油膜圧力の計算値は低下し油膜厚さは増加する。油膜履歴の考慮により圧力発生域が制限され圧力ピークは高くなる。

Comparison between EHL and conventional bearing analysis

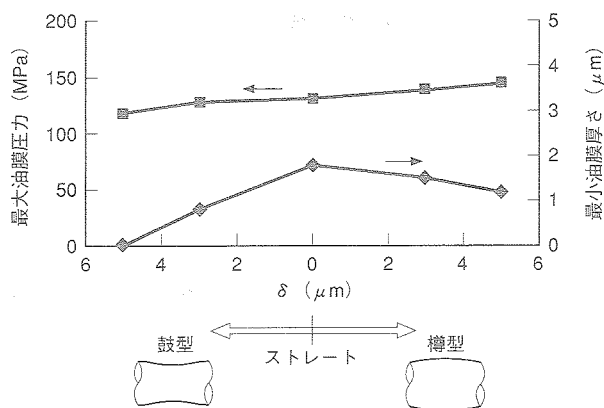
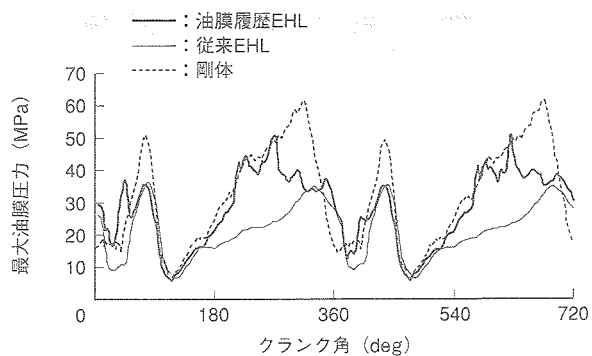


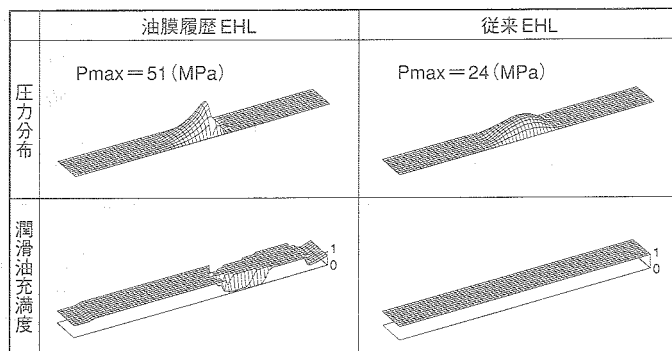
図6 ピンの形状誤差による軸受特性差
Effect of geometrical error on bearing characteristics

表2 S6R 機関#4 主軸受諸元
Dimensions of S6R engine No.4 main bearing

軸受直径	φ 140 mm
軸受幅	53 mm
半径すきま	0.07 mm
回転数	1 800 rpm
潤滑油粘度	10 cP
油溝	水平左右 45°幅 10 mm



(a) 最大油膜圧力の時刻歴変化



(b) 油膜履歴考慮による圧力分布の相違(クランク角270°)

図8 主軸受特性解析結果 油膜履歴の考慮により圧力ピークは上昇する。

Maximum oil film pressure and pressure distribution

4. おわりに

エンジンクランク軸系の信頼性向上の最新技術として EHL 解析, 油膜履歴 EHL 解析技術を紹介した。

今後さらに高出力化, 軽量化する機関開発に対応した軸受の設計においては上記評価技術を駆使して高信頼性を確保し, またさらに三次元 CAD との連動などシステム化を図り利便性を高めていく所存である。なお, 本開発の一部は三菱自動車工業株式会社トラック・バス開発本部と共同で行ったことを付記する。

参考文献

- (1) 古野啓二ほか, 大型船用 UEC ディーゼル機関の信頼性向上, 三菱重工技報 Vol.34 No.4 (1997) p.256
- (2) Jones, G.J., Crankshaft bearings: oil film history, Proc. 9th Leeds-Lyon Symp. (1983) p.83
- (3) Kumar, A. and Booker, J.F., A Finite Element Cavitation Algorithm, Trans. ASME, J. of Tribology Vol.113 (1991) p.276

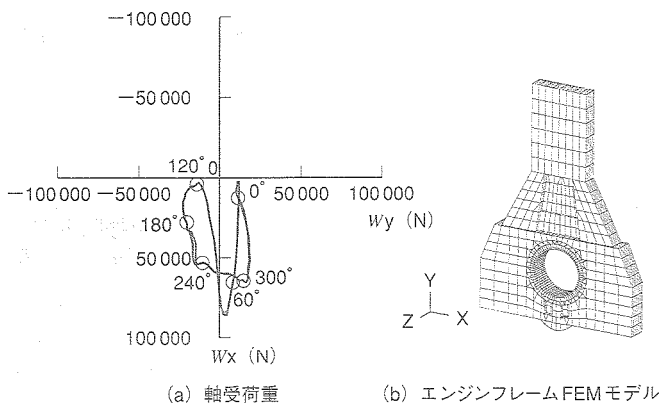


図7 主軸受計算条件
Bearing load and 3D FEM model of main bearing

EHL 解析に比べて大きな圧力を見積もる。また, 図8 (b)に示したクランク角 245°の圧力分布をみると油膜履歴解析では潤滑油の不足により圧力発生可能域が制限されて, 従来の EHL 解析に比べて高い油膜圧力を発生していることがわかり, 大端部軸受解析と同様の傾向を示す。

静圧軸受技術を適用したマルチシュー紙厚制御ロール

Multishoe Caliper Controlled Roll with Static Bearing Technology

技術本部 鈴木節夫*¹ 谷本光史*²
高橋定*³
紙・印刷機械事業部 森初夫*⁴ 篠木富士夫*⁵

製紙機械のカレンダーパートでは、2本のロールの間に紙を通し、温度とニップ圧をかけることで紙の表面性状を改善し、かつ、幅方向の紙厚を均一にすることも望まれている。従来は、加熱ロールに幅方向に分割された外部加熱装置を設置し、幅方向温度差を設け、直径を変化させることで紙厚を制御してきたが、加熱ロールの温度ムラが品質に悪影響を及ぼしていた。当社では、加熱ロールの対向ロールに幅方向に分割されたシューをロール内部に配置し、シューの圧力差でロールセルを変形させて紙厚を制御するマルチシュー紙厚制御ロールを開発した。開発に当たり、シューとセル内面の油膜厚さを静圧軸受技術を用いて解析し、テスト機で検証した。また、制御ソフトも自社開発し実機での性能検証を実施し、従来の外部加熱装置と比較して高性能な紙厚制御ロールであることを確認した。

Mitsubishi has developed a high-performance controlled multishoe crown roll to control the caliper cross profile. It has the following advantages: (1) Fine profile correction and stable oil film using small multiple shoes, (2) Reduced drive due to small multishoe footprint, (3) PC-based user-friendly control. Theoretical and experimental studies with a test stand proved the applicability of the Multishoe CC Roll for calendars.

1. はじめに

近年、製紙業界では高品質化に対するニーズに応えるため、坪量、水分、紙厚の幅方向の制御機能を強化改善してきており、紙厚の幅方向制御機能はカレンダーパートで対応している。従来は、加熱ロールに幅方向に分割された外部加熱装置を設置し、幅方向温度差を設け、直径を変化させることで紙厚を制御してきた。この方法では、直径を変化させるための加熱ロールの温度ムラが紙品質に悪影響を及ぼし、また、ロール表面の温度差が変化するのに時間がかかるなどの欠点が指摘されていた。

三菱マルチシュー紙厚制御ロールは加熱ロールに対向するロール内部にロールセル表面を変化させる油圧制御シューを配置し、ロール表面温度の均一化と迅速な応答性を確保した。

2. マルチシュー紙厚制御ロールの特徴

2.1 マルチシュー紙厚制御ロールの構造

図1にマルチシュー紙厚制御ロールの構造を示す。固定されたセンターシャフトに油圧が独立して制御されるシューが

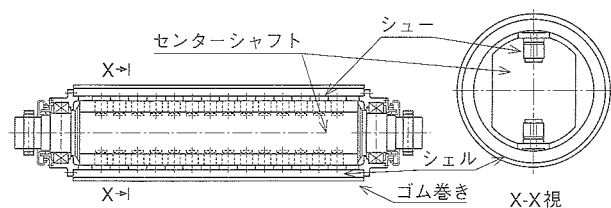


図1 マルチシュー紙厚制御ロールの構造
Structure of multiple shoe type CC roll

配置されている。図1の上下のシューは、一方がホットロールと接触しニップを形成しウェブを処理する側であり、反対側はカウンターシューと呼ばれるシューで、このシューに圧力を与えることで、ニップ側のシュー油圧を相対的に高くできるため、引き代を持たせシャープなセル変形を形成する役目をしている。

図2にシューの概観を示す。シューには4個の静圧ポケットがあり、シューとセル内面には静圧軸受理論に基づく油膜が形成され、静圧はピストン下部の油圧とつりあっている。このため、シューの姿勢が傾いた場合、セル内面とのすきまが狭くなった側はポケット圧が上がり、反対に広がった側はポケット圧が下がることにより、シューには、復元モーメントが作用する。このため、各ポケットの圧力が自分の姿勢

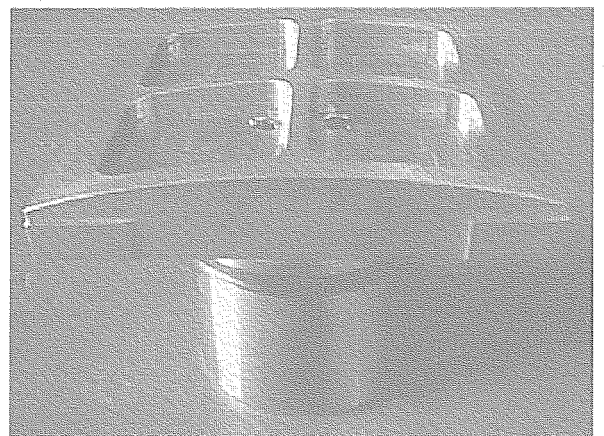


図2 シュー概観 シューの概観を示す。
Photograph of shoe

*1 広島研究所製紙・紙工機械研究室長

*4 製紙・紙工機械技術部製紙機械設計課

三菱重工技報 Vol. 38 No. 6 (2001-11)

*2 広島研究所機械研究室

*5 製紙・紙工機械技術部製紙・紙工機械制御設計課

*3 広島研究所工作機械研究室

を立て直すように働く自己姿勢制御能力を有する。

紙厚制御性能は2つのパラメータで評価される。一つは圧力ピークの移動ピッチであり、もう一つは圧力の応答幅である。応答幅は約400mmであり、移動ピッチについては、幅方向の複数のシュー油圧を調整することで、ニップ圧のピークは幅方向に任意に移動させることが可能である。

外部加熱装置を用いる場合と比較すると、油圧によりシューの加圧力を変化させてセルの変形を直接制御するため、応答が速く、幅方向に温度ムラができないという特徴がある。

2.2 制御システム

図3に制御システム概略を示す。

マルチシュー紙厚制御ロールは、主要な装置としてB/Mスキャナ、演算用PC、PLC盤、油圧機器で構成される。B/Mスキャナは、オンラインで紙をモニターし、紙の坪量(単位面積当の重量)や紙の厚みなどを測定するものである。演算用PCは、B/Mスキャナで測定した紙厚のデータを処理し、実際に必要な各シュー油圧を求める。PLC盤では、各種マシンコントロール及び演算用PCで出力されたデータをサーボアンプに信号を送る役目を果たす。油圧機器では、サーボアンプを介してサーボバルブをコントロールし、各シュー油圧を最適値に近づける役割を果たす。

3. 静圧軸受理論による潤滑特性解析

3.1 解析手法の概要⁽¹⁾

図4に解析モデルを示す。ここではハイブリッド潤滑下にある静圧シューの潤滑特性を動圧シューと同じような一種のティルティングパッド型軸受とみなし、ピストン下部のシールリング位置を仮想的ピボット点に設定し解析を行う。

油膜内の流れは定常な層流であり、潤滑油は粘度一定で非圧縮性とする。この仮定の下で油膜圧力を支配する基礎式は次式に示すレイノルズ方程式で与えられる。

$$\nabla \cdot \left(\frac{h^3}{12\mu} \nabla p \right) = \frac{1}{2} \nabla (hU) + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

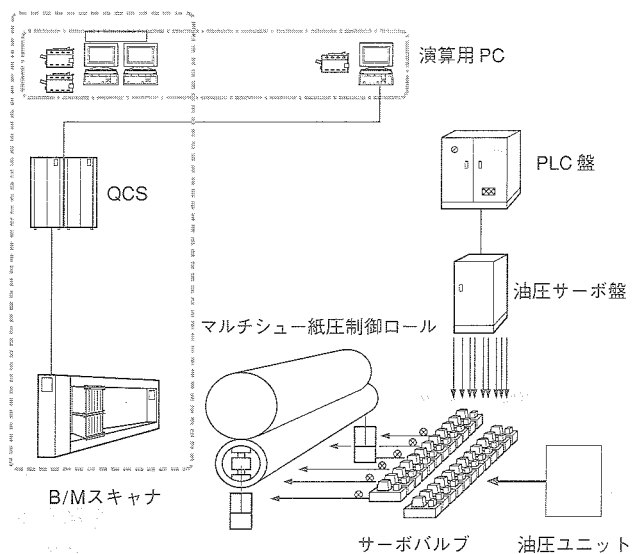


図3 システム構成 自社開発したマルチシュー紙厚制御ロールのシステム構成を示す。
Multiple shoe type CC roll system

なお、 ∇ は微分演算子である。さて、式(1)をガラーキン法を用いて離散化すると、最終的に既知の境界圧力と未知の境界流量、既知の供給圧力と未知のポット流量、未知の領域圧力と既知の領域流量で表される線形の連立方程式となる。この連立方程式から領域内の油膜圧力を求めることができる。

3.2 フローチャート

図5に計算のフローチャートを示す。ここでは荷重の釣り合い、静圧シュー姿勢に関するモーメントの釣り合い条件から、偏心量、シュー傾き角を反復計算により求める。ここで、鉛直方向荷重は、油膜圧力を荷重方向に領域積分し、この値はピストン下面に作用する油圧力からピストンヘッド自重を

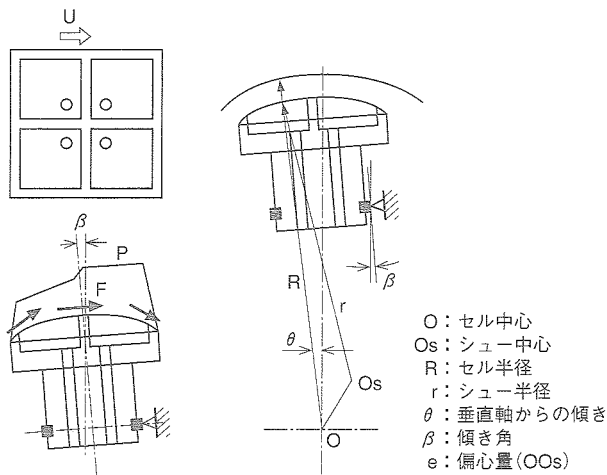


図4 静圧シューの解析モデル 静圧シューをティルティングパッド型軸受としてモデル化した。
Analysis model of static shoe

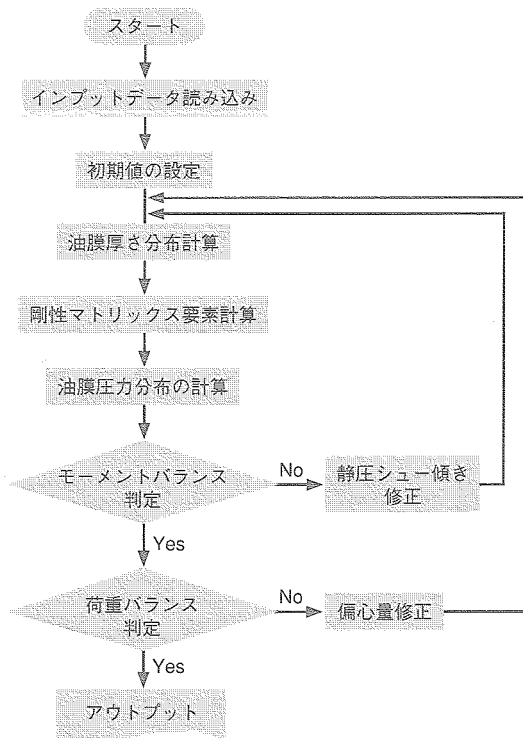


図5 計算のフローチャート 計算のフローチャートを示す。
Flow chart of analysis

差し引いたものに等しい。また、静圧シューの傾きは、シューピストン下部のシールリング位置周りの油膜圧力によるモーメントと粘性摩擦力によるモーメント及びシールリングの回転抵抗モーメントが釣り合うことで決定される。なお、回転抵抗は線形ばねで考慮した。また、反復計算による収束判定は、荷重誤差、残差モーメントが許容値以内に入ればその時点で収束と見なした。

4. 制御ソフト

4.1 制御ソフトの概要

本マルチシュー紙厚制御ロールでは、制御パラメータを最適設定することにより、任意に設定したキャリパファイルを実現している。本制御における特徴は、下流側に位置するB/Mスキャナで計測されたキャリパファイルの制御のために、シュー油圧プロファイルのみならず、外部加圧も最適化していることである。すなわち、外部加圧方式カレンダーの性質上、シュー油圧プロファイルだけでは幅方向のキャリパファイルの傾きを修正することは不可能であったが、計測されたキャリパファイル信号を用いて両端の外部加圧力の最適化を行うことにより、非常に良好な制御性が実現可能となった。

4.2 最適ニッププロファイル計算

最適ニッププロファイルは、逐次2次計画法⁽²⁾を用いている。本手法は、非線形計画問題において現在最も有効で安定性のあるアルゴリズムである。

この適用に際しては、各パラメータの変化に対するロール変形量の影響係数を有限要素法を用いて計算し、これらの重ね合わせにより次式により全体の変形量を求める。

$$[A_r]\{F\} + [A_p]\{p\} + \{U_w\} + \{U_0\} = \{0\} \quad (2)$$

ここで、

$\{F\}$: ニップ荷重ベクトル

$\{p\}$: シュー油圧ベクトル

$\{U_w\}$: 自重変形量ベクトル

$\{U_0\}$: 剛体変位ベクトル

また、 $[A_r]$ および $[A_p]$ は有限要素法で求めたニップ荷重およびシュー油圧による影響係数マトリックスである。

図6に計算結果の一例を示す。

4.3 増分計算によるフィードバック

実際の制御においては、上流側の紙の状況変化あるいは計算誤差に対応するために、増分計算を行ってフィードバック制御している。このとき、B/Mスキャナでは信号の安定化のためのスムージング処理が行われている。しかしながら同時にこれは、系に遅れ時間を発生させることになるので、制御にあたっては細心の注意を要する。例えば、図7にゲインを変化させたときの系の安定性をシミュレーションした結果の一例を示す。図中、横軸は制御繰り返しにおけるデータ番号を、縦軸は0→1のステップ入力に対する出力を示している。制御パラメータが不適切である場合(図7(a))は系が発散する場合があるが、適正化を行うと(図7(b))非常に短時間で安定的に収束する。これより、系の安定性は紙の圧縮剛性、ゲインおよびB/Mスキャナのスムージングファクタに大きく

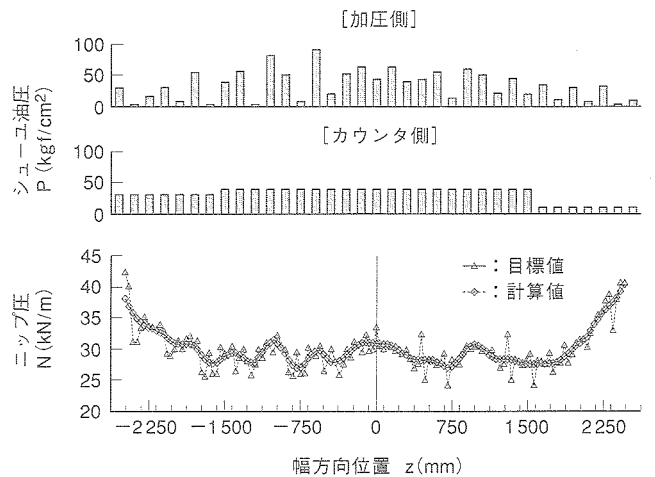
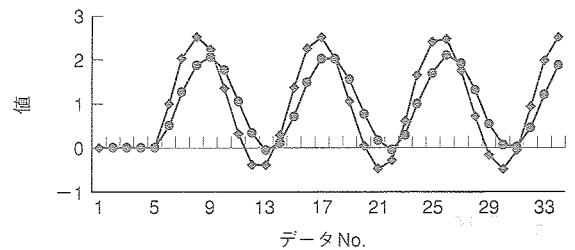
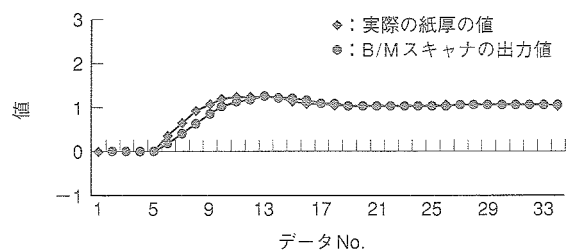


図6 計算結果の一例 ニップ圧とシュー油圧の計算結果例を示す。
Calculation results of nip profile and hydraulic pressure



(a) 制御パラメータ適正化前



(b) 制御パラメータ適正化後

図7 増分計算シミュレーション結果 ゲインを変化させたときの系の安定性を示す。
Simulation results of feedback control

依存することがわかる。

5. 実機適用

5.1 テスト機概要

図8にテスト機の概要を示す。面長2000mmで、シュー油圧によるセル変形やニップ圧プロファイルの検証が行われた。また、高速、高ニップ条件でもセルとシューの間の適正な油膜厚さ、シューでの発熱、必要油量、動力の検証が行われた。

5.2 油膜計測結果

図9に速度と油圧(ニップ圧)をパラメータにしたシュー入側と出側の油膜計測結果を示す。入側の油膜はシュー油圧が高くなると薄くなるが、出側ではあるニップ圧を超えるとその厚さに変化がなくなる。また、入側、出側とも速度が速くなると油膜は薄くなっている。350kN/mでの油膜解析結果も実測値とほぼ一致している。

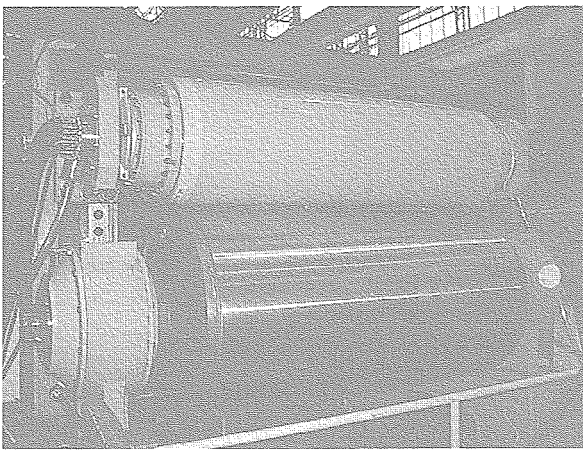


図8 テスト機の概要 テスト機の概観を示す。
Photograph of test stand

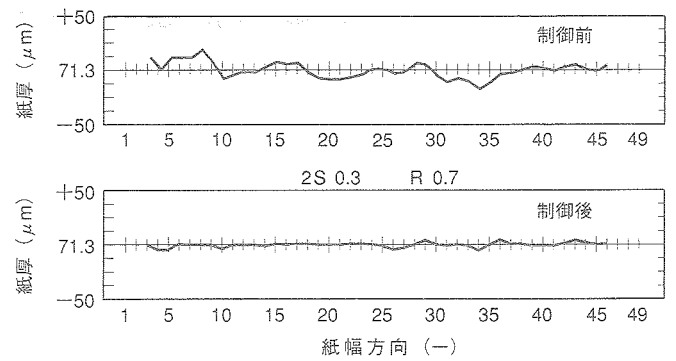


図10 制御前後の紙厚(新聞紙) 制御によって紙厚が十分均一化されている。
Comparison of caliper profile (News paper)

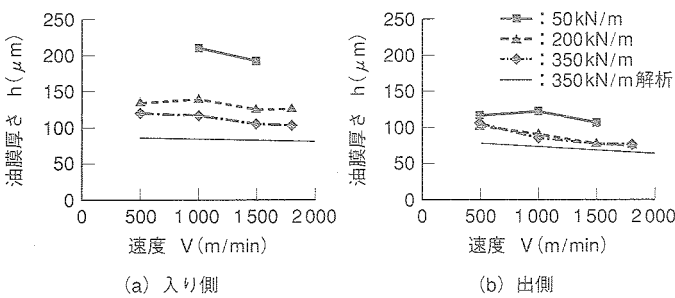


図9 油膜計測結果 高速、高ニップでも十分な油膜形成が行われている。
Measurement results of oil film

入側の油膜は静圧軸受理論による油膜厚さに加えて、セル内面に発達しているリング油のダイナミック効果加わるため出側に比較して油膜が厚くなっている。また、速度が速くなるとシューでの発熱が多くなり、油温の上昇があり油粘度の低下から油膜は薄くなっている。

いずれにしても、高速、高ニップ下でも80 μm以上の十分な油膜が確保されていることがわかる。

5.3 実機性能検証

図10は新聞紙における自動制御前後のキャリパプロファイルを示す。マルチシュー紙厚制御がゴム巻きロールに用いられたソフトニップカレンダ1スタックのデータである。自動制御前の変動量偏差2σが1.45 μmであったものが、0.3 μmに制御されている。

図11にライナー紙の2σの収束状況を示す。マルチシュー紙厚制御ロールはハードニップカレンダに適用された。横軸のB/M スキャナのスクアン回数を示している。本図よりスミングファクタとゲインの調整にもよるが、20回程度で収束していることがわかる。時間に換算すると約10分程度になる。

従来の加熱ロールに細かいピッチで外部加熱装置をつけ、加熱ロールの温度を紙幅方向に変化させることでセル直径を変化させてニップ圧プロファイルを制御しているタイプと比較して、性能は同等以上、収束時間も同等の結果が得られた。

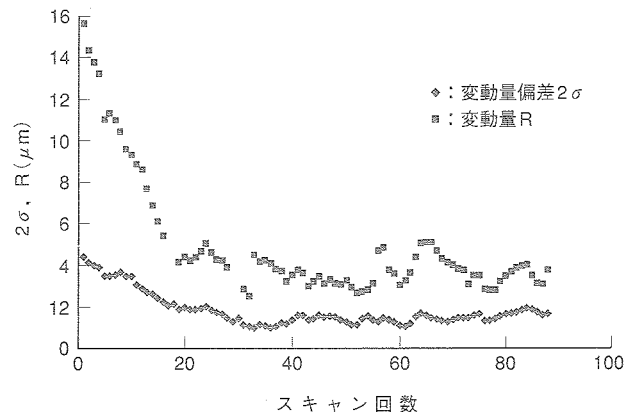


図11 自動調整開始後の収束状況 自動制御にするとスクアン回数20回で収束する。
Caliper trend after using control system

マルチシュー紙厚制御は、ハードニップカレンダ、ソフトニップカレンダの双方にて適用され、従来の外部加熱装置と併用しなくとも、何の問題もなく十分な性能を発揮している。

6. ま と め

マルチシュー紙厚制御ロールのシューとセル内面の油膜形成に静圧軸受け技術を適用し、高速、高ニップでも80 μm以上の油膜を形成するマルチシュー紙厚制御ロールを開発した。本ロールはソフトニップカレンダ、ハードニップカレンダに適用され、自社開発の制御ソフトにより、従来の外部加熱装置による幅方向紙厚制御に比較して同等以上の性能を有することを検証した。

本技術はプレスパートのセンターロールへも適用されている。

参 考 文 献

(1) 高橋ほか、変形を考慮した静圧軸受特性の解析、日本トライボロジ学会、トライボロジ会議予稿集(1994-10) p. 536~p.538
(2) 炭木俊秀ほか、FORTRAN 77最適化プログラミング、岩波書店(1995)

ターボ冷凍機高性能化のためのトライボロジー要素技術

Tribological Technology for High Efficient Centrifugal Chiller

技術本部 吉田 善一*1 東崎 康嘉*2
 吉田 孝文*2
 冷熱事業本部 関 亘*3

オゾン層の破壊防止や地球温暖化対策のために、大容量空調設備として使われているターボ冷凍機は、冷媒の HFC134a への転換とともに高性能化が進められている。本報では、ターボ冷凍機 NART の COP 6.0 という世界トップレベルの高性能化のために、軸受、歯車のトライボロジー要素について動力損失の低減を図った事例について報告する。

Centrifugal chillers widely used in large air-conditioning systems feature improved performance and improved environmental friendliness thanks to the refrigerant HFC134a replacing HCFC123. We report how we decreased power loss using a tribological components, bearings, and gears in chillers for higher performance (COP 6.0).

1. はじめに

大容量の空調設備である当社ターボ冷凍機では、オゾン層を破壊しない冷媒の HFC134a へ転換し、これとあわせてターボ冷凍機の COP 6.0 という世界トップレベルの高性能化のために、① 冷凍サイクルの効率向上、② 高効率インペラの開発、③ 高効率電動機の採用、④ 熱交換器の効率向上を図っている⁽¹⁾。

さらに、ターボ冷凍機の機械損失低減のために、従来のすべり軸受から高信頼の転がり軸受への変更、歯車の圧力角の最適化を実施し、ターボ冷凍機の新シリーズ機（NART 機、図 1、図 2）に実用化したので紹介する。

2. 転がり軸受による低損失化

2.1 選定軸受形式と配列

ターボ冷凍機では、容量が小さくなるほどインペラーおよ

び回転軸の径は小さくなるが、運転回転数も高くなり軸受損失はターボ冷凍機の容量の減少割合ほど小さくならず、相対的に駆動動力に対する軸受損失の割合が大きくなる。このため、高性能化するには、軸受損失の低減が特に不可欠である。ここでは、軸受損失の低減のために、従来のすべり軸受に替

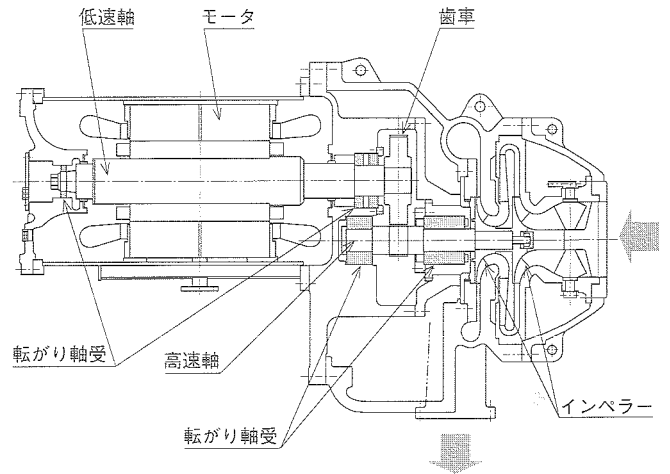


図 2 ターボ冷凍機概略 ターボ冷凍機の内部構造を示す。Schematic view of centrifugal chiller

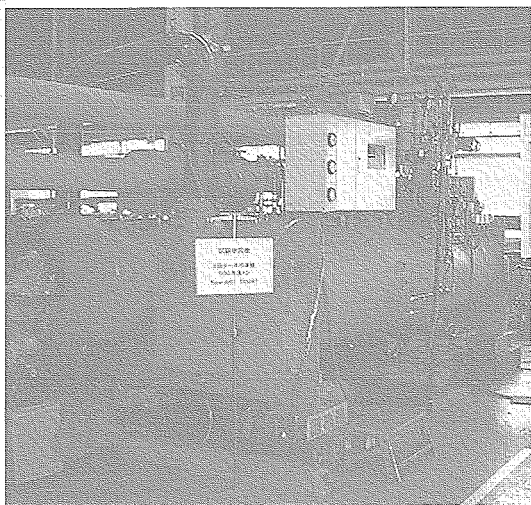


図 1 NART 試作機 試験に用いた試作ターボ冷凍機を示す。New centrifugal chiller

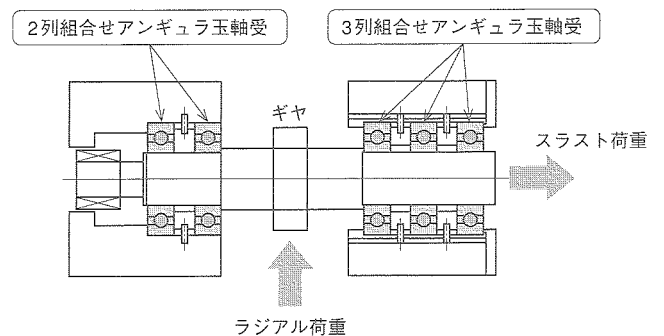


図 3 組合せアンギュラ玉軸受 選定した高速軸に採用した3列と2列の組合せアンギュラ玉軸受を示す。Matched angular contact ball bearings

*1 高砂研究所機器・自動化装置研究室主席
 *2 長崎研究所トライボロジー研究室 工博
 *3 大型冷凍機部設計課長

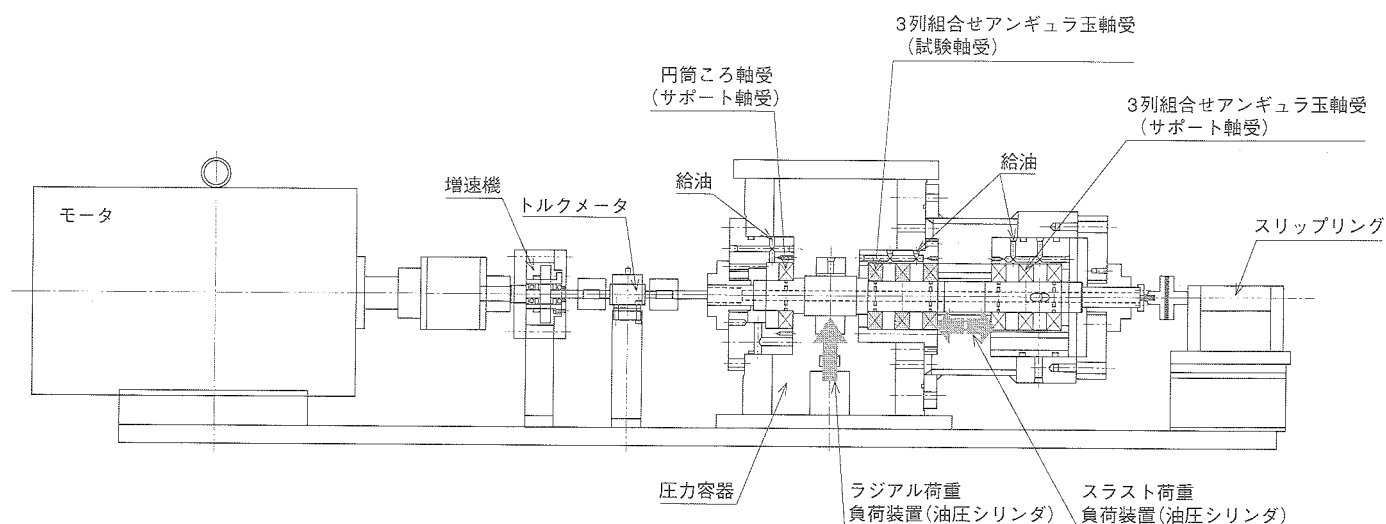


図4 軸受性能確認試験装置の概略 軸受損失、焼付きおよび寿命を確認するための試験装置の概略を示す。
Schematic view of experimental apparatus of bearings

わり転がり軸受を採用した。

今回高速軸に採用した軸受形式と配列を図3に示す。高速軸は、高速回転の割には軸受に作用する荷重（アキシャル荷重、ラジアル荷重）が大きい。そこで、高速性を考慮してアンギュラ玉軸受を採用し、耐荷重性を考慮した組合せを選定した。アキシャル荷重は3列組合せアンギュラ玉軸受で支持し、ラジアル荷重はそれらと2列組合せアンギュラ玉軸受で支持する。熱伸びは2列組合せアンギュラ玉軸受の外輪とハウジング間で逃すように工夫してある。ラジアル荷重は、円筒ころ軸受で支持する方法もあるが、運転中に無負荷運転があり、そのときに発生するスキッピング（ころの公転滑り）損傷が懸念されるために、信頼性を重視し2列組合せアンギュラ玉軸受を採用した。

図3の軸受配列では、回転中にアキシャル荷重とラジアル荷重を支持しなければならない3列組合せアンギュラ玉軸受が非常に厳しい条件で使用されるので、この軸受の性能確認試験を実施した。

2.2 性能確認試験

3列組合せアンギュラ玉軸受は使用条件が厳しいために、軸受の内部諸元（玉径、接触角、軌道溝半径など）は最適設計しており⁽²⁾⁽³⁾、かつ初期アキシャルすきま、軸と軸受内輪のはめあいも最適設計してある。また、給油は各軸受間の間座から各軸受毎に給油する方式を採用した。

軸受性能確認試験装置の概略を図4に示す。試験装置では、スラスト荷重をサポートするために3列組み合わせアンギュラ玉軸受をもう1組組み込んである。ラジアル荷重、スラスト荷重共に油圧シリンダで負荷する構造となっている。モータの回転数は3500 rpmであり、これを増速して実機と同じ12300 rpmを確保した。潤滑油は冷凍機油（粘度グレード68）を採用し、定格運転時（温度50℃、圧力0.36 MPa）での油中冷媒の溶解度を考慮して冷媒を混入させた。本試験では、(1)軸受損失、(2)軸受の焼付き、(3)軸受寿命を確認した。

2.3 試験結果

図5に軸回転数と軸受損失（図4の実験からアンギュラ玉

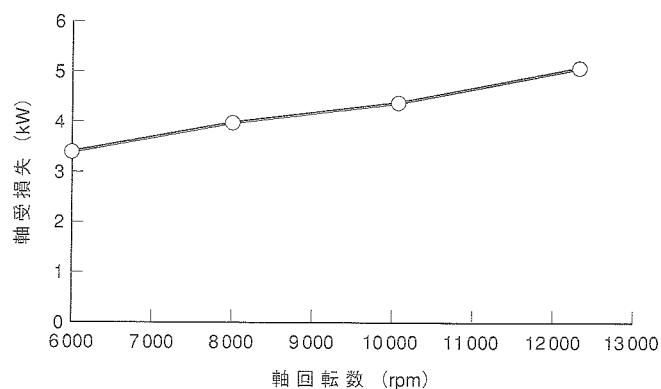


図5 軸受損失 試験で計測した軸受損失（アンギュラ玉軸受5列分）を示す。
Operating torque of angular contact ball bearings

軸受5列分に換算）の関係を示す。ここで、軸受損失は給油量で変化するが、給油量は軸受温度と軸受損失のトレードオフを実験で確認して最適値を求めた。図5より、定格回転数12300 rpmのときに約5 kWの軸受損失で、従来採用していたすべり軸受の約1/2程度となり、軸受の動力損失低減効果を確認した。

次に、軸受焼付き試験を実施した。定格回転数時の荷重はアキシャル荷重6.13 kN、ラジアル荷重0.75 kNであるが、アキシャル荷重をその10倍以上の85.0 kN、ラジアル荷重をその20倍以上の22.0 kN負荷しても軸受に焼付きは発生しなかった。この試験結果より定格回転数時に軸受の焼付きが起らないことを確認した。

つづいて、軸受の計算寿命に対する予測精度を確認するため、回転数10000 rpm、アキシャル荷重6.5 kN、ラジアル荷重10 kNの条件で加速耐久試験を実施した。この条件での計算軸受寿命に対して、実施した耐久試験時間はその10%である。試験後の転がり軸受の材料組織の分析より、残存寿命評価を実施した。その結果、当初予測した計算寿命以上の寿命が確保できることがわかり、実機での軸受の設計寿命時間を十分満足することが確認できた。

以上より、高速軸への転がり軸受の採用で、軸受損失の低減を達成し、軸受の焼付きの発生もなく、寿命も計算寿命以上を確保できることがわかった。

3. 歯車の低損失設計

ターボ冷凍機では、一般に増速歯車を用いてモータの回転を増速し、圧縮機を駆動している。このため、歯車を用いた動力伝達では歯車損失分の効率低下が避けられない。ここでは、損失が最小となるような歯車諸元を選定し、効率向上を図った。

当社では、歯車損失を以下の4種類に大別して計算することで精度良く予測できる手法を開発している⁽⁴⁾。

- (1) かみ合いによる歯面の摩擦損失（歯面かみ合い摩擦損失）
- (2) かみ合い面に潤滑油を供給する仕事（潤滑油かみ込みポンプ仕事）
- (3) 歯車が周囲流体をかくはんする仕事（風損）
- (4) 潤滑油を周速まで加速する仕事（潤滑油加速仕事）

一般的な歯車装置の損失では、これらの要素のうち、歯面かみ合い摩擦損失が支配的となるので、かみ合い摩擦損失を低減するように歯車仕様を選定した。

かみ合い摩擦損失を計算する式を以下に示す。

$$L_M = 8.34 \times 10^{-9} \frac{\mu F_n Z_n}{\cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) (l_1^2 + l_2^2)$$

ここで、

- L_M : かみ合い摩擦損失 (kW)
- μ : 歯面摩擦係数
- F_n : 歯面荷重 (N)
- Z_n : 歯数
- α : 圧力角 (deg)
- r : ピッチ円半径 (mm)
- l : 作用線長さ (mm)
- (添字 1: 小歯車, 添字 2: 大歯車)

歯車のかみ合いモデルを図6に示す。かみ合い作用線とは

一对の歯がかみ合って動力を伝達する際のかみ合い点の軌跡であり、図中の線分 AB である。かみ合い作用線長さ ($l_1 + l_2$) は歯車の半径や歯車の歯面形状を決定するパラメータである。圧力角 α などによって定まる。圧力角を大きくすると、歯車寸法が同一 (r_1, r_2 が不変) でもかみ合い作用線 l_1 および l_2 が短くなる。すなわち式(1)右辺の $(1/r_1 + 1/r_2)$ は不変だが $(l_1^2 + l_2^2)$ が小さくなるため、摩擦によるかみ合い損失 L_M は減少する。

従来機の増速機には圧力角 20° の歯車を使用していたが、ここでは圧力角を 25° に変更し、歯車損失低減を図った。圧力角 25° の歯車は、圧力角 20° の歯車と比較すると強度的には有利であり、歯元の曲げ折損・歯面の疲労損傷などには強くなるが、かみ合い率が減少するために振動・騒音などの面で不利となる。そのため、歯車の振動解析を実施し、問題なく成立することを確認した。

低損失を目標とした歯車仕様選定の結果、歯車効率 99% を実現する目算が得られた。

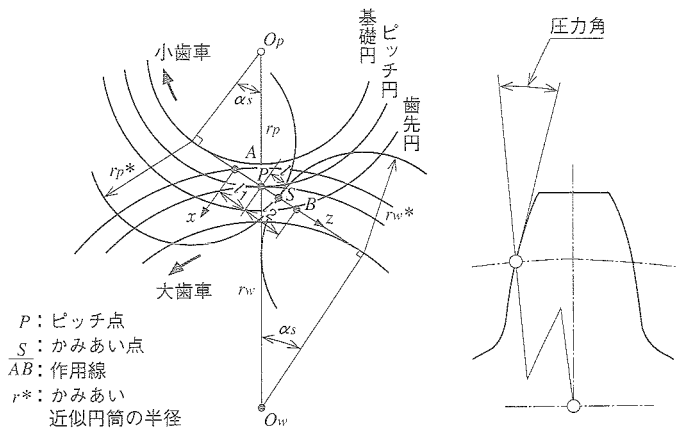


図6 歯車のかみ合いモデル 歯車のかみ合い部の記号の説明を示す。
Schematic view of gears

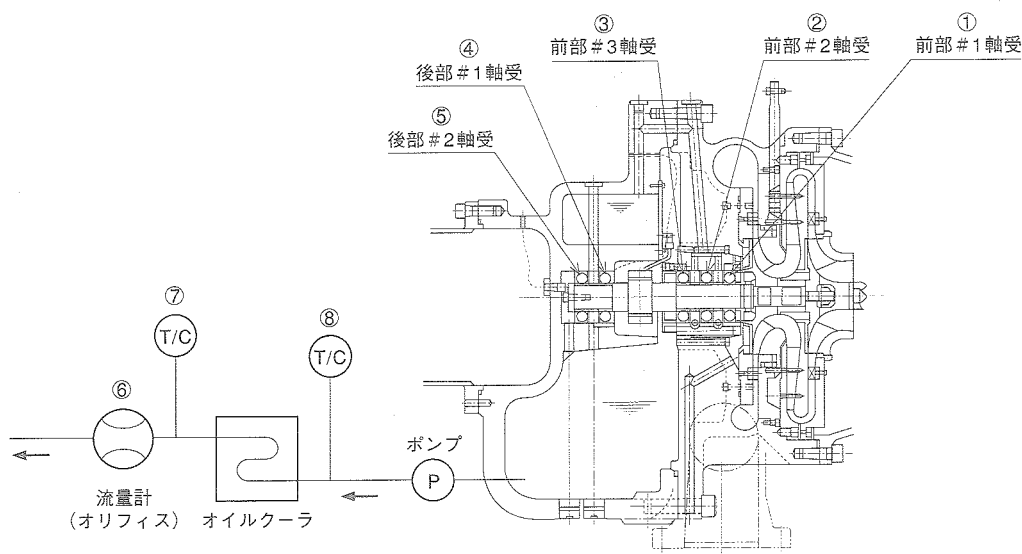


図7 計測系統 温度、油温、油量の計測法を示す。
Measuring system

4. 実機試験結果

以上の軸受、歯車を試作機（図1，図2参照）に組み込み、実機運転での動力損出低減効果の検証および軸受温度の計測を実施した。

インペラを取り付けた高速軸は駆動用の低速軸（モータ軸）と歯車により増速されている。高速軸の歯車の両端に転がり軸受を配置し、また低速軸の両端に同様に転がり軸受を配置し、回転軸を支持している。なお、従来の当社2段型のターボ冷凍機では、転がり軸受の位置に滑り軸受を配置してあり、さらに高速軸、低速軸のスラスト軸受が歯車部をはさんでそれぞれ配置してあった。転がり軸受の採用により、スラスト軸受を省略することができ、軸長さを短くし、回転軸の剛性も向上することができた。

図7に試作機での、高速軸の軸受外輪温度、軸受損失および歯車損失を計測するための潤滑油の計測系統図を示す。図8に計測結果の例を示す。スラスト荷重を受ける高速軸の転がり軸受の温度上昇が一番大きく定格運転時の最高温度は75℃であるが、これは転がり軸受の許容使用温度以内であり、十分安全サイドの値である。

また、潤滑油の温度上昇より求めた損失動力は、5 kW のオーダーであり、これは、従来の滑り軸受機と比較すると、約1/2の値であり、転がり軸受の採用、歯車設計の最適化による効果を確認できた。

5. ま と め

ターボ冷凍機の高性能化のために、機械損失動力を低減できる軸受及び歯車の選定を行い、軸受単体の信頼性検証を実

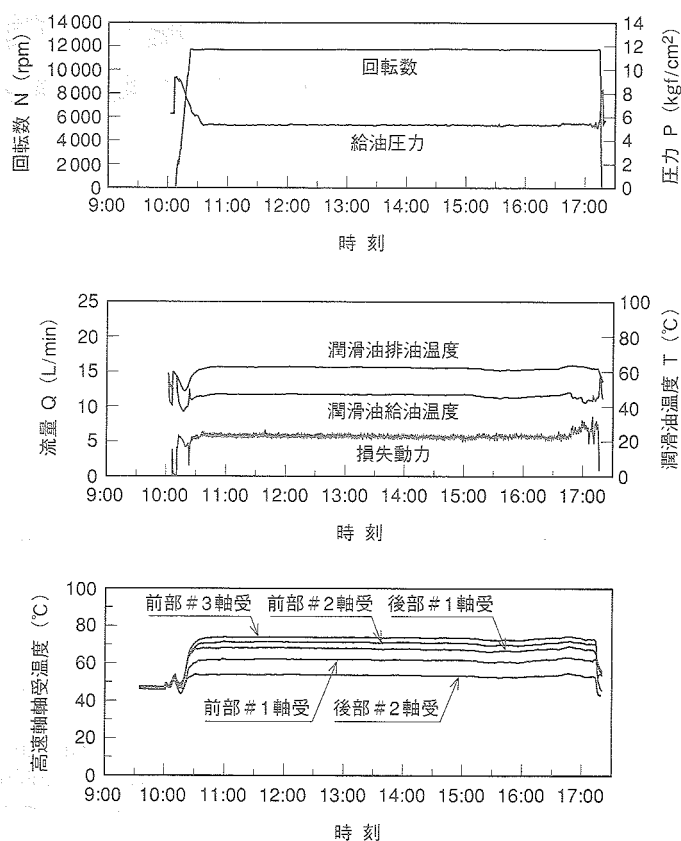


図8 計測例 運転中の軸受温度、潤滑油の温度変化を示す。
Example of measured data

施し、さらに試作ターボ冷凍機にてその効果を確認した。本冷凍機（NARTシリーズ機）は、トライボロジー要素以外の改良とあわせて世界トップレベルの性能を達成した。

参 考 文 献

- (1) 関亘ほか、世界最高効率 HFC134a ターボ冷凍機 NART シリーズ、建設設備と配管工事 (2001-2) p.44~48
- (2) 吉田孝文ほか、工作機械主軸用高速転がり軸受の温度解析手法、三菱重工技報 Vol.35 No.5 (1998) p.358
- (3) Jones, A. B., General Theory of Elastically Con-
- strained Ball and Radial roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions, Trans. ASME, J. Basic Eng., Vol.82 No.1 (1960) p.309
- (4) 朝鍋定夫ほか、歯車の潤滑設計とトラブル対策、機械設計 Vol.30 No.6 (1986) p.46~49

工作機械主軸高速化のための アンギュラ玉軸受転動体の三次元運動把握

Three-Dimensional Ball Motion in Angular Contact Ball Bearing
for High-Speed Machine Tool Spindle

技術本部 吉田孝文*¹ 東崎康嘉*²
重川英文*³
工作機械事業部 濱中憲二*⁴
佐賀大学 中島晃*⁵

工作機械の信頼性及び生産性向上のためには高速主軸用アンギュラ玉軸受の焼付き評価が必要であり、これを行うには玉と軌道輪間の転がり-滑り現象、すなわち玉の三次元運動把握が不可欠である。そこで本報では、玉の三次元運動計測法を開発すると共に、それを定量的に評価できる玉軸受挙動解析手法を開発した。その結果、軸受の焼付き評価が可能となり、高速軸受の成立性を検討できるようになった。また、本手法を用いて軸受内部諸元を試設計し、試運転した結果、オイルミスト潤滑で軸径70mm、回転数30000rpmの高速アンギュラ玉軸受の開発に成功した。

High-speed machine tool spindles are being rapidly developed to improve machined product productivity. High-speed, however, raises machine temperatures, causing seizing in angular contact ball bearings in spindles. To clarify the cause of seizure and heat generation in bearings, we measured the 3-dimensional ball motion of bearings using Hall elements arranged on fixed oblique coordinates. Results agreed well with analytical calculations, enabling us to design high-speed ball bearings with a bore of 70mm and an outer diameter of 110mm, enabling us to operate bearings at 30000rpm with oil-mist lubrication.

1. ま え が き

近年、航空機、自動車産業界におけるアルミ系部品の多用化と小型化に伴う小径工具の使用により、高効率を目的とした工作機械主軸の高速化が著しく進んでいる。

工作機械の高速主軸には、切削力によるアキシアル荷重とラジアル荷重を同時に支持でき、かつ高速性に最も優れたアンギュラ玉軸受が使用される。主軸の高速化が進むと、その軸受の内部における発熱の増大によって、玉と軌道輪の接触部での焼付きが問題となる。このような状況において工作機械の更なる高速化を図るためには、アンギュラ玉軸受の焼付き評価が必要であり、これを行うには玉と軌道輪間の転がり-滑り現象、すなわち玉の三次元運動把握が不可欠となる。

そこで本報では、実機計測への適用性を視野に入れると共に計測の簡易化を図るために、静止側からアンギュラ玉軸受の玉の三次元運動を計測する方法を新たに開発した。本手法と従来の回転側からの計測結果を比較し計測法の妥当性を確認すると共に、玉の三次元運動を定量的に評価できるアンギュラ玉軸受挙動解析手法を開発した。そして、本手法を用いて高速アンギュラ玉軸受を試設計し、その軸受を試運転した結果について紹介する。

2. ホール素子による玉の三次元運動計測

2.1 静止斜交座標系での玉の運動検出

ホール素子とは、磁場の強さに比例した電圧を出力する半導体素子である。この特性を利用して、図1に示すように、

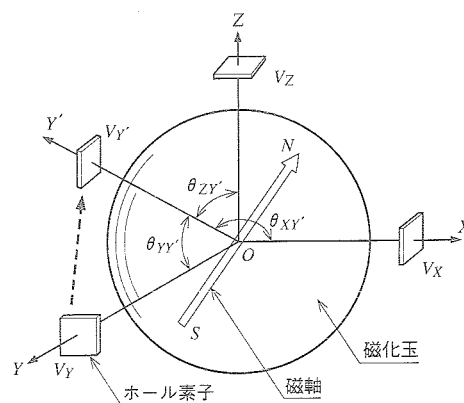


図1 直交座標軸と斜交座標軸に配置されたホール素子 直交座標 X, Y, Z 軸と斜交座標 X', Y', Z' 軸に配置されたホール素子を示す。
Hall elements arranged on orthogonal coordinate axis and oblique coordinate axis

磁化した玉（以下、磁化玉と称す）の中心が原点となる直交座標 X, Y, Z 軸上にホール素子を配置すれば、ホール素子の検出電圧は各素子に対する磁化玉の磁軸ベクトルの方向余弦に比例した値となる。よって、検出電圧より各軸に対する方向余弦が求められ、磁軸ベクトルの方向が定まる。玉が自転しているとき、それらの検出電圧は磁軸ベクトルの変動に対して変化するので、玉の運動はそれらの検出電圧から三次元的に得られる。

ここで、図に示すような斜交座標 X', Y', Z' 軸上にホール

*1 長崎研究所トライボロジー研究室 工博

*4 技術部要素技術開発課

*2 長崎研究所トライボロジー研究室 工博

*5 理工学部機械システム工学科教授 工博

*3 広島研究所工作機械研究室

素子を配置したとする。すると、検出電圧は磁軸ベクトルの共変成分に比例した値となるから⁽¹⁾、斜交座標系で得られた検出電圧を直交座標系に変換すれば、ホール素子を斜交座標軸上に配置した場合でも直交座標軸上に配置した場合と同様に玉の三次元運動検出が可能となる。すなわち、直交座標系および斜交座標系での検出電圧をそれぞれ V 、 V' とし、その成分を、

$$V = \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{bmatrix}, \quad V' = \begin{bmatrix} V_{x'} \\ V_{y'} \\ V_{z'} \end{bmatrix} \quad (1)$$

で表わせば、

$$V = A^{-1} V' \quad (2)$$

となる。式(2)の A は変換マトリクスであり、

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \cos \theta_{x'Y'} & \cos \theta_{y'Y'} & \cos \theta_{z'Y'} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

で与えられる。ここに $\theta_{x'Y'}$ 、 $\theta_{y'Y'}$ 、 $\theta_{z'Y'}$ はそれぞれ Y' 軸が X 、 Y 、 Z 軸となす角度である。

図2に静止斜交座標系での測定におけるホール素子の配置を示す。座標軸は、玉の中心を原点としてアキシャル方向に X 軸、ラジアル方向に Z 軸をとり、 Y' 軸は図に示す方向にとる。ここで、 Y 軸は玉の公転方向であり、ここに静止側からホール素子を配置することができないので、 Y' 軸に配置する（従来法では保持器にホール素子を埋め込み、回転中の保持器から信号を取り出す）。 X 軸ホール素子は、図に示すように、軸受側面に配置した硬質プラスチック製リングの端面において、玉ピッチ円に相当する円周上に 9° 間隔で3個貼付した。 Y' 、 Z 軸の素子は円周方向に 9° 間隔でそれぞれ3個、合計6個貼付した。試験軸受は、アンギュラ玉軸受7209 A（内径45 mm、外径85 mm、幅19 mm、玉数13個、呼び接触角 30° 、精度 JIS 5 級）であり、保持器は高力黄銅製のもみ抜き保持器である。

この静止斜交座標系での計測においては、磁束密度 $B=3.3$ mT の磁化玉2個を、お互い最も離れたおよそ 166° （または 194° ）の位置に配置した（玉数が奇数のため 180° にはできない）。磁化玉の運動は、 9° 間隔に配置された X 、 Y' 、 Z 軸上のそれぞれの素子によるホール電圧として検出される。ホール電圧から角速度を計算する手法についてはいくつか報告され

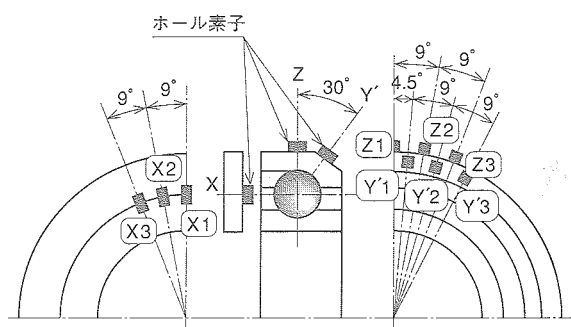


図2 ホール素子の位置 直交座標軸と斜交座標軸に配置したホール素子の位置を示す。
Arrangement of hall elements

ているが、本報では面積速度法⁽¹⁾により計算した。

2.2 試験方法

従来法の回転直交座標系の計測⁽¹⁾においては、試験軸受の保持器内に埋め込まれたホール素子の検出電圧を外部に取り出すためにスリップリングを使用した。荷重は外輪を固定するハウジングをアキシャル方向に圧縮コイルばねで押すことで負荷することができる。今回の試験では、回転数は1794、3580、10135 rpmの3条件、アキシャル荷重は98、490、980 Nの3条件とした。

使用した潤滑油は極圧添加剤無添加のパラフィン系鉱油であり、油温を 40°C 一定に保ち、ノズルにより $7.5 \text{ cm}^3/\text{s}$ の割合で試験軸受に強制給油した。

2.3 試験結果

図3は、主軸回転数10135 rpm、アキシャル荷重980 Nのときの斜交座標 $X3$ 、 $Y3$ 、 $Z3$ 軸上に配置したホール素子の検出電圧の変化を示す。波形のピークの位置は、磁化玉が各座標軸のホール素子に最も接近した状態にあることを示している。また、試験軸受には磁化玉が2個組み込まれているので、あるピークから2つ先のピークまでの時間間隔が保持器の1回転（玉の公転周期）となる。図の波形を面積速度法により処理すれば玉の自転回転数がわかる。また、ピークの間隔より玉の公転回転数もわかる。

図4は、静止斜交座標系および回転直交座標系の両測定において求められた玉の自転回転数と公転回転数の例を示す。図中には、後述する理論による計算値も示してある。両座標系での計測結果は、ほぼ一致していることがわかる。

このように、静止斜交座標系と回転直交座標系での計測結果が、同一ロットの軸受ではあるが同時計測でないにもかかわらずかなりよく一致しており、今回提案の計測法の妥当性が確認された。

3. アンギュラ玉軸受挙動解析

3.1 理論展開

玉の運動に関する理論的研究としては、Jones⁽²⁾⁽³⁾が任意の

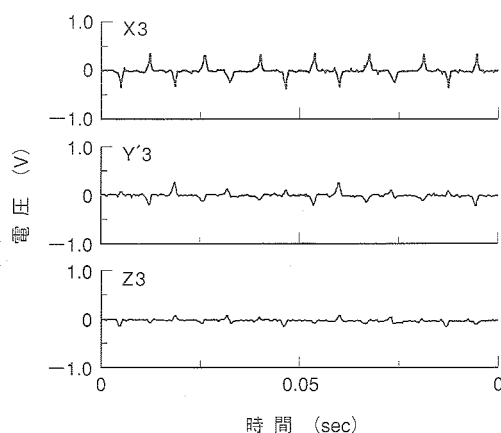


図3 検出電圧の変化（回転数10135 rpm、アキシャル荷重980 N）玉の自転による検出電圧の変化を示す。
Changes in hall voltage (rotational speed 10135rpm, axial load 980 N)

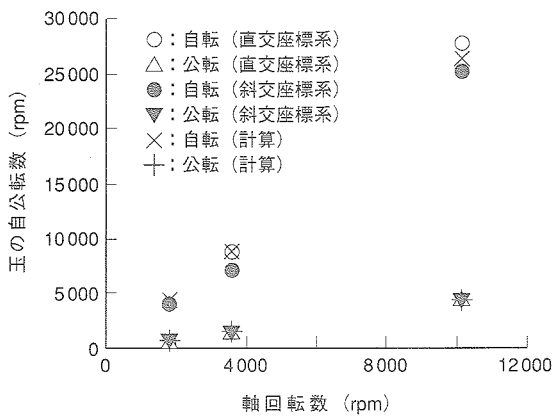


図4 玉の自転回転数と公転回転数 (アキシャル荷重 980 N) 直交座標系および斜交座標系における玉の自公転数の実験値と理論値の比較を示す。
Ball speed about its own axis and ball orbital speed (Axial load 980 N)

荷重, 回転数条件下で, 玉と軌道輪間の弾性変形を考慮して玉のスピン運動解析手法を展開した. 本手法が玉軸受設計の際の基本論文として広く採用されている. ただし, 本手法は, 潤滑の問題と保持器に関しては考慮しておらず, ドライ接触下での弾性変形と機構学を組合わせて玉の運動を評価したものである.

これに対し, 平野⁽⁴⁾, 山本⁽⁵⁾はスラスト荷重, 高速回転数条件下では, 玉に作用するジャイロモーメントを無視できないことを明らかにし, 玉軸受に潤滑の問題を取入れ, 玉のジャイロ運動解析手法を展開を行った. ただし, 保持器に関しては考慮していない. 本報では, 従来の手法⁽²⁾⁻⁽³⁾に, 更に玉と保持器間の力の釣合い, 保持器案内面に作用する力を考慮して理論展開する.

図5に回転中の玉軸受の各玉に作用する力とモーメントを示す. 図において,

- F_{b-c} : 玉と保持器間に作用する力 (N)
- F_c : 玉に作用する遠心力 (N)
- F_{drag} : 玉に作用するドラッグ力 (N)

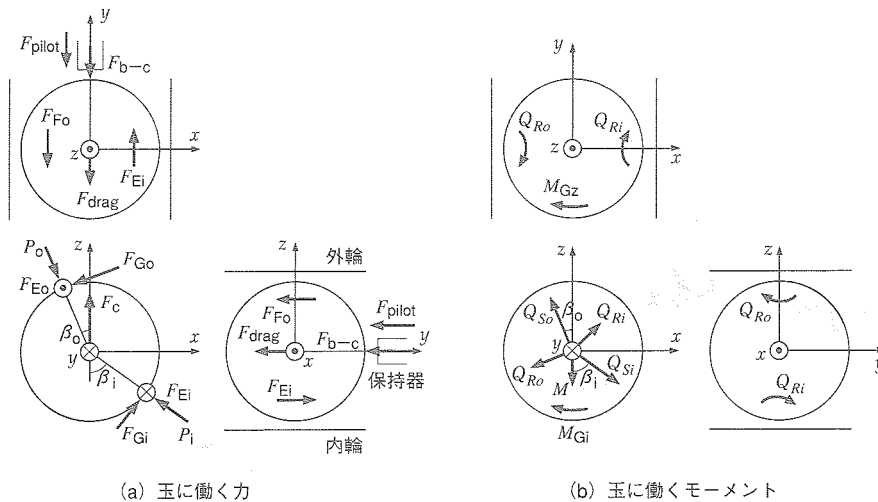


図5 玉に働く力とモーメント 玉一個に作用する力とモーメントを示す。
Forces and moments acting on a ball

- F_G, F_E : 玉と軌道輪間のすべり摩擦力 (N)
- F_{pilot} : 保持器案内面に作用するすべり摩擦力 (N)
- M_{Gy}, M_{Gz} : 玉に作用するジャイロモーメント (Nm)
- P : 玉と軌道輪間の垂直力 (N)
- Q_S : 玉のスピン摩擦モーメント (Nm)
- Q_R : 玉の転がり摩擦モーメント (Nm)
- β : 玉と軌道輪間の接触角 (deg)

である. なお, 添字を

- i: 内輪
- o: 外輪
- q: 番目の玉

とし,

- D : 玉径 (m)
- D_{pilot} : 保持器案内面の直径 (m)
- d_m : ピッチ円径 (m)
- NZ : 玉数

としたときに, 各図において, 次式の釣合い式が成立する.

((a)のxz平面での力の釣合い)

$$P_{oq}\sin\beta_{oq} - P_{iq}\sin\beta_{iq} - F_{Goq}\cos\beta_{oq} + F_{Gi q}\cos\beta_{iq} = 0 \quad (4)$$

$$-P_{oq}\cos\beta_{oq} + P_{iq}\cos\beta_{iq} - F_{Goq}\sin\beta_{oq} + F_{Gi q}\sin\beta_{iq} + F_c = 0 \quad (5)$$

((a)のyz平面での力の釣合い)

$$F_{Eiq} - F_{Eoq} - F_{drag} - F_{(b-c)q} = 0 \quad (6)$$

((a)のx軸まわりでのモーメントの釣合い)

$$F_{Eiq}\cos\beta_{iq} + F_{Eoq}\cos\beta_{oq} = 0 \quad (7)$$

((a)のy軸まわりでのモーメントの釣合い)

$$\frac{D}{2}F_{Eiq} + \frac{D}{2}F_{Eoq} - M_{Gyq} = 0 \quad (8)$$

((a)のz軸まわりでのモーメントの釣合い)

$$\frac{D}{2}F_{Eiq}\sin\beta_{iq} + \frac{D}{2}F_{Eoq}\sin\beta_{oq} - M_{Gzq} = 0 \quad (9)$$

((b)のxz平面でのモーメントの釣合い)

$$-Q_{Soq}\sin\beta_{oq} + Q_{Siq}\sin\beta_{iq} - Q_{Roq}\cos\beta_{oq} + Q_{Riq}\cos\beta_{iq} = 0 \quad (10)$$

$$Q_{Soq}\cos\beta_{oq} - Q_{Siq}\cos\beta_{iq} - Q_{Roq}\sin\beta_{oq} + Q_{Riq}\sin\beta_{iq} - M_{Gzq} = 0 \quad (11)$$

((a)のyz平面での力の釣合い)

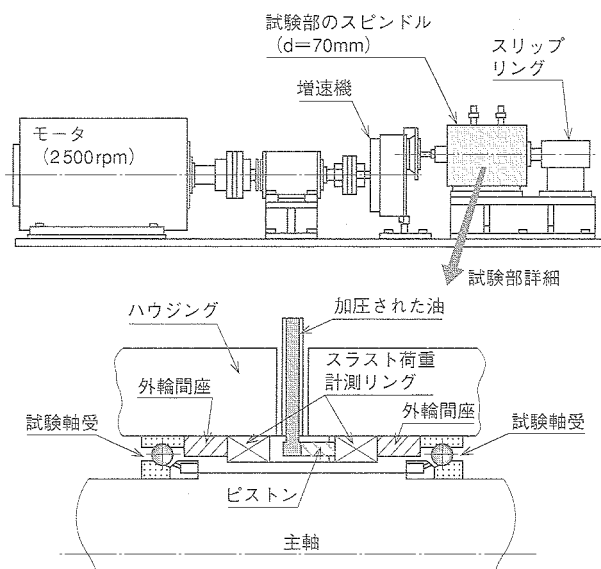


図6 高速アンギュラ玉軸受試験装置の概略 高速アンギュラ玉軸受を試験するための装置の概略を示す。
Schematic view of high speed angular contact ball bearing test rig

$$NZ \cdot \frac{d_m}{2} F_{(b-c)q} - \frac{D_{pilot}}{2} F_{pilot} = 0 \quad (12)$$

以上の式と、各玉の変位の適合条件、外力と軸受反力の釣合い式、軸受全体での変位の適合条件を同時に解けば、各玉の三次元運動（スピン運動、ジャイロ運動）、玉と軌道輪間の滑り速度、玉と軌道輪間の面圧分布、玉荷重分布等が得られる。

上述の手法により、玉と軌道輪間の滑り速度 V 、接触面圧 P を評価し、さらに玉と軌道輪間の摩擦係数 μ を評価⁽⁶⁾できれば、 μPV 値は玉と軌道輪の接触部での単位面積・単位時間当たりの発熱量を表すので、焼付き検討⁽⁷⁾が可能となる。

3.2 実験値と計算値の比較

図4に前述の理論による計算値を示す。図より、実験値と計算値は、ほぼ一致していることがわかる。よって、本解析手法の妥当性が確認された。

4. 高速アンギュラ玉軸受試験

3.1節の手法により試設計した高速アンギュラ玉軸受の試運転を行った。図6に転がり軸受高速回転試験装置の概略図を示す。本試験装置では、モータの回転数2500rpmを増速機で増速することにより、試験部の主軸は最高62500rpmまでの回転が可能である。試験軸受に与えるスラスト荷重は、加圧された油でピストンを押すことにより、スラスト荷重計測リング、外輪間座を通り軸受に作用する。潤滑は、ISO VG 32相当油のオイルミスト潤滑である。試験軸受は、内径70mm、外径110mmのセラミック (Si_3N_4) 製の玉を持つアンギュラ玉軸受である。

試験では30000rpmの回転に成功し、そのときの実測軸受温度を図7に示す。図より、軸受温度は非常に低く、今回の手法による軸受内部諸元の最適化の効果がうかがえる。

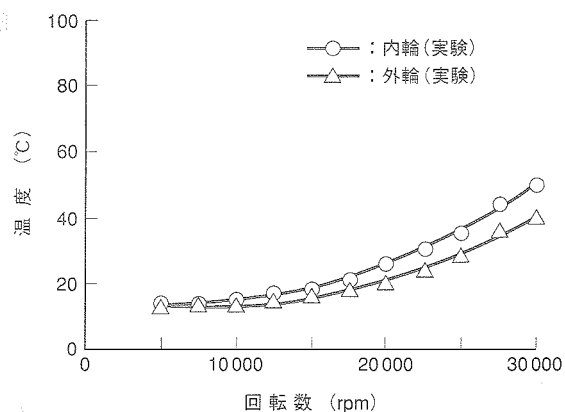


図7 軸受温度 回転試験で測定した軸受内輪と外輪の温度を示す。
Bearing temperature

5. む す び

以上の実験結果および解析検討から、本報では次のような結論を得た。

- (1) アンギュラ玉軸受を使用する製品への適用を視野に入れると共に計測の簡易化を図るために、静止側（外輪側における斜交座標系）からアンギュラ玉軸受の玉の三次元運動を計測する方法を新たに開発した。本手法は、従来の回転直交座標系での計測結果とほぼ一致し、その妥当性が裏付けられた。
- (2) アンギュラ玉軸受の玉の三次元運動および焼付き評価が可能な解析手法を開発した。本手法による玉の自公転数は、実験結果とほぼ一致し、本解析手法の妥当性が確認された。
- (3) 以上の手法により試設計した高速アンギュラ玉軸受を試運転した結果、オイルミスト潤滑で軸径70mm、回転数30000rpmの運転に成功した。

参 考 文 献

- (1) 今戸ほか、ホール素子による玉軸受の玉の運動計測法に関する一考察、日本機械学会論文集、63-612 C (1997) p.2826
- (2) Jones, A. B., Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings, Trans. ASME, J. Basic Eng., 81-3 (1959) p.1
- (3) Jones, A. B., A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings Under Arbitrary Load and Speed Conditions, Trans. ASME, J. Basic Eng., 82-1 (1960) p.309
- (4) 平野、アンギュラ玉軸受の玉の運動について、日本機械学会論文集、30-211 (1964) p.427
- (5) 山本、高速玉軸受の運動学的研究、潤滑、13-9 (1968) p.505
- (6) 吉田ほか、工作機械高速主軸用転がり軸受のスピン運動を考慮した潤滑状態の評価法、三菱重工技報、Vol.37 No.4 (2000) p.206
- (7) 日本トライボロジー学会編、トライボロジー辞典、養賢堂、(1995) p.208

ガスタービン駆動大型排水ポンプ用 スパイラルベベルギアの開発

High-Speed Spiral Bevel Gear for Large Gas Turbine Drive Drainage Pump

技術本部 東崎 康 嘉*¹ 吉川 豊 秋*²
高砂製作所 益田 将 寛*³

近年、洪水時の河川排水や下水・雨水排出を目的として、排水ポンプ場が大型化される傾向にある。またポンプ駆動用原動機として、冷却水を必要とせず、騒音・振動が小さいガスタービンが採用されつつある。駆動用原動機がガスタービンとなっても、高速（周速 117 m/s）で大きな馬力（25 000 PS）をポンプに直交伝達できるスパイラルベベルギアを開発した。本報では、(1)歯当たりを考慮した高周速運転時の動荷重、歯元曲げ応力の解析手法、(2)テレメーターを用いた歯元曲げ応力計測値と解析値との比較検証、について報告する。

Drain pump stations have been enlarged to drain water due to floods, sewers, and torrential rain, implementing low-noise low-vibration gas turbines that require no cooling water. To use gas turbine as mover, we developed spiral bevel gears that transmit a high rotational speed of 117 m/s and a high power of 25 000 PS through crossed shafts. We reviewed the calculation of dynamic load and tooth root stress in driving high pitch line velocity in tooth mating and found that the analytical results of dynamic load agreed with experimental results obtained from experiments using telemetry.

1. ま え が き

最近、治水安全度の向上を目指して排水ポンプ場が大型化される傾向にある。これまでの排水ポンプでポンプの駆動源として用いられてきたディーゼルエンジンは、ガスタービンに比べて大きな設置スペースが必要であり、冷却水系の信頼性、周囲環境（振動・騒音・排気）への対応でも課題を有している。

このため、当該設備のポンプ駆動源として、機動性と信頼性に優れたガスタービンの排水ポンプ場への適用が進められており、大容量の排水ポンプが駆動できるガスタービンの動力が伝達可能なスパイラルベベルギアのニーズがある⁽¹⁾。

高周速（117 m/s）、大馬力（25 000 PS）条件で排水ポンプを駆動するガスタービンの動力を伝達可能なスパイラルベベルギアを開発し、運転を行った。

2. 当社排水ポンプの特徴

本章では、吐出し量 50 m³/s 級の大型排水機場に適用できる当社のポンプの水路の高流速化並びに高比速度化設計技術について概略紹介する。

2.1 水路の高流速化

水路の設計における留意点は以下のとおりである。

- (1) 流速増加による損失の増加は極力低減させる。
- (2) 水中渦を発生させない。

今回の開発においては、水路を含めたポンプ全体の寸法を従来設計による吐出し量 25 m³/s 級の既設排水場と同一、若しくはそれ以下とすることを目的として設計を行った。

したがって、吸水路流速は従来排水機場（ $V_s=1.0$ m/s）の 2 倍以上、吐出し水路についても低損失高流速型かつへん

平形状を実現する必要が生じた。このような要求を背景として、吸水路形状については、機場建設時の掘削深さを最も低減できる傘形を、吐出し水路については、損失を最も低減できるベンド型を基本形状として設計した。

2.2 ポンプの高比速度・小型化

大型排水機場に適用可能なポンプの仕様を表 1 に示す。

ポンプの小型化を図るには、羽根車の回転数をできるだけ高くした、すなわち、高比速度化設計を行うことが有効であるが、この限界を決定づける第一の要因はキャビテーション性能である。

また、効率についても高比速度になるほど低下する傾向があり、実用的なレベルでの高比速度化の限界は、キャビテーション性能及び効率面から、ほぼ比速度 $N_s=300$ m³/s 級の可動翼軸流羽根車を適用することとした。

3. 高周速スパイラルベベルギアの開発

横型ガスタービンを用いて、2 章で述べた立軸ポンプを駆動するための直交型歯車として、大きな動力を伝達できるスパイラルベベルギアが求められている。低速大トルクの条件

表 1 大型排水機場に適用可能なポンプの仕様
Specification of pump applicable to large drain pump station

		仕 様
ポンプ形式		立軸軸流ポンプ・吐出しベンド型
羽根車径 (mm)		4 000 (従来設計：4 600)
吐出し量 (m ³ /s)		50
全揚程 (m)		2.7
原動機出力 (kW)		2 000 以下

*1 長崎研究所トライボロジー研究室 工博

*3 ポンプ・水車部ポンププラント設計課

三菱重工技報 Vol. 38 No. 6 (2001-11)

*2 長崎研究所主幹

表2 スパイラルベベルギアの運転実績
Drive results of spiral bevel gears

伝達馬力 (kW)	低速軸回転速度 (rpm)	高速軸回転速度 (rpm)	モジュール	歯数	歯幅 (mm)	歯車周速度 (m/s)
3 766	6 324	2 640	7.6	38/91	98	95.6
1 765	4 271	2 206	6.8	4 791	90	71.5
3 766	6 324	2 494	8.8	2 871	110	81.5
1 765	4 271	3 178	9.5	3 243	70	68.0
3 000	10 000	3 721	9.77	6 643	106	81.8

で直径の大きな歯車を用いれば、歯面荷重を減少することが可能となるが、スパイラルベベルギアは使用される歯切り盤によってその外径が限定されてくる。したがって、限られた外径の条件下で大容量化するためには、高周速化することによりトルクを低下させて歯面荷重を減少させる必要がある。

現在、日本で等高歯を歯切りする最大の機械（クリンゲルンベルグ AMK 1 602、最大加工外径 2 000 mm）で歯切りされたスパイラルベベルギアの周速の最も早い実績は、表 2 に示すように最大伝達馬力が 3 766 kW で、周速は 95.6 m/s 程度である。

また、研究事例としては、ヘリコプター用減速機でピッチ円周速 113 m/s (2 100 kW) における歯元曲げ応力の計測⁽²⁾、さらには動力循環式試験機を用いたピッチ円周速 107 m/s の状態での動荷重計測⁽³⁾及び小馬力 (60 kW) ではあるが、周速 120 m/s での焼付限界を超えるスパイラルベベルギアを運転する試み⁽⁴⁾が行われている。

上記の実績を超える大容量高周速条件で使用されるスパイラルベベルギアについて、実際に運転を行って歯車の動荷重を計測し、解析による予測との対応を確認した。

3.1 目的

スパイラルベベルギアにおいて大きな動力を高周速で伝達した場合、動荷重の発生が懸念される。動荷重を予測する手法を、研究例の少ないクリンゲルンベルグ方式で歯切りされたスパイラルベベルギアについて開発することを目標とした。具体的には、クリンゲルンベルグ方式で歯切りされた等高歯の歯形を求め、F.E.M.でモデル化して剛性変動を計算することで動荷重及び強度（歯元曲げ応力）評価を行う手法を開発した。

また、開発した手法の予測精度を試験装置を用い実施した後、歯車周速度が 100 m/s を超える高周速条件下で、従来公表された実績よりも約 1 桁大きな馬力 18 755 kW (25 000 PS) のガスタービンで駆動される高周速スパイラルベベルギア的设计を行い、予測精度の確認のための運転を行った。

3.2 解析手法

3.2.1 歯型創成

クリンゲルンベルグ方式の歯切り盤の場合、円板に工具（カッタヘッド）を装着し歯形形状を創成していく。図 1 にカッタヘッドとワークの関係を示す。図に示すように、カッタヘッドは円運動を行い、歯切りされるワークは O を中心とする別の円運動を行う。したがって、歯切りされる曲線は、これら両方の運動を総合した相対運動に従って形成される。図 1

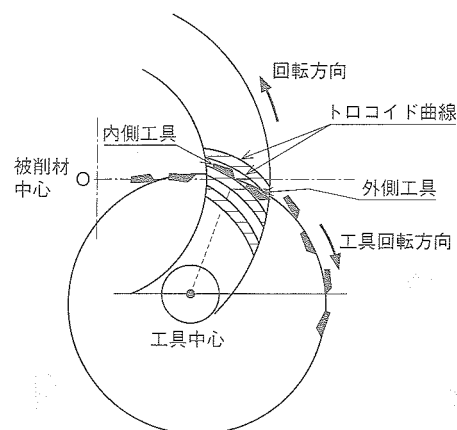


図1 スパイラルベベルギアの歯切り クリンゲルンベルグ方式の歯切り盤におけるカッタヘッドとワークの関係を示す。Mechanism of gear cutting

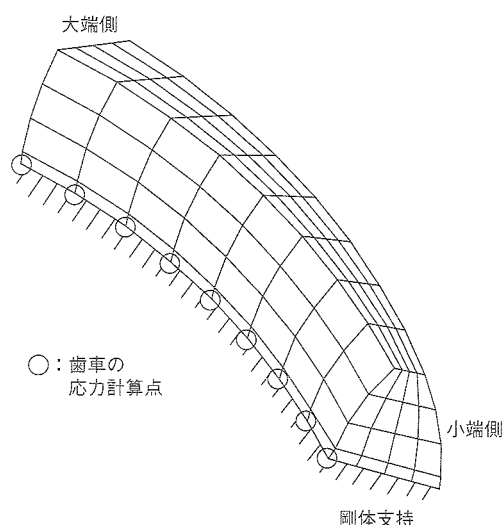


図2 小歯車の F.E.M.モデル 荷重計算用の小歯車 F.E.M.モデルを示す。F.E.M. model of bevel pinion

に示されているトロコイド曲線はこのような条件の下にでき上がったものである。

3.2.2 F.E.M.モデル

本計算手法では、歯面上の接触点で受け持つ荷重を求めるために、前項で示した工具の運動をもとに F.E.M.計算用の歯形を作り、その歯形を歯幅方向に 9 個、歯たけ方向に 5 個分割し、歯面上の座標 (i, j) に単位集中荷重を加えコンプライアンスを求め影響係数とした。図 2 に小歯車の F.E.M.モデルを示す。歯の基部は固定支持とし、歯元曲げ応力の計算点を○印で示した。

3.2.3 動荷重解析

図 3 に本解析手法の手順を示す。この手法は、準静的解析により歯面間作用力と相対変位の非線形的な相互関係を任意点数分求めて影響係数として記憶させておき、それと軸系の振動特性とを部分合成法により結びつけ歯車軸系の運動方程式として構成し、時刻歴に積分し解析する区分線形的手法で、平行軸インボリュート歯車には既に適用している。

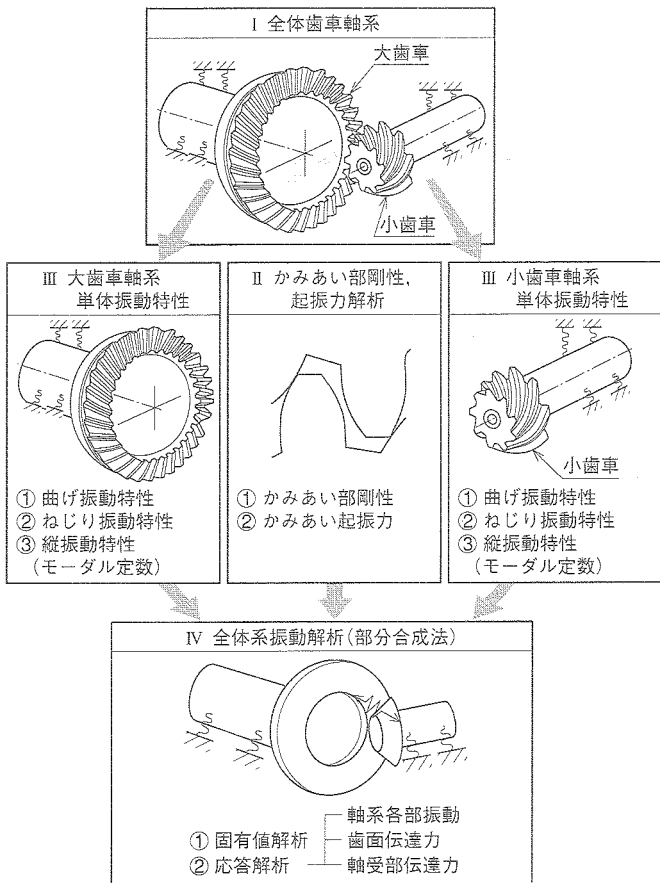


図3 動荷重解析のフローチャート スパイラルベベルギアの動荷重解析手順を示す。
Calculating flow chart of dynamic loads

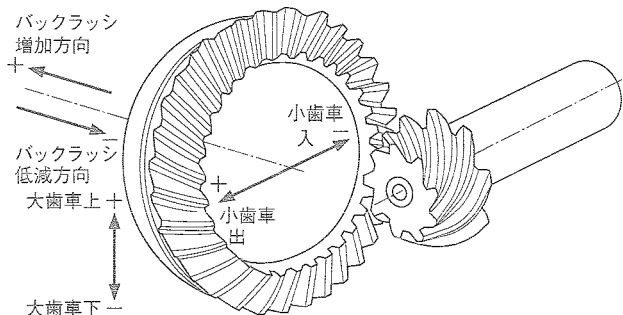


図4 スパイラルベベルギアの移動 スパイラルベベルギアの歯当たり位置調節のための位置関係移動方向を示す。
Gear movements for calculating

スパイラルベベルギアのかみ合い剛性と歯当たり位置とは密接な関係がある。そのため、図1に示す工具の運動から得られた歯面形状を元に図4に示すように歯車を三次元的に移動させ、試験時と同じ歯当たりとなるようにして剛性変動を求め動荷重解析を行った。

4. 歯車諸元検討

4.1 モジュールの選定

前記計算手法を用い、大型排水ポンプが駆動可能なガスタービン (18 755 kW, 4 000 rpm) の動力を直交減速して伝達することが可能なスパイラルベベルギアの成立諸元について検討した。

浸炭歯車の疲労限界の最低値は 700 N/mm²である⁽⁵⁾ため、動荷重の影響を見込んだ歯元曲げ応力を小さくするために、モジュール m と歯幅 b の適正な選定が必要となる。

クリンゲンベルグ式歯切り盤で歯切りされる歯車の歯幅 b は、円すい距離 Re の 1/3 以下もしくはモジュール 15 倍 (15 m) 以下の内の小さい方以下という条件を満足しなければならない。

そのために、モジュールと円すい距離と下記に示す式(1)の関係がある減速比 $i (=z_2/z_1)$ をパラメータにして計算した。

$$Re = \frac{mz_2}{2 \sin(\tan^{-1} \frac{z_2}{z_1})} \quad (1)$$

ここで、

- Re : 円すい距離
- m : モジュール
- z_1 : 小歯車歯数
- z_2 : 大歯車歯数

式(1)において、 $i (=z_2/z_1)$ を大きくすると分母が小さくなり、円すい距離は長くなる。

筆者らが先に行ったピッチ円周速 110 m/s⁽⁶⁾での検証では、動荷重/静荷重の比が 7.6~14.4 倍であったため、最初から動荷重を考慮した検討を行った。

歯車の精度は JIS 0 級と仮定して動的な歯元応力を計算した結果を図5に示す。モジュールと減速比が大きくなるに従って歯元応力が小さくなる傾向にある。この結果より、出力回転数を 2 100 rpm (減速比 2.13) 程度にし、モジュール 21~23 で成立することが分かった。

4.2 単一ピッチ誤差の検討

スパイラルベベルギアを高周速で運転する時に発生する動荷重を抑えるためには、歯車のピッチ誤差を小さくする必要がある。適正な歯車精度を見出すために、JIS で規定されている単一ピッチ誤差と歯元曲げ応力の関係について検討した。

計算で得られた結果を図6に示す。歯車の精度が悪くなるに従って、歯元曲げ応力が大きくなる。JIS 1 級でも成立可能

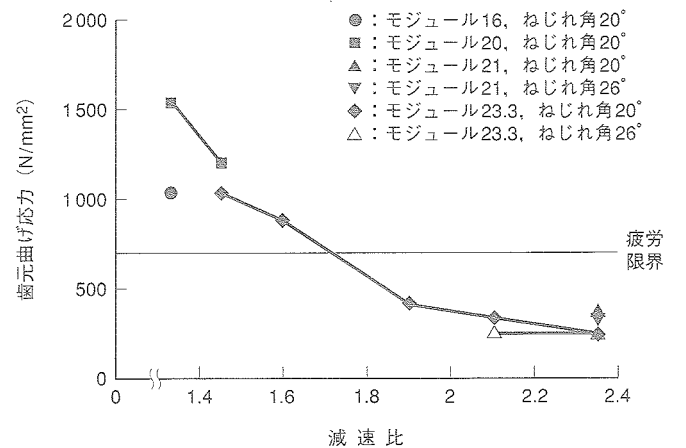


図5 歯元応力と回転数の関係 (歯車精度 JIS 0 級) 歯車精度を JIS 0 級と仮定した場合の歯元応力計算結果を示す。
Relation between root stress and rotational speed (JIS 0 class gear)

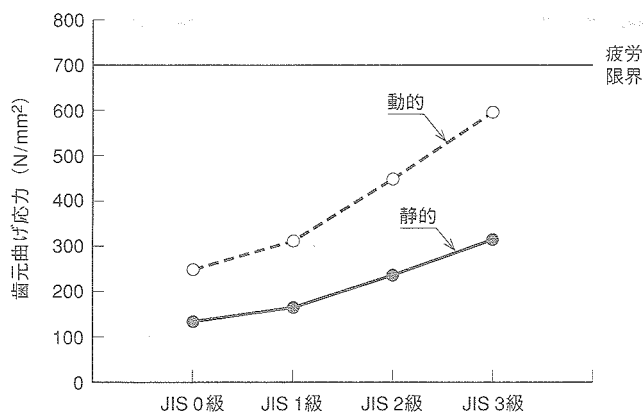


図6 単一ピッチ誤差と歯元曲げ応力の関係 歯車の単一ピッチ誤差と歯元曲げ応力の関係を示す。
Relation between gear accuracy and tooth root stress

表3 歯車諸元
Specification of spiral bevel gear

	小歯車	大歯車
歯数	24	51
モジュール (mm)	23.3	
ピッチ円直径 (mm)	559	1188
歯幅 (mm)	215	
ねじれ角 (deg)	20	
圧力角 (deg)	20	
ねじれ方向	左	右
材料	SNM420	SNM420
歯面硬さ (HS)	78~85	78~85

であるが、安全側として歯車の精度は JIS 0 級として製作することにした。

4.3 供試歯車

表3に今回選定した歯車諸元を示す。クリンゲルンベルグ式歯切盤で歯切りされた等高かさ歯車であり、モジュール 23.3 mm、ねじれ角 20 度で減速比は 2.13 で単一ピッチ誤差は実測最大で小歯車が 9 μm 、大歯車が 4 μm であり JIS 0 級を満足するようにした。

4.4 計測結果との比較

図7に、歯元応力計測データとの比較を示す。18755 kW、4000 rpm の条件で実測最大約 275 N/mm² に対し予測値 250 N/mm² の結果となり、実測結果と良好に対応している。また、実機歯車の歯面に焼付の生じないことも確認している。

5. 排水ポンプ用ガスタービンのシリーズ化

当社では、横軸ガスタービンの出力軸方向を立軸に変換可能なスパイラルベベルギアの開発を終了させるとともに、さらに出力軸立型ガスタービンを開発している。大出力領域に対応した MFT-8 L 形ガスタービン以外に、小出力領域に適用すべくガスタービン全体を立軸化し、20~30%のポンプ場平

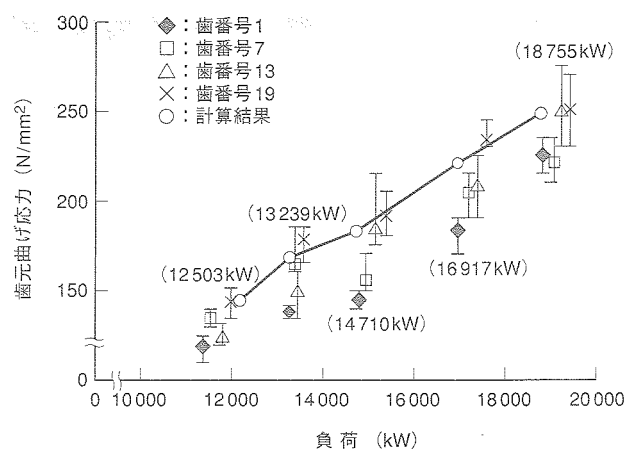


図7 歯元応力計測結果と計算結果の比較 歯元応力の実測値と計算結果の比較を示す。
Relation between root stress and power

面積縮減を果す立形ガスタービンも開発している⁽⁷⁾。

また、最近の傾向としては、ガスタービンの採用や立軸化が排水ポンプ場の建設コスト縮減・信頼性向上などのポイントとなっている。

6. おわりに

大きな動力を伝達する直交型減速機を高周速化し、コンパクトな減速機の開発を目的とし、大型スパイラルベベルギアの高周速運転時の問題点として予想される動荷重の予測手法を作成し、大型排水ポンプが駆動可能なガスタービン (18755 kW、4000 rpm) を用いて高周速回転試験を実施し、従来実績のない大馬力である 18755 kW で歯車ピッチ円周速 117 m/s の条件で運転可能なスパイラルベベルギアが、予想値とおりに運転されることを確認した。

参考文献

- (1) 土肥昭昌ほか、大型排水機場向け新技術の開発、三菱重工技報 Vol.35 No.3 (1998) p.186~189
- (2) Oswald, F.B., Gear tooth stress measurements on the UH-60 A helicopter transmission, NASA TP-2698 (1987)
- (3) 田中直行ほか、曲り歯かさ歯車の動荷重、日本機械学会第74期全国大会講演論文集(4) No.96-15 (1996) p.143
- (4) 平沢博ほか、高速かさ歯車のスクーリング強さと性能に関する実験的研究、日本機械学会論文集(C編), Vol.51 No.466 (1985) p.1320~1328
- (5) 小路博ほか、浸炭焼入れ歯車の最適表面硬化層厚さについて、日本船舶機械学会誌 Vol.10 No.8 (1975) p.672~680
- (6) 東崎康嘉ほか、高周速まがり歯かさ歯車の動荷重評価、日本機械学会論文集(C編) Vol.65 No.629 (1999) p.283~290
- (7) 上松一雄ほか、ポンプ駆動用 L 形 MFT-8 L ガスタービンの開発、三菱重工技報 Vol.36 No.1 (1999) p.38~41

実大三次元震動破壊実験装置の新開発トライボロジー要素

Newly Developed Tribological Elements for
3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility

技術本部 渡辺真太郎*1 前川和彦*2
田中保幸*3
下関造船所 小池明士*4 山崎幸治*5

現在建設が進められている実大三次元震動破壊実験装置は兵庫県南部地震クラスの地震動を再現し、実物大の構造物の震動破壊実験が可能な世界最大の震動台である。構造物が載るテーブルには、三次元の振動を与えるために加振機が継手を介して取り付けられており、加振機および継手には軸受、シールなど多くのトライボロジー要素が含まれている。しかし、これら要素には非常に苛酷な作動条件と大型化が必要とされるため、従来技術の延長では成立が困難となる。これらの課題を解決するため、種々の新構造を採用することにより大荷重が支持可能な軸受、許容値内のリーク量を実現できるシールを開発した。

3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility is being constructed which is the largest shaking table in the world for failure testing full-scale objects that simulate high-level ground motion of earthquakes such as the Kobe earthquake. Actuators are connected to the shaking table via 3-D links and actuators and 3-D links involve tribological elements such as bearings and seal. These tribological elements are operated under severe condition, requiring new elements. We developed high-performance bearings and seals with low leakage of hydraulic oil and low friction by using new tribological elements.

1. ま え が き

平成7年1月17日、大地震が阪神・淡路地区を襲った。後に兵庫県南部地震（震度7）と命名された大地震による被害は甚大なものであり、強く造ったつもりの構造物が予想に反して壊れていく現実を経験した。これを契機に構造物の耐震性の見直しと共に強い地震動を受けた場合にどのように壊れるのか、どこまで壊れるのか、なぜ壊れるのかが重要視されてきた。振動台は試験体に地震の振動を模擬して与える実験装置であり、構造物が地震動に対してどう挙動するのかについて貴重な実験結果が得られ、構造解析・構造設計手法の評価に役立てられてきた。しかしこれまでの振動台では寸法、搭載重量、加振力、加振方向などの性能の制約から、大地震による実大構造物の破壊過程を追う実験を行うことは困難であった。そこで実大三次元震動破壊実験装置は兵庫県南部地震などの大地震による地震動を正確に再現し、実物大の各種構造物の破壊実験を行うことにより、耐震設計、耐震補強技術等の一層の向上を図ることを目的に、防災科学技術研究所殿からの受注により兵庫県三木市の“三木震災記念公園”（仮称）内に建設中であり、平成17年3月の完成を目指している。図1にその概観を示す。最大搭載重量1200t（4階建ての鉄筋コンクリートのビルを想定）の震動台（20m×15m）に三次元の振動を与えるために、水平X方向およびY方向にそれぞれ5台、垂直Z方向に14台の加振機が三次元継手を介して震動台に取付けられている。加振機および三次元継手に含まれるトライボロジー要素の課題を表1に示す。表1に示すように本実験装置と現在世界最大の（財）原子力発電技術機

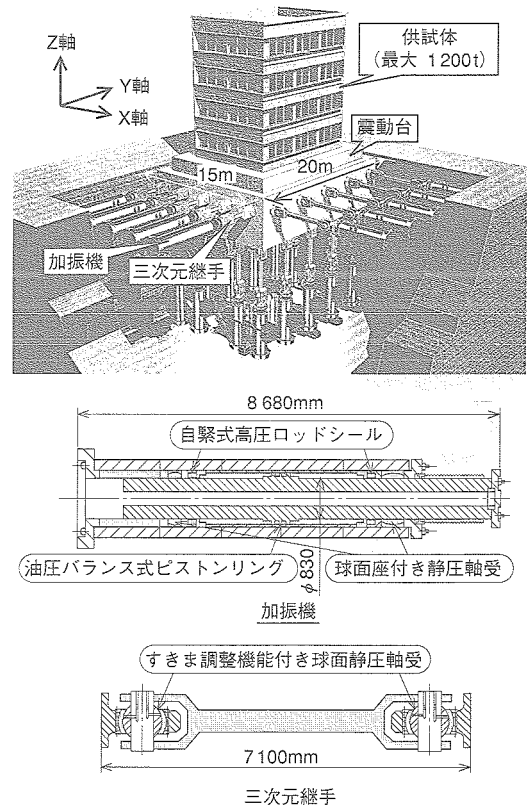


図1 実大三次元震動破壊実験装置概観 震動台に三次元の振動を与えるため、加振機が三次元継手を介して震動台に取付けられている。大型化や往復動速度の増大に対応するため新構造のトライボロジー要素を開発した。
General view of 3-D Full-Scale Earthquake Testing Facility

*1 長崎研究所トライボロジー研究室長 *4 機械部主席
*2 長崎研究所トライボロジー研究室主席 *5 機械部 工博
*3 長崎研究所強度研究室主席

表1 振動台の仕様の比較
Comparison of earthquake testing facilities

		実大三次元 震動破壊実験装置	(財)原子力発電技術機構 多度津振動台
最大搭載重量	(t)	1 200	1 000
テーブルサイズ	(m)	20×15	15×15
最大加速度 (G)	X 軸	0.9	1.84
	Y 軸	0.9	—
	Z 軸	1.5	0.9
最大速度	(cm/s)	200 (Y 軸)	75 (X 軸)
最大ストローク	(cm)	±100 (Y 軸)	±20 (X 軸)

構多度津工学試験所の振動台⁽¹⁾との違いは、まずストロークが±100 cm と多度津振動台±20 cm の5倍になるため、装置の大型化が避けられず加振機長さは中立時に8.68 m、三次元継手長さは7.10 m と大型化することである。大型化に伴い各部の変形量も大きくなるため、特に大荷重が作用する場合に軸受すきまやシールすきまの確保が困難になって焼付きに至ることが懸念される。また最大往復動速度が200 cm/s と多度津振動台75 cm/s の2.7倍になることもしゅう動面の条件を苛酷にするが、震動台に目標通りの地震加速度を与えるためには、しゅう動面の摩擦抵抗を低減させて加速度ひずみを抑える必要がある。

これらの従来にない条件におけるトライボロジー要素を成立させるために、図1の中に示したように加振機については球面座付き静圧軸受、油圧バランス式ピストンリング、自緊式高圧ロッドシールを、三次元継手についてはすきま調整機能付き球面静圧軸受を開発したので、以下にその特徴について紹介する。

2. 加振機における新構造トライボロジー要素

2.1 球面座付き静圧軸受

加振機の軸受の課題は、軸径φ830 mmの大径軸受で最大300 tの大荷重に対応するための負荷能力向上と、ピストンの傾斜に追従して片当りによる焼付きを防止することである。そこで図2に示すように軸受を給油圧力18 MPaの静圧軸受で構成し、静圧ポケットの個数および位置の最適化による負荷能力の向上を実現するとともに、外周面を球面にして往復動軸の傾斜に対して自動調心機能を持つ静圧軸受を開発した。実物の軸受を用いた単体検証試験では図2に示すように予測した300 tを上回る330 tの負荷能力をもち、またピストンの傾斜に対しては外周面の球面座で回転して軸受の姿勢が調節できることを確認した。

2.2 油圧バランス式ピストンリング

加振機の往復動はピストンの両側の油圧の大小を変化させることにより得られるが、実大三次元震動破壊実験装置では大型化に起因するピストン自身のたわみが大きい場合、従来のようにピストンの部分を非接触にしてたわんだ場合にも接触しないだけのすきまをもたせると、漏れ量が増加してしまう。そこで図3のようにピストンにピストンリングを装着し、さらに低摩擦力が要求されるため、しゅう動面に切り欠きを

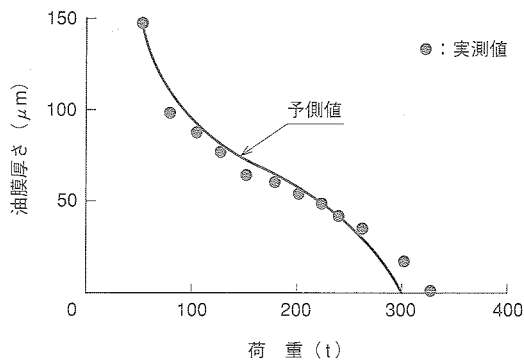
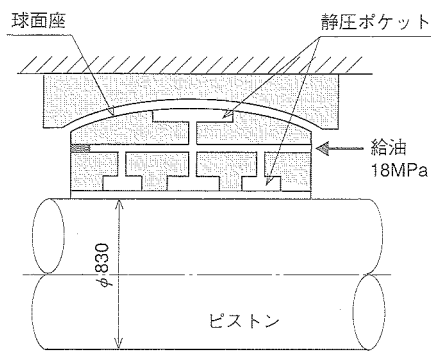


図2 加振機の球面座付き静圧軸受 ピストンの傾斜に対して自動調心機能を持つ静圧軸受を開発した。
Hydrostatic bearing with sphere surface

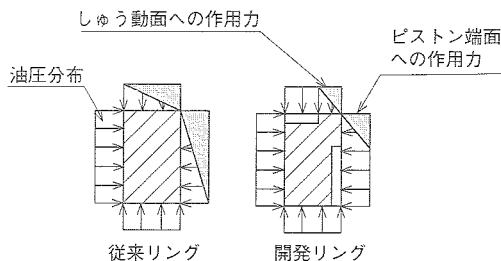
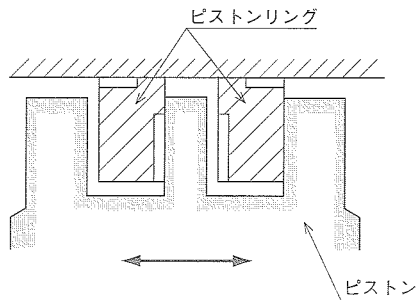


図3 油圧バランス式ピストンリング 加振機のピストンに漏れ量低減のためピストンリングを装着し、摩擦力低減のためしゅう動面に切り欠きを設けた圧力バランス構造を採用した。
Pressure balanced piston rings

設けた圧力バランス構造とした。これらの技術の採用により、図4 (a)のように漏れ量を目標値である20 l/min以下に確保でき、かつ摩擦力は図4 (b)のように従来リングの1/5の低摩擦リングを実現させた。

2.3 自緊式高圧ロッドシール

加振機のシリンダ内から高圧作動油 (最大油圧21 MPa) が

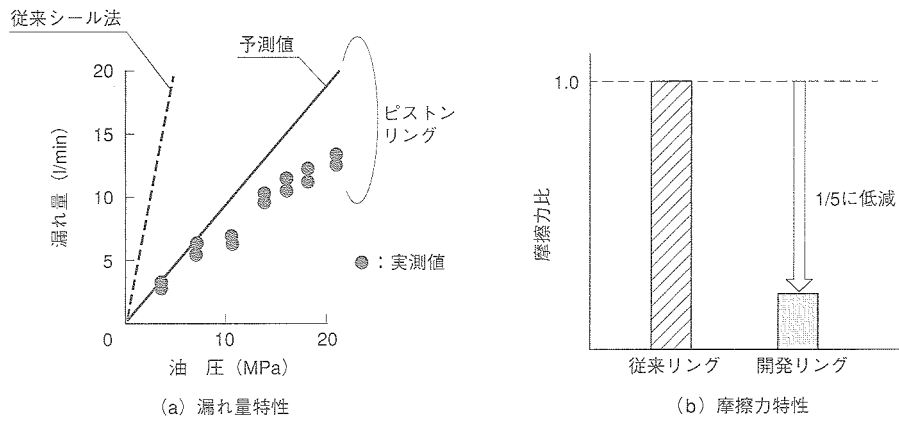


図4 ピストンリングの漏れ量および摩擦力特性 漏れ量を目標値 20 l/min 以下に確保できることを確認した。また開発リングの摩擦力は従来リングの 1/5 である。
Leakage and friction force of piston ring

外部へ漏れる量を低減させるため、ピストン往復動域の両端にはロッドシールを設置している。このロッドシールは通常 O リング系の接触式が考えられるが、本装置のように高圧・高速の加振機では接触による摩擦力が大きく、波形ひずみを悪化させることになる。従って本装置では金属をリング状に加工し、特殊な油圧バランス技術を採用したフローティングシールを適用した。

フローティングシールは図5のように外周側と内周側に作用する油圧のアンバランスにより収縮変形するが、従来のフローティングシールでは最大速度 2 m/s の場合には図6 (a) のようにすきまがなくなり、焼付きが発生してしまう。

そこで本装置では内周面を段付き形状にして収縮変形をコントロールし、最大油圧 21 MPa の場合でも 50 μm の残存直径すきまが確保できるようにした。またこのシールは、油圧が高くなるほど変形が大きくなりすきまが小さくなるため、図6 (b) に示すように油圧と漏れ量の関係は、高圧時に漏れ量が低減できる特性を持っており、全油圧域で 1ヶ所のロッドシールからの漏れ量を目標値である 100 l/min 以下にできることを確認した。

3. 三次元継手のすきま調整機能付き球面静圧軸受

三次元継手の軸受は図7に示すように、直径 φ 570 mm の球形の内輪を二分割の外輪で覆い、自由に回転できるようにしている。内輪と外輪の間の微小な軸受すきまを精度良く設定するため、外輪の外側にあるテーパリングを締めて外輪を弾性変形させてすきまを調整する構造になっている。三次元

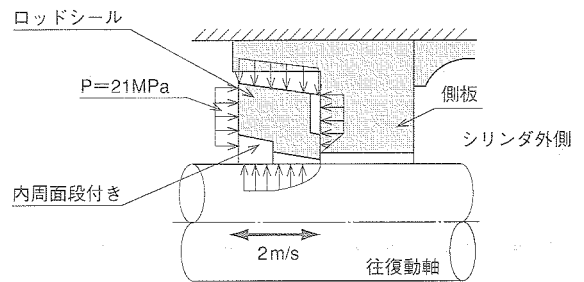


図5 自緊式高圧ロッドシール 内周側段付き構造として油圧のアンバランスによる収縮変形をコントロールしている。
Deformation controlled rod seal

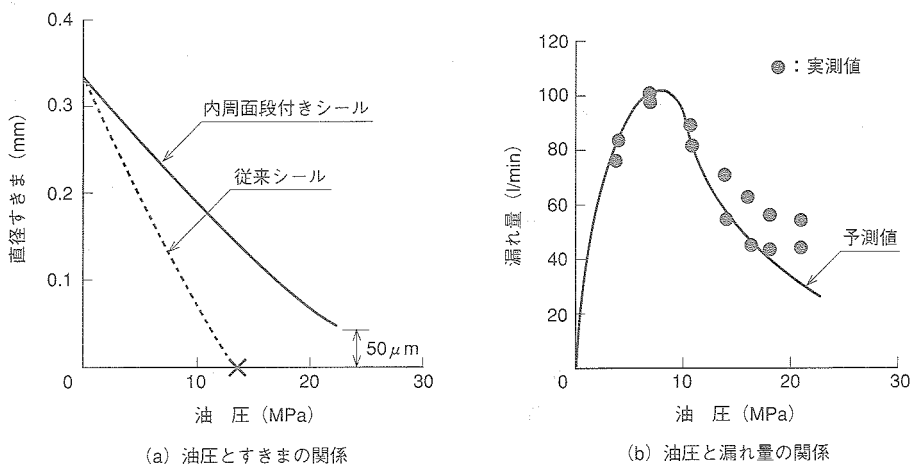


図6 自緊式高圧ロッドシールの特性 内周段付き構造により、最大油圧 21 MPa の場合でも 50 μm の直径すきまが確保できる。また全油圧域で漏れ量を目標値である 100 l/min 以下にできることを確認した。
Characteristic of deformation controlled rod seal

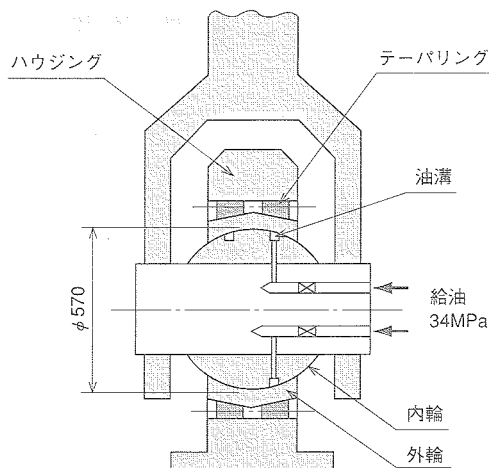


図7 すきま調整機能付き球面静圧軸受 内輪および外輪の間の微小な軸受すきまを精度良く設定するため、外輪の外側にあるテーパリングを締めて外輪を弾性変形させてすきまを調整する構造になっている。
Sphere hydrostatic bearing with clearance control function

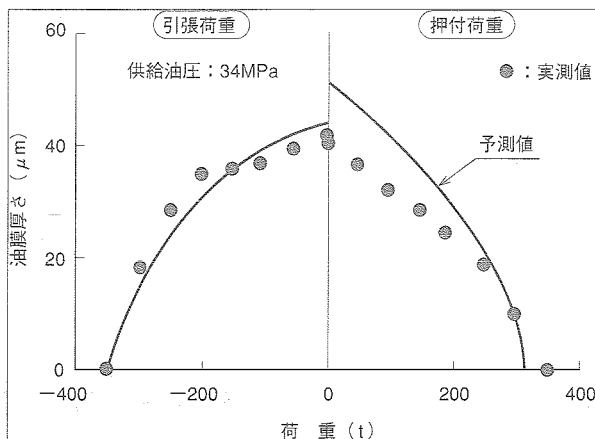


図8 三次元継手軸受の負荷能力 押付けおよび引張り両方向の荷重に対して 350 t の負荷能力を持つ。
Load capacity of bearing of 3-D link

継手の軸受では高負荷能力と、加速度ひずみの制限から低摩擦とガタの低減が技術課題となった。従来の継手の多くはグリース潤滑軸受を採用しているが、本装置の継手はこれらの技術課題により給油圧力 34 MPa の静圧軸受を採用した。しかしハウジング内周面に均等に 34 MPa の油圧が作用すると大きな変形が生じてしまう。そこでハウジングの変形を考慮して弾性静圧流体潤滑を用いた設計を行い⁽²⁾⁽³⁾、最適変形を与えるハウジング形状、球状の内輪表面に設けた油溝形状などを決定した。これにより従来設計では 100 t 以下だった流体負荷能力を、図 8 のように押付けおよび引張り両方向の荷重に対して 350 t に上昇させることができた。なお実機においては本軸受には最大 640 t の荷重が作用するが、その条件下でも 350 t の流体負荷能力と固体接触のハイブリッドで荷重を支持でき、苛酷な斜め方向 12° の荷重に対しても十分対応できることを実大の単体試験により確認した。

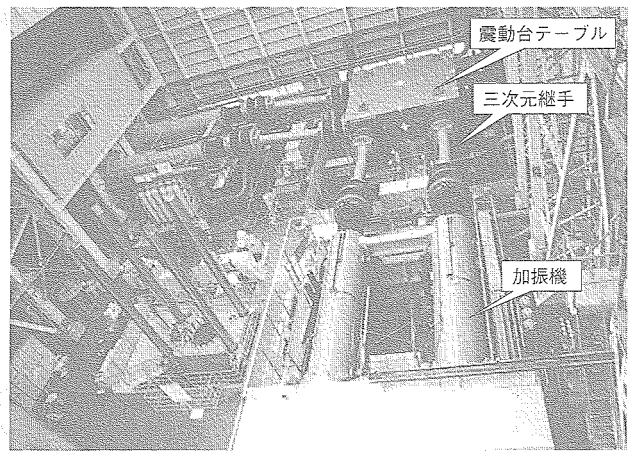


図9 確認試験機概観 確認試験により加振機の最大変位、最大速度などの目標性能が実現されることが確認され、今回新たに開発したトライボロジー要素の性能が予測通りであることが確認された。
Verification tester of large shaking mechanism

4. む す び

実大三次元震動破壊実験装置の開発の一環として、平成 8 年より当社下関造船所において加振機および三次元継手を実機と同じ仕様とした確認試験機（加振機は水平 X 軸 2 台、Y 軸 2 台、垂直 Z 軸 4 台、加振テーブル 6 m × 6 m）を設計・製作し、平成 10 年には加振機構の確認試験を実施した。図 9 に確認試験機の写真を示す。この試験により加振機の最大変位、最大速度などの目標性能が実現されることが確認され、今回新たに開発したトライボロジー要素の性能が予測通りであることを確認している。約 1 年の確認試験終了時には全部品を分解チェックし、耐久性の確認、しゅう動部の摩耗の確認、作動油の化学成分の確認、製作/加工のバラツキ誤差の影響確認など、開発したトライボロジー技術の検証を行った。

本装置はあらゆる構造物の破壊過程を解明し、“強い揺れのもとで構造物がある程度壊れるのは許すが、人命は損なわない”という設計手法の確立を目的に、平成 17 年 3 月の完成を目指して現在建設が進められている世界最大の震動実験施設であり、この施設を通じてもたらされる研究成果に対して国内外から大きな期待が寄せられている⁽⁴⁾。本装置を通じて地震防災技術の開発に寄与できるよう、施設の建設を進めていく所存である。

参 考 文 献

- (1) 大野ほか、大型高性能振動台機械装置、三菱重工技報、Vol.20 No.3 (1983) p.225
- (2) 高橋、変形を考慮した静圧軸受特性の解析、日本トライボロジー学会トライボロジー会議予講集、金沢 (1994-10) p.535
- (3) 桃園ほか、部分接触を考慮した TEHL 解析、日本トライボロジー学会トライボロジー会議予講集、金沢 (1994-10) p.89
- (4) 防災科学技術研究所パンフレット、世界最大の震動台をつくります (2001-6)

CO₂冷媒用スクロール圧縮機のトライロジー要素開発

Tribology in CO₂ Scroll Compressors

技術本部 萩田 貴幸*¹ 牧野 武朗*²
 洞口 典久*³
 冷熱事業本部 鷓飼 徹三*⁴

現在カーエアコンに用いている R134a は、地球温暖化係数が高いため代替冷媒として自然冷媒である CO₂ が注目を集めている。今回、CO₂カーエアコン用にスクロール圧縮機を開発した。CO₂は R134a に対して運転時の圧力が高いため、CO₂スクロール圧縮機のスラスト軸受は従来の圧縮機より負荷が高くなり、効率・信頼性ともに低下する。そこで、高効率・高信頼性を達成するために“静圧アシスト軸受”を開発し、これを適用した CO₂スクロール圧縮機が高効率を達成できることを確認した。また、CO₂冷媒用のエラストマ、冷凍機油、シャフトシールの調査を実施した。

The natural refrigerant CO₂ has attracted attention as an alternative to R134a currently used in automotive airconditioning, which has high global warming potential. A scroll compressor was developed for CO₂ automotive airconditioning. The pressure of CO₂ is much higher than that of R134a, resulting in low CO₂ scroll compressor thrust bearing reliability and efficiency because of the large gas thrust. The static pressure assist bearing we developed was confirmed experimentally and analytically to be feasible in CO₂ scroll compressor use. We also studied elastomer, shaft-seal, and refrigerant oil for CO₂ refrigerant.

1. ま え が き

カーエアコン用冷媒は、オゾン層破壊防止のため R12 から R134a への切替を完了した。しかし地球温暖化防止の観点から、R134a も規制対象になりつつある。これに代わる冷媒として自然冷媒である二酸化炭素 (CO₂) が注目されている。

CO₂を冷媒として考えた場合、利点として毒性がなく不燃性で、安全および安価であることが挙げられる。その一方 R134a と異なり CO₂は高压側が超臨界状態になり、従来の単純な冷凍サイクルでは COP (Coefficient of Performance: 成績係数) が低くなるため、システムとして高压制御等により COP を改良する必要がある。システムの改良に関しては既報⁽¹⁾において詳しく報告している。

その時用いた圧縮機では、単体として全断熱圧縮効率 (η_{all}) で 76% と高効率を達成した。しかし、プロトタイプとして性能の確認用に製作したため、現行の R134a 用に対して重い圧縮機となっていた。今回、軽量化と高効率を両立した軽量圧縮機を試作し、実機による性能試験を実施した。

2. CO₂冷媒の特徴

表 1 に CO₂ と R134a の物性を示す。現行カーエアコンに使用している R134a 冷媒はオゾン破壊係数は 0 であるものの、GWP (Global warming potential: 地球温暖化係数、地球温暖化への寄与度を CO₂ を 1 とした割合で示す) が 3100 と高いものになっている。一方、CO₂冷媒は GWP は低く、また R134a と同様に毒性がなく、不燃性の取り扱い易い冷媒である。一見、地球温暖化防止 (CO₂排出量の削減) のために CO₂を冷媒に使用するという事は矛盾に聞こえるが、CO₂は

表 1 CO₂物性一覧
 Characteristics of CO₂

	ODP* ¹	GWP 20年* ²	臨界 温度 (°C)	臨界 圧力 (MPa)	蒸発 潜熱* ³ (kJ/kg)	飽和 圧力* ³ (kPa)	飽和 蒸気密度* ⁴ (kg/m ³)
CO ₂	0.0	1	31.1	7.38	231.6	3485	97.32
R134a	0.0	3100	101.2	4.07	198.4	293	14.43

* 1 ODP: Ozone Depleting Potential (オゾン層破壊係数), * 3 at 0°C
 * 2 GWP: Global Warming Potential (CO₂対比 20年積分), * 4 at 0°C

冷媒用として新たに生成するのではなく、既存ガスを使用するため、実質的に GWP=0 である。

次に 0°C における CO₂ と R134a の単位体積当たりの冷凍能力を比較すると、CO₂の方が約 8 倍程度大きくなる。このため広範囲な運転条件等を考慮しても、CO₂用圧縮機の押しのけ量は R134a に対して 1/8~1/6 程度にできる。

また、0°C の飽和圧力を比較すると CO₂冷媒は R134a 対比 10 倍以上の高压となっている。従来より高压となることにより各しゅう動部の荷重の増加、シール部の差圧の増加を招き、圧縮機を設計していく上で問題となる。

3. CO₂スクロール圧縮機の高効率化

3.1 CO₂冷媒用スクロール圧縮機の構造

R134a 用カーエアコン圧縮機としてのスクロールタイプは、吸入弁を持たないことにより特に高速回転域での圧力損失が小さい優れた特性を有する。また体積変化率が小さいため吐出脈動が小さくなり、低騒音・低振動となる優れた特性も有する。冷媒を CO₂に変更してもこの基本的な資質は保たれる。

*1 名古屋研究所圧縮機研究室

*3 名古屋研究所プラスチック機械研究推進室

三菱重工技報 Vol. 38 No. 6 (2001-11)

*2 長崎研究所トライロジー研究室主席

*4 カーエアコン総括部コンプレッサ部設計課

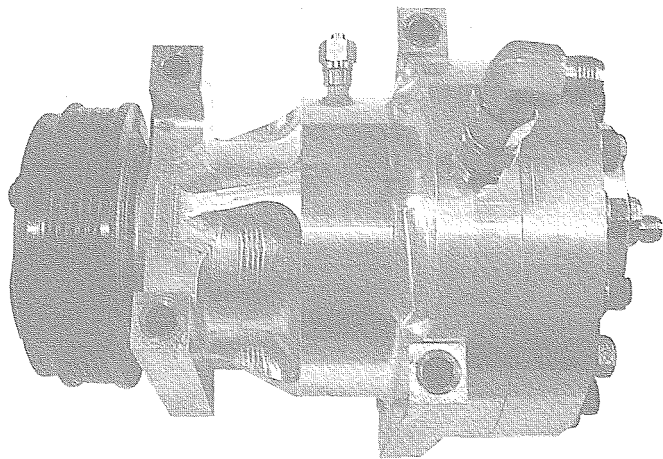


図1 CO₂圧縮機外観 今回試作した軽量プロトタイプ圧縮機（押しのけ量：13 ml）.
The appearance of CO₂ compressor

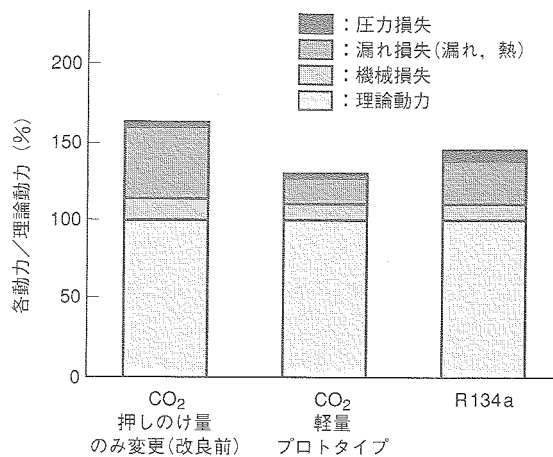
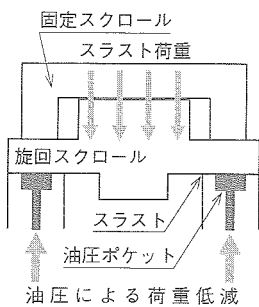
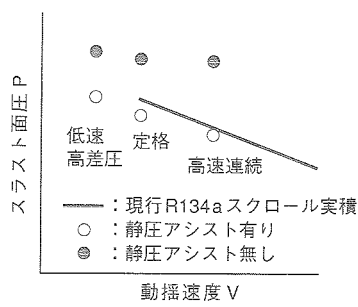


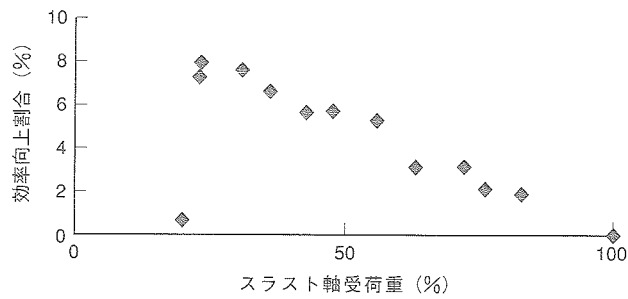
図2 圧縮機効率損失分析 CO₂冷媒用に改良した軽量プロトタイプ圧縮機はR134a以上の効率となる.
Compressor efficiency



(a) 静圧アシスト軸受モード



(b) スラスト軸受PV値



(c) 静圧アシスト軸受による効率向上

図3 静圧アシスト軸受の効果 スラスト面に油圧を導入し、スラスト軸受荷重をアシストしている(a図)、アシストの効果によりPV値を実績値以下に(b図)、また効率向上できる(c図)ことが分かる。
Effect of 'static pressure assist bearing'

したがって、CO₂用圧縮機にはスクロールタイプを選定した。図1に試作した軽量プロトタイプ圧縮機の外観を示す。

図2にR134aで用いているカーエアコン用スクロール圧縮機の損失と、押しのけ量のみ小さくしCO₂用としたスクロール圧縮機（以下、改良前CO₂圧縮機と称す）、および今回の改良を加えた軽量プロトタイプ圧縮機の3種類の損失効率の解析結果を示す。

改良前CO₂圧縮機はR134aに比べ圧力損失が小さい、この理由はCO₂の密度がR134aより大きく、循環量が少なくなったためである。一方、改良前CO₂圧縮機は漏れによる損失が大きい、これはCO₂圧縮機の高圧と低圧の圧力差がR134aより大きいことによる。機械損失が増加した理由は、圧力が高くなることにより、しゅう動部（特にスラスト軸受）の損失が増加したためである。したがって、改良前CO₂圧縮機は全体としてR134a用圧縮機対比効率が低下する。

CO₂用スクロール圧縮機を高効率化するためには、高圧化により発生する圧力室からの漏れの低減と、荷重の増加による機械損失の低減が必要になる。そこで、スクロール歯先からの漏れに対しては回転スクロールと固定スクロールを押し付ける構造を採用した。また機械損失低減のために、特に大きな荷重の掛かるスラスト軸受には軸受背面から高圧を付加しスラスト荷重を低減する構造（以下“静圧アシスト軸受”構

造）を採用した。

3.2 静圧アシスト軸受

図3(a)に静圧アシスト軸受の模式図を示す。静圧アシスト軸受は図のように上から掛かっている荷重に、高圧側にあるオイルセパレータより分岐し注入した油圧を下から付加することにより、スラスト軸受に掛かる荷重を低減することを特徴としている。

本静圧アシスト軸受構造は機械効率の向上を図ると同時にスラスト面の面圧も低減可能であるため信頼性の向上にも役立つ。図3(b)に静圧アシスト軸受を採用した軽量プロトタイプ圧縮機のしゅう動部面圧Pとしゅう動部速度Vの関係を示す。図3(b)には当社R134a用圧縮機のスラスト軸受実績値及び静圧アシストを採用しなかった場合の値を記入している。境界潤滑領域での信頼性の指標となるしゅう動部面圧、しゅう動速度のそれぞれの値及び両者の積（PV値）が圧縮機のCO₂対応化により従来の実績値を超えた厳しい領域になる。しかし静圧アシスト軸受採用によりPV値を従来の実績値以下に抑えることができる。

この静圧アシスト軸受の効率向上の効果に関して、単体試験により確認をした。図3(c)にその結果を示す。油圧でアシストしスラスト荷重を下げた場合に効率（全断熱圧縮効率で評価）が上昇していくことが判る。ただし、スラスト

荷重を下げ過ぎた場合には効率が低下し、効率に関してピークとなる荷重があることが判る。この効率低下の原因はアシストに使用する高圧油の漏れ量がある荷重以下になると増大するためである。

3.3 実機検証

前記構造を採用し、効率に対してスラスト軸受荷重を最適化した軽量プロトタイプ CO₂ スクロール圧縮機の性能を解析した結果が、図2の中央の軽量プロトタイプで示されている。漏れ損失及び機械損失低減により、R134a 全断熱圧縮効率68%に対して CO₂ は75%まで向上する見込みを得た。

このプロトタイプ圧縮機を用いて40 km/h 走行における全断熱圧縮効率の実測を行った。図4に CO₂ 圧縮機効率の解析結果と実測結果を示す。スクロール圧縮機の解析結果と実測結果は若干実測値が低下しているがほぼ一致しており、回転数2400 min⁻¹で効率73%を達成した。

斜板圧縮機では、回転数を増加すると、吸入弁による吸入圧力損失が増加し効率が低下するのに対して、スクロール圧縮機では回転数を増加すると効率が向上することを示している。

解析および実測から軽量プロトタイプ CO₂ スクロール圧縮機は広い運転範囲で高効率を達成できることが分かった。

4. Oリング材および冷凍機油の評価

カーエアコン用 CO₂ 空調システムを実用化するに当たり、システムに使用するエラストマ（今回はOリングに関して評価）および冷凍機油の選定も重要な課題の一つとなる。

4.1 Oリング

現在 R134a 冷媒用のカーエアコンシステムに対しては H-NBR（水素化ニトリルゴム）等のOリング材がシール部に多用されている。CO₂ 冷媒でOリングを使用する際の大きな課題として、Oリング内の CO₂ 冷媒の透過による漏れ、および破損（プリスタ）が挙げられる。そのため、現状 CO₂ システム内（圧縮機を含む）の固定シール部に関してはOリングではなく、メタルシールを適用している。メタルシールを適用できないシャフトのメカニカルシール等の可動シール部に適

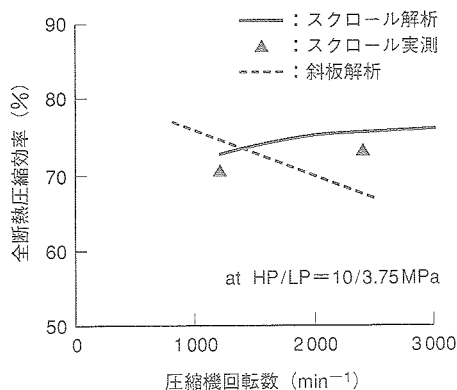


図4 圧縮機効率の解析および実測値 スクロール圧縮機は広い運転範囲で高効率を達成できる。
Experimental and analysis values of compressor efficiency

表2 Oリング浸漬試験結果
Results of dipping tests for O-ring

材質	体積変化率(%) [試験直後]	体積変化率(%) [24時間後]	プリスタの有無
A	60.54	1.52	有り
B	22.78	4.77	有り
C	24.67	-0.25	無し
D	12.40	-2.28	無し

試験条件：80°C、15 MPa、100 hr

表3 冷凍機油の CO₂ 冷媒に対する特性
Characteristics of oils for CO₂ refrigerant

	潤滑性	化学的安定性		圧縮機への油戻り性	
		熱・酸化安定性	加水分解安定性	CO ₂ 相溶性	密度
PAG	○	△	○	△	○
POE	○	○	×	△	×
アルキルベンゼン	○	○	○	×	×
鉱油	○	○	○	×	×

用するOリング材に関して、評価を実施した。試験結果を、表2に示す。プリスタや膨潤に対して優れる表中DのOリング材を選定した。

4.2 冷凍機油

一般的に空調システムで使用される冷凍機油に対しては、潤滑性、圧縮機への油戻りの良好さ、化学的安定性等が要求される。レシーバ等の液溜を内部にもつ冷凍システムでは安定してシステム流量を調整するとともに、圧縮機への油戻り性を確保するために、冷凍機油は CO₂ 冷媒より密度が重いこと、あるいは CO₂ 冷媒との相溶性が要求される。表3に CO₂ 冷媒に対する各種冷凍機油の特性を示す。油戻り性、化学的安定性を考慮した上で、PAG 油(グリコール油)を選定した。

5. シャフトシールの評価

開放型カーエアコン用圧縮機においては、配管継手、フランジ、シャフトシールの3カ所のシールが必要である。このうちのシャフトシール部には、通常、リップシールを使用しているが、CO₂ 圧縮機では機内圧力が2 MPa 程度以上になることから採用が困難である。そこで、コンパクト性を勘案して、シングルスプリング型メカニカルシールを採用した。

5.1 試験装置

試験装置の概要を図5に示す。圧力容器の両端にシール部を設け、その一端はモーター駆動の回転軸をシール部を貫通させず、端面よりリークの計測を容易にするとともに、シール部の観察を可能とした。なお、メカニカルシールのシート面からのリークは、Oリングからの浸透漏れと分離して独立に計測している。

5.2 試験方法

静止時リーク試験では、通常のリーク計測の他に、シートリングにサファイアガラスを使用して、リーク量と状態観察の対応をつけた。なお、冷凍機油は POE (エステル油) およ

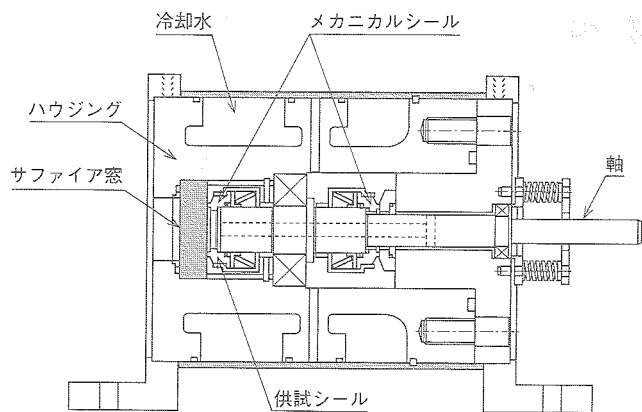


図5 シャフトシール試験装置構造概要 リーク量の計測とともに、サファイア窓でシール面の様子を観察している。
Structure of shaft-seal leak measurement equipment

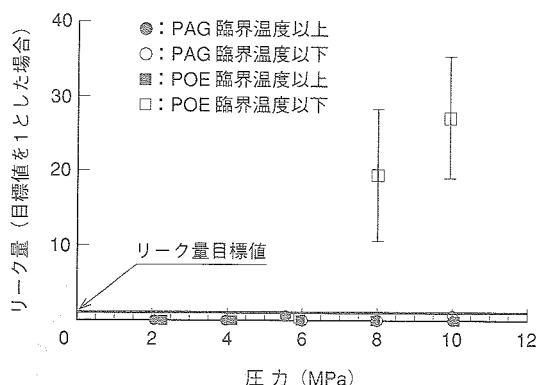


図6 静止リーク試験結果 PAG オイルを用いた場合には静止時に目標値リーク量をクリア可能なことが判る。
Results of leak tests at static condition

びPAGを試験部容積の50%封じ込め使用した。

リーク量計測にはマスフローメータを使用した。また、リークレベルが常時低い場合に対応するため、質量分析装置を用いた計測系で静止時のリーク量を同定した。

5.3 試験結果

静止リーク試験の結果を図6に示す。PAGを用いた場合と温度を臨界温度以上に保持して実施したPOEの試験の場合、リークは瞬時値としてあらかじめ設定した目標値に近い値をとるものの、時間平均ではほとんど検出限界近くにあつて、大きな漏れが認められない。

一方で、温度を臨界温度以下に保持してPOEを用いた試験でリークが急増した。

静止時のシール面の状態を図7に示す。外周側が高圧域でリークは内周に向かって発生する。PAGを用いたものでは油(PAG)とCO₂が分離しており、油(PAG)は容器の下半部を占めている。上半部のシール面外周部は油がメニスカスを形成しており、液または気体のCO₂に直接曝されていないことが、少ないリーク量につながっているものと考えられる。

一方、POEを用いた場合には、CO₂が液化する条件では相分離が起こらず、シール外周付近に界面が見られない。すなわち、液体のCO₂が油と同じくどの位置からも液体としてす

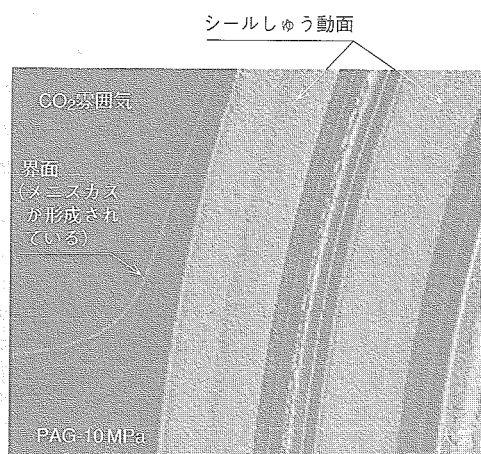
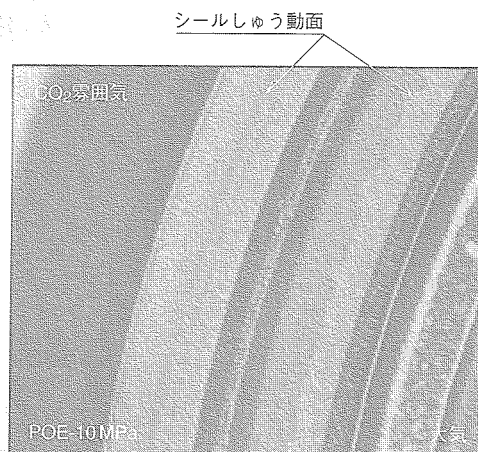


図7 シール面観察結果 PAGを用いた場合には、CO₂と油との界面ができていることが判る。
View of seal surface

まに侵入するのでリークが増大することが示唆される。

さらに回転試験を実施した結果、静止試験のリークレベルに比較してリーク量は増大しているが、実機の作動状態を考慮すれば時間あたりのリーク総量は目標値をほぼ満足することが分かった。

6. ま と め

CO₂冷媒の圧縮機に対してスクロールタイプを選定し、効率向上のためスクロール押し付け構造および静圧アシスト軸受を適用した。解析および実測によりCO₂スクロール圧縮機が全断熱圧縮効率で73%の高効率を達成することを確認できた。また、CO₂冷媒用のエラストマ、冷凍機油についても調査を実施し適用可能な材質を選定し、またCO₂シャフトシールの漏れ量を明確化し、通常使用時にはほぼ問題ない漏れ量であることが確認できた。

今後は圧縮機の更なる小型・軽量化を進めると同時に、広範囲での使用ができる信頼性を確認し、実用化を図る。

参 考 文 献

- (1) 吉岡明紀ほか、カーエアコン用CO₂空調システムの開発、三菱重工技報、Vol.37 No.2 (2000) p.74

トンネル掘削マシンを用いた可変幅シールド工法に適した 止水用拡幅シールの開発

Development of Width-Adjustable Water Seal for Width-Adjustable Shield Machine

技術本部 山下一彦*1

神戸造船所 井上年史*2 杉山雅彦*3

地下道路の待避所やランプ等の構築，地下鉄の線路部と駅舎部の構築等，地下空間において断面形状を変化させるニーズに対応するシールド掘削施工として“可変幅シールド工法”⁽¹⁾を開発中である。本工法は，従来の開削工法で施工していた工事を，立杭より発進した1台のシールド機本体が拡幅しながら掘削し，非開削でランプ部等を一括施工するシールド工法である。シールド機は，カッターディスク外筒部の一部をラップさせておき，掘削中にラップ部を伸縮させることで掘削断面の拡大，縮小を連続的に行うため，固定部と可動部の間には泥水の機内への進入を防止するシール機構が必要である。本報では，実機の本体シールと同じ条件でのクリアランス追従性，コーナ屈曲性及び良好なしゅう動時の止水性が確認されたシール機構について報告する。

We are developing “Width-Adjustable Shield Drive Method” to meet the need for changing excavated sections in the construction of turnouts and ramps for underground passages, tracks and train stations for subways, etc. Although underground passage ramps etc. are constructed by open-cut method currently, they are constructed by sending a shield machine into underground from a pit and digging a hole vertically while adjusting the width of the cutters in the new method. A part of the shield machine outer casing is lapped. The excavated section is enlarged and reduced continuously by expansion and contraction of the lapped part during excavation. Seal system is needed for the clearance between the moving part and the fixed part so that muddy water never flow into the inside of the shield machine. In this report, the newly developed seal system is described. It is verified that the seal system has adaptability for the varying clearance, flexibility at the corner parts, and good sealing performance for the sliding parts under the same sealing condition for a real shield machine.

1. ま え が き

当社では，地下道路の待避所やランプ等の構築，地下鉄の線路部と駅舎部の構築等地下空間において断面形状を変化させるニーズに対応するため世界初の可変幅機構を有するシールドマシンの開発を推進中である。本工法は自由かつ連続的にトンネル幅を掘削中に変更できる工法である。そのため，シールド機本体の一部を伸縮可能な構造としており，固定部と可動部の間には泥水の機内への進入を防止するシール機構が必要である。本シールには本体の掘削中の変位に追従する±15 mmの大変形追従性と本体角部への取付けから矩形型に対応した形状にする必要がある。

2. 本 体 シ ー ル

図1にシールド機の拡幅の概念を示す。本工法は従来の開削工法で施工していた工事を，立杭より発進した1台のシールド機で拡幅しながら掘削することにより，地下鉄の駅舎部等を一括施工するものである。図2にシールド機に必要な本体シールの適用部位とシールモデルを示す。

シールド機の前面には拡幅掘削に対応できるようにカッターディスクが重なる形で複数個設置されており，本体中央の固定シールド機と左右の可動シールド機の間で拡縮が行われる。

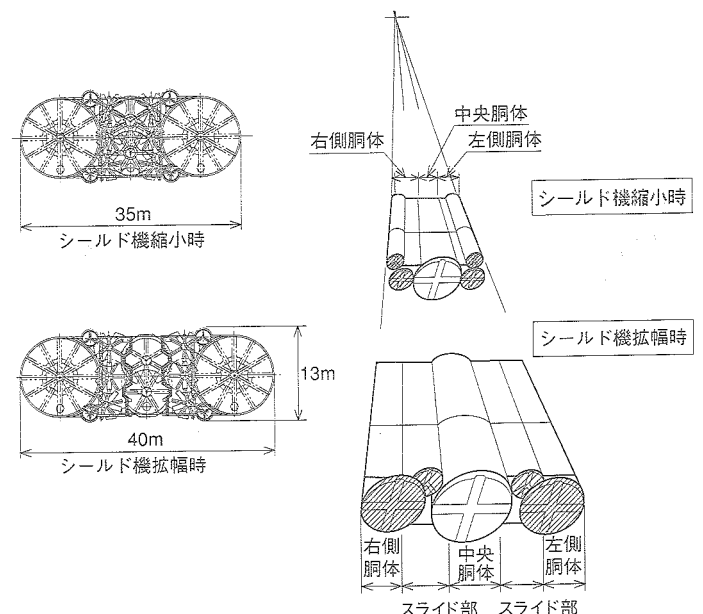


図1 シールド機拡幅の概念 可変幅シールドマシンのトンネル掘削のイメージを示す。
Conceptual drawing of expandable shield machine

このため，シールド機前面ではカッターとの干渉を避けるように本体シールが設置されると共に，シールド機の上面，底面にも連続したシールが必要であるため，バルクヘッドの

*1 高砂研究所機器・自動化装置研究室

*2 建設機械部設計課長

*3 建設機械部設計課主席

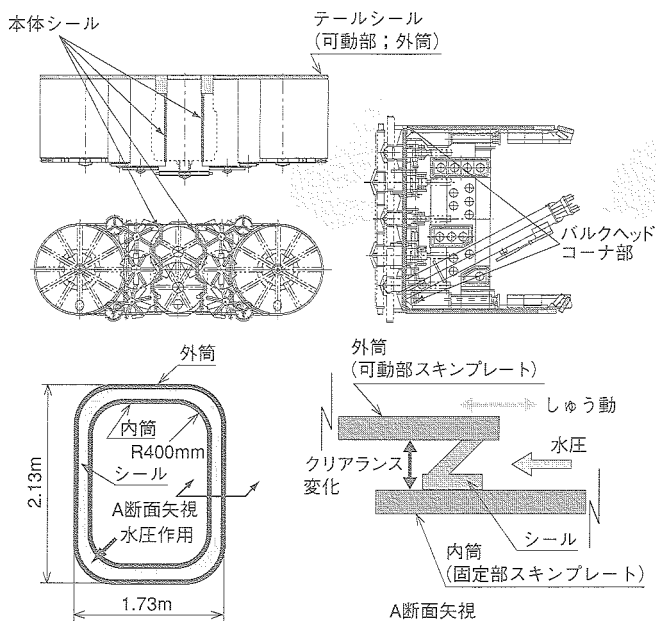


図2 本体シールモデル 本体シールの適用部位とシールモデルを示す。

Model of the main machine seal

コーナ部はシール形状が矩形となる。本体シールはシールド機の後端部でテールシールと接合され、セグメントとの止水を行う。

このように本体シールは固定部と可動部のスキンプレート間の止水を行うが、掘削に伴う変動荷重によりスキンプレート間のクリアランスはシールド前面と上面あるいは底面部でそれぞれに変化する。

このように本体シールには、一般的なシール技術で経験しない二つの作動条件下で止水性を確保することが求められる。一つはシール形状が矩形となることである。従来、ガスケット等の固定シールを除き、運動用シールは円形が基本であり、コーナ部を持つシールはほとんど見当たらない。もう一つは、その矩形部においてスキンプレート間のクリアランス変化が前面部と上面あるいは底面が異なることによる不等変位条件となることである。シールには、不均一な変形追従性が要求され、しゅう動面における密着性が求められる。この二つの条件下での止水性を評価するために実機断面寸法で、矩形部を模擬できるシール寸法として約2.13×1.73mのシールモデルを検討した。

3. シール条件とシール機構

表1に拡張シールド機のシール機構への要求性能を示す。本シールドは地下50m以内の掘削を対象としており、シール圧力は0.5MPa以下となり従来実績範囲内となる。

シール流体、温度も従来シールド条件と変わらず、しゅう動速度は非常に小さい。シール条件が厳しくなるのは、前章で述べたようにシール形状が矩形となり、追従変位がフロント部±15mmであり、他の上面、底面部が±5mmとシール矩形部に同時に不等変位が作用することである。

そこで表2に示す矩形及び不等変位等に対応可能なシール機構を検討し、三種類のシールを選定し、それぞれのシール

表1 拡張シールドシールへの要求性能

Comparison of seal condition of usual shield and width-adjustable shield

要求性能	従来	拡張シールド	備考
シール圧力 (MPa)	0.5	0.5	
シール温度 (°C)	15~20	15~20	
シール流体	泥水	泥水	粒径は種々有砂~がれ石
追従変位 (mm)	±10	±15	フロント部±15 他 ±5
しゅう動速度 (mm/min)	50	拡張0.8	
しゅう動方向	往復動	往復動	
形状	リング	矩形(複雑)	三次元全周閉密封必要

表2 シールタイプ別の適用性

Comparison of seal type

項目	リップシール	ワイヤシール	インフレダブルシール	備考
変位追従性	○	○	○	
シール面うねり追従性	△	○	△	ゴムの連続体シールは、うねり追従性に限界がある。
コーナ部変形追従性 (三次元変形)	△	○	△	連続体シールは三次元不連続変位追従性に注意
往復動せん断耐力	○	○	×	チューブ式シールは本体剛性が弱い。
往復動密封性	○	×	△	ワイヤシールは中間流体依存インフレダブルはせん断剛性弱い。
取付スペース	○	×	△	密封のためにワイヤ長と集合厚が必要
総合評価	○	×	△	

タイプ別の適用性を評価した。変位追従性は、各シール共良好と考えられるが、ワイヤシールは線状のワイヤがしゅう動面に自在に密着するため、うねりや矩形部の不等変位にも追従性は良好と考えられる。しかし、ワイヤシールはワイヤ間の密封性を保つために特殊な中間流体が必要で、中間流体の状態により密封性が損なわれることもあり、取付スペースも比較的大きく必要であることから、供試対象外とした。

インフレダブルシールは、外部からの空気圧等によりチューブを膨張させ、比較的自在にクリアランス変化に追従可能であるが、チューブ型であるためスキンプレートの往復動による摩擦せん断力に対する耐力が弱く、破損の問題があるため同じく供試対象外とした。

リップシールは、ゴムの弾性により変位追従を行うが、シール面のうねりや矩形部の不等変位への追従性はゴムリップの柔軟性の影響を受ける。柔軟度が大きいとしゅう動摩擦力でリップが反転破損することもあるが、形状やゴム硬度を適切に選定することで良好な追従性とせん断耐力を両立させることが可能である。また、密封性も良好で取付スペースもコンパクトに納まるため、リップシールを供試シールとして選定した。

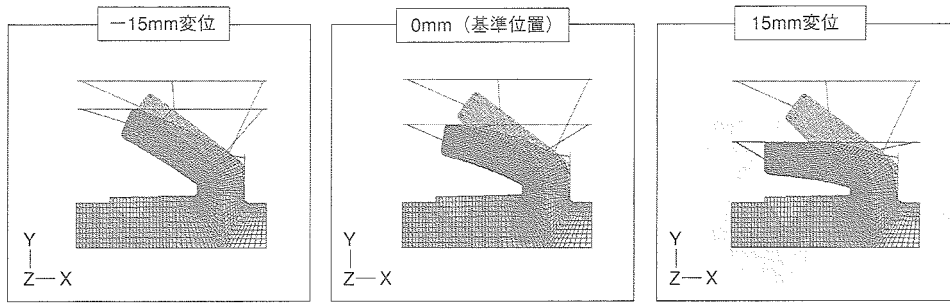
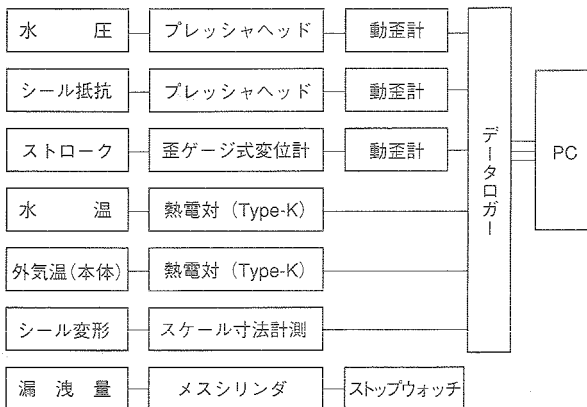


図3 リップシール変形解析例 ±15 mmのクリアランス変化への良好な追従性予測を示す。
Deformational analysis of rip seal



(a) 試験装置全景 (内筒中間位置)



(b) 計測系統

図4 シール試験装置 内外筒のクリアランス調整可能な往復動シール性能試験装置を示す。
Test rig of seal performance

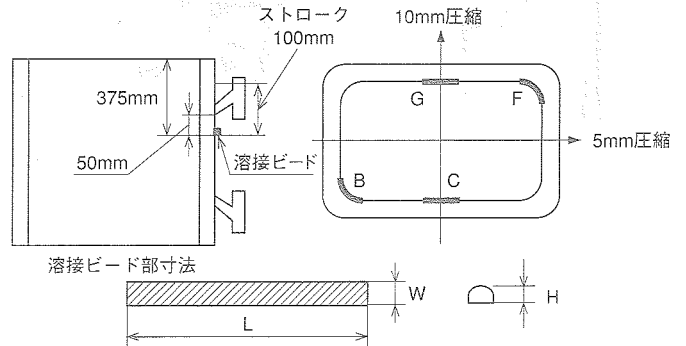
リップシールの追従性は、形状により大きく影響を受けるため、ゴム材の超弾性体解析を行い寸法検討を行った。

図3に変形解析例を示す。基準位置からのスキンプレートの±15 mmのクリアランス変化に対しリップシールは良好に追従しており、密封性が確保されていることがわかる。

4. シール性能試験

4.1 試験方法

シールの追従性、止水性、及びしゅう動に対する健全性を検証するために、供試シールは実機大断面形状としバルクヘッドコーナ部も実機相当寸法とした。試験は実機変位±15



位置	W (mm)	L (mm)	H (mm)	備考
B	17	105	4	最大すきま位置
C	12	95	5	すきま大 (直線部)
F	18	110	4	最小すきま位置
G	25	100	5	すきま小 (直線部)

図5 溶接ビード追従試験条件 異物を模擬した内筒への溶接ビード寸法を示す。
Test condition of seal on welding bead

mm, 止水圧 0.5 MPa を越える厳しい条件を設定し、静的試験及び往復動のしゅう動を与える動的試験を実施した。また、非正規条件として、しゅう動面の異物を模擬した溶接ビードを部分的に施工して、往復しゅう動に対するリップシールの反転や破損耐力を評価した。

図4にシール試験装置を示す。供試シールは、外筒に内向き2段に設置し、中間に水圧を負荷し、内筒をジャッキで鉛直方向に往復動させた。

シールの変位追従性は、内外筒のクリアランスをそれぞれ短辺側、長辺側共、初期にガイドで変位を設定し、不等変位条件も含めて止水性を評価した。

図5に非正規条件の溶接ビード追従試験条件を示す。往復動する内筒側の直線部及びコーナ部に、幅約 20 mm, 長さ約 100 mm, 高さ約 5 mm の溶接ビードを施工し、シールリップの先端がビード上を往復動するようにした。また不等変位として長辺側 10 mm, 短辺側 5 mm の圧縮を与えた。

4.2 試験結果

シールの基本性能評価を行う静的試験においては、装置の短辺側の 0~15 mm の各変位に対する長辺側の変位を 0~25 mm 組合せて与えたが、0.7 MPa においても漏えいは無く、

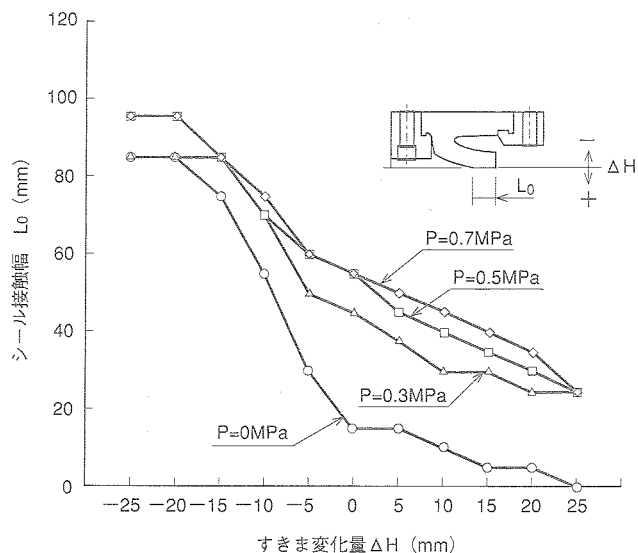


図6 シールの接触幅 クリアランスと圧力変化に対するシールの接触幅を示す。
Contact width of seal

不等変位に対しても良好にシールリップは追従していることが確認された。

スキンプレートの往復運動に対する止水性を評価する動的試験では、同じく短辺、長辺に変位を与え、内筒を 15 mm/min でしゅう動させたが、各圧力条件でリップ先端に水のじみが見られただけで漏えいは無く、シール状態も反転等の破損は無く良好であった。

また、往復動を連続して与えた止水性評価においても漏えいは無く、シールリップも健全で、異常な摩耗も無く良好な耐力を確認した。

図6にクリアランスと止水圧力変化に対するシールの接触幅を示す。シールの接触幅は、止水性を維持するための重要な寸法である。スキンプレートの基準すきま変化を 0 ± 25 mm で示しているが、すきまが大きくなるに従い接触幅は小さくなり、 $+25$ mm、圧力 0 MPa でほぼ接触幅はなくなる。しかし圧力が負荷されると接触幅は約 25 mm 保持されており、実機変位変化の ± 15 mm の範囲では、各圧力で十分にシール接触幅を有しており、止水性が良好であることを確認した。

図7に溶接ビード追従試験後のシール状態を示す。不等変位により最も圧縮変形されるコーナ部のシール表面状況を示すが、往復動に伴うリップ先端の破損も無く、非正規条件においても健全な追従性を有し、耐力があることを確認した。

5. む す び

トンネル掘削において連続的にトンネル幅を変更できる可



(a) F部 (溶接ビード外観)



(b) F部 (シール表面)

図7 試験後のシール状況 溶接ビード上をしゅう動させたシールの表面状況を示す。
Appearance of seal after test

変幅シールドマシンの本体シールを対象に、掘幅に伴う大変位に追従するリップシールを開発し、実機大断面での検証試験を実施し良好な止水性を確認した。今後、本工法の実用化に向けシールド機の姿勢制御技術等の開発を進めていく予定である。

なお、本工法の開発において御指導と共に貴重な御意見を頂いている鹿島建設(株)に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- (1) 田中ほか, オクトパス工法の開発, 第56回土木学会年次学術講演会 (2001-10)

貯蔵・輸送キャスクのための密封技術

Sealing Technology for Transport and Storage Cask

技術本部 赤松 哲郎*1

神戸造船所 大園 勝成*2 松岡 寿浩*3

原子力事業本部 甫出 秀*4

原子力発電プラント用使用済み燃料集合体の輸送・貯蔵容器であるキャスクの密封機構には、長期間の貯蔵中及び輸送中の想定事故（火災・落下）に対し、内部の放射性物質が流出しないことが要求される。長期貯蔵時及び輸送時におけるガスケット部での漏えい率をパラメータとした解析評価を行いガスケットに要求される許容漏えい率を設定した。輸送時での事故を想定し、ガスケットに対する横ズレ、上下変位試験を行い所要ガスケット漏えい率に対し、十分低位の値であることを確認し、金属ガスケットによる輸送時及び貯蔵時の密封性能を満足することが確認された。本報ではキャスクに要求される密封技術及びその検証方法について紹介する。

Containers in which spent nuclear plant fuel are stored must remain sealed indefinitely without leakage despite accidents such as fires and shock during transport. We evaluated allowable gasket leakage by parameterizing cask leakage in long-term storage and transport. We confirmed that gasket leakage is lower than the reference by studying leakage in vertical and side deviation, finding that a metallic gasket suits both storage and transport. This report details cask sealing techniques and verification.

1. はじめに

原子力発電所では使用済燃料の保管容量がひっ迫していることから、輸送・貯蔵容器（以下、キャスクと称する）の開発が急務である。使用済燃料をキャスクにおいて、一定期間中間貯蔵を行った後、再処理施設にて処理する方式が計画されている。当社は高収納型キャスクの開発に取り組み、従来のキャスクに比べ収納体数の多いMSF69B型輸送・貯蔵兼用キャスクを開発した。輸送・貯蔵兼用キャスクにおいては、貯蔵期間中の密封性の確保が要求されると共に、輸送兼用キャスクであるため輸送中における転倒・火災・落下等の事故に対しても、内部放射性物質を外部に流出させない密封機能が要求される。本報では、MSF69B型輸送・貯蔵兼用キャスクでの密封性確保のための基準漏えい率の評価及び輸送時の異常事象を想定した金属ガスケットのズレ試験を実施した結果について紹介する。

2. キャスクにおける密封部構造

図1にMSF69B型キャスクの外観図及び密封部構造を示す。図に示すようにキャスクは二重ふた構造となっており、それぞれに金属ガスケットが設置され密封機構を作っている。さらに、一次ふたにはキャビティ内圧力調整等のためのバルブがあり、そのカバーふたにもガスケットが装着されている。

使用済燃料がキャビティの中に入っており、このキャビティ内を長期の貯蔵期間中、常にHeガス雰囲気中で負圧に維持させて、使用済燃料被覆管の劣化を防ぐと共に放射性物質を外気に漏出させない機構としている。また、ふた間をHeガスで加圧しており、腐食防止のため、外気（空気）がキャビティ内に侵入することを防ぐ役割を持っている。

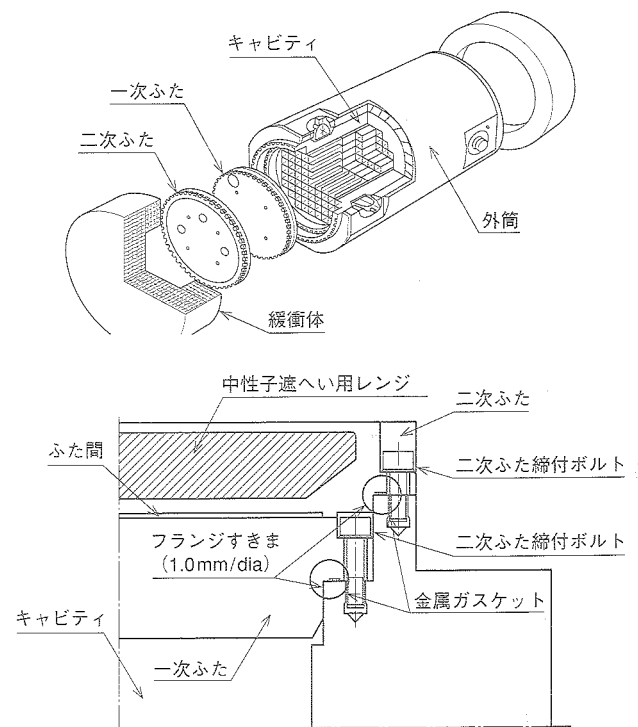


図1 MSF69B型キャスク外観及び密封部概要
MSF69B CASK external appearance and sealing up department outline

従来、輸送キャスクにはガスケット材として衝撃等に対して柔軟性を有し、シール性が確保できるゴム製Oリングを使用するのが一般的であったが、貯蔵期間中のHeガスを密封するため、従来のゴム製OリングではHeガス透過が顕著となり金属ガスケットを使用することとした。このため、金属ガスケットによる衝撃・火災等でのふたズレに対する密封性能

*1 高砂研究所機器・自動化装置研究室

*2 原子燃料・バックエンド設計部燃料取扱設計課主席

*3 原子燃料・バックエンド設計部燃料取扱設計課

*4 原子力技術センター原子力技術部

燃料サイクル技術課主席

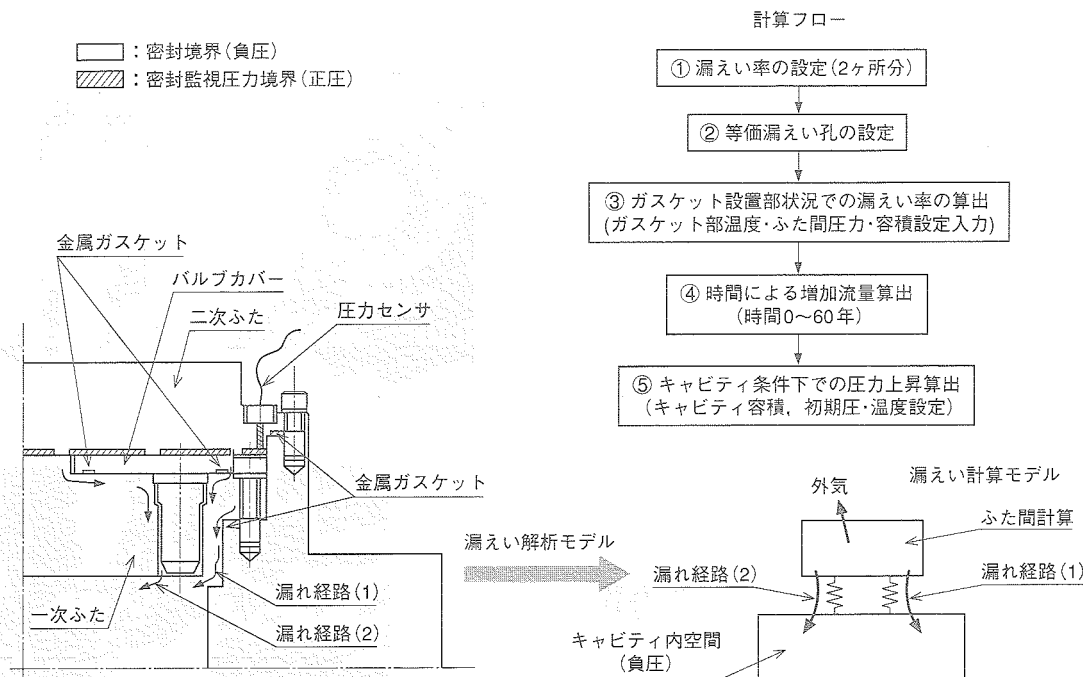


図2 漏えい率解析モデル
Leakage rate analytic model

の評価を行うことが必要となった。

3. ガスケットの許容漏えい率の設定

解析モデルを図2に示す。キャビティ内圧力は気圧変動分を考慮して大気圧以下（負圧）を維持する必要があり、ふた間空間圧力は、初期値一定と安全側に仮定し、ガスケット部からの漏えい率をパラメータに計算し、キャビティ内圧力の長期間後の上昇を試算した。なおガスケット部はふた部に2ヶ所あるため、漏えい率としては、2ヶ所の合計として計算した。

解析結果を図3に示す。ガスケット2ヶ所の合計漏えい率が $2 \times 10^{-6} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{sec}$ にて、キャビティ圧は貯蔵期間後には大気圧以上となる結果となり、 $1 \times 10^{-6} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{sec}$ では負圧域に保持された。これよりガスケット1ヶ所当りの漏えい率としては安全率を含め、 $1 \times 10^{-7} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{sec}$ 以下であれば、長期間の密封性が確保できる。

また、輸送時の漏えい率の許容値としては、同図において、 $1 \times 10^{-6} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{sec}$ の漏えいが長期間にわたり、発生していたと想定し、長期貯蔵後の内圧値（0.09 MPa）を初期値として、再輸送の期間（余裕を含め約100日間）負圧を維持できる漏えい率としては $2 \times 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{sec}$ であり、ガスケット1ヶ所当りの漏えい率として、 $1 \times 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{sec}$ 以下であれば緊急時の輸送期間の確保ができるため、輸送時の許容漏えい率として設定した。

4. 容器設計上からの密封性への影響因子

密封機能に関連する容器設計上からの設定値を表1に示す。このうち輸送時の密封性に関与する項目として、ふた・フランジ間の半径方向すきまがある。

ふたのボルトは設計上、衝撃加速度を考慮し、ズレ等が発

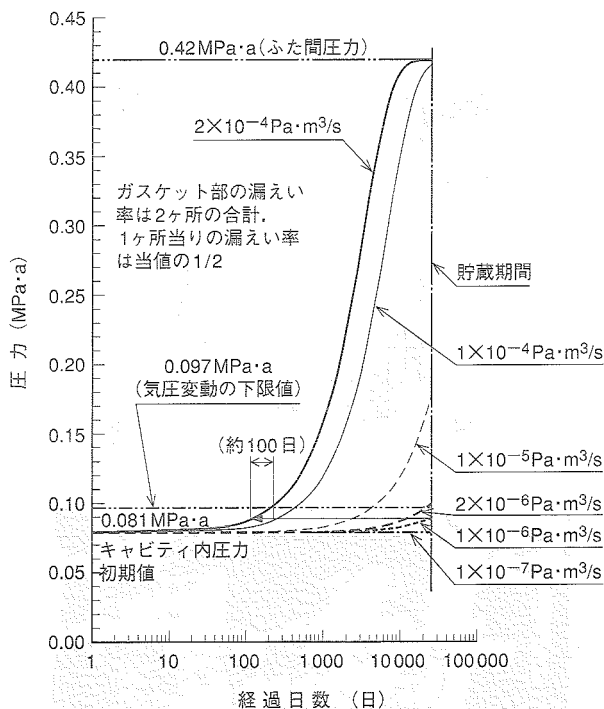


図3 キャスク密封部の漏えい率解析結果
A result of an allowable Leakage rate analysis of CASK sealing up part

生しない軸力で締付けが行われている。仮想的に金属ガスケットの横ズレ、開口変位を想定して、漏えい率レベルの変化確認を実施することとした。

5. 検証試験

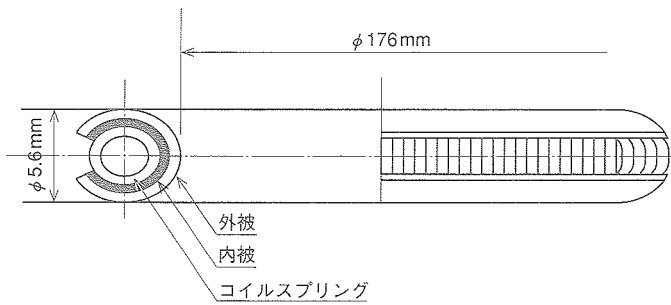
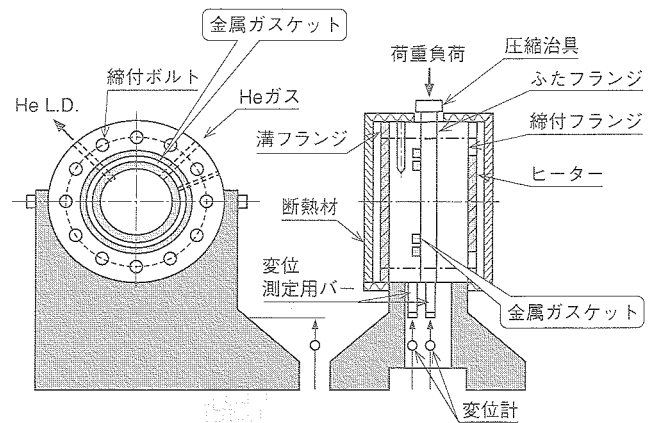
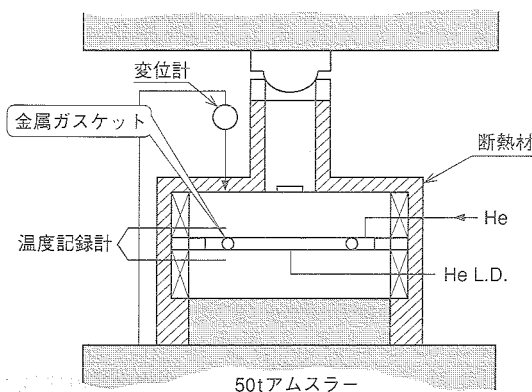
(1) 供試ガスケット

供試ガスケット形状を図4に示す。なお、当ガスケット

表1 密封性に関する容器設計上の設定値

A set point in design to be involved in the sealing performance

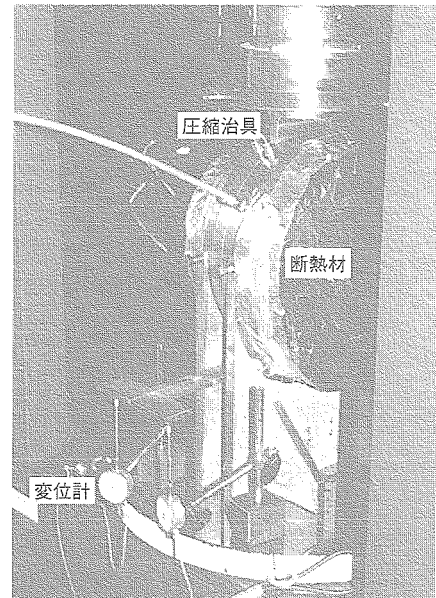
	一次ふた	二次ふた	備考
ガスケット部 設計温度 (°C)	150	150	
ふた/フランジ 径方向隙間 (mm)	MAX 1.0	MAX 1.0	加工・取付上
落下衝撃による ふた開口量 (mm)	0	0	解析予想値
火災時等の変形に よるふた開口量 (mm)	0	0.02	解析予想値

図4 供試ガスケット形状
Test gasket form図5 圧縮復元気密試験装置
Compression restoration test device

は、長期貯蔵時の密封性を確認されたガスケット⁽¹⁾⁽²⁾と、ガスケット形式、構造、材料構成・線径が同一のものである。

(2) 試験

試験として、“上下方向圧縮復元気密試験”、“水平方向

図6 水平方向ずらし試験装置
A horizontal direction displacement test device

ずらし試験”をそれぞれ室温及びビヤスクガスケット部温度である150°Cにおいて実施した。なお、水平方向ずらし試験では、実機のふた寸法を考慮して安全側にずらし量1.5 mmを中心として実施した。

“上下方向圧縮復元気密試験”では図5のごとく供試ガスケットをフランジにはさみプレスにて圧縮した後、復元時の変位と漏えい率の変化を計測した。また“水平方向ずらし試験”では図6のごとく三枚締め溝フランジに供試ガスケットを装着し、中央フランジをプレスにて押下げ供試部にずらしを与える方法を取り、ずらし変位と漏えい率の変化を計測した。

(3) 試験結果

“上下方向圧縮復元気密試験”の結果を図7に示す。

締付時の漏えい率は $1 \times 10^{-9} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{sec}$ 以下である。また、この漏えい率を維持する復元量は約0.1 mmであった。また、温度による復元量の変化は認められなかった。

“水平方向ずらし試験”の結果を図8に示す。ずらし後の漏えい率は最大で $1 \times 10^{-7} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{sec}$ 以下であった。なお、高温時の方が一般的に漏えい率が少ない傾向に有り、ガス

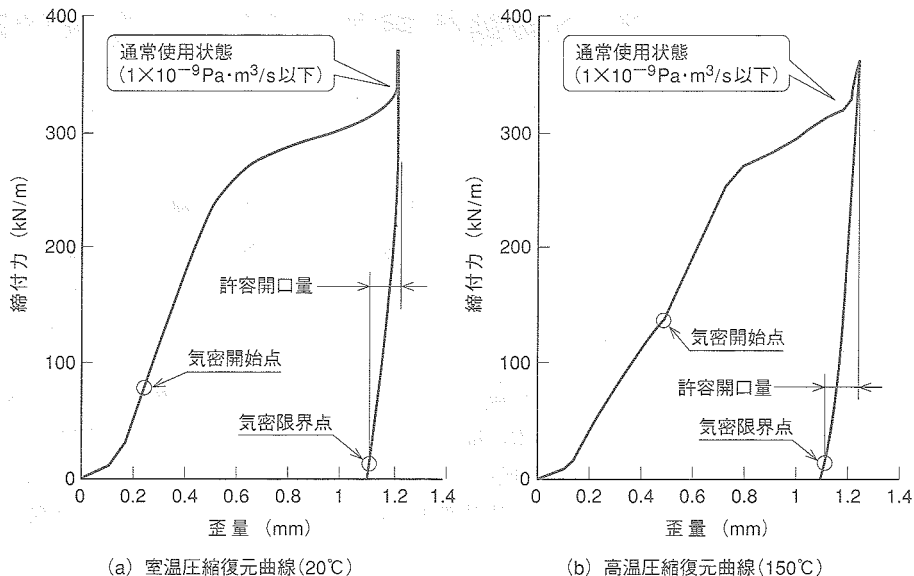


図7 上下方向圧縮復元気密試験結果
A result of compression restoration examination

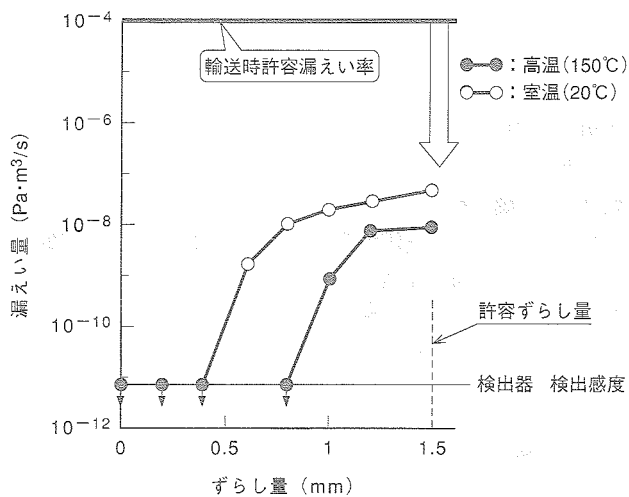


図8 水平方向ずらし試験
A result of horizontal direction displacement examination

ケット表面材である Al 材の軟化による密着性の向上による
と考えられた。

6. む す び

長期間の貯蔵中及び輸送での漏えい解析を行い、金属ガスケットに求められる基準漏えい率の設定を行った後、輸送時に想定されるふたずれに対する金属ガスケットでの密封テストを行い、基準漏えい率に対し十分満足できるレベルにあることが確認され、輸送・貯蔵兼用キャスクのガスケットとして金属ガスケットが十分な適用性を有していることが確認された。

今後、ガスケット自体の劣化を想定した確認試験を実施し、本密封機構を採用した輸送・貯蔵兼用キャスクの信頼性を検証していく。

参 考 文 献

- (1) 加藤治ほか, 使用済燃料貯蔵容器用ガスケットの長期密封特性, U 92009, (財)電力中央研究所 (1992-4)
- (2) 加藤治ほか, 使用済燃料貯蔵容器用ガスケットの長期密封特性 (その 2), U 94029, (財)電力中央研究所 (1994-11)

鋼板コンクリート壁の耐熱信頼性に関する実験的研究

Properties of Steel Plate Reinforced Concrete Bearing Wall Subjected to High Heat

技術本部 近藤 誠*¹ 関本 恒*²
 神戸造船所 篠田 泰蔵*³
 原子力事業本部 木谷 朋之*⁴

鋼板コンクリート構造（以下、SC構造と称する）は強度的に有利な構造であるが、鋼板が表面に露出していることから高温時の構造挙動が鉄筋コンクリート構造（以下、RC構造と称する）と異なる。すなわち雰囲気温度の急激な上昇により鋼板のみが急激に加熱された場合、周辺の拘束が低い場合にはコンクリートにクラックを生じ、また、周辺の拘束が高い場合には鋼板は座屈する可能性がある。SC構造部材としての健全性を確認しておく必要がある。本報ではコンクリートクラックおよび鋼板座屈の2つの事象に対し、それぞれSC壁の縮尺モデルを用いて表面鋼板の上昇温度300℃を対象とした急速加熱試験を行い、クラック特性および座屈特性を把握した。

Steel plate used to face SC structures heats quickly in rapid increased atmosphere temperature. Such heating could crack concrete components or buckle steel plate. We conducted heating tests with an SC structure model and found that if the temperature rises 300℃ from room temperature, the SC structure cracks concrete components but does not buckle steel plate. The result shows the integrity of SC structures.

1. ま え が き

鋼板コンクリート構造（以下、SC構造と称す）は鋼板が型枠を兼ねるため現地施工の簡略化や短期施工にメリットがあることから、原子力関連施設や港湾構造物等に既に適用されている。SC構造は雰囲気温度が急激に上昇して鋼板のみが急激に加熱された場合、図1に示す様に周辺の拘束が低い場合には鋼板の熱膨張による変形が許容されることからコンクリートに生じる引張応力によりクラックを生じ、また、周辺の拘束が高い場合には鋼板の熱膨張は拘束され、鋼板は座屈する可能性がある。SC構造部材としての健全性を確認⁽¹⁾しておく必要がある。

2. 加熱に伴うコンクリートクラック特性

2.1 試験目的

コンクリートの両外表面に鋼板を配した拘束の無いSC構造

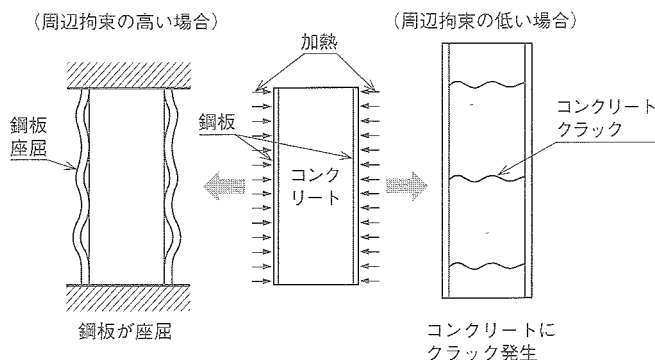


図1 周辺拘束度の違いによるSC挙動の相違 SCは周辺拘束が低い場合にはコンクリートにクラックを生じ、周辺拘束が高い場合には鋼板が座屈する。
 SC structural characteristics against boundary conditions

に両側から熱荷重が作用した場合のコンクリートクラック特性を把握するための検討を行った。

2.2 試験方法

試験体はシアバー（両側鋼板を連結する部材）の有無をパラメータとして2体（CA：シアバー有り、CB：シアバー無し）製作した。モデル諸元を図2に示す。

加熱試験は充分加熱した赤外線バーナーを表面鋼板から150

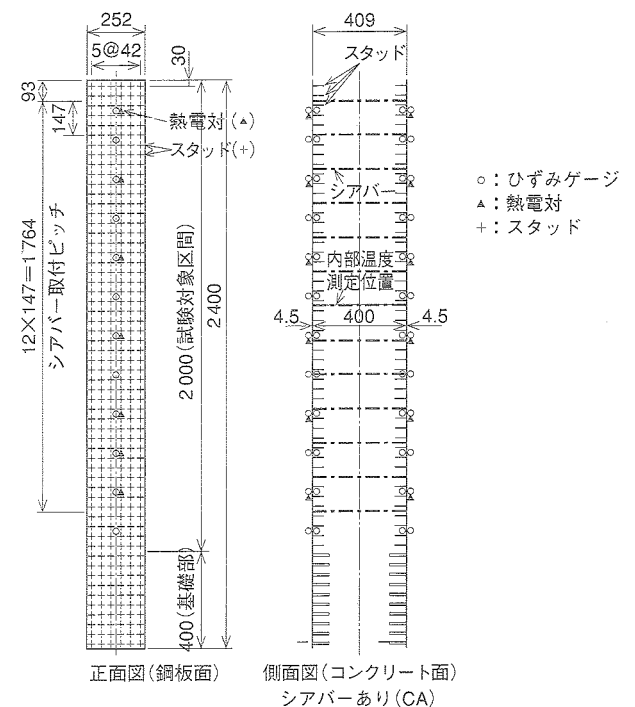


図2 コンクリートクラックモデル諸元 SCは表面鋼板と内部のコンクリートで構成される。
 Test specimen of concrete crack

*1 高砂研究所構造研究室

*3 鉄構部構造設計課

*2 高砂研究所構造研究室主席

*4 原子力技術センター軽水炉プラント技術部機器構造技術課

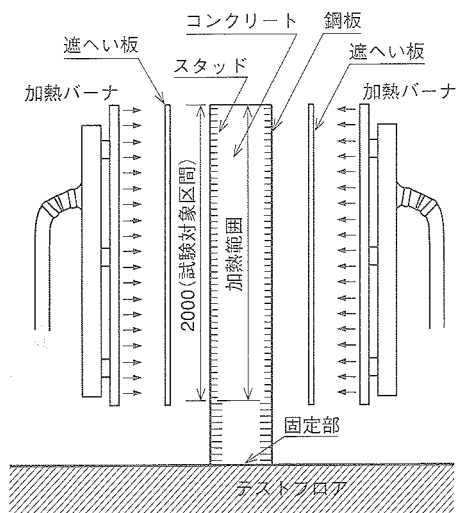


図3 コンクリートクラックモデル加熱試験要領 加熱には赤外線バーナを用い、充分加熱した後に遮へい板を取り除き、所定の温度まで急速に上昇させた。
Test method of concrete crack

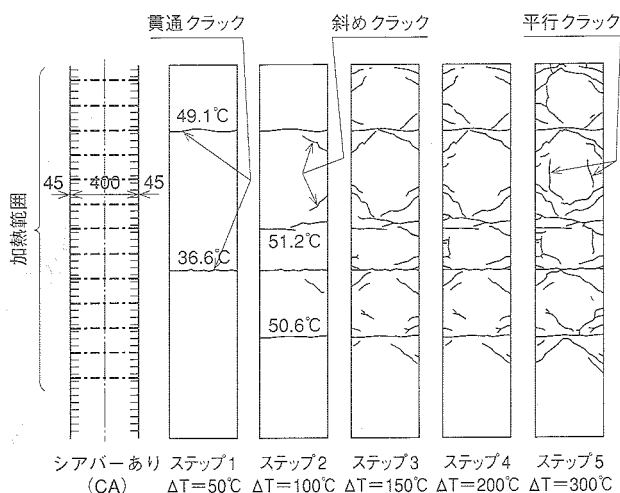


図4 クラック発生状況 (CA) ΔT=100°Cまでに4本のクラックが発生したが、ΔT=300°Cの時点でもスタッドの破断および引き抜け等は生じなかった。
Caused concrete crack

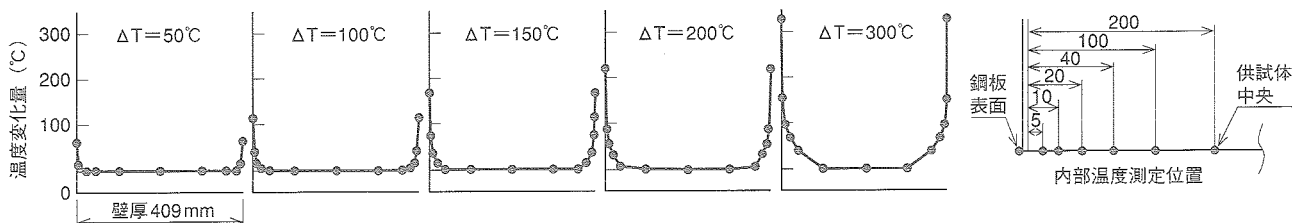


図5 コンクリート内部温度分布の推移 (CA) コンクリート内部温度は鋼板温度ピーク時でも変化が少なく、今回の急激な加熱では鋼板温度のみが上昇していることが確認出来た。
Temperature distribution of concrete

mmの位置に設置し、表面鋼板が所定の ΔT となるまで急速加熱(約100°C/min)後室温まで自然冷却させた後に次ステップ(ΔT)の試験を行った。

試験要領を図3に示す。

2.3 試験結果

シアバー有無による挙動の差異は認められなかったため、以下供試体CAについて、図4に各ステップ終了後のコンクリートクラック(側面)の発生状況を、図5に各ステップでの温度ピーク時のコンクリート内部温度分布を、図6にクラック発生に伴う鋼板応力分布の推移を示す。ステップ2($\Delta T=100^\circ\text{C}$)までに4本のクラックが発生し、口開きによりコンクリート中の水分が湧出したがクラック幅は温度降下とともに口閉じし、水分の湧出も停止した。今回の試験では同一の試験体を用いた繰返し加熱試験を行ったため、試験体にとっては苛酷な試験条件だが最終ステップ($\Delta T=300^\circ\text{C}$)の時点でもスタッドの破断および引き抜け等は生じず、供試体の崩壊は生じなかった。

図4に示すように、ステップ3以降は斜めクラックが生じ、ステップ5では鋼板に平行なクラックが発生した。

図5に示すように、コンクリート内部の温度は鋼板の温度変化量と比較して温度ピーク時でもさほど変化しておらず、特にステップ2までではコンクリート深さ20 mmでの温度変

化量はほぼ0に等しいことから急激な加熱により鋼板の温度のみが上昇していることが確認できた。

図6に示すように、クラック発生以前は鋼板には一様に圧縮応力が作用しているが、クラックの発生とともに局所的に応力が解放され、引張側に移行していく様子が確認できた。

2.4 考察

(1) 変位分布

図7にクラック発生直前の変位分布(コンクリートの絶対変位、コンクリートと鋼板の相対変位を測定)を示す。基本的に鋼板の伸びがコンクリートより大きい。その伸びる方向は試験体上部では上、下部では下を向く傾向を示した。同図中の実線、点線はそれぞれ鋼板、コンクリートの変形の解析値(図8に示す棒要素モデル、スタッドは実験により求めた非線形せん断バネを設定)を示す。コンクリートの変位(実験値)は試験体で多少ばらつきがあるが、解析値はほぼその平均に等しく、鋼板の変位は解析値がやや大きめの値を示しているもののその傾向はよく一致している。

(2) 応力分布

図9にクラック発生直前の鋼板応力分布を示す。鋼板応力は試験体位置約1200 mmで極大値(約-80 MPa)を示し、試験体端部では小さな値を示した。また、

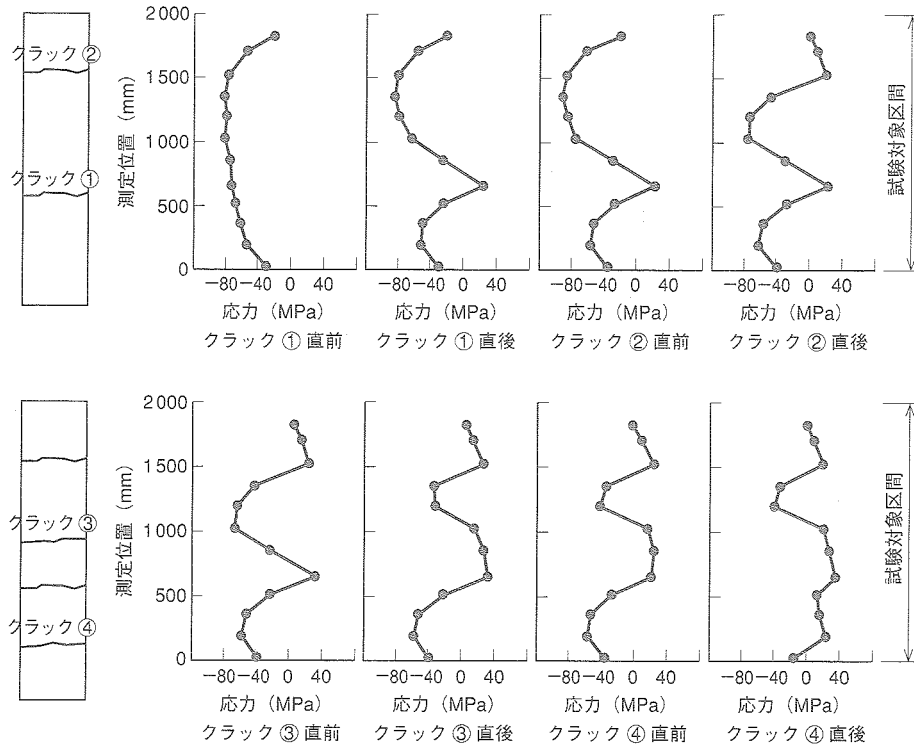


図6 鋼板応力分布の推移 (CA) クラック発生以前は鋼板には一様に圧縮応力が発生しているが、クラックの発生とともに局所的に応力が解放され、引張側に移行していく様子が分かる。
Stress distribution of steel plate

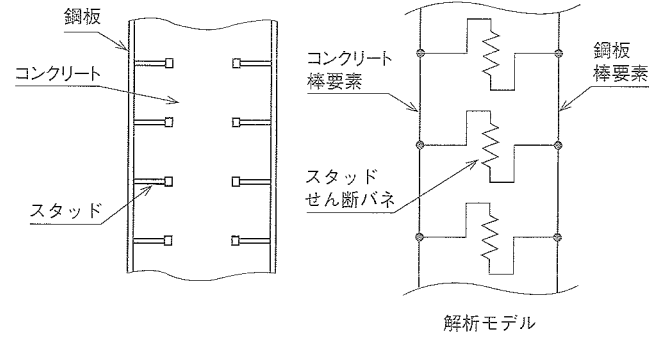


図8 棒要素を用いたモデル化概要 コンクリートおよび鋼板を棒要素、スタッドをせん断バネで表現する解析モデルを提案した。
Analysis model using rod element

前述の解析値と実験値は良く一致している。

3. 加熱に伴う鋼板の座屈特性

3.1 試験目的

SC壁は鋼板が配置されていることにより、鉄筋が2方向に配置されたRC壁と比較して面内せん断特性が優れた構造であるが、鋼板が座屈した場合、面内せん断剛性及び耐力が低下する可能性がある。

ここでは熱座屈に対するSC壁の設計に資することを狙いとして4辺を拘束したSC壁の加熱試験を行い、鋼板の座屈挙動を把握するための検討を行った。

3.2 試験方法

試験体は b/t [b : スタッドピッチ, t : 鋼板厚 (一定)] を

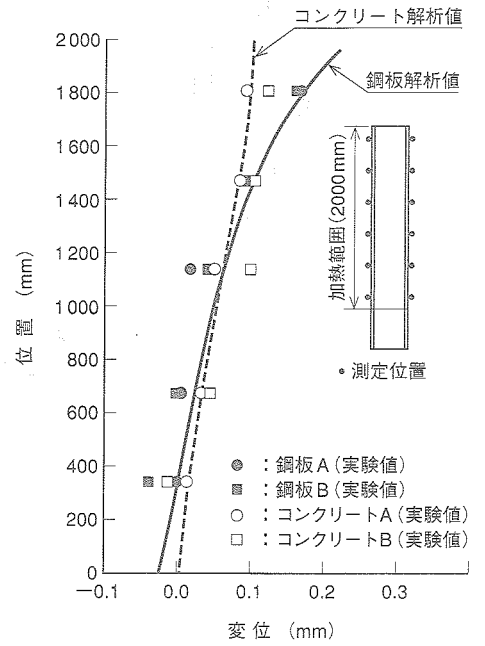


図7 鋼板とコンクリートの変位分布 鋼板およびコンクリートの変位は解析で追跡可能である。
Displacement distribution of steelplate and concrete

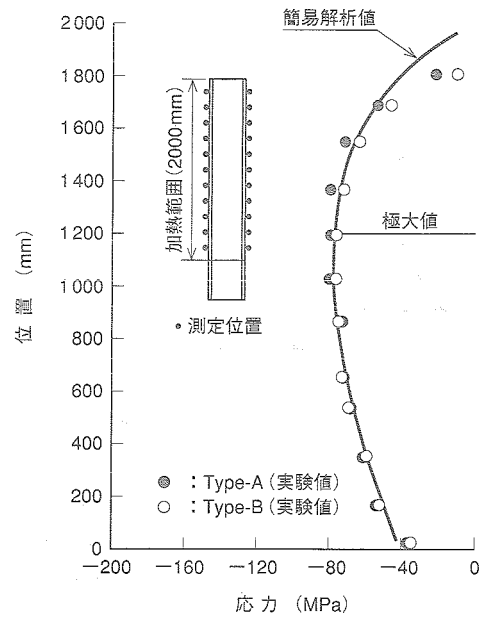


図9 鋼板の応力分布 鋼板応力は解析で追跡可能である。
Stress distribution of steelplate

パラメータとして3体 (BA, BB, BC) 製作した。

加熱による鋼板の膨張を拘束するために図10に示すように2方向拘束治具を取付けて加熱試験を行った。

3.3 試験結果

(1) 試験経過

BA及びBBは目視で明確な座屈を確認できなかったため

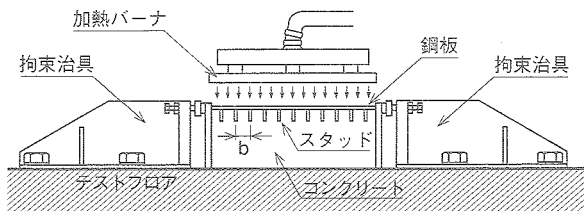


図10 鋼板座屈モデル加熱試験要領 加熱要領はコンクリートクラックモデル試験と同様としたが、鋼板の膨張を拘束するために2方向拘束治具を取付けた。
Test method of steelplate buckling

表1 鋼板の座屈発生状況
Caused buckling of steelplate

加熱ステップ	供試体	A	B	C
	スタッドピッチ	56 mm	80 mm	204 mm
	b/t	12.4	17.8	45.3
1	$\Delta T=50^\circ\text{C}$	無し	無し	無し
2	$\Delta T=75^\circ\text{C}$	無し	無し	無し
3	$\Delta T=100^\circ\text{C}$	無し	無し	座屈発生
4	$\Delta T=150^\circ\text{C}$	無し	無し	
5	$\Delta T=200^\circ\text{C}$	無し	無し	
6	$\Delta T=250^\circ\text{C}$	無し	無し	
7	$\Delta T=300^\circ\text{C}$	無し	無し	

b/t: スタッドピッチと鋼板厚の比

最終ステップ7 ($\Delta T=300^\circ\text{C}$) まで加熱試験を行ったが、BCはステップ3 ($\Delta T=100^\circ\text{C}$) にて目視で座屈を確認したためステップ4の試験後に試験を終了した。

座屈時のスタッド破断及び引抜けは生じなかった。

(2) 座屈状況

試験体の座屈状況を表1に示す。

図11にBCの加熱直後の面外変形量を示す。同図より試験体端部から約100mmの位置から試験体中央にかけて変形しており、座屈長はスタッドピッチよりも長くなっていることが確認できた。ステップ3 ($\Delta T=100^\circ\text{C}$) では最高約7mmの面外変形が測定された。

3.4 考察

図12に座屈発生直前の表面鋼板のひずみ測定値とスタッド間隔と鋼板厚さの比 (b/t) の関係を示す。同図には既往の研究⁽²⁾ (鋼板コンクリート構造の一軸圧縮試験) における実験値を併記した。

SC構造の表面鋼板が座屈する場合の座屈長はスタッドピッチbに依存すると考えられるが、実際には図12に示すようにスタッド間で膨らんだ座屈形状を示した。よって座屈応力算定の際には実測値 (実験で得られた座屈長さ) に基づきbの代わりに $\sqrt{2}b$ を用いた。この結果一軸圧縮の場合の座屈ひずみは4辺固定端の支持条件よりも小さい値を示し、全測定値の下限值は4辺を回転端として算定した値と等しくなった。鋼板座屈モデル加熱試験により得られた二軸圧縮の場合の測定値は一軸圧縮の場合の下限值よりも低い値を示し、その下限値は二方向圧縮の4辺回転端による計算値 (一方向圧縮, 4辺回転端の場合に対し, 1/2) と等しくなった。

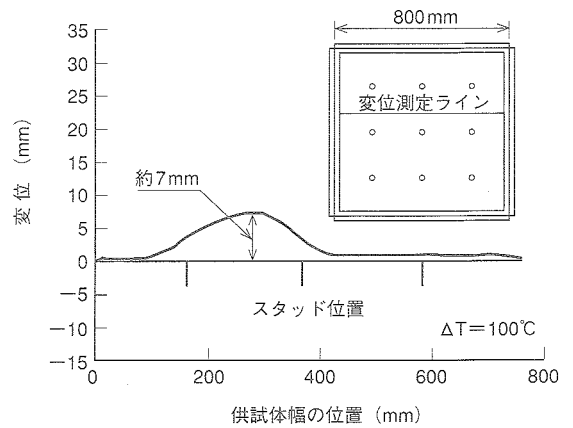


図11 鋼板面外変形 (BC) 試験体BCは $\Delta T=100^\circ\text{C}$ で座屈が発生した。
Out-of-plane displacement of steelplate

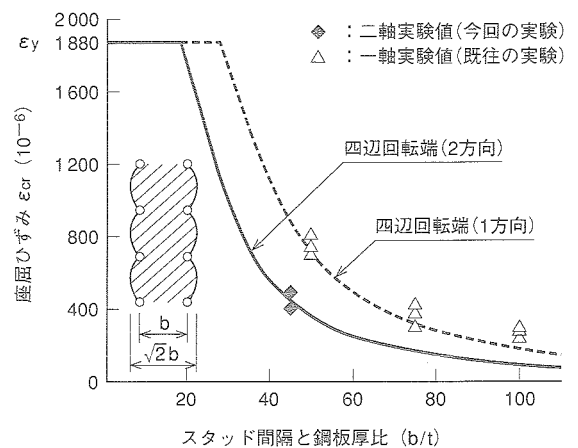


図12 b/tと座屈ひずみの関係 今回得られた実験下限値は二方向圧縮の4辺回転端による計算値と等しくなった。
b/t-buckling strain relationship

4. ま と め

SC構造に関し加熱に伴うコンクリートのクラック特性について検討を行った結果、断面を貫通するクラックが生じるものの今回の試験体は加熱履歴を伴う苛酷な条件においても、鋼板と平行な方向のクラックによる鋼板とコンクリートの分離は一部のみであり、スタッドの破断および引抜けは生じなかった。

続いて加熱に伴う鋼板の座屈特性について検討を行った結果、スタッドを適切に配置すれば $\Delta T=300^\circ\text{C}$ まで加熱しても鋼板は座屈しなかった。

以上より、霧困気温度が急激に上昇した場合でも、スタッドを適切に配置した鋼板コンクリート構造物は壁体としての機能を失わず健全であることを確認した。

参考文献

- (1) 関本ほか, 鋼板コンクリート壁の熱荷重作用下における挙動に関する一考察, 構造工学論文集 vol.47B (2001.3)
- (2) 関本ほか, 鋼板コンクリート耐震壁に関する研究—その1耐震壁の圧縮試験, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (1991.9)

次 号 予 定

〔Vol.39 No. 1 (航空・宇宙特集) 平成14年 1 月発行〕

巻頭言

○航空・宇宙特集の発刊に際して

技術論文・報告

- H-II A ロケットの新技術と初号機打上げ結果
- H-II A 用ロケットエンジンの開発
- ロケットエンジン過渡時動的挙動解析技術の開発
- HOPE-X 開発から将来宇宙輸送系に向けて
- 日本実験モジュール“きぼう”の開発
- 民間航空機の国際共同開発
- 小型超音速ロケット実験機の開発

- 自己修復飛行制御システムの研究
- コンチネンタルビジネスジェット主翼インテグラルスキンのショットピーン成形技術開発
- ヘリコプタ空力騒音統合解析手法の開発
- 知的材料構造システムの研究開発
- 国際宇宙ステーション搭載中性子モニタ装置
- 非常時における無線中継車配置のロバスト最適化

製品紹介

- 商業衛星用高圧ガスタンク

三菱重工技報編集委員会

委員長	柘 植 綾 夫
副委員長	久 保 真
委員	田 中 重 光
同上	村 上 信 明
同上	徳 山 君 代
同上	青 木 素 直
同上	阿 比 留 久 徳
同上	嶋 田 隆 文
同上	今 飯 田 毅
同上	小 林 実 彦
同上	市 川 渉 利
同上	原 田 秀 博
同上	星 名 敏 光
同上	杉 谷 夫 司
同上	小 幡 祐 司
同上	上 野 大 欣
同上	古 屋 隆 純
同上	杉 村 源 次 郎
同上	木 村 孝 一
同上	小 森 隆 彦
同上	吉 田 彰 彦
同上	藤 原 彰 彦
同上	池 之 上 哲 慶
幹 事	渡 邊 清

特集編集責任者 松 本 将

三 菱 重 工 技 報

第 38 卷 第 6 号 (通巻 227 号)

平成13年11月 25 日 印 刷

平成13年11月 30 日 発 行

(隔 月 発 行)

— 禁 無 断 転 載 —

定価 1 部 500 円 (送料別)
(本体 476 円)

発行人 池 之 上 哲 慶

発行所 三菱重工工業株式会社
(技術企画部業務グループ)〒220-8401 横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号
電 話 (045) 224-9048編集所 菱日エンジニアリング株式会社
(みなとみらい事業所技術情報部)

〒220-8401 横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号

印刷所 凸版印刷株式会社
〒110-8560 東京都台東区台東一丁目5番1号発売元 株式会社オーム社
〒101-8460 東京都千代田区神田錦町三丁目1番
電 話 (03) 3233-0641 (代) 振替 東京(20018)

© by Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

題名末尾の()内は英文技報の巻-号を示す。

巻頭言, 技術展望, 技術論文・報告

◆第1号(通巻222号)環境特集

特集 技術展望, 技術論文・報告

環境特集の発刊に際して(技術展望)	柘植綾夫	1
下水汚泥用新型高性能流動炉の開発	本多裕姫 ほか	4
酸素リッチ燃焼による次世代ストーカ式ごみ焼却炉の開発(英文38-2)	田熊昌夫 ほか	8
ごみ焼却発電プラントの環境負荷評価(LCA)	村松恵理子 ほか	12
高効率発電型熱分解ガス化溶融ごみ処理システムの実用化(英文38-2)	寺澤良則 ほか	16
ごみ焼却炉内CO ₂ 濃度リアルタイム計測による燃焼制御の高度化技術	安部正孝 ほか	20
廃プラスチック熱分解油化プロセスの開発	甘利 猛 ほか	24
マイクロ波併用食品残渣乾燥機の開発	浅原裕司 ほか	28
水熱分解によるPCBの無害化処理	立石正和 ほか	32
既設乾式EP追設型移動静電ネットEPの開発	小嶋勝久 ほか	36
微細粒子捕集用誘電式高性能ガス清浄装置の開発	上田泰稔 ほか	40
低SO ₂ 酸化率脱硝触媒の開発(英文38-2)	野島 繁 ほか	44
導電塗膜による無公害海洋生物付着防止技術	宇佐美正博 ほか	48
最近の水処理技術の展望	中村 宏 ほか	52
界面活性剤分解菌を用いた洗濯排水リサイクルシステムの開発	杉山茂広 ほか	58

◆第2号(通巻223号)原動機特集

特集 巻頭言, 技術展望, 技術論文・報告

原動機特集の発刊に際して(巻頭言)	金子祥三	63
石炭ガス化複合発電実証機の開発状況	太田一広 ほか	64
東北電力(株)東新潟火力発電所第4-1号系列試運転実績 —1450℃級ガスタービンの運転実績—(英文38-3)	屋納光一朗 ほか	68
北陸電力(株)敦賀火力2号700MW石炭だきボイラの 計画と運転実績(英文38-3)	松田政彦 ほか	72
超高落差700m級ポンプ水車の開発と検証	福田暢英 ほか	76
ダイオキシン規制に適合した 製紙スラッジだき流動床ボイラの計画と運転実績	横式龍夫 ほか	80
ボイラ高温配管溶接部の寿命診断システム	時吉 巧 ほか	84
既設ボイラの低NO _x 改造技術(台湾での低NO _x 改造工事)(英文38-3)	小林由則 ほか	88
高効率・高信頼性タービン長大翼の開発	大山宏治 ほか	92

ガスタービン燃焼器開発における燃焼解析技術	西田啓之 ほか	96
ギヤレス可変速風力発電装置の開発	早川公視 ほか	100
700 MW 石炭だきボイラの超大型モジュール工法	水原昌弘 ほか	104
バイオマスガス化メタノール製造システムの開発	加幡達雄 ほか	108
三菱重工におけるエネルギー利用技術開発 (技術展望)	大木良典	112

一般 技術論文

MHI 2000 ヘリコプタ用 MG5-100/110 ターボシャフトエンジンの開発	内田誠之 ほか	116
---	---------	-----

◆第3号 (通巻 224 号) 情報通信技術・計測技術特集

特集 技術展望, 技術論文・報告

情報通信技術の展望 (技術展望)	桑原耕治	123
ETC システム用無線通信技術の開発 (英文 38-3)	森下慶一 ほか	124
デジタル印刷向けの高品質画像圧縮方式	田中雅晴 ほか	128
防衛装備品調達電子化を目指した 防衛庁調本 CALS パイロットモデルシステム	鈴木岩雄 ほか	132
IT 活用サービス事業のための要素技術の研究	苑田義明 ほか	136
“システムの構造が見えると使いやすさ変わる” —三菱のヒューマンインタフェース技術—	堀 慎一郎 ほか	140
計測技術の展望 (技術展望)	野田松平	145
画像処理を用いた低合金鋼非破壊劣化診断 (寿命評価) 技術	吉本宣哉 ほか	146
高温配管溶接部の余寿命診断システムの開発	岩本啓一 ほか	150
フェーズドアレイ超音波探傷技術の開発 (英文 38-3)	川浪精一 ほか	154
排ガス中の NO _x , NH ₃ 同時連続計測法の開発 (英文 38-3)	瀬戸口稔彦 ほか	158
抄紙機運転モニタリングシステムの開発	山下 博 ほか	162

一般 技術論文

感圧塗料による風洞試験圧力場計測手法の開発	石黒満津夫 ほか	166
浮体動揺低減に関する新技術	松浦正己 ほか	170
極低エネルギー広域電子線照射装置の開発	大野幸彦 ほか	174

◆第4号 (通巻 225 号) ピストンエンジン技術特集

特集 巻頭言, 技術論文

ピストンエンジン技術特集の発刊に際して (巻頭言)	柘植綾夫	185
三菱 UE 大形 2 サイクルディーゼル機関新シリーズの開発 (英文 38-3)	岡部雅彦 ほか	186
中速ディーゼルにおける重質燃料の低排ガス燃焼技術の研究	石田裕幸 ほか	190
環境対応型ディーゼルエンジンの燃焼研究 (英文 38-3)	沼田 明 ほか	194
クランク軸バランスウェイト配置変更によるエンジン振動低減	本田 巖 ほか	198

高出力ガス機関 KU30GA の開発 (英文 38-3)	山本高之 ほか	202
高効率ミラーサイクルガスエンジンの開発 (英文 38-3)	遠藤浩之 ほか	206
小型 2 サイクルガソリンエンジンの排出ガス低減 (英文 38-3)	小林芳雄 ほか	210
水素利用クリーンエンジンの研究開発	赤川裕和 ほか	214

一般 技術論文

過給機用ラジアルタービン動翼の内部流動に関する研究	大迫雄志 ほか	218
破断面情報からの作用応力推定法の研究 (英文 38-3)	金子秀明 ほか	222
ロール同期性計測技術の開発とシャフトレス輪転機への適用	池田 敦 ほか	226

◆第 5 号 (通巻 226 号) 先端技術特集

特集 巻頭言, 技術論文

先端技術特集の発刊に際して (巻頭言)	柘植綾夫	223
火力プラント用耐熱鋼寿命評価のための組織変化解析技術	種池正樹 ほか	234
乗用車ターボチャージャー用耐熱性 TiAl 鑄造合金 (英文 39-1)	鉄井利光 ほか	238
気相吸着法を用いた高性能ガス分離装置の開発 (英文 39-1)	泉 順 ほか	242
メンブレンリアクタ型水素製造装置の開発	藤本芳正 ほか	246
高速低損失 SiGe パワートランジスタの開発	廣瀬文彦 ほか	250
排ガス浄化用低温脱硝触媒の開発	澤田明宏 ほか	254
近赤外半導体レーザを用いた高感度ガス分析技術	牟田研二 ほか	258
極微量有機塩素化合物のリアルタイム計測技術	栗林志頭真 ほか	262
濃度・温度揺らぎの確率評価による乱流燃焼反応解析技術	鶴飼 修 ほか	266
高並列パソコンクラスタによる流動解析の高速化技術の開発	福田秀朗 ほか	270
反射ターゲットを用いない高精度レーザ測長技術	石岡昌人 ほか	274
海洋地球研究船“みらい”の静粛化	本田 巖 ほか	278

一般 技術論文

原子力使用済燃料輸送・貯蔵キャスク用バスケット材の開発 (英文 39-1)	坂口康弘 ほか	282
---	---------	-----

◆第 6 号 (通巻 227 号) トライボロジー技術特集

特集 巻頭言, 技術論文

トライボロジー技術特集の発刊に際して (巻頭言)	柘植綾夫	287
蒸気タービン換装ロータ用大口径低油量滑り軸受の開発	山下一彦 ほか	288
エンジンクランク軸系設計における 三次元弾性流体潤滑技術の適用 (英文 39-1)	牧野武朗 ほか	292
静圧軸受技術を適用したマルチシュー紙厚制御ロール (英文 39-1)	鈴木節夫 ほか	296
ターボ冷凍機高性能化のためのトライボロジー要素技術 (英文 39-1)	吉田善一 ほか	300
工作機械主軸高速化のためのアンギュラ玉軸受転動体の三次元運動把握	吉田孝文 ほか	304

ガスタービン駆動大型排水ポンプ用スパイラルベベルギアの開発	東崎康嘉 ほか	308
実大三次元震動破壊実験装置の新開発トライボロジー要素	前川和彦 ほか	312
CO ₂ 冷媒用スクロール圧縮機のトライボロジー要素開発 (英文 39-1)	萩田貴幸 ほか	316
トンネル掘削マシンを用いた 可変幅シールド工法に適した止水用拡幅シールの開発	山下一彦 ほか	320
貯蔵・輸送キャスクのための密封技術 (英文 39-1)	赤松哲郎 ほか	324
一般 技術論文		
鋼板コンクリート壁の耐熱信頼性に関する実験的研究	近藤 誠 ほか	328
製品紹介・設備紹介		
◆第 2 号 (通巻 223 号)		
三菱航空機転用型ガスタービン発電装置 Diamond-AS2, AS3		121
◆第 3 号 (通巻 224 号)		
遠隔 運転・保守支援センター (設備紹介)		178
工作機械のリモート診断システム (英文 38-3)		180
@park-駐車場案内システム-		181
インターネット対応エアコン “ビーバー e-@ir” (英文 38-3)		182
レーザー光応用高性能監視システム		183
◆第 4 号 (通巻 225 号)		
高出力三菱船用ディーゼルエンジン S6D-MTK2		230
世界最大容量過給機 MET90SE (英文 38-3)		231
開放特許・新案		
◆第 1 号 (通巻 222 号)		
石炭焚ボイラプラントにおける脱硫装置用熱交換器入口の SO ₂ ガス計測装置		11
不等ピッチ締付ナットの加工方法		39
◆第 2 号 (通巻 223 号)		
深海電力貯蔵プラント		87

三菱重工業株式会社

取締役社長 西岡 喬

本社	☎100-8315 東京都千代田区丸の内二丁目5番1号	☎東京 (03) 3212-3111 (大代表)
技術本部	☎220-8401 横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号	☎横浜 (045) 224-9048 (技術企画部業務グループ)
船舶・海洋事業本部	☎100-8315 東京都千代田区丸の内二丁目5番1号	☎東京 (03) 3212-9487 (船舶技術部)
鉄構建設事業本部	☎100-8315 東京都千代田区丸の内二丁目5番1号	☎東京 (03) 3212-9125 (技術グループ)
原動機事業本部	☎220-8401 横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号	☎横浜 (045) 224-9204 (エネルギーシステム技術部)
原子力事業本部	☎100-8315 東京都千代田区丸の内二丁目5番1号	☎東京 (03) 3212-9420 (原子力業務部)
機械事業本部	☎100-8315 東京都千代田区丸の内二丁目5番1号	☎東京 (03) 3212-9526 (機械業務部企画グループ)
航空宇宙事業本部	☎100-8315 東京都千代田区丸の内二丁目5番1号	☎東京 (03) 3212-9571 (航空宇宙業務部)
汎用機・特車事業本部	☎229-1193 相模原市田名3000番地	☎相模原 (042) 761-1101 (総務部総務課)
冷熱事業本部	☎100-8315 東京都千代田区丸の内二丁目5番1号	☎東京 (03) 3212-9368 (企画経理部)
産業機器事業部	☎453-8515 名古屋市中村区岩塚町字高道1番地	☎名古屋 (052) 412-1110 (総務部総務課)
紙・印刷機械事業部	☎729-0393 三原市糸崎町5007番地	☎三原 (0848) 67-2054 (総務部総務課)
工作機械事業部	☎520-3080 滋賀県栗東市六地蔵130番地	☎栗東 (077) 553-3300 (総務部総務課)

支社・営業所

関西支社	☎550-0001 大阪市西区土佐堀一丁目3番20号(三菱重工大阪ビル)	☎大阪 (06) 6446-4000 (受付・案内)
中部支社	☎461-0047 名古屋市東区大幸南一丁目1番9号(三菱重工名古屋ビル)	☎名古屋 (052) 725-5111 (代表)
九州支社	☎812-0011 福岡市博多区博多駅前二丁目2番1号(福岡センタービル)	☎福岡 (092) 441-3741 (総務課)
北海道支社	☎060-0002 札幌市中央区北2条西4丁目1番地(北海道ビル)	☎札幌 (011) 261-1541 (代表)
中国支社	☎733-0036 広島市西区観音新町一丁目20番24号(リョーコー・センタービル)	☎広島 (082) 531-4100 (代表)
東北支社	☎980-0811 仙台市青葉区一番町一丁目8番1号(東菱ビル)	☎仙台 (022) 264-1811 (総務課)
北陸支社	☎930-0858 富山市牛島町18番7号(アーバンプレイス)	☎富山 (076) 432-8089 (代表)
四国支社	☎760-0055 高松市観光通二丁目2番15号(ダイヤビル)	☎高松 (087) 834-5706 (代表)
新潟営業所	☎950-0087 新潟市東大通二丁目4番10号(日本生命新潟ビル)	☎新潟 (025) 241-6020 (代表)
沖縄営業所	☎900-0015 那覇市久茂地一丁目12番12号(ニッセイ那覇センタービル)	☎沖縄 (098) 866-1226 (代表)

研究所

基盤技術研究所	☎236-8515 横浜市金沢区幸浦一丁目8番地1	☎横浜 (045) 771-1022 (管理課)
長崎研究所	☎851-0392 長崎市深堀町五丁目717番1号	☎長崎 (095) 834-2050 (管理課)
高砂研究所	☎676-8686 高砂市荒井町新浜二丁目1番1号	☎高砂 (0794) 45-6700 (管理課)
広島研究所	☎733-8553 広島市西区観音新町四丁目6番22号	☎広島 (082) 294-9821 (管理課)
横浜研究所	☎236-8515 横浜市金沢区幸浦一丁目8番地1	☎横浜 (045) 775-0782 (管理課)
名古屋研究所	☎453-8515 名古屋市中村区岩塚町字高道1番地	☎名古屋 (052) 412-0199 (管理課)

事業所・工場

長崎造船所	☎850-8610 長崎市飽の浦町1番1号	☎長崎 (095) 828-4121 (総務課)
神戸造船所	☎652-8585 神戸市兵庫区和田崎町一丁目1番1号	☎神戸 (078) 672-2222 (総務課)
下関造船所	☎750-8505 下関市彦島江の浦町六丁目16番1号	☎下関 (0832) 66-2111 (総務課)
横浜製作所	☎231-8715 横浜市中区錦町12番地	☎横浜 (045) 629-1201 (総務課)
広島製作所	☎733-8553 広島市西区観音新町四丁目6番22号	☎広島 (082) 291-2140 (企画経理課)
高砂製作所	☎676-8686 高砂市荒井町新浜二丁目1番1号	☎高砂 (0794) 45-6125 (総務課)
名古屋航空宇宙システム製作所	☎455-8515 名古屋市中村区大沢町10番地	☎名古屋 (052) 611-2111 (大代表)
名古屋誘導推進システム製作所	☎485-8561 小牧市大字東田中1200番地	☎小牧 (0568) 79-2113 (総務課)
三原機械・交通システム工場	☎729-0393 三原市糸崎町5007番地	☎三原 (0848) 67-2054 (総務課)

三菱重工技報掲載内容に関する照会は、当該関連部門の上記電話番号(窓口)にお問合せ下さい。

