

宇宙航空研究開発機構研究開発資料

JAXA Research and Development Memorandum

ロケット用ターボポンプ玉軸受の冷却流れ圧力損失モデル

川崎 聡, 木村 俊哉, 内海 政春, 後藤 公成, 須田 一志

2012年3月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

ロケット用ターボポンプ玉軸受の冷却流れ圧力損失モデル*

川崎 聡^{*1}, 木村 俊哉^{*1}, 内海 政春^{*1}, 後藤 公成^{*2}, 須田 一志^{*3}

Pressure Loss Model of the Coolant Flow through the Ball Bearing in Rocket Turbopump*

Satoshi KAWASAKI^{*1}, Toshiya KIMURA^{*1}, Masaharu UCHIUMI^{*1}, Kosei GOTO^{*2} and Kazushi SUDA^{*3}

Abstract

In this study, numerical investigation of coolant flow across the angular contact ball bearing in a rocket turbopump was performed to evaluate pressure loss of the bearing. The results show that the pressure loss tendencies against the bearing revolution speed were significantly different between the flow directions. It was mainly caused by the flow separation behind the ball and centrifugal force effect of swirl flow made by bearing revolution. Furthermore, we get a simplified pressure loss model of the bearing and it can approximately estimate the difference of the pressure losses between the flow directions.

Key Words: Bearing, Numerical Analysis, Pressure Loss, Rocket Turbopump

1. はじめに

高速回転機械の主軸には、アキシャル荷重とラジアル荷重を同時に支持できるアンギュラ玉軸受が幅広く使用され、両方向のアキシャル荷重を受ける場合は、複列アンギュラ玉軸受や単列アンギュラ玉軸受を複数配列した組合せ式が採用される。図1にアンギュラ玉軸受の構造例を示す。

一般産業機械では、いわゆる潤滑油を用いて軸受の潤滑と冷却を行っており、潤滑および冷却の方法や機構については、研究開発が進んでいる⁽¹⁾。一方、極低温環境下で用いられるロケット用ターボポンプの軸受では、一般的な潤滑油のガラス転移温度以下になるため潤滑油を使用することは難しい。そこで、冷却にはポンプで昇圧した極低温の推進剤の一部を利用し、潤滑については保持器に含浸させたテフロンに移着による固体潤滑方式を用いている。

軸受の冷却特性はその機能や寿命に大きな影響を及ぼすため、冷却特性の向上はターボポンプの信頼性向上において重要な課題である。軸受冷却のメカニズムを明らかにするためには、軸受周りのフローパターンや流動特性について詳細に把握することが必要である。

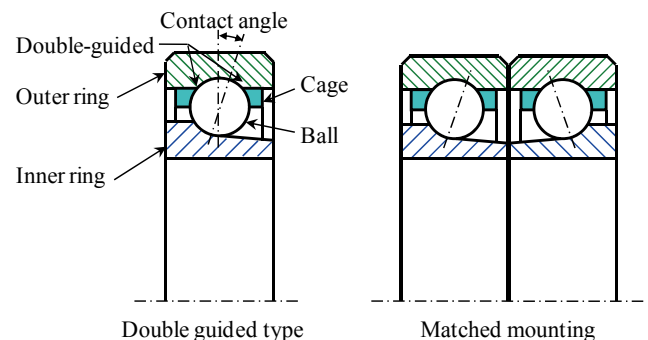


Fig. 1 Angular contact ball bearing

図2にロケット用ターボポンプの軸受冷却流れの一例を示す。ポンプ羽根車にて昇圧された液体の一部を軸受冷却に用いるため、冷却流量はポンプの漏れ流量となりポンプ効率に影響を及ぼす。また、ロケット用ターボポンプではアキシャル荷重を釣り合わせるためにバランスピストン機構を用いることが多い⁽²⁾。図2に示す軸受冷却流れ F2 はインペラ出口からインペラ背面（バランス室）を通り軸受を流れるため、冷却流路の圧力損失はインペラ背面圧力分布に対しても影響を与える。従って、ロケット用ターボポンプ設計においてポンプ効率やバランスピストンのスラスト荷重を精度良く推定するために

* 平成24年1月6日受付(Received 6 January 2012)

*1 宇宙輸送ミッション本部 宇宙輸送系推進技術研究開発センター

(Space Transportation Propulsion Research and Development Center, Space Transportation Mission Directorate)

*2 東日本スターワークス (株) (East Japan Star Works co. Ltd.)

*3 (株) IHI (IHI Corporation)

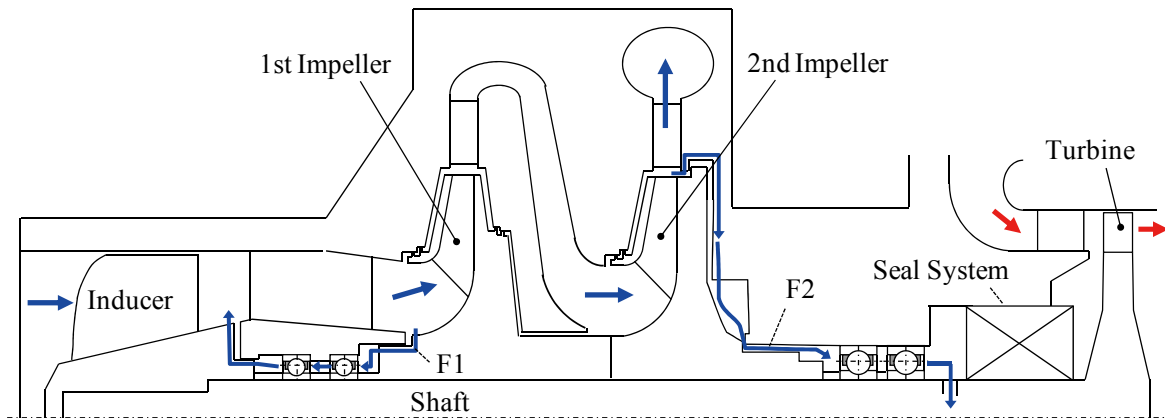


Fig. 2 Typical coolant flow paths of bearings in rocket turbopump

は、軸受の圧力損失を正確に把握する必要がある。

ロケット用ターボポンプの軸受冷却流れに関しては、スペースシャトルメインエンジン高圧液酸ターボポンプの玉軸受を対象にした CFD 解析とラージスケールモデルによる要素試験が報告されている⁽³⁾。組合せ式アンギュラ玉軸受 2 個の間からジェット冷却する方法について調べられており、内輪半径の増加による「ポンピング」の効果をより高める方法が検討されている。ただし、回転数については 2 ケースの試験結果比較が示されているだけであり、圧力損失に対する回転数影響の詳細までは分からない。

本研究では、組合せ式アンギュラ玉軸受を対象として、CFD 解析により軸受冷却流れと回転数による圧力損失の変化を調べた。その結果、回転による圧力損失の変化は、軸受に対する流れ方向により大きく異なることが示された。その差異が生じる原因について検討して簡易モデルを構築し、軸受圧力損失の回転数影響の推定方法を示した。

2. 対象アンギュラ玉軸受

図 1 に計算対象とした外輪両案内式のアンギュラ玉軸受を示す。外輪、内輪、玉、保持器から構成され、玉は 13 個、保持器のポケットは平円ポケット形状 (図 3(a)) である。内輪は軸と同速度で回転し、外輪は固定としている。保持器は玉に押される状態で玉の公転速度と同速度で回転していると仮定した。

玉の自転速度と公転速度は玉と軌道面の間に滑りが無いと仮定すると機構学的に求めることができる⁽⁴⁾。本軸受では公転速度は 0.42ω (ω : 軸の回転速度) である。玉の自転は、図 1 に示す接触角と垂直の軸まわりに公転方向と逆向きに回転し、本軸受では自転速度は 2.8ω である。なお、定格回転数は 40000rpm と設定した。

3. 計算条件

本研究では、軸受単体に対する CFD 計算と組合せ式軸受 (直列 2 個) における CFD 計算を行った。図 3(a) に計算領域を、図 3(b) に軸受単体の計算格子を、図 3(c) に組合せ式の計算格子を示す。

軸受単体において、図 3(b) に示すように内輪と外輪の狭い側から軸受に流れ込む方向を順方向、内輪と外輪の広い側から流れ込む方向を逆方向と呼ぶことにする。組合せ式の場合は、上流側軸受が単体の順方向、下流側軸受が単体の逆方向に相当する。

CFD 解析は、市販の流体解析ソルバー STARCCM+ (V5.02) を用い、計算は定常解析で玉および保持器の回転系で行った。従って、玉および保持器に対する相対的な回転速度を内輪壁面と外輪壁面に与えている。また、玉の自転も考慮して自転速度を玉表面に境界条件として与えた。

計算領域は玉 1 個分を取り出し、側面には周期境界条件を与えている。上流境界は一定の流量条件 (全周で 9.1 L/s)、下流境界には圧力境界を与えている。乱流モデルは、Realizable $k-\epsilon$ (two layer) モデルを用いた。解析格子は、ヘキサ、プリズム、テトラのハイブリッド非構造格子で、格子依存性を調べるため軸受単体のモデルにおいて、約 20 万セルから約 300 万セルの間で比較した結果から、約 150 万セルのモデルを採用した。組合せ式軸受のモデルでは約 300 万セルとなる。なお、玉と内輪および外輪の間には接触点 (弾性体として考えた場合は接触面) が存在するが、本計算ではわずかな隙間を設けて格子を作成した。

流体は非圧縮条件の液体水素とし、定常計算を実施した。なお、本計算では軸受の発熱等の熱影響や液体の相変化は考慮していない。

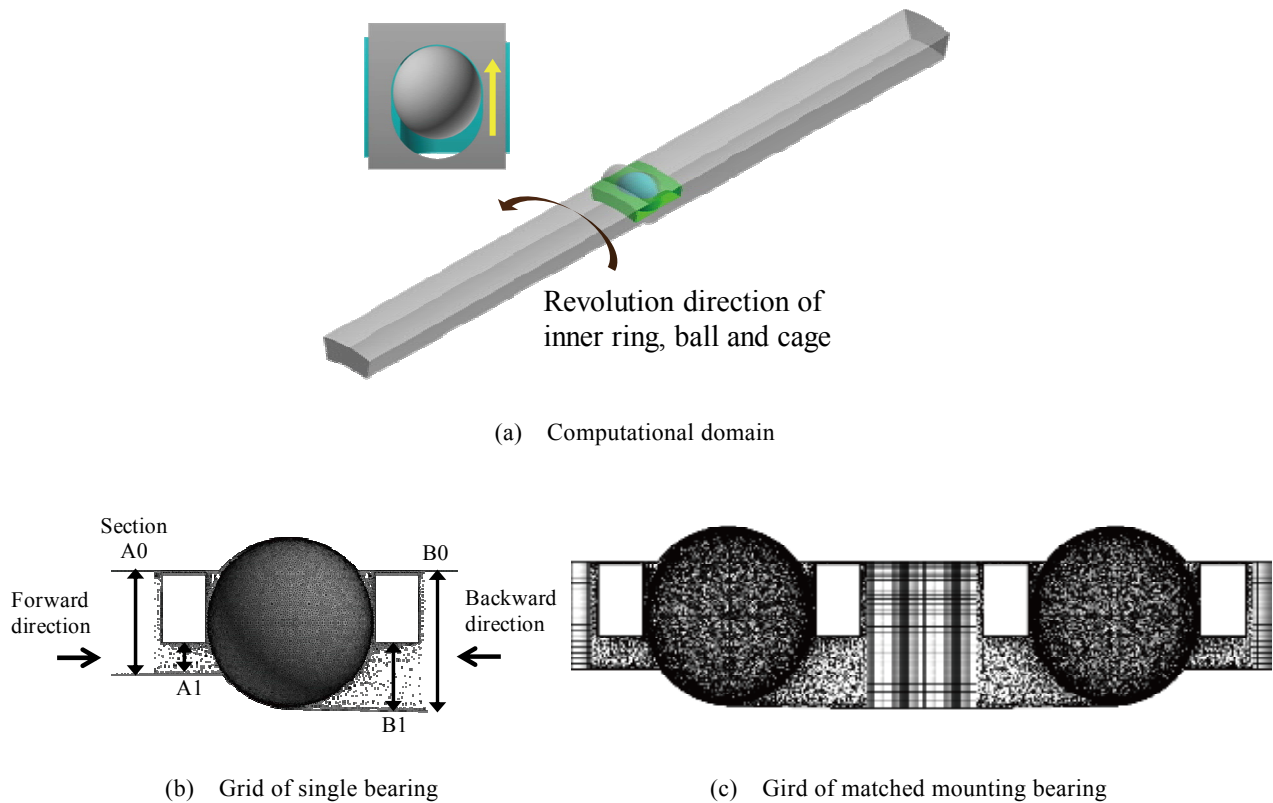


Fig. 3 Computational domain and grid of angular contact ball bearing

4. 計算結果と考察

軸受の圧力損失については、静圧差を用いて評価した。流量係数 C の定義式は(1)式に示す通りであり、子午面で最も狭い断面 A_1 (図 3(b)) を代表面積とした。

$$C = \frac{Q}{A_1} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta P_s}} \quad \dots (1)$$

ここで、 Q (m³/s)は冷却流量、 ρ (kg/m³)は液体密度、 ΔP_s は静圧差である。

4.1 軸受周りの冷却流れと圧力損失

図 4 に軸受単体の冷却流れの流線図を示す。なお、流線は玉の公転の回転系で表示している。玉の上側では渦を巻く流れが発生している。これは保持器のポケット部 (図 3(a)) に生じている流れであり、上流よりポケット部に入り込んだ流体が玉と保持器の狭い隙間で複雑な流れを発生させている。

図 5 には 40000rpm における軸受周りの速度ベクトル図を示す。なお、速度ベクトルは玉の公転の回転系で表示している。順方向では玉の相対流れに対して背面側に

明確な双子渦が発生しており、一般的な球や円柱周りの流れと同じ様相を示している。一方、逆方向では流れの剥離領域はあるが明確な双子渦は観察されない。逆方向では玉の背面側で内輪が球面に沿って徐々に狭まるため、内輪側の流れが半径方向外側に向きを変える。この流れが双子渦の生成を抑制しているものと推定される。

図 6 に軸受単体の回転数に対する圧力損失と流量係数の変化を示す。また、40000rpm における組合せ式軸受の計算結果を一緒に示すが、上流側軸受と下流側軸受の中間位置で分けて、それぞれの圧力損失と流量係数を計算した。

回転静止 ($N = 0$ rpm) 状態においては、順方向の流量係数は $C_{b0} = 0.699$ 、逆方向の流量係数は $C_{b0} = 0.738$ である。軸受の圧力損失は順方向が逆方向よりやや大きい、顕著な差異は見られない。この差は、流れ方向により流路の縮小拡大のパターンが異なることや玉に当たる冷却流れの速度と当たる領域の違いによる影響と考えられる。軸受の代表面積と等価面積のオリフィスを考えた場合、JIS 規格⁽⁵⁾では流量係数は $C = 0.64$ であり、軸受の流量係数はオリフィスに比べて大きい傾向を示す。軸受を通る流れ (図 3) は複雑な流路形状であるが、オリフィスと比べて縮小部にある程度の長さがあるため、圧力損失はオリフィスより小さくなることは妥当な結果であると考えられる。

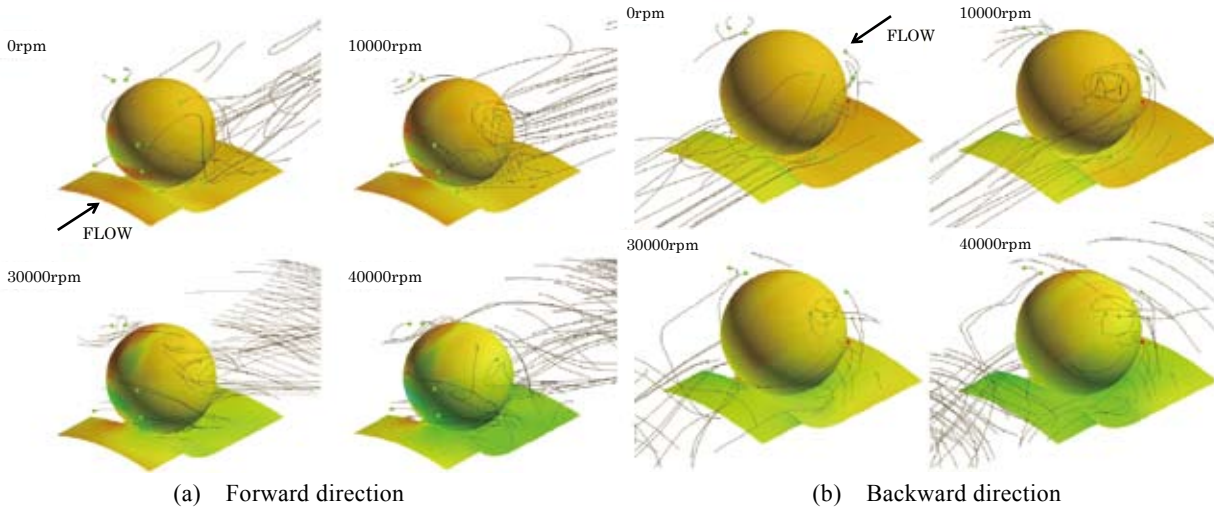


Fig. 4 Stream line through the angular contact ball bearing

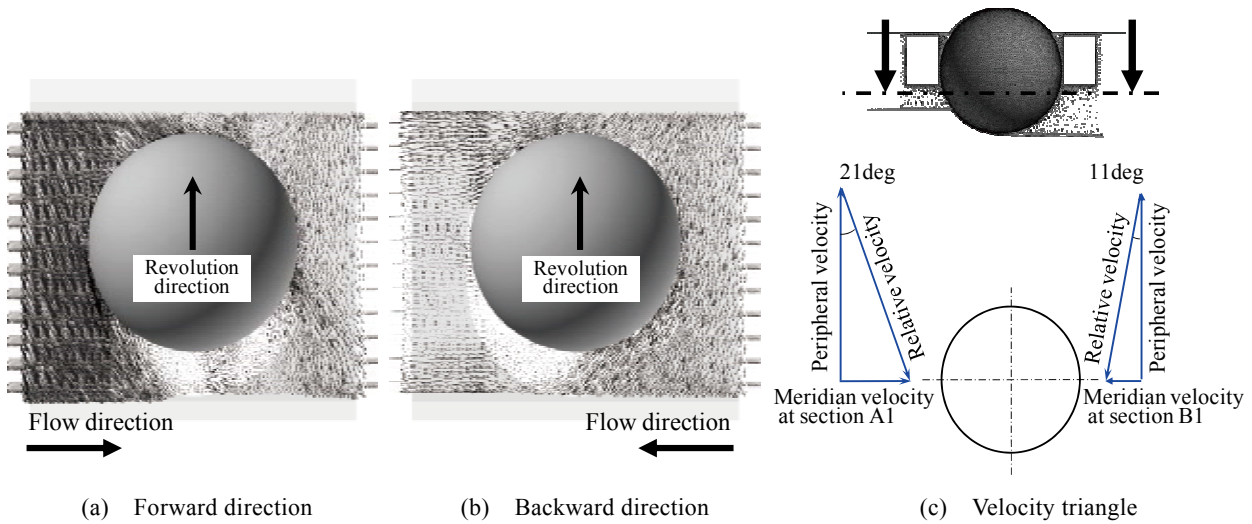


Fig. 5 Velocity vector around bearing ball at 40000rpm

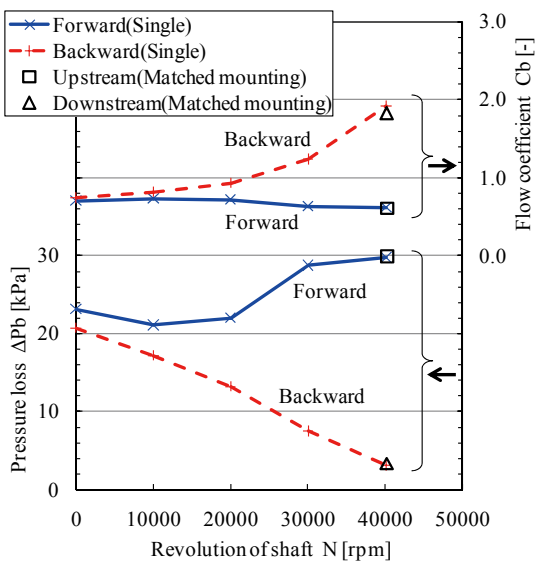


Fig. 6 Effect of bearing revolution on pressure loss and flow coefficient

回転静止時には流れ方向に対して圧力損失に極端な違いは現れなかったが、回転数が増加すると圧力損失の変化傾向に大きな差異が生じる。順方向の場合、20000rpmまで圧力損失は余り変化しないが、30000rpmを越えると20%程度損失が増加する。一方、逆方向の場合は、回転数の増加に対して圧力損失は減少し、40000rpmでは圧力損失は0に近い値を示している。

組合せ式軸受の場合、上流側と下流側の圧力損失は単体での計算結果と良く一致する。上流側軸受の出口部では約0.3ωの旋回速度を持っているが、その旋回流れは下流側軸受の圧力損失に対して影響が小さいことを示しており、組合せ式軸受の圧力損失は軸受単体順方向と逆方向の圧力損失の単純な足し合わせで推定することが可能と言える。

軸受の圧力損失は10kPaオーダーであるため、ポンプ効率やバランスピストン特性に対しての影響は小さい。

軸受冷却流路の設計においては軸受圧力損失を過大に見積もらないことが必要である。一方、流れ方向と回転数によって圧力損失が極端に変化することから、局所的な流れの様相は大きく異なっていることは図5からも明らかである。この差異は軸受冷却特性に大きく影響を及ぼすと考えられ、そのメカニズムを明らかにすることは重要である。

4.2 流れ方向と回転数に対する圧力損失の差異について

図7(a)に0rpmと4000rpmの断面平均静圧の変化を、図7(b)に0rpmと4000rpmの断面平均静圧の差の変化を示す。なお、軸受上流断面（順方向では①断面、逆方向では⑬断面）の静圧を0として整理した。

0rpmでは最も狭い断面A1での縮小拡大による圧力損失が支配的である。4000rpmでは、相対流れが玉へ衝突する断面付近まで静圧が上昇し、玉の背面側で静圧は徐々に減少する。そして保持器から下流に流れ出る領域で静圧が回復する。

図7(c)に、4000rpmでの断面平均回転速度の変化を示す。ここで断面平均回転速度は、図7に示した各断面における回転速度分布を面積平均したものである。玉の公転により回転速度が上昇し、逆方向ではその回転速度を下流側まで保持するが、順方向では玉の背面側で回転速度が減少する。これは図5(a)に示した玉背面の強い双子渦が回転を抑制しているためと考えられる。

以下に回転時の流れ方向による圧力損失の差異の原因について考察する。

(1) 相対流れの玉への衝突部における静圧上昇（順方向④～⑥断面、逆方向⑩～⑧断面）：

相対流れが玉に衝突して静圧が上昇し、逆方向では衝突位置付近の⑧断面で静圧がピークを示すが、順方向では衝突位置付近の⑥断面で既に静圧が低下している。

順方向ではこの領域で内輪が玉に沿って内側に広がるため、図8に示すX1のような遠心力に逆らう流れが生じる。流線が代表半径（自乗平均）で変化するとし、平均回転速度を用いて遠心力効果による圧力差を計算するとX1では約5kPaあり、この分が順方向の⑥断面の静圧低下の原因と考えられる。なお、遠心力による圧力差 ΔP_{cen} は回転速度 ω_r が一定であるとして次式により近似的に求めた。

$$dP_{cen}/dr = \rho r \omega_r^2 \quad \dots (2)$$

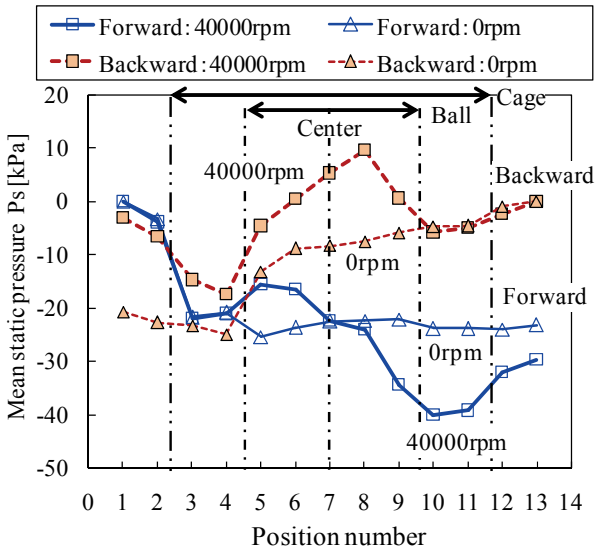
$$\Delta P_{cen} = \frac{\rho}{2} \omega_r^2 (r_2^2 - r_1^2) \quad \dots (3)$$

(2) 玉背面側の圧力損失（順方向⑥～⑩断面、逆方向⑧～④断面）：

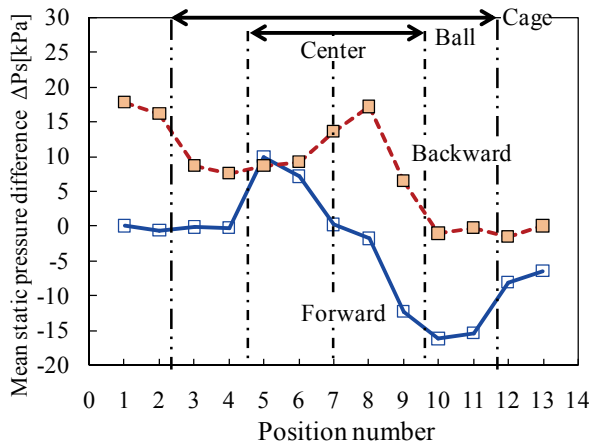
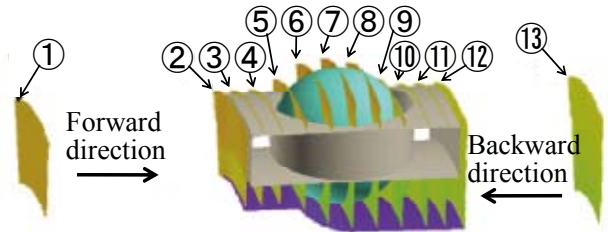
流れの剥離による圧力損失と考えられ、順方向では図5(a)に示す強い双子渦の発生により大きな圧力損失が生じると推定される。逆方向でも流れの剥離は見られるが、順方向と比較して剥離の領域は小さく、圧力損失も少ないと考えられる。また逆方向では図8に示す内輪に沿ったY1の流れにより遠心力が働き、その昇圧分が圧力損失の低減に寄与していると考えられる。前述と同様に計算すると、昇圧分は約6kPaである。

(3) 保持器出口から下流での静圧回復（順方向⑩～⑭断面、逆方向④～①断面）：

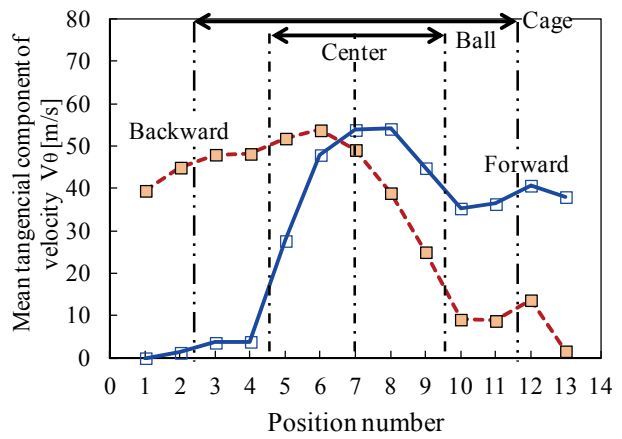
この領域も遠心力による昇圧効果が働いていると考えられる。図8に示す保持器出口から下流側への流れ(X2, Y2)を前述と同様に計算すると、順方向では約7kPa、逆方向では約9kPaの昇圧が生じる。従って、この領域での静圧回復は遠心力による昇圧分によりおおよそ説明できる。



(a) Comparison of static pressure distributions



(b) Static pressure difference between 0 and 40000rpm



(c) Tangential component of velocity at 40000rpm

Fig. 7 Distributions of mean static pressure and mean rotational speed

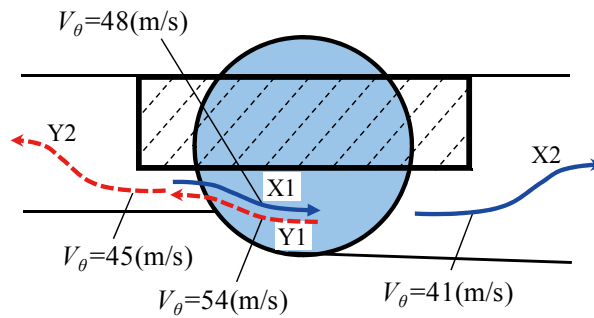


Fig. 8 Meridian flow and tangential component of velocity

4.3 簡易モデル式による圧力損失の推定

圧力損失や昇圧効果の原因推定より、軸受の圧力損失は子午面流路形状に起因する圧力損失成分と玉の公転に起因する圧力損失および昇圧成分の和としてモデル化することが可能と考える。

軸受の圧力損失 ΔP_b を、子午面方向の圧力損失 ΔP_M と

旋回流れの遠心力による昇圧効果分も含む玉の公転に関する圧力損失 ΔP_C の和として次式で表現する。

$$\begin{aligned} \Delta P_b &= \Delta P_M + \Delta P_C \\ &= \frac{\rho}{C_{b0}^2} \frac{V_M^2}{2} + \alpha_b \frac{\rho}{2} U_b^2 \end{aligned} \quad \dots (4)$$

ここで、 ΔP は全て静圧差、 C_{b0} は流量係数、 V_M は子午面方向代表速度 (図 3(b)断面 A1 の子午面方向速度)、 U_b は玉の公転速度である。 α_b は玉の公転に起因する圧力損失係数で、相対流れが玉に衝突することで生じる静圧上昇、玉背面側での剥離による圧力損失、玉の公転で生じる旋回流れの遠心力効果による圧力変化などを含んでいる。 C_{b0} は 0rpm での CFD 結果での値を用い、 α_b は 40000rpm の CFD 結果より合わせ込んだ (順方向： $\alpha_b = 0.07$ 、逆方向： $\alpha_b = -0.19$)。

図 9 にモデル式による計算結果を示す。10000～30000rpm の CFD 結果に対して誤差は見られるが、全体的に回転数による圧力損失の変化傾向を表現できている。なお、組合せ式軸受の場合は、軸受単体順方向と逆方向の圧力損失の合計で推定すれば良い。

実際のターボポンプは回転数上昇に伴いインペラ出口圧力は回転数の自乗に比例して増加するため、冷却流量も回転数上昇に伴い増加する。図 10 に冷却流量が回転数に比例して増加した場合の簡易モデル式による圧力損失の変化傾向を示す。回転数上昇による冷却流量の増加により子午面方向の圧力損失は増加する。一方、回転数の上昇により下流側 (逆方向) では玉の公転に関する昇圧効果が得られるため、下流側 (逆方向) の圧力損失は上流側 (順方向) と比べて非常に小さい。その結果、組合せ軸受全体の圧力損失は、ほとんど上流側 (順方向) の圧力損失成分が占めることになる。

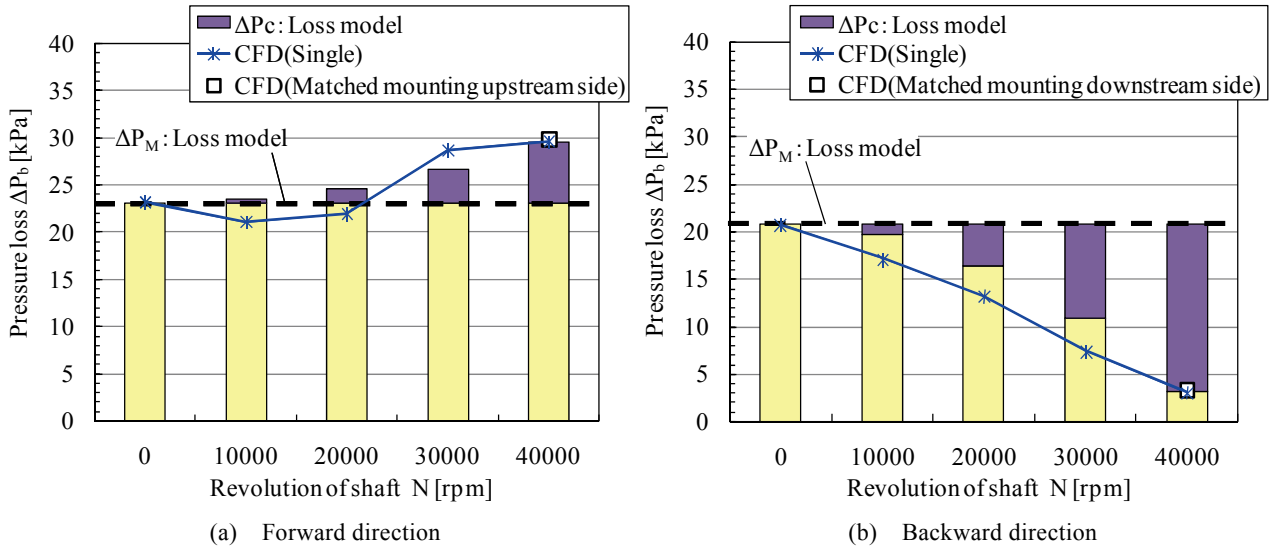


Fig. 9 Estimation of pressure loss (coolant flow rate = constant)

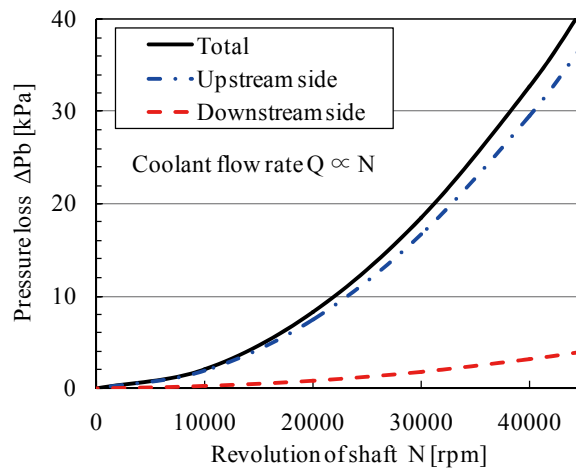


Fig. 10 Estimation of pressure loss (coolant flow rate \propto revolution)

5. おわりに

ロケット用ターボポンプに用いられるアンギュラ玉軸受を対象にした軸受冷却流れのCFD解析を実施し、以下を明らかにした。

- 回転静止時では、軸受単体での流量係数は順方向では $C_{b0} = 0.699$ 、逆方向では $C_{b0} = 0.738$ を示した。軸受の流量係数は代表面積が等価なオリフィスの流量係数 $C = 0.64$ よりやや大きい値を示す。
- 軸受単体では流れ方向により回転数に対する圧力損失の変化が異なる。玉の公転で生じる旋回流れによる遠心力効果と玉背面の剥離状況の違いによる影響と考えられる。
- 組合せ式軸受の圧力損失は、軸受単体の圧力損失の足し合わせにより推定できる。
- 旋回流れによる遠心力効果と玉背面剥を考慮した簡易なモデル式を作成し、軸受圧力損失の回転数影響をおおよそ表わすことができた。

参考文献

- (1) 例えば、赤松・森，工作機械用環境対応型ジェット潤滑アンギュラ玉軸受の開発，NTN TECHNICAL REVIEW, No.72 (2004)。
- (2) Kurokawa, J., *et al.*, Axial Thrust Behavior in Lox-Pump of Rocket Engine, J. of Propulsion and Power, Vol.10, No.2(1994), 244-250.
- (3) Subbaraman, M.R., *et al.*, Bearing Coolant Flow Optimization, Advanced Earth-to-Orbit Propulsion Technology 1992, NASA CP 3174, Vol. II(1992), 439-449.
- (4) 岡本，転がり軸受：その特性と実用設計，(1981)，168-170，幸書房。
- (5) 日本工業規格，JISZ8762-2 円形管路の絞り機構による流量測定方法－第2部：オリフィス板，日本規格協会(2007)。