

CFD解析によるベーンポンプの特性予測

Characteristics Prediction of Vane Pump by CFD Analysis

鈴木 一成 ・ 中村 善也 ・ 矢加部 新司

渡辺 博仁 ・ 中村 和久

SUZUKI Kazunari ・ NAKAMURA Yoshinari ・ YAKABE Sinji

WATANABE Hirohito ・ NAKAMURA Kazuhisa

要 旨

近年、車載用ベーンポンプは自動車の燃費低減の流れをうけ、より小型化や高速化が望まれている。こうした高性能化要求に応えるため、ポンプの設計開発においては、有効な一つの手法としてCFD (Computational Fluid Dynamics: 数値流体力学) 解析を活用している。CFD解析でポンプの高性能化を図るためにはポンプ特性である、回転数-流量特性やベーン室の内部圧力などを高精度に予測することが重要となる。しかし、高速回転時のポンプ特性予測では油中気体の影響が無視できず、流体現象のモデル化などで困難を伴う場合が多い。これに対しては、ポンプ内部の実現象を表現できるモデルが必要であり、特に作動油に含まれている気体(量や挙動)やベーン室の回転運動の考慮が重要となる。

本報では、こうした課題に対して取り組んでいる内容として、ポンプ内部の現象把握を目的とした実験、またCFD解析では気体を含む作動油を二相の均質流体モデルとして扱った場合の結果と考察について解説する。

Abstract

Due to the reduction in vehicle fuel consumption in recent years, a need has arisen for high-speed rotation and miniaturization of vane pumps for in-vehicle use. CFD analysis can be utilized as one effective tool for meeting higher performance requirements in pump design and development. In order to improve pump performance, it is important to precisely predict pump characteristics, such as the rotational speed/flow rate characteristic, and the internal pressure in the vane chamber. However, when a pump is driven at high rotational speed, prediction of pump characteristics is often difficult due to behavior of gases contained in the oil. A precise model for CFD analysis must be derived to capture the actual phenomena in the vane pump. Therefore, it is important to consider both the gases contained in the oil and the rotation movement of the vane chamber.

This paper reports on detailed measurements to confirm internal phenomena of the pump, and discusses the results of CFD analysis using a two phase homogeneous fluid model of gas-containing oil.

1 緒言

自動車の燃費向上が進む中、車載機器であるパワーステアリングシステムやCVT(Continuously Variable Transmission)システムに用いられる油圧ベーンポンプは、エネルギー損失低減の観点から小型化が望まれており、更にポンプ特性の維持のため高速化も必要となる。このような状況において

ベーンポンプの設計開発では、従来からの開発実績や知見をもとにした試作評価¹⁾や、CFD解析を活用することで特性向上を目指している。しかしながら、ポンプが高速で回転する場合には、油中キャビテーションによる発生蒸気や、CVTシステムの特有条件となる多量の油中気体によって吸込み不良が容易に発生する。ベーンポンプの設計開発では、このような課題を克服するために、例えば流路設計などで

はこれまで以上に子細な改良が求められており、従来の設計技術だけでは実現が難しいレベルとなっている。こうしたことから、更なるポンプ特性の向上には油中気体の量や挙動の予測といった、CFD解析技術の高度化が重要となる。近年のCFD解析では、蒸気の生成と消滅を考慮したキャビテーションモデル²⁾³⁾や、気体と流体の動きを考慮した気液二相流モデルが開発され、市販のCFD解析ソフト（例えばANSYS®/FluentやPumpLinx®など）に実装されている。更に、気体の量や挙動予測のほかに、設計開発に活用するために必要なベーン室の回転運動についても、市販の解析ソフトの進歩によって実用化されている。こうした技術的な進歩には、キャビテーションメカニズムに関する基礎的な観察⁴⁾や、CFD解析精度の実験的検証⁵⁾⁶⁾⁷⁾⁸⁾など多くの研究成果や知見が活用されている。しかし、油中に多量の気体を含む条件で、かつベーンポンプという個別機器を対象とした特性予測や、その実験的検証例は見当たらないのが現状である。

本報では、これらの課題に対して、我々ポンプ製造メーカーとして継続的に取り組んでいる技術内容を概説する。特に高回転時に着目して、ポンプ内部の気体の量や挙動の把握と、CFD解析の予測精度に関しての実験的検証の結果について紹介する。また最後にポンプ内部の気体の挙動とポンプ特性との関係についての一考察なども加える。

2 実験的現象把握

2.1 ベーンポンプ

対象とするポンプは平衡型ベーンポンプであり、その構造を図1に示す。供試ポンプのロータASSYは、12枚のベーンとロータ、シャフトで構成される。そしてロータASSYは、複数のノッチが構成された2つのバルブプレート間に配置される。

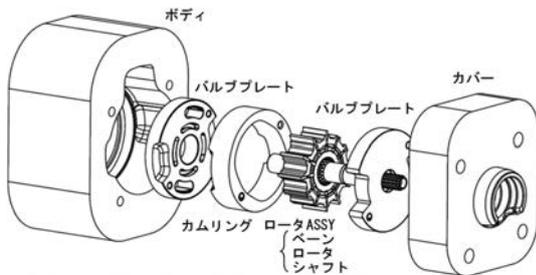


図1 ベーンポンプ構造

2.2 実験回路

実験に用いる油圧回路は図2に示すように、以下の3つの部分から構成される。

- (A) 供試ポンプの特性計測回路
 - (B) タンク内の油への気体混入回路
 - (C) 混入した気体量の計測回路
- 以下に各油圧回路を説明する。

2.2.1 (A) 供試ポンプの特性計測回路

ポンプの回転数-流量特性は、サーボモータによって供試ポンプの回転数を制御し、吐出側に設置した体積式流量計にて計測した。また、油温はタンク内油の温度とし、一定に制御した。

ベーン室の内圧計測に関しては、写真1に示すように圧力センサを供試ポンプのロータに埋め込んだ。センサケーブルはシャフトの軸方向に穴を設け、カップリングの内側を通してスリップリングに取り付けた(図3)。スリップリングはブラシ式であるため、ブラシの回転接触部に発生する熱によって接触抵抗が変化することで圧力計測値の誤差となる。そのため外部からのブロー送風による冷却で、計測時の発熱を抑え計測精度の確保を行った。

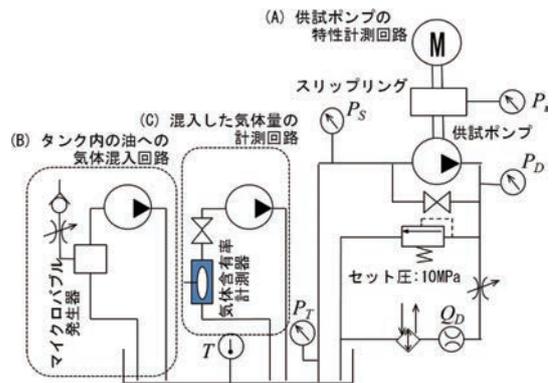


図2 実験回路



写真1 内圧計測用センサ

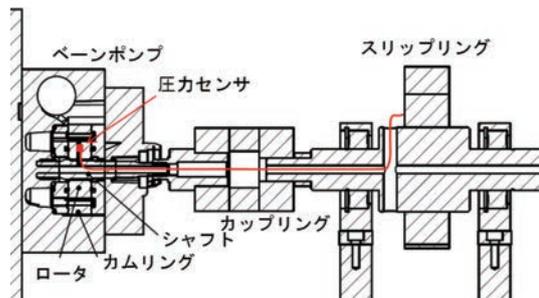


図3 圧力センサ取付け

2.2.2 (B)タンク内の油への気体混入回路

タンク内の油へ気体混入を行った場合、油中に混入した気体は瞬時に溶解せず気泡として存在し⁴⁾、気泡が大きいほど浮力によって浮上しやすく、油面にて消滅する。そこで、実験ではタンク内の油中に気泡を停留させ、かつ均一に混入された状態を作る目的で別途、循環回路を構成した。本回路ではポンプ吸込み側にマイクロバブル発生器（気泡サイズ：10~30 μ m）を取り付けることで、マイクロバブルを油中に混入させた。なお油中の気体量（気体含有率）は、マイクロバブル発生器へ送り込む気体量で調整しており、実験前に慣らし運転を行うことで回路内の気体含有率を一定にした。

2.2.3 (C)混入した気体量の計測回路

気体含有率は、タンク内の油を注射器で抜取り、メスシリンダを用いて気体の体積を計測することで算出する方法が一般的に用いられる。しかし、注射器での抜取り工程では圧力変化に伴って気体の析出や溶解が起こり、気体含有率が変わる恐れがある。そこで今回は、油のインピーダンスから気体含有率を計測可能な計測器（表1）を油圧タンクに接続し、タンク内の気体含有率をリアルタイムに計測した。この計測器はセンサ部における油のアドミッタンス Y_{OL} と、気体のアドミッタンス Y_{GAS} の和が(1)式のように常に保存されることを利用した計測方法であり、 Y_{GAS} と実験に使用する油圧油の Y_{OL} に関して、温度との関係を予め計測しておくことで、校正値をもとに油中の気体含有率を算出することができる。

$$Y_{OL} + Y_{GAS} = \text{Const.} \quad (1)$$

表1 気体含有率計測器仕様

計測範囲	0 to 100%
再現性	$\pm 1\%$
計測媒体	流体
温度計測精度	$\pm 0.1^\circ\text{C}$
温度範囲	20 to 180 $^\circ\text{C}$
圧力範囲	最大 1 MPa

2.3 実験結果（回転数-流量特性）

図4は油温55 $^\circ\text{C}$ 、吐出圧2.5MPaにおける回転数-流量特性の計測結果である。横軸 R は、計測回転数に対して理論流量 Q_{ref} から5%低下した流量（ $Q_D = (1 - 0.05)Q_{ref}$ ）のときの回転数 R_{ref} にて無次元化し、縦軸 Q は計測流量に対して無次元回転数 $R=1.0$ における理論流量 Q_{ref} で無次元化し、示している。図中の黒線は気体を混入していないときの結果であり、

平均気体含有率の値は γ_0 であった（詳細は後述する）。また、緑線は気体を混入したときの結果であり、平均気体含有率は γ_1 であった。これら各気体含有率において理論流量から含有気体分の流量を差し引いた値をプロットしたものを点線で示す。結果より、 $R=1.0$ 以下での計測流量は、それぞれの理論流量を僅かに下回るが、これはポンプ内部の漏れによる差である。しかしながら $R=1.0$ を超えると流量が急激に減少しており、これは吸込み不足に起因するものと考えられる。更に気体を混入した場合（緑線）は、この減少量が増大する。

図5に実験時における気体含有率の計測波形を示す。ここで気体を混入せずに計測した場合の気体含有率が0%ではなく γ_0 となるのは、通常状態で油中には既に気体を含んでいることを示している。一方、気体を混入した場合の気体含有率 γ_1 は、 γ_0 の約5倍であった。

写真2は、実験時のタンク内油の表面状態の写真である。写真(b)を見ると分かるように、気体を混入したことによって油中に白く微細な気泡を確認することができる。

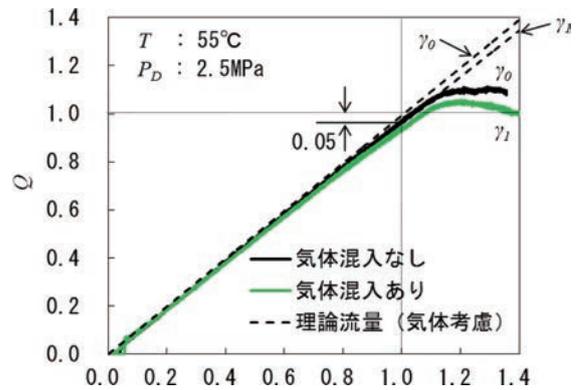


図4 回転数-流量特性結果

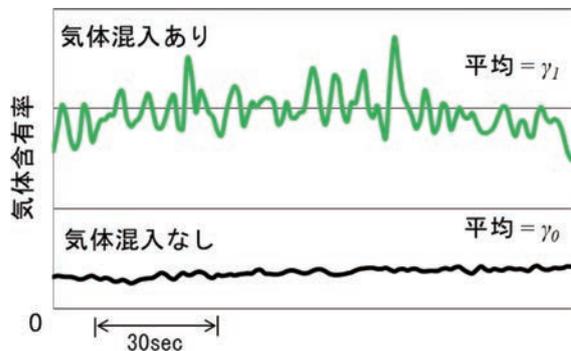


図5 気体含有率計測結果

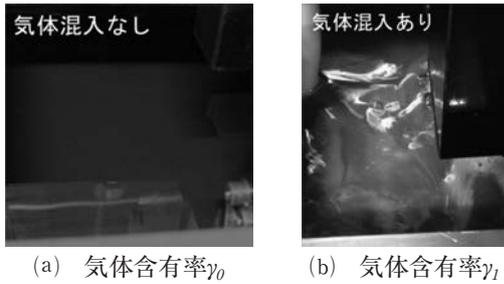


写真2 タンク内油の表面状態

2.4 実験結果（ベーン室内部圧力）

次に気体を混入していない状態（気体含有率 γ_0 ）において、回転数一定でベーン1室に着目して、吸込み行程から吐出行程までの内部圧力を計測した結果を図6に示す。 $R=1.0$ 以下においては、圧力脈動の成分に違いがあるものの、その変化傾向は類似している。しかし $R=1.2$ では、吸込み行程が終了して圧縮行程に移行しても圧力が上昇せず、 $R=1.0$ 以下と比べてベーン室内部の状態が変化したことが窺える。これは、高回転による吸込み圧力の低下に伴ってキャビテーションが発生し、同時に油中気体の膨張が起こることで、これらの気体の圧縮性によって昇圧が妨げられたと考えられる。

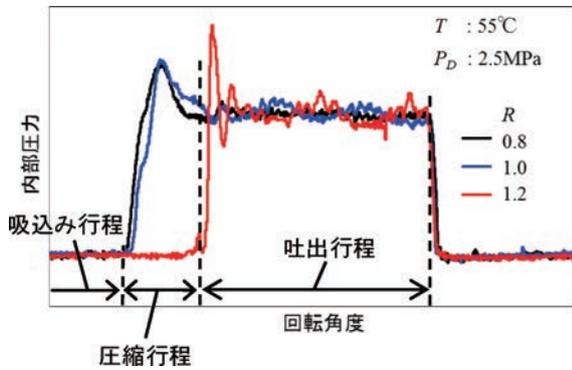


図6 ベーン室内部圧力計測結果

生ずるキャビテーションを精度よく予測できないことに起因する。従って、高精度な内部圧力予測には、ポンプ内部の気体の挙動や状態変化を予測するCFDモデルが必要となる。

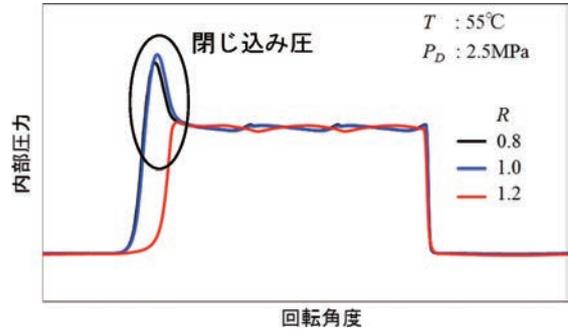


図7 ベーン室内部圧力解析結果

表2 解析条件一覧

流体パラメータ		Unit	
油	温度	55	℃
	密度	815	kg/m ³
	粘度	0.0032	Pa・s
	体積弾性率	1.52	GPa
	蒸気圧	400	Pa(Abs.)
気体	密度	1.23	kg/m ³
	粘度	1.79×10^{-5}	Pa・s
境界条件			
入口圧	0	MPa(Gage)	
吐出圧	2.5	MPa(Gage)	
回転数R	0.8~1.4		—
流体モデル			
二相流流れ	均質媒体モデル		
粘性	層流モデル		
キャビテーション	Singhal モデル		
格子			
移動境界	スライディングメッシュ法		
ベーン室	六面体格子		
その他	四面体格子		
最小セルサイズ	5×10^{-5}	m	
総セル数	約300万セル		
計算			
CPU (64bit PC)	E5-1650V3, 32GB RAM		
時間	2-4日		

3 CFD解析技術

3.1 従来解析技術（集中定数モデル）

ベーン室内部の平均圧力を予測する技術として、社内では集中定数モデルによるベーンポンプの内部圧力予測ツールを開発している⁹⁾¹⁰⁾。これを用いて前述の実験結果を予測すると図7となる。これを図6の実験結果と比較すると $R=1.2$ （赤線）において、閉じ込み圧に大きな差異が見られ、更に吐出行程における圧力変動も予測できていない。これは、集中定数モデルでは気体の挙動を考慮することが困難であることに加え、2.4節で述べたベーン室内部で発

3.2 CFD解析

CFD解析には市販ソフトPumpLinx[®](Simierics社)を用いた。表2に主な解析条件の一覧を示す。

本解析では、キャビテーション予測にSinghalモ

デルを用いて、二相流を均質媒体モデルと仮定して扱っており、更に非定常解析においてベーン室の回転運動も考慮している。このベーン室モデルは回転とともに格子形状が変形するため、計算負荷の軽減および計算精度の向上を狙い六面体格子を用いた。解析に用いた計算格子例を図8に示す。このときの計算格子は合計約300万セルであり、ベーン室は全体の3割ほどを占めている。なお回転数が高い領域では、計算格子を小さくすることで精度を確保した。

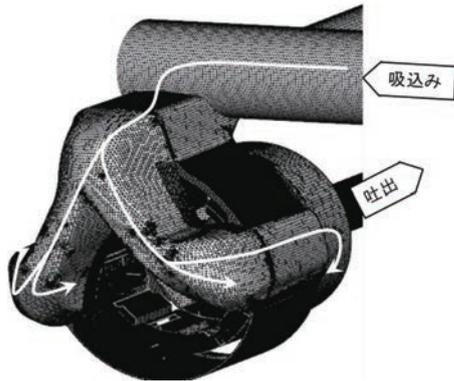


図8 計算格子

3.3 CFD計算結果（回転数—流量特性）

計算対象は実験同様、図1で示したベーンポンプで、ベーン室までの油路を構成するカムリングの切欠き（図9）をパラメータとして結果の比較を行った。切欠きのないカムリングをType A、切欠きを設けたカムリング2種をType B、Cとして図10に示す。なお、カムリングType B、Cは切欠き深さが異なり、Type CはType Bの2倍の切欠き深さとした。これら3つのカムリングを用いて、気体を混入していない状態（気体含有率 γ_0 ）にてCFD解析を実施し、吐出流量の1回転平均を求めた。カムリングType Aにおいて、キャビテーションモデルを考慮しない場合のCFD結果は図11の白抜き丸でプロットされ、理論流量を示す点線に近く、高回転域では実験結果（黒線）を予測できていない。そこで次に、キャビテーションモデルを考慮して解析を行った。その結果、黒丸でプロットされる結果は、 $R=1.0$ 以上での顕著な流量低下も実験結果を良好に再現できていることが確認できる。

同様に、カムリングType B、Cの実験・CFD結果をそれぞれ紫色、橙色でプロットしている。これら両カムリングではType Aに比べ、 $R=1.0$ 以上の高回転域での流量が増加しており、解析結果も精度良く予測できていることが分かる。なお、切欠き深さ違いによる流量差は実験・CFD結果ともに小さいことが確認できる。

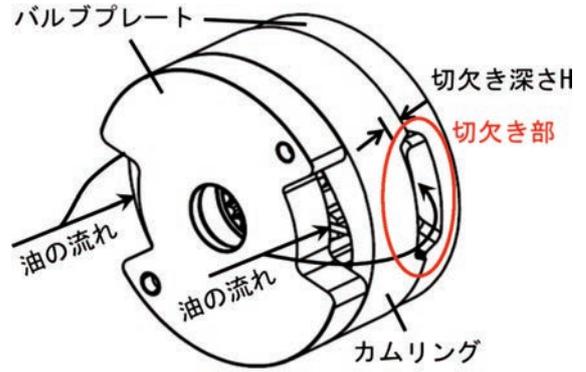
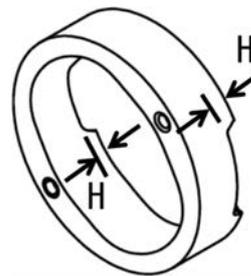


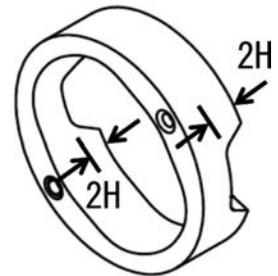
図9 カムリングの切欠き位置



(a) Type A



(b) Type B



(c) Type C

図10 カムリング形状

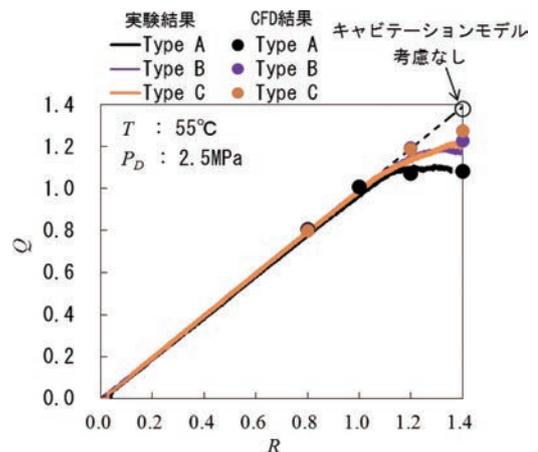


図11 回転数-流量特性比較（気体含有率 γ_0 ）

次に油に気体を混入した（気体含有率 γ_1 ）結果を図12に示すが、この場合も実験とCFDの結果は概ね一致していることが分かる。また、気体を混入し

た状態では切欠き深さの影響が顕著となり、図11では見られなかった形状違いによる流量差が生じ ($R=1.1$ 以上)、カムリングType CはType Bに比べて油を多く吸い込んでいることも分かる。このように回転数-流量特性において、キャビテーションモデルを考慮したCFD解析により実験結果を精度よく予測できるようになった。また、 $R=1.4$ におけるカムリングType Cの流量予測誤差を図13に示す。ここで、 γ_2 は γ_0 の約15倍の気体含有率であり、いずれの条件でも誤差が5%以下で予測できている。

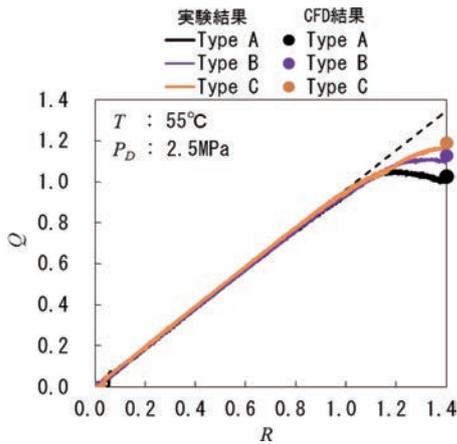


図12 回転数-流量特性比較 (気体含有率 γ_1)

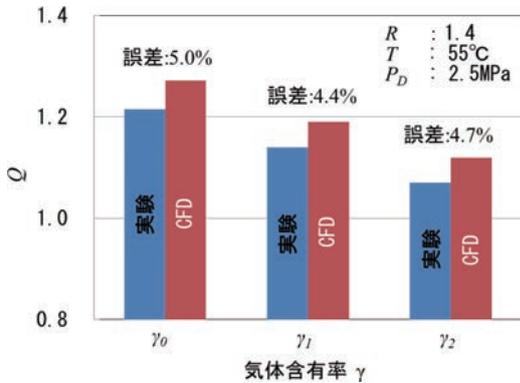


図13 気体含有率別流量予測誤差

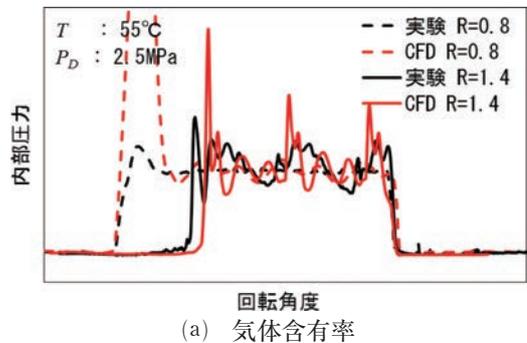
3.4 CFD計算結果 (ベーン室内部圧力)

ベーン室内の内部圧力について実験結果とCFD結果の比較を図14に示す。なお実験と解析に用いたカムリングはType Cであり、図14(a)は気体含有率 γ_0 の場合、同図(b)は γ_2 の場合となる。実験結果とCFD結果を比較すると、閉じ込み圧はCFD結果の方が大きくなっている。これはポンプ内部の漏れ流量を考慮していないことが要因であり、実際のポンプではベーン先端やロータの側面などのクリアランス部から油の漏れが生じて圧力が低下するのに対して、CFD解析では実験より閉じ込み圧が過大に発生することになる。一方、昇圧開始点の遅れや圧力変動

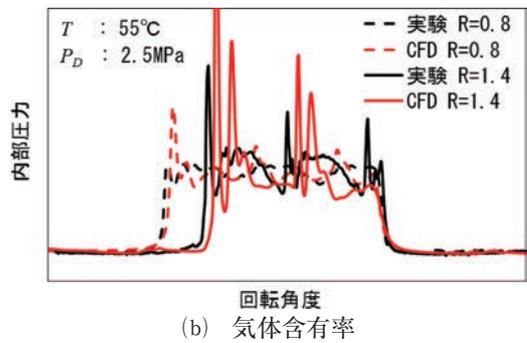
は、実験結果と同様に比較的顕著に表れており、集中定数モデルに比べて予測精度が向上している。

次にベーン室内の気体状態を分析するため、解析における気体含有率を図15にコンタ表示する。なおコンタ表示は飽和蒸気圧を等値面とする。図15は $R=1.4$ の時のベーン室内の内部状態の解析結果であり、図15(a)はカムリングType B、(b)はType Cとなる。コンタ表示している部分は気体が発生している部分であり、暖色部が高い気体含有率を表している。図より高回転時にはベーンの移動速度が速くなるため、(a)(b)とも吸込みポート部の圧力が低下して気体(キャビテーション)が発生していることが分かる。またカムリングType Bでは、吸込み不足によってベーン室への油の充填が不十分となるため、ベーン室内の内部圧力が低下し、ベーン後方に多くの気体が存在することになる。こうした結果、特に吸込みポートから離れた領域(ベーン室中央)では油の充填量が減少し、ポンプの吸込み量は低下する。一方、カムリングType Cでは切欠き深さを大きくすることによって、Type Bに比べてベーン室に油が充填されやすくなるためベーン後方の気体も減少し、油の吸込み量が増加することが分かった。

このように、CFD解析によってベーン室内の気体状態の分析までが可能となり、高回転化のための理論的な設計検討を行うことが出来るようになった。



(a) 気体含有率



(b) 気体含有率

図14 ベーン室内部圧力比較

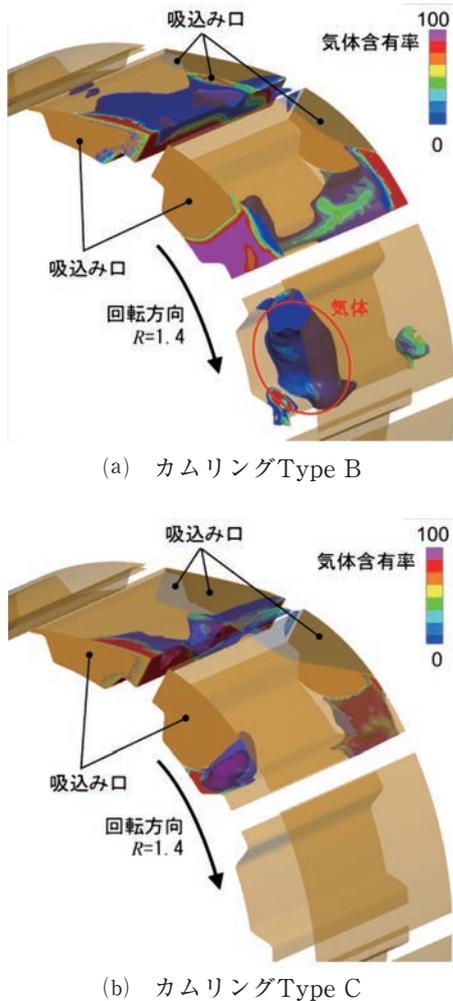


図15 ベーン室の気体含有率

4 結言

本報では、ベーンポンプの高性能化を目的としたCFD解析への取り組みとして、回転数-流量特性と内部圧力を例に、実験的検証も含めた内容を紹介した。

以下に本活動で得られた成果をまとめる。

- ①CFD解析において、油中気体を考慮した解析を行い、回転数-流量特性において予測誤差が5%以下と高精度な解析が可能となった。
- ②ベーン室の内部圧力に関して、ポンプ回転数の上昇、また油中の気体含有率が増加に伴い、昇圧開始点が遅れることを実験と解析で示した。
- ③高回転時には吸込みポート近傍に発生するキャビテーションと、ベーン室内に生じる気体によって吸込み量が減少することが分かった。

今後は、内部圧力予測などの高精度化を図るため

に、ポンプの内部漏れのモデル化やキャビテーションモデルのパラメータ最適化を進める。そして、将来的には駆動トルクや、更に振動・騒音といった品質特性にまで予測技術を適用することで、ベーンポンプの高性能化に貢献していく。

参考文献

- 1) Noguchi, E., Nagata, K., Evaluation Method for the Noise of Hydraulic Power-Steering System, FISITA World Automotive Congress, F2000H183, 2000
- 2) Singhal, A. K., Athavale, M. M., Li, H., Jiang, Y., Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model, J. Fluids Eng., Vol.124, Issue 3, pp. 617-624, 2002
- 3) Zwartl, P., Gerber, A., Belamri, T., A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics, ICMF 2004 International Conference on Multiphase Flow, No. 152, 2004
- 4) Washio, S., Recent Developments in Cavitation Mechanisms, Elsevier Science & Technology, ISBN: 9781782421764, 2014
- 5) Campo, D., et. Al., Numerical Analysis of External Gear Pumps Including Cavitation, Journal of Fluid Engineering, Vol. 134, Trans. of ASME, 2012
- 6) Gao, H., Lin, W., Tsukiji, T., Investigation of Cavitation Near the Orifice of Hydraulic Valves, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G, Vol. 220, Journal of Aerospace Engineering, pp. 253-265, 2006
- 7) Tsukiji, T., Nakayama, K., Saito, K., Yakabe, S., Study on the Cavitating Flow in an Oil Hydraulic Pump, Proceedings of 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, pp.253-258, 2011
- 8) Suematsu, J., Tsukiji, T., Experimental and Numerical Flow Analysis in Hydraulic Vane Pump, Proceedings of KSFC2015 Autumn Conference on Drive & Control, pp. 3-7, 2015
- 9) Nagata, K., Takahashi, K., Saito, K., A Simulation Technique for Pressure Fluctuation in a Vane Pump, 8th Bath International Fluid Power Workshop, pp. 169-183, 1995
- 10) Yakabe, S., Nagata, K., Reduction of Pressure Fluctuation in a Vane Pump Using Genetic Algorithm, Fifth JFPS International Symposium, pp. 271-276, 2002

著者



鈴木 一成

2008年入社。技術本部基盤技術研究所要素技術研究室。油圧機器の研究開発ならびに振動騒音関連業務に従事。



中村 善也

1997年入社。技術本部基盤技術研究所要素技術研究室主幹研究員。博士（工学）。社内コア技術を適用した研究開発に従事。



矢加部 新司

1995年入社。技術本部基盤技術研究所要素技術研究室主幹研究員。油圧機器の研究開発ならびに振動騒音関連業務に従事。



渡辺 博仁

1993年入社。技術本部CAE推進部相模分室専任課長。解析業務ならびにCAEホスト管理業務に従事。



中村 和久

2009年入社。技術本部基盤技術研究所要素技術研究室。油圧機器の研究開発ならびに振動騒音関連業務に従事。