

CFD解析によるベーンポンプの性能改善

Performance Improvement of Vane Pump via CFD Analysis

鈴木一成・長島 碧
SUZUKI Kazunari・NAGASHIMA Midori

要 旨

近年、自動車には環境性能向上が求められており、車載用ベーンポンプにおいてもより一層の効率向上や静粛性向上が求められている。高品質な車載用ベーンポンプ開発のためには、試作、検証試験のほか、CFD（Computational Fluid Dynamics）解析技術による性能予測を併用することが重要であるが、性能を限界まで高めるためには、より予測精度を向上させることが必須である。しかし、従来の解析技術では予測精度をこれ以上高めることが難しく、改良が必要である。

これまで、解析技術向上のために、キャビテーションモデルを取り入れた混相流の非定常解析を用いて、作動油中のエアの挙動とポンプ内部のキャビテーション現象の予測に取り組んできた。その結果、回転数-流量特性では予測誤差5%以下を達成した。

本報では、ポンプの振動、騒音に影響を及ぼすベーン室の内部圧力のサージ圧力に着目し、その予測精度を向上させるために解析モデルの改良を行ったため、その取り組み内容と各性能予測の結果について解説する。

Abstract

In recent years, there has been a demand to improve the environmental performance of vehicles and also a demand for further improvements in both efficiency and silent operation for vane pumps equipped on vehicles. To develop a high quality vane pump, in addition to manufacturing a prototype and conducting verification tests, it is also important to simultaneously use performance prediction based on CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis techniques, but it is necessary to further improve prediction accuracy in order to push the performance to its limit. However, it is difficult to increase prediction accuracy any further using existing analysis techniques so an improvement is needed.

So far, to improve analysis techniques, work has been done to predict the behavior of air contained in hydraulic oil and cavitation phenomena in pumps using transient analysis of multiphase flow that incorporates cavitation models. As a result, a prediction error of 5% or less was achieved for rotational speed-flow rate characteristics.

This paper focuses on the surge pressure of internal pressure in the vane chamber, which affects pump vibration and noise. Since the analysis model was enhanced to improve the prediction accuracy, an explanation is provided concerning the details of this initiative and the results from each performance prediction.

1 緒言

自動車市場では、環境対応としての低燃費化が進み、

車載システムの省エネ化が求められている。また駆動システムも多様化し、環境性能にも有利な電動化が大きな潮流となる中、一層の静粛化も求められている。

車載システムの一つであるCVT (Continuously Variable Transmission) もそうした対象となり、その動力源として用いられるベーンポンプにおいても、高効率化や低騒音化対応は必須となっている。

こういった要求に対してこれまでKYBでは、流動抵抗による圧力損失の低減や隙間漏れ低減、ポートタイミングのチューニングなどの様々な対策を行ってきた。しかし、これらの対策も過去の実績や知見に基づくアプローチでは限界レベルにきており、より高い要求性能に応えるためには理論・現象論に基づいた設計方策が必要となっている。

そこで、性能限界の理論的判断が可能な解析技術を構築し、厳しい要求性能の実現と開発効率の向上を目指した研究活動を継続している。前報⁽¹⁾掲載時までの取組みでは、CFD解析においてキャビテーションモデルを取り入れた混相流の非定常解析を行うことで、作動油中のエアの挙動とポンプ内部のキャビテーション現象の予測を可能にし、回転数-流量特性では予測誤差が5%以下となることを述べた。現在は更にポンプ品質特性である低騒音化を狙い、これに影響を及ぼすベーン室の内部圧力の高精度化に対して取組んでおり、本報ではこの技術内容について概説する。

2 実験

解析の精度を確認するために試験機にてポンプ性能計測を実施している。計測項目はベーン室の内部圧力、回転数-流量特性、吐出圧力脈動、軸トルクの4項目となる。ベーン室の内部圧力は昇圧時のサージ圧力、回転数-流量特性は高回転時の流量低下量、吐出圧力脈動は脈動の変動幅、軸トルクは平均トルクの予測精度確認のために計測を実施している。

2.1 対象ベーンポンプ

対象とするベーンポンプは図1に示すような平衡型ベーンポンプである。ベーンとロータ、シャフトで構成されたロータASSYは2つのバルブプレート間に配置されて回転する構造となっており、ベーンとロータ、カムリングで形成されるベーン室の容積が増減することでポンピングを行う。ベーン室の容積は吸込みポートの直前で最小となり、吸込みポート区間で増大してい

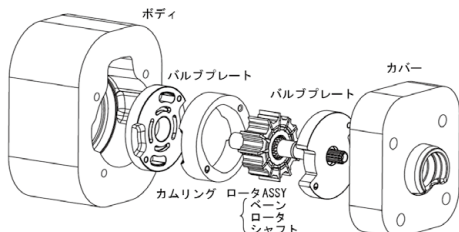


図1 平衡型ベーンポンプ構造

くことで油をベーン室へと吸込み、吐出ポート区間で減少していくことで油を吐き出す(図2)。また平衡型ポンプの場合、ベーン室の形状は回転軸に対して対称であり、一回転の間にポンピング行程を二度行う。

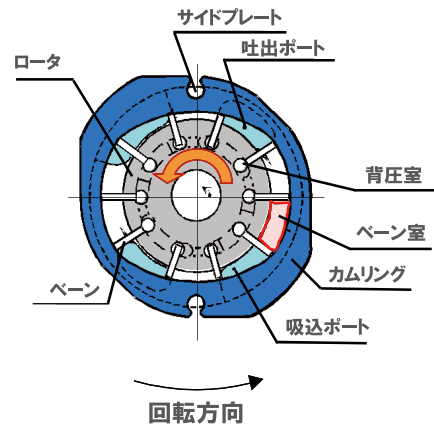


図2 カムリング-ロータASSY概要

2.2 試験装置

検証用実験データを計測する試験機の油圧回路を図3に示す。試験機は、

- (A)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

の3つの部分から構成されている。以下に各油圧回路を説明する。

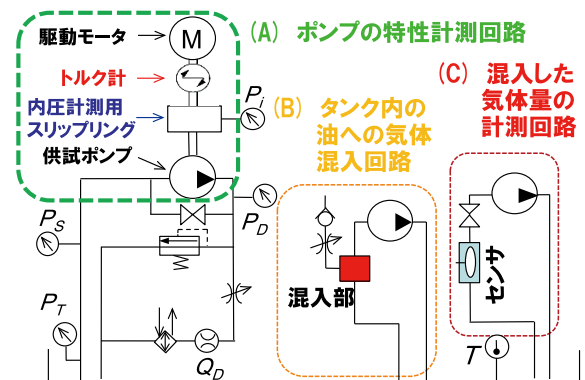


図3 試験機の油圧回路

2.2.1 (A)ポンプの特性計測回路

回転数-流量特性は、駆動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。

ベーン室の内部圧力計測は、図4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み計測をした。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5)。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ア送風による冷却で、計測時の発熱を抑え計測精度の確保を行った。

吐出圧力脈動は供試ポンプの吐出口直近に設けた圧力センサで計測を行い、軸トルクは駆動モータと供試ポンプの間に設けた軸トルクセンサによって計測を行った。

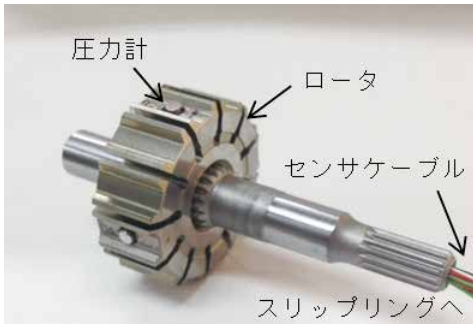


図4 ベーン室の内部圧力計測用センサ

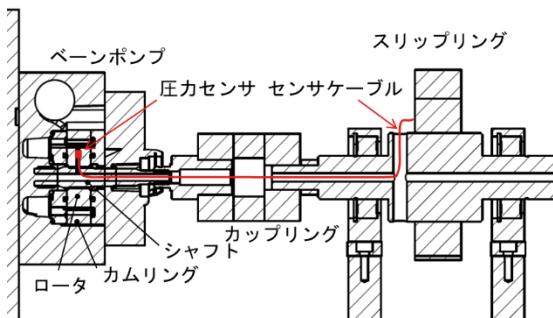


図5 圧力センサ取付け方法

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、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：10～30μm）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き取り、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、注射器での抜き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。図6に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 としているのは、通常状態で油中には既に気体を含んでいるためである。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倍程度である。

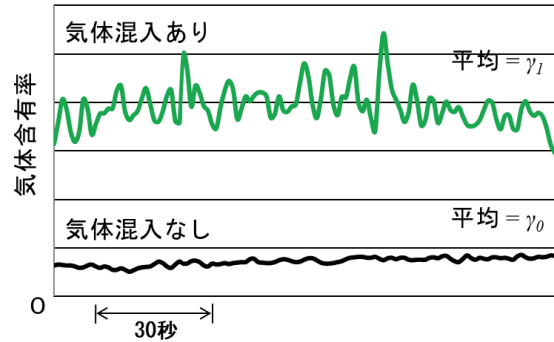


図6 気体含有率計測結果

3 解析

本章ではCFD解析に関して、ベーン室の内部圧力の高精度化への取組みと各性能予測の実験との比較結果について記述する。

解析には市販ソフトSimerics MP+[®](米Simerics社)を用いた。表1に主な解析条件の一覧を示す。

また、キャビテーションモデルに関する蒸気については次のSinghalモデルにて計算している。

$$\text{蒸気量} : \alpha_{vap} = \int_V (R_v - R_c) dV \quad (1)$$

発生量 :

$$R_v = C_v \cdot \rho_{oil} \rho_{vap} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{(P_{sat} - P)}{\rho_{oil}}} (1 - \alpha_{air} - \alpha_{vap}) \quad (2)$$

$$\text{消滅量} : R_c = C_c \cdot \rho_{oil} \rho_{vap} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{(P - P_{sat})}{\rho_{oil}}} \alpha_{vap} \quad (3)$$

- α_{vap} : 蒸気量 (質量)
- α_{air} : 気体含有量 (質量)
- V : 計算格子体積
- P : 圧力 (絶対圧)
- P_{sat} : 油の飽和蒸気圧
- ρ_{oil} : 油の密度
- ρ_{vap} : 蒸気の密度
- R_v : 蒸気の発生量
- R_c : 蒸気の消滅量
- C_v : 蒸発係数 (= 1)
- C_c : 凝縮係数 (= 1)

表1 解析条件一覧

流体パラメータ		Unit	
油	温度	55	°C
	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 to 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	

3.1 既存モデルの解析結果

まず既存モデルでのベーン室の内部圧力の実験比較結果を図7に示す。横軸はポンプロータの回転角度であり、本波形はポンピングサイクル1回分の圧力となる。また、回転数Rは気体含有率 γ_0 の状態における計測回転数に対して理論流量から5%低下した流量のときの回転数にて無次元化している。この結果よ

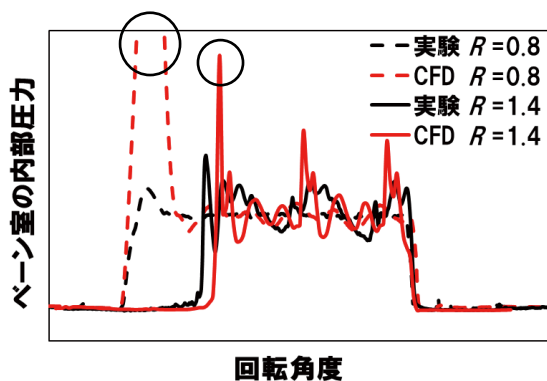


図7 ベーン室の内部圧力比較結果 (改良前)

り、回転数に関わらず圧力の昇圧が完了した際のサージ圧力 (図中○部) は実験よりも解析の方が大きくなっていることが確認できる。今回はこのベーン室の内部圧力のサージ圧力に着目し、その予測精度を向上させることを目的とする。

3.2 解析モデルの改良

3.2.1 隙間モデルの追加

既存モデルではポンプ内部の隙間をモデル化していないため内部漏れを考慮できず、サージ圧力が大きく計算される結果となっていた。そのため今回はベーン室の内部圧力に大きく影響を及ぼすと考えられるベーンとカムリングの隙間 (図8)、ベーンとサイドプレートの隙間 (図9)、ベーンとロータの隙間 (図10) を解析モデルに追加した。ベーンとカムリングの隙間量は、別途潤滑解析を行って見積もった値を、ベーンとサイドプレート、ベーンとロータの隙間量については、図面と各部品の組付位置から幾何学的に決まる値を用いている。

また、ベーンとロータの隙間で生じる漏れに関しては、ベーンをカムリングに押し付けるために設けられている背圧室に起因することから、背圧室のモデル化も同時に行った。なお、背圧室ではポンプ駆動中、ベーンがカムリングの内周に沿って運動するため、背圧室の容積が変化することで、圧力脈動が発生する。この圧力脈動は吐出圧力にも影響を与えることから、背圧室のモデル化によって、吐出圧力脈動をより精度良く予測することも可能となる。

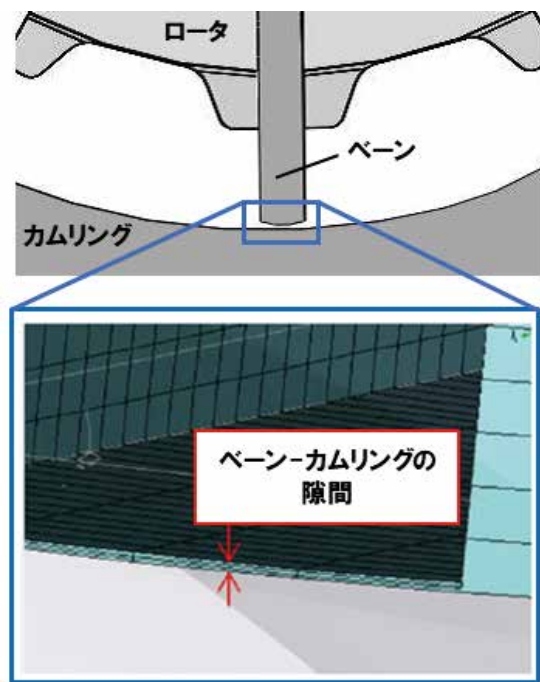


図8 ベーンとカムリングの隙間

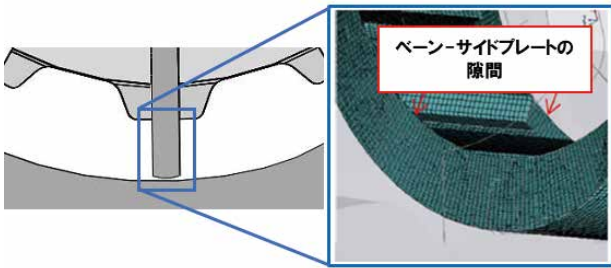


図9 ベーンとサイドプレートの隙間

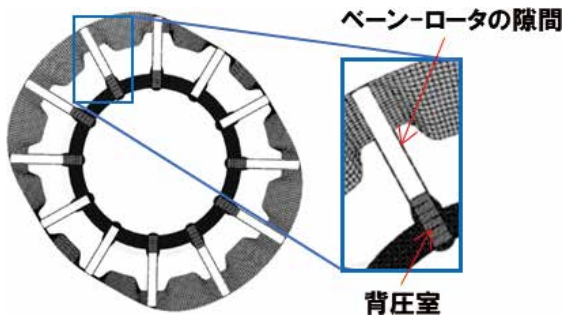


図10 ベーンとロータの隙間

3.2.2 ベーン先端形状の変更

既存モデルにおけるベーン先端の形状は図11(a)のようなカムリング内周面に平行な簡略形状としていた。しかし、今回ベーンとカムリングの隙間を考慮することから、実形状(円弧)にすることで先端隙間の流れ抵抗は現実解に近づき、予測精度は向上すると考えられるため、ベーン先端の形状を図11(b)のように変更した。

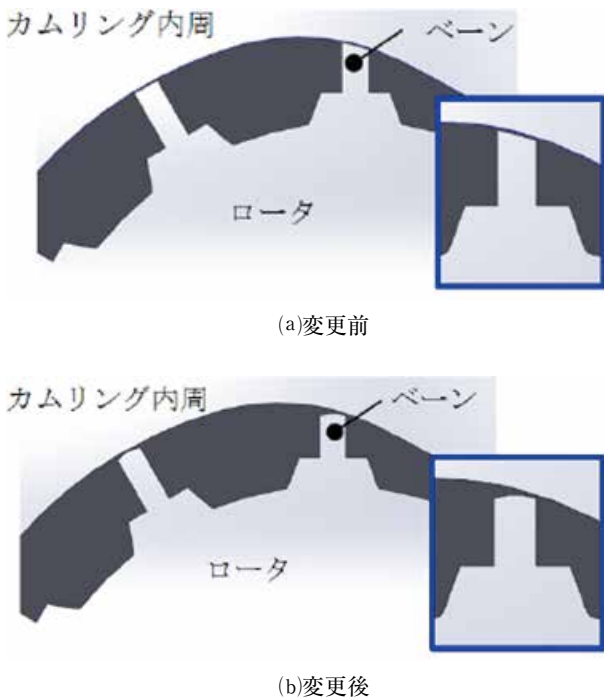


図11 ベーン先端形状

3.3 予測精度の確認

前節で説明した解析モデルの改良効果を確認するために、各性能について、実験結果との比較を行った。以降に詳細を述べる。

3.3.1 ベーン室の内部圧力

まず、作動油中に気体を混入しない場合(気体含有率 γ_0)におけるポンプの回転数 $R=0.8$ でのベーン室の内部圧力の結果を図12に示す。モデル改良前の解析結果を赤線、モデル改良後の解析結果を青線、実験結果を黒線で表している。結果を比較すると、モデル改良後の結果では、全体的に実験結果と近い圧力波形になっていることがわかる。特に昇圧時のサージ圧力については、モデル改良前の結果では376%あった予測誤差が、モデル改良後の結果では27%まで低減され、大幅に予測精度を向上させることができた。またこのサージ圧力は、図13に示すように回転数を変更した場合においても予測精度の向上が確認できた。

次に、作動油中に気体を強制的に混入した場合(気体含有率 γ_1)におけるポンプの回転数 $R=0.8$ でのベーン室の内部圧力の結果を図14に、回転数毎のサージ圧力の比較結果について図15に示す。これらの結果から、気体含有率 γ_1 においても前述の気体含有率 γ_0 の結果と同様に、解析モデル改良後の結果は改良前と比較して、サージ圧力が大きく改善している様子が確認できた。

以上のことから、今回の解析モデルの改良によって、解析においてもベーン室周りの隙間漏れや背圧室の影響などを考慮できるようになったことで、ベーン室の内部圧力のサージ圧力の予測精度は、気体含有率やポンプの回転数に関わらず、大幅に向上することが示された。

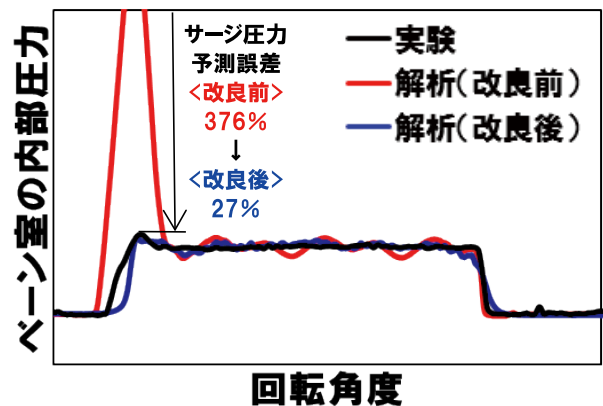


図12 気体含有率 γ_0 におけるベーン室の内部圧力(回転数 $R=0.8$)

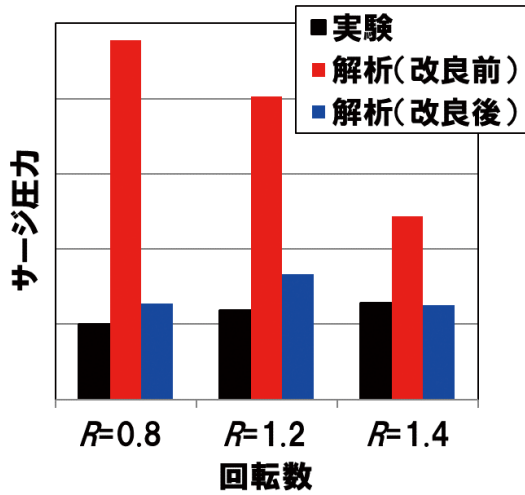


図13 気体含有率 γ_0 におけるサージ圧力比較結果

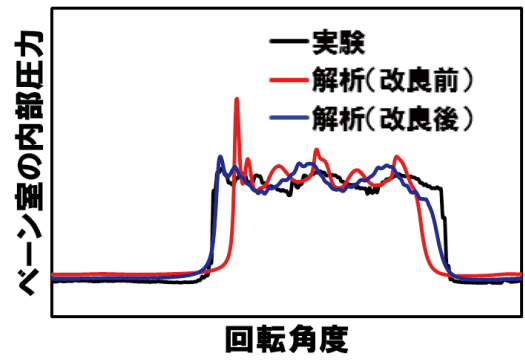


図14 気体含有率 γ_1 におけるベーン室の内部圧力 (回転数 $R=0.8$)

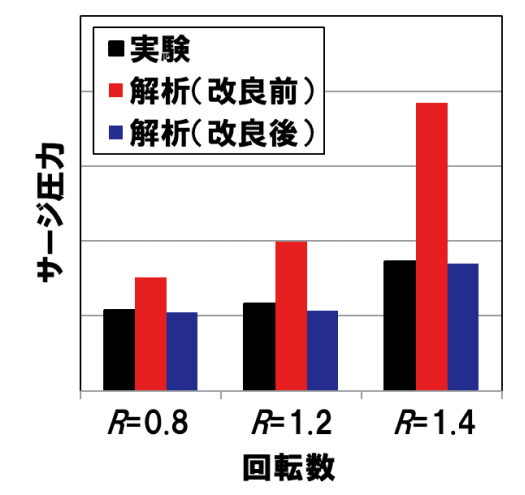


図15 気体含有率 γ_1 におけるサージ圧力比較結果

3.3.2 回転数-流量特性

回転数-流量特性はポンプの基本性能のひとつであり、既存モデルにおいても十分な予測精度を確保できているが、今回の解析モデルの改良による予測精度への影響を確認するため、改良後の解析結果と

実験の比較検証を行った(図16)。モデル改良後の解析結果を赤点、実験結果を黒線で示す。図より、予測誤差は最大でも4.3%となっており、解析モデルの改良は吸込み油路やポンプ室内部のキャビテーション予測には大きな影響を与えることなく、改善前とおおよそ同程度の予測精度を維持していることが確認できた。

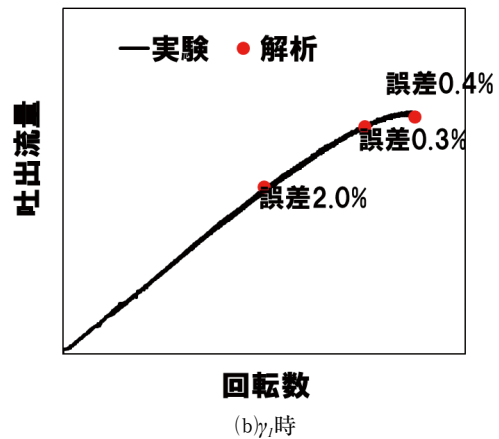
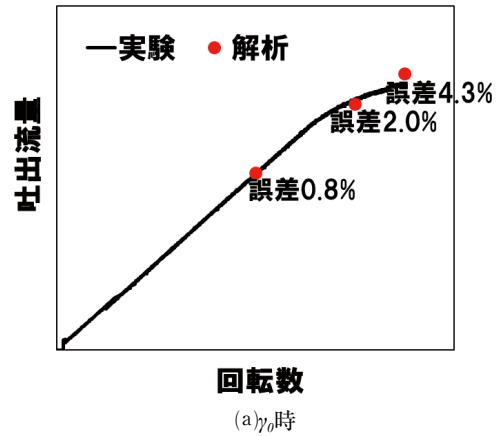


図16 回転数-流量特性

3.3.3 吐出圧力脈動

吐出圧力脈動はポンプ騒音への寄与率が高いため、脈動予測は騒音対策に非常に有用であると考えられる。従って、今回はまず脈動の変動幅(以下、変動振幅)に関して、解析と実験の比較を行った。なお、変動振幅は図17に示すように、波形におけるPeak to Peakの幅で表している。この変動振幅について、回転数毎に比較した結果を図18に示す。グラフより、気体含有率に関わらず、回転数 $R=1.2$ までは比較的精度良く予測できているが、 $R=1.4$ においては予測誤差が大きくなるのが分かる。これはポンプ内部で発生するキャビテーションに起因していることが考えられるが、その詳細についてはまだ解明できておらず、今後の課題となる。

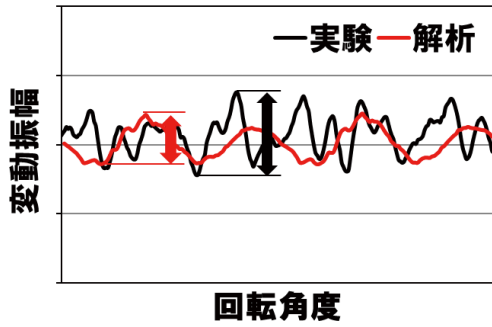
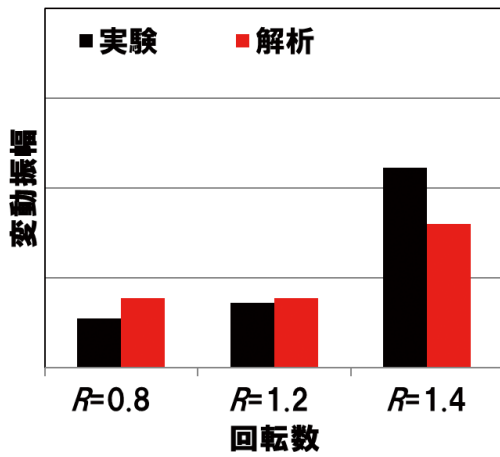
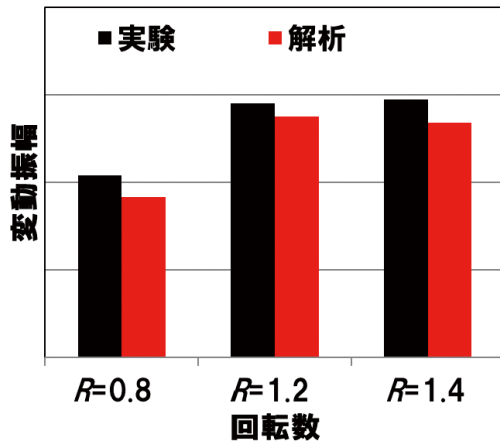


図17 吐出圧力脈動の変動振幅例



(a) γ_0 時



(b) γ_1 時

図18 吐出圧力脈動の変動振幅比較

3.3.4 軸トルク

ポンプの軸トルクは、ポンプ効率を検討する上で重要な特性となる。そこで、今回はベーンとロータの表面に負荷する圧力の積分値から算出される値を軸トルクとして実験結果との比較を行った(図19)。また、図中破線は理論トルクであり、以下の式(4)で求めている。

$$T_{th} = \frac{P \times V}{2\pi} \quad (4)$$

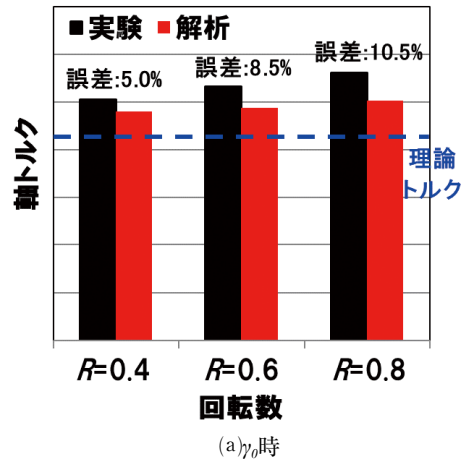
ここで、

T_{th} : 理論トルク [N・m]

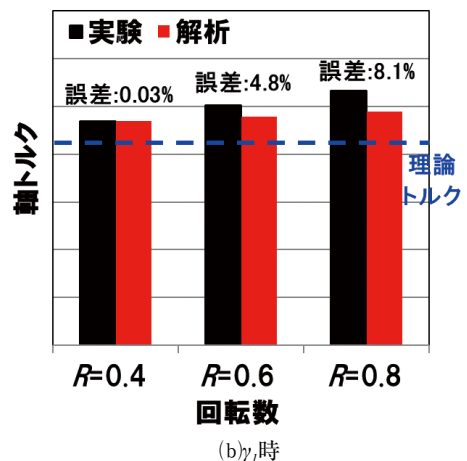
P : 吐出圧力 [MPa]

V : ポンプ容積 [cm³/rev]

理論トルクは上記のように回転数に関する項がないため、回転数に関わらず一定値となるが、実験における軸トルクは回転数の増加に伴って、大きくなっていく傾向となっており、これは解析においても同様である。こうした傾向は、①回転数に応じてベーン室の内部圧力のサージ圧力や吐出圧脈動が変化して軸トルクに影響を与えること、②ポンプの回転に伴ってしゅう動速度に比例する粘性抵抗(ベーンとカムリングの隙間、ベーンとサイドプレートの隙間の粘性抵抗)がベーンに作用して軸トルクに影響を与えることが要因として挙げられる。しかしながら、今回の解析においては②のしゅう動部の粘性抵抗を考慮していなかったため、実験と解析において軸トルクの増加傾向が異なると考えられる。従って、今後の取組みとしてはしゅう動部の隙間流れの粘性抵抗を考慮することで軸トルクの予測精度の向上を図る予定である。



(a) γ_0 時



(b) γ_1 時

図19 軸トルク比較

4 結言

CFD解析技術の向上について、ベーン室の内部圧力のサージ圧力の予測精度を向上させることを目的に実施した解析モデルの改良内容と、改良前後における各性能の予測精度の結果について解説した。

解析モデルの改良により、ベーン室の内部圧力のサージ圧力の予測精度が向上した他、回転数-流量特性に関しても改良前と同程度の高い予測精度を確保できていることが確認できた。

しかし、吐出圧力脈動に関して、変動振幅は特定の回転数までは高い予測精度となったが、高回転領域においては誤差が大きい結果となり、また軸トル

クについても、低回転では予測誤差が小さいものの、回転数の増加に伴って予測誤差が大きくなる傾向があるなど、現解析モデルにおける高回転域の性能予測への課題が示唆された。

今後はキャビテーションが与える影響の詳細把握や、しゅう動部の隙間流れの粘性抵抗の考慮といった解析モデルの更なる改良に取組み、CFD解析の予測精度を向上させることで高品質なポンプ開発に貢献していく所存である。

参 考 文 献

- 1) 鈴木, 中村, 矢加部, 渡辺, 中村: CFD解析によるベーンポンプの特性予測, KYB技報第53号, (2016年10月)

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. 油圧ポンプの研究開発ならびに振動騒音関連業務に従事.



長島 碧

2011年入社. 技術本部基盤技術研究所要素技術研究室. 油圧ポンプならびに油圧システム関連業務に従事.