

コンプレッサ内流れの非定常数値シミュレーション

福山 了介 (14416069)

指導教官 森西 洋平 助教授

1 緒言

本研究はピストン式コンプレッサ内の非定常な流れを数値計算により解析することを目的としている。ピストン式コンプレッサはカーエアコンシステムの主要構成部品である。カーエアコンシステムでのコンプレッサの役割は外気から熱を奪い蒸発した冷媒ガスを高温高圧にすることであり、外気下において冷媒ガスが液化し連続した運転を可能としている。一般にカーエアコンはルームエアコンに比べ約2倍もの能力が必要とされるが、効率は理想時の50~70%であり改善の余地が残されている^[3]。主なエネルギー損失はコンプレッサの吸入・吐出過程での圧力損失や摩擦による熱損失である。

本解析対象をはじめとして工業機器には境界の移動を有するものも多く、このような流れ場の解析には移動境界やその影響を正確に表現できる計算手法の使用が望ましい。本研究では移動格子有限体積法(例えば[1])を用いたコードを構成し計算を実行する。まずコードの検証として波動格子問題およびピストン問題を取り上げ計算手法の有効性を確認する。さらにコンプレッサの吐出圧力損失に着目し、損失に至る過程を数値計算により再現し流れ場を検討する。

2 計算手法の概要

基礎方程式には3次元Navier-Stokes方程式を用い、空間の離散化には移動格子によるセル中心有限体積法を採用した。非粘性数値流束の評価にはMUSCL法により高精度化されたSHUS法^[4]を用いTVD条件を満足させるためにVan Albadaの流束制限関数を導入している。粘性流束は2次精度中心差分法を用いて評価した。時間積分には陽解法を用いた。メトリクスとヤコビアンを幾何学的な保存(GCL)に関しては時空間の仮想空間を考え^[2]、各時間ステップ毎に満足させた。

3 数値計算コードの検証

コードの検証としてまずFig.1に示す波動格子問題(3次元的に移動する格子上一様流の維持)の計算を実行した。Fig.2に密度の誤差の領域内最大値の時間変化を示す。密度の誤差は丸め誤差(倍精度)のオーダーであり格子が任意に移動する問題においても精度良く計算されている。次にFig.3に示すピストン問題(ピストンの移動により生じる衝撃波の伝播問題)を取り上げ、移動境界の効果の再現性を検証した。格子はピストンの動きと共に移動する。Fig.4から、移動境界によって生じる衝撃波の伝播が正しく捕らえられていることが確認できる。

4 ピストン式コンプレッサ内流れの数値計算

4.1 計算対象および計算条件

Fig.5に本研究で対象とするコンプレッサの計算格子および主要部品名を示す。コンプレッサを運転しピストンが上昇するとボア内の圧力も上昇するが、その際実機ではボア内圧力が設定吐出圧よりも高い圧力となり、これに対応してピストンが行う余剰仕事が吐出圧力損失となる。本研究では特に吐出圧力損失に直結する圧力変動の数値シミュレーションを実行する。数値計算の初期条件は、実験結果に合わせて圧力 P_0 、温度 T_0 を与え状態方程式から密度 ρ_0 を決定する。速度に関しては $u_0 = v_0 = w_0 = 0$ とした。壁面境界条件としては、速度については滑りなし条件、温度については断熱境界条件を課す。総格子点数は約4万点で、ピストンおよび弁の動きにあわせて格子を移動変形させた。ま

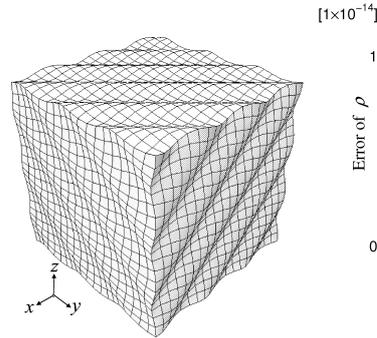


Fig. 1 Waving grid

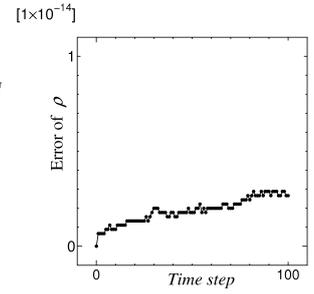


Fig. 2 Evolution of the maximum error of density

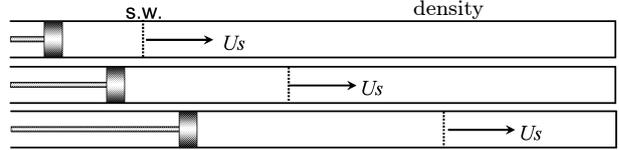


Fig. 3 Piston problem

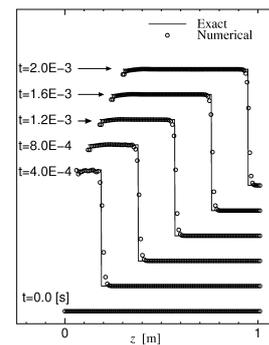


Fig. 4 Density profile of the piston problem

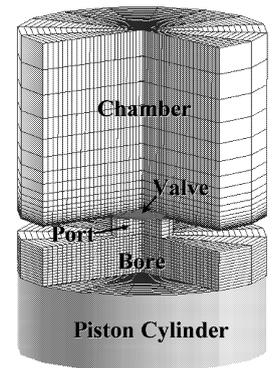
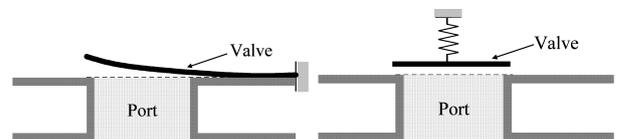


Fig. 5 Computational grid for the piston compressor



(a) Actual configuration (b) Computational model

Fig. 6 Valve configuration

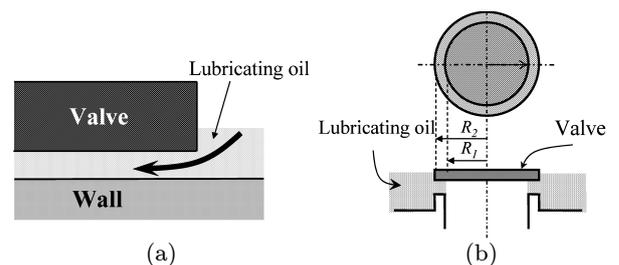


Fig. 7 Pull-off force due to lubricating oil viscosity

Table 1 Numerical condition of computational models

Case	γ	Valve motion		F_g
		before V.O.	after V.O.	
Case1	1.4	Forced	Forced	0
Case2	1.1	Forced	Forced	0
Case3	1.1	Forced	Eq.(1)	0
Case4	1.1	Eq.(1)	Eq.(1)	0
Case5	1.1	Eq.(1)	Eq.(1)	Eq.(3)

V.O. :Valve Open

た数値計算は次節に示すとおり使用した計算モデルの違いにより表 1 の 5 例について行う。

4.2 計算モデル

4.2.1 作動気体のモデル化

実機での作動気体は代替フロンである。本研究では代替フロンを理想気体 ($\gamma = 1.1$) とする代替フロンモデルを使用する。また空気を理想気体 ($\gamma = 1.4$) とする空気モデルもコードの検証として使用する。

4.2.2 弁形状および弁運動のモデル化

解析対象は Fig.6(a) に示すような流体との相互作用により開閉する弁を有するが、数値計算では弁を片持ち薄板ばねと考え、これを Fig.6(b) のようにモデル化している。弁の挙動については、実験結果を陽的に与える場合と式 (1) の運動方程式から評価する場合を考える。

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + 2\psi\omega_n \frac{dz}{dt} + \omega_n^2 z = F_p + F_g \quad (1)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_v}}, \quad \psi = \frac{1}{2} \frac{c}{\sqrt{m_v k}}, \quad F_p = S_v(P_l - P_u) \quad (2)$$

m_v : 弁の質量, z_v : 弁の位置, S_v : 弁の面積
 P_l : 弁下面に働く圧力, P_u : 弁上面に働く圧力
 k : バネ係数, c : 減衰係数

4.2.3 潤滑油により弁に働く凝着力のモデル化

解析対象は Fig.7(a) に示すように壁面と弁との隙間に潤滑油が存在し、弁が上方に持ち上がると潤滑油が隙間に流入する。この際潤滑油の粘性により弁には凝着力^[5]が作用する。本研究では、Fig.7(b) に示す弁のリング状部分に作用する凝着力を次式から評価し、凝着力 F_g を運動方程式 (1) に与え数値計算を行う。ただし弁の高さ h_1 から h_2 までの移動時間を t_g とし、 η は潤滑油の粘度とする。

$$F_g = -\frac{3\pi\eta(R_2^4 - R_1^4)}{4t_g} \left(\frac{1}{h_1^2} - \frac{1}{h_2^2} \right) \quad (3)$$

4.3 計算結果

Fig.8,9 に弁開放前後のポート部側壁における圧力の計算結果ならびに実験結果を示す。実験結果では圧力は上昇を続けた後ピークをもつが、Case4 では圧力のピークそのものが再現されていない。Case4 が実験結果の圧力変動を再現できない原因として、計算コードがコンプレッサ内流れに対し有効でない、作動気体モデルが適切でない、弁モデルが妥当でない、の 3 点が考えられる。そこで上記 3 点について順に検討する。まず、Case1 は弁開放直後の圧力のピークを再現し、その後の挙動も実験結果をほぼ再現している。これより本計算コードがコンプレッサ内流れに対し有効であることがわかる。Case2 は Case1 に比べ圧力のピーク値の予測精度が向上させている。つまりより適切な作動気体モデルの導入は、圧力変動の予測値を改善することがわかる。Case3 では弁開放直後に圧力がピークを示し、その後やや下降しながら時間的に振動する挙動は実験結果とほぼ一致している。よって弁開放後の弁モデルに関してはほぼ妥当であると言える。最後に Case5 つまり Case4 に対し弁運動モデルに凝着力も考慮した場合は吐出圧力損失をほぼ

再現しており、弁に作用する潤滑油の凝着力が吐出圧力損失の主な原因であると考えられる。したがって凝着力を考慮した弁モデルは吐室圧力損失のシミュレーションには必須であると言える。

5 結言

本研究ではピストン式コンプレッサ内の流れを解析するため移動格子有限体積法による圧縮性 Navier-Stokes 方程式の数値計算コードを構成した。まず構成されたコードの信頼性が波状格子問題およびピストン問題に対する数値計算で確認された。さらにコンプレッサ内の圧力変動シミュレーションを凝着力を考慮した弁モデルおよび代替フロンモデルを用いて実行し本コードにより吐出圧力損失の定性的な傾向が再現されることが示された。さらに高精度なシミュレーターの開発には代替フロン状態方程式の導入、弁モデルの精緻化等が必要である。

非公開画像

Fig. 8 Evolution of pressure at port wall (Case1,2,3)

非公開画像

Fig. 9 Evolution of pressure at port wall (Case4,5)

参考文献

- [1] 三原清孝, 松野謙一, 里深信行, 機論 (B 編) **65**-63(1999), 2945-2953.
- [2] Tamura, Y. and Fujii, K., AIAA Paper-93-3365-CP (1993).
- [3] 渡辺敏監修, カーエアコン研究会編著, カーエアコン [第 2 版], (2003, 山海堂), 9,26-27.
- [4] 嶋英志, 城ノ内忠正, 航空宇宙技術研究所特別資料, **27**(1994), 255-260.
- [5] 曾田範宗訳, 固体の摩擦と潤滑, (1975, 丸善), 259-261,288-289.