

CO₂ 冷凍サイクル用リニア圧縮機の運転特性Operating Characteristics of Linear Compressor for CO₂ Refrigeration Cycle

○学 Jafet Ferdhy Monasry (静岡大学院) 正 柳沢 正 (静岡大学) 正 福田 充宏 (静岡大学)

Jafet Ferdhy MONASRY, Shizuoka University, 3-5-1, Johoku, Hamamatsu
Tadashi YANAGISAWA, Shizuoka University
Mitsuhiro FUKUTA, Shizuoka University

Key words: Compressor, Linear Compressor, Carbon Dioxide, Refrigeration

1. 緒言

今日、冷凍空調システムでは地球環境に優しい自然冷媒の使用が望まれており、毒性や可燃性のない二酸化炭素(CO₂)が冷媒として注目されている。CO₂ 冷凍サイクルはその加熱特性の良さから既に家庭用給湯器への応用が実現しているが、最近では自動販売機への適用が検討されている。一方、家庭冷蔵庫用圧縮機として開発されたリニア圧縮機⁽¹⁾は、機械摩擦損失が少ない、ピストン頂部に設置した吸込み弁の圧力損失が小さい、吸気加熱が少ない、印加電圧によりピストン行程の制御が可能などの特徴により優れた性能を有しており、自動販売機用 CO₂ 冷凍サイクルへの適用も有望である。

2. リニア圧縮機の構造

図 1 に研究の対象とした小形リニア圧縮機の概要を示す。リニアモータの可動磁石部に接続されたピストンが、電磁力、共振ばね力および圧縮ガス力のバランスによってシリンダ内を往復運動し、その振幅は駆動電圧により制御される。冷媒は、圧力損失および加熱損失を抑制するためにピストンの内部よりピストン頂部の吸込み弁を通してシリンダ内に吸込まれ、シリンダ頂部の吐出し弁を通して吐出し

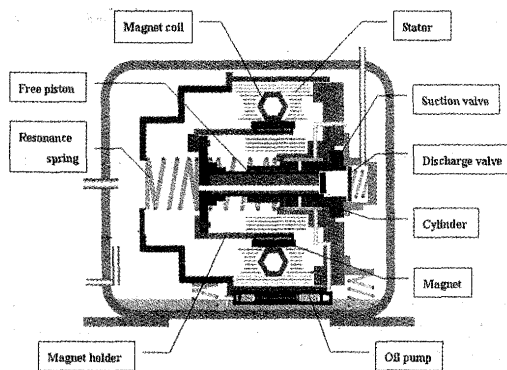


Fig. 1 Outline of linear compressor

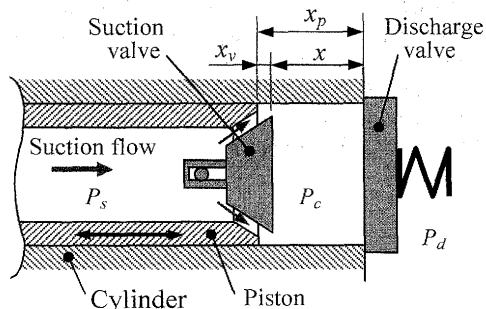


Fig. 2 Outline of suction valve

管へと吐出される。圧縮機の潤滑およびシールは、リニアモータの振動を利用して供給される油によってなされる。

3. 吸込み弁の挙動解析

自動販売機用 CO₂ リニア圧縮機では、一般に必要なとされる行程容積は 1 cm³/rev 程度と小さく必然的にシリンダ直径も小さくなるので、従来のリード弁形式の吸込み弁をピストン頂部に設置することは困難となる。そこで本研究では、図 2 に示すように、ばねによる支持のない自由運動形の吸込み弁をピストン頂部に取り付けられた場合の弁挙動について解析する。この場合、吸込み弁はピストンとともに往復運動しており、弁体に作用するガス力と慣性力との兼ね合いによってその開閉挙動が規定される。

この時、吸込み弁の運動方程式は次式で与えられる。

$$m_v \ddot{x} = c_p A (P_c - P_s) - c \dot{x} + (\dot{x}_v / \dot{x}_p) F_{fric} \quad (1)$$

ここに、 x および x_p はシリンダ頂部位置を基準にした時の吸込み弁およびピストン頂部の位置、 x_v は弁の開度 ($=x_p - x$) である。また m_v , A , c_p , c , F_{fric} は吸込み弁の質量、面積、圧力係数、減衰係数、摩擦力であり、 P_c , P_s はシリンダ内圧力および吸込み圧力である。式(1)は弁開度 x_v に注目すると、次のように整理される。

$$m_v \ddot{x}_v = c_p A (P_c - P_s) + c(\dot{x}_p - \dot{x}_v) + m_v \ddot{x}_p - (\dot{x}_v / \dot{x}_p) F_{fric} \quad (2)$$

4. 吸込み弁の挙動計測

図 3 に吸込み弁の挙動計測のための実験装置を示す。リニア圧縮機のシリンダ部をアクリル樹脂で製作して可視化し、空気を作動流体として運転する時の吸込み弁の挙動を高速度ビデオカメラで撮影する。供試圧縮機は、ピストン直径 10mm、ストローク 10~14mm であり、60Hz の電源周波数で駆動される。

5. 結果と考察

5.1 空気運転時の挙動比較 空気を作動流体とし、大気中から吸込んで 500 kPa [abs] の圧力で吐出した場合のピスト

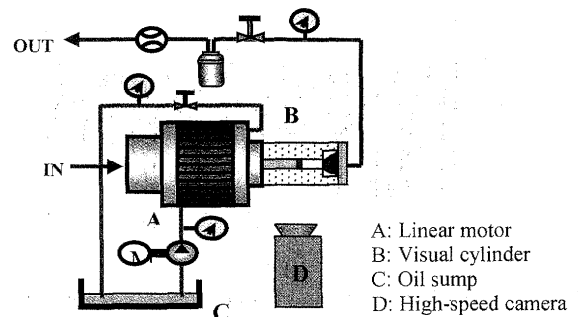


Fig. 3 Experimental setup

ンおよび吸込み弁のシリンダ頂部からの位置変位、およびシリンダ内圧力の解析計算結果を図 4 に示す。横軸はピストンの 1 行程の所要時間で無次元化した経過時間である。ピストンと吸込み弁の位置の差が弁の開度に相当している。吸込み弁はシリンダ内圧が吸込み圧力 P_s 以下になると開き始め、それ以降は弁ストップ高さに相当する一定の開度を保った状態でピストンとともに変位し、ピストン下死点よりも前に弁自身の慣性力のために閉じる。それに伴ってシリンダ内圧が吸込み圧力よりも低下するために吸込み弁は再び開き、ピストンが圧縮過程に移行してもしばらく開いたままである。このような吸込み弁の挙動は、弁の質量やストップ高さ、作用摩擦力によって影響される。

一方、上記の運転状態に対応した吸込み弁挙動の可視化計測実験の結果を図 5 に示す。吸込み弁は、同図(a)のように下死点付近ではほぼ閉じているが、同図(b)のように下死点以降で開いている様子が記録されている。これらの挙動は図 4 の解析結果の傾向と一致しており、解析方法の有効性が確認できる。

5.2 CO₂ 運転時の挙動 CO₂ を作動流体とした場合の吸込み弁挙動の解析結果を、弁質量をパラメータとして図 6 に示す。この時の解析条件は、吸込み/吐出し圧力：2.6/9.0 MPa [abs]、ピストン行程：14 mm、弁質量は 0.4~1.6 g であ

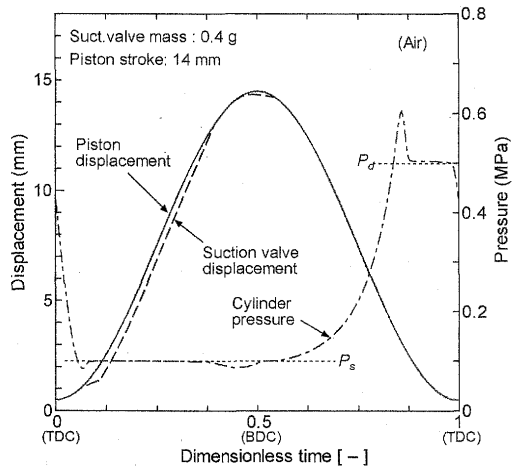
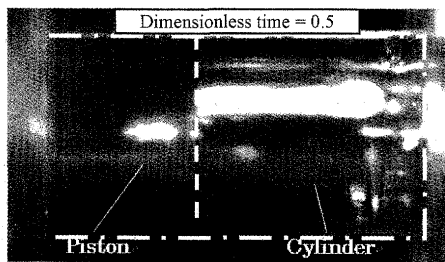
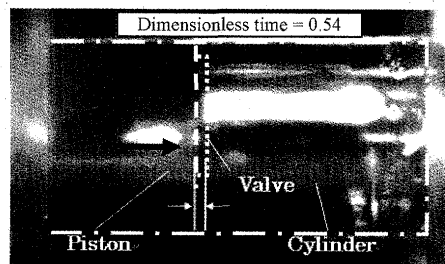


Fig. 4 Suction valve & piston displacement (air)



(a) Picture at BDC



(b) Picture shortly after at BDC

Fig. 5 Visualization results (air)

る。吸込み弁は弁質量が大きいほど下死点の手前で早く閉じる傾向となっている。またそれに伴い、シリンダ内圧力の低下が大きくなるために弁が大きなガス差圧力によって開く方向に変位するので、再開後の弁開度も大きくなっている。下死点以降に弁が開いていることは、シリンダ内に吸込んだガスの逆流を許すことになるので圧縮ガスの質量の減少をもたらす。

そこで、図 7 に吸込み弁の質量と、圧縮機の体積効率、図示効率および全効率の関係を示す。吸込み弁の質量が大きくなると下死点以降での逆流が発生しやすくなるので体積効率は低下する傾向となるが、圧縮過程での圧力上昇が遅れるので図示仕事は減少しその分図示効率は増加する傾向となる。結果として全効率はあまり影響を受けないことになる。なお、図 7 において吸込み弁の閉じ遅れがない場合でも図示効率が 100%を超えているが、これはシリンダ内周-ピストン外周間すきま漏れによって圧縮過程の圧力上昇が理想的な圧縮過程よりも遅れるからである。

6. まとめ

CO₂ 冷凍サイクル用小形リニア圧縮機の吸込み弁挙動に注目して、その特性を理論的並びに実験的に調べた。その結果、ピストン頂部に取付けられたばね支持なしの自由運動形吸込み弁は、自身の慣性力によって下死点以前に閉じた後再び開き、圧縮過程に移行してもしばらく開いたままとなる可能性が見出された。今後、吸込み弁の設計の最適化を検討する必要がある。

文献

- (1) H. K. Lee, W. H. Jung & G. Y. Song, 平成 14 年度日本冷凍空調学会学術講演集, pp.483-486 (2002, 岡山).

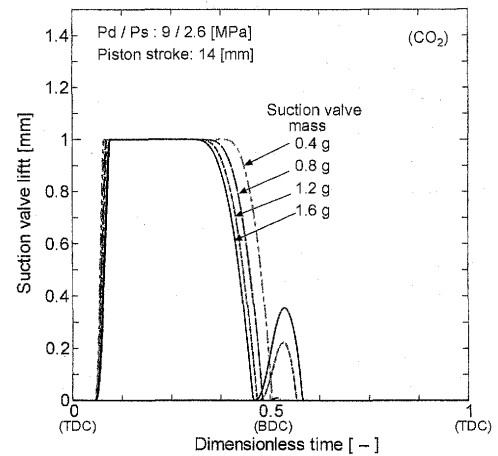


Fig. 6 Suction valve lift (CO₂)

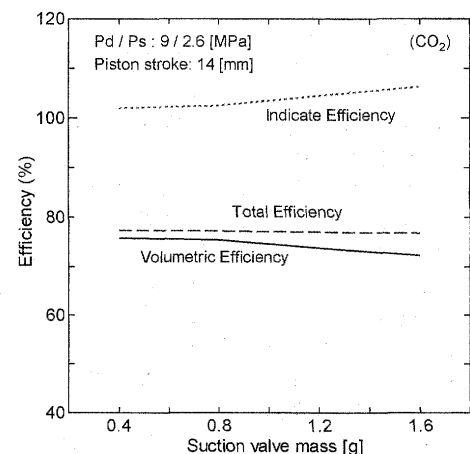


Fig. 7 Influence of valve mass on efficiencies (CO₂)