

공진특성을 고려한 냉동/공조용 횡자속 선형압축기의 설계

홍용주*· 박성제*· 김효봉**

The Design of a Linear Compressor Based on the Resonance Characteristics for the Air Conditioner

Yong-Ju Hong*· Seong-Je Park*· Hyo-Bong Kim**

ABSTRACT

The compressors in the air conditioner have the role of the pressurization and circulation of the refrigerant. The hermetic reciprocating compressors driven by rotary motor have been used for the air conditioner. The linear compressor has very simple structure and enhancement in the efficiency in comparison to that of conventional reciprocating compressor. The linear compressors are widely used for the small cryogenic refrigerator (below 1 kW), such as the Stirling refrigerator and pulse tube refrigerator. In the cryogenic application, the pressure ratio of the linear compressor is below 1.5, but the linear compressor for the air conditioner should overcome the high pressure ratio and the large pressure difference between the each sides of the piston. The resonance characteristics of the linear compressor has the significant impacts on the power consumption. To minimize the power consumption, the linear compressor should be operated at the resonance point. In the resonance characteristics, the role of the mechanical and gas spring should be considered. In present study, the cycle of the analysis of the vapor compression refrigeration cycle with the different refrigerants (R134a, R410a, R600a) and the designs of the linear compressor are performed. The effects of the stiffness of the mechanical spring on the electromagnetic forces would be discussed. Finally, the results show the design specification of the linear compressor for the air conditioner.

Key Words : Linear compressor (선형압축기), Vapor compression refrigeration cycle (증기압축식 냉동사이클), Cycle analysis (사이클해석), Refrigerant (냉매), Resonance characteristics (공진특성), gas spring (가스스프링)

* 열유체공정기술연구부 선임연구원

** 열유체공정기술연구부 선임기술기능원

1. 서론

증기압축식 냉동사이클에서 압축기는 저온부의 저압가스를 일정한 압력까지 상승시키고 필요한 양의 냉매를 순환시키는 역할을 수행한다.

선형압축기(linear compressor)는 기존 왕복동 압축기가 크랭크축을 통해 회전모터의 회전운동을 피스톤의 직선운동으로 변환하는 것과는 달리 직선왕복운동을 하는 선형모터(linear motor)를 사용하는 구조를 채택하고 있어, 기존 왕복동 압축기에 비해 피스톤과 실린더사이의 측력(side force)을 획기적으로 감소시킬 수 있다.

선형압축기는 고효율의 운전을 위해 공진 특성(resonance characteristics)을 이용하며, 압축기 피스톤의 공진특성은 질량-스프링 시스템으로 모사될 수 있다. 이와 같은 질량-스프링 시스템의 공진은 스프링 상수에 의해 크게 영향을 받으며, 선형압축기의 경우 기계적 스프링에 의한 영향 뿐만 아니라 가스스프링(gas spring)에 의한 영향도 고려되어야 한다.

최근까지 선형압축기는 주로 입력전력 1 kW 미만의 소형 스테링(Stirling) 또는 스테링형 맥동관(Pulse tube) 극저온냉동기 등 무운환이 요구되는 상황에서 주로 사용되어 왔으나, 최근에는 대형 냉동/공조용으로 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.

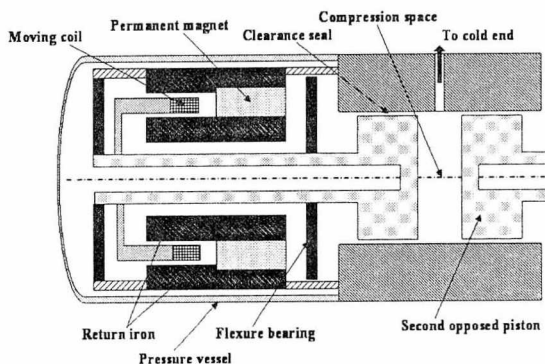


Fig. 1 The moving coil type linear compressor

극저온냉동기용 선형압축기의 냉매로는 주로 고순도의 헬륨이 사용되며, 압력비가 1.5 미만의 낮은 압력비에서 운전되나, 냉동/공조용 압축기의 경우 다양한 냉매에 대해 높은 압력비의 운전이 요구된다.

한편 지구온난화 문제, 냉동/공조 시스템의 고효율화와 관련하여 R134a, R410a, R600a 등의 대체냉매 또는 자연냉매 사이클로의 전환이 이루어지고 있어, 선형압축기 적용 연구의 필요성이 제기되고 있다.

본 연구에서는 종자속에 비해 우월한 전자기적 성능을 발휘하는 것으로 알려진 횡자속 선형모터를 활용한 냉동/공조용 횡자속 선형압축기의 설계 및 공진특성에 대해 고찰하고자 한다.

2. 증기압축사이클용 선형압축기

2.1 냉동사이클

선형압축기의 주요사양은 냉동사이클로부터 결정된다. Table 1은 본 연구에서 고려하고 있는 증기압축식 냉동사이클의 사양으로 각각 증발기 및 응축기의 온도 및 냉동능력을 나타낸다.

Table 2는 이 조건을 기준으로 해석한 냉매에 따른 흡입압력, 증발압력 등 압축기 입출구의 열역학적 상태량을 나타낸 표이다. 이때 과열도(degree of superheat) 및 과냉도(degree of subcooling)는 각각 3°C로, 압축기의 등엔트로피 효율(isentropic eff.)은 0.85로 가정하였으며, 운전주파수는 60 Hz로 하였다.

본 연구에서는 현재 냉동/공조 사이클에서 많이 사용되어지고 있는 R134a, 자연냉매로 주로 냉장공용으로 많이 사용되고 있는 R600a, 대체냉매인 R410a를 대상으로 사이클 해석을 수행하였다.

Table 2의 해석결과는 기존의 R134a에 비해 대체냉매 R410a은 흡입 및 토출압력은 높으나, 압력비가 작게 나타났다.

Table 1. Specification of the refrigeration cycle

Operating condition	
Evaporating temperature	7°C
Condensing temperature	46°C
Cooling capacity	7 kW

Table 2. Suction and discharge conditions of the compressor

		Refrigerant		
		R134a	R410a	R600a
Suction	Pressure (kPa)	374.80	988.60	200.60
	Temperature (°C)	10.00	10.00	10.00
	Density (kg/m ³)	18.10	37.40	5.30
Discharge	Pressure (kPa)	1190.4	2781.8	615.5
	Temperature (°C)	56.50	67.90	47.80
	Density (kg/m ³)	55.20	96.10	15.80
Mass flow rate (g/s)		48.7	45.1	27.3
Pressure ratio		3.18	2.81	3.07

또한 냉매의 밀도가 R134a 및 R600a에 비해 높아 시스템의 소형화에 유리한 것으로 판단된다.

2.2 선형압축기

냉동사이클의 압축기 입·출구조조로부터 압축기 피스톤의 행정체적(swept volume)과 틈새체적(dead volume)이 결정된다.

Fig. 2는 압축기 실린더내의 이상적인 체적 및 압력의 변화를 나타낸 그림으로, 1-2 과정은 피스톤이 하사점에서 상사점으로 이동하면서 냉매를 압축하는 과정, 2-3 과정은 압축된 고압의 냉매가 피스톤의 이동에 의해 토출밸브를 통해 배출되는 과정, 3-4 과정은 피스톤이 상사점으로부터 하사점으로 이동하는 과정(재팽창), 4-1 과정은 피스톤의 이동에 의해 저압의 냉매가 흡입되는 과정을 나타낸다.

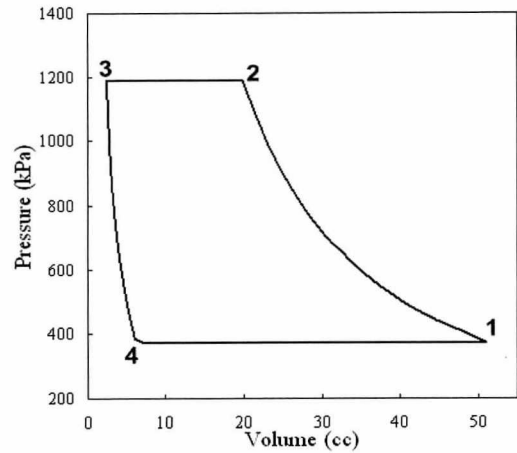


Fig. 2 Pressure and volume variation in the cylinder of a compressor

Table 3. Basic dimensions of the linear compressor with the different refrigerants

	Refrigerant		
	R134a	R410a	R600a
Theoretical volumetric efficiency	0.92	0.95	0.92
Suction gas volume (cc)	44.87	20.08	85.69
Swept volume (cc)	48.7	21.2	93.4
Dead volume (cc)	2.44	1.06	4.67
Diameter of cylinder (mm)	39.4	26.0	54.5
Stroke (mm)	40.0	40.00	40.00
TDC height (mm)	2.0	2.0	2.0

등엔트로피 과정에서 실린더내의 압력(p)과 체적(V)은 다음과 같은 관계를 만족한다.

$$pV^k = constant \quad (1)$$

여기서

k : 비열비 (specific heat ratio)

압축기의 행정체적(V_s)은 흡입과정에서 흡입되는 냉매의 질량유량(m)과 체적효율(η_v)을 이

용해서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_s = f \frac{v_s \dot{m}}{\eta_v} \quad (2)$$

여기서

$$\eta_v = 1 - \frac{V_o}{V_s} \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{1}{k}} - 1$$

f : 운전주파수

v_s : 흡입상태 비체적

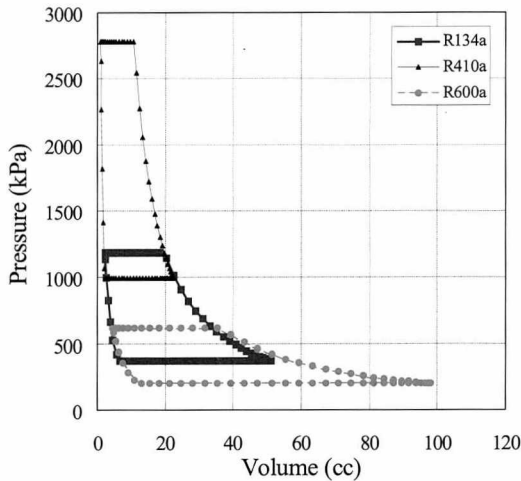


Fig. 3 P-V diagram of the linear compressor

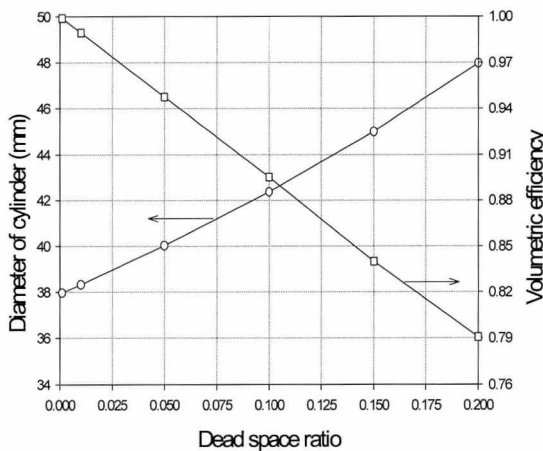


Fig. 4 The diameter of cylinder and volumetric efficiency vs. dead space ratio

틈새공간비(V_o/V_s)는 왕복동 압축기에서 4 ~ 6%로 일반적으로 사용되어진다.

Table 3은 사용냉매에 따른 선형압축기의 행정체적으로, 이론 체적효율은 R410a가 다른 냉매에 비해 더 크게 나타났다. 이때 틈새공간비는 5%로 하였다.

선형압축기의 행정체적으로부터 실린더 직경 또는 행정을 결정하기 위해서는 두 가지 중 하나의 사양을 결정하여야 한다. 일반적으로 선형압축기를 구동하는 가동코일(moving coil) 또는 가동자석(moving magnet)형 선형모터는 모터의 구성품인 코일 및 자석의 크기에 의해 그 행정이 결정되게 된다. 본 연구에서는 선형모터에 의한 행정이 40 mm로 일정한 경우에 대해 실린더의 직경을 구하였다.

한편 행정체적은 R410a가 R134a에 비해 흡입 및 토출압력이 높아 냉매밀도가 높기 때문에 더 작게 나타났으며, R600a의 경우에는 더 큰 행정체적이 요구된다. 이와 같은 결과는 R410a가 동일한 냉방부하조건에서 더 작은 압축기를 구현할 수 있음을 나타낸다.

Fig. 3은 각각의 냉매에 대한 PV 선도를 나타낸다. 이때 틈새체적은 틈새 체적비를 일정하게 하였기 때문에 행정체적이 작은 R410a가 가장 작게 나타났다.

선형압축기는 피스톤의 운동을 기계적으로 구속하지 않기 때문에 피스톤이 밸브와 충돌하는 것을 방지하기 위해 상사점과 일정한 거리를 유지하여야 한다.

Fig. 4는 실린더의 직경이 일정할 때 틈새체적비의 변화에 따른 행정을 나타낸 그림으로 이때 냉매는 R410a이다. 해석결과는 틈새체적비의 증가는 이론체적효율의 감소를 유발하며 이로 인해 행정체적의 증가를 유발하고, 동일한 행정을 유지할 때 실린더의 직경은 증가하는 것으로 나타났다.

한편 틈새체적의 증가는 토출과정 후에도 틈

새체적에 존재하는 고압의 냉매양의 증가를 유발하고 이는 팽창과정을 통해 흡입압력에 도달하는 시간의 지연을 초래한다.

따라서 틸새체적의 증가는 흡입밸브를 통한 흡입과정 시간의 감소를 유발하여 흡입밸브의 설계에 큰 영향을 미치는 인자로 작용한다.

2.3 선형압축기의 지배방정식

증기압축식 냉동사이클에서 밸브의 동적거동, 누설에 의한 영향 및 열전달을 무시하면 선형모터에 의해 구동되는 선형압축기 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + k(x - x_m) - A(P - P_s) = F_M \quad (3)$$

여기서

M : 구동부 질량

c : 마찰계수 ($= \mu\pi D \frac{h}{\delta}$)

D : 피스톤의 직경

h : 피스톤과 실린더의 접촉길이

k : 스프링 강성계수

δ : 피스톤과 실린더 사이의 간극

μ : 동점성계수

A : 실린더 단면적

F_M : 선형모터에 의한 전자기력(Bi)

선형압축기를 구동하는 선형모터는 자속의 방향에 따라 종자속과 횡자속으로, 구동방식에 따라 크게 가동코일형과 가동자석형으로 구분되나, 구동방식에 관계없이 선형모터에 인가되는 전압(V)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V = Ri + Li + Bl\dot{x} \quad (4)$$

여기서

R : 코일의 유효 전기저항

i : 인가전류

L : 인덕턴스

B : 자속

l : 코일의 유효길이

선형압축기의 수학적 모형 식 (1), (3), (4)는 비선형 방정식으로 해석적인 방법에 의해서는 그 해를 구할 수 없으며, Runge-Kutta 방법 등의 수치적분을 통해서만 구할 수 있다. 또한 식 (1), (3), (4)를 수치적분하기 위해서는 선형모터 및 압축기 사양의 결정이 요구된다.

따라서 본 연구에서는 복잡한 과정이 요구되는 수치적분방법을 통하지 않고 선형압축기의 기본 사양이 공진에 미치는 영향을 고려하기 위해, 주어진 운전조건에 대해 피스톤의 운동을 정현파로 가정하여 식(3)에서 전자기력을 최소화할 수 있는 조건을 구하였다.

선형압축기의 운전점은 선형모터의 입력을 최소화할 수 있도록 압축기의 공진 부근에서 결정되며, 이때 선형압축기 가동부의 공진주파수(f_n)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k + A(p_s - p_s)/2x_0}{M}} \quad (4)$$

따라서 식(4)를 통해 스프링의 강성계수는 공진주파수가 운전주파수(60 Hz)와 일치하는 조건을 통해 구할 수 있다. 가동부 질량증가는 최적 스프링 강성계수의 증가를 유발하며, 행정체적의 증가는 실린더의 단면적이 증가하는 경우와 행정의 증가로 인한 경우가 최적 스프링 강성계수에 서로 다른 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 한편 행정체적이 일정한 경우 행정의 증가는 실린더 단면적의 감소를 초래하고 이로 인해 최적 스프링 강성계수는 큰 증가가 유발되며, 반대의 경우에는 스프링 강성계수의 큰 감소가 유발될 것으로 예측된다. 또한 냉동기의 운전조건 역시

최적 스프링 강성계수에 영향을 미침을 알 수 있다.

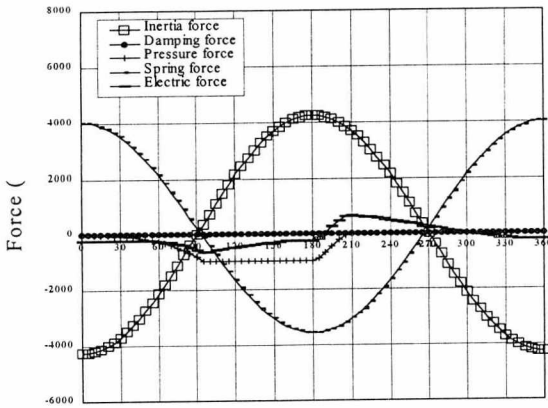


Fig. 5 Exerted forces on the piston of the linear compressor

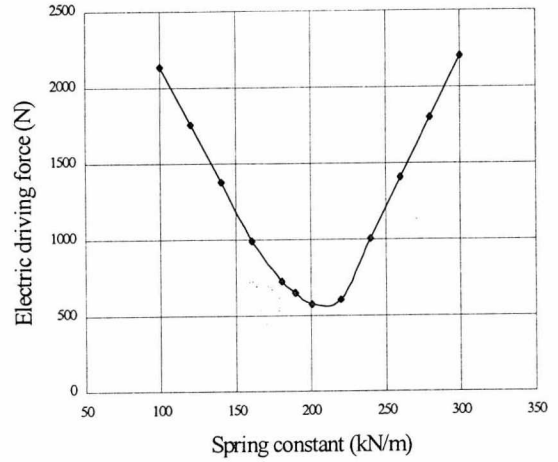


Fig. 6 The Required electric driving forces of the linear motor with the different spring constant

2.4 횡자속 선형압축기의 공진특성

Fig. 5는 횡자속 선형압축기 피스톤의 운동에 영향을 미치는 관성력(inertia force), 마찰력, 스프링힘, 압력 등의 힘이 한주기 동안 변화하는 과정을 나타낸 그림이다.

이때 마찰력은 주 피스톤과 실린더사이의 간극을 통한 유체유동으로 인해 피스톤에 작용하는 전단응력으로 인해 발생하며, 다른 힘에 비해 상대적으로 그 크기가 작아 무시하였다.

스프링힘은 식(4)에 의해 구하여진 스프링 강성계수($k = 189 \text{ kN/m}$)를 사용하였다. 또 가동부의 질량은 1.5 kg 으로 가정하였으며, 냉매는 R410a이다.

해석결과는 공진주파수 조건을 만족하는 스프링 강성계수로 설정되었기 때문에 가동부 질량으로 인해 발생하는 관성력의 크기와 거의 같은 크기의 힘이 스프링힘으로 작용하며, 전자기력은 피스톤 양단에 작용하는 압력차로 인해 발생하는 압력힘의 크기와 비슷하게 작용하여야 함을 알 수 있다.

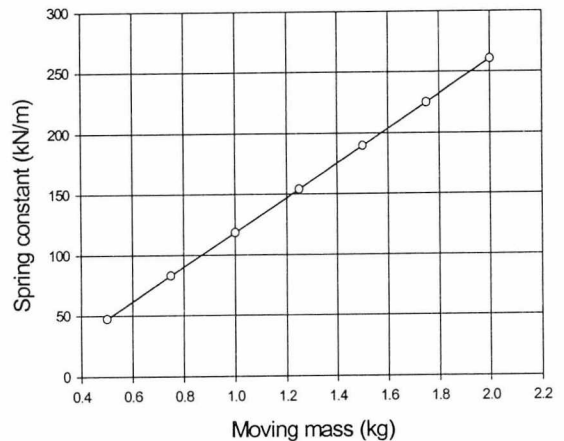


Fig. 7 Spring constant for the resonant condition of the linear compressor with the different moving mass

여기서 피스톤에 작용하는 압력 힘은 한 주기 동안 작용방향의 변화가 발생하지 않는다. 이와 같은 힘의 불균형은 스프링의 무부하 위치를 피스톤의 중립위치와 일치하지 않게 함으로써 해소할 수 있다.

해석결과 요구되는 전자기력은 압력 힘의 영향으로 정현파와는 상당한 차이가 발생하는 것으로 나타나, 실제 정현파 또는 펄스폭 변조(PWM, Pulse Width Modulation) 제어 방식으로 전원을 인가하는 선형압축기 피스톤의 운동과는 다소의 차이가 발생할 것으로 예측된다.

Fig. 6은 스프링 강성계수의 변화에 따른 선형 모터의 순간 최대 구동력의 변화를 나타낸 그림이다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 스프링 강성계수의 조절을 통해 공진주파수에 근접하면서 구동력의 급격한 감소가 발생하여 공진점에서는 약 580 N의 구동력이 요구됨을 알 수 있다.

이는 압축일이 피스톤의 이동속도와 구동력의 곱으로 나타나는 것을 고려할 때 구동력의 증가는 선형압축기 입력의 증가를 유발하고, 공진점에서 선형압축기의 입력이 최소화됨을 알 수 있다. 한편 공진점은 식(4)에서 예측된 스프링 강성계수보다 다소 높게 나타났다.

Fig. 7은 가동부 질량의 변화에 따른 공진조건에서의 스프링 강성계수를 나타낸 그림이다. 이때 피스톤 양단의 압력차에 의해 발생하는 가스 스프링 강성계수는 23.59 kN/m로 기계적 스프링의 강성계수에 비해 매우 작게 나타났다.

따라서 가동부의 질량이 큰 경우 공진주파수에 미치는 가스스프링의 영향은 기계적 스프링에 비해 매우 작다. 또 가동부의 질량변화로 인한 선형모터의 구동력은 가동부의 질량으로 인해 발생하는 관성력에 대응하여 스프링에 의한 힘이 증가하기 때문에 크게 변화하지 않음을 알 수 있다.

3. 결 론

선형압축기는 기존의 회전운동을 직선운동으로 변환하는 왕복동 압축기에 비해 단순한 구조와 높은 효율에 힘입어 다양한 냉동/공조 분야에서 활용도가 증가하고 있다.

본 연구에서는 주어진 증발/응축온도 및 냉방

부하조건에 대한 사이클 해석을 통해 R134a, R410a, R600a 적용 시스템의 압축기 특성을 고찰하였고, 가정용 냉동/공조용으로 크게 각광을 받을 것으로 예측되는 R410a용 선형압축기에서 틸새체적이 미치는 영향, 공진주파수에 영향을 미치는 인자 및 스프링 강성계수가 공진에 미치는 영향에 대해 고찰하였다.

후 기

본 연구는 국무총리산하 산업기술연구회가 지원하는 협동연구사업인 “차세대 냉각시스템 기술개발”의 일환으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. 특허청, “2001 신기술동향조사보고서 - 리니어 압축기기술”, 특허청, No. 1-1430000-000249-01, 2001
2. 강도현, 김문환, “자기부상 열차용 및 안내 결합형 횡지속 선형 전동기 설계에 관한 연구”, 대한전기학회논문지-B, Vol. 49, No. 2, pp. 102-109, 2000
3. 강도현, “횡자속 전동기의 고출력화”, 대한전기학회지, Vol. 52, No. 2, pp. 16-20, 2004
4. 김만희, 김권진, 주의성, 신정섭, 임병한 외, “R410A 에어컨의 성능 향상에 대한 실험적 연구”, 한국에너지공학회 1997년 추계학술대회 논문집 pp. 85 - 92, 1997
5. 유환규, 정동수 “가정용 냉방기의 대체 냉매 성능 분석을 위한 전산 해석 연구”, 한국 태양 에너지 학회 논문집, 제7권 제4호, pp. 654-666, 1995
6. 최규상, “전동형 진동식 압축기의 동적해석”, 한국과학기술원 박사학위 논문, 1999
7. Shigemi Nagatomo, “Positive Displacement

- Compressor Technology for Refrigeration",
Trans. of the JSRAE, Vol. 17, No. 2, pp.
119-136, 2000
8. G. Walker, "Miniature Refrigerators for
Cryogenic Sensors and Cold Electronics",
Clarendon Press, 1989
 9. R. Radebaugh, "Application, Fundamentals,
Thermodynamics, Classification, Type of
cryocooler, Cryocooler Problem", Workshop
on cryogenic refrigeration technology at
Korea Institute of Machinery & Materials,
KIMM, 1996
 10. Minas, C., "Nonlinear Dynamics of an Oilless
Linear Drive Reciprocating Compressor",
ASME Journal of Vibration and Acoustics,
Vol. 116, pp. 79-84, 1994
 11. Yunho Hwang, Michael Ohadi and Reinhard
Radermacher, "Natural refrigerants",
Mechanical Engineering, ASME, pp. 97 - 99,
1998
 12. Eric Granryd, Ingvar Ekoth and etc.,
"Refrigeration Engineering", Royal Institute
of Technology (Sweden), 2002
 13. Leonard Meirovitch, "Elements of Vibration
Analysis", McGraw-Hill Book Company,
1986
 14. Hiroshi Hasegawa, Atsuo Okaichi, Hidenobu
Shintaku, Mitsuhiro Ikoma, Fumitoshi
Nishiwaki, "A Study of a Linear Compressor
with a Gas Spring", Proc. International
Compressor Engineering Conference at
Purdue, Paper No. C23-4, 2004
 15. Martin Donabedian, "Spacecraft Thermal
Control Handbook, Volume II : Cryogenics",
The Aerospace Press, 2003