

인버터 열펌프내 오일순환량에 관한 실험적 연구

민 만 기*, 홍 기 수*, 황 윤 제, 황 일 남, 김 철 민, 조 관 식

*고려대학교 기계공학과, 디지털 어플라이언스 연구소 냉열응용팀

An Experimental Study on the Oil Circulation in an Inverter-Driven Heat Pump

M. K. Min*, K. S. Hong*, Y. J. Hwang, I. N. Hwang, C. M. Kim, K. S. Cho

**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul, 136-701, Korea*

Thermal Energy Application Team, Digital Appliance Laboratory

327-23, Gasan-Dong, Keumchun-Gu, Seoul, 153-023, Korea

(Received March 16, 2000; revision received June 5, 2000)

ABSTRACT: It is important to investigate characteristics of flow of refrigerant/oil mixture circulating in a refrigeration system. Therefore the oil concentration in refrigerant/oil mixture should be measured exactly by the adequate measuring instrument. In this paper, the oil concentration was measured by density monitoring system(DMS) in the liquid-line of a inverter-driven heat pump. Experimental result follows ; the main factor that have an effect on oil concentration refrigerant/oil mixture circulating in a refrigeration system is the momentum and kinematic viscosity of refrigerant/oil mixture compressed by scroll compressor.

Key words: Inverter-driven heat pump(인버터 열펌프), Refrigerant/oil mixture(냉매/오일 혼합물), Oil concentration(오일농도), Density monitoring system(밀도계)

기 호 설 명

θ : T / T_r

b : Baustian 방정식의 계수값

C : 오일농도 [Wt %]

SG : 오일/냉매 혼합물의 비중

T : 질량유량계에서의 측정온도 [K]

T_r : 기준온도 [273.15 K]

하첨자

ref : 기준조건 [실내 건습구온도 21/15.5℃, 실외 건습구온도 7/6℃, 압축기 운전주파수 80 Hz]

그리스 문자

1. 서론

인버터 열펌프의 보급이 확대되면서 국내에서도 인버터 열펌프의 성능향상에 많은 노력을 기울이고 있다. 특히 우리나라의 겨울철 기후는 실외온도가 낮기 때문에 난방운전시 압축기와 증발

† Corresponding author

Tel.: +82-2-818-7893; fax: +82-2-856-0313

E-mail address: hflag@lge.co.kr

기내에서의 오일의 유동특성을 밝혀내어 시스템의 성능향상 및 신뢰성을 확보하는 일이 매우 중요한 과제라고 할 수 있다.

난방운전시 실외온도가 낮으면 압축기내에 많은 양의 냉매가 오일에 녹아 있는데 이 상태에서 압축기가 기동하면 오일거품(oil foaming)현상이 발생한다⁽¹⁾. 이러한 현상은 실외온도가 낮으면 낮을수록 심해지며, 압축기의 신뢰성을 저하시키는 장애요인으로 작용한다. 또한 실외온도가 낮아져서 증발기에서 냉매의 증발온도가 매우 낮아지면 용해도의 감소로 인하여 오일이 냉매와 완전히 혼합하지 못하고 일부 분리되어 오일이 증발기 안이나 압축기 흡입측에 적체되어 압축기로 회수되는 오일의 양이 감소하여 증발기의 열전달성능이 저하되며, 오일이 부족한 압축기에서는 작동부위의 마모 및 저압측과 고압측간의 냉매누설 등 압축기의 안전성이 떨어진다.

이러한 영향을 분석하기 위해서는 적절한 측정법을 사용하여 시스템내를 순환하는 오일량을 파악하여야 한다. 오일의 양을 측정할 수 있는 가장 대표적인 방법은 ASHRAE STANDARD에서 제시하고 있는 추출식 측정법이다.⁽²⁾ 그러나 이 방법은 정확한 오일의 양을 측정하기 위하여 0.5 kg 이상의 오일/냉매 혼합물을 추출하여야 하기 때문에 소형 냉동사이클에 적용하기에는 비현실적이다. 이런 결점을 보완한 방법으로 비추출식 측정법이 대두되었으며, 비추출식 측정법의 대표적인 연구사례가 Baustian 등^(3,4,5), KiM 등⁽⁶⁾, Hong 등⁽⁷⁾의 연구결과이다. 이들은 밀도계를 이용하여 일

정량의 냉매와 오일을 실험장치에 주입한 후 온도변화에 따른 밀도를 측정하여 그 측정자료로부터 혼합물의 밀도가 온도와 주입한 오일농도의 함수로 표현되는 상관관계식을 제시하였으며 이로부터 오일의 농도를 예측하고자 하였다.

본 연구에서는 비추출식 오일농도 측정법을 사용하여 각 운전조건에 따른 인버터 열펌프내의 오일순환량의 변화를 고찰하여 오일순환에 따른 인버터 열펌프의 성능 및 신뢰성 향상을 위한 연구의 기초자료로 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

실험장치는 환경제어시험실, 실험용 열펌프 및 계측장치 등으로 구성되어 있다.

2.1.1 인버터 열펌프의 구성

본 실험에 사용한 인버터 열펌프는 단상 200V 50/60 Hz로 압축기를 운전시 난방표준조건(실내 건습구온도 21/15.5°C, 실외 건습구온도 7/6°C)에서 정격능력이 5.0 kW인 공기 대 공기 열펌프이다. 자세한 사양은 Table 1과 같다.

Fig. 1은 난방운전시 인버터 열펌프의 냉매순환경로를 나타낸다. 압축기를 나온 고온고압의 냉매가스는 사방밸브를 지나 실내 열교환기(응축기)로 들어간다. 실내 열교환기에서 응축되어 나온 과냉상태의 냉매는 질량유량계(밀도계 포함)를 거쳐 전자팽창밸브, 실외 열교환기, 사방밸브, 그리고 어큐뮬레이터를 지나 압축기로 돌아온다.

2.1.2 환경제어시험실 및 설비

열펌프의 성능을 측정하기 위해서는 기본적으로 ANSI/ASHRAE Standard 116-1983의 실험조건을 구현할 수 있는 환경제어설비와 공간이 필요하다. 환경제어시험실은 Fig. 1에서와 같이 두 개의 방으로 이루어져 있는데, 왼편의 큰방은 실내유닛용 시험실이고 오른편의 작은 방은 실외유닛용 시험실과 제어실이다. 실내외유닛용 시험실에는 온도 및 습도를 조절할 수 있는 공기조화기가 설치되어 있으며 실내측 시험실에는 실험용 열펌프의 성능을 공기엔탈피법으로 측정하기 위하여 실내기 입구 및 출구에서의 공기를 샘플링

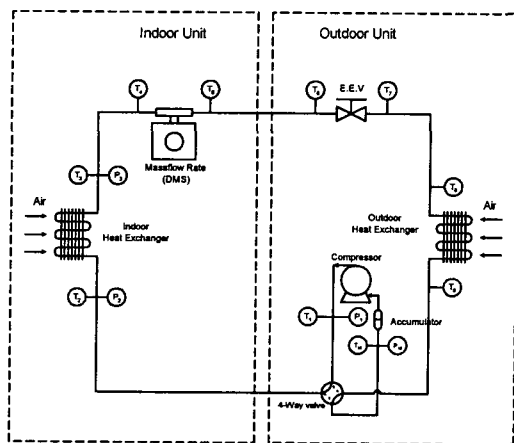


Fig. 1 Schematic diagram of test loop.

Table 1 Specifications of heat pump system

	Specification	Unit
Cycle	Heating Capacity : 5.0	kW
	Heating Power Consumption : 1700	W
	Refrigeration Oil : 4GSD	
	Charging Amount : 1030	g
Compressor	Type : High Side Scroll	
	Frequency : 30~110	Hz
	Power : 1 ϕ -200V-60Hz	
Indoor Unit	Air Flow Rate : 9.5	m ³ /min
	Fan Type : Cross Flow	
	Power Consumption (Fan) : 25	W
	Size : 275×790×159	mm
	Type : 2Row-2Path-12Step	
Outdoor Unit	Air Flow Rate : 27	m ³ /min
	Fan Type : Axial	
	Power Consumption (Fan) : 345	W
	Size : 660×660×290	mm
Expansion Device	Type : L.E.V	
	Production Maker : Pacific	

하여 건구 및 습구온도를 측정할 수 있는 수풍실이 설치되어 있으며, 실내기로부터 노즐을 통과하는 공기의 유량은 노즐 전후의 압력차 등으로 측정할 수 있다.

2.1.3 계측장치 및 부속장치

밀도계를 이용하여 열펌프내를 순환하는 오일의 양을 예측하기 위하여 필요한 실내외시험실의 건습구온도, 열펌프의 저압/고압측의 압력과 밀도계에서의 밀도 및 질량유량을 측정하였다.

압력을 측정하기 위하여 저압측과 고압측에 각각 1.7 MPa (250 Psig)와 34 MPa (500 Psig)의 측정 범위를 가지는 압력변환기(pressure trans-

Table 2 Specifications of measuring equipments

Equipments	Specification
Density Monitoring System	Model : DMS OVAL Electric Corp. Range : 0~6.0000 g/cc Accuracy : ±0.002 g/cc, 0.1 $^{\circ}$ C
Micro Motion Mass Flowmeter	Model : D25, OVAL Range : 0~10kg/min Accuracy : ±0.15% of full scale
Data Acquisition Terminal	Model : DS600, Yokogawa Electric Corp.
DC Power Supply	Model : HPS-303D Output Range : 0~30V DC, 0~3A DC

ducer)를 설치하였다. 압력계는 표준압력계(dead weight tester)를 사용하여 보정한 결과 0.5%의 오차를 나타내었다. 열전대와 RTD는 정밀항온조와 표준온도계를 사용하여 10, 20, 30 그리고 40 $^{\circ}$ C에서 측정된 결과 \pm 0.3 $^{\circ}$ C의 오차를 보였다. 질량유량계는 0 ~ 200 kg/h의 범위 내에서 0.13%의 오차를 나타내었으며, 밀도계는 0.7 ~ 1.4 g/cc 범위에서 \pm 0.0017 g/cc의 오차를 나타내었다. 주요 계측장치에 관한 자세한 사항은 Table 2와 같다.

2.2 실험방법

난방 표준조건에서 실내온도를 고정시킨 상태에서 압축기 주파수와 실외온도를 변경하면서 시스템을 순환하는 오일/냉매 혼합물의 오일농도를 밀도계를 이용하여 측정하였다.

먼저 진공펌프를 사용하여 시스템 유닛 내부를 진공으로 만든 다음 압축기 입구측에서 R-22 냉매를 주입한다. 누설여부를 확인한 다음 열펌프를 가동하고 실내 및 실외의 환경제어실현실의 온도와 습도를 일정하게 유지시킨다. 건구온도와 습구온도가 일정한 범위 내에서 머물면 일정 회전수에서 열펌프의 정상상태를 확인한다. 정상상태의 여부는 소비전력과 사이클의 온도 및 압력 등의 최소편차로 판단한다.

시스템이 정상상태를 유지할 때 결과분석에 필요한 자료를 얻기 위하여 열펌프의 액관내에서 오일/냉매 혼합물의 밀도, 질량유량, 온도 및 압력 등을 측정하였다. 액상의 혼합물의 밀도측정은 질량유량계에 밀도계인 DMS(Density monitoring system)를 연결하여 혼합물의 온도와 냉매유량을 동시에 측정하였다. 시스템이 정상상태에 도달하였을 때 오일/냉매 혼합물의 밀도값의 변동추이를 모니터링하여 밀도값이 평균값과 \pm 0.005 g/cc 이내로 유지되었을 때 최종적으로 정상상태에 도달하였다고 판단하였다.

자료의 수집은 열펌프 시스템이 최종적으로 정상상태에 도달하였을 때 10초 간격으로 10분간 파일에 저장하여 처리할 수 있도록 하였으며 각 실험조건마다 2회 측정을 하였다.

한편 사이클 특성을 분석하는데 있어서 과냉도와 흡입과열도는 팽창기 입구측과 압축기 흡입측에서 측정된 압력에 해당하는 포화온도와 각각의

위치에서 측정된 냉매측 온도와의 차이로부터 계산하였다.

본 연구에 적용한 시험조건은 Table 3에 요약한 것과 같이 KS9306의 난방표준조건 및 주 운전온도영역 조건이다. 이 경우의 실내외유닛 시험실의 온도 및 습도와 풍량의 교정과 측정방법은 표준조건을 기준으로 하며 공기엔탈피법 (Air-enthalpy method)을 이용하여 난방능력을 계산하였으며, 동시에 응축기 입출구의 냉매측 엔탈피 차이로부터 난방능력을 구하였다.

2.3 오일농도 측정

인버터 열펌프내를 순환하는 오일/냉매 혼합물의 오일농도를 측정하기 위하여 본 실험에서는 Baustian 등⁽⁵⁾이 제안한 비추출식 측정법의 하나인 밀도계를 이용한 오일농도 측정법을 적용하였다. 이를 위해서는 식(1)과 같은 오일/냉매 혼합물의 밀도와 오일농도와의 상관식을 결정하여야 하며, Fig. 2와 같은 Hong 등⁽⁷⁾이 실험을 수행하여 제시한 실험식을 활용하였다. 이들이 제시한 실험식과 실험값과의 오차폭은 최소 0.07%, 최대 1.32%이고 평균오차는 0.373%이며 이에 따른 표준오차는 0.508이었다.

$$SG = b_0 + b_1C + b_2\theta + b_3C^2 + b_4C\theta + b_5\theta^2 + b_6C^2\theta + b_7C\theta^2 + b_8C^2\theta^2 \quad (1)$$

여기서, $\theta = T / T_r$, T_r 는 273.15 K

SG는 비중, C는 오일농도

3. 결과 및 고찰

3.1 열펌프의 성능분석

Fig. 3은 난방시 운전 주파수 변화에 따른 전자팽창밸브의 최적개도에서의 시스템의 능력과 EER(Energy Efficiency Ratio ; 에너지소비효율)의 변화를 나타낸 것으로서, 60~70 Hz에서 최고 효율을 나타내었으며 이후 운전 주파수가 증가함에 따라서 감소하였다. 반면에 열량은 거의 선형적으로 증가하였다. 일반적으로 스크롤압축기의 경우 운전 주파수의 증가에 따라서 효율이 증가하다가 감소하지만 시스템에서의 효율특성이 이

Table 3 Test conditions

Indoor Dry/Wet Temp. (°C/°C)	Outdoor Dry/Wet Temp. (°C/°C)	Indoor Flow Rate (CMM)	Outdoor Flow Rate (CMM)	Frequency (Hz)
21/15.5	15/11.5	Rating	Rating	40
				50
				60
				70
	7/6			50
				60
				70
				80
	-5/			100
				70
				80
				90
	-9/			100
				80
				90
				100

와 다른 경향을 보이는 이유는 압축기 단품에서의 효율은 흡입과 토출압력을 일정하게 유지하며 측정하는 반면에 시스템에서는 운전 주파수의 변화에 따라서 흡입 및 토출압력이 변하는 조건에서 측정하기 때문이다. 주파수가 증가함에 따라서 고저압차(ΔP)가 커져서 압축기의 소비전력이 증가하는데, 이 증가율이 능력의 증가율보다 크므로 EER은 감소하는 경향을 보이게 된다.

3.2 오일농도 분석

Table 4는 실내 건습수온도를 21/15.5°C로 고정한 난방운전조건에서 압축기 주파수와 실외온

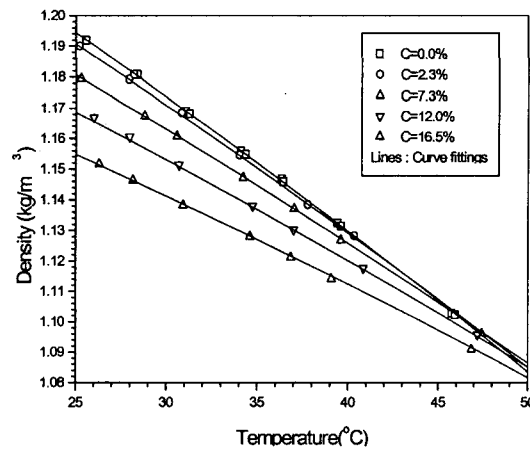


Fig. 2 Density of oil-refrigerant 22 mixtures concentration (Hong et al.⁽⁷⁾).

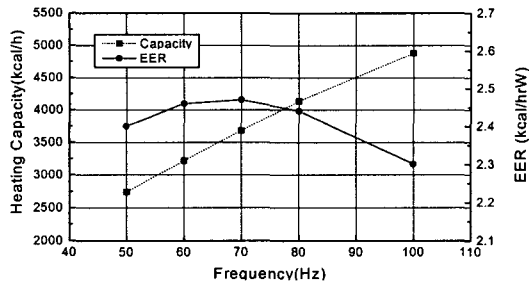


Fig. 3 Variation of EER and capacity for different frequency (Indoor : 21/15.5℃, Outdoor : 7/6℃).

도를 변화시켰을 때 사이클내를 순환하는 오일/냉매 혼합물의 오일농도를 나타내고 있다. 이때 각 오일농도는 외기 건습구온도 7/6℃, 압축기 주파수 80 Hz일 때의 오일농도(C_{ref})에 대한 비로 표시하였다. 동일 실외 건습구온도에서는 압축기 주파수가 증가할수록, 동일 압축기 주파수에서는 실외 건습구온도가 높을수록 오일농도와 오일순환량이 증가함을 알 수 있다.

정상상태의 열펌프 사이클내를 순환하는 오일/냉매 혼합물의 오일순환량은 열교환기내에 적체되어 있는 오일의 양이 일정하다고 하면 압축기에서 오일토출량과 같다. 따라서 각 운전조건에서 사이클내를 순환하는 오일농도는 압축기내에서 압축과정이 진행되는 동안에 냉매와 오일의 상태변화에 따라서 결정된다고 할 수 있으며, 적절한 오일토출량과 오일회수의 신뢰성을 확보하기 위해서는 이에 대한 연구가 필요하다. 본 연구에서 사용한 스크롤 압축기의 작동 메커니즘을 살펴보면, 스크롤에 들어온 냉매가스와 오일이 압축되어 스크롤 중심부의 출구를 나와 압축기를 가로질러 토출구로 이동한다. 이 때 오일토출량을 줄이기 위해서 설치한 분리판과 토출커버를 지나면서 오일의 일부는 압축기 하단에 위치한 오일수조로 회수되나 일부 오일은 큰 운동량을 갖는 냉매가스와 함께 압축기를 빠져 나간다. 이러한 일련의 압축과정에서 냉매와 오일의 상호작용 및 압축기 특성에 따라서 오일토출량이 결정된다. 압축기내에서의 오일토출량에 관한 기초연구로서 각 조건에서의 시스템내 오일순환량(정상상태인 경우 압축기 오일토출량)과 압축기 입출구 조건에서의 냉매/오일의 특성치인 질량유량과

Table 4 Distributions of oil concentration at standard indoor air temperature

Hz	40	50	60	70	80	90	100	110
Outdoor								
15/11.5℃	0.321	0.437	0.541	0.846				
7/6℃		0.377	0.436	0.769	1.0			
-5/℃				0.335	0.451	0.631	0.685	
-9/℃					0.334	0.509	0.613	0.696

동점도와의 관련성 여부를 검토하였다. 이를 위하여 다음과 같은 가정을 한다. 즉, 오일토출량은 운전조건에 따라 변하는 압축기내 온도, 압력, 오일/냉매 혼합물의 유량과 압축기의 종류 및 구조 등에 의해서 영향을 받는다. 각 운전조건에서 압축기내 온도, 압력 및 오일/냉매 혼합물의 유량이 변하면, 이에 따라 냉매와 오일의 상호 용해도가 변하고 오일의 동점도가 변하여 오일토출량이 달라진다. 이때 오일/냉매 혼합물의 질량유량이 증가하면, 토출가스의 운동량이 증가하고 오일토출량이 증가하여 결과적으로 오일순환량이 증가한다. 반면에 압축기내의 조건(온도, 압력)의 변화에 따라서 오일의 동점도가 증가한다면 오일은 압축기내의 운동부위의 표면과의 밀착성이 증가하여 오일토출량은 감소한다. 이들 인자의 복합 작용에 따라서 오일토출량이 결정되기 때문에 각 운전조건에서 어떤 인자가 우세한 영향을 미치는지를 밝혀내는 것은 매우 어려워져 아직까지 그 메커니즘이 명확하게 알려져 있지 않다. 본 연구의 실험에서는 압축기내 압축과정 중 오일/냉매 혼합물의 유동에 의한 운동량이 압축기에서의 오일토출량을 결정하는 가장 유력한 요소로 판단되며, 압축기내 오일의 동점도 변화에 따른 오일순환량에 대한 영향을 정량적으로 분석하기 위해서 앞으로 추가적인 연구가 요구된다.

3.2.1 실외온도 변화에 따른 오일농도 변화

Fig. 4와 Fig. 6은 압축기의 주파수를 각각 70 Hz와 80 Hz로 일정하게 유지하면서 실외건습구 온도를 변화시켰을 때 열펌프 시스템을 순환하는 오일순환량과 오일농도를 나타내고 있다. 전체적인 경향은 실외온도가 올라감에 따라서 오일순환량과 오일농도가 증가함을 알 수 있다. 이를 Fig. 5와 Fig. 7에서 분석해보면, 70Hz와 80Hz일

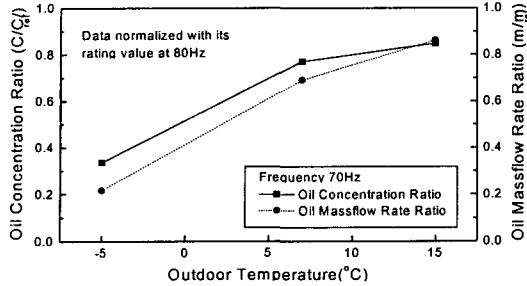


Fig. 4 Variation of oil concentration and oil massflow rate for different outdoor temperature (Comp. freq. 70Hz).

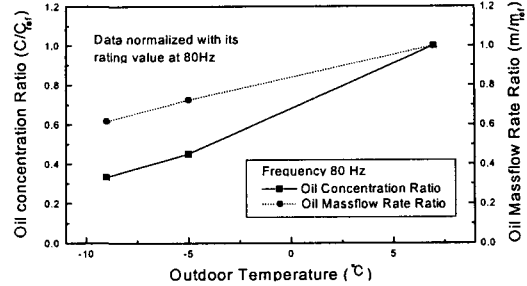


Fig. 6 Variation of oil concentration and oil massflow rate for different outdoor temperature (Comp. freq. 80Hz).

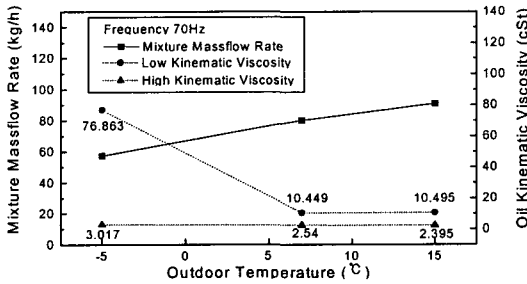


Fig. 5 Variation of mixture massflow rate and oil kinematic viscosity for outdoor temperature (Comp. freq. 70Hz).

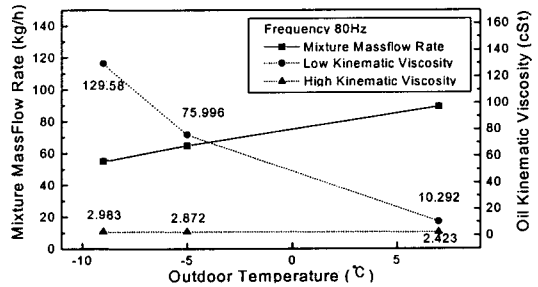


Fig. 7 Variation of mixture massflow rate and oil kinematic viscosity for outdoor temperature (Comp. freq. 80Hz).

때 실외온도가 높을수록 저압측과 고압측의 압력차가 커지고 오일/냉매 혼합물의 질량유량이 증가하여 토출가스의 운동량이 상대적으로 커지고 있다. 동점도 역시 입구(low)출구(high) 모두 감소하여 오일의 유동성을 증가시키는 것으로 판단된다. 따라서 토출가스의 운동량과 오일의 동점도의 변화가 오일토출을 증가시키는 방향으로 작용하고 있음을 알 수 있다. 그 결과 실제로 실외온도가 높을수록 오일순환량과 오일농도가 높은 값을 보이고 있다.

3.2.2 압축기 주파수 변화에 따른 오일농도 변화

Fig. 8과 Fig. 10은 실외의 건구 및 습구온도를 각각 7/6°C와 -9/ °C로 일정하게 유지하면서 압축기의 주파수를 변화시켰을 때 열펌프 시스템내를 순환하는 오일순환량과 그 때의 오일농도를 나타내고 있다. 전체적인 경향은 주파수가 증가함에 따라 오일순환량과 오일농도가 높아짐을 알

수 있다. 이를 Fig. 9와 Fig. 11에서 분석해보면, 앞서 분석했던 Fig. 5와 Fig. 7에서와 유사하다. 즉, 주파수가 증가함에 따라서 저압측과 고압측의 압력차가 커지고 오일/냉매 혼합물의 질량유량이 증가하여 토출가스의 운동량이 상대적으로 커지고 있다. 또한 압축기 입출구 양쪽 오일의 동점도가 작아져서 오일의 유동성이 증가하고 있다. 특이할 점은 실외온도가 7/6°C인 경우에 압축기 입출구의 온도와 압력조건이 변화할 때 동점도가 거의 일정하게 유지되고 있는데, 이로부터 오일토출량을 증가시키는 주요 요인중 하나가 질량유량증가에 따른 오일/냉매 혼합물의 운동량증가임을 확인할 수 있다.

3.2.3 압축기 입출구조건에 따른 오일농도 변화

Table 5는 실외 건습구온도가 15/11.5°C에서 압축기 주파수가 60 Hz와 70 Hz인 경우와 실외 건습구온도가 7/6°C에서 압축기 주파수가 70 Hz

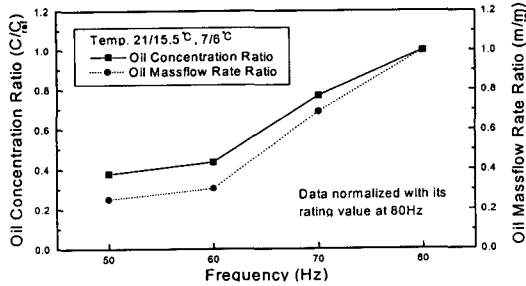


Fig. 8 Variation of oil concentration and oil massflow rate for compressor frequency (Outdoor temp. 7/6°C).

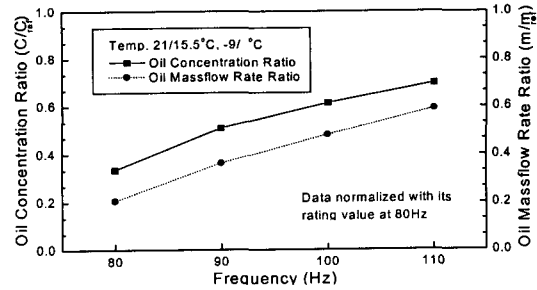


Fig. 10 Variation of oil concentration and oil massflow rate for compressor frequency (Outdoor temp. -9°C).

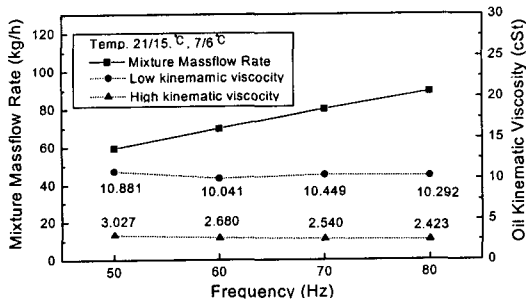


Fig. 9 Variation of mixture massflow rate and oil kinematic viscosity for compressor frequency (Outdoor temp. 7/6°C).

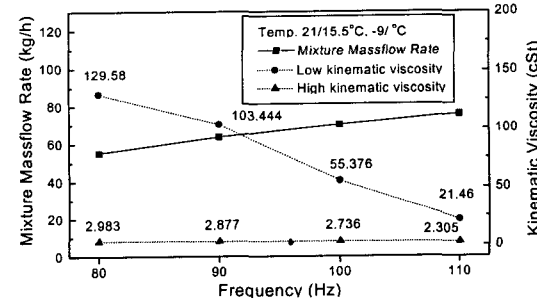


Fig. 11 Variation of mixture massflow rate and oil kinematic viscosity for compressor frequency (Outdoor temp. -9°C).

Table 5 Oil concentration for compressor-state

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Indoor Temp.(°C)	21/15.5			
Outdoor Temp.(°C)	15/11.5		7/6	
Comp. Frequency (Hz)	60	70	70	80
Inlet Press.(MPa)	0.578	0.572	0.489	0.486
Outlet Press.(MPa)	1.916	2.097	1.902	2.115
Inlet Temp.(°C)	15.5	15.4	6.8	6.0
Outlet Temp.(°C)	97.5	107.0	101.2	110.2
Compression Ratio	3.317	3.664	3.891	4.356
Inlet Dynamic Viscosity(cSt)	9.769	10.495	10.449	10.292
Outlet Dynamic Viscosity(cSt)	2.467	2.395	2.540	2.423
Mass Flow Rate(kg/h)	80.0	90.9	80.1	89.3
Oil Concentration Ratio (C/C _{ref})	0.541	0.846	0.769	1.0

와 80 Hz인 경우에 대하여 압축기 입출구에서의 온도와 압력에 따른 여러 인자들의 값을 나타내고 있다. Case 1과 Case 3, 그리고 Case 2와 Case 4는 압축기 입출구 온도와 압력에서 질량유량과 오일의 동점도가 유사한 값을 가짐에도 불구하고 표준화된 오일농도에 차이가 있음을 알 수 있다. 이것은 실외온도가 낮으면 동일한 질량유량을 순환시키기 위해서는 압축기 주파수를 증가시켜야 하므로 이 결과 압축과정에서 압축기내의 냉매가스와 오일이 혼합하는 기회가 증가해서 이에 따라 냉매가스에 오일이 뒤섞여 토출되는 양이 증가한다. 따라서 오일농도의 증가요인으로 작용한다.

4. 결론

본 연구에서는 비추출식 오일농도 측정법을 사

용하여 각 운전조건에 따른 인버터 열펌프내의 오일순환량의 변화를 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압축기 주파수가 일정할 때 실외온도가 높을수록 시스템내를 순환하는 오일/냉매 혼합물의 오일농도와 오일순환량이 증가한다.

(2) 실외온도가 일정할 때 압축기 주파수가 높을수록 시스템내를 순환하는 오일/냉매 혼합물의 오일농도와 오일순환량이 증가한다.

(3) 결론 1과 2로부터 오일농도와 오일순환량에 영향을 주는 유력한 인자 중의 하나가 오일/냉매 혼합물의 질량유량임을 알 수 있다.

(4) 동일한 유량에서는 압축기 주파수가 높을수록 오일농도와 오일순환량이 증가한다.

후 기

본 연구는 LG전자 디지털 어플라이언스연구소의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Yanagisawa, T., and Shimizu, T., 1986, Foaming of refrigerating oil in a rolling piston type rotary compressor, International Journal of Refrigeration, Vol. 9.
2. ANSI/ASHRAE Standard 41.4-1984, Standard method for measurement of proportion of oil in liquid refrigerant.
3. Baustian, J. J., Pate, M. B., and Bergles, A. E. 1988, Measuring the concentration of a flowing oil-refrigerant mixture : Instrument test facility and initial results, ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 1, pp. 167-174.
4. Baustian, J. J., Pate, M. B., and Bergles, A. E. 1988, Measuring the concentration of a flowing oil-refrigerant mixture with a vibrating U-tube densimeter, ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 2, pp. 575-587.
5. ASHREA Research Project No. 356, Real Time Determination of Concentration of Oil Dissolved in Refrigerant Flow Stream Without Sample Removal.
6. Kim, S. H., Kim, C. N., Park, Y. M., 1997, An investigation on the si · tu measurement of the oil-concentration with densimeter, preceeding of the SAREK '97 Annual Winter Conference, pp. 333-338.
7. Hong K. S., Hwang, I. N., Min, M. K., 1998, An study on the oil circulation in an inverter heat pump cycle, Research institute of Engineering and Technology, Korea University.