



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)



碩士學位論文

자동차용 공기조화기의 부분부하  
운전특성에 관한 실험적 연구

濟州大學校 大學院

機械工學科

金 鐘 佑

2012年 2月



# 자동차용 공기조화기의 부분부하 운전특성에 관한 실험적 연구

指導教授 朴潤鐵

金鐘佑

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2012年 2月

金鐘佑의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 \_\_\_\_\_ (印)  
委 員 \_\_\_\_\_ (印)  
委 員 \_\_\_\_\_ (印)

濟州大學校 大學院

2012年 2月



# An Experimental Study on Cyclic Performance of the Mobile Air-conditioner

Jongwoo Kim

(Supervised by professor Youn Cheol Park)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of  
Master of Engineering

2012. 2

Department of Mechanical Engineering

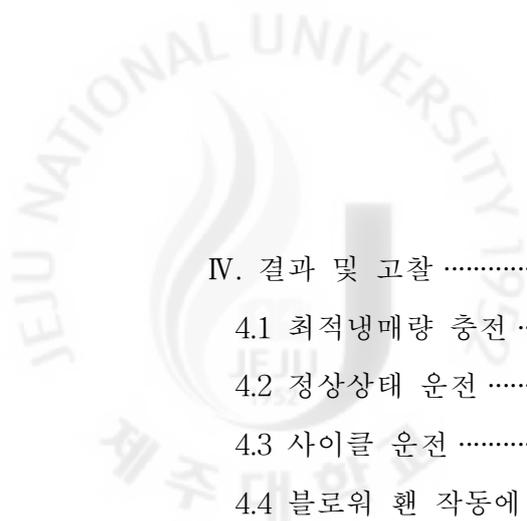
GRADUATE SCHOOL

JEJU NATIONAL UNIVERSITY



## 목 차

List of Figures .....	iii
List of Tables .....	vi
Nomenclature .....	vii
Summary .....	ix
I. 서 론 .....	1
1.1 연구배경 .....	1
1.2 연구동향 및 연구목적 .....	2
II. 이론해석 .....	4
2.1 부하변동 및 단속운전에 따른 성능변화 .....	4
2.2 냉난방부하계수 및 부분부하계수 .....	8
2.2.1 냉방부하계수 및 난방부하계수 .....	8
2.2.2 부분부하계수 .....	10
2.2.3 일부하계수 .....	12
2.3 단속운전 효율저하계수 .....	13
III. 실험장치 및 실험방법 .....	19
3.1. 실험장치 .....	19
3.1.1 환경제어 설비 .....	19
3.1.2 자동차용 공기조화 장치 .....	28
3.1.3 계측장치 .....	35
3.2 실험조건 및 실험방법 .....	42



IV. 결과 및 고찰 .....	45
4.1 최적냉매량 충전 .....	45
4.2 정상상태 운전 .....	47
4.3 사이클 운전 .....	51
4.4 블로워 환 작동에 따른 사이클 운전 .....	55
4.5 엔진 회전수 변화에 따른 사이클 운전 .....	60
V. 결    론 .....	64
참고문헌 .....	66



## List of Figures

Fig. 1 COP variation with outdoor temperature .....	6
Fig. 2 Variation of cooling capacity on cyclic operation with time .....	7
Fig. 3 Cyclic operation of an air conditioner .....	9
Fig. 4 System capacity and power variation in cyclic operation with time ..	11
Fig. 5 Variation of power consumption on cyclic operation .....	12
Fig. 6 Non-dimensional parameters for cyclic performance in cooling operation of the system .....	14
Fig. 7 Variation of cyclic operation performance with slope "m" .....	16
Fig. 8 Variation of PLF with variation of CLF .....	18
Fig. 9 Picture of environmental chambers .....	22
Fig. 10 Schematic diagram of experimental apparatus .....	23
Fig. 11 View of control part of the psychrometric chambers .....	24
Fig. 12 Chiller for cooling of the outdoor psychrometric chamber .....	25
Fig. 13 Front view of the outdoor chamber .....	26
Fig. 14 Cord tester in the indoor chamber for measuring dry and wet bulb temperature and flow rate .....	27
Fig. 15 Picture of the power transmit mechanism from driving motor to the clutch .....	30
Fig. 16 Picture of 3-phase AC motor with 18.5kW capacity .....	31
Fig. 17 Stand of compressor test rig with torque meter and RPM sensor ..	32
Fig. 18 View of digital low pressure switch .....	33
Fig. 19 View of temperature control unit and composite timer for on/off control of the compressor .....	34
Fig. 20 View of pressure and temperature(Omega 1/16") measuring jig in the	

refrigerant loop .....	36
Fig. 21 View of coriolis type mass flow meter and transmitter .....	37
Fig. 22 Differential pressure transmitter for measuring pressure difference between nozzles for measuring air flow rate of the heat exchangers ..	38
Fig. 23 View of pressure transmitter to measuring cycle pressure of the system .....	39
Fig. 24 Variation of superheating and subcooling with charge amount .....	46
Fig. 25 System performance with variable outdoor temperature on steady state .....	48
Fig. 26 System performance and test condition variation with time (32°C outdoor temperature) .....	49
Fig. 27 System performance and test condition variation with time (27°C outdoor temperature) .....	49
Fig. 28 System performance and test condition variation with time (21°C outdoor temperature) .....	50
Fig. 29 Variation of CLF, WLF, PLF, and $C_D$ with variation of outdoor temperature .....	53
Fig. 30 Capacity and power variation with time in cycle operating at 32°C outdoor temperature .....	53
Fig. 31 Capacity and power variation with time in cycle operating at 27°C outdoor temperature .....	54
Fig. 32 Capacity and power variation with time in cycle operating at 21°C outdoor temperature .....	54
Fig. 33 Characteristic of nozzle pressure drop with cyclic operation .....	57
Fig. 34 CLF, WLF, PLF, and $C_D$ variation with outdoor temperature when the blower fan was controlled by on and off .....	58
Fig. 35 Power and capacity variation with time at 32 °C outdoor temperature when the blower fan was controlled by on and off .....	58

Fig. 36 Power and capacity variation with time at 27°C outdoor temperature  
when the blower fan was controlled by on and off ..... 59

Fig. 37 Power and capacity variation with time at 21°C outdoor temperature  
when the blower fan was controlled by on and off ..... 59

Fig. 38 System performance with variation of the compressor speed ..... 61

Fig. 39 System performance at the idling state of the compressor ..... 62

Fig. 40 System performance at the intermediate speed of the compressor ..... 62

Fig. 41 System performance at the highway speed of the compressor ..... 63



## List of Tables

Table 1 Nozzle flow coefficient( $C_d$ ) according to appendix 2 table 2 in KS C9306 .....	21
Table 2 Specification of the torque meter .....	40
Table 3 Specification of the RPM sensor .....	40
Table 4 Specification of digital pressure transducer .....	41
Table 5 Specification of the mass flow meter .....	41
Table 6 Experimental conditions for the car air-conditioning system .....	44
Table 7 Test condition for optimum charge .....	46
Table 8 Experimental performance in steady state .....	48
Table 9 Experimental performance of cyclic operation .....	52
Table 10 Performance of cyclic operation with controlled blower fan .....	57
Table 11 Experimental performance of each driving mode .....	61

## Nomenclature

$A$	: Nozzle cross section ( $m^2$ )
$C_d$	: Flow coefficient of nozzle
$C_D$	: Cycle degradation coefficient
COP	: Coefficient of performance
$COP_{ss}$	: Coefficient of performance in steady state
$COP_{cyc}$	: Coefficient of performance in cyclic operation
CLF	: Cooling load factor
$D_n$	: Nozzle diameter ( $m$ )
$\Delta h_p$	: Differential pressure at nozzle ( $kPa$ )
HLF	: Heating load factor
$P$	: Pressure at nozzle ( $kPa$ )
PLF	: Part load factor
$Q$	: Air volume ( $m^3/s$ )
$Q_{ss}$	: Cooling capacity in steady state (W)
$Q_{cyc}$	: Cooling capacity in cyclic operation (W)
$Q_{TL}$	: Transient heat loss (W)
$Re$	: Reynolds number
RH	: Relative humidity (%)
RPM	: Revolution per minute
$T_{out}$	: Outdoor temperature ( $^{\circ}C$ )
$t$	: Time (sec)
$t_{on}$	: Compressor operation time (sec)
WLF	: Work load factor
$W_{ss}$	: Power consumption in steady state (W)

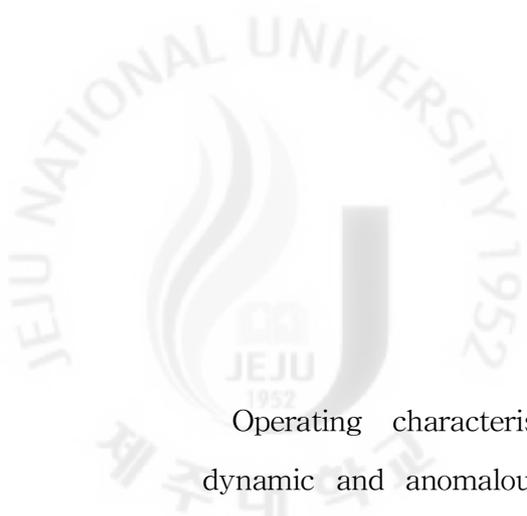
$W_{cyc}$	: Power consumption in cyclic operation (W)
$v_n$	: Specific volume at nozzle entrance ( $m^3/kg$ )
$V_n$	: Velocity of flow at nozzle ( $m/s$ )
$x$	: Absolute humidity at nozzle entrance ( $kg/kg'$ )

## Subscripts

ss	: steady state
cyc	: cycle
p	: differential pressure
TL	: transient heat loss
out	: outdoor
n	: nozzle

## Greek Symbols

$\tau$	: Cycle time (sec)
$\nu$	: Kinematic viscosity ( $m^2/s$ )



## SUMMARY

Operating characteristic of an air conditioning system for vehicle is dynamic and anomalous. Due to the dynamic behavior of the system, the performance measurement should be taken in account in many different kind of environmental condition with various thermodynamic variables.

One of the driving condition of the system, rotating speed of the compressor for air conditioning is the most important factor consideration that is directly connected to the vehicle engine through clutch and belt. The engine was simulated with 18.5KW class AC motor to drive the compressor.

The study was conducted to get performance information at various driving condition of the vehicle. The experiments was performed in 3 driving mode (Idling, Intermediate and Highway speed) on the same compartment temperature condition and changing inlet air temperature and air flow rate passing through the outdoor heat exchanger. For the cyclic operation of the system in the mobile air conditioning system, the on/off operation of the blower fan of the indoor heat exchanger was conducted to know about the effect of the heat release during the off period of the compressor.

As results, cooling capacity decreased a little in steady state with reducing the outdoor temperature however the power consumption of the system increased significantly. This is due to high specific volume of the circulating refrigerants in the suction line of the compressor by overheating of the refrigerant.

In the experiment for the on and off operation of the blower fan in the compartment heat exchanger, the delay time of the system was reduce more that continuous operation of the fan.

Changing the driving speed of the vehicle yields the variation of the

compressor speed. The test for the variation of the compressor was conducted in 3 kinds of operation mode with Idling(900rpm), Intermediate (1800rpm) and Highway(2500rpm) speed. Each mode showed similar level of cooling capacity, however, power consumption show a considerable different. System efficiency is highest at idling-mode.

# I. 서 론

## 1.1 연구배경

현대의 자동차 기술개발은 연비의 향상 및 환경보존 등으로 인한 환경 친화적 차량기술 및 다양한 소비자의 욕구를 만족시키고 안전과 편의성 향상 등의 요구를 수용할 수 있는 차세대 자동차 기술에 역점을 두고 기술개발이 진행되고 있다. 또한 자동차산업이 발전하고 국민생활수준이 향상되면서 자동차의 성능향상이 더욱 강조되고 있다.

소비자는 안전성 및 성능이 우수하고 쾌적한 운전환경을 갖춘 자동차를 선호하는 추세이다. 쾌적한 운전환경은 공기조화기의 성능에 가장 큰 영향을 받으며, 수요자의 만족도와 직결되기 때문에 공기조화기의 우수한 성능과 품질을 확보하는 것이 무엇보다도 중요하다.[1]

자동차 공기조화기는 연료소비에 있어 약 10%~20%의 영향을 미치며, 그 중에서도 압축기는 공기조화기 동력의 약 50%를 소비하므로 가장 중요한 부품이기도 하다. 지금까지는 연비를 향상시키기 위하여 공기조화기의 중량을 저감시키는 것을 이슈로 진행되어 왔다. 하지만 최근에는 압축기의 개선이 주요 이슈가 되고 있고, 자동차용 공기조화기용 압축기의 소요동력에 대한 정확한 정보를 얻어 내는 것이 매우 중요해 졌다.

그러나 자동차용 공기조화기의 요소기기 중에서 압축기의 동력원은 엔진에 의해 결정됨으로 압축기 회전수를 임의로 조절하는 것이 대개는 난해하다. 따라서 자동차의 냉방용량조절은 냉동사이클의 저압스위치를 통하여 제어되는 전자클러치에 의한 단속운전을 실시하는 경우가 대부분이다. 차량용 공기조화기의 구성은 다른 일반 공조기에 비하여 기기의 구성은 비슷하지만 동적이기 때문에 냉방에너지 수요를 정확히 파악하기 어렵고, 운전 및 외부조건 등의 제약과 복잡성으로 최적설계에 많은 어려움이 따르는 실정이다.[2]

## 1.2 연구동향 및 연구목적

공기조화기의 에너지 소비 효율을 나타내는 주요 인자로 지금까지 냉방시는 EER(COP<sub>c</sub>) 및 난방시는 COP(COP<sub>h</sub>)를 사용하여 각 하나의 시험조건(최대 운전시)에서 에너지 효율(냉방/난방능력/소비전력)을 사용하여 왔으며, 이러한 인자를 통해 우리나라를 비롯한 많은 국가에서는 에너지 소비효율 제도(에너지 표시제도)를 운영하여 왔다. 하지만 최근 일본을 필두로 보다 고효율의 제품을 개발하기 위한 노력으로 인버터 및 용량 가변형 제품들이 시장에 출시하였다.

따라서 이제는 하나의 시험조건에 따른 장치의 성능 인자보다는 다수의 조건 즉 연간 운전을 포함하는 조건에서 장치의 성능 지수로 EER은 SEER(Seasonal energy efficiency ratio)로 나타내며, COP는 HSPF(Heating seasonal performance factor)로 표시하는 다양한 실험조건에서 다수의 성능실험을 수행하여 성능지수를 표현하는 연간 성능평가 방안이 추진 중이다. 즉, 기존의 ISO 표준은 에너지 효율(EER 및 COP)을 측정 하는 방법이 기존의 한 점(최대 능력)에서 측정하는 기준을 계속 유지하고 있어, 최근 신기술 히트펌프의 부분에서는 2006년 9월 한국에서 개최된 ISO TC86 총회 및 SC6 총회에서 일본이 제안한 부분부하를 측정 할 수 있는 연간 성능 효율(AFP, Annual Performance Factor)을 적용하고자 하는 새로운 WG(Working Group)을 제시하여 2007년 1월 미국에서 개최된 총회에서 과제가 승인되었다.

현재 ISO TC86 SC6 WG(Dan Ellis주도)에서 “Air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps - Testing and calculating methods for seasonal performance factor” 개발 작업이 진행 중에 있다.[3, 4, 5]

공기조화기의 성능평가 국가규격인 KS C 9306[15]이 현존하고 있으나 이는 단순히 일반 공기조화기에 대한 표준안으로 자동차용 공기조화장치의 성능 확인 및 검증에 대한 기준 및 기술은 현재 미비한 실정이다.

본 연구에서는 현재 판매중인 승용차량을 대상으로 차량의 엔진회전 속도에 따라 압축기의 회전속도, 응축기의 공기유입량 등 다양한 운전조건에서 변화하는 자동차용 공기조화기의 정상상태 및 부분부하운전시의 부하변동에 대한 시스템

의 성능 특성을 분석하여 자동차용 공기조화장치의 성능예측 및 검증을 위한 자료를 제시하기 위하여 차량용 공조기의 정량적 열성능을 평가하였다.

## II. 이론해석

### 2.1 부하변동 및 단속운전에 따른 성능변화

냉동기나 열펌프의 성능은 성능계수(COP; Coefficient of Performance)로 표시하고 있다. 이 성능계수 COP는 종래의 시험방법에서는 정격조건에서 얻은 오직 하나만의 고정상수로 성능을 제시하는 방법이다.

그러나 외기온도의 변동과 부하변동, 또는 비정상상태에서의 단속운전을 실시하는 자동차용 공기조화기에 있어서 COP는 외기온도와 압축기의 운전시간에 따라 달라진다. 공기조화기의 운전시간을 1사이클의 시간  $\tau$ 에 대한 비인  $t_{on}/\tau$ 로 나타내면 COP에 대한 다음의 관계가 성립한다.[6]

$$COP = f(T_{out}, t_{on}/\tau) \quad (1)$$

냉방계절인 여름에 외기온도  $T_{out}$ 가 ISO의 정상상태 정격조건(외기온도 35℃ 및 실내온도 27℃)인 35℃ 보다 높아지거나 또는 난방계절인 겨울에 있어서는 정격조건(외기온도 7℃ 및 실내온도 20℃)인 7℃의 외기온도보다 낮아지면 응축온도와 증발온도의 차가 커져서 공기조화기 또는 열펌프의 냉매순환량, 냉방용량 및 COP는 감소하며, 압축동력은 증가한다.[7]

Fig. 1은 환경제어실험실에서 외기온도를 변동시키면서 각 외기온도별 정상상태에서의 난방운전을 하는 공기조화기의 COP가 정상상태에서의 외기온도의 저하에 따라 감소하는 것을 보여 주고 있다.

공기조화기가 단속운전을 할 때의 성능은 정상상태의 연속운전을 하는 경우보다 성능이 저하된다. 이것은 공조기가 정지중(Off-cycle)에 정적인 평형상태에 도달하였다가 다음 사이클의 기동직후에 동적 평형상태에 도달하기 위해서는 추가

의 에너지가 소요되기 때문에 발생하는 현상이다.

Fig. 2는 Washington D.C.의 근교에 있는 실험대상 주택에 설치되어 있는 3 RT(Refrigerating ton)용량의 열펌프 유닛의 현장시험에서 얻은 자료중의 하나로서 난방운전의 사이클을 나타낸 것이다.[8,9] 이 사이클의 운전시간은  $\tau$ , 압축기 운전시간은  $t_{on}$ 이며, 시간에 대하여 실내코일의 방출열용량을 표시한 것으로서 기동 직후의 pull-up 기간 중의 열용량은 정상상태운전시의 용량보다 작다. Fig. 2에서 빗금친 부분은 동적평형상태에 도달하기 전에 발생하는 에너지 손실량을 나타낸다. 이 손실용량( $Q_{TL}$ ; Transient heat loss)은 공기조화기 및 열펌프의 설계에 따라 또는 압축기의 운전시간 및 정지시간에 따라 달라지며, 또한 난방운전시의 증발기의 적상(Frosting)에 따라서도 크게 달라진다. 적상효과(Frosting effect)에 의한 성능저하에 대하여는 본 논문에서는 제외하기로 하고 운전시간에 따른 성능의 변화에 대해서만 고려하며 사이클 운전에 대한 무차원변수로  $t_{on}/\tau$ 를 도입하여 성능의 변화를 표시할 수 있다.[7]

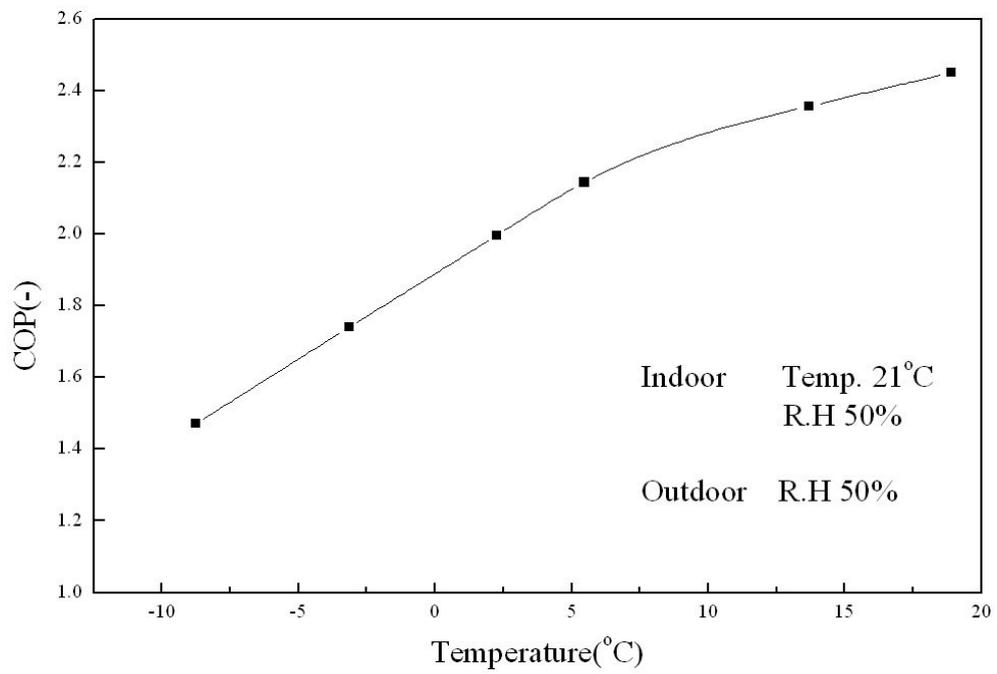


Fig. 1 COP variation with outdoor temperature

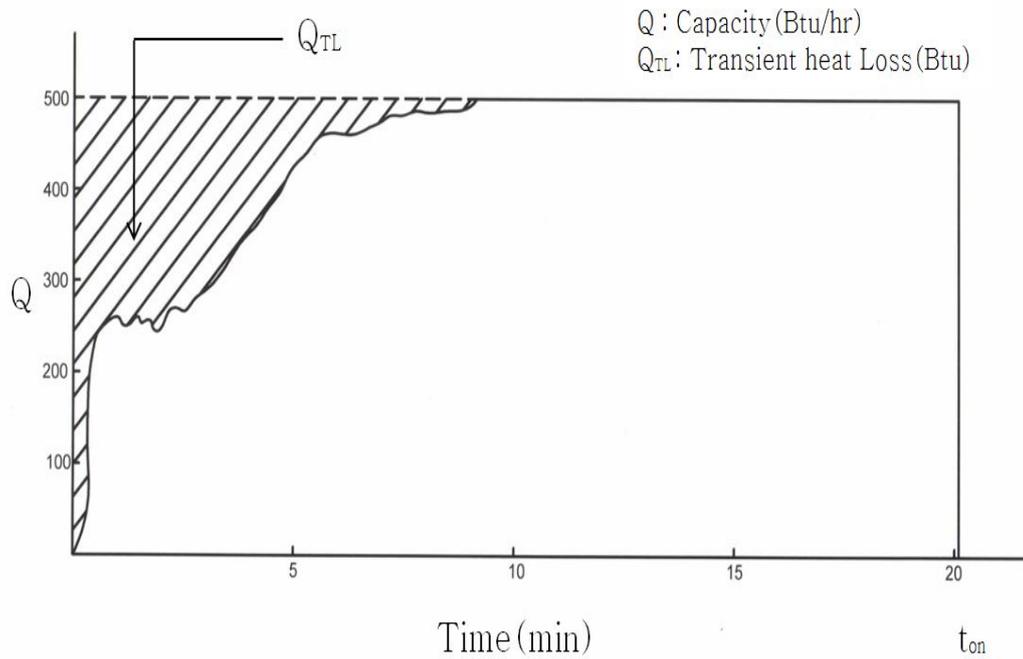


Fig. 2 Variation of cooling capacity on cyclic operation with time

## 2.2 냉난방부하계수 및 부분부하계수

### 2.2.1 냉방부하계수 및 난방부하계수

정상상태의 냉방용량에 대한 단속운전의 냉방 용량의 비를 냉방부하계수(CLF; Cooling Load Factor)라 한다. 이것은 식 (2)로서 정의되며 Fig. 3에 잘 나타나 있다.

$$CLF = \frac{Q_{cyc} \cdot t_{on}}{Q_{ss} \cdot \tau} \quad (2)$$

Fig. 3에서  $Q_{cyc}$ 은  $t_{on}$  기간중의 평균열용량이며,  $Q_{ss} \cdot \tau$ 는 사이클기간 중에 정상상태 운전에서 얻는 열용량으로서 Fig. 3의 사변형(1-2-3-4)에 해당한다. 그러므로 냉방부하계수는 공기조화기에서 사이클 시간 중에 정상상태로 운전할 때의 냉방용량에 대한 단속운전에서의 냉방용량의 비로 정의된다.

식 (2)에서  $Q_{ss}$ 는 Fig. 1에서와 같이 외기운전  $T_{out}$ 에 따라 변동하는 열용량이다. 이 CLF는 다음에 설명하는 HLF(Heating Load Factor)와 마찬가지로 공기조화기 또는 열펌프의 실제운전에 있어서 단속효과 때문에 저하되는  $COP_{cyc}$ 와  $COP_{ss}$ 에 대한 비인 PLF(Part Load Factor)와의 관계를 표시하는데 필요한 무차원 독립변수이다. 이것은 냉각 및 난방부하계수를 나타내는 식 (2) 또는 식 (3)이 정상상태운전에서의 열용량( $Q_{ss}$ )에 대한 1사이클의 기간( $\tau$ )중  $t_{on}$ 의 기간에만 발생한 비정상운전(Transient operation)의 열용량의 비로서, 이는 단속운전에서 고유하게 갖는  $Q_{TL}$ 과 이를 지배하는  $t_{on}/\tau$ 에 의한 단속효과를 수치적으로 나타낸 계수이다. 따라서 단속효과 때문에 발생하는 성능의 저하비율인 PLF는 단속효과를 수치적으로 나타내는 CLF나 HLF의 함수로 나타낼 수 있다.[7]

난방부하계수도 냉방부하계수와 같은 방법으로 식 (3)과 같이 정의되며 앞서 설명한 Fig. 3의 내용과 동일하게 정의된다.

$$HLF = \frac{Q_{cyc} \cdot t_{on}}{Q_{ss} \cdot \tau} \quad (3)$$

$Q_{cyc} \cdot t_{on}$  : 단속운전 시  $t_{on}$  기간 중에 얻은 난방열용량 (W)

$Q_{ss}$  : 정상상태운전 시 얻는 난방열용량 (W)

$\tau$  : 사이클시간 (sec)

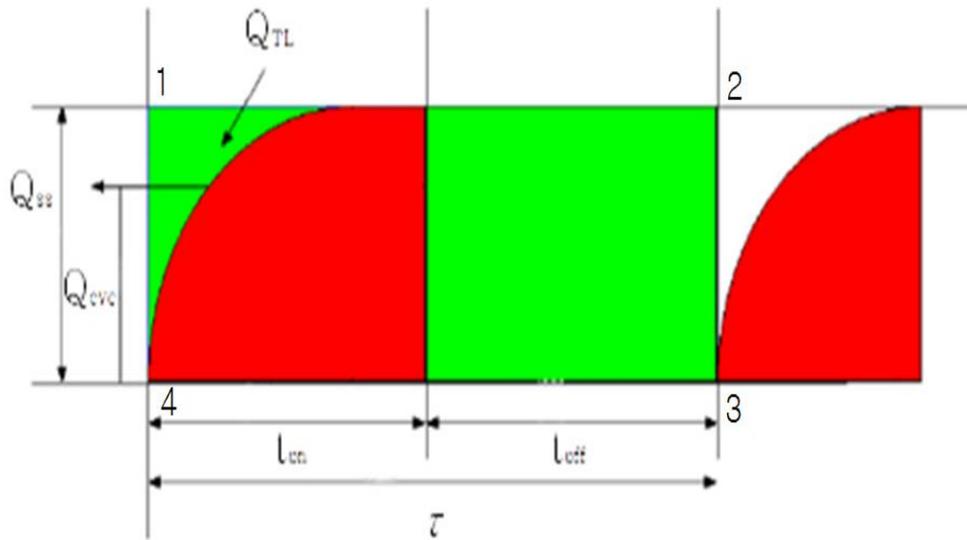


Fig. 3 Cyclic operation of an air conditioner

### 2.2.2 부분부하계수

부분부하계수(PLF; Part Load Factor)는 공기조화기에서 단속운전을 수행함으로써 발생하는 성능의 저하를 나타내는 용어이다. 이는 공기조화기에서 단속운전을 할 때의 성능이 이상적인 정상상태에서 얻는 성능목표에 얼마만큼 접근하고 있는가를 나타내는 계수로서 다음의 식 (4)와 같이 정의된다.

$$PLF = \frac{COP_{cyc}}{COP_{ss}} \quad (4)$$

$COP_{cyc}$  : 단속운전에서의 성능계수

$COP_{ss}$  : 정상상태 운전에서의 성능계수

PLF는 냉난방의 모든 운전에서 동일하게 정의될 수 있으며, 1-PLF는 식 (5)와 같이 적용될 수 있다.

$$1 - PLF = \frac{COP_{ss} - COP_{cyc}}{COP_{ss}} \quad (5)$$

PLF는 공기조화기나 열펌프가 정상상태운전으로부터 부분부하운전으로 전환하기 때문에 발생하는 성능저하비율을 나타낸 것이다. 실제적인 부분부하 운전특성은 Fig. 4와 같다[11]. 이것은 20초를 1사이클로 설정하고 시간제어 부분부하운전을 수행 하였을 때의 운전특성을 나타내고 있다.

압축기가 on상태가 되면 냉방능력은 선형적인 증가를 나타내고, off상태로 정지되면, 냉방능력은 압축기가 정지되는 순간 zero상태가 되는 것이 아니라 증가선과 유사한 선형적인 감소를 나타냄을 확인 할 수 있다. 이것은 압축기가 운전을 정지하였음에도 불구하고 블로워 팬이 지속적인 운전을 하기 때문이다. 블로워 팬이 지속적인 운전을 함에 따라, 열교환기 내의 잔류 냉매와 지속적인 열교환을 수행하기 때문이다. 또한 소비동력 곡선은 기동전류에 의해 압축기가 on상

태로 진입 할 때에 순간적으로 증가하였다가 시간이 지남에 따라 선형적으로 감소하는 경향을 보인다. 이것은 부분부하운전을 할 때 초기 기동전류에 의해 정상 상태 운전시보다 높은 전력소모가 이루어지기 때문이다. 압축기가 정지 또는 운전을 반복하는 횟수가 증가 할수록 손실이 증가한다.

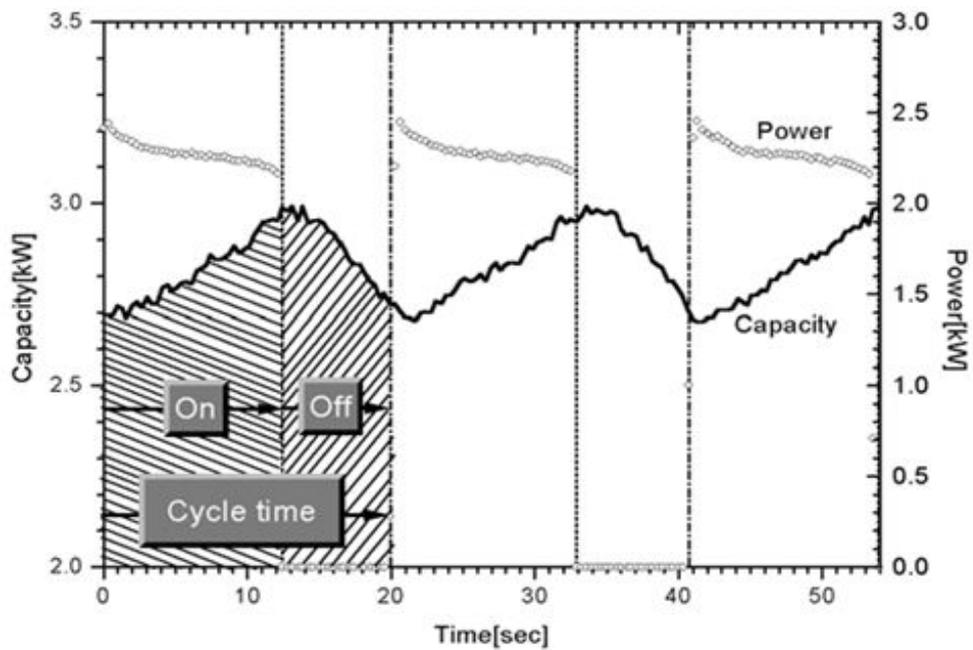


Fig. 4 System capacity and power variation in cyclic operation with time

### 2.2.3 일부하계수

공기조화기에 있어서 기동중의 압축기동력은 정상운전중의 압축기동력보다 많이 소비된다. 정상상태에서의 소비동력에 대한 단속운전상태의 소비동력의 비를 일부하계수 (WLF; Work Load Factor)라 하며 다음의 식 (6)으로 정의된다.

$$WLF = \frac{W_{cyc} \cdot t_{on}}{W_{ss} \cdot \tau} \quad (6)$$

$W_{cyc} \cdot t_{on}$  : 단속운전에서의  $t_{on}$ 기간 중에 소비된 일량 (W-sec)

$W_{ss} \cdot \tau$  : 정상상태운전에서의 사이클기간( $\tau$ )중에 소비된 일량 (W-sec)

Fig. 5에서  $W_{cyc} \cdot t_{on}$ 은 빗금친 부분에 해당하며,  $W_{ss} \cdot \tau$ 는 Fig. 5에서 점을 찍은 사변형의 면적에 해당한다.  $W_{cyc}/t_{on}$ 은  $t_{on}$ 기간 중의 평균동력  $W_{cyc}$ 인데, 이것은 정상상태운전의 동력  $W_{ss}$ 보다 크다. 여기서 주의할 것은  $W_{ss}$ 는 외기온도의 저하에 따라 앞서의  $Q_{ss}$ 가 감소하는 것처럼  $T_{out}$ 의 저하에 따라 감소한다는 사실이다. 이것은  $T_{out}$ 이 감소할 때 사이클의 냉매순환량이 감소하기 때문이다.

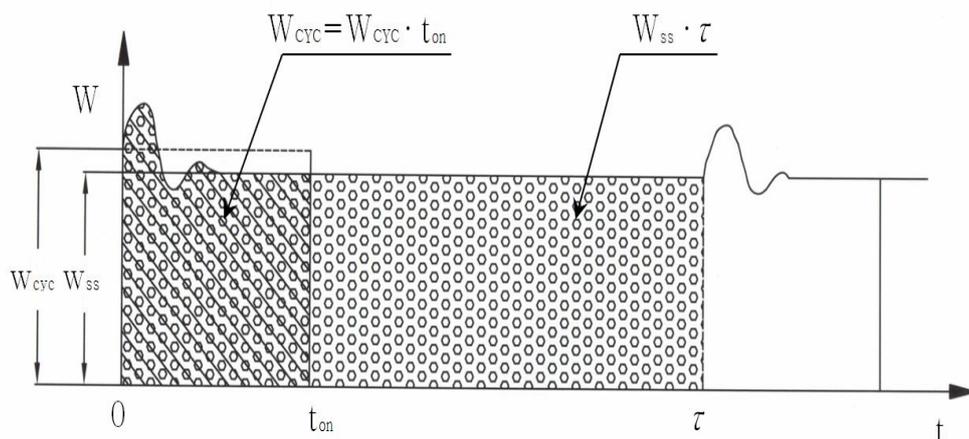


Fig. 5 Variation of power consumption on cyclic operation

### 2.3 단속운전 효율저하계수 ( $C_D$ ; Cycle Degradation Coefficient)

WLF는 CLF 및 HLF와 마찬가지로 공기조화장치에 있어서  $t_{on}/\tau$ 의 변화, 또는 설계에 따라 달라진다. 그러므로 정해진 장치에 있어서 CLF 또는 HLF의 값에 대하여 WLF도 이와 관련된 값을 갖는다. 따라서 CLF(또는 HLF), WLF 및 PLF의 무차원 성능변수들은 다음과 같은 관계가 있다. 즉, CLF(또는 HLF)를 WLF로 나누면 식 (7)과 같은 관계식이 성립한다.

$$\frac{CLF}{WLF} = \frac{Q_{cyc} \cdot t_{on}}{Q_{ss} \cdot \tau} / \frac{W_{cyc} \cdot t_{on}}{W_{ss} \cdot \tau} = \frac{Q_{cyc}/W_{cyc}}{Q_{ss}/W_{ss}} = PLF \quad (7)$$

따라서 냉방운전을 할 경우에 PLF는 식 (8)과 같이 나타나며,

$$PLF = \frac{CLF}{WLF} \quad (8)$$

난방운전의 경우에는 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$PLF = \frac{HLF}{WLF} \quad (9)$$

본 연구는 자동차용 공기조화기로서 난방의 경우에는 코어히터에 엔진열을 공급하여 난방에 사용하기 때문에 냉방에 대하여만 고려한다.

CLF를 x축에 적용하고 이에 대한 PLF 및 WLF를 y축에 적용하여 성능시험을 수행한 결과를 그래프 상에 나타내면 Fig. 6과 같은 단속운전의 성능그래프를 얻을 수 있다. Fig. 6은 Washington D.C. 근교의 한 주택에서 3RT급 열펌프에 대한 현장실험으로부터 구해진 결과이다.

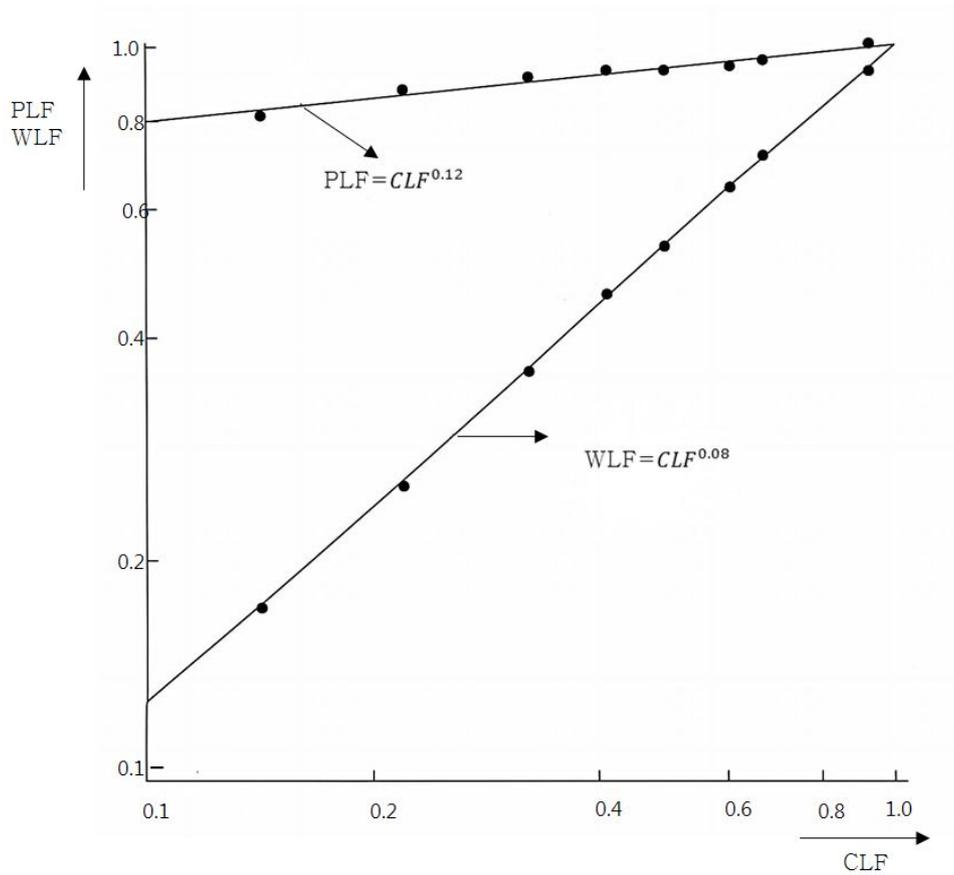


Fig. 6 Non-dimensional parameters for cyclic performance in cooling operation of the system

Fig. 6에서 최소자승법에 따라서 구한 CLF에 대한 PLF의 직선의 기울기를  $m$  이라고 하면 PLF와 CLF의 관계는 식 (10)과 같다.

$$PLF = CLF^m \quad (10)$$

식 (10)을 식 (8)에 대입하면 다음과 같이 식(11)을 얻을 수 있다.

$$WLF = CLF^{1-m} \quad (11)$$

식 (10) 및 식 (11)에 나타낸 바와 같이 기울기  $m$ 에 따라서 공기조화기의 무차원 성능계수인 PLF 및 WLF가 크게 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. Fig. 7에서  $PLF=1$  및  $WLF=CLF$ 인 직선은  $m=0$ 인 경우로서 단속효과가 전혀 없는 이상적인 공기조화기의 성능을 나타낸다. 단속효과가 없는 공기조화기는 실제로는 존재할 수 없다. PLF직선의 기울기  $m$ 의 값이 0에서부터 차츰 커지면 단속효과는 이에 따라 증가하며 단속운전성능은 점차 저하한다. 이 기울기  $m$ 의 크기로서 공기조화기의 성능을 말할 수 있다.

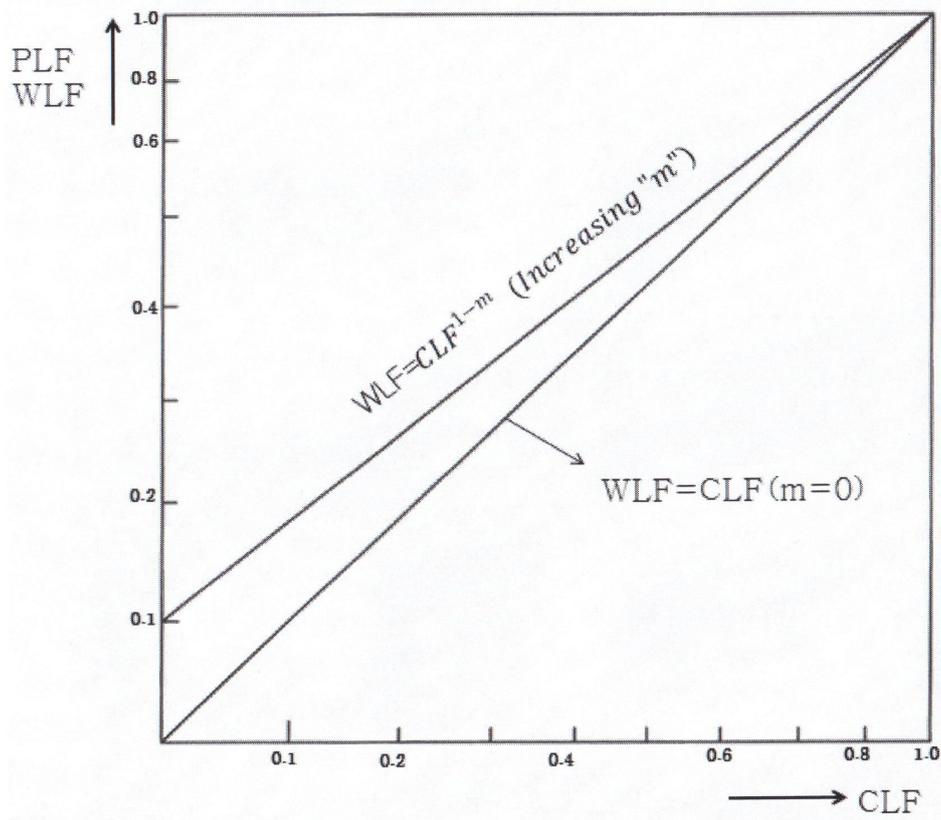


Fig. 7 Variation of cyclic operation performance with slope "m"

한편 1-CLF는 식 (12)와 같이 표시할 수 있다.

$$1-CLF = \left(1 - \frac{t_{on}}{\tau}\right) + \frac{1}{\tau} \frac{Q_{LT}}{Q_{ss}} = \left(1 - \frac{t_{on}}{\tau}\right) + \frac{t_{on}}{\tau} \frac{Q_{LT}}{Q_{ss}} \quad (12)$$

여기서  $Q_{LT}$ 는  $\frac{Q_{TL}}{t_{on}}$ 로서  $t_{on}$ 기간의 평균손실열용량이다.

이것은 공기조화기가 사이클기간( $\tau$ )중에 정상상태 운전을 했을 때의 열용량  $\tau \cdot Q_{ss}$ 과 단속운전으로 인한 열 손실열용량의 저하를 나타내는 비율이다. 이 열용량의 저하율이 클수록 단속운전으로 인한 성능의 저하율인 1-PLF가 커진다.[14]

따라서 단속운전의 성능저하율은 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$1-PLF = C_D(1-CLF) \quad (13)$$

식 (13)에서  $C_D$ 를 효율저하계수(Cycle degradation coefficient)이라 한다. 따라서 냉방운전의 경우에 단속저하율은 식 (14)와 같이 정의한다.

$$C_D = \frac{1-PLF}{1-CLF} \quad (14)$$

식 (14)에 식 (10)을 대입하면 효율저하계수는 식 (15)와 같다.

$$C_D = \frac{1-CLF^m}{1-CLF} \quad (15)$$

여기서 CLF가 1일 때의  $C_D$ 는 식 (16)과 같이 유도된다.

$$\lim_{HLF \rightarrow 1} C_D = \lim_{HLF \rightarrow 1} \frac{1 - CLF^m}{1 - CLF} = m \quad (16)$$

이것은 Fig. 7에서의 PLF 직선의 기울기  $m$ 의 값은 CLF가 1일 때의  $C_D$ 의 수렴치이다. Fig. 8에서 데이터 점들은 Fig. 6의 현장실험결과를 식 (14)에 대입해서 얻은 것이다.

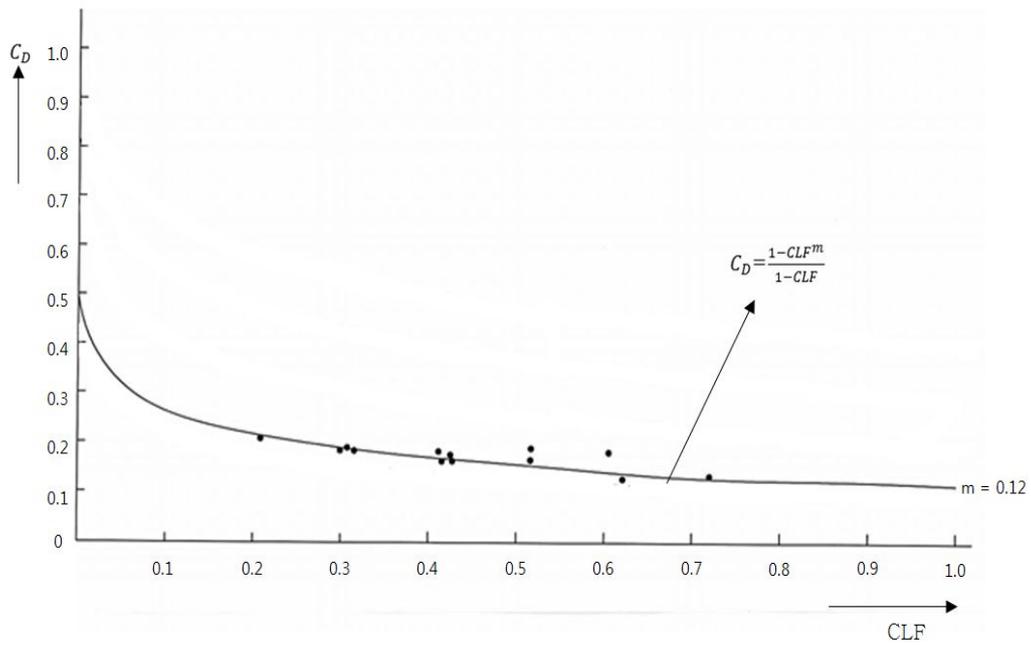


Fig. 8 Variation of PLF with variation of CLF

### Ⅲ. 실험장치 및 실험방법

#### 3.1 실험장치

##### 3.1.1 환경제어 설비

본 연구의 자동차용 공기조화기의 성능실험을 위하여 차량 내부의 실내환경조건과 차량 외부의 실외환경조건을 실험실에서 모사할 수 있는 환경챔버 (Psychrometric chamber) 2개를 제작 하였다. 환경챔버는 열손실을 방지하기 위하여 두께 150mm의 특수 단열재로 설계되었으며, 실제 크기는 각각 약 27m<sup>3</sup>이며, Fig. 9는 두 개의 환경챔버와 측정장치 및 제어기를 보여주고 있다. 본 연구의 환경챔버와 자동차용 공기조화기의 냉각사이클의 개략도는 Fig. 10과 같다.

환경모사실험을 실시하기 위하여 환경챔버 내의 온도는 약 12kW급의 PTC(Positive Temperature Coefficient) 전기히터를 SCR(Silicon Controlled Rectifier)을 이용하여 목적하는 온도로 자동적으로 조절할 수 있도록 하였으며, 열교환기의 공기유량은 블로워 모터 회전속도를 인버터를 이용하여 조절하였다.

Fig. 11은 환경챔버내의 온습도 및 공기유량 등 실험조건을 제어하기 위한 제어판넬을 보여주고 있다. 환경챔버내의 온도를 떨어뜨리기 위하여 2대의 칠러 (Chiller)를 설치하였으며, 각각의 칠러에는 판형 열교환기와 물탱크가 부착되어 있다. 설정된 온도를 유지하는 냉수를 이용하여 환경챔버의 온도를 조절 하였고 Fig. 12와 같다.

Fig. 13~14에서는 실외열교환기 및 실내열교환기를 통과하는 공기의 풍량과 온도 등을 측정하기 위한 수풍챔버와 노즐로 구성된 Cord tester를 나타내고 있다. 실외기 챔버내의 Cord tester의 덕트내에는 KS C 9306의 실험조건을 충족시키기 위하여 150mm 크기의 노즐 2개를 이용하여 노즐 전후단의 압력강하를 측정하여 풍량을 계산하였고, 실내기 챔버의 Cord tester내에는 30mm 크기의 노즐 2

개와 40mm 크기의 노즐 1개를 적용하였다. 풍량에 따라서 노즐목의 공기의 속도가 풍량측정 규격에서 요구하는 범위를 벗어나지 않도록 개수를 댐퍼를 이용하여 제어하여 사용갯수를 조절하였다. KS C 9306의 부속서 2의 풍량 산출식은 식 (17)과 같다.

$$Q = 1.414 C_d A \sqrt{\Delta h_p v_n} \quad (17)$$

노즐 전단부 공기의 비체적은 식 (18)을 통하여 구해진다.

$$v_n = \frac{101.3 v_n'}{(1+x)P} \quad (18)$$

$Q$  : 풍량( $m^3/s$ )

$C_d$  : 노즐의 유량 계수 (부속서 2 표 1 에 따른다)

노즐의 유량 계수  $C_d$  값은 노즐 지름에 있어서의 레이놀즈 수  $Re$ 에 따라서 결정된다. 또한 노즐 지름이 127mm 이상이면 0.99로 보아도 지장이 없으나, 노즐의 지름이 127mm 미만인 경우 및 보다 정확한 값을 필요로 할 때에는 다음의 식으로  $Re$ 를 산출하고, 이것에 따라서 부속서 2 표 2로부터  $C_d$  값을 구한다.

$A$  : 노즐의 단면적( $m^2$ )

$\Delta h_p$  : 노즐의 전단부 목부분의 속도 수두 또는 노즐을 통과할 때의 정압차( $kPa$ )

$v_n$  : 노즐의 전단부 공기의 비체적( $m^3/kg$ )

$P$  : 노즐부의 기압( $kPa$ )

노즐부의 기압이  $3kPa$  이상의 차가 없을 때에는  $v_n'$ 은 간단하게  $v_n$ 과 같다고 보아도 무방하다.

$x$  : 노즐 전단부의 공기의 절대 습도( $kg/kg'$ )

$v_n'$  : 노즐 전단부의 공기의 건구 온도 및 습구 온도에 따라 공기 선도표에서 구한 공기의 비체적( $m^3/kg$ )

비고 : 기호 kg'은 습한 공기의 각 양을 여기에 포함되어 있는 건조한 공기 1kg당에 대하여 나타낸 것을 표시한다.

레이놀즈 수 및 유량 계수는 식 (19)에 따라 산출한다.

$$Re = \frac{V_n \times D_n}{\nu} \quad (19)$$

$Re$  : 레이놀즈 수

$V_n$  : 노즐 지름의 유속( $m/s$ )

$D_n$  : 노즐의 지름( $m$ )

$\nu$  : 공기의 동점성(점도) 계수( $m^2/s$ )

Table 1 Nozzle flow coefficient( $C_d$ ) according to appendix 2 table 2 in KS C9306

Reynolds number( $Re$ )	Flow coefficient( $C_d$ )
50,000	0.97
100,000	0.98
150,000	0.98
200,000	0.99
250,000	0.99
300,000	0.99
400,000	0.99
500,000	0.99



Fig. 9 Picture of environmental chambers

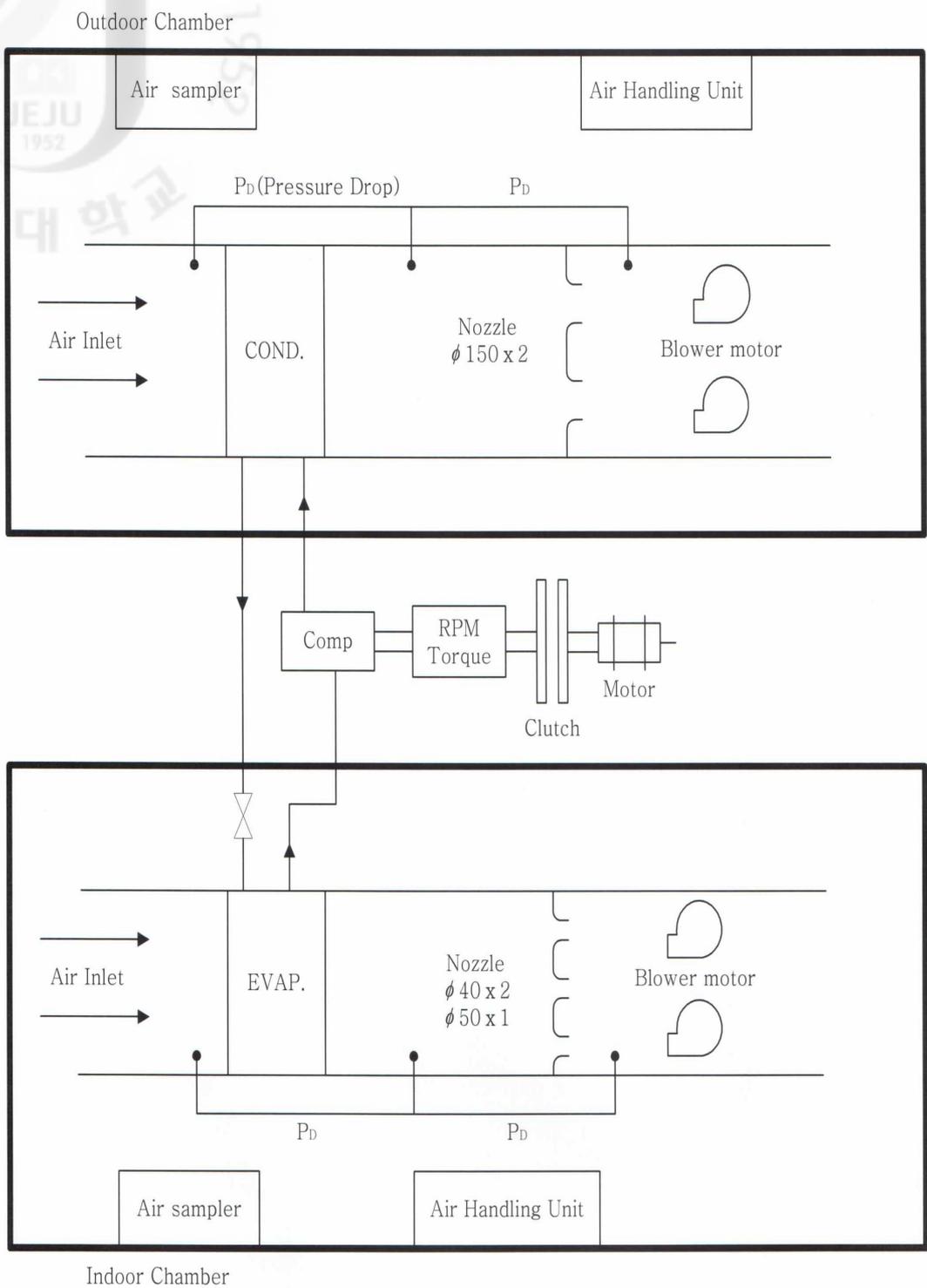


Fig. 10 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 11 View of control part of the psychrometric chambers



Fig. 12 Chiller for cooling of the outdoor psychrometric chamber



Fig. 13 Front view of the outdoor chamber



Fig. 14 Cord tester in the indoor chamber for measuring dry and wet bulb temperature and flow rate

### 3.1.2 자동차용 공기조화 장치

본 연구에서는 Fig. 16과 같이 18.5kW급의 구동모터를 인버터로 제어하여 압축기 회전속도를 변화시켰으며, 압축기의 소비동력을 측정하기 위하여 압축기와 모터 사이에 토오크 메터를 설치하여 압축기 축에 전달되는 동력을 직접 측정하였다. 토오크 메터는 정밀한 알루미늄 정반위에 간극센서(Gab sensor)를 이용하여 정밀하여 설치하였으며, 축의 직진성을 충분히 고려하였음에도 불구하고 축의 직진성의 오차가 토오크 측정에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 커플링을 토오크 메터의 양단에 설치하였다. 또한 압축기의 크랭크 축의 회전수를 측정하기 위하여 Fig. 17에 나타낸 바와 같이 토오크 메터의 후단에 회전속도계(Tacho meter)를 부착하였다.

압축기의 단속운전을 위하여 Fig. 15와 같이 압축기의 클러치와 모터의 풀리를 탈 부착할 수 있는 마그네틱 클러치를 전기모터와 토오크 메터 사이에 설치하였다. 이 때 소비동력은 측정된 축의 토오크와 회전속도로부터 식 (20)을 이용하여 계산하였다.

$$P = Torque \cdot (RPM \cdot 2 \cdot \pi / 60) \quad (20)$$

$P$  : 소비동력 (W)

$Torque$  : 토오크 ( $N \cdot m$ )

$RPM \cdot 2 \cdot \pi / 60$  : 각속도 ( $rad/s$ )

모터의 구동은 인버터에 의해 구동되기 때문에 임의의 회전수로 변경할 수 있으며, 클러치를 이용하여 단속운전도 실시할 수 있다. 이때 압축기풀리와 모터풀리의 직경은 1:1로 설계하였고, 설치된 RPM센서를 이용하여 정확한 회전수 제어를 하였다. 또한 벨트풀림 방지를 위하여 가이드 풀리(Guide pully)와 텐셔너(Tensioner)는 자체제작하여 설치하였다.

압축기의 운전과 정지를 통하여 단속운전에 대한 실험을 수행함에 있어서 압축기와 모터의 연결을 조절하는 클러치는 세 가지 방법을 통하여 제어할 수 있

다.

첫 번째의 클러치 제어방법으로는 Fig. 18에 나타낸 바와 같이 전자식 저압스위치를 이용하여 증발기 토출구의 압력변화를 감지하고 압력신호를 디지털 압력스위치로 전송하여 정해진 압력범위에 따라서 압축기를 단속운전 할 수 있다. 이때 저압스위치의 제어압력은 실험조건에 맞는 설정범위에 따라 조절이 가능하다.

두 번째 제어방법으로는 Fig. 19(a)의 전자식 온도조절 스위치를 이용하여 증발기 후단 공기의 온도를 RTD센서로 측정하여 설정된 온도차에 의해 단속운전을 실시 할 수 있다.

세 번째 방법은 Fig. 19(b)의 전자식 타이머 2개를 이용하여 압축기의 on/off 운전에 있어서 사이클 시간과 정지시간을 각각의 타이머가 개별제어 할 수 있도록 하는 방식이다. 이때 타이머의 제어는 초단위로 설정할 수 있기 때문에 보다 정확한 운전시간 제어가 가능하다.

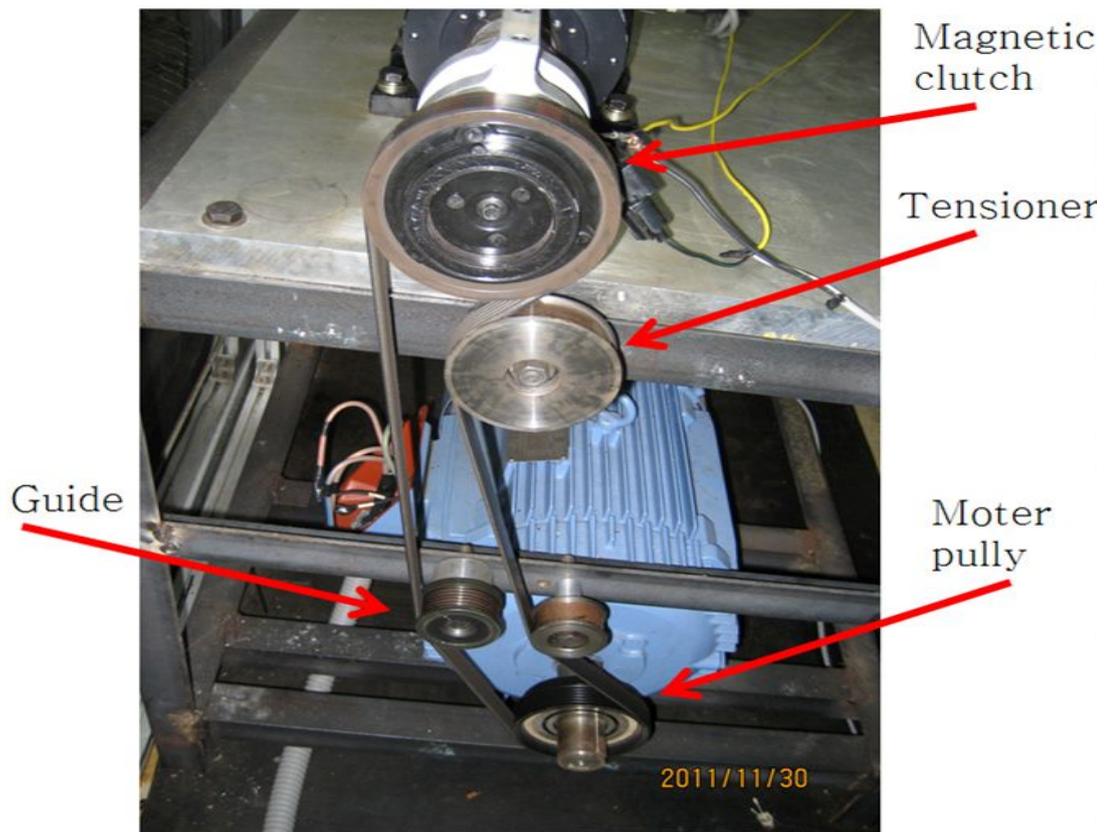


Fig. 15 Picture of the power transmit mechanism from driving motor to the clutch



Fig. 16 Picture of 3-phase AC motor with 18.5kW capacity

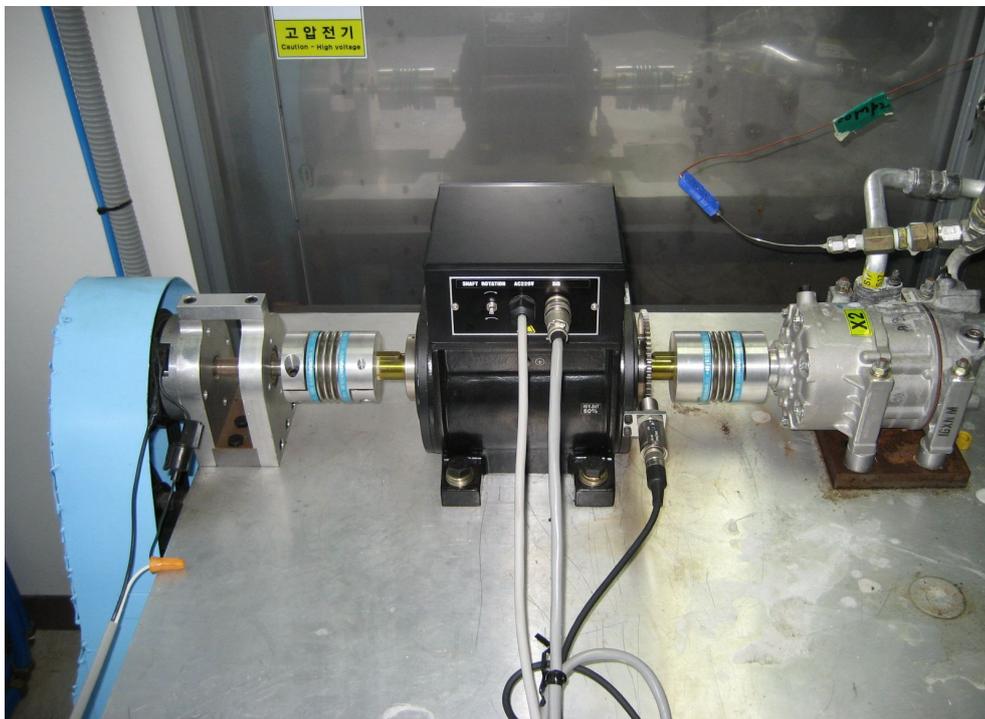


Fig. 17 Stand of compressor test rig with torque meter and RPM sensor



Fig. 18 View of digital low pressure switch



(a) Temperature switch.



(b) Timer.

Fig. 19 View of temperature control unit and composite timer for on/off control of the compressor

### 3.1.3 계측장치

본 연구에서 사용한 자동차용 공기조화기는 장치의 구성을 실제 차량에 설치되어 있는 원형에 거의 변화를 주지 않도록 구성하여 손실을 최소화 하였고, 각종 센서들(온도, 압력, 질량 등)은 되도록 압력강하를 동반하지 않도록 유동에 영향을 미치지 않는 방향으로 배관에 직접 삽입하였다. 증발기와 응축기의 설치 형태등도 실제의 자동차에 설치된 형태를 유지하였다.

증발기와 응축기의 입출구 온도측정은 각 열교환기의 열교환 면적을 9등분 하여 그 중앙에 열전대를 9개를 설치하였으며, 각 온도센서의 온도를 평균하여 측정하였다. 열전대는 Fig. 20과 같이 T-type을 사용하였으며, 실험에 사용한 토오크 디텍터와 RPM 센서의 사양은 Table 2와 Table 3에 나타내었다. 토크는  $50 N \cdot m$ 까지 측정가능하고 회전수는  $6000rpm$  까지 측정가능하기 때문에 일반 차량의 출력을 감안할 때 적당한 사양으로 여겨진다.

응축기 출구에 Table 4와 같은 규격을 갖는 질량유량계를 설치하여 사이클을 순환하는 냉매의 유량을 측정하였고, 사이트글라스를 적용하여 육안으로도 직접 냉매의 흐름을 관찰할 수 있으며 Fig. 21에 실제모습을 나타내었다.

풍량측정은 KS 규격대로 제작된 덕트에 설치한 노즐을 이용하여 노즐의 전단과 후단의 압력차를 Fig. 22의 전자식 차압계를 사용하여 계산하였다.

실험용 공기조화기의 사이클 압력을 측정하기 위하여 압력변환기(Pressure transducer, 0~50psig)를 냉동사이클의 증발기, 응축기, 압축기, 팽창장치 등 각 요소기기의 입구와 출구에 각각 압력계를 배관에 삽입하여 압력을 측정하였다. Fig. 23에 실제 설치 모습을 나타내었고, 사양은 Table 5와 같다.

각 센서에서 측정된 값들은 30채널을 갖는 자료수집기(Data logger)를 이용하였고 컴퓨터와 네트워크 연결되어 화면을 통해 실시간으로 모니터링 되며 동시에 저장되도록 하였다.



Fig. 20 View of pressure and temperature(Omega 1/16") measuring jig in the refrigerant loop

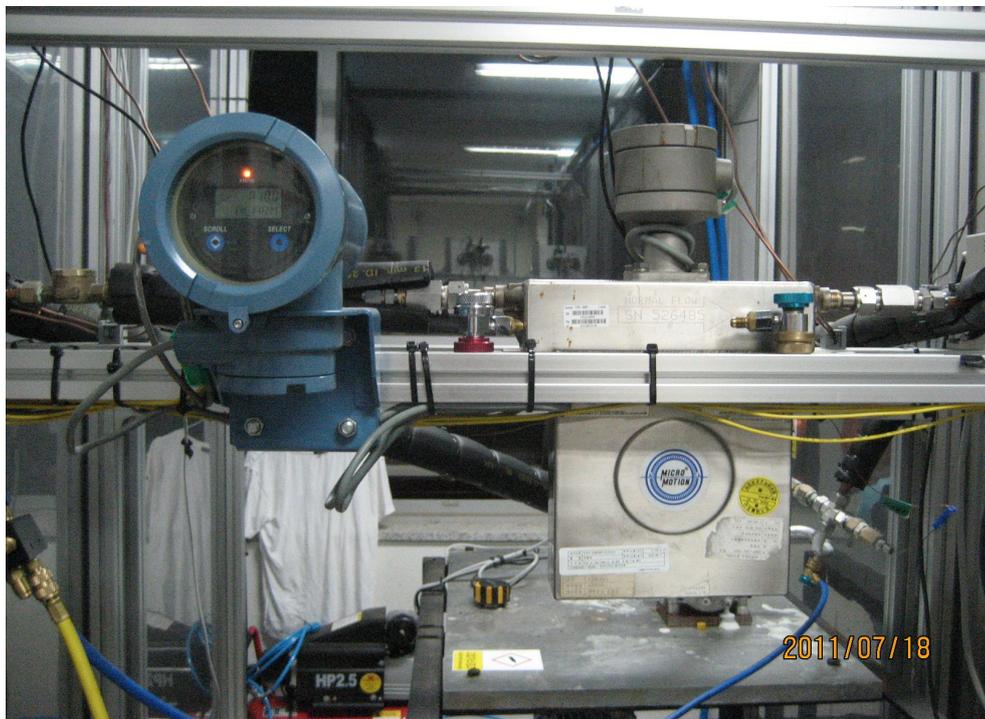


Fig. 21 View of coriolis type mass flow meter and transmitter

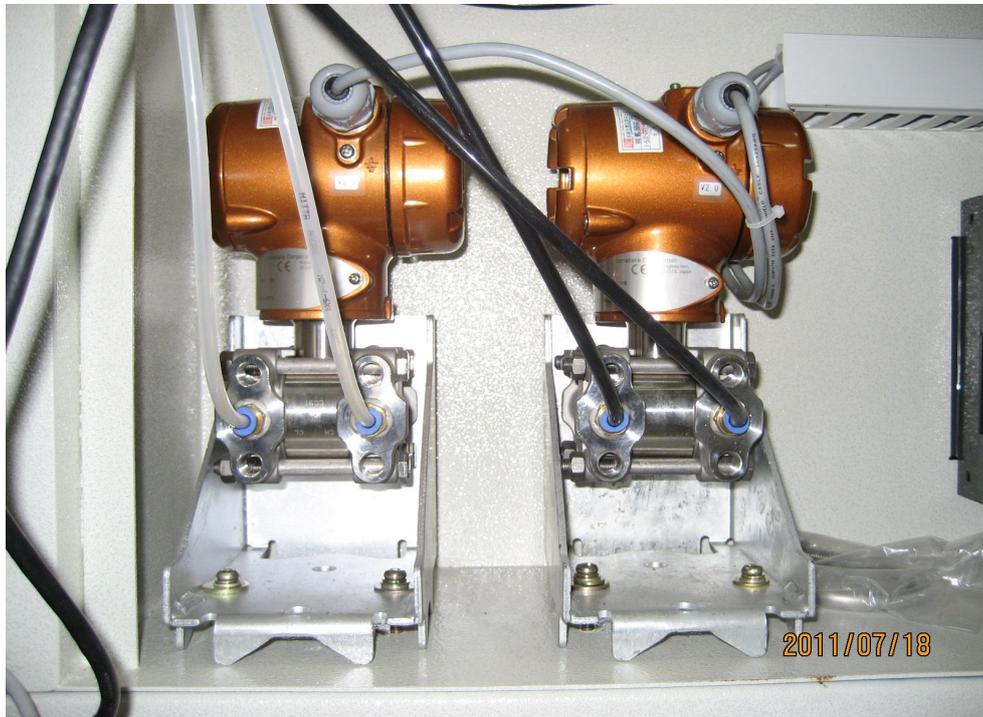


Fig. 22 Differential pressure transmitter for measuring pressure difference between nozzles for measuring air flow rate of the heat exchangers



Fig. 23 View of pressure transmitter to measuring cycle pressure of the system

Table 2 Specification of the torque meter

Type	Brush type
Manufacture	Ono sokki
Model	SS-500
Range	Measurement Range : 50 (N*m) Revolution Range : 0 to 6000
Accuracy	±0.2%/ FS
Excitation	100/ 120/ 220/ 240VAC 50/60Hz
Output	0 to ± 10V/ FS

Table 3 Specification of the RPM sensor

Type	Laser type
Manufacture	Ono Sokki
Model	MP-981
Range	Measurement Range : 1 to 20,000 rpm
Accuracy	±0.02%/ FS
Excitation	DC 12V±2V(0.5Vp~p or less ripple)
Output	Low level : 0.5V or less, High level : 5 V±0.5V

Table 4 Specification of digital pressure transducer

	
Type	Gage pressure
Manufacture	Setra
Model	C206
Range	0 to 25, 50, 100, 250, 500, 1000, 3000, 5000, 10000 psig
Accuracy	±0.13% FS
Excitation	Current: 24V (DC Only)
Output	4 to 20 mA

Table 5 Specification of the mass flow meter

	
Manufacture	Micro Motion
Model	F-series
Standard uncertainty	±0.044%
Nominal flow rate	18.44 kg/min
Accuracy	±0.2%
Error	±0.01%

### 3.2 실험조건 및 실험방법

자동차용 공기조화기는 가정용 공기조화기와는 달리 차량의 엔진에 연결된 압축기의 크랭크 축에 의해서 압축기가 구동되기 때문에 압축기의 냉매압축량은 차량의 속도에 따라서 달라진다. 또한 공기조화기의 응축기에 유입되는 공기의 유량은 응축기 팬의 속도 뿐만 아니라 차량의 속도에 비례하여 부가적으로 램공기(Ram air)가 유입되어 크게 변화한다.

본 연구에서는 위와 같은 다양한 차량의 운전유형을 대표적으로 나타낼 수 있는 여러 종류의 운전조건 중 대표적으로 Table 6과 같은 조건에서 성능실험을 수행하였다.

본 연구에서 수행한 실험은 다음의 4가지를 수행하였으며, 첫 번째는 정상상태에서의 외기온도 변화에 따른 운전특성실험을 실험을 통하여 측정하였다.

두 번째는 정상상태 성능실험과 같은 조건에 대하여 부분부하에서 나타나는 사이클 운전에 대하여 성능실험을 수행하였다. 본 실험에서는 사이클 운전시간 및 사이클운전시의 냉매사이클의 온도, 압력, 냉매유량 및 압축기의 소비동력 등 각종 사이클 해석을 위한 자료를 측정하였다. 사이클의 제어를 위하여는 전술한 바와 같이 전자식 온도스위치를 이용하여 클러치의 on/off를 제어하였는데, 증발기 출구의 공기의 건구온도를 측정하여 이를 제어변수로 활용하였다. 온도스위치의 설정값은 7℃로 하여 증발기 출구의 공기의 온도가 설정온도이하가 되면 압축기가 정지하도록 하였으며, 차온 설정을 3℃로 하여 증발기 출구의 온도가 10℃에 도달하면 정지하였던 압축기가 다시 운전되도록 제어하여 성능실험을 수행하였다.

세 번째 실험에서는 부분부하운전은 상기의 두 번째 실험과 같으나 사이클 운전중에 압축기가 정지 하였을 경우에 실내열교환기인 증발기의 블로워 팬이 압축기의 정지와 동시에 멈추는 경우와 압축기의 정지에도 불구하고 팬이 계속적으로 운전하는 경우에 대하여 사이클 특성실험을 수행하였다.

마지막 네 번째 실험에서는 차량의 운전속도에 따라서 달라지는 공기조화기의 운전성능을 살펴보기 위하여 차량의 운전상태를 공회전, 정속운전 및 가속운전의

3가지 모드로 분류하여 각 운전모드에 따른 성능을 비교 분석하였다.

자동차용 공조기의 다양한 운전조건 중에서 본 실험에서 수행한 실험의 변수로는 실내환경챔버의 건구온도 및 습도, 실외환경챔버의 건구온도 및 압축기의 회전속도, 그리고 각 열교환기의 공기풍량의 변화이며, 이를 정리하면 Table 6과 같다.

Table 6 Experimental conditions for the car air-conditioning system

(1) Steady state (variable outdoor temperature)						
Test Name	Condenser		Evaporator			R.P.M
	Inlet air temp	Air flow rate	Inlet air temp	R.H.	Air flow rate	
	°C	m <sup>3</sup> /min	°C	%	m <sup>3</sup> /min	
CH	32	27	21	50	7	1800
CM (=CMC)	27					
CL	21					
(2) Cycle operation (with evaporator outlet temperature sensor)						
CHc	32	27	21	50	7	1800
CMc	27					
CLc	21					
(3) Cycle operation (blower fan on/off)						
CHcx	32	27	21	50	7	1800
CMcx	27					
CLcx	21					
(4) Steady state (variable compressor speed)						
CMI	27	21	21	50	7	900
CMA		32				2500

\* Nomenclature

c : cycle operation, x : evap. blower fan on/off, H : high 32°C, M : medium 27°C, L : low 21°C I : Idling(900RPM, Cond. air flow rate 21 cmm), A : Acceleration speed (2500RPM, Cond. air flow rate 32 cmm), C : Constant speed (1800RPM, Cond. air flow rate 27 cmm)

## IV. 결과 및 고찰

### 4.1 최적냉매량 충전

본 연구에서는 현재 시판중인 자동차용 공기조화기를 기존의 배관 및 구조를 최대한 변경하지 않도록 환경제어챔버에 설치하였다. 각종 계측장치를 설치한 후 질소가압을 하여 기밀실험을 통해 누설을 차단하고 실험을 수행하였다. 본 실험에 앞서 냉동사이클의 냉매량을 결정하기 위하여 최적 냉매 충전량 실험을 수행하였다. 실험에서는 측정을 위한 각종 센서와 두 개의 챔버사이에 시스템을 설치하면서 배관길이가 미소하게 늘어남에 따라 달라지는 냉매 최적냉매량을 실험을 통하여 냉매주입량을 결정하였다.[10]

냉매충전량 실험조건은 각 제조사마다 다르며, 차량의 경우 매우 다양한 환경에서 운전되기 때문에 최적의 충전조건은 명확히 규정하기가 어려운 부분 중의 하나이다. 본 연구에서는 여러 제조사 중에서 국외의 대표적인 자동차용 공기조화기 제조 업체가 제공하는 Table 7의 조건에서 실험을 수행하였다.

본 연구의 사용냉매는 R134a이며, 냉매를 매니폴드 게이지를 이용하여 550g에서 725g까지 25g씩 주입량을 증가시키며 실험을 하였고, 냉매량 측정은 정밀저울을 이용하였다. Fig. 24에 실험결과를 나타내낸 것으로서 냉매가 과충전되면 응축기 압력이 급격히 상승하며 과냉도가 급증하게 되는데 본 실험에서는 냉매가 700g이상 충전 했을 때부터 이 현상이 나타나는 것을 확인할 수 있다. 과열도 및 과냉도가 냉매 충전량이 625g일 때부터 675g까지 비교적 안정적인 상태를 나타내고 있는데, 이는 시스템에 영향을 미치지 않는 선에서 배관내에 액냉매를 보관할 수 있다는 것을 의미하기도 한다.

본 실험에 적용된 차량용 공기조화기의 사용설명서에 제시된 냉매충전량이  $550 \pm 25g$ 인 것을 감안한다면 약 100g정도 높은 수치이나, 이는 질량유량계, 온도 센서, 압력계 등 다수의 계측장치들을 배관에 삽입·설치함에 따라 늘어난 배관의 길이 때문이라 여겨지며 이에 본 연구에서는 최적 냉매량을 650g으로 선정하

여, 모든 실험을 수행하였다.

Table 7 Test condition for optimum charge

Compressor Speed (rpm)		2,000
Condenser	Temp.(°C)	40
	Air flow rate ( $m^3/\text{min}$ )	48
Evaporator	Temp. (°C)	40
	Air flow rate ( $m^3/\text{min}$ )	8
	Relative humidity(%)	50

Fig. 24 Variation of superheating and subcooling with charge amount

## 4.2 정상상태 운전

차량용 공기조화기를 이용하여 정상상태에서의 외기온도 변화에 따른 성능특성 비교 실험을 수행하였다. 실험은 Table 6의 정상상태운전 실험조건에 수행하였다. 엔진을 모사하는 장치인 구동모터의 회전수를  $1800rpm$ 으로 하여 압축기의 회전수를 고정하고 실험조건에서 시스템을 운전하여 정상상태에 도달한 때부터 1시간 이상 운전한 후, 10분 간격으로 하여 1시간 이상의 시간동안 측정하여 규정한 측정방법 및 계산식에 따라서 냉방능력 및 소비전력을 산출하였다. 냉방능력의 계산은 본 연구실에 설치된 칼로리미터에 호환되는 상용프로그램으로 계산하였고, 소비동력은 앞서 설명한 토크 디텍터로 축동력을 측정하여 계산하였으며, 전력량 측정계로 구동모터의 직접적인 소비동력을 측정할 수 있다.

본 실험에서는 모든 변수들을 고정시키고 외기온도만을 변화시켜 성능특성을 비교하였다. 다음의 Fig. 26~28의 그래프는 외기온도를  $32^{\circ}C$ ,  $27^{\circ}C$  및  $21^{\circ}C$ 로 변화시켰을 때의 시스템의 운전특성을 나타내고 있다.

외기온도가  $32^{\circ}C$ 에서 점점 낮아짐에 따라 냉방열용량은 감소하는 반면 소비동력은 증가하고 있는 것을 확인할 수 있다. 냉방열용량이 낮아지는 것은 외기온도가 낮아짐에 따라 냉매순환량이 점점 줄어들기 때문이다. 냉매순환량이 줄어들면서 소비동력은 늘어나게 되고, 이에 따라 시스템 효율인 COP가 점점 저하되는 것을 확인할 수 있다. 이때 시스템 효율을 나타내는 인자인 COP는 외기온도가  $32^{\circ}C$ ,  $27^{\circ}C$  및  $21^{\circ}C$  일 때 각각 2.8, 2.3, 및 1.9로 측정되었다. 냉방열용량은  $32^{\circ}C$ 의 3,690W를 기준으로  $27^{\circ}C$ 일 때 92%,  $21^{\circ}C$ 일 때, 90% 수준으로 나타났다.

냉매 순환량이 적어지면 증발기의 출구부분이 증발작용에 쓰이지 못하고 흡입배관 역할을 수행하기 때문에 증발기의 면적이 감소하고 증발기 내의 냉매가 과열된다. 과열된 흡입냉매는 비체적인 커져서 부피가 늘어나며 따라서 흡입냉매의 압축량이 줄어들어 시스템 효율이 줄어들게 된다. Table 7은 각 실험조건에 따른 시스템의 실험결과이며, 그 특성을 Fig. 25에 나타내었다.

Table 8 Experimental performance in steady state

Test	$Q_{ss}$ (W)	$W_{ss}$ (W)	COP (-)
CH	3,690	1,283	2.87
CM	3,427	1,498	2.29
CL	3,323	1,738	1.91

Fig. 25 System performance with variable outdoor temperature on steady state



Fig. 26 System performance and test condition variation with time  
(32°C outdoor temperature)

Fig. 27 System performance and test condition variation with time  
(27°C outdoor temperature)



Fig. 28 System performance and test condition variation with time  
(21°C outdoor temperature)

### 4.3 사이클 운전

정상상태 실험과 같은 실험조건으로 부분부하 사이클 운전실험을 수행 하였다. 정상상태의 실험 방법과 마찬가지로 Table 6의 부분부하 사이클 운전실험조건으로 실험을 수행하였고, 제시된 실험조건으로 1시간 운전하여 정상상태에 도달한 때부터 1시간 이상 운전한 후의 데이터를 측정하였다. 전자식 온도 스위치로 증발기 토출 건구온도를 측정하여 설정온도로 클러치를 제어함으로써 압축기 동작을 제어하였다. 이때 전자식 온도 스위치의 설정온도를 7℃, 차온제어 온도를 3℃로 설정하고 7℃에서 압축기가 운전을 정지하고 10℃에서 운전을 수행하도록 설정하였다. 정상상태실험과 동일하게 외기온도의 변화를 32℃, 27℃ 및 21℃로 변화를 주어 부분부하 운전시 외기온도가 사이클 운전에 미치는 영향을 파악하였다.

각 실험에서의 냉방열용량, 소비동력, 증발기 입구온도, 출구온도 등을 Fig. 30~32에서 살펴보면 최초 압축기가 운전모드로 진입하면서 기동전류에 의해 전력 소비가 급증하지만 수초 이내에 안정상태로 들어서면서 소비동력 평균값에 근접하게 된다. 이때 찾아볼 수 있는 특징은 발열곡선의 딜레이 타임이다. 이 열용량 곡선은 압축기가 정지모드로 전환 후 약 10초 정도가 지나서야 비로소 최고 냉각열용량을 나타낸다.

이 발열곡선의 딜레이 타임은 압축기가 운전을 정지하였을 때에도 블로워 팬이 동작을 수행하기 때문에 실내공기와 증발기내의 잔류냉매가 지속적인 열교환을 수행함으로써 증발기내의 냉매압력이 급격히 증가하기 때문에 다음 사이클에서 압력이 회복되는데 걸리는 시간으로 사료된다.

Table 9에 냉방부하계수(CLF), 일부하계수(WLF), 부분부하계수(PLF), 효율저하계수(C<sub>D</sub>)등의 실험결과 및 계산값을 나타내었고, 그 특성을 Fig. 29에 나타내었다.

사이클 운전에서 효율저하계수를 나타내는 C<sub>D</sub>는 사이클 운전 기간 중에 정상상태운전을 기준으로 사이클 운전시 단속운전에 의한 냉각열용량의 저하를 나타내는 비율이다. 실험을 통해 외기온도가 낮아짐에 따라 효율저하계수가 낮아짐을

확인할 수 있는데 그 이유는 단속운전으로 인한 성능의 저하율, 즉 1-PLF가 작아지기 때문이다. 또한 정상상태의 소비동력에 대한 단속운전 소비동력의 비율을 나타내는 일부하계수 WLF는 외기온도가 낮아짐에 따라 적은 값을 나타내는 경향을 나타내고 있다.

제2장의 이론설명에서 언급하였듯이 PLF직선의 기울기인  $m$ 의 값이 외기온도가 낮아짐에 따라 작아진다. 이에 따라서 효율저하계수( $C_D$ )가 작아져 시스템의 효율이 낮아지게 된다. 본 실험결과 외기온도 32℃를 기준으로 27℃일 때 약 13.7%, 21℃일 때 약 20.9%의 효율저하를 나타낸다. Table 9는 부분부하 운전시 각 온도에서의 실험 결과를 나타내고 있다.

Table 9 Experimental performance of cyclic operation

Test	$Q_{ss}$ (W)	$Q_{cyc}$ (W)	$t_{on}$ time (sec)	$t_{off}$ time (sec)	$\tau$ (sec)	$W_{ss}$ (W)	$W_{cyc}$ (W)	CLF	WLF	PLF	$C_D$	$m$	COP
CHc	3,690	2,331	29	53	82	1,283	1,018	0.22	1.0	0.22	1	1.0	2.30
CMc	3,427	2,362	29	53	82	1,498	1,191	0.24	0.81	0.30	0.92	0.85	1.99
CLc	3,323	2,471	29	50	79	1,738	1,367	0.27	0.70	0.39	0.84	0.73	1.82

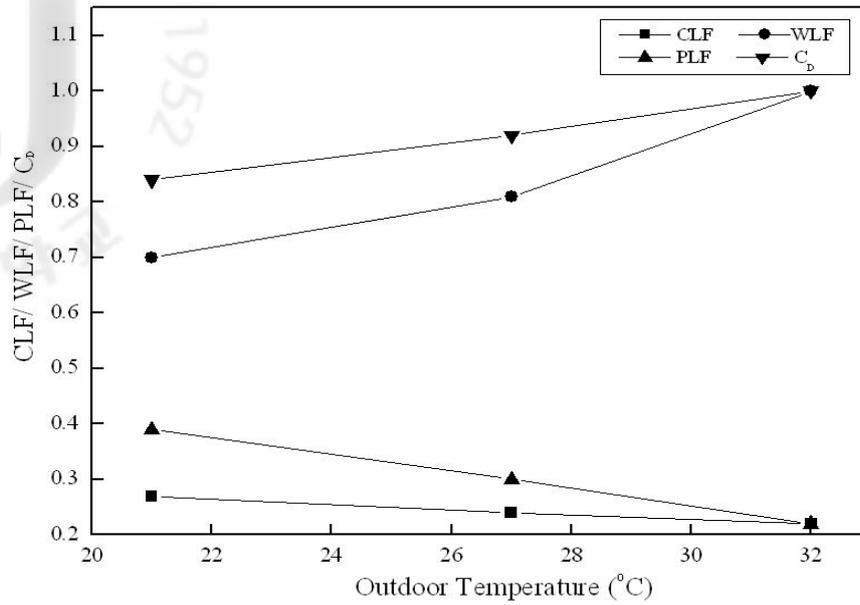


Fig. 29 Variation of CLF, WLF, PLF, and C<sub>D</sub> with variation of outdoor temperature

Fig. 30 Capacity and power variation with time in cycle operating at 32°C outdoor temperature



Fig. 31 Capacity and power variation with time in cycle operating at 27°C outdoor temperature

Fig. 32 Capacity and power variation with time in cycle operating at 21°C outdoor temperature

#### 4.4 블로워 팬 작동에 따른 사이클 운전

자동차용 공기조화기는 일반 가정용 공기조화기와는 달리 시스템의 성능이 부하를 초과할 경우에 단속운전을 수행할 때 압축기가 정지함에도 불구하고 실내기의 팬은 연속적으로 운전된다. 앞에서 외기온도의 변화에 따른 사이클 운전 실험에서는 압축기가 동작을 정지하였음에도 불구하고 증발기 블로워 팬은 압축기의 동작유무에 상관없이 지속적인 동작을 하였다. 이경에는 압축기가 정지하여 냉매의 흐름이 중단되었지만 증발기 내부의 냉매가 실내공기와 지속적인 열교환을 일으켜 사이클 정지시에도 일정량의 냉각열용량 취득이 가능하나 증발기 출구의 급격한 압력상승을 동반한다. 증발기 출구의 급격한 압력상승은 냉매의 온도상승을 의미하기 때문에 전자식 온도 스위치의 압축기 정지 설정 온도인 10℃에 빠르게 도달하여 사이클 시간 단축을 초래한다.

자동차용 공기조화기의 사이클 운전에 있어서 사이클 주기가 단축되면 잦은 사이클 운전을 수행하게 되며, 잦은 사이클 반복 운전으로 인하여 소비동력증가, 열손실, 압축기 수명단축 등의 손실이 발생하여 사이클 효율을 저하시킨다. 또한 압축기가 정지한 동안에 증발기 내부의 냉매의 열을 상당량 취득하였으므로 이후의 사이클에서 약 10초 정도가량의 사이클 휴지시간이 발생한다. 즉 압축기가 정지함에도 불구하고 팬의 작동으로 냉방효과가 계속 이어지는 기간이 발생하며, 이 휴지시간에 의해 경우에 따라서 달라지지만 압축기 정지 후 약 10초가량 이후에 비로소 최대의 냉각열용량을 방출한다.

본 연구에서는 위와 같은 휴지시간을 제어하기 위하여 블로워 팬을 정지하여 시스템의 단속운전 성능실험을 수행하였다. 실험은 부분부하 사이클 운전시에 증발기의 블로워 팬과 압축기의 전원이 연동되어 두 장치가 동시에 가동 또는 정지하도록하여 사이클 특성을 파악하였다. 실험을 수행하기에 앞서 각 장치의 전원을 연동시켰으나 소비동력이 차단 되었음에도 불구하고 증발기 블로워 모터가 순간적인 정지를 하는 것이 아니라 관성의 법칙에 의해 일정시간이 지나야 완전히 정지되는 현상이 발생하여 압축기의 정지와 동시에 팬을 정지시키는 제어는 매우 어려운 것으로 파악되었다. 만약 이 딜레이 타임을 명확하게 제어해야 한다

면 순간적으로 블로워 팬을 on/off시킬 수 있는 제어장치가 필요할 것이다.

Fig. 35~37은 팬과 압축기가 정지할 경우에 대한 사이클 운전실험 결과로써 팬이 계속적으로 운전되는 경우의 실험자료와 비교하였을 때 딜레이 타임은 현저하게 줄어들었다. 이때의 노즐 차압 특성을 Fig. 33에서 확인할 수 있으며 풍량은 블로워 팬을 계속적으로 동작하였을 경우가 팬을 정지한 경우보다 약 190% 정도 평균풍속이 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 34의 CLF, WLF, PLF 및  $C_D$ 값을 살펴보면, CLF는 이전실험과 다르게 압축기 운전정지시 블로워 팬도 동작을 중지하기 때문에 증발기와의 열교환량이 감소하므로 CLF 즉, 냉방부하계수는 작아진다.

외기온도의 감소에 따라서 냉매순환량은 줄어들며, 압축기의 소비동력은 증가한다. 압축기가 정지함에 따라 블로워 팬이 동작을 정지하면서 증발기 내의 냉매 압력이 완만한 증가추세를 보이면서 압축기 정지시간이 길어지기 때문에 WLF의 값도 감소한다. 압축기 작동 유무에 상관없이 블로워 팬이 계속 동작을 하는 이전실험에서의 WLF의 값은 외기온도가 32℃일 때 1.0, 27℃일 때 0.81 및 21℃일 때 0.70으로 변화 하지만, 압축기의 작동유무에 따라 블로워 팬이 동작을 하는 본 실험에서는 외기온도가 32℃일 때 0.57, 27℃일 때 0.49 및 21℃일 때 0.41로 소폭 변화한다.

WLF의 값이 작아지면서 부분부하계수인 PLF의 값이 증가추세를 나타내지만, 블로워 팬의 정지로 인해 열교환량이 상당량 줄어들어 효율은 저하되며 이것을 Table 10에서 확인할 수 있다.

본 실험에서의 COP는 32℃를 기준으로 27℃일 때 약 23%, 21℃일 때 약 43.7% 수준의 효율저하를 나타낸다. 이것을 블로워 팬이 지속적인 운전을 하는 각 온도대의 이전 실험과 비교하면 32℃일 때 88.8%, 27℃일 때, 79.3%, 21℃일 때, 63.2%의 수준을 나타낸다.

Table 10 Performance of cyclic operation with controlled blower fan

Test	$Q_{ss}$ (W)	$Q_{cyc}$ (W)	$t_{on}$ time (sec)	$t_{off}$ time (sec)	$\tau$ (sec)	$W_{ss}$ (W)	$W_{cyc}$ (W)	CLF	WLF	PLF	$C_D$	m	COP
CHcx	3,690	2,102	32	73	105	1,283	828	0.24	0.57	0.42	0.76	0.61	2.04
CMcx	3,427	2,036	33	73	106	1,498	1,036	0.24	0.49	0.49	0.69	0.50	1.57
CLcx	3,323	2,017	33	77	110	1,738	1,364	0.24	0.41	0.59	0.55	0.38	1.15

Fig. 33 Characteristic of nozzle pressure drop with cyclic operation

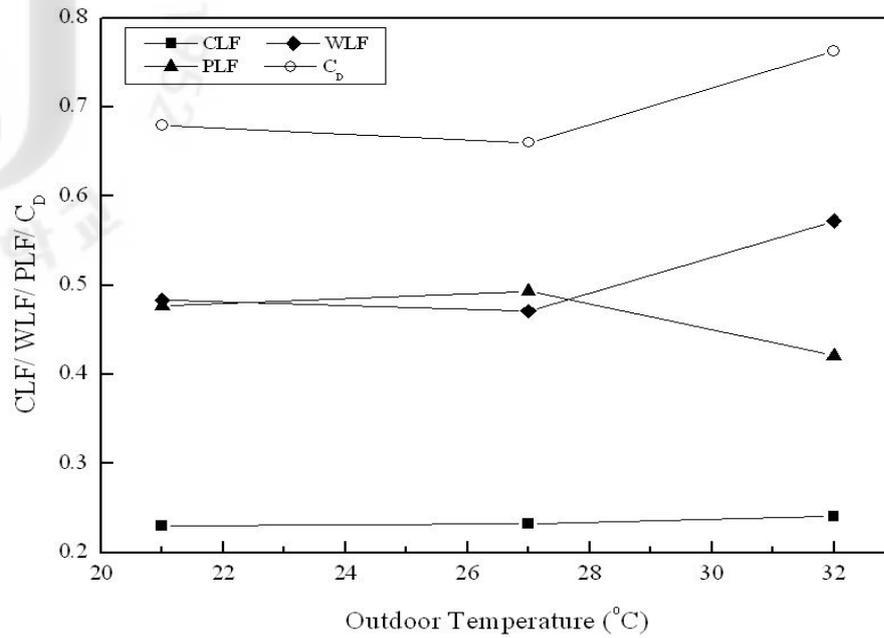


Fig. 34 CLF, WLF, PLF, and C<sub>D</sub> variation with outdoor temperature when the blower fan was controlled by on and off

Fig. 35 Power and capacity variation with time at 32 °C outdoor temperature when the blower fan was controlled by on and off



Fig. 36 Power and capacity variation with time at 27°C outdoor temperature when the blower fan was controlled by on and off

Fig. 37 Power and capacity variation with time at 21°C outdoor temperature when the blower fan was controlled by on and off

#### 4.5 엔진 회전수 변화에 따른 사이클 운전

차량의 공기조화기는 가정용 공기조화기와는 달리 동적이고 고정변수는 드물기 때문에 다양한 주위환경에서 수많은 변수들을 고려해야 될 것이다. 그중에서 대표적인 요소로 자동차의 차량용 압축기의 회전수는 엔진RPM의 직접적인 영향을 받기 때문에 고려되어야 할 변수 중 가장 중요한 요인이라 해도 무방할 것이다.

따라서 본 실험에서는 차량엔진을 18.5kW급의 모터로 모사하여 공회전, 정속, 고속주행모드의 각 3가지 운행모드로 나눠 동일한 외기온도에서의 냉방시 차량용 공기조화기의 특성을 파악하였다. 또한 차량의 엔진회전수는 차속과 밀접한 연관이 있기 때문에 콘덴서 공기유입량에도 변화를 주어 실험에 적용하였다. 실험조건은 Table 3에 나타난 것처럼 각 RPM별로 응축기 공기 유입량에 변화를 주어 실험하였다.

Fig. 39~41에서 각 운행모드별 시스템 특성을 살펴본다. 먼저 냉방열용량은 공회전 모드를 기준으로 정속모드시 약 103%, 고속모드시 약 105%로 비슷한 수준을 나타내는데 반하여 소비동력은 정속모드시 460%, 고속모드시 750%의 높은 수준을 나타낸다. 이에 따라 COP는 10.4로 측정되어 정속모드시의 2.3, 가속모드시의 1.4보다 월등하게 높은 COP 값을 갖게 되어 가장 이상적인 사이클을 나타내게 된다.

공회전(Idle)시의 900rpm에 비해 압축기 회전수가 상승할 때, 냉각열용량은 비슷한 수준을 나타내고 소비동력은 급격히 증가하는 이유는 압축기에서 찾아볼 수 있다. 본 연구에서 시스템에 적용한 차량용 압축기는 고정식 압축기이다. 내부 가변식 압축기는 토출압력을 사관실로 유입시켜 필요시 가변영역에 진입하여 소비동력을 낮출 수 있지만[12], 본 압축기는 고정식으로서 항상 최대용량으로 구동되고 본 압축기의 용량에서 벗어나지 못하기 때문이다. 이러한 이유로 RPM 상승시 불필요한 동력이 공급되어 COP가 현저하게 저하되는 요인으로 작용하는 것을 확인 할 수 있다. 각 모드별 소비동력, 냉방열용량, COP를 Table 10에 나타내었으며 Fig. 38은 변화량을 나타내고 있다.



Table 11 Experimental performance of each driving mode

Test	$Q_{ss}$ (W)	$W_{ss}$ (W)	COP (-)
Idling mode	3,334	321	10.38
Constant speed	3,427	1,498	2.29
accelerating mode	3,490	2,427	1.44

Fig. 38 System performance with variation of the compressor speed



Fig. 39 System performance at the idling state of the compressor

Fig. 40 System performance at the intermediate speed of the compressor



Fig. 41 System performance at the highway speed of the compressor

## V. 결 론

본 연구에서는 대중화된 승용차량을 대상으로 차량의 엔진회전 속도에 따라서 변화하는 자동차용 공기조화기의 정상상태와 부분부하운전시의 시스템의 특성을 분석하여 자동차용 공기조화장치의 성능예측 및 검증을 위한 자료를 제시하기 위하여 정상상태, 팬이 연속적으로 운전되는 부분부하운전상태 및 팬을 제어하는 부분부하 운전상태에 따라서 차량용 공기조화기의 성능특성을 실험을 여러 가지 운전조건에 대하여 수행하였으며, 본 연구를 통하여 도출한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 실험용 공기조화기의 최적냉매량 선정실험에서 냉매주입량의 변화에 따른 과열도와 과냉도를 측정하고 분석한 결과, 냉매충전량이 625g부터 675g까지의 구간에서 과열도와 과냉도가 거의 일정한 안정적인 상태를 나타내며, 충전량이 증가하여 700g을 초과할 경우에는 냉매량 증가에 따라서 과냉도가 급증하고 과열도는 급격하게 감소한다. 본 실험의 자동차용 공기조화기의 최적냉매 충전량은 650g이다.

2) 정상상태에서의 외기온도 변화에 따른 운전특성실험에서 COP는 외기온도가 32℃, 27℃ 및 21℃ 일 때 각각 2.8, 2.3, 및 1.9로 측정되었으며, 냉방용량은 외기온도가 32℃일 때의 3,690W를 기준으로 하여 27℃일 때는 92%, 21℃일 때는 90%의 수준으로 외기온도의 감소에 따라서 큰 차이는 보이지 않는다. 이 경우에 외기온도의 감소에 따른 효율저하는 냉매순환량이 감소하면서 증발기의 출구가 증발에 이용되지 못하면서 증발된 냉매가 과열되어 흡입냉매의 비체적증가로 냉매흡입량이 감소하기 때문이다.

3) 부분부하 운전시 외기온도의 변화에 따른 시스템 성능특성을 부분부하운전에서의 효율저하계수( $C_D$ )로 평가하였을 때, PLF직선의 기울기인  $m$ 의 값이 외기온

도가 낮아짐에 따라 작아지며, 이에 따라 효율저하계수가 감소하여 시스템의 효율은 감소한다. 실험결과 외기온도 32℃를 기준으로 27℃일 때 약 13.7%, 21℃일 때 약 20.9%의 효율저하를 나타낸다.

4) 사이클 운전특성 실험에서 압축기가 정지하였음에도 불구하고 블로워 팬이 계속 운전되면 냉각열용량이 계속적으로 공급되는 휴지시간을 동반하는데 이것은 증발기의 냉매압력이 팬이 정지하였을 경우보다 급격히 증가하여 다음 사이클에서 저압측 압력이 정상상태 운전압력으로 회복되는데 걸리는 시간이 길어진다. 이 휴지시간을 제어하기 위하여 압축기 정지시 블로워 팬을 정지시키는 실험을 하였다.

본 실험에서의 COP는 32℃를 기준으로 27℃일 때 약 23%, 21℃일 때 약 43.7% 수준의 효율저하를 나타낸다. 이것을 블로워 팬이 지속적인 운전을 하는 각 온도대의 이전 실험과 비교하면 32℃일 때 88.8%, 27℃일 때, 79.3%, 21℃일 때, 63.2%의 수준을 나타낸다.

5) 자동차용 공기조화기의 압축기의 회전속도를 자동차의 운전상태가 공회전(900), 정속(1800) 및 고속(2500rpm) 운전상태의 각 3가지로 설정하여 각 운전상황에 따른 공기조화기의 성능특성을 파악한 결과 시스템의 냉방용량은 공회전모드를 기준으로 정속운전은 103%, 가속운전은 105%를 나타내어 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. 반면에 압축기의 소비동력은 공회전모드를 기준으로 정속운전은 460%, 가속운전은 750% 증가하여 시스템의 성능은 급격하게 감소한다.

## 참고문헌

- [1] Shu, E. K., O. N. Ha, 2003, "Performance Characteristics of Heat Exchanger for the Automobile Air-conditioner", Proceeding of Society of Air-conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, pp. 181-186
- [2] Lee, H. K. and J. D. jung, 1995, "An experimental study on the laminated evaporator of car air-conditioner", Proceedings of the Korea Society of Automotive Engineers Conference, pp. 234-249
- [3] ISO CD 163858-1 Air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps - Testing and calculating methods for seasonal performance factors - Part 1: Cooling seasonal performance factor CSPF
- [4] ISO CD 163858-2 Air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps - Testing and calculating methods for seasonal performance factors - Part 2: Heating seasonal performance factor HSPF
- [5] ISO CD 16358-3 Air-cooled air conditioners and air-to-air heat pumps - Testing and calculating methods for seasonal performance factors - Part 3: Annual performance factor APF
- [6] J.L. Threlkeld, 1970, "Thermal Environmental Engineering 2<sup>nd</sup> Ed", Prentice-Hall, Inc.
- [7] 민만기, 1982, "공기조화기 및 열펌프에 관한 단속운전성능 및 계절의 표시방법", 대한기계학회지, Vol. 22, No.5, pp. 341-348
- [8] Man-Ki Min, David A. Didion and Lih Chren, 1982, "Heating Performance of Three Field-Located Residential Heat Pumps", National Bureau of Standards
- [9] D.A Didion and G.E. Kelly, 1979, "New Testing and Rating Procedures for Seasonal Performance of Heat Pumps", ASHRAE Journal, pp. 40-44
- [10] Yong-suk Lee, Jong Woo Kim, Youn Cheol Park, 2011, "A Study on Part Load Performance Characteristics on a Mobile Air Conditioner",

Proceeding of Society of Air-conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, pp. 232-235

[11] Y.C. Park, R. McEnaney, D. Boewe, J. m. yin and P. S. Hrnjak, 1999, "Steady State and Cycling Performance of a Typical R134a Mobile A/C system", SAE International Congress and Exposition, Society of Automotive Engineers (SAE), Intl., 1999-01-1190, Detroit(USA)

[12] 김기범, 2009, "차량용 에어컨 압축기의 소요동력에 관한 실험 연구", 아주대학교 석사학위 논문

[13] Ryan P. McEnaney, Y. C. Park, J. M. Yin and P. S. Hrnjak, 1999, "Performance of the Prototype of a Transcritical R744 Mobile A/C System", SAE International Congress and Exposition, Society of Automotive Engineers (SAE), Intl., 1999-01-1190, Detroit(USA)

[14] Man Ki Min, 1983, "Cyclic performance of residential air-to-air unitary heat pump", Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 4, pp. 219-226

[15] 한국산업규격, KS C 9306(에어컨디셔너)

## 감사의 글

석사학위과정 졸업을 앞두고 논문의 마지막 마무리를 써내려 가다보니 옛일이 스쳐 지나가면서 받기만 했던 삶을 반성하게 됩니다. 지난 시간을 돌아보니 학위 과정을 길은 학문보다 인격수양의 과정에 더 가깝지 않나 싶습니다.

제 주위에 계신 분들과의 만남은 제 인생에서 너무나도 값지고 소중한 시간이었습니다. 이제는 지난 시절 아름다운 추억들을 마음속에 간직한 채 새로운 출발을 위한 첫걸음을 내디뎌야 할 때 인가 봅니다. 많은 분들을 통해 얻은 삶의 지혜와 경험은 제 앞길에 새로운 지침이 될 것입니다.

본 논문이 완성되기까지 항상 저를 응원해주시고 사랑해 주신 수많은 분들께 감사의 글을 올립니다. 일일이 찾아 뵙고 감사드리지 못하는 점 용서를 구합니다.

학부과정부터 대학원 과정까지 부족한 저에게 항상 따듯한 격려의 말 한마디와 질책을 아끼지 않으셨던 권기린 교수님, 바쁘신 와중에도 제 논문에 관심을 가져주시고, 심사까지 맡아주신 김귀식 교수님, 항상 웃음 띤 얼굴로 대해주시는 현명택 교수님, 저에게 격려의 말씀을 아끼지 않으셨던, 허종철 교수님, 정동원 교수님께도 감사의 말씀을 전합니다.

대학원 생활동안 제가 속해있던 냉동공조 연구실에서 많은 일들을 함께하면서 많은 것들을 가르쳐 주신 광수형님과 연구소에 계셔서 많이 뵙지는 못하지만 항상 좋은 말씀 해주시는 김지영 박사님, 항상 '넌 잘할수 있을꺼야'라고 하시면서 용기를 주시는 재철형님, 이외 창수형님, 병찬형님, 준호형, 형남형 용석형, 고생하고 있을 다희, 성격 참 좋은 정윤, 서울 고시원으로 가고 있을 성실한 명일이, 연구실 일을 도맡아하는 원빈이, 태형이, 창훈이 외 실험실 선후배님들께 고마움의 뜻을 전합니다. 그리고 2년 동안 같이 일 하면서 제일 고생했을 지운아 정말 고맙다.

저에게 항상 귀감이 되는 말씀을 아낌없이 해주시는 재료 강도 연구실의 경조형님, 세웅형님 감사드립니다. 같은 동네 살면서 항상 저를 챙겨주시는 명근형님과 승건형님, 저보다 나이가 한 살 많지만 친구같이 저를 대해주는 으뜸이형 고맙습니다.

논문을 위한 실험장치를 제작 하는데 있어서 같이 고민해 주시고, 여러모로 힘써주신 고규현 선생님, 경중형님께도 감사의 뜻을 전합니다. 또한 대학생활과 대학원생활 동안 모자란 나를 항상 도와준 하나뿐 없는 동기 현관아, 정말 고맙습니다.

고마움을 전하고 싶은 분들이야 이루 헤아릴 수 없겠지만 그 중에서도 가장 고마운 사람은 아내와 가족이 아닌가 싶습니다. 항상 제 밥걱정먼저 해주시는 장모님, 장인어른, 저를 항상 바른길로 이끌어 주시고 늘 지켜봐주신 아버지, 어머니, 지금은 서울에서 행복한 가정을 꾸리고 있는 누나, 매형, 세상 그 누구보다도 사랑하는 우리 아들 승현이와 천사같은 지현이, 저의 편안한 안식처이며 넉넉하지 않은 형편에도 불구하고 가정에 소홀함을 묵묵히 받아준 아내에게 진심으로 사랑한다는 말 전하고 싶습니다.

마지막으로 학문에 있어서 참으로 부족한 저를 학문의 길로 인도하여 주시고 물심양면으로 도와주시며 오늘의 제가 있게 해 주신 제 평생의 스승이신 지도교수 박윤철 교수님의 은혜에 고개 숙여 깊이 감사드립니다.

2012년 감사하는 마음으로,  
김중우 올림.