

## 불균일한 풍속분포에 따른 응축기의 열전달 성능 변화

### Heat Transfer Performance Variation of Condenser due to Non-uniform Air Flow

이원중(Won-Jong Lee), 정지환(Ji Hwan Jeong)<sup>†</sup>

부산대학교 기계공학부

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Republic of Korea

(Received November 30, 2014; revision received February 21, 2014; Accepted: March 5, 2014)

**Abstract** Heat transfer performance variation of a condenser caused by non-uniform distribution of air flow was investigated using a numerical simulation method. A heat exchanger used for a outdoor unit of a commercial heat pump system and represented by a numerical model was selected. Non-uniform profile of air-velocity was constructed by measuring the air velocity at various locations of the outdoor unit. Simulation was conducted for various refrigerant circuits and air flow conditions. Simulation results show that the heat transfer capacity was reduced depending on the air-flow rate and the refrigerant circuit configuration. It is also shown that the capacity reduction rate is increased as the average air velocity decreases..

**Key words** Condenser(응축기), Air flow non-uniform distribution(공기유동 불균일분포), Thermal resistance(열저항), Heat transfer performance(열전달 성능)

<sup>†</sup> Corresponding author, E-mail: jihwan@pusan.ac.kr

#### 기호설명

$A$	: 면적 [ $m^2$ ]
$C_n$	: 상수
$c_p$	: 정압비열 [ $J/kg K$ ]
$D$	: 직경 [ $m$ ]
$H$	: 상대습도 [%]
$h$	: 대류열전달계수 [ $W/m^2 K$ ]
$j$	: Colburn j-인자 [-]
$k$	: 전도열전달계수 [ $W/m K$ ]
$\dot{m}$	: 질량유량 [ $kg/hr$ ]
$P$	: 압력 [ $MPa$ ]
Pr	: Prandtl 수, $\nu/\alpha$
$\dot{Q}$	: 열량 [ $W$ ]
$R$	: 열저항 [ $K/W$ ]
$Re$	: Reynolds 수, $VL/\nu$
$St$	: Stanton 수, $h/\rho V c_p$
$T$	: 온도 [ $^{\circ}C$ ]
$U$	: 총괄열전달계수 [ $W/m^2 K$ ]
$V$	: 속도 [ $m/s$ ]

#### 하첨자

$a$	: 공기
$d$	: 깊이
$f$	: 핀

$p$	: 피치
$i$	: 내부/입구
$Lp$	: 루버 피치
$o$	: 외부
$r$	: 냉매
$sp$	: 과열

#### 그리스 문자

$\alpha$	: 열확산율 [ $m^2/s$ ]
$\eta$	: 총괄표면효율 [-]
$\theta$	: 루버 각 [ $deg$ ]
$\nu$	: 동점성계수 [ $m^2/s$ ]

#### 1. 서론

공기를 열원으로 이용하는 냉장고나 히트펌프의 경우, 열교환기 주위의 장치들이나 패키지들을 둘러싸고 있는 샤시 그리고 팬의 영향으로 열교환기에 유입되는 공기의 유동분포는 불균일하게 된다. 이 불균일한 풍속분포의 영향에 대해 여러 연구가 수행되어 왔다. Mao et al.<sup>(1)</sup>는 응축기 조건을 해석하여 풍속이 불균일하면 열교환기의 열전달률은 감소하고 냉매의 압력강하는 증가하며 팬의 동력이 커짐을 보였다. 반면에 Nair et al.<sup>(2)</sup>와 Lee and Oh<sup>(3)</sup>의 연구에서는 불균일한 풍속분포

가 열교환기 성능에 큰 영향을 주지 못하였다. 그리고 Timoney and Foley<sup>(4)</sup>의 실험에서는 불균일 풍속분포가 균일풍속분포보다 오히려 성능이 좋게 나왔다. Foley는 균일풍속분포 조건이 열교환기가 최고의 성능을 내도록 하는 필수적인 조건이 아니라고 결론내리고 있다.

또한 공기유동의 불균일은 증발기의 착상과 제상에 영향을 미쳐 성능하락에 기여하는 바가 큰 것으로 보고되었다. Jianying et al.<sup>(5)</sup>는 공기유동의 불균일 정도가 증가하면 성애가 더 빨리 발생하고 성장하여 시스템 성능을 감소시키는 주요한 요소가 된다고 서술하고 있다. Aganda et al.<sup>(6)</sup>는 불균일한 풍속분포는 증발기 출구 냉매온도의 불균형을 이끌고 온도식 팽창밸브가 냉매유량이 줄어들도록 조작되어 성능이 감소할 수 있다고 주장하였다.

이와 같이 다양한 연구결과들이 있지만 착상이 없는 응축기에서 조차 공기유동의 불균일이 성능을 변화시키는 메커니즘과 얼마나 변화되는지 명확히 제시되지 않았다. 이 연구에서는 불균일 풍속분포에 따른 응축기의 열전달 성능 변화를 분석하고자 한다.

## 2. 해석대상 및 조건

대상은 히트펌프 실외기용 핀-관 열교환기(3.5 kW 급)로 하였으며, 외/내경이 7/6.5 mm인 관들이 22단 2열로 배열되어 있다. 루버 핀을 사용하며 Fig. 1과 같이 냉매회로를 변경시킨 6가지의 열교환기를 해석대상으로 선정하였다. 열전달은 공기 측뿐 아니라 냉매 측의 조건도 영향을 받으므로 Fig. 1과 같이 다양한 냉매회로를 가지는 응축기를 해석하였다. 해석대상의 열교환기 사양은 Table 1에 나타내었고 해석에 사용된 관계식들은 Table 2에 나타내었다. 그리고 해석조건은 Table 3에 정리하였다. R410A 냉매에서 2.84 Mpa에 해당하는 포화온도는 약 46.7℃이다.

불균일한 풍속분포 데이터를 얻기 위해 대상 실외기에서 직접 풍속을 측정하였다. Fig. 2는 실외기의 모습을 나타내고 풍속을 측정된 위치를 원으로 표시(77지점)하였다.

측정한 데이터를 x축 열교환기 길이, y축 열교환기 높이, z축 풍속으로 하여 나타내면 Fig. 3과 같다. 여기서 구한 풍속분포에 상수를 곱하여 전체의 풍량과 균일한 분포의 풍량이 일치하도록 한 후 해석하였다. Jianying et al.<sup>(5)</sup>은 풍속의 불균일한 정도를 평가하는 관계식을 제안하였다. 이 관계식은 식(1), 식(2)와 같고 식(1)은 평균 풍속을 나타낸다. 그리고 식(2)의 AMD는  $V_i/\bar{V}$ 에 대한 분산으로써 공기유동의 불균일한 정도를 나타낸다. AMD를 계산한 결과는 Table 4에 정리하였다. 동일한 풍속분포에 상수를 곱하여 풍속을 고려하였으며

Table 1 Specification of heat exchanger

List	Value
Rated Capacity	3.5(kW)
Coil type	Fin-Tube HX
Tube configuration	Staggered 22 Step×2 Row
Tube length	653.2(mm)
Tube OD	7(mm)
Tube thickness	0.25(mm)
Tube horizontal pitch	12.7(mm)
Tube vertical pitch	21(mm)
Tube material	Cu
Fin type	Louver
Fin thickness	0.1(mm)
FPI	18
Louver pitch	0.7(mm)
Louver height	0.7(mm)
Fin material	Al

Table 2 Used correlations

Items	Zone	Correlations
Heat transfer coefficient	air side	Wang et al.(2000)
	liquid refrigerant	Dittus-Boelter(1930)
	two-phase refrigerant	Shah(1979)
	vapor refrigerant	Gnielinski(1976)
Pressure drop in matrix	air side	Wang et al.(2000)
	liquid refrigerant	Churchill(1977)
	two-phase refrigerant side	Friedel(1979)
Pressure drop in U-bend	vapor refrigerant	Churchill(1977)
	liquid refrigerant	Ito(1959)
	two-phase refrigerant	Chen(2004)
	vapor refrigerant	Ito(1959)

로  $x V_i/x \bar{V} = V_i/\bar{V}$ 가 되어 평균 풍속이 다른 불균일 풍속분포의 AMD 값들은 동일하게 된다.

$$\bar{V} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{n} \tag{1}$$

$$AMD = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( \frac{V_i - \bar{V}}{\bar{V}} \right)^2}{n-1}} \tag{2}$$

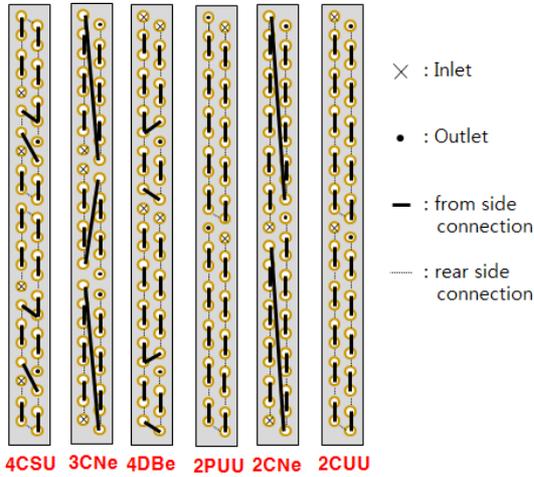


Fig. 1 Heat exchangers with various circuit.

Table 3 Operating conditions

List	Value	Unit
Refrigerant	R410A	
Pressure at inlet	2.84	MPa(A)
Superheat at inlet	35	℃
Refrigerant mass flow rate	71.8	kg/hr
Air temperature	35	℃
Air humidity	40	%
Air velocity	0.99	m/s
	1.27	
	1.55	

### 3. 해석결과

Fig. 1에 나타난 열교환기 시료에 대하여 6가지의 풍속조건에서 해석하였고 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 다양한 냉매회로를 통해 냉매측의 여러 열전달 성능과 온도분포 조건에 대해 고려하였다. 모든 경우에 대해 불균일 풍속분포에서 성능이 감소되었고 풍속이 클수록 성능의 감소율이 적어지는 것으로 나타났다. 이는 공기가 불균일하게 흐를 때의 열전달 성능 감소율을 정리한 Table 5를 보면 더 명확히 알 수 있다.

### 4. 이론적 검토

열교환기의 열전달량에 영향을 미치는 인자는 냉매측 열전달계수와 면적, 공기측 열전달계수와 면적, 그리고 냉매와 공기의 온도차이다. 이들 인자는 분포를 가지기 때문에 이 인자들의 배열에 따라 열교환기 성능이 변하게 된다. 본 연구에서는 풍속 불균일의 영향을 분석하여 보고자 한다. 즉 공기의 유속과 열교환기

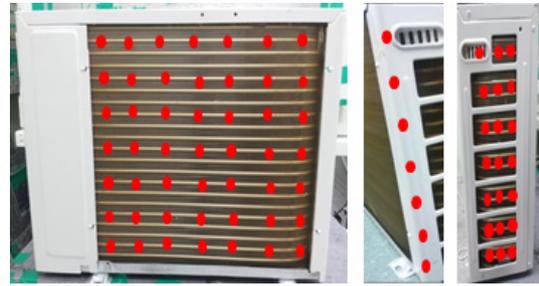


Fig. 2 Measurement location on outdoor unit.

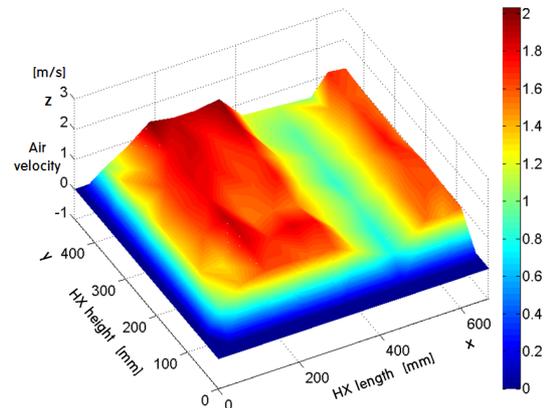


Fig. 3 Non-uniform air velocity profile.

Table 4 Operating conditions

velocity level	uniform		non-uniform	
	$\bar{V}$	AMD	$\bar{V}$	AMD
low	0.99	0	0.99	0.42
middle	1.27	0	1.27	0.42
high	1.55	0	1.55	0.42

의 성능 사이의 관계를 살펴보고 풍속의 불균일이 열교환기 성능을 변화시키는 원인을 찾는데 그 목적이 있다.

응축기에서의 열전달은 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q} = UA \cdot LM(T_r - T_a) \quad (3)$$

$1/UA$ 는 총괄 열저항을 의미하며 식(4)에 나타내었다. 우변의 항은 각각 관내의 대류, 관벽의 전도, 관외의 대류, 접촉, fouling 열저항을 나타낸다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_i h_r A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi Lk} + \frac{1}{\eta_o h_a A_o} + R_{cont} + R_{foul} \quad (4)$$

전도, 접촉, fouling 열저항을 무시하고, 관내에 fin은

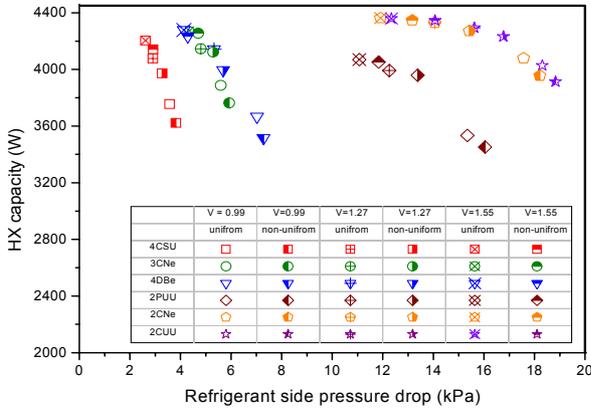


Fig. 4 Simulation results.

Table 5 Heat transfer performance reduction rate by non-uniform air velocity(%)

m/s	4CSU	3CNe	4DBe	2PUU	2CNe	2CUU
0.99	3.52	3.20	4.10	2.28	3.04	2.84
1.27	2.54	0.55	3.53	0.82	1.31	1.44
1.55	1.45	0.40	1.04	0.44	0.35	0.32

없으며 관외측의 총괄표면효율이 1이라고 가정하면 식(4)는 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$UA = \left[ \frac{1}{h_r A_i} + \frac{1}{h_a A_o} \right]^{-1} \quad (5)$$

일반적으로 대류 열저항이 전체 열저항의 대부분을 차지하므로 위의 간략화된 식(5)은 불균일한 공기유동의 영향을 고려해 보기에 적절하다.

열전달에 직접 관여하는 변수는  $UA$ 항이다. 이를 공기유동에 관계된  $h_a$ 항으로 편미분을 하여 정리하면 식(6)과 같다. 이 식은  $h_a$ 변화에 의한  $UA$ 값의 변화율을 나타낸다.

$$\frac{\partial(UA)}{\partial h_a} = \frac{A_o}{\left( \frac{h_a A_o}{h_r A_i} + 1 \right)^2} \quad (6)$$

풍속과 관계된 항이  $h_a$ 값이지만 풍속과 대류열전달 계수의 관계는 비례하되 선형적인 관계는 아니다. 이를 고려하기 위해 식(7)의 Chang and Wang<sup>(7)</sup> 모델을 이용하였다. 이 식은 여러 타입의 louver fin 실험데이터를 이용하여 개발된 모델이며  $100 < Re_{Lp} < 3000$ 범위에서 추천되고 있다.

$$j = Re_{Lp}^{-0.49} \left( \frac{\theta}{90} \right)^{0.27} \left( \frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left( \frac{B_d}{L_p} \right)^{-0.23} \times \left( \frac{L_l}{L_p} \right)^{0.68} \left( \frac{B_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left( \frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (7)$$

여기에서

$$j = St \cdot Pr^{2/3} \quad (8)$$

$$St = \frac{h}{\rho V c_p} \quad (9)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (10)$$

$$Re_{Lp} = \frac{V_a L_p}{\nu} \quad (11)$$

식(7)에서 Reynolds 수의 지수를 -0.5로 가정하고, 열교환기 형상에 관계된 항이나 풍속에 거의 영향을 받지 않는 물성치 항등을 상수 취급하여 정리하면 식(12)로 간략히 나타낼 수 있다.

$$h_a = C_1 \sqrt{V} \quad (12)$$

식(6)과 식(12)의 관계에서 식(13)을 도출할 수 있다. 해석에 사용한 데이터를 참조하여 풍속과  $\partial(UA)/\partial V_a$ 의 관계를 나타내어 보면 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 냉매측 열전달계수는 상수로 가정하였다.

$$\frac{\partial(UA)}{\partial V_a} = \frac{A_o}{\left( \frac{A_o}{h_r A_i} C_1 \sqrt{V_a} + 1 \right)^2} \cdot \frac{C_1}{2\sqrt{V_a}} \quad (13)$$

불균일한 풍속의 영향을 분석하기 위해서는 균일한 풍속분포에서 평가된 값과 비교하여야 한다. 그리고 같은 풍량에 대해서 불균일한 풍속분포는 균일한 분포보다 풍속이 증가한 부분과 감소한 부분이 존재하게 된다. 풍속이 증가한 부분의  $UA$  변화량과 풍속이 감소한 부분의  $UA$  변화량의 비교하면 불균일한 풍속분포의 영향을 살펴볼 수 있다. Fig. 5에서 그래프 아래의 면적은  $UA$  변화량을 나타낸다. 풍속이 감소할 때의 그래프 아래 면적의 변화가 풍속이 증가할 때의 면적변화보다 더 큼을 알 수 있다. 즉 어느 조건이든 풍속이 증가한 부분의 성능향상 폭보다 풍속이 감소한 부분의 성능하락 폭이 더 큼을 보이고 있다.

Fig. 5에서 냉매 측의  $h_r$ 가 다른 3개의 line을 비교하여 보면 어느 풍속에서나  $h_r$ 가 커질수록 그래프의 기울기가 가파르게 된다. 그래프의 기울기가 가파르게 되면

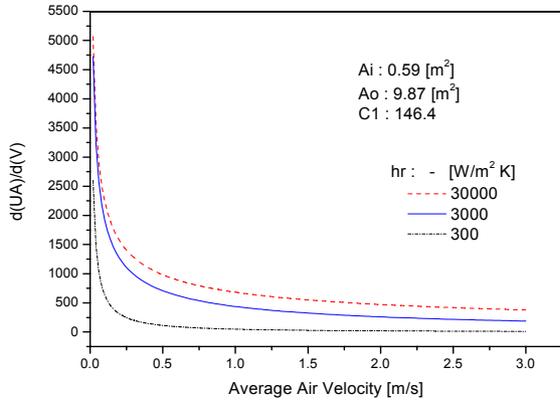


Fig. 5 UA change amount for 1 m/s increase of air velocity.

풍속이 증가하고 감소할 때의 그래프 아래 면적의 변화율이 커지므로 풍속이 불균일할 때의 성능하락이 더 커지게 된다. 즉  $h_r$ 이 커질수록 불균일한 풍속분포의 영향이 커지게 되는 것이다.

Fig. 5에서 풍속이 작을수록 그래프의 기울기는 가파르게 된다. 따라서 풍속의 변화량이 일정하다면, 풍속이 작을수록 풍속이 증가할 때와 감소할 때의 그래프 아래면적의 차이가 커진다. 즉 풍속이 작을수록 불균일한 풍속분포의 영향이 커진다. 하지만 여기서 고려한 풍속의 변화량이 일정하다는 가정은 불합리 할 수도 있다. 예를 들면, 평균풍속이 2 m/s에서 1 m/s 증가한 부분과 0.5 m/s에서 1 m/s 증가한 부분은 불균일의 정도에서 큰 차이가 있다. 따라서 풍속에 따른 불균일한 풍속의 영향을 고려해 보기 위해서는 다른 접근이 필요하다.

$\frac{\partial(UA)}{\partial V_a}$ 는  $V_a$ 에 의한 UA 변화율을 의미한다. 여기서 아무런 보정도 하지 않는다면, 이 식을 통해 얻는 수치값은 임의의  $V_a$ 에서 그 변화율이 일정 할 때  $V_a$ 가 1만큼 증가할 시 UA 증가량을 의미한다. 따라서  $V_a$ 가 매우 작아지면  $V_a$ 변화의 영향은 매우 커지게 된다. 즉 Fig. 5에서 보듯이  $V_a$ 가 0에 근접함에 따라  $\frac{\partial(UA)}{\partial V_a}$ 는 무한대에 가까워지게 된다.  $V_a$  변화량을 절대값 대신 비율로 바꾸기 위해서는 분모를 수정해 주어야 한다.  $\partial V_a$ 가 1% 증가할 때 분모가 1이 되어야 하므로 수정된 식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(UA)}{\left(\frac{100 \partial V_a}{V_a}\right)} = \frac{A_o}{\left(\frac{A_o}{h_r A_i} C_1 \sqrt{V_a} + 1\right)^2} \cdot \frac{C_1}{2\sqrt{V_a}} \cdot \frac{V_a}{100} \quad (14)$$

이를 풍속에 대해 나타내면 Fig. 6와 같다. 이 그래

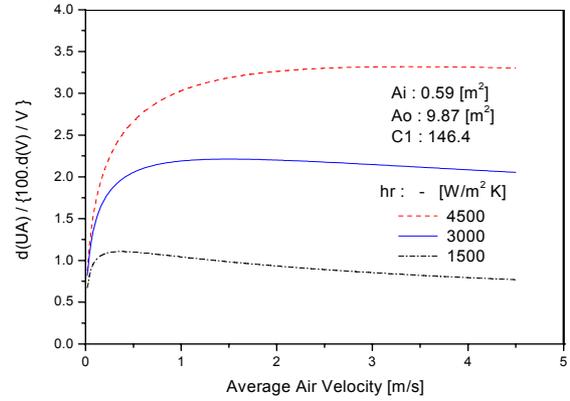


Fig. 6 UA change amount for 1% increase of air velocity.

프는 풍속에 따라 0에서 시작하여 급격히 증가하다가 최고점에 도달한 후에는 감소하는 경향을 보인다. 풍속이 0에 근접하면 1%에 해당하는 풍속의 증가량도 0에 근접하므로 Fig. 5와 달리 UA 변화량 또한 0이 된다. 또한 최고점에 도달한 후 UA 변화량은 감소하는 것으로 나타났다. 풍속이 커질수록 풍속의 변화량이 증가한다는 점을 감안하면 최고점 도달 후 UA의 변화량은 급감하고 있는 것으로 여겨진다. 여기서 최고점은  $h_r A_i$ 와  $h_a A_o$ 가 같을 때 도달한다. 따라서 공기측 열저항이 냉매측 열저항보다 작아지기 시작하면 풍속 증가에 따른 UA 증가량은 급감함을 알 수 있다.

한편, 이 그래프의 아래면적은 더 이상 UA 변화량을 의미하지 않으며 세로축 값이 1% 증가한  $V_a$ 에 대한 UA의 증가율(%)이 아니라 증가량을 의미하므로 풍속에 따른 불균일한 풍속의 영향을 고려하기에 용이하지 않다. 또 다른 접근법은 다음의 식을 이용하는 것이다.

$$Z = \frac{[\{UA(V) - UA(0.99V)\}] - [\{UA(1.01V) - UA(V)\}]}{UA(V)} \times 100 \quad (15)$$

여기서 Z는 어느 풍속에서 풍속이 1% 감소할 때의 UA 감소율(%)과 1% 증가할 때의 UA 증가율(%)의 차를 나타낸다. 풍속에 따른 Z의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 이 그래프에서 풍속이 증가할수록 풍속의 증감에 의한 차이는 감소하나 풍속이 아주 작으면 일부 반대의 경향이 나타난다. 일반적으로 열교환기 설계에서 냉매측과 공기측의 열저항이 균형을 이루도록 설계되고 이 균형점이 Fig. 6의 최대값임을 감안할 때 경향이 반대로 나타나는 일부 영역은 풍속이 매우 작은 영역이므로 무시할 만하다. 그러므로 풍속이 커질수록 불균일 풍속분포에 의한 열전달 성능하락은 감소한다.

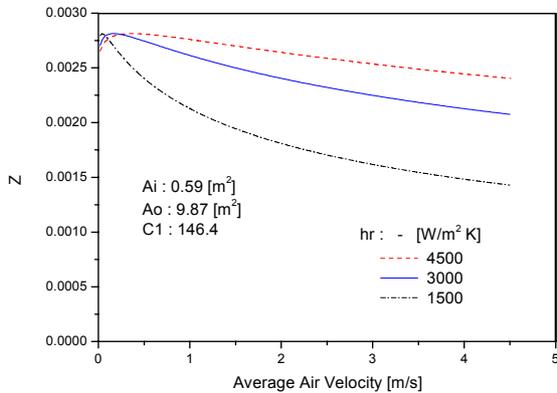


Fig. 7 Difference of  $UA$  change rate(%) for 1% increase and decrease of air velocity.

## 5. 결론

열교환기를 통과하는 공기유동은 여러 가지 이유로 불균일하게 흐를 수 있다. 같은 풍량에 대해서 불균일한 풍속분포는 균일한 분포보다 풍속이 증가한 부분과 감소한 부분이 존재하게 된다. 다양한 공기유동 조건에서 열교환기 성능이 변화하는 경향을 살펴보고 이유를 설명하였다. 공기유동이 불균일할 시 성능이 하락하는 원인 중 하나는 열저항들의 상관관계에서 풍속이 증가한 부분보다 감소한 부분의 영향이 더 크기 때문이다. 그리고 냉매측 열저항이 작아질수록 불균일한 풍속분포의 영향은 커지고, 풍속이 커질수록 불균일의 영향은 작아진다.

## 후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 대하여 연구되었음.

## Reference

1. Mao, J. N., Chen, H. X., Jia, H., and Wang, Y. Z., 2013, Effect of air-side flow maldistribution on thermal-hydraulic performance of the multi-louvered fin and tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 73, pp. 46-57.
2. Nair, S., Verma, S., and Dhingra, S. C., 1998, Rotary heat exchanger performance with axial heat dispersion, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 2857-2864.
3. Lee, K. and Oh, S., 2004, Optimal shape of the multi-passage branching system in a single-phase parallel-flow heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 82-88.
4. Timoney, D. J. and Foley, P. J., 1994, Some effects of air flow maldistribution on performance of a compact evaporator with R134a, *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol. 14, No. 5, pp. 517-523.
5. Jianying, G., Tieyu, G., Xiuling, Y., and Dong, H., 2008, Effects of air flow maldistribution on refrigeration system dynamics of an air source heat pump chiller under frosting conditions, *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, pp. 1645-1651.
6. Aganda, A. A., Coney, J. E. R., and Sheppard, C. G. W., 2000, Airflow maldistribution and the performance of a packaged air conditioning unit evaporator, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 515-528.
7. Chang, Y. J. and Wang, C. H., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.