

플라스틱 관다발 타입 오일쿨러의 튜브 배열에 따른 열전달 특성

허형석* · 배석정 · 김현철

자동차부품연구원

Heat Transfer Characteristics according to the Tube Arrangement of Bundle Type Plastic Oil Cooler

Hyungseok Heo* · Sukjung Bae · Hyunchul Kim

Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjung-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea
(Received 10 July 2006 / Accepted 16 August 2006)

Abstract : It has been argued that the use of plastics can cause problems during design and manufacture owing to their low strength, relatively poor thermal conductivity and large thermal expansion. However, the advantages of plastics e.g., corrosion resistance, low cost, curtailment of weight, design flexibility etc., can compensate abundantly for the disadvantages. This study analyzes and compares the heat transfer performance characteristics of automotive compact oil cooler composed of plastic tube bundle with conventional metal oil cooler on the same core area basis as diameter, tube thickness, number of tube or tube arrangement varies. The performance analyses are accomplished by use of computational fluid dynamics program Fluent 6.2, which is verified and compared with the results of performance tests. The result of analyses is coincided with that of experiments. Flow pattern at air side according to tube arrangement is dominant factor which affects heat dissipation in case of similar total heat transfer surface area.

Key words : Plastic oil cooler(플라스틱 오일쿨러), Arrangement(배열), Tube bundle(관다발), Heat transfer coefficient(열전달계수), CFD(전산유체역학), Turbulence kinetic energy(난류 운동에너지), Uniformity(균일도)

Nomenclature

A : area, m^2
 K : turbulence kinetic energy, m^2/s^2
 ΔP : pressure drop, kPa
 Q : heat dissipation, kcal/h
 T : temperature, °C
 U : overall heat transfer coef., W/m^2-K
 d : tube diameter, mm
 f : fouling factor, [-]
 h : heat transfer coefficient, W/m^2-K
 k : thermal conductivity, $W/m-K$

m : flow rate, ℓ/min
 p : pitch, mm
 t : thickness, mm
 v : velocity, m/s
 θ : air inflow angle, deg.
 σ : flow uniformity, [-]

Subscripts

ave : average
 i : inner
 j : refer to cell
 l : longitudinal

*Corresponding author, E-mail: hsheo@katech.re.kr

o : outer
s : surface
t : transverse

1. 서론

최근 자동차 부품 공급업체는 혁신적인 시스템과 비용 절감으로 경쟁 시장에서의 선두 지위를 유지하기 위해서 항상 새로운 제품을 자동차 제조업체에 제공해야 한다. 더욱이 신제품 개발 기간이 계속 단축되고 있고, 성능 및 장착에 용이한 배치, 내구성, 비용 등과 같은 제품 요구 사양이 일반화되어 있다. 그리고 최근에는 국가적 차원에서 자동차 부품의 재활용성을 계속 강조하고 있기 때문에 자동차 열교환기 공급업체들도 열효율이 높고, 가볍고, 값이 싸며 친환경적인 시스템과 부품들을 개발해야 하는 문제에 직면해 있다.

기존 금속소재 열교환기를 플라스틱 소재로 대체하고자 하는 연구는 이러한 추세에 부합되나 플라스틱 소재의 낮은 열전도율과 내열과 내압에 취약하다는 문제 제기에 의해 더 이상의 진전이 없었다. 그러나 최근 기존보다 내압성과 내열성면에서 많이 개선된 고기능성 엔지니어링 플라스틱 소재가 개발되면서부터 다시 이에 대한 연구가 활기를 띠기 시작했다. 그 선두 주자로 열교환기 생산업체가 아닌 캐나다의 소재 개발업체인 Dupont사 등과 같은 소재 개발업체가 중심이 되고 있다.¹⁾

그러나 플라스틱 열교환기를 양산 적용하기까지는 많은 연구과제가 남아있다. 즉, 압출 튜브 자체에서는 내구 신뢰성 문제가 없으나 구조상 어쩔 수 없이 접합이 이루어져야 하는 튜브와 헤더의 연결부에 대한 접합기술 향상에 대한 연구와 플라스틱 소재의 낮은 열전도율을 극복할 수 있는 방열성능 설계에 대한 보다 많은 연구가 이루어져야 할 것으로 판단된다. 이런 문제점들만 해결할 수 있다면 기존 금속소재에 비해 설계 유연성, 중량 저감, 내부식성 및 저가 등 플라스틱 소재의 많은 장점들이 부각될 수 있는 획기적인 전환점이 되리라 판단된다.²⁻⁴⁾

본 연구에서는 다양한 자동차 열교환기 중에서 자동변속기용 공랭식 오일쿨러를 플라스틱 소재로

대체하고자 하는 연구의 일환으로써 기존 금속소재와 동일 코어 사이즈에서 튜브 수, 두께, 직경, 배열 등에 따른 열유동 특성을 고찰하였다.

2. 수치해석

본 연구에서는 우선 절연 특성을 가지고 있는 플라스틱 소재의 열전달 저항을 최소화할 수 있는 튜브 두께를 고찰하고자 플라스틱 재질의 단일 튜브 두께를 변화시키면서 열전달 특성을 해석 하였으며, 또 동일 형상의 금속 소재와 비교 검토하였다.

다음으로는 결정된 튜브 두께에서 기존의 금속소재로 제작된 오일쿨러와의 동일 코어 사이즈에서 튜브 수, 직경 및 배열을 달리 하면서 열유동 특성을 수치 해석적으로 고찰하였다.

2.1 수치해석 모델

모든 수치해석에 적용된 오일쿨러는 기존 금속소재 오일쿨러에서 기준 모델을 설정하여 이와 동일 코어 사이즈인 200mm(W)×81mm(H)×36.7mm(D)으로 하였다. 또한 성능 설계점은 오일과 공기의 입구 온도가 각각 110°C와 35°C이고, 오일 유량은 15 ℓ/min, 공기 입구 속도는 8m/s이다. 기존 금속소재 오일쿨러의 설계점 성능은 방열량이 2,600kcal/h, 오일 측 압력손실이 240kPa, 공기 측 압력손실이 0.4kPa이다.

Fig. 1은 수치해석을 위해서 공기 측과 열전달이 이루어지는 튜브를 포함한 전체 오일쿨러의 격자를 생성한 모델이다. 일반적으로 공랭식 열교환기들은 공기 유로 측에 전열 환을 두지만 본 연구에 적용한 플라스틱 오일쿨러 모델은 제작상 이 전열 환을 두지 않고 직경이 작은 튜브들로만 유로를 구성하였다. 따라서 전열 환의 제거와 플라스틱 소재의 상대적으로 낮은 열전도율을 고려하여 튜브 수가 증가할 수밖에 없었다. 이로 인해 공기 측 유로는 매우 협소해지는 결과를 초래했고, 결과적으로 튜브 배열에 따른 공기의 유동 패턴이 중요하게 되었다. 튜브 격자는 전체 육면체 격자로 구성하였고, 총 격자 수는 140만개 정도이다.

Fig. 2는 튜브 배열의 단면도를 나타낸 것이다. 공기 측 유로를 구성하여 유동 패턴과 열전달에 큰 영향을 미치게 되는 횡방향 피치(P_t)와 종방향 피치(P_l) 즉, 튜브 배열 각도(Θ)에 따라 총 6개의 지그재그(staggered) 구조에 대해 수치 해석을 하여 서로 비교하였다. 또한 정열(in-line) 배열에서 튜브 직경에 따른 열유동 특성을 비교 고찰하였다. 정열 배열에서는 모델별로 튜브 직경이 달라 튜브 피치가 다르지만 튜브 사이의 간극은 0.7mm로 동일하다. Table 1은 각 모델에 대한 해석 설계 인자를 나타낸 것이다. 튜브의 두께는 0.15mm로 모든 모델에 대해서 동일하며, 모델의 개수는 주어진 코어 사이즈를 감안하여 볼 때 한정될 수밖에 없었다.

본 연구에서는 단일 튜브와 튜브 판다발로 이루어진 열교환기의 열유동 해석을 위해 상용 CFD S/W 인 Fuent 6.2를 사용하였다. 난류 모델로는 k-e 모델을 사용하였고, 압력과 속도의 연계 문제는 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였다. 대류항의 처리 방법은 power law scheme을 사용하였다.

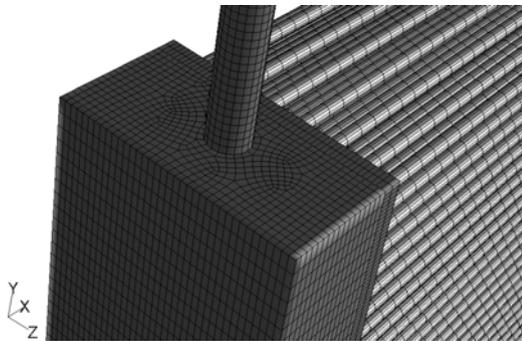


Fig. 1 Computational domain for CFD analysis

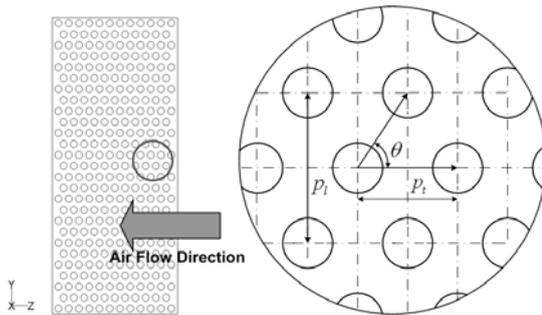


Fig. 2 Cross sectional area of tube bundle

Table 1 Tube arrangement characteristics of model

Model no.	Arrangement	Tube no.	Di (mm)	Θ (deg.)	P_l (mm)	P_t (mm)
1	Staggered	257	2	19	8	2.75
2		286	2	34.8	5.16	3.58
3		267	2	36.2	5.2	3.8
4		263	2	45	4.5	4.5
5		263	2	51.2	4.1	5.1
6		261	2	55.4	3.8	5.5
7	In-line	324	2	90	3.0	3.0
8		230	2.5	90	3.5	3.5
9		180	3.0	90	4.0	4.0

2.2 해석 조건 및 방법

본 연구에 사용된 작동 유체 및 튜브 재질에 대한 물성치를 Table 2에 나타내었다. 여기서 오일의 밀도와 비열은 식 (1)과 (2)에 나타낸 바와 같이 온도의 함수로 처리하였다. 플라스틱 소재는 PA66을 사용하였고, 단일 튜브에서 성능 비교를 위해 기준으로 한 금속소재는 Al6061이다. 오일쿨러 전체 모델에 대한 CFD 해석 조건은 Table 3에 나타낸 바와 같다.

$$\rho = 812.8134 - 0.020175 \times T [K] \quad (1)$$

$$C_p = 847.0679 + 3.7751 \times T [K] \quad (2)$$

Table 2 Physical properties involved in the model

Material	Oil	Air	PA66	Al6061
Density(kg/m ³)	F(T)	1.1	1120	2700
Specific heat(J/kg-K)	F(T)	1013	2200	896
Thermal conductivity(W/m-K)	0.158	0.0255	0.2	180
Viscosity(kg/m-s)	0.005712	1.85e ⁻⁵	-	-

Table 3 Input conditions

Input parameter	Value
Ambient temperature(°C)	35
Inlet air velocity(m/s)	2, 4, 6, 8
Inlet oil temperature(°C)	110
Oil flow rate(ℓ/min)	3, 7, 11, 15

단일 튜브에 대한 열전달 특성 고찰은 동일 직경에 대해서 벽 두께를 달리 하면서 해석을 수행하였다. 입구에서의 속도는 0.05m/s에서 0.2m/s까지 변화시키면서 수행하였고, 튜브 외측 표면은 오일쿨러의 시험시 외부 공기의 온도인 35°C로 주었다. 또

한 해석 결과로써 제시한 오일 측 유동 균일도와 공기 측 난류 운동에너지는 오일 유동 방향(x-axis)에 대해서 중앙 단면에서의 값으로 하였다. 해석 결과로서 제시한 튜브 입구 측의 균일도는 다음과 같이 계산 하였다.

$$\sigma = 1 - \frac{1}{2 \times v_{ave}} \times \sum \frac{|v_{ave} - v_j| \cdot A_j}{A_{total}} \quad (3)$$

$$v_{ave} = \frac{\sum v_j \cdot A_j}{A_{total}} \quad (4)$$

3. 방열성능 시험

본 연구에서는 앞서 수행한 오일쿨러에 대한 3차원 열유동 해석의 타당성을 검증하기 위해 해석에 적용된 모델 하나를 선정하여 방열성능 평가를 실시하였다.

3.1 시험 모델

방열성능 시험에 적용된 모델은 수치해석에서 적용된 모델 중에서 Model-2를 선택하였다. 헤더 형상은 수치해석과 동일하게 하였고, 튜브 직경도 2.0mm로 동일하게 하였다.

3.2 시험 장치

본 연구에 사용된 공랭식 오일쿨러의 방열성능 시험 장치의 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 시험 샘플은 그림에 나타난 바와 같이 풍동(wind tunnel) 상류 측에 장착하였다. 그림에서 점선으로 나타낸 화살표는 공기의 흐름을 나타내며, 실선은 오일의 흐름을 나타낸다. 오일측은 폐회로로 구성하였고, 탱크 내의 30kW급 히터로 가열하여 펌프에 의해 오일을 강제 순환시켰다.

공랭식 오일쿨러의 방열성능 시험을 위한 풍동은 8m×6m×3m 크기의 항온 챔버 내에 설치하였다. 챔버 내의 공기 온도, 즉 오일쿨러의 입구 공기 온도를 항상 35°C로 유지하기 위해 114kW급 히터와 60kW급 냉동기를 챔버 내에 설치하였다. 공기의 순환은 최대 용량 80m³/min의 터보팬을 이용하여 흡입하는 방식을 사용하였다.

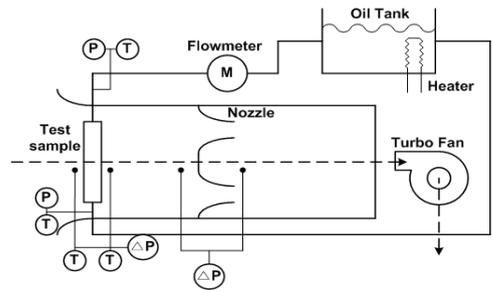


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

오일쿨러를 통과하는 공기의 압력손실을 측정하기 위하여 그림에서와 같이 시험 샘플 전·후면에 차압 센서를 설치하였다. 오일쿨러를 통과한 후의 공기 온도 측정은 시험 샘플 후류에 총 6개의 온도 센서를 설치하여 얻은 데이터를 평균하는 방식을 사용하였다. 공기 측 유량 측정은 시험 샘플 후류 측 풍동에 장착된 노즐 전·후에서 차압을 측정하여 구하였다. 시험 중 오일 온도는 110°C로 고정하였다.

3.3 시험조건 및 방법

시험 조건은 CFD 열유동 해석과 비교하기 위하여 Table 3에 나타난 해석 조건과 동일하게 하였다. 데이터는 오일 측과 공기 측의 열평형(heat balance)이 5% 이내로 될 때 취득하는 것으로 하였으며, 각 조건 마다 60개의 데이터를 획득하여 평균하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 벽 두께에 따른 성능 해석

앞서 기술한 바와 같이 단일 플라스틱 튜브와 금속 소재와의 방열 성능 비교를 위해 두께와 입구 측 속도를 각각 0.1mm에서 0.5mm, 0.01m/s에서 0.2m/s 까지 달리하며 해석을 수행하였다. 비교된 총괄 열전달 계수(overall heat transfer coefficient)를 구하는 식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{U} = \frac{d_i}{2k_{tube}} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{f_i} + \frac{1}{h_o} \frac{d_i}{d_o} + \frac{1}{f_o} \frac{d_i}{d_o} \quad (5)$$

위 식에서 오염 계수(fouling factor)를 무시하고, 단순 평면 열전달 효과만을 고려한다고 하면, 식 (5)은 식 (6)과 같이 단순화 할 수 있다.^{5,6)}

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{t}{k_{wall}} \quad (6)$$

두께에 대한 해석 결과는 Fig. 4에서 나타낸 바와 같이 벽 두께가 얇아질수록 열 저항이 확연히 떨어지고 있음을 알 수 있다. 벽 두께 0.5mm의 플라스틱 소재의 경우 입구 속도에 따른 열 저항은 알루미늄 소재에 비해 전체적으로 150% 정도 높게 나타났으나 0.1mm의 경우 20% 정도의 차이로 많이 좁혀졌다. 따라서 구조적 안정성이 허용되는 범위에서 튜브 두께를 얇게 할 경우 금속소재의 열 저항과 많이 근접시킬 수 있으리라 판단된다. 본 연구의 오일쿨러 전체 모델에 대한 CFD 해석에서는 튜브 두께를 0.15mm로 고정하였다.

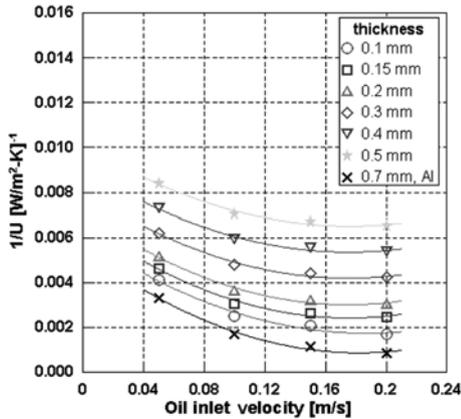


Fig. 4 Thermal resistance of various tube thicknesses

4.2 튜브 직경에 따른 성능 해석

Fig. 5는 튜브 직경을 달리 함에 따른 열유동 특성을 나타낸 것이다. 직경의 변화에 따른 열유동 특성 고찰은 동일 코어 사이즈 및 동일 튜브 간극의 모델에서 튜브 직경만을 변화시키면서 비교하였다. 그림에서 보면 직경 3.0mm보다는 2.0mm 모델의 경우 열전달계수, 공기 측 난류 운동에너지 및 오일 측 유동 균일도 모두 높게 나타나고 있다. 직경 2.5mm 모델의 경우는 공기 측 난류 운동에너지가 2.0mm 모델보다는 높게 나타나고 있으나 오일 측 유동 균일도는 59%로 72%의 직경 2.0mm 모델과 현격한 차이를 보이고 있다. 결과적으로 이러한 공기 측과 오일 측의 유동 패턴에 의해 열전달계수는 직경 2.5mm보다는 2.0mm의 모델이 약 4.5% 높게 나타났다. 그

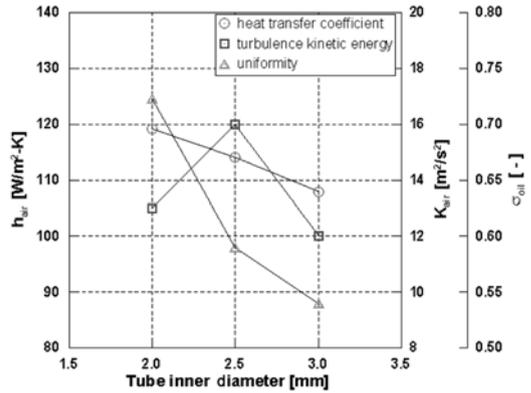


Fig. 5 Thermal flow characteristics according to tube diameter ($m_{oil} = 15 \ell / \text{min}$, $v_{air} = 8 \text{ m/s}$)

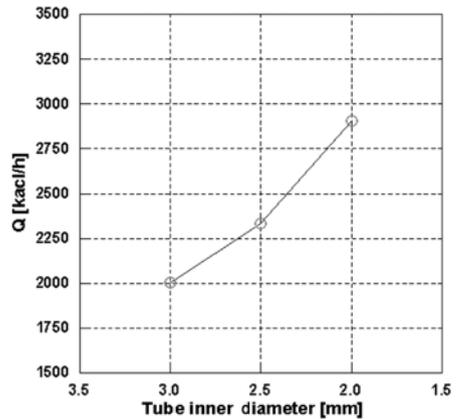


Fig. 6 Heat dissipation according to tube diameter ($m_{oil} = 15 \ell / \text{min}$, $v_{air} = 8 \text{ m/s}$)

러나 방열성능은 Fig. 6을 보면 알 수 있듯이 직경 2.5mm 모델보다는 2.0mm 모델이 24.5% 높게 나타나 열전달계수의 차이보다는 훨씬 크게 나타나고 있다. 이는 직경이 작을수록 보다 많은 튜브를 넣을 수 있어 총 열전달 표면적이 높아져 방열량에서는 더 큰 차이를 보이고 있는 것이다.

4.3 튜브 배열에 따른 성능 해석

Fig. 7과 Fig. 8은 튜브 배열 형상에 따른 열유동 특성과 공기 측 압력 손실을 보여주고 있다. 앞서 기술하였던 것과 같이 동일 코어 내에서 튜브 수의 차이가 클 때에는 유동 패턴보다는 총 열전달 표면적이 열전달 성능에 더 큰 영향을 미치기 때문에 튜브 수를 되도록 일정하게 유지하면서 튜브 배열에 따

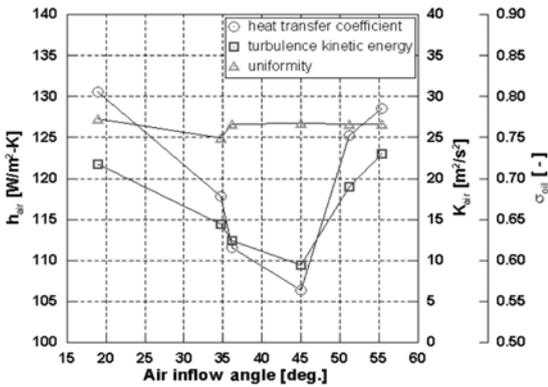


Fig. 7 Thermal flow characteristics according to tube arrangement ($m_{oil} = 15 \ell / \text{min}$, $v_{air} = 8 \text{m/s}$)

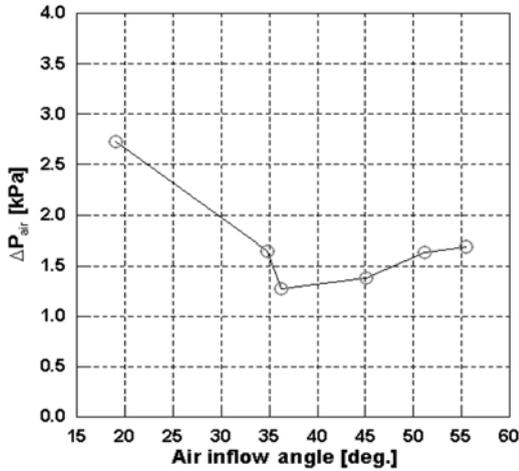


Fig. 8 Pressure drop of air side according to tube arrangement ($m_{oil} = 15 \ell / \text{min}$, $v_{air} = 8 \text{m/s}$)

른 열유동 특성을 고찰하고자 하였다.

Fig. 7에서 보여주는 바와 같이 열전달계수는 전반적으로 공기 측 유입각도가 45°인 Model-4의 경우가 가장 낮고, 45°보다 작거나 큰 각도의 Model-1과 Model-6으로 갈수록 점점 더 높아지는 경향을 보이고 있다. 이러한 경향은 공기 측 난류 운동에너지에서도 동일하게 나타났다. 반면, 오일 측 유동 균일도는 34.8°에서만 조금 낮게 나타나고 전체적으로 큰 차이를 보이지 않아 해석에 적용된 모델에서의 열전달 계수는 공기의 난류 에너지가 증가하는 배열 각도에서 높게 나타나는 것으로 판단된다. 이러한 공기 측 유동에서의 난류 증대는 Fig. 8에 나타난 공기 측 압력손실에서도 영향을 미쳐 전반적으로 난

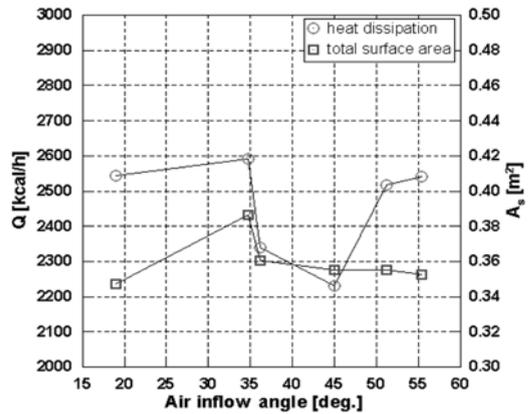


Fig. 9 Heat dissipation according to tube arrangement ($m_{oil} = 15 \ell / \text{min}$, $v_{air} = 8 \text{m/s}$)

류 에너지가 높은 각도에서 압력손실도 높게 나타나는 경향을 보여주고 있다.

방열성능도 Fig. 9에 나타난 바와 같이 전체적으로 공기 측 난류 운동에너지가 큰 경우가 높게 나타나고 있다. 그러나 공기 입구각도가 34.8°인 Model-2의 경우는 다른 모델의 튜브 수와는 차이가 커 유동 패턴보다는 총 열전달 표면적에 영향을 많이 받아 방열성능이 가장 높게 나타나고 있다.

4.4 수치해석의 검증

성능해석을 통하여 우선 방열량이 가장 높은 Model-2를 선정하여 프로토타입을 제작하고, 이에 대한 성능시험을 통하여 해석결과의 타당성을 검증하고자 하였다. Fig. 10 ~ Fig. 12는 공기 입구온도 35°C, 오일 입구온도 110°C에서 오일쿨러 전면 풍속과 오일 유량을 변화시키면서 수행한 해석 결과를 시험결과와 비교하여 나타난 것이다. 실험값과 계산값은 최대 오차 범위 10% 이내에서 비교적 잘 일치하였다.

실험값을 기준으로 해서 설계점에서의 기준 금속 소재 성능과 비교해 볼 때 방열량은 2,878.5kcal/h로써 10.7% 높게 나타났다. 또한 다수의 튜브로 인해 단위 튜브당 오일 유량이 기준보다 많이 감소하여 오일 측 압력손실은 70kPa로 상당히 감소한 반면 공기 측 유로가 상대적으로 많이 작아져 공기 측 압력손실은 1.45kPa로 상당히 커졌다.

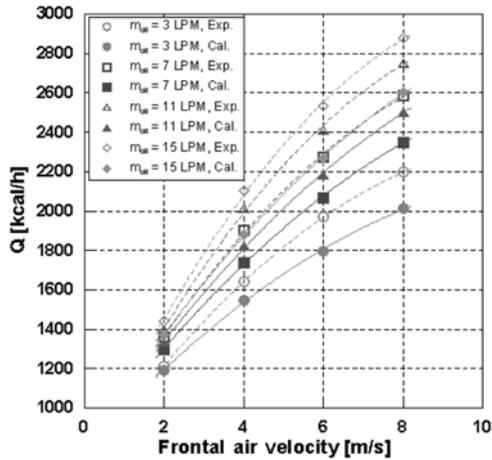


Fig. 10 Heat dissipation of model-2

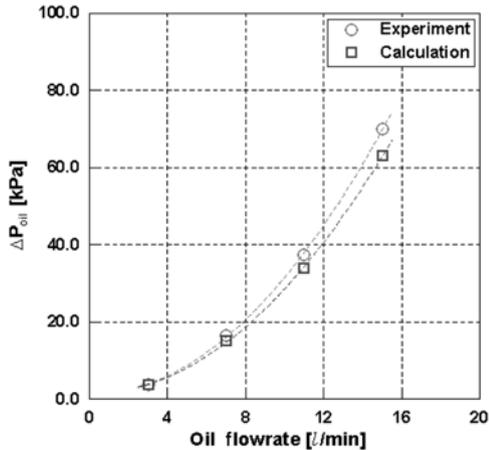


Fig. 11 Oil side pressure drop of model-2

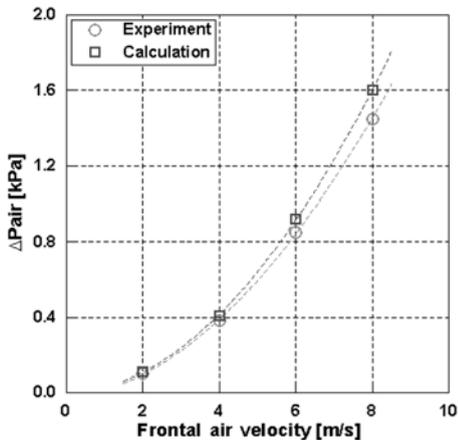


Fig. 12 Air side pressure drop of model-2

5. 결론 및 향후계획

본 연구에서는 지금까지 열교환기에 적용되어오던 금속소재를 가법고, 저가인 플라스틱 소재로 대체하고자 자동차용 공랭식 오일쿨러를 대상으로 하여 그 가능성을 타진하고자 하였다. 특정 코어 사이즈 내에서 튜브 직경과 배열을 변화시키면서 열유동 특성을 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 플라스틱 단일 튜브에서 벽 두께에 따른 열 저항은 벽두께 0.7mm의 알루미늄 튜브에 비해 0.5mm의 경우 입구속도에 따라 평균적으로 150% 정도로 매우 큰 차이를 보였지만 0.1mm 벽 두께의 경우는 20% 정도로 그 차이가 많이 좁혀졌다.
- 2) 동일 코어 사이즈와 튜브 간극에서 튜브 직경에 따른 열유동 해석결과 직경을 작게 하여 튜브 수를 증가시킨 직경 2.0mm의 경우가 오일 측 유동 균일도면에서 우수하고, 또한 열전달 표면적이 넓어 방열량이 가장 높게 나타나 공기 측 유동 패턴보다는 총 열전달 표면적이 미치는 영향이 더 크게 나타났다.
- 3) 동일한 코어 사이즈, 튜브 직경 및 튜브 두께에서 튜브 수의 차이를 크게 두지 않을 경우의 방열 성능은 튜브 배열에 따른 공기 측 유동 패턴에 큰 영향을 받고 있음을 알 수 있었다.
- 4) 공기 유입 각도가 45°일 때 열전달계수와 난류 운동에너지가 가장 낮고, 45°보다 크거나 작아질 수록 증가하는 경향을 보이고 있으며, 이에 따라 총괄 방열성능에도 상당한 영향을 미침을 확인하였다.
- 5) 플라스틱 소재의 낮은 열전도율에도 불구하고 방열성능 측면에서는 금속소재와 동등 이상의 성능설계를 할 수 있는 가능성을 확인하였다.
- 6) 공기 측 압력손실은 기존 금속소재의 오일쿨러보다 상당히 증가하여 압력손실이 허용하는 범위에서 방열성능을 향상시킬 수 있는 설계방안에 대한 연구가 필요하다고 판단되며, 향후 양산 적용을 위해서는 내구 신뢰성 평가 및 이의 향상을 위한 연구가 집중적으로 진행되어야 할 것으로 사료된다.

후 기

본 논문은 자동차기반기술개발사업의 연구비에 의해 수행된 연구 결과로서 관계 기관에 감사의 뜻을 표합니다.

References

- 1) A. Mannoni and D. Vitali, "Development of All Nylon Charge Air Cooler for Automotive Application," SAE 2001-01-1736, 2001.
- 2) D. A. Reay, "The Use of Polymers in Heat Exchangers," Heat Recovery System & CHP, Vol.9, No.3, pp.209-216, 1989.
- 3) L. Zaheed and R. J. J. Jachuck, "Review of Polymer Compact Heat Exchangers, with Special Emphasis on a Polymer Film Unit," Applied Thermal Engineering, Vol.24, pp.2323-2358, 2004.
- 4) L. Zaheed and R. J. J. Jachuck, "Effect of Prandtl Number on Heat Transfer and Pressure Drop in a Cross-Corrugated Polymer Film Compact Heat Exchanger," Int. J. Heat Exchanger, Vol.6, pp.331-359, 2005.
- 5) A. Karno and S. Ajib, "Effect of Tube Pitch on Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers-New Simulation Software," Heat Mass Transfer, Vol.42, pp.263-270, 2006.
- 6) M. Beziel and K. Stephan, "Temperature Distribution in the Outlet of Cross-Flow Heat Exchangers," Int. J. Heat Transfer, Vol.38, No.2, pp.371-380, 1995.