

무시동 열전모듈 난방기를 이용한 상용 트럭 캐빈 내의 열·유동장 수치해석

Numerical Analysis on Heat and Flow Field in the Cabin of a Commercial Truck by Using Non-Starting Thermoelectric Module Heater

김장권* †
Jang-Kweon Kim* †

(Received 03 May 2024, Revision received 03 July 2024, Accepted 10 July 2024)

초록 : 본 연구는 대형 트럭의 캐빈 후면 상단부 중앙에 무시동 열전모듈 난방기를 설치하여 형성된 캐빈 내 3차원 열·유동장을 Realizable $k-\varepsilon$ 난류 모델로 비압축성 정상상태에서 해석하였다. 열전모듈 난방기에서 유로의 시스템저항은 토출기류를 제어하는 루버 각도의 변화에 따라 달라지므로, 운전점의 풍량은 같은 회전수에서도 달라지게 된다. 따라서 열전모듈 난방기에서 운전점의 풍량 범위는 주어진 회전수에서 루버 각도에 따라 약 $1.64 \sim 4.06 \text{ m}^3/\text{min}$ 로 주어진다. 캐빈 내 중앙과 좌석 상단 부근에서 나타난 주 기류의 온도 분포는 캐빈 외부 온도 5°C 대비 각각 최대 약 20°C 이상과 약 15°C 이상의 상승효과를 나타낸다. 결과적으로 현재 조건에서 열전모듈 난방기를 이용한 캐빈 내 적절한 난방은 환절기 등의 제한된 캐빈 외부 온도 조건에서 가능할 것으로 판단된다.

키워드 : 캐빈, 상업용 트럭, Realizable $k-\varepsilon$ 난류 모델, 열전모듈 난방기, 가상 관류팬

Abstract : In this study, the three-dimensional heat and flow field in the cabin, which was formed by installing a non-starting thermoelectric module air heater in the center of the rear upper part of the cabin of a large truck, was analyzed in an incompressible steady state using a realizable $k-\varepsilon$ turbulence model. In a thermoelectric module heater, the system resistance of the flow path varies depending on the change in the angle of the louver that controls the discharge air flow; thus, the air flowrate at the operating point varies even at the same rotation speed. Therefore, air flowrate at the operating point in the thermoelectric module heater is approximately given from $1.64 \text{ m}^3/\text{min}$ to $4.06 \text{ m}^3/\text{min}$ depending on the louver angle at a given rotation speed. In addition, the temperature distribution of the main airflow appearing near the center of the cabin and the top of the seat shows a maximum increase of about 20°C or more and about 15°C or more, respectively, compared to the cabin external temperature of 5°C . As a result, it is judged that under current conditions, appropriate heating within the cabin using a thermoelectric module heater is possible under limited external temperature conditions such as during seasonal changes.

Key Words : Cabin, Commercial Truck, Realizable $k-\varepsilon$ Turbulence Model, Thermoelectric Module Heater, Virtual Cross-Flow Fan

* † 김장권(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) : 교수,
국립군산대학교 기관공학과
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

* † Jang-Kweon Kim(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) :
Professor, Department of Marine Engineering, Kunsan National
University.
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

1. 서 론

열전모듈(thermoelectric module)은 서로 다른 2 종류의 반도체 물질을 접합한 회로에 직류 전원을 흘리면, 한쪽 접합부에서는 발열(고온부)이 발생하고 다른 한쪽에서는 흡열(저온부)이 발생하는 펠티어(Peltier) 효과를 이용하는 일종의 고체 상태 열펌프(heat pump)이다. 이것은 현재 냉방기(cooler)로 많이 이용되면서 소형화, 경량화, 저소음, 저진동, 신재생 및 친환경 등의 효과를 두루 갖는 분야에서 주로 활용되고 있으며, 대형버스, 의료용, 화장품 및 와인저장용 냉장고 등에서도 소규모로 활용되고 있다.¹⁻³⁾

현재 자동차 캐빈(cabin) 내의 냉각방식은 냉매 순환용 압축기(compressor)를 엔진(engine)으로 구동시키는 증기 압축식이 주를 이루고 있으나, 상용 대형 트럭이나 트레일러 차량에서는 부족한 냉방 능력을 해결하기 위해 캐빈 내에 가전제품인 분리형 벽걸이 에어컨을 별도로 설치한 차량도 흔히 볼 수 있다. 또한 캐빈 내의 난방방식은 엔진 구동으로 뜨거워진 냉각수를 이용하는 온수식 히터(heater)가 주를 이루고 있다. 이와 같은 공조방식은 자동차의 엔진을 가동해야 원활히 작동할 수 있으므로 배기가스나 연비를 규제하는 정책에는 어긋나게 된다. 따라서 야간에 대형 상용 트럭에서 엔진을 가동하지 않으면서 냉매도 필요 없는 냉난방을 하기 위해서는 열전모듈을 이용하는 무시동 공조방식이 새롭게 연구되어 주로 냉방기로 적용되고 있다.¹⁻³⁾

이제까지 열전모듈의 열전달 특성이나 성능은 주로 실험을 통해 냉방기를 대상으로 이루어져 왔다. Huang 등⁴⁾과 Kim 등⁵⁾은 열전모듈의 고온부(발열)에서 충분한 방열이 이루어지게 되면, 열전모듈의 냉방성능은 최대로 얻을 수 있다는 연구를 발표한 바가 있다. 또 Attey⁶⁾는 고온부의 냉각에 잠열이 큰 물을 사용하여 냉방기의 성적계수를 2배 이상 올렸으며, Kang 등⁷⁾도 공기와 물을 동시에 사용하는 증발냉각 방식으로 방열 효과를 높인 바가 있다. 또 Astrain 등⁸⁾은 고온부의 냉각에 상변화 방식을 사용하여 냉방 능력을 향상한

바가 있으며, Vian 등⁹⁾은 저온부의 열교환기에 상변화와 모세관작용을 갖는 열 사이펀(siphon)의 원리를 이용하여 냉방 능력을 높인 바가 있다. 그러나 Kim 등¹⁻³⁾은 열전모듈의 고온부는 물재킷(water jacket)으로 방열을 추구하고, 저온부는 핀(fin)이 달린 열교환기인 열흡수장치(heat sink)를 부착하여 냉방기의 자체 열유동 특성을 표준 k-ε 난류 모델로 수치 해석하여 냉방성능의 응용 가능성을 확인하였으며,¹⁾ 또한 대형 상용 트럭 캐빈 내에 이 열전모듈형 냉방기를 설치하여 캐빈 내의 열유동을 해석한 바가 있다.^{2,3)}

이처럼 열전모듈형 공조방식은 열펌프 역할을 하므로 냉방기뿐만 아니라 난방기로도 활용될 수가 있다. Yang 등¹⁰⁾은 열전소자를 이용하여 상용차용 무시동 냉난방 시스템을 개발하고자 56개의 열전모듈을 직·병렬로 제작하여 자동차 실내에 장착한 후 실내의 온도와 열전모듈 유닛의 입·출구 온도를 측정한 결과, 난방할 때가 냉방 시보다 약 3배 정도 우수한 성능을 얻었으며, 소비 동력은 난방할 때가 냉방 시보다 약 23% 이상 적게 소모됨을 확인하였다. 또 Lee¹¹⁾는 저열원의 차량을 중심으로 사용되는 보조 난방 장치인 PTC(Positive Temperature Coefficient) 전기히터를 대체하기 위해 1 kW급 열전모듈을 이용한 보조 냉난방장치의 성능을 연구한 결과, 난방 시 성적계수는 1.9로 얻어져, PTC 전기히터 대비 성능이 우수함을 밝혔으며, 냉방 시에도 효과적인 발열 구조로 1 이상의 성적계수를 얻어 보조 냉방이 가능한 수준임을 확인하였다.

본 연구에서는 지난 연구¹²⁾에서 발표한 시스템 저항이 낮도록 유로를 기존 벽걸이 에어컨 실내기^{13,14)}와 유사하게 재설계한 열전모듈형 냉방기에서 저온의 흡열부 열전모듈을 고온의 발열부로서로 맞바꾸어 난방기로 사용할 수 있는 방안을 모색하였다. 이처럼 이번 연구에서는 열전모듈형 난방기를 만들어 트럭 캐빈 내 상부 후면에 설치하였을 때 나타나는 캐빈 내의 열유동장을 분석하여 새로운 관류팬(cross-flow fan)의 회전수 변화에 따라 난방 운전 시 필요한 상용차 캐빈 내의 온도가 어떻게 분포되는지를 확인하고자 하며, 아울

러 열전모듈형 난방기에서 열교환에 효과적인 최대 풍량이 얼마까지인지를 파악하고자 한다. 이를 위해 수치해석에 사용한 상용소프트웨어는 SC/Tetra¹⁵⁾이었으며, RANS 난류 모델로는 k-ε 난류 모델을 수정한 Realizable k-ε 난류 모델이었다.

2. 수치해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 상용 대형 트럭 캐빈의 기하학적 상세 치수를 나타내고 있다.^{2,3)} 캐빈 후면의 중앙 상부 측에 설치한 열전모듈형 난방기의 외곽크기는 폭, 깊이, 높이가 각각 약 453.7 mm, 140.2 mm, 238.4 mm이다. Fig. 2는 이번 연구에서 고안한 열전모듈을 이용한 난방기 모델을 보여 준 그림이다. 여기서 사용한 새로운 관류팬의 직경과 길이는 각각 85 mm, 429 mm이며, 유로의 시스템저항을 낮추기 위해 지난 연구¹²⁾에서 도입한 환과 같다. 또 Fig. 2(a)의 난방기는 내부에 설치되는 모터의 공간이 현재는 생략된 상태이므로, 향후 난방기를 상품화 할 때는 지금보다 좀 더 좌우 외곽의 크기를 키우는 디자인 수정이 필요하다고 본다. 한편 Fig. 2(b)는 실제 관류팬을 사용하지 않고서도 풍량에 대한 정압의 성능자료만으로도 팬의 효과를 낼 수 있는 가상팬(virtual fan)¹⁵⁾의 기능을 활용하기 위해 Fig. 2(a)의 토출구를 X 방향으로 평평하게 변형한 난방기 모델이다.

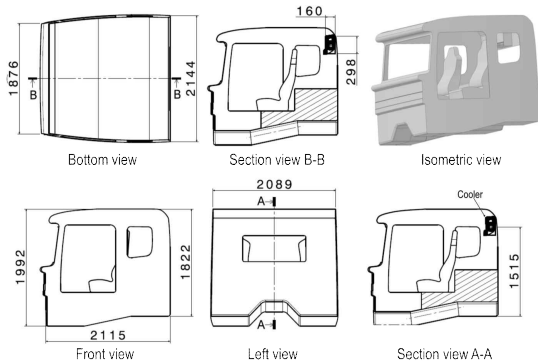


Fig. 1 Geometry configuration of a cabin

여기서, X 방향으로만 흐르는 온풍 기류를 Z 방향으로 제어하기 위해 편이상 2가지 각도의 루버(louver)를 사용하였다.

Fig. 3은 직경 60 mm, 길이 429 mm를 갖는 "Whitefan"사¹⁶⁾의 관류팬(DF60429)에 대한 회전수 1,400 rpm에서 얻어진 풍량 대 정압의 성능곡선이다. 이 자료들을 무차원 계수인 유량계수와 정압 계수로 변환한 다음, 상사(similarity) 법칙이 성립한다는 전제하에 Fig. 4는 Fig. 3의 유량계수와 정압계수를 역이용하여 8가지 회전수별로 구한 풍량 대 정압 자료를 나타낸 그림이다. 이것은 본 연구에서 채택한 가상 관류팬이 Fig. 3의 관류팬과 직경 크기만 서로 다르므로 회전수별로 자료 산출이 가능하다.

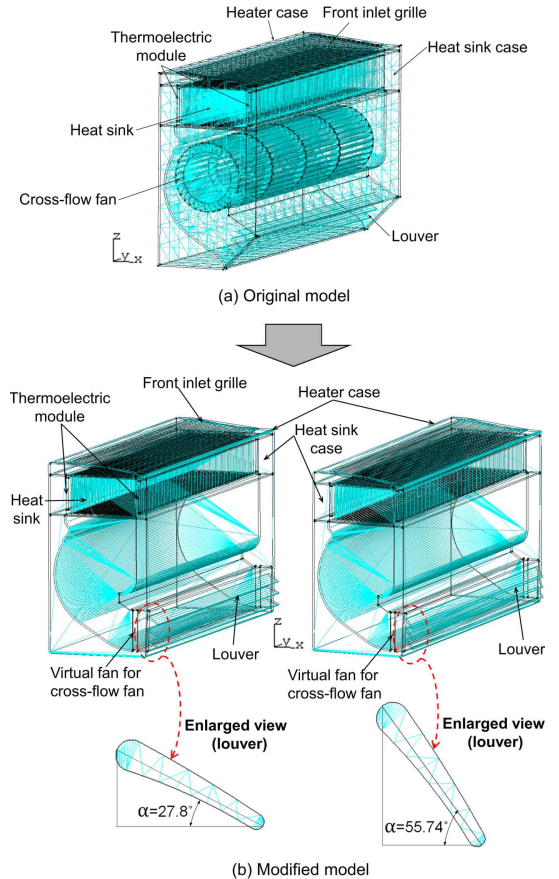


Fig. 2 Configuration of a thermoelectric module heater

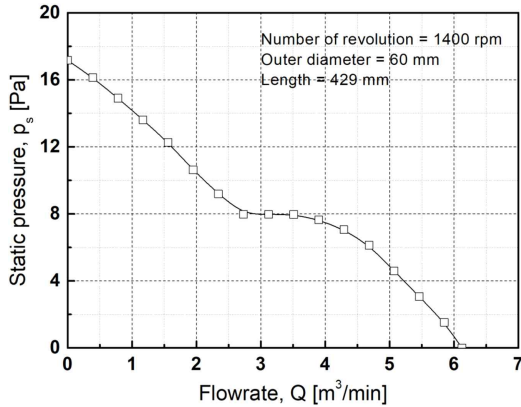


Fig. 3 Performance curve of a cross-flow fan (model DF60429)¹²⁾

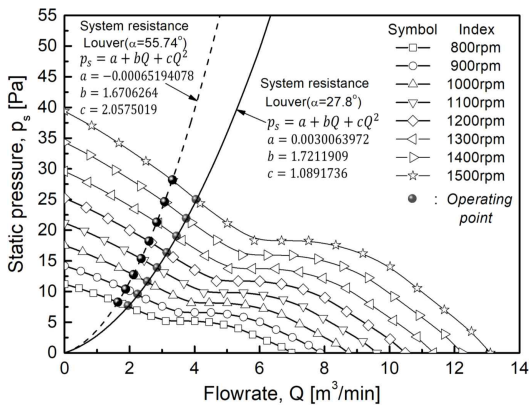


Fig. 4 Aerodynamic performance curves of a virtual cross-flow fan

Fig. 5는 Fig. 1의 대형 트럭 캐빈을 비정형 격자(unstructured mesh) 형상으로 나타낸 해석모델의 그림이다.^{2,3)} 여기서 해석모델은 상용 소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 3차원 형상을 만들었다.

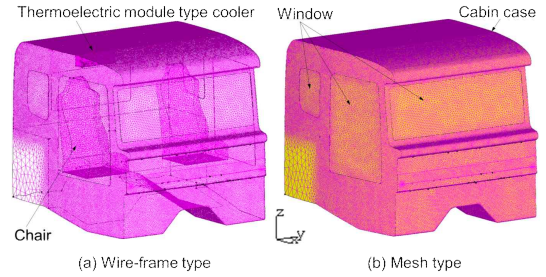


Fig. 5 Mesh configuration of a cabin

Table 1 Mesh characteristics of a cabin

Louver angle	Total element number	Total node number	Max. size	Min. size
27.8°	31,201,403	7,888,591	96.77 mm	0.756 mm
55.74°	29,955,846	7,623,916		

Fig. 5에서 생성된 격자는 최소 두께 0.94 mm인 난방기 열전모듈의 열교환용 흰까지도 무난히 해석할 수 있도록 한 결과, Table 1과 같이 얻어졌다. 한편, 유체와 접하는 고체 경계면에는 해의 수렴성을 높이기 위해서 SC/Tetra에서 기본적으로 주어지는 2개의 프리즘 층(prism layer)을 넣었으며, 최종적으로 모든 벽면에서 얻어진 무차원 벽 길이는 $y^+ < 100$ 이었음을 확인하였다.

2.2 수치기법

Table 2는 본 해석에 사용한 각종 재료에 대한 물성값들을 나타내고 있다.^{2,3)} 여기서 대형 트럭 캐빈과 창문의 외부 공기 온도는 환절기 야간의 기온을 고려하여 캐빈 초기 내부의 공기 온도와 같이 5℃로 적용하였다. 또한 난방기에 모사된 열

Table 2 Material properties used in this analysis

Materials	Temperature (°C)	Density (kg/m³)	Thermal expansion coefficient (1/K)	Viscosity (Pa·s)	Specific heat [J/(kg·K)]	Thermal conductivity [W/(m·K)]
Air	5	1.271	0.00361	1.748×10^{-5}	1005	0.02465
Iron (Fe)	27	7,871.4	-	-	439.2	81.168
Polyethylene	27	950	-	-	2,100	0.41
Aluminum	27	2,688.7	-	-	898.7	236.72
Semi-conductor (ZnTe)	27	6340	-	-	258	18

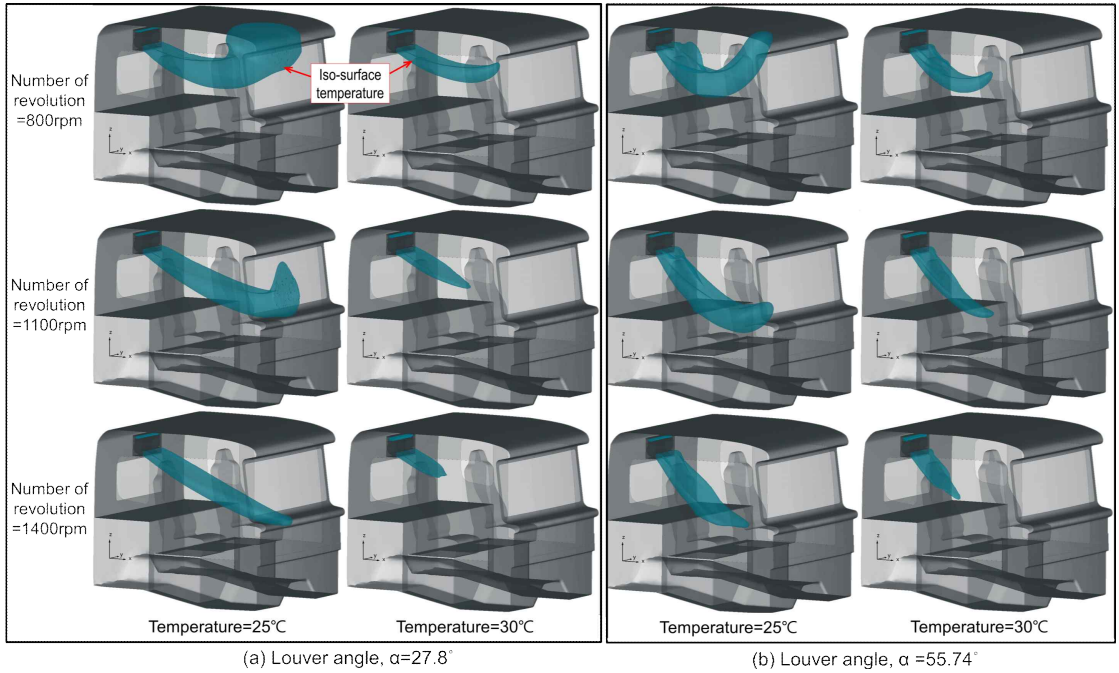


Fig. 6 Distribution of iso-surface temperature within a cabin

전모듈의 고온부는 55℃로 설정하였다. 이것은 시판¹⁷⁾ 중인 열전모듈(C&L, VSIM-1.4-127-6.0) 1개를 정격상태에서 동작 시 얻을 수 있는 고온부의 온도이다. 또 Table 2에서 주어진 캐빈의 재질은

Table 3 Wall boundary conditions

Surface Item	Material	Wall boundary condition	
		Shear stress	Heat transfer
Window	-	No-slip	5℃
Chair	-	No-slip	Adiabatic
Louver	Polyethylene	No-slip	Adiabatic
Heat sink case	Polyethylene	Free-slip	Adiabatic
Heat sink	Aluminum	No-slip	No thermal resistance
Heater case	Polyethylene	No-slip	Adiabatic
Cabin case	Iron	Free-slip	5℃
Thermo-electric module (hot)	Semi-conductor (ZnTe)	Free-slip	55℃

철(Fe)로, 그리고 열전모듈형 난방기의 케이스와 루버 재료는 모두 폴리에틸렌으로 정하였다. 또 열흡수장치(heat sink)의 재료와 반도체소자인 열전모듈의 재료는 각각 알루미늄과 아연-텔루라이드 화합물(Zinc-telluride, ZnTe)로 설정하였다. 여기서 캐빈 내 공기와 열교환이 이루어지는 주된 부품은 열흡수장치와 열전모듈이다.

Table 3은 본 해석에서 적용한 캐빈 및 새로운 열전모듈형 난방기를 구성하는 벽 표면의 경계조건들을 나타내고 있다. 여기서 열전모듈의 저온부는 해석에서 제외하였다. 또한 점착(no-slip) 조건인 고체 벽면의 모든 경계 처리는 대수법칙(log-law)을 이용한 벽 함수를 사용하였으며, 벽면에 대한 열전달 조건은 대수 온도 법칙을 사용하는 부드러운 벽 조건으로 설정하였다.

한편, 해의 원활한 제어를 위해 운동량 및 에너지 방정식 그리고 k-ε 방정식의 대류항들은 모두 2차 풍상기법(2nd order upwind scheme)으로 이산화하였으며, 확산(diffusion)항들은 정확도 가중치(accuracy weighted) 기법을 적용하였다.¹⁵⁾ 또 압력 보정 방법은 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였으며,

해의 수렴조건은 모든 변수의 잔차값들이 1×10^{-4} 일 때로 설정하였다. 또 대형 트럭 캐빈 내의 공기는 온도에 의한 부력의 영향을 고려하였으며, 수직인 Z 방향에는 중력의 영향도 반영하였다.^{2,3)}

3. 계산 결과 및 고찰

3.1 열전모듈형 난방기의 시스템저항

Table 4는 루버를 제외한 열전모듈형 난방기의 유로 저항을 결정짓는 각 요소의 공기 통과 면적을 나타낸 표이다. 또 Table 5는 Table 4에서 나타난 각 부품의 공기 통과 면적 및 루버를 거친 열전모듈형 난방기의 8가지 회전수별 운전점의 풍량과 시스템저항 값을 루버의 각도 변화에 따라 나타낸 표이다. 여기서 시스템저항 값은 회전수별 수치해석으로 얻은 가상팬의 풍량을 가지고 Fig. 4에서 주어진 가상 관류팬의 같은 회전수별 풍량 대 정압 성능곡선으로부터 보간법으로 구하였다.

Table 4 Air-passage areas of a thermoelectric module heater

Item	Inlet grille	Outlet duct	Heat sink	Virtual fan
Area (cm ²)	254.8	212.2	277.3	212.2

Table 5 Predicted data of a thermoelectric module heater at operating points

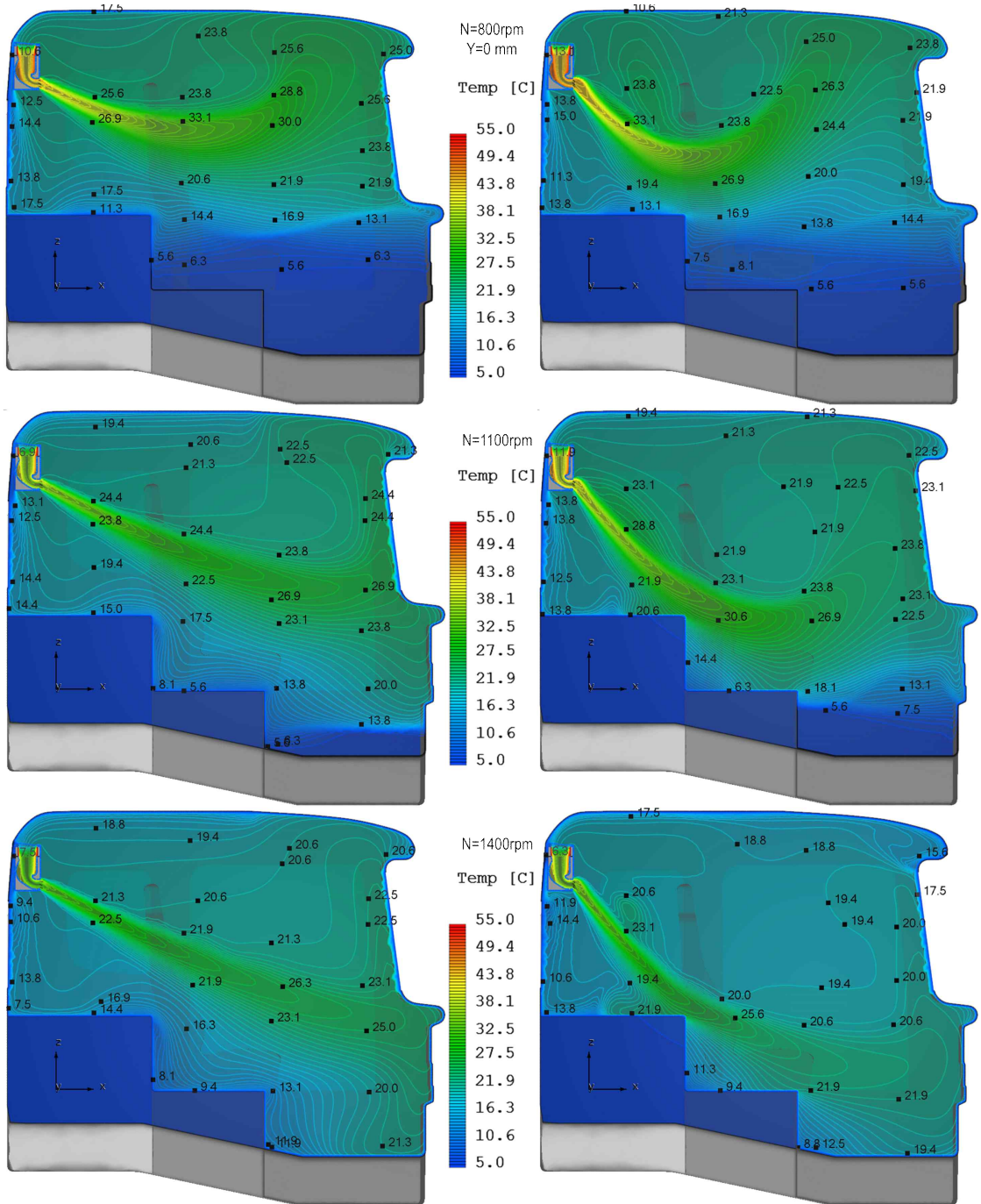
Number of revolution (rpm)	Flowrate (m ³ /min)		System resistance (Pa)	
	Louver angle		Louver angle	
	27.8°	55.74°	27.8°	55.74°
800	1.962	1.639	7.568	8.284
900	2.255	1.881	9.447	10.4
1,000	2.555	2.12	11.517	12.766
1,100	2.855	2.357	13.788	15.378
1,200	3.155	2.598	16.26	18.223
1,300	3.456	2.836	18.937	21.316
1,400	3.755	3.077	21.823	24.642
1,500	4.055	3.32	24.909	28.202

Fig. 4와 같이 2차식인 포물선 곡선으로 얻어진 회전수별 풍량에 따른 열전모듈형 난방기의 시스템저항은 수직 하방으로 루버 각도가 더 기울어진 $\alpha = 55.74^\circ$ 의 경우가 $\alpha = 27.8^\circ$ 의 경우보다 회전수별로 약 8.64~11.68% 더 크게 나타나므로 운전점에서 풍량은 회전수별로 약 16.46~18.13% 더 작게 형성됨을 알 수 있다. 따라서 운전 소음에는 두 루버 각도 모두 여전히 다소 불리한 형태를 보이지만, 만약 난방기가 운전점에서 동일한 풍량을 발휘한다고 가정하면, 루버 각도 $\alpha = 55.74^\circ$ 에서 회전수가 더 높아져야 하므로 운전 소음이 훨씬 더 클 것으로 예상된다.

3.2 캐빈 내 등표면 온도 분포

Fig. 6은 캐빈 내 설치된 난방기가 회전수 및 루버 각도의 변화에 따라 온기를 분출할 때, 캐빈 내에서 나타난 등표면(iso-surface) 온도의 그림이다. 여기서 등표면 온도 분포는 같은 온도 크기의 공기가 차지하는 공간영역을 나타낸다. 또한 등표면 온도 25°C와 30°C는 외기온도 5°C에 비해 각각 20°C와 25°C의 온도차를 나타내므로 비교적 환절기에 따뜻한 온도라 생각한다. 한편, 루버 각도가 27.8°인 Fig. 6(a)에서 나타난 등표면 온도 25°C의 기류는 회전수가 낮은 800 rpm의 경우, 캐빈 내 전방 하단 쪽으로 향하다가 부력에 의해 뜨면서 전방 상단에 부딪혀 천장으로 넓게 영역을 차지한다. 그러나 회전수가 증가할수록 기류 속도가 증가하므로 대각선 방향으로 캐빈 전방까지 도달하면서 캐빈 전방에 부딪히는 현상은 회전수 1,400 rpm에서 사라지며, 등표면 온도 분포 영역도 좁고 길게 형성됨을 알 수 있다. 이것은 열전모듈의 열교환 원을 통과하는 기류 속도가 느리게 되면 충분한 열교환을 통해 열을 이송할 수 있지만, 반대로 기류 속도가 세면 열을 충분히 실을 수 없어 열전달이 떨어지게 되기 때문이다. 이것은 등표면 온도 30°C의 기류에서도 쉽게 확인할 수 있다. 즉 등표면 온도 30°C의 분포는 등표면 온도 25°C에 비해 현저히 작아진 기류 영역을 볼 수 있는데, 회전수가 낮은 800 rpm에서 그나마 캐빈 전방 쪽으로 비교적 크게 나타나 열교환에 의한 열

김장권



(a) Louver angle, $\alpha = 27.8^\circ$

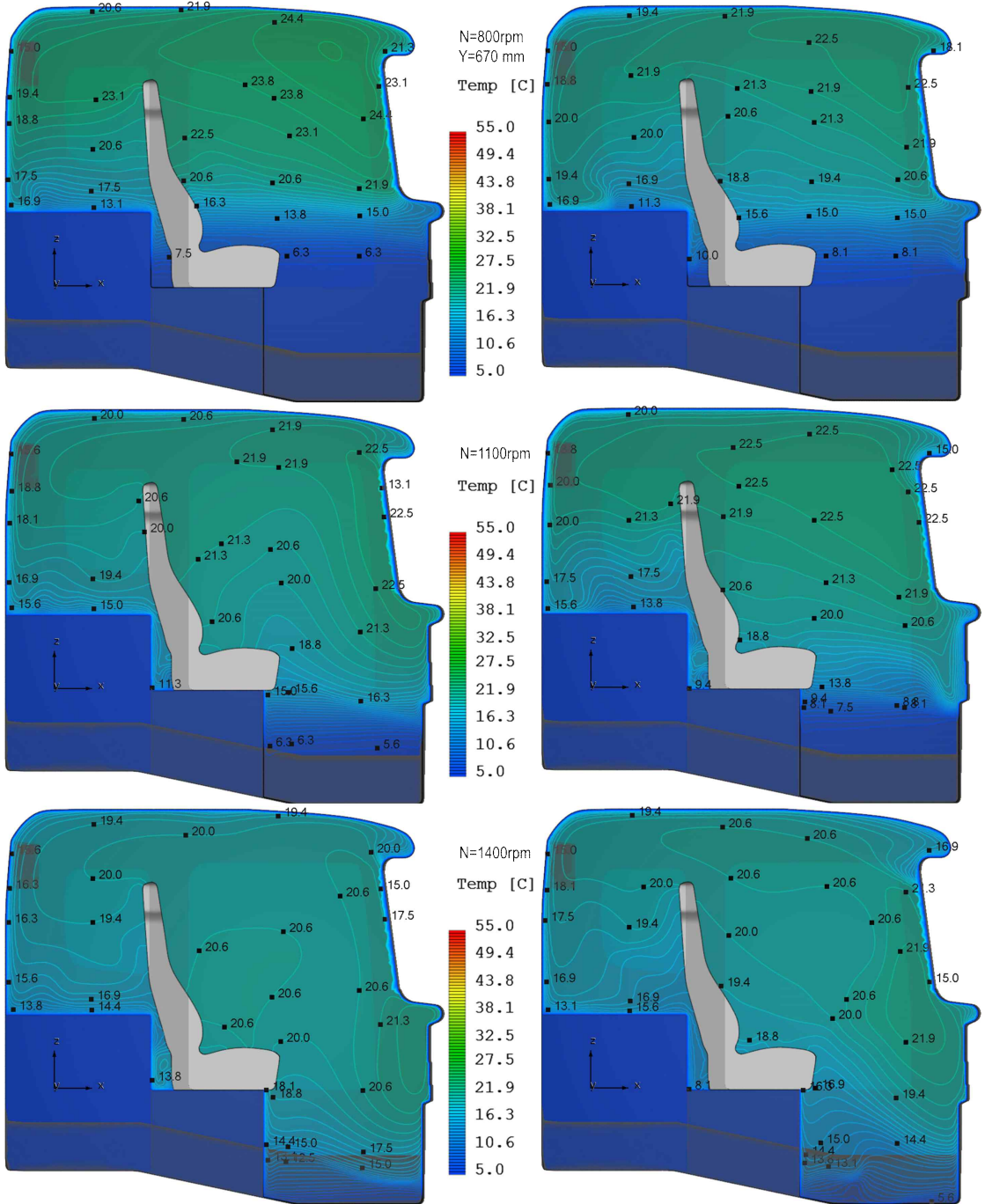
(b) Louver angle, $\alpha = 55.74^\circ$

Fig. 7 Temperature distribution on the X-Z plane at $Y = 0 \text{ mm}$ (center) within a cabin

이 효과적으로 전달됨을 알 수 있다. 반면에 루버 각도가 55.74° 인 Fig. 6(b)에서 나타난 등표면 온도

25°C 의 기류는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 같은 회 전수에서도 운전 부하가 증가하여 풍량이 줄어들

무시동 열전모듈 난방기를 이용한 상용 트럭 캐빈 내의 열·유동장 수치해석



(a) Louver angle, $\alpha=27.8^\circ$

(b) Louver angle, $\alpha=55.74^\circ$

Fig. 8 Temperature distribution on the X-Z plane at $Y=670\text{ mm}$ within a cabin

므로 회전수가 낮은 800 rpm의 경우, 캐빈 내 전방 하단 쪽으로 향하다가 부력에 의해 상부로 부

양하면서 전방 천장쪽으로 부딪혀 루버 각도가 27.8° 인 경우보다 작은 공간영역을 차지하며, 회전

수가 증가할수록 캐빈 하단 쪽으로 더 기울어져 분포됨을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 등표면 온도 30°C의 기류에서도 볼 수 있다. 한편, 등표면 온도 25°C의 기류에서는 회전수가 높아질수록, 그리고 같은 회전수에서 루버 각도가 55.74°인 경우가 캐빈 내 차지하는 공간영역이 더 줄어들며, 회전수 800 rpm의 등표면 온도 30°C의 기류에서도 같은 현상을 볼 수 있다. 그러나 회전수 1,100 rpm과 1,400 rpm의 등표면 온도 30°C의 기류에서는 루버 각도 55.74°에서의 경우가 루버 각도 27.8°에서보다 캐빈 내 더 많은 공간을 차지함을 알 수 있다. 이것은 Fig. 4에서 보는 바와 같이 루버 각도 55.74°에서가 루버 각도 27.8°에서보다 운전 부하가 더 증가하므로 같은 회전수에서도 운전점의 풍량이 현저히 줄어들기 때문이다. 또한 낮은 회전수에서는 풍량 차이가 크진 않지만, 높은 회전수에서는 풍량 차이가 훨씬 더 크기 때문이다.

3.3 캐빈 내 온도 분포

Fig. 7은 캐빈 내 좌우 중앙부인 $Y=0$ mm의 캐빈 상하부를 나타내는 X-Z 평면 내에서 열전모듈 난방기에 의해 형성된 회전수와 루버 각도의 변화에 따라 나타난 온도 분포의 그림이다.(Fig. 5의 직교좌표 참조) 열전모듈 난방기로부터 분출된 주 기류의 온도 분포는 루버 각도와 관계없이 회전수가 낮을수록 열교환 환을 통과하는 속도가 느려져 상대적으로 열전달이 양호해지므로 25°C 이상의 높은 온도를 형성하지만, 분출기류의 속도(관성력)가 약해 주로 캐빈 내 중 상단 영역에서 이루어진다. 그러나 난방기의 회전수가 증가하면, 루버 각도가 27.8°에서 기류는 대각선 방향으로 캐빈 전방에 부딪혀 캐빈 상·하단으로 퍼지나 따뜻한 기류의 부력에 의해 주로 캐빈 내 상단에서의 온도가 하단에서보다 더 높은 온도를 형성함을 알 수 있다. 이를 해결하기 위해서는 루버 각도를 55.74°와 같이 분출기류를 캐빈 하단으로 조정하면, 이런 문제점을 해결할 수 있다. 따라서 캐빈 공간 내 고른 높은 온도 분포를 위해서는 루버 각도를 주기적으로 변화시켜 주는 것이 필요하다고 본다. 한편, 같은 회전수에서도 루버 각도가

55.74°일 때 분출기류가 루버 각도 27.8°일 때보다 캐빈 전방까지 미치지 못하는 것은 Fig. 4에서와 같이 해당 회전수의 난방기 운전점에서 풍량이 루버 각도가 55.74°일 때가 더 작기 때문이다.

Fig. 8은 캐빈 중앙부($Y=0$ mm)를 벗어난 $Y=670$ mm의 X-Z 평면 내에서 형성된 온도 분포의 그림이다. X-Z 평면 내 $Y=670$ mm의 위치는 열전모듈 난방기의 온기가 직접 전달되는 곳은 아니지만, 캐빈 중앙부 난방기에서 분출한 주 분류는 캐빈 전방 상·하단 쪽으로 부딪혀 캐빈 내 좌우로 퍼져 따뜻한 기류의 부력에 의해 캐빈 상부 쪽으로 확산한다. 따라서 좌석 상단의 머리(head) 부근의 위치에서 나타난 온도는 웬의 회전수나 루버 각도의 변화와 관계없이 대체로 20°C 이상을 보여 캐빈 외부 온도 5°C 대비 최소 약 15°C 이상의 온도 증가로 분포되고 있다. 한편, 캐빈 전방 바닥 근처에서 형성된 온도 분포는 회전수가 증가함에 따라 루버 각도의 변화와 관계없이 증가하며, 같은 회전수에서도 루버 각도 27.8°에서 더 높게 나타남을 알 수 있다. 이것은 회전수에 따라 분출된 따뜻한 기류가 루버 각도의 변화에 따라 캐빈 전방에 도달한 뒤 캐빈 상·하부 및 좌우로 퍼져 나간 온도 차이에 따른 것으로 판단된다. 따라서 열전모듈 난방기의 루버 각도를 상하좌우로 연속해서 변화시켜 주면, 지금보다 캐빈 내 온도가 더 높아지면서 균일하게 골고루 분포되어 난방 효과가 더 클 것으로 예상된다.

4. 결 론

대형 트럭의 캐빈 후면 상단부 중앙에 무시동 열전모듈형 난방기를 설치하여 형성된 캐빈 내 3차원 열·유동장을 Realizable k- ϵ 난류 모델로 비압축성, 정상상태에서 해석한 결과는 다음과 같다.

- 1) 열전모듈 난방기의 시스템저항은 루버 각도 55.74°의 경우가 27.8°의 경우보다 회전수별로 약 8.64~11.68% 더 크게 나타나 운전점에서의 풍량은 회전수별로 약 16.46~18.13% 더 작게 형성된다.
- 2) 주어진 회전수에서 열전모듈 난방기의 운전점의 풍량 범위는 루버 각도 55.74°의 경우 약

1.64 ~ 3.32 m³/min이며, 루버 각도 27.8°의 경우 약 1.96 ~ 4.06 m³/min이다.

3) X-Z 평면의 캐빈 내 중앙 부근과 좌석 상단 부근에서 나타난 주 기류의 온도 분포는 캐빈 외부 온도 5°C 대비 각각 최대 약 20°C 이상과 최대 약 15°C 이상의 상승효과를 나타낸다.

4) 현재 조건에서 캐빈 내 적절한 난방은 무시동 열전모듈 난방기의 기류를 루버로 상하좌우 고르게 변화시켜 주면 더욱 가능할 것으로 판단된다.

Author contributions

J. K. Kim; Methodology, Software, Resources, Funding acquisition, Project administration, Conceptualization, Data curation, Formal analysis, Investigation, Supervision, Validation, Visualization, Writing-original draft, Writing-review & editing.

References

1. J. K. Kim and S. H. Oh, 2012, "Computational Thermal Flow Analysis of a Cabin Cooler for a Commercial Vehicle", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 16(2), 17-23.
2. J. K. Kim and S. H. Oh, 2012, "Numerical Analysis on the Thermal Flow by a Thermoelectric Module within the Cabin of a Commercial Vehicle", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 16(5), 47-54.
3. S. H. Oh and J. K. Kim, 2023, "Numerical Analysis on the Heat Flow in the Cabin of a Commercial Truck according to the Velocity Change of Thermoelectric Module Cooler", *Journal of Power System Engineering*, 27(3), 88-96. (DOI:10.9726/kpspe.2023.27.3.088)
4. B. J. Huang, C. J. Chin and C. L. Duang, 2000, "A Design Method of Thermoelectric Cooler", *International Journal of Refrigeration*, 23, 208-218.
5. J. S. Kim, Y. B. Im and W. H. Cho, 2004, "The Experimental Study on Cooling-Heating System Using Thermoelectric Module and Parallel Flow Type Oscillating Heat Pipe", *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 16(8), 741-747.
6. G. S. Attey, 1998, "Enhanced Thermoelectric Refrigeration System COP through Low Thermal Impedance Liquid Heat transfer System", *Proceedings of the 17th International Conference on Thermoelectrics*, 519-524.
7. B. H. Kang, H. J. Chang and S. Y. Kim, 2002, "Cooling Characteristics at Hot Side of the Thermoelectric Module for an Air Conditioner", *Korean Journal of Refrigeration and Air Conditioning Engineering*, 14(3), 482-488.
8. D. Astrain, J. G. Vian and M. Dominguez, 2003, "Increase of COP in the Thermoelectric Refrigeration by the Optimization of Heat Dissipation", *Applied Thermal Engineering*, 23, 2183-2200. ([https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00202-3](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00202-3))
9. J. G. Vian and D. Astrain, 2008, "Development of a Heat Exchanger for the Cold Side of a Thermoelectric Module", *Applied Thermal Engineering*, 28, 1514-1521. (<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.08.014>)
10. D. G. Yang, K. M. Park, K. H. Lee, Y. S. Ro, S. W. Kim and M. S. Kim, 2011, "Experimental Study on operating characteristics of anti-start air-condition and heating system using thermoelectric element", *Proceedings of the Korean Society of Automotive Engineers Autumn Annual Conference*, 660-665.
11. D. W. Lee, 2014, "An Experimental Study on the Supplemental Cooling and Heating Performance Using 1 kW Thermoelectric Module for Vehicle", *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*,

- 26(5), 224-230.
(<http://dx.doi.org/10.6110/KJACR.2014.26.5.224>)
12. S. H. Oh and J. K. Kim, 2023, "Numerical Analysis on Heat Flow in the Cabin of a Commercial Truck by Using Redesigned Non-Starting Thermoelectric Module Cooler", *Journal of Power System Engineering*, 27(3), 88-96.
(<http://dx.doi.org/10.9726/kspse.2023.27.3.088>)
13. J. K. Kim and S. H. Oh, 2010, "Computational Flow Analysis of a Cross-Flow Fan by LES", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 14(6), 20-28.
14. J. K. Kim and S. H. Oh, 2012, "Computational Flow Analysis on the Flow Field Improvement of an Indoor RAC by LES", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 16(3), 29-36.
15. SC/Tetra(Version 8), 2012, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.
16. Whitefan Ltd., <https://www.whitefan.com>.
17. C&L Corp., <https://www.coolnlight.com>.