

레이더 냉각 시스템의 흡입구가 공랭식 응축기의 유입 공기에 미치는 영향에 대한 수치 해석적 연구

심현석*† · 박형필** · 전만율**

Numerical Analysis of Intake Effects on Inflow Air in a Radar Cooling System with an Air-Cooled Condenser

Hyeon-Seok Shim*†, Hyung-Pil Park**, Man-Yul Jeon**

Key Words : Air-cooled condenser(공랭식 응축기), Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis(레이놀즈-평균 나비에-스톡스 해석), Radar cooling system(레이더 냉각 시스템), Intake(흡입구), Source term(생성항)

ABSTRACT

An air-cooled condenser used in vapor-compression refrigeration cycles relies on a forced convection by fan and is widely adopted due to its advantages in ease of construction and maintenance. The operating point of an air-cooled condenser fan is defined by the intersection of the fan unit's performance curve and the system resistance curve. Therefore, a system-level characteristic analysis is necessary to fully understand the condenser fan's operating characteristics. This study conducts a 3D Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis to evaluate the cooling performance of a radar cooling system condenser. To simulate the flow resistance inside the cooling system, the entire cooling system must be modeled; therefore, simplified momentum and heat source term models are applied to the fan and condenser to reduce the computational cost of the numerical analysis. The numerical results are validated against experimental data provided by manufacturers. The condenser's performance is primarily influenced by the volume of incoming air; thus, a parametric study is conducted by varying the intake area and location of the cooling system. The internal flow structure was analyzed to identify factors affecting changes in cooling performance. The results indicate that the intake area and location of the cooling system significantly affect the flow rate and temperature of the air entering the condenser fan.

1. 서론

능동형 전자주사식 위상배열(Active Electronically Scanned Array, AESA) 레이더는 다양한 주파수의 신호를 생성하여 목표를 추적하는 장비이다. AESA 레이더는 고출력 증폭기, 저잡음 증폭기, 순환기, 위상 변환기 등으로 구성된 다수의 송수신 모듈을 포함하고 있으며, 작동 중 다량의 열이 발생한다. 특히, 고출력 증폭기는 발열이 매우 심해 적절한 냉각이 이루어지지 않을 경우 성능 저하나 장비 손상이 발생할 수 있다⁽¹⁾. 따라서 고출력 레이더의 효율적인 열 제거와 안정

적인 운용을 위해 냉동 사이클을 활용한 냉각 시스템의 구축이 필수적이다.

냉동 사이클의 응축기(condenser)는 고온의 기체 상태인 냉매를 액체 상태로 응축시키며, 이 과정에서 열을 방출하는 장치이다. 열 방출 방식에 따라 공랭식, 수랭식, 증발식 응축기 등으로 분류된다. 이 중 공랭식 응축기(air-cooled condenser)는 팬을 이용한 강제 대류 방식을 채택하여 구조가 단순하고 유지보수가 용이하다는 장점이 있어 에어컨과 냉장고를 비롯한 다양한 냉동 공조 시스템에 널리 사용된다. 그러나 공랭식 응축기는 외부 공기의 온도와 습도 등 환경 조건에 따

* 국립창원대학교 기계공학부(Department of Mechanical Engineering, Changwon National University)

** 키프코우주항공 기계냉각연구소(Cooling R&D, KIPCO Radar & Aerospace Co., Ltd.)

† 교신저자, E-mail : hsshim@changwon.ac.kr

라 냉각 성능이 크게 좌우되므로⁽²⁾, 극한 환경에서도 안정적인 성능을 확보하기 위한 설계 및 운용에 관한 연구가 필요하다.

응축기의 열전달과 내부 유동 특성에 대해 최근 다음과 같은 연구들이 수행되었다. Kim과 Mudawar⁽³⁾는 미세 유로의 응축 열전달 계수를 예측하기 위해 통계적 기법을 사용하여 4045개의 공개된 데이터를 기반으로 상관식을 도출하였다. 제안된 상관식은 16.0%의 평균 절대 오차를 보였으며, 우수한 예측 성능을 나타냈고, 특히 다양한 유체와 조건에 대해 높은 정확도를 보인 점이 주목할 만하였다. Pottker와 Hrnjak⁽⁴⁾은 응축기의 과냉(sub-cooling)이 공조 시스템에서 COP에 미치는 영향을 냉매 R134a와 R1234yf에 대해 실험적으로 조사한 결과, R1234yf가 R134a보다 더 큰 COP 향상을 보였다고 밝혔다. Chen 등⁽⁵⁾은 액체-기체 VOF(volume-of-fluid) 방법을 사용하여 수치적으로 응축기 유로 내 FC-72 냉매의 다상 유동 특성을 모사하였으며, Kim 등⁽⁶⁾의 유동 가시화 결과와 잘 일치하는 결과를 도출하였다. 그들은 얇은 액막에서의 응축 열전달 모사를 위해 하위 영역의 모사 등 추가적인 해석 기법의 구현이 필요함을 언급하였다. Huang 등⁽⁷⁾은 전면과 측면 부에 단차를 가지는 변형된 plate-fin 유형의 미세 유로 공기-냉매 응축기의 성능을 예측하기 위해 UA-AMTD 기반의 모델을 개발하였으며, 문헌 데이터를 바탕으로 열전달과 압력강하 예측의 정확성을 검증하였다. 그들은 단차를 가지는 응축기 형상이 열전달과 압력강하를 개선할 수 있음을 확인하였고, 기존의 단순한 평판 형태가 아닌 다양한 배치를 통해 추가적인 성능 개선이 가능함을 언급하였다.

공랭식 응축기 팬의 실제 운전 점은 팬의 성능 곡선과 냉각 시스템 내부 구조물에 의해 결정되는 유동 저항 곡선이 교차하는 지점에서 정의된다⁽⁸⁾. 따라서 실제 공랭식 응축기 팬의 운전 특성을 온전히 이해하기 위해서는 시스템 수준에서의 특성 분석이 필요하며, 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD)을 이용한 시스템 분석에 관한 수치적 연구가 아래와 같이 수행되었다. Bredell 등⁽⁹⁾은 액추에이터-디스크 모델을 사용해 팬의 성능을 수치적으로 모사하고, 응축기 팬과 지면 사이의 거리가 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 그들은 팬이 지면에 가까울수록 입구 부근의 와류 구조로 인해 팬 성능이 저하됨을 보고하였다. Owen과 Kr ger 등⁽¹⁰⁾은 강한 외기 풍속 조건에서 공랭식 응축기의 스크린이 팬 유량에 미치는 영향을 수치적으로 분석하였다. 그들은 응축기 팬 사이에 스크린을 설치할 경우 9 m/s의 강한 외기 조건에서도 응축기 팬 간 유동 균일성을 확보하여 응축기의 냉각 성능이 약 5% 저하되는 것을 방지할 수 있음을 밝혔다. Chen 등⁽¹¹⁾은 복합화력 발전 플랜트에서 저압 스팀을 냉각하는 공랭식 응축기 배열과 외기 조건이 냉각 성능에 미치는 영향을 수치적으로 분석하였다. 그들은 플랜트 구

조물의 영향을 고려하여 수직 배열의 응축기를 제안하였으며, 실제로 20 m/s 및 90°로 유입되는 극한 유동 조건에서도 입구 왜곡에 따른 유동 불균일성을 상당 부분 해소할 수 있음을 보고하였다.

앞서 언급한 바와 같이, 기존 공랭식 응축기와 관련된 연구는 주로 응축기 단품의 운용 조건 및 형상에 따른 열전달과 압력강하 특성 분석에 집중되어 왔으며, 시스템 차원의 연구는 일정한 공기 유량을 가정한 제한된 조건에서 해석이 이루어지는 경우가 대부분이었다. 특히 레이더 냉각 시스템용 냉동 사이클에서 응축 공기 유량을 평가하기 위한 시스템 차원의 연구는 거의 수행되지 않았다.

본 연구에서는 레이더 냉각 시스템 응축기의 냉각 성능을 분석하기 위해 3차원 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 기반의 열-유동 해석을 수행하였다. 냉각 시스템 전체 영역을 모델링하여 응축기로 유입되는 공기를 정밀히 모사하였으며, 해석의 효율성을 높이기 위해 팬과 응축기의 생성 항을 모델링하였다. 응축기 성능 확보에서 유입 공기량이 주요 인자임을 고려하여, 냉각 시스템의 흡입 개방 면적을 변수로 설정하고 매개변수 연구를 통해 성능 지표를 분석하였다. 또한, 개방 면적에 따른 내부 유동 구조를 분석하여 냉각 성능 변화의 주요 요인을 규명하였다.

2. 레이더 냉각시스템 및 응축기 사양

본 연구에서는 레이더 송수신 모듈의 발열량을 고려한 냉각을 위해 증기 압축식 냉동 사이클 기반의 냉각 시스템을 대상으로 응축기에 유입되는 공기 유량을 산정하는 연구를 수행하였다. 냉동 시스템의 기본 설계를 통해 압축기 능력과 냉각 용량을 종합적으로 고려한 결과, 응축기에 요구되는 총 방열량은 80.6 kW로 정의되었다.

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 냉각 시스템의 3차원 모델 형상을 나타낸다. 그림에서 확인할 수 있듯이, 요구 조건을 충족하기 위해 KB Autotech 社の plate-fin 형 응축기(모델

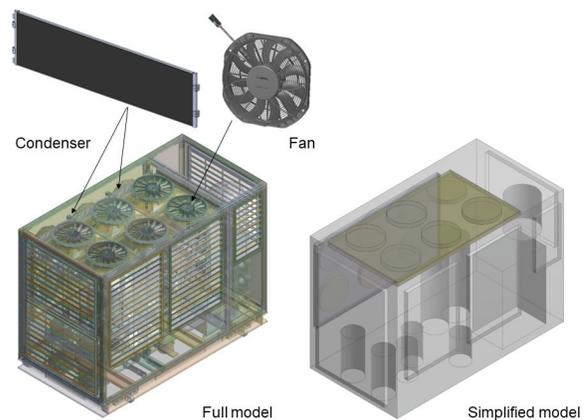


Fig. 1 Radar cooling system

명: MYL 32W)를 선정하였으며, 이는 우수한 열 교환 성능을 제공한다. 방열 요구 조건을 만족하기 위해 여유율을 포함하여 크기가 2,000 mm × 32 mm × 440 mm 인 응축기 4대(각각 20 kW 기준)를 설치하였다.

응축기의 강제 대류를 위해 회전수 조절이 가능하며 고온 운전 환경에서도 신뢰성이 높은 것으로 알려진 SPAL 社의 DC 팬(모델명: EV.AS.VA178A)을 채택하였다. 사이클 분석 결과 응축기 내부 냉매를 효과적으로 냉각하기 위해 총 73,200 m³/h의 공기 체적 유량이 필요하였다. 제조사가 제공한 성능 곡선에 따르면, 팬 입출구 압력 차가 200 Pa일 때 해당 토출 유량은 6,100 m³/h로, 이를 충족하기 위해 총 12대의 팬이 할당되었다.

3. 수치해석 방법

3.1 수치해석 일반

본 연구에서는 냉각 시스템 내부의 유동을 3차원 비압축성 정상 상태로 가정하고, 상용 CFD 코드인 ANSYS CFX 2023 R1(12)을 사용하여 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식을 계산하였다. 지배 방정식은 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 방정식을 기반으로 구현되었다. 난류 모델로는 standard *k-ε* 모델을 사용하였으며, 벽 함수(wall function)를 적용하기 위해 벽 근처 격자의 *y⁺* 값을 20~200으로 설정하였다.

Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 실제 냉각 시스템은 다양한 배관, 루버 그릴, 팬 등 복잡한 형상을 포함하고 있다. 이러한 복잡한 형상을 모두 정확히 반영하면 응축기로 유입되는 유동을 정밀히 모사할 수 있지만, 과도한 계산 자원이 소요되거나 수렴성이 저하되는 등의 문제가 발생할 수 있다. 이를 해결하기 위해 본 연구에서는 Fig. 1에 제시된 바와 같이 응축기와 응축기 팬을 단순화하여 원통 및 육면체 형상으로 정의하였다. 또한, 배관 및 접합부와 같은 세부 형상은 생략하고, 냉각수 펌프와 탱크 등 주요 형상은 원통으로 단순화하였다.

Fig. 2는 해석을 위한 유동 영역과 경계 조건을 나타낸다. 냉각 시스템의 크기는 2,900 mm × 1,620 mm × 1,950 mm로 설정하였으며, 응축기 팬에 의해 토출되는 유동을 모사하기 위해 14,500 mm × 14,500 mm × 7,250 mm의 외부 영역을 추가로 구성하였다. 작동 유체는 이상 기체로 가정하였고, 외부 유동의 경계면에는 43°C로 일정한 온도를 가진 대기가 흐르는 개방 조건을 적용하였다. 응축기와 팬은 하위영역(sub-domain)으로 설정하여 생성 항을 구현하였으며, 고체 벽면에는 점착 조건(no-slip condition)을 부여하였다. 확대된 그림에서 확인할 수 있듯이, 응축기 팬은 냉각 유동이 냉각 시스템 외부로 토출되도록 방향을 설정하였다.

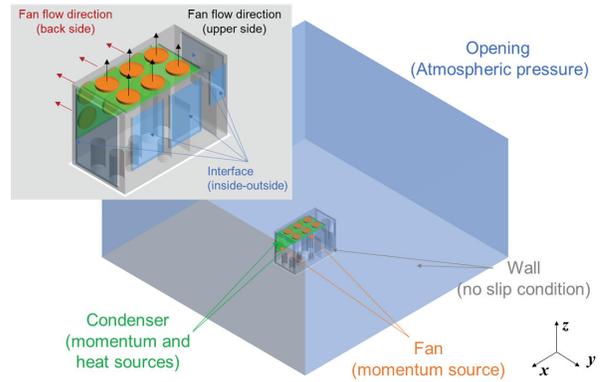


Fig. 2 Computational domain and boundary conditions

Table 1 Uncertainty analysis by grid convergence index

Number of nodes	$N_1/N_2/N_3$	$4.41 \times 10^6 / 2.33 \times 10^6 / 1.30 \times 10^6$
Grid refinement factor	r_{21}/r_{32}	1.3 / 1.3
Computed values for $N_1, N_2,$ and N_3	$\phi_1/\phi_2/\phi_3$	159 / 159.8 / 163.2
Apparent order	p	4.187
Extrapolated values	ϕ_{21ext}	158.6
Approximate relative error	e_{21a}	0.50%
Extrapolated relative error	e_{21ext}	0.25%
Grid convergence index	GCI_{21fine}	0.31%

또한, 냉각 시스템의 흡입구는 형상 변수 정의에 따라 경계면(interface) 또는 점착 조건으로 가정하였다.

Fig. 3은 본 연구에서 사용된 격자 계의 예시를 보여준다. 내·외부 유동 영역은 사면체 격자 계를, 응축기와 팬 영역은 육면체 격자 계를 각각 구성하였으며, 상대적으로 큰 속도 구배가 발생할 것으로 예상되는 냉각 시스템 내부에는 조밀한 격자를 배치하였다. 본 연구에서는 격자 계에 의한 해석의 불확실성을 평가하기 위해 Table 2에 제시된 대로 격자 수렴 지수(grid convergence index, GCI)를 분석하였다. 기준 형상을 대상으로 서로 다른 격자수를 가지는 세 가지 격자 계에 대해 팬의 정압 상승을 비교하였으며, 격자 크기는 1.3배 비율로 정의하였다. 분석 결과, 격자수가 증가할수록 압력 강하가 단조롭게 수렴하는 경향을 나타냈다. 또한, 가장 조밀한 격자 계의 외삽 상대 오차(extrapolated relative error)와 GCI 값은

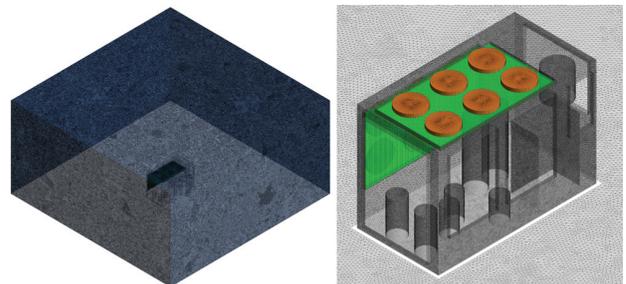


Fig. 3 Example of grid system

각각 0.25%와 0.31%로 매우 낮은 수준을 보였다. 이러한 결과를 바탕으로, 성능 평가를 위한 모든 해석은 가장 조밀한 격자 계(M)를 사용하여 수행하였다.

3.2 응축기 모델링

Plate-fin형 응축기는 평판이 핀 형태를 가지도록 압출 성형 및 브레이징 공정을 거쳐 제작된 열교환기의 일종으로, 공기 유로가 루버 핀에 의해 촘촘히 배치되어 있다. 그러나 응축기의 상세 형상을 정확히 묘사하여 유동 해석을 수행할 경우 계산 규모가 크게 증가하므로, 본 연구에서는 응축기를 다공성 구조(운동량 생성 항)로 단순화하여 묘사하였다. 다공성 구조의 생성 항은 압력 강하가 속도의 제곱에 비례하여 증가하는 2차 함수 형태를 따른다고 가정하였으며, 2차 저항 계수(quadratic resistance coefficient, QRC)를 정의하여 유속에 따른 응축기에서의 압력 강하 값을 결정하였다.

Fig. 2에서 확인할 수 있듯이, 냉각 시스템에는 80 kW의 방열량을 충족하기 위해 두 개의 응축기가 부착되어 있다. 냉동 시스템의 운전 조건에 따라 응축기가 방출하는 열량은 달라질 수 있으나, 본 연구에서는 응축기를 지나는 공기의 유량을 주요 관측 대상으로 설정하였다. 이를 기반으로, 응축기의 체적(2,100 mm × 32 mm × 880 mm)을 고려하여 676,000 W/m³의 일정 열 유속 조건에서 해석을 수행하였다.

3.3 응축기 팬 모델링

응축기 팬의 운전 점은 팬 단품의 성능 곡선과 냉각 시스템의 저항 곡선이 교차하는 지점에서 정의된다. 냉각 시스템의 저항 곡선은 냉각 시스템 형상(개방 면적 및 내부 구조물 배치 등)과 외기 조건 등에 의해 결정되므로, 정확한 저항 곡선을 정의하기 위해서는 냉각 시스템 전체 형상을 대상으로 유동 해석을 수행해야 한다. 그러나 냉각 시스템의 전체 세부 형상을 대상으로 유동 해석을 수행할 경우, 계산 규모가 크게 증가하는 문제가 발생한다. 이에 본 연구에서는 팬의 선회 유동 성분을 고려하지 않고, 주 유동 방향으로의 운동량 생성 항을 이용한 단순화를 통해 응축기 팬의 성능을 묘사하였다. 데이터시트에서 제공된 응축기 팬의 성능 곡선(유량-압력 곡선)에 따라, 응축기 단면에 수직인 주 유동 속도(u)에 대한 압력 상승을 2차 함수 형태로 아래와 같이 정의하였다.

$$\Delta p = 846.39 - 35.97u - 3.3975u^2 \quad (1)$$

Table 2 Condenser and intake facial area of tested cases

	Location(Fig. 4)	Absolute area [m ²]	A/A _{cond} [%]
Condenser	A(×2)	5.04	100
Reference	B/C/D/E/F	5.69	112.9
CASE1	B	0.98	19.4
CASE2	C/D/E	2.67	53.0
CASE3	F	2.04	40.5

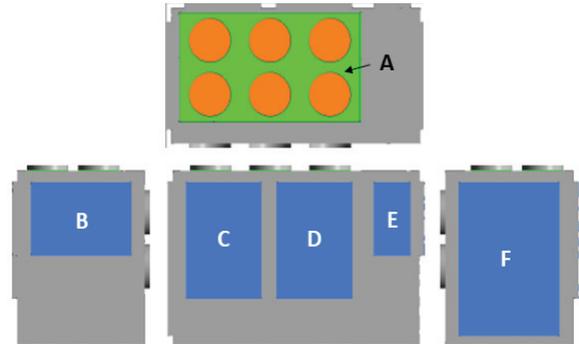


Fig. 4 Definition of condenser and window

3.4 형상변수

Fig. 4는 외기 흡입 면적에 대한 형상 변수를 정의한 것이다. 초기 설계된 형상에서는 응축기가 설치된 면을 제외한 모든 면에 흡기를 위한 창이 구성되어 있다. 흡입 면적과 위치에 따른 영향을 분석하기 위해, 각 경우에서 하늘색 음영으로 표시된 면만 외부와 상호작용이 가능한 경계면으로 정의하였으며, 나머지 면은 점착 조건으로 설정하였다. Table 2는 평가된 각 경우에 대한 흡입구의 개방 위치, 개방 면적의 절대값, 그리고 응축기 면적 대비 흡입구 개방 면적의 비율을 정리한 것이다. 기준 형상은 정의된 모든 흡입구가 개방된 상태로 가정하였다. CASE1과 CASE3은 각각 측면 흡입구가 개방된 경우로, 개방 면적은 전체 응축기 면적 대비 각각 19.4%와 40.5%를 나타낸다. CASE2는 전면 흡입구가 개방된 경우로, 개방 면적은 2.67 m²로 전체 응축기 면적 대비 53.0%를 차지한다.

4. 결과 및 검토

응축기의 다공성 생성 항 모델링의 타당성을 검증하기 위해 Fig. 5(a)와 같이 실제 응축기 폭과 동일한 하위 영역을 구성하고, 주변 유동을 묘사하기 위한 영역을 포함한 유동 영역을 설정하였다. 응축기 주변의 유동을 구현하기 위해 응축기 상류와 하류에 각각 육면체 형태의 유동 영역을 구성하였다. 응축기 제조사에서 제공한 데이터시트의 응축기 압력 강하에 실험값과 해석 결과를 Fig. 6(a)에서 비교한 결과, 전체 평가된 범위 내에서 최대 4.9% 이내로 합리적인 범위에

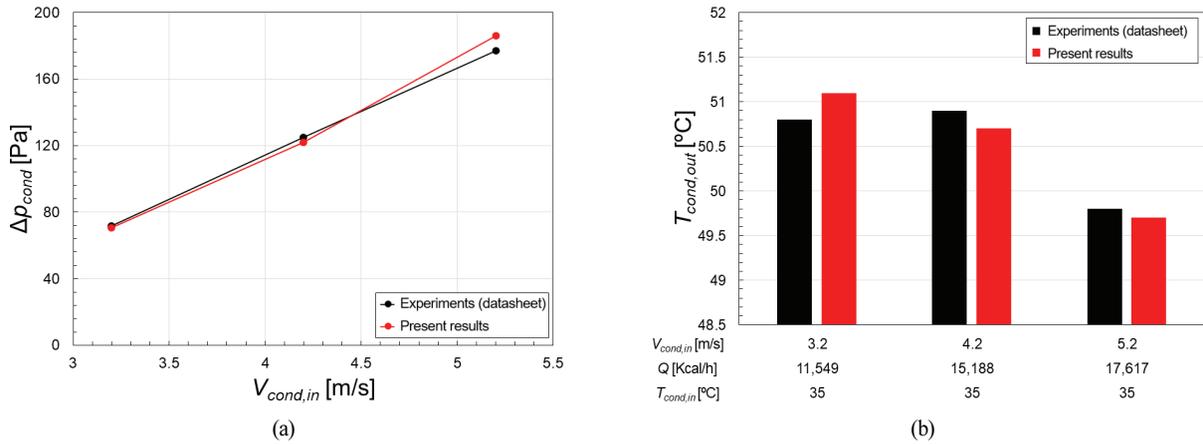


Fig. 6 Validation of numerical results for condenser with data sheets provided by manufacturer: (a) Δp_{cond} and (b) $T_{cond,out}$

서 압력강하의 경향이 일치함을 확인하였다. 또한, 서로 다른 입구 유속, 온도와 방열량 조건에서의 응축기 출구 온도를 Fig. 6(b)와 같이 비교하였다. 여기서, 응축기 출구 온도 ($T_{cond,out}$)는 아래와 같이 정의된다.

$$T_{cond,out} = T_{cond,in} + \frac{\dot{Q}}{m_a c_{p,a}} \quad (2)$$

여기서, $T_{cond,in}$, \dot{Q} , \dot{m}_a 와 $c_{p,a}$ 는 각각 응축기 입구 온도, 응축기 방열량, 공기의 질량 유량과 공기의 정압 비열(입구 온도 기준)을 의미한다. 압력강하와 마찬가지로 모든 경우에서 출구 온도가 0.1% 이내(절대 온도 기준)의 만족할 만한 예측 결과를 보였다. 따라서 다공성 및 열 생성 항을 이용한 응축기의 모사 방법은 타당하다고 판단하였다.

응축기 팬의 운동량 생성 항 모델링의 타당성을 검증하기 위해 Fig. 5(b)와 같이 실제 팬 직경과 폭에 해당하는 하위 영역과 주변 유동을 모사하기 위한 영역을 포함한 유동 영역을 설정하였다. Fig. 7은 팬 성능 곡선에 대한 데이터시트의 실험값과 해석 결과를 비교한 것이다. 유동 영역의 출구 압력

을 변화시켜가며 체적 유량을 계산한 결과, 응축기 팬의 모델링은 최대 1.2%의 작은 오차를 보이며 성능 곡선의 경향을 잘 반영함을 확인하였다. 이를 통해 운동량 생성 항 모델링을 통한 응축기 팬의 모사 방법 역시 타당하다고 판단하였다.

Fig. 8은 형상 변수에 따른 응축기에 장착된 12대 팬의 토출 유량의 총합(ΣQ_{fan})과 팬의 평균 정압 상승(Δp_{fan})을 비교한 것이다. 여기서 팬의 정압 상승은 팬의 입구 정압과 출구(대기압) 정압의 차를 의미한다. 팬의 입구 정압은 냉각 시스템 내부에서의 압력 강하에 의한 대기압과 응축기 입구의 정압 차($\Delta p_{in} = p_{atm} - p_{cond,in}$) 그리고 응축기 압력 강하에 의한 응축기 입구와 출구의 정압 차($\Delta p_{cond} = p_{cond,out} - p_{cond,in}$)를 더한 값과 같다. 우선, 기준 형상의 ΣQ_{fan} 값은 72,700 m³/h로, 2장에서 언급한 목표치인 73,200 m³/h와 매우 유사한 값을 가진다. 한편, CASE1의 경우, 기준 형상보다 27% 작은 52,894 m³/h를 나타낸다. CASE2와 CASE3의 ΣQ_{fan} 값은 각각 71,114 m³/h와 67,507 m³/h(기준 형상 대비 98%와 93%)로, 기준 형상과 유사하지만 다소 작은 값을 보인다.

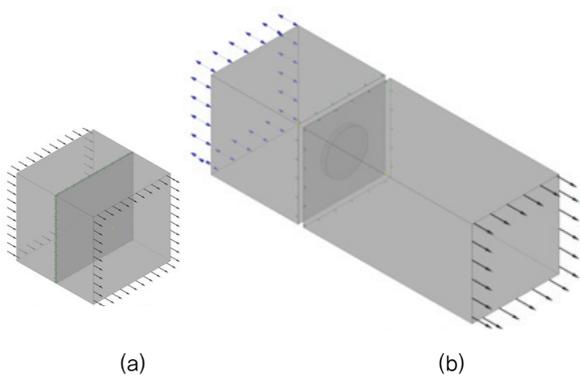


Fig. 5 Computational domain for validation of source term modeling: (a) condenser and (b) fan

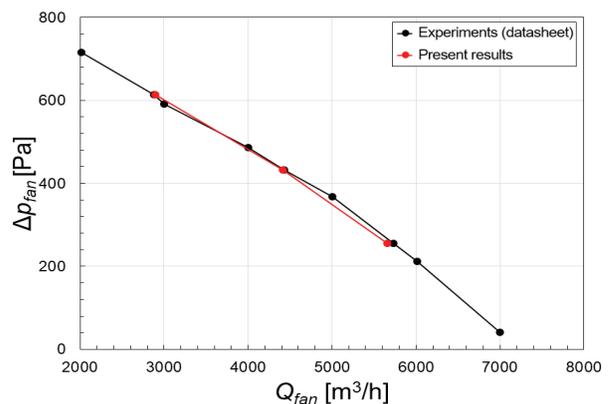


Fig. 7 Validation of numerical results for fan performance curve with data sheets provided by manufacturer

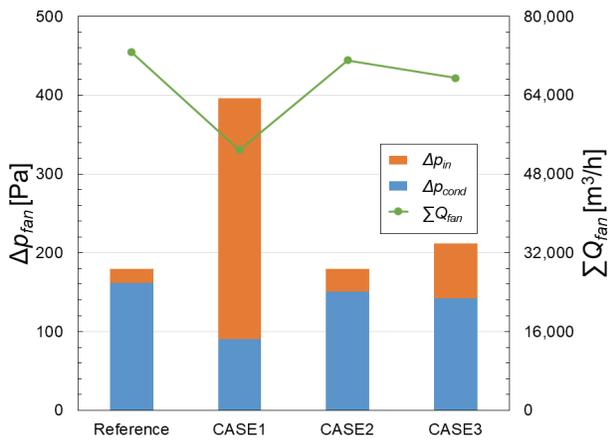


Fig. 8 Comparison of Δp_{fan} and ΣQ_{fan} between tested cases

형상 별 ΣQ_{fan} 의 편차는 Δp_{in} 과 Δp_{cond} 값으로 설명할 수 있다. 우선, 기준 형상의 Δp_{in} 과 Δp_{cond} 의 합은 약 170 Pa로, 이는 2장에서 개념 설계 시 초기에 가정한 200 Pa의 압력 차와 유사하다. 따라서 팬의 토출 유량은 설계 목표치와 유사한 값을 가진다. 반면, CASE 1의 경우 작은 흡입구 면적으로 인해 냉각 시스템 내부로 유동이 유입될 때 큰 압력 강하가 발생하여 Δp_{in} 값이 310 Pa로 매우 증가한다. 이에 따라 Δp_{in} 과 Δp_{cond} 의 합은 400 Pa 수준에 달하며, 대기와 냉각 시스템 내부의 큰 압력 차는 Fig. 8에서 나타난 것처럼 팬의 성능곡선 특성에 따라 낮은 토출 유량을 유발한다. CASE2와 CASE3의 값을 비교하면, Δp_{cond} 값은 각각 140 Pa와 154 Pa로 유사하다. 그러나 Δp_{in} 값은 각각 19.7 Pa와 71.7 Pa로 큰 차이가 발생하며, 결국 이들에 의한 전체 압력 강하의 편차가 팬의 토출 유량 편차를 초래한 것으로 보인다.

Fig. 9와 Fig. 10은 각 단면에서의 냉각 시스템 내/외부

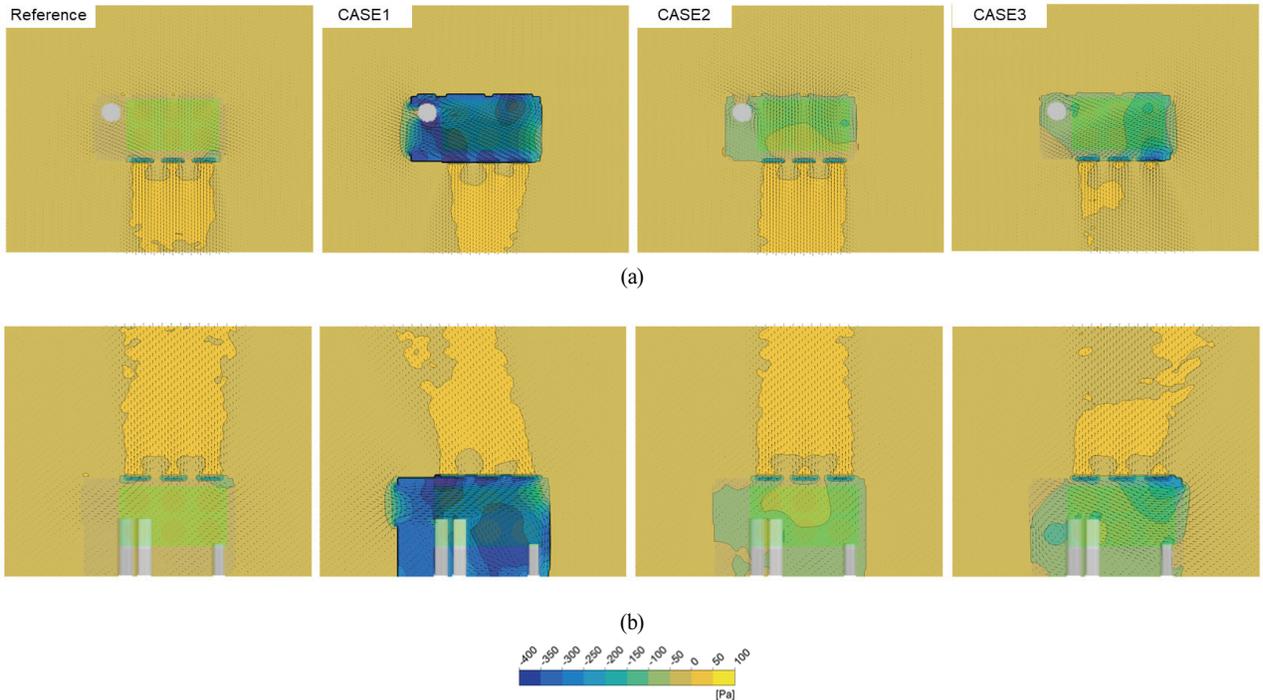


Fig. 9 Static pressure and velocity vector distributions: (a) x - y plane at $z/L = 0.5$, and (b) x - z plane at $y/L = 0$

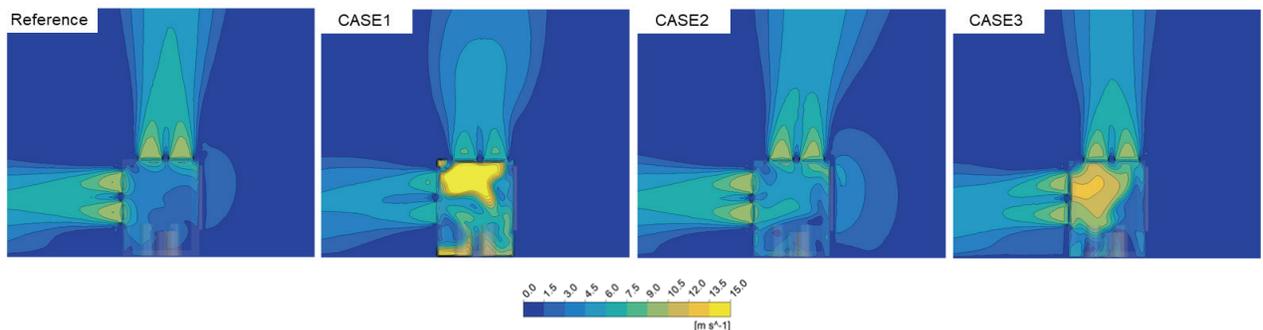


Fig. 10 Velocity distributions on y - z plane at $x/L = -0.1$

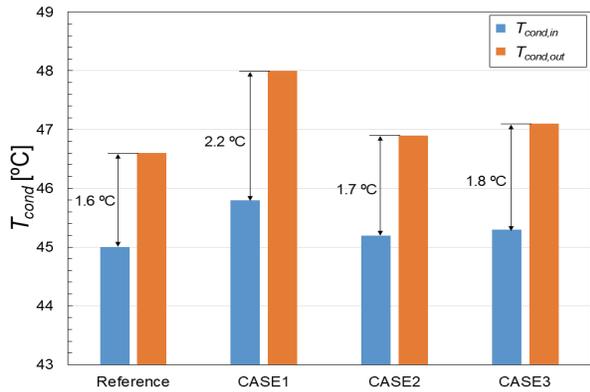


Fig. 11 Comparison of T_{cond} between tested cases

압력과 속도 분포를 나타낸 것이다. 기준 형상의 경우 흡입구가 전면 개방되어 있어 냉각 시스템 내부로 유입되는 속도의 변화가 크지 않으며, 이에 따라 압력도 대기와 유사한 수준을 유지한다(Fig. 8 참조). 다만, 유동이 응축기를 통과할 때 큰 압력 강하(Δp_{cond})가 발생하고, 이로 인한 대기와 팬 입구 간의 압력 차에 의해 ΣQ_{fan} 값이 결정된다.

CASE1의 경우, 평가된 형상 중 냉각 시스템 내부의 압력이 가장 낮는데, 이는 그림에서 확인할 수 있듯이 좁은 흡입구 면적으로 인해 유입되는 공기의 유속이 크게 증가하고, 이에 따른 압력 손실이 증가하기 때문이다. CASE2 역시 흡입구 면적의 감소로 유속이 증가하면서 냉각 시스템 내부에서 일부 압력 강하가 발생하지만, 흡입구가 개방된 방향과 응축기로 유입되는 방향이 일치하여 유동에 의한 손실은 크지 않다. 반면, CASE3는 흡입구의 방향과 응축기의 방향이 수직으로 배치되어 있어 유동 방향이 급격히 변하고, 이로 인해 $x-y$ 평면 기준으로 냉각 시스템 우측 하단에서 국부적인 압력 손실이 발생한다. 결국, CASE3는 내부 유동 특성의 변화로 인해 높은 Δp_{in} 값을 가지게 된다.

Fig. 11은 각 경우에 대한 상부 응축기 입구와 출구에서의 질량 유량 평균 온도를 비교한 것이다. 기준 형상은 평가된 형상 중 가장 낮은 값을 나타내며, 입/출구 온도 편차는 1.6°C 이다. 한편, 체적 유량이 가장 낮은 CASE1은 평가된 형상 중 가장 높은 입/출구 온도인 45.8°C 와 48°C 를 나타내며, 이들의

온도 편차는 2.2°C 이다. CASE1의 응축기 입/출구 온도 편차는 응축기 방열량에 대한 식($\dot{Q} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{cond,out} - T_{cond,in})$)을 통해 설명할 수 있다. 3.2절에서 정의한 바와 같이 응축기에서의 방열량은 40 kW 로 동일하다고 가정하였고, Fig. 8에서 나타난 바와 같이 CASE1의 체적 유량은 기준 형상에 비해 27% 작다. 응축기 입/출구에서의 온도 변화가 밀도와 정압비열에 미치는 영향은 무시할 만하므로, 응축기 온도 변화($\Delta T_{cond} = T_{cond,out} - T_{cond,in}$)가 27% 증가한 것은 타당한 결과이다. Fig. 12는 각 경우에 대한 $y-z$ 평면에서의 온도 분포를 나타낸 것으로, 실제로 CASE1에서 시스템 내/외부 온도가 다른 경우에 비해 높은 것을 볼 수 있다.

Fig. 13과 Fig. 14는 상부 응축기 출구에서의 속도와 온도 분포를 각각 나타낸 것이다. 그림에서 확인할 수 있듯이, 기준 형상은 평가된 형상 중에서 가장 균일한 속도 분포를 보이며, 가장 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 이는 질량 유량 증가에 따른 대기 온도와의 편차가 가장 작게 나타나는 주요 원인이다. 반면, CASE1은 평가된 형상 중 가장 낮은 체적 유량으로 인해 저속 유동이 발생하고, 이에 따라 출구에서의 온도가 상대적으로 높다. 응축기 출구 온도의 상승은 응축 온도의 상승을 의미하며, 이는 냉동 사이클의 성능 감소의 주요 원인이 된다.

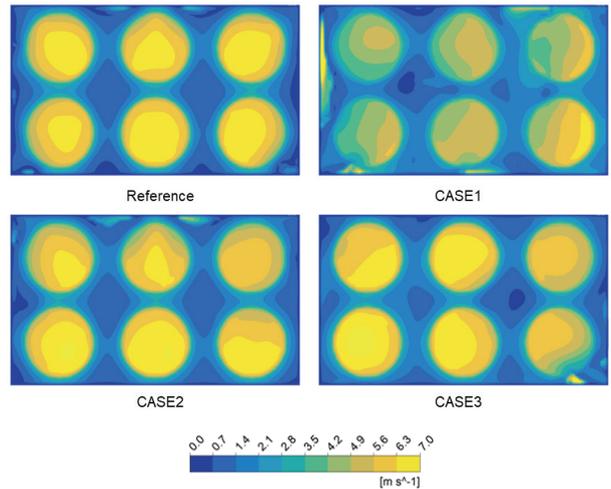


Fig. 13 Velocity distributions on surface of upper condenser

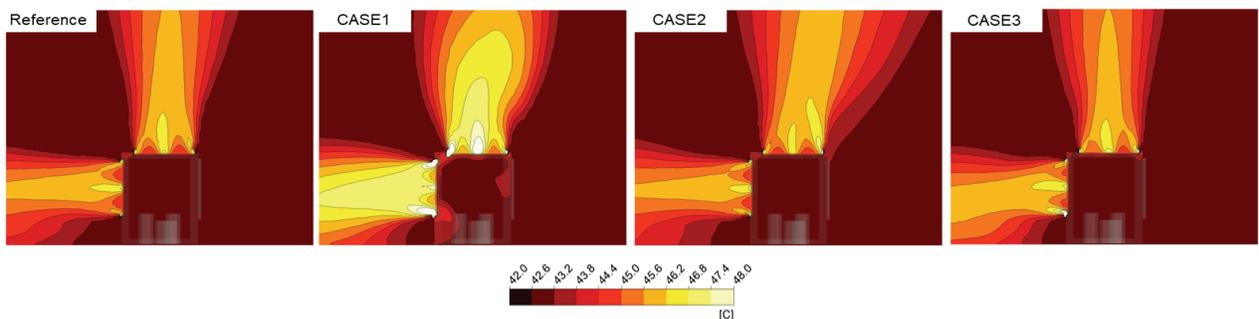


Fig. 12 Temperature distributions on $y-z$ plane at $x/L = -0.1$

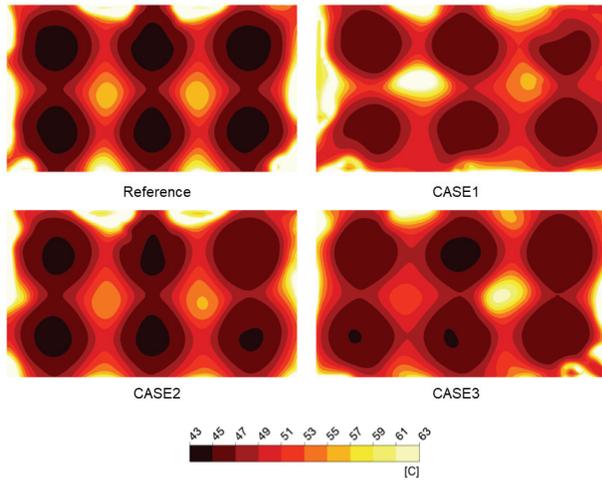


Fig. 14 Temperature distributions on surface of upper condenser

CASE3의 속도와 온도 분포는 Fig. 9에서 확인할 수 있듯이 측면으로 유입되는 비대칭 유동의 영향으로 CASE2에 비해 비대칭적인 분포가 형성됨을 알 수 있다. 이는 흡입구의 면적뿐만 아니라 위치도 응축기의 유입 속도와 온도 분포에 중요한 영향을 미침을 의미하며, 따라서 흡입구 설계에 각별한 주의가 필요함을 시사한다.

5. 결 론

본 연구에서는 3차원 RANS 기반의 열-유동 해석을 통해 레이더 냉각 시스템의 흡입구 면적과 개방 위치에 따른 응축기를 통과하는 공기의 유량과 온도 특성을 분석하였다. 해석의 편의성을 위해 팬과 응축기의 생성 항을 모델링하고, 제조사의 데이터시트와 비교한 결과, 응축기의 압력 강하, 방열량, 그리고 팬의 토출 유량은 각각 4.9%, 0.1%, 1.2%의 작은 예측 오차를 보였으며, 이를 통해 결과의 타당성을 입증하였다.

응축기 면적 대비 19%의 개방 면적을 가진 CASE1은 평가된 형상 중 가장 낮은 체적 유량인 52,894 m³/h (기준 형상 대비 73%)를 나타냈는데, 이는 작은 흡입구를 통과하면서 발생한 큰 압력 강하로 인해 시스템 저항이 증가하고, 그 결과 팬의 성능 곡선 상 저 유량 영역으로 운전점이 이동했기 때문이다. 줄어든 팬의 체적 유량은 고정된 방열량 조건에서 응축기 입/출구의 가장 높은 온도차(2.2°C)를 초래했다. 마찬가지로, 응축기 면적 대비 40.5%의 개방 면적을 가진 CASE3는 53.0%의 개방 면적을 가진 CASE2보다 낮은 체적 유량과 더 높은 온도차를 나타냈다.

본 연구 결과는 시스템 전체에 대한 해석을 통해 경계 조건에 대한 임의의 가정 없이 시스템 저항을 직접 예측할 수 있다는 점에서 그 학술적 의의가 있다. 이러한 결과는 시스템 설계자들에게 해석 방법론뿐만 아니라 장치 유로 설계에

대한 유용한 정보를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 논문은 2023년도 교육부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 지자체-대학 협력기반 지역혁신 사업의 결과이며(2021RIS-003), 2024년도 국방기술진흥연구소의 재원으로 방산혁신클러스터의 지원을 받아 수행된 연구 일부입니다(DCL2020L, 2020년 방산혁신클러스터 방산 소재 부품연구실 사업).

References

- (1) Zhang, Z., Wang, X. and Yan, Y., 2021, "A review of the state-of-the-art in electronic cooling," *e-Prime-Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy*, Vol. 1, p. 100009.
- (2) Hajdavalloo, E., and Eghtedari, H., 2010, "Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, No. 5, pp. 982~988.
- (3) Kim, S. M., and Mudawar, I., 2013, "Universal approach to predicting heat transfer coefficient for condensing mini/micro-channel flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 56, pp. 238-250.
- (4) Pottker, G., and Hrnjak, P., 2015, "Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in R134a and R1234yf air-conditioning systems with and without internal heat exchanger," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 50, pp. 104-113.
- (5) Chen, S., Yang, Z., Duan, Y., Chen, Y., and Wu, D., 2014, "Simulation of condensation flow in a rectangular microchannel," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 76, pp. 60-69.
- (6) S.M. Kim, J. Kim, and I. Mudawar, 2012, "Flow condensation in parallel micro-channels -Part 1: experimental results and assessment of pressure drop correlations," *Int. J. Heat Mass Transf.* Vol. 55, pp. 971-983
- (7) Huang, L., Aute, V., and Radermacher, R., 2014, "A model for air-to-refrigerant microchannel condensers with variable tube and fin geometries," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 40, pp. 269-281.
- (8) Meyer, C. J., and Kröger, D.G., 2001. Air-cooled heat exchanger inlet flow losses. *Applied thermal engineering*, 21(7), pp.771-786.
- (9) Bredell, J. R., Kröger, D. G., and Thiart, G. D., 2006, "Numerical investigation of fan performance in a forced draft air-cooled steam condenser," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 846~852.

- (10) Owen, M. T. F., and Kröger, D. G., 2010, "The effect of screens on air-cooled steam condenser performance under windy conditions," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 2610~2615.
- (11) Chen, L., Yang, L., Du, X., and Yang, Y., 2016, "A novel layout of air-cooled condensers to improve thermo-flow performances," *Applied Energy*, Vol. 165, pp. 244-259.
- (12) ANSYS Inc., 2023, ANSYS 2023R1 - CFX Introduction, Canonsburg, PA, USA.