

수직 이착륙기의 고온 고속 배기열에 의한 함정 갑판의 열유속 계산을 위한 수치모델

장호상¹⁾ · 황세윤²⁾ · 최원준³⁾ · 이장현^{*,1)}

¹⁾ 인하대학교 조선해양공학과

²⁾ 인하대학교 산업기술연구소

³⁾ 대한민국 해군

Numerical Estimation of Heat flux on the Deck Exposed to the High Temperature Impinging Jet of VTOL Vehicle

Hosang Jang¹⁾ · Seyun Hwang²⁾ · Wonjun Choi³⁾ · Jang Hyun Lee^{*,1)}

¹⁾ Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, INHA University, Korea

²⁾ Research Institute of Industrial Science and Technology, INHA University, Korea

³⁾ Republic of Korea Navy, Korea

(Received 3 July 2017 / Revised 6 November 2017 / Accepted 8 December 2017)

ABSTRACT

This study has analyzed the convective heat transfer on the deck exposed to the high-temperature impingement exhausting from a VTOL vehicle. The heat flow of the impingement on the deck is modeled by the convection heat transfer. The convective heat flux generated by the hot impinging jet is investigated by using both convective heat transfer formulation and conjugate heat transfer formulation. Computational fluid dynamics(CFD) code was used to compute the heat flux distribution. The RANS equation and the k-e turbulence model were used to analyze the thermal flow of the impinging jet. The heat flux distribution near the stagnation zone obtained by the conjugate heat transfer analysis shows more reasonable than the convective heat transfer analysis.

Key Words : Nusselt Number(누셀트 수), Convective Heat Transfer(대류 열전달), Conjugate Heat Transfer(복합 열전달), Vertical Take-Off Landing(VTOL, 수직이착륙기), Thermal Flow(열유동)

기 호 설 명

A_e : Area of jet nozzle

A_p : Area of Propeller

D : Diameter of nozzle

h : convection coefficient

i : Enthalpy

* Corresponding author, E-mail: jh_lee@inha.ac.kr
Copyright © The Korea Institute of Military Science and Technology

k	: Thermal conductivity
Nu	: Nusselt number
Pr	: Prandtl number
q''	: heat flux
r	: Radial distance from the axis
Re	: Reynolds number
St	: Stanton number
T_p	: Thrust of propeller
T_j	: Thrust of jet
T_s	: Temperature of surface
T_∞	: Temperature of exhaust gas
U_i	: Induced velocity of VTOL
U_e	: Velocity of exhaust gas
V	: Volume of fluid
W_{VTOL}	: Weight of VTOL
z	: Distance of nozzle from impinging wall
ρ_a	: Density of air
ρ_e	: Density of exhaust gas

1. 서론

함정에서 운용되는 수직 이착륙 항공기는 이착륙 과정에서 갑판 상에 분사 제트 열을 가하게 된다. 이로 인해 갑판 부재의 열 변형 및 열응력을 유발하여, 구조물의 손상을 야기할 만한 수준까지 열응력과 좌굴 열변형이 발생할 가능성이 있다. 이러한 이유로 분사 열전달에 의한 입열량 및 열유입을 분석할 필요가 있다. 분사제트에 의한 입열은 대류열전달(Convective Heat Transfer) 특성을 가지고 있다. 따라서 배기열에 의한 대류열전달 및 열 유속(Heat Flux)을 예측해야만 보강된 판의 온도 분포를 구할 수 있다. 따라서 배기열에 의한 대류 열유속을 결정하고 온도 분포, 열변형 및 열응력 시계열을 구하여야 한다.

분사제트에 의한 열유속 및 온도 예측을 위한 방법으로는 실험을 이용한 계측 경험식 및 전산유체역학(CFD) 방법을 이용한 해석이 주로 사용되어 왔다. Chung et al.(2002)는 분사 제트의 난류 유동을 예측하기 위한 CFD 해석 절차를 체계적으로 제시하였으며 낮은 Reynolds 수에 적용이 가능한 대류열전달 식을 제시하였다. Hattori et al.(2004)는 10,000미만의 Reynolds 수를 가진 분사 제트를 2차원 CFD 모델을

이용하여 Nusselt 수를 예측하고 대류 열유속을 계산하였다. 총돌 제트의 열전달 문제를 실험을 수행한 연구 사례(Katti & Prabhu, 2008)와 수치적으로 해석한 사례(Pattamatta, et al., 2011; Cao et al. 2011; Olsson, 2004) 등이 있다. 실험을 통한 계측식으로 제시한 사례(Liu et al., 1991; Ichimiya et al., 2001; Ashforth, 1997; Liu et al., 1993; Liu & Lienhard, 1993; Jambunathan et al., 1992; Katti & Prabhu, 2008)가 있다. 상용 전산유체역학(CFD)프로그램을 이용한 대류 열전달 해석 사례(Agarwal et al., 2011; Hewakandamby, 2009)이 제시되었다. 대류 열전달 계산 방법은 유동의 속도 및 점성을 근간으로 Nusselt 수를 계산하고 이를 이용하여 대류 열전달 계수는 계산하는 방법이다. 그러나, 복합 열전달 방법은 유동의 운동 에너지 및 열에너지를 고체 영역에 직접 전달하는 방법이다(Caccavale et al., 2016). Luikov(1971)은 평판 위의 강제대류 열전달 문제에서 복합열전달(conjugate heat transfer) 방법을 최초로 적용하여 해석하였으며, 단상(single-phase)의 전도-대류열전달 현상에 대한 연구가 많이 수행되었다. 이후에도 Shum-kivan et al.(2014) 등이 제시한 바와 같이 고속 분사 제트의 해석에 적용한 예를 찾아 볼 수 있다. 고속 고온 분사 제트와 같은 높은 Reynolds 수를 가진 문제이므로 복합 열전달 방법(Conjugate heat transfer method)이 타당한 결과를 줄 수 있다.

본 논문에서는 고온 고속 분사 제트가 판재에 작용하는 열 유속 및 온도 분포를 예측하고자 한다. 이를 위해 분사제트의 형상, 지면으로부터 높이, 분사 속도 등을 반영하여 열 유동 속도, 대류 열전달 계수 및 열 유속 해석 절차를 제시하고자 한다. 대류 열유속 해석과 복합 열전달 해석의 결과를 각각 비교하고 적절한 대류 열유속 모델을 찾아보고자 한다. 최종적으로는 배기 열에 의한 함정 갑판의 온도 분포를 결정하는 과정을 제시하고자 한다.

2. 열전달 해석모델

2.1 총돌 제트의 열전달 특성

수직이착륙 항공기는 이함 및 착함 시 갑판의 수직 방향으로 고온의 배기가스를 분사한다. 배기가스는 판 구조물의 수직방향으로 분사되며 추진압력을 이용하여 이함, 착함, 그리고 공중 정지 상태(Hovering)를 유

지한다. 원형 제트의 유동 유형은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 노즐 직경의 비에 따라 정체 구역(Stagnation region), 천이 구역(Transient region), 그리고 벽면류 영역(Wall jet region)으로 나눌 수 있다. 전형적으로 제트는 난류이며 출구에서 속도분포가 균일한 특성을 갖는다. 출구에서부터 멀어질수록 자유경계층은 확대되고, 포텐셜 코어(potential core)의 크기가 줄어든다. 포텐셜 코어를 벗어난 지역에서는 분사 유체가 주변 유체와 섞이므로 불균일한 속도 분포를 보인다. 포텐셜 코어의 길이는 분사 속도 및 난류 정도에 따라 변한다. 각 구역은 분사 중심으로부터 거리(r)와 노즐 직경(D)의 비율에 따라 구분할 수 있다. Table 1은 r/D 에 따른 유동 구간을 정리한 것이다(Katti & Prabhu, 2008).

Table 1. Region defined by distance

Region	Stagnation Region	Transition Region	Wall jet Region
Section	$0 < r/D \leq 1$	$1 < r/D \leq 2.5$	$2.5 < r/D$

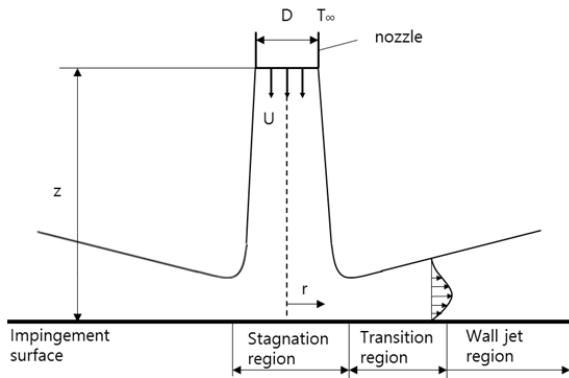


Fig. 1. The flow regions of impinging jet

정체 구역 혹은 충돌 구역 내에서는 유동이 충돌면에 의해 영향을 받아 수직 방향(z)과 가로방향(r)으로 각각 급속히 감속되거나 가속되며 강한 난류를 형성한다. 정체 구역의 유동은 감속하며 난류에서 층류로 변하게 되는 천이 구역과 완전한 층류를 형성하는 벽면류 구역으로 나타난다. 반지름(r)이 증가함에 따라 표면에 평행한 속도 성분들은 0으로부터 어떤 최대값으로 증가하였다가 다시 0으로 감소한다. 천이 구역과 벽면류 구역에서 속도분포는 충돌 표면과 자유표면에서 모두 속도가 0이 된다는 것이 특징이다. 표면과 유

체의 온도차이가 존재할 경우 정체 구역 및 천이 구역, 벽면류 모두에서 열전달이 일어난다. 열흐름율(heat flow rate)은 대류 열전달 현상으로 정의할 수 있다. 대류 열전달에 의해 유체로부터 전도체에 전달되는 열 에너지는 열유속(heat flux, q'')으로 정의하면 식 (1)의 관계를 갖는다.

$$q'' = h(T_\infty - T_s) \quad (1)$$

여기서 q'' 는 열 유속, h 는 대류열전달 계수, T_s 는 충돌면의 온도, T_∞ 는 유체(배기 가스)의 온도를 의미한다. 즉, 대류열전달에 의한 열유속(보강된 판에 작용하는 열하중)은 대류계수와 판의 표면과 배기 가스의 온도차에 비례하는 것을 알 수 있다. 강제대류의 열전달 계수는 유체의 물성치 및 유속의 함수 유동장, 온도장에 따라 변한다. 열전달 상사법칙을 이용하면 강제대류 열전달 계수는 무차원수 Nusselt 수(Nu)의 함수로 표현된다. Nusselt 수는 대류 열전달과 전도에 의한 열전달 크기의 비율이다. 대류 열전달 계수(h)와 Nusselt 수의 관계는 다음과 같다.

$$h = Nu \frac{k}{L} = Nu \frac{k}{D} \quad (2)$$

여기서, k 는 열전도 계수, 일반적으로 L 은 평면 대류 열전달의 특징 길이를 의미하며 충돌제트 문제에서는 노즐의 직경(D)를 특징 길이로 정의한다. Nusselt 수는 Reynolds 수(Re)와 Prandtl 수(Pr)의 함수로서 표현된다(Bergman & Incropera, 2011).

$$Nu = f(Re, Pr, A_r, \frac{z}{D}) \quad (3)$$

여기서, Reynolds 수와 Prandtl 수는 각각 $Re_D = U \cdot D / \nu$, $Pr = c_p \mu / k$ 으로 정의된다. U 는 평균 유속, ν 는 점성 계수, c_p 는 정압 비열, A_r 은 노즐의 형상(사각형, 원형 등)에 따른 출구 면적을 의미한다.

3. 이론적 배경

3.1 대류 열전달 정식화

분사 가스는 유동 및 열확산(전도)의 두 가지 현상

으로 정식화하여야 한다. 따라서 질량 보존법칙, 운동량 보존법칙 및 물질치 및 에너지 보존법칙을 고려하여야 한다. 유동과 열확산 문제를 해석하는 데는 3가지의 (편)미분 방정식을 이용한다. 먼저 운동량 방정식으로부터 유속을 구하고, 이어서 유속분포를 통해 열확산 방정식에 적용하여 온도를 구한다. 대류 열전달은 유동 및 열확산을 동시에 고려하므로, 식 (4), 식 (5)와 식 (6)에 각각 보인 바와 같이 질량 보존 및 연속 방정식, 운동량보존(Navier-Stokes 방정식), 에너지 보전 방정식으로 정식화할 수 있다(Chung, 2002).

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^{turb}) \quad (5)$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} (q_j + q_j^{turb}) \quad (6)$$

여기서, U_i 는 유체의 속도, ρ 는 유체의 밀도, c_p 는 비열, T 는 온도, q_j 는 열유동, P 는 압력, τ_{ij} 는 Reynolds Shear Stress 위첨자 'turb'는 난류에 대한 함수를 의미하고 다음과 같이 표현된다. τ_{ij} , τ_{ij}^{turb} , q_j , q_j^{turb} 에 대한 변수는 $\tau_{ij} = \mu(\partial U_i / \partial x_j + \partial U_j / \partial x_i)$, $q_j = (\mu c_p / Pr)(\partial T / \partial x_j)$, $\tau_{ij}^{turb} = -\rho \overline{u'_i u'_j}$, $q_j^{turb} = -\rho c_p \overline{u'_j T'}$ 으로 정의된다. 여기서, μ 는 유체의 동점성, u'_i 와 T' 는 각각 속도와 온도의 변화량이다. 위 식은 난류의 비선형적이고 확률론적인 변화량 때문에 상용 전산유체역학(CFD) 프로그램을 이용하였다. 속도와 온도의 평균으로 인해 발생하는 추가항이 Reynolds stress와 난류의 열유속이다.

Zuckerman & Lior(2006)의 연구에서 충돌제트에서의 각 난류모델별 결과를 비교하였으며 SST모델은 결과의 오차가 적게 나타난다고 제시하였으나, SST 모델은 낮은 Reynolds 수에서 정확성이 높게 나타난다. Achari & Das(2015)와 Coussirat(2005)의 연구에서는 표준 $k-\epsilon$ 모델은 사용하였으며, 표준 $k-\epsilon$ 모델은 높은 정확성을 보여주지는 않지만 일반적으로 널리 사용되며 유동해석에서 비교적 높은 정확도를 가지기 때문에 본 논문에서는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였다. 등가 점성은 점성과 난류 점성($\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \epsilon$)의 합을 의미한다. 난류 점성 상수(C_μ)는 0.09로 가정하였다

(ANSYS, 2015). 난류 점성(μ_t)은 식 (7)과 식 (8)에 제시된 모델의 난류 운동 에너지(turbulence kinetic energy, k)와 난류 소산 율(Turbulence dissipation rate, ϵ)을 해석하여 산정된다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon + P_{kb}$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \epsilon) = \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} 2\mu_t P_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon + C_{1\epsilon} P_{\epsilon b})$$

P_k 는 점성력에 의한 영향을 의미하며, P_{kb} 와 $P_{\epsilon b}$ 는 부력에 의한 영향을 의미한다. 위의 식 (7)과 (8)에 사용된 각 계수 값은 각각 $\sigma_k = 1.00$, $\sigma_\epsilon = 1.30$, $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$ 으로 해석에 적용하였다. 각각의 값들은 Versteeg & Malalasekera(2007)이 제시한 보간 값을 이용하였으며, 이는 다양한 범위의 난류 영역내 실험 값을 통해서 얻은 표준 $k-\epsilon$ 모델의 계수 값이다.

3.2 복합 열전달 정식화

복합 열전달은 고체에 의한 전도와 유체에 의한 대류의 상호작용을 포함하는 열전달 문제를 의미한다. 따라서 복합 열전달 해석은 고체영역의 전도 방정식과 유체영역의 대류 방정식이 연계 되어있다. 이와 동시에 열 유동에서 유체가 가지는 에너지를 고체 영역으로 전달하는 과정을 해석하는 과정은 다음의 지배방정식을 따른다. 기존의 열 유동방정식에서 단순한 온도차에 의한 열확산이 아닌 열에너지를 포함한 유동방정식이 적용된다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (9)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^{turb}) \quad (10)$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} (q_j + q_j^{turb}) \quad (11)$$

여기서, i_s 는 엔탈피로서 일반적으로 엔탈피는 h 로 표기하지만 대류계수 h 와 혼동되지 않기 위해 i 로 표기하였다. 고체 영역의 전도방정식을 해석하기 위한 식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_E \quad (12)$$

여기서, c_p 는 정압 비열, k 는 열전도 계수, S_E 는 체적당 열원을 의미한다. 대류 열전달은 주변 유체와 전도체 표면의 온도차에 의한 열 에너지의 전달을 가정하여 열 유속 및 온도 변화를 구하는 방법이다. 따라서 복합 열전달은 배기가스의 열 에너지가 전도층으로 전달되는 문제로 정의한다. 에너지 전달은 운동에너지가 열에너지로 전환되는 에너지 보존으로부터 유도되며 다음 식 (13)과 같이 표현된다.

$$\Phi_\infty + \frac{1}{2} U_\infty^2 + \frac{P_\infty}{\rho_\infty} = \Phi_s + \frac{P_s}{\rho_s} \quad (13)$$

여기서 Φ 는 내부에너지, U 는 유체 속도, P 는 압력, ρ 는 밀도를 의미한다. 아래 첨자 ∞ 와 s 는 각각 유체 및 고체(전도체)를 의미한다. 내부 에너지는 엔탈피로 열에너지와 압력에 의한 잠재 에너지의 값으로 $i_s = i_\infty + \frac{1}{2} U_\infty^2$ 으로 계산할 수 있다. 위 식을 토대로 에너지 전달을 계산하는 식을 얻을 수 있으며 $q'' = h(i_\infty - i_s)$ 으로 정의한다.

4. 시뮬레이션 모델

4.1 분사속도 정의

분사 속도는 Reynolds 수를 정의하는 가장 주요한 변수이며 결과적으로 대류계수를 결정하는 요소이다. 즉, 해석 모델에서 분사 속도를 결정하는 것은 대류계수를 결정하는데 조건이다. 본 절에서는 배기가스의 분사 속도를 구하는 과정을 설명하였다. 먼저 배기가스의 물성치를 정의하기 위해 Table 2는 1999년 IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change)에서 작성된 보고서를 토대로 항공기 배기가스의 성분과 각 성분별 물성치와 배기가스의 물성치를 정의한 것이다. 또한, 배기가스의 물성치를 정의하기 위해서 부피율은

식 (14)와 같이 정의하였다.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{V_\alpha}{V} \quad (14)$$

여기서, ε_α 는 물질의 체적률(Volume Fraction, V_α)을 의미하며 미소 체적 내에서 차지하는 부피의 비율로 정의된다. 각각의 물질의 체적률 합(V)은 1을 만족하여야 한다. 배기가스의 물성치는 각각의 물질들의 체적률에 비례하여 합으로 표현 된다. 배기가스의 밀도, 전도계수, 동점성 계수에 대한 물성치는 각각 $\rho_e = \sum \varepsilon_\alpha \rho_\alpha$, $k_e = \sum \varepsilon_\alpha k_\alpha$, $\mu_e = \sum \varepsilon_\alpha \mu_\alpha$ 으로 정의하였다.

Table 2. Component ratio of exhaust gas

Material	Volume Fraction	Density [kg/m ³]	Thermal Conductivity [W/mk]	Dynamic viscosity [Ns/m ²]
N ₂	0.755	0.6235	0.0412	271.64 e-7
O ₂	0.163	0.7124	0.0436	320.27 e-7
CO ₂	0.0612	0.9499	0.0359	247.4 e-7
H ₂ O	0.0235	0.4077	0.0372	185.16 e-7
Exhaust gas	1	0.6545	0.0412	275.97 e-7

또한, 항공기는 일반적으로 이착륙과정에서 지면과 거리가 근접할 때 양력이 더 커지는 현상이 일어나는데 이것을 지면효과(Ground Effect)라고 한다. 로터면과 로터반경 같은 높이에 있을 경우 지면효과에 의한 추력은 약 7 % 증가 된다. 본 논문에서 대상으로 하는 수직이착륙기의 프로펠러 직경은 11.6 m이고 지면에서부터 프로펠러까지 높이는 약 6.1 m이다. 프로펠러의 지면효과를 고려하면 약 5 % 정도로 추정할 수 있다.

본 논문에서 대상으로 하는 수직이착륙기의 추진기는 Fig. 2에 보듯이 프로펠러와 제트 추진방식을 동시에 구동하는 Turboprop 엔진을 사용한다. 수직이착륙기의 무게는 27.4 ton으로 알려졌으며, 수직이착륙기가 이륙하거나 공중정지 상태를 유지하기 위해서는 프로펠러와 분사제트의 추력의 합이 항공기의 자중과 같아야 한다.

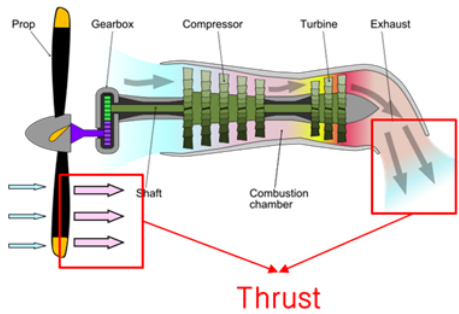


Fig. 2. Schematic diagram showing the operation of a turboprop engine

$$W_{VTOL} = \sum Thrust = T_p + T_j \quad (15)$$

수직이착륙기가 공중정지상태를 유지하기 위한 프로펠러의 추력(T_p)과 분사제트의 추력(T_j)을 구하는 식은 각각 $T_p = 2\rho_a A_p U_i^2$, $T_j = 3/2\rho_e A_e U_e^2$ 이다. 여기서 ρ_a 와 ρ_e 는 공기와 배기가스의 밀도, A_p , A_e 는 프로펠러의 단면적 및 제트추진의 배기구 면적, U_i 는 이상 유도속도를 의미한다. 본 연구가 분석하고자 하는 수직이착륙기의 이상 유도속도는 Newman(1994)이 제시한 값(21.8 m/s)을 사용하였다. U_e 는 배기가스의 속도를 의미한다. Table 3은 추력을 계산하기 위한 변수들의 값을 정의한 내용을 정리한 것이며, 수직이착륙기가 공중정지상태 혹은 이륙하기위한 분사제트의 최소 속도는 약 120 m/s로 추정된다.

Table 3. Parameter of propeller thrust and jet thrust

T_p		T_j	
Density of air(ρ_a)	1.185 [kg/m ³]	Density of exhaust gas(ρ_e)	0.9625 [kg/m ³]
Area of Propeller(A_p)	105.83 [m ²]	Area of nozzle(A_e)	0.665 [m ²]
Induced velocity(U_i)	21.8 [m/s]	Velocity of exhaust gas(U_e)	120 [m/s]

4.2 시뮬레이션 모델 및 경계조건

본 연구에서는 수직이착륙기의 열전달 특성을 계산하고 분석하기 위해 상용 전산유체역학(CFD) 프로그램인 ANSYS-CFX를 이용하였다. 수직이착륙기 기체의

자중은 27.4 t, 총돌면의 크기는 $r/D=10$ 까지의 범위를 정의하였다. CFD 해석을 위한 모델은 Fig. 3에 제시된 바와 같이 영역의 크기는 가로, 세로 18.4 m이고, 추진기 노즐의 직경은 0.92 m, 지면으로부터 높이는 1.32 m으로 정의하였다. 시뮬레이션 모델은 총돌면과 노즐부분을 더 조밀하게 요소를 나누었으며 Table 4에 정리하였다. 초기 영역(Initial domain)으로는 공기(Air)로 정의하였으며, 초기 온도조건은 25 °C, Inlet 조건으로 노즐에서 배기가스의 속도는 120 m/s이고, 온도는 군사용 항공기의 특성상 정확한 값이 공개되어 있지 않아 250 °C로 가정 하였다. 경계조건은 밑면은 벽면(Wall), 노즐을 제외한 윗면과 측면은 정압 출구(Static Pressure Outlet)조건으로 정의하였다. 모델의 영역(Domain) 정보는 절점이 3,725,626개 요소는 4,152,418개로 분할하였다.

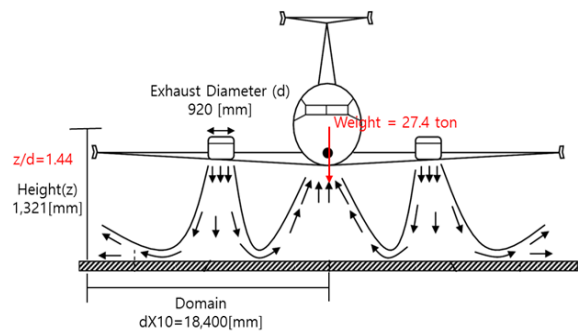


Fig. 3. Conceptual view of impinging jet and flow

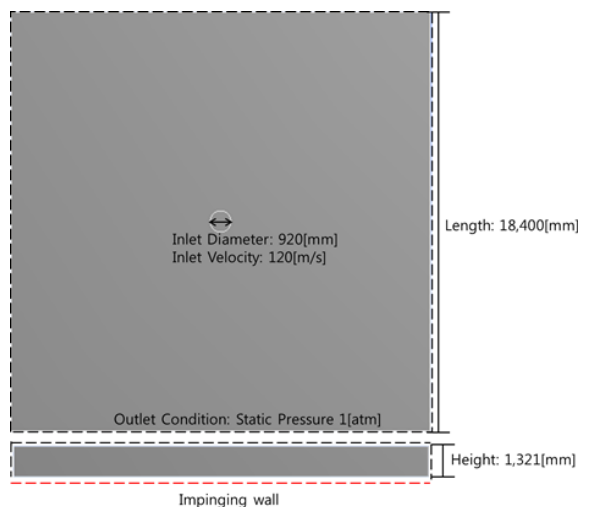


Fig. 4. Domain of jet nozzle and plate

Table 4. Parameter of simulation model

Diameter of nozzle		Domain	
0.92[m]		Air and Exhaust Gas	
Weight of VTOL	Length	Height	z/D
27.4[t]	18.4[m]	1.32[m]	1.44

5. 시뮬레이션 해석 결과 검토

5.1 배기가스의 유동 및 속도

Fig. 5와 Fig. 6은 각각 배기가스의 유선(Stream Line)과 유선의 벡터를 나타낸 것이다. 배기가스는 충돌에 의해 속도가 감소하고 강한 난류를 형성하며 지속적으로 축적되어 정체구간을 형성하고 충돌면에서 축적된 배기가스가 옆으로 밀려나면서 유동장을 형성함을 확인할 수 있다. 배기가스가 밀려나면서 난류에서 층류로 바뀌게 된다.

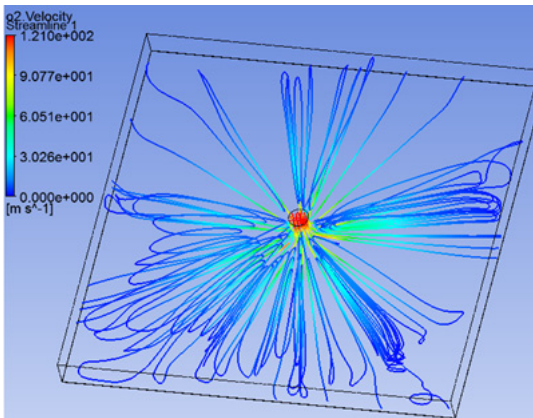


Fig. 5. Stream line of exhaust gas

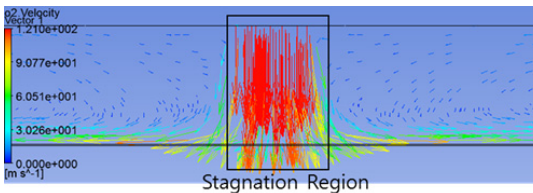


Fig. 5. Vector of exhaust gas on stream line

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 충돌면에서 모델 단면의 배기가스의 속도 분포 및 r/d 에 따른 배기가스의 속도

이력이다. 속도는 정체구간에서 변화량이 가장 크고 천이구간에서부터 천천히 감소하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9는 각 지점에서 높이에 따른 속도를 나타낸 것이다.

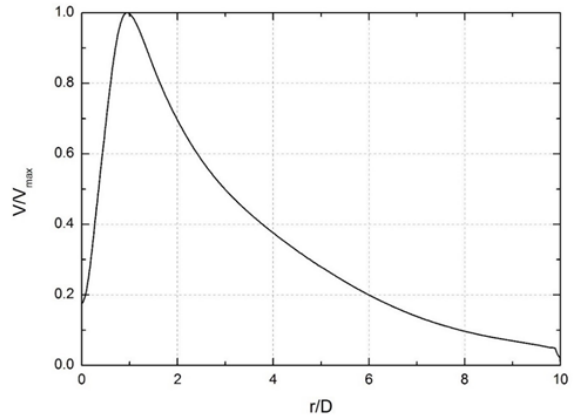


Fig. 7. Velocity distribution of exhaust gas on impinging wall

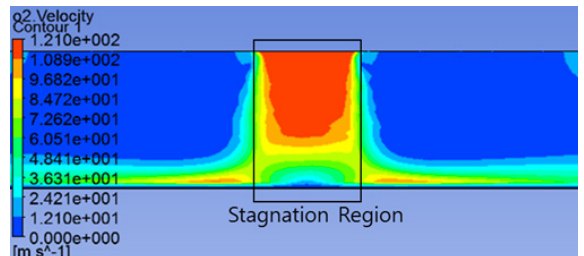


Fig. 8. Velocity contour of exhausting gas

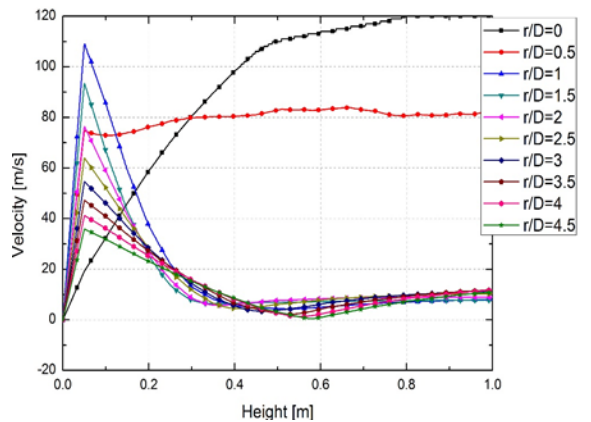


Fig. 9. Velocity distribution of exhaust gas by height in each point

배기가스 및 공기층간 자유 표면에서는 서로 다른 운동량 및 물질사이의 전단력으로 인해 속도가 0으로 나타난다. 또한 충돌제트의 특성상 수평방향으로 진행할수록 자유표면의 높이는 상승하게 된다. 분사 제트에 의해 배출되는 배기가스의 체적율(Volume Fraction)은 Fig. 10과 같이 나타나고 배기가스와 공기층간의 자유표면을 형성하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 11은 각 지점에서 높이에 따른 r 방향으로 속도이력을 나타낸 것이다. 앞서 언급한 충돌제트의 특징인 충돌면과 자유표면에서 속도는 0이 되며 그 사이에서 최대값이 나타나는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11을 통해서 자유표면의 높이가 상승하고 있음을 알 수 있다.

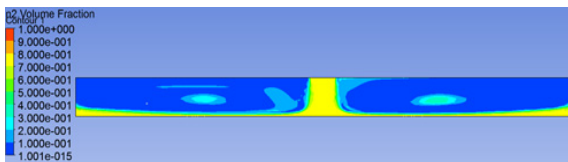


Fig. 10. Volume fraction of exhausting gas

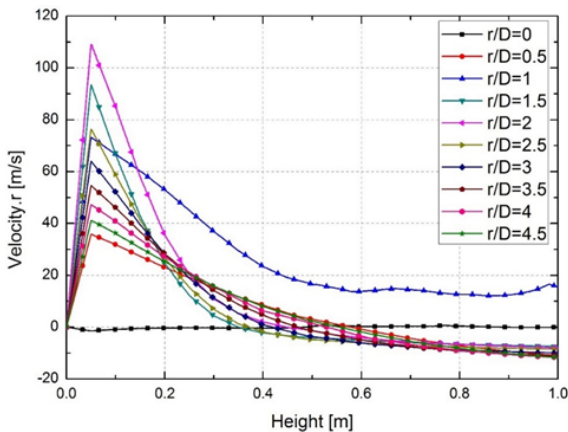


Fig. 11. Velocity(r component) distribution of exhaust gas by height in each point

5.2 온도 및 압력의 결과 검토

본 논문에서는 해석 결과의 타당성을 검증하기 위해 정체구간에서 온도와 압력의 결과를 수치적 계산 방법과 비교하였다. 수치적 방법의 결과는 Lu & Terrier (2003)에서 제시한 식 (16)과 (17)은 분사제트의 정체구간에서 온도와 압력의 평균을 수치적 방법으로 계산하는 식을 나타낸다.

$$T_{stag} = T_{ex} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{ex}^2 \right) \quad (16)$$

$$P_{stag} = P_{ex} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{ex}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (17)$$

여기서, γ 은 비열비, M 은 마하 수, 아래 첨자 $stag$, ex 는 각각 정체구간과 노즐의 출구를 의미한다. 충돌면에서의 열전달 현상은 배기가스에 의한 대류 열전달로 분류한다.

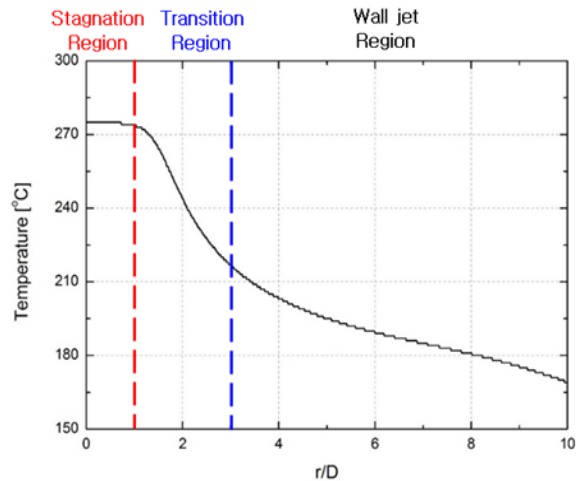


Fig. 12. Temperature distribution of exhaust gas as r/D

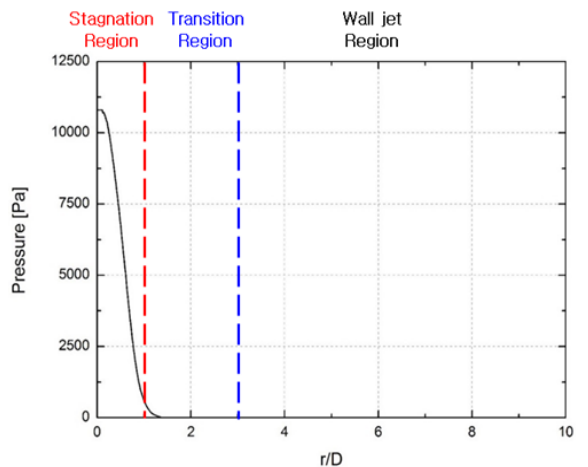


Fig. 13. Dynamic pressure distribution of exhaust gas as r/D

식 (1)에 나타난 바와 같이 대류 열전달에서 열 유속은 대류계수와 온도차에 비례한다. 충돌면 전체에 균일하지 않은 열 유속은 충돌면의 온도 차이를 유발한다. Fig. 12는 충돌면에서 거리에 따른 배기가스의 온도분포를 그린 것이다. 정체구간에서 고온의 배기가스가 집중되어 있고 최대 온도는 약 547.4 K(약 275.3 °C), 정체구간에서 평균 온도는 약 542.7 K(약 271.8 °C)으로 나타났다. 또한, 천이구간에서는 온도가 유지되고 벽면류 구간으로 접어들어 온도가 다시 작아진다. 해석 결과의 타당성을 검증하기 위해 배기가스가 표면에 가하는 동압을 분석하였다. Fig. 13은 충돌면에서 거리에 따른 배기가스의 동압분포를 그린 것이다. 최대값은 약 11.2 kPa이고 정체구간에서의 평균 압력은 약 8 kPa이다.

5.3 해석 결과 검토

본 논문에서 제시한 결과를 살펴보면, 배기가스의 유동은 충돌체의 특징을 나타내는 것을 확인할 수 있었다. 또한 본 연구에서 제시한 결과와 Lu & Terrier (2003)의 연구에서 나타난 수치적 방법으로 구한 정체구간에서 압력과 온도의 평균을 비교하여 Table 5에 제시하였으며, 두 결과가 유사하게 나타났다.

Table 5. Comparison of present model and analytical result

		Maximum	Average
Temperature (K)	Analytic	N/A	554.95
	Present	547.4	542.7
Pressure (kPa)	Analytic	N/A	8.2
	Present	11.2	8

5.4 대류계수 산정

대류계수는 판 구조물의 안정성을 평가하기 위한 중요한 변수가 된다. 대류 현상은 유체의 속도에 영향을 크게 받는다. Fig. 14에 나타나듯이 대류계수의 최대 값은 약 500 W/m²K로 나타났고, 속도의 결과 추세와 유사하게 나타났으며 일반적인 기체에 의한 강제 대류 계수(약 25 ~ 250 W/m²K)와 비교하였을 때 큰 차이를 보인다. 이는 대류계수가 유체의 속도에 영향을 받게 되는데 정체구간에서 배기가스의 속도가 낮게 나타남에 따라 생기는 결과로 추정된다. 하지만 일

반적인 기체에 의한 대류계수와 매우 큰 차이를 보인다. 본 논문에서 수행한 해석의 Reynolds 수가 5.5e6으로 비교할 수 있는 문헌이나 실험 사례를 찾아볼 수 없었다.

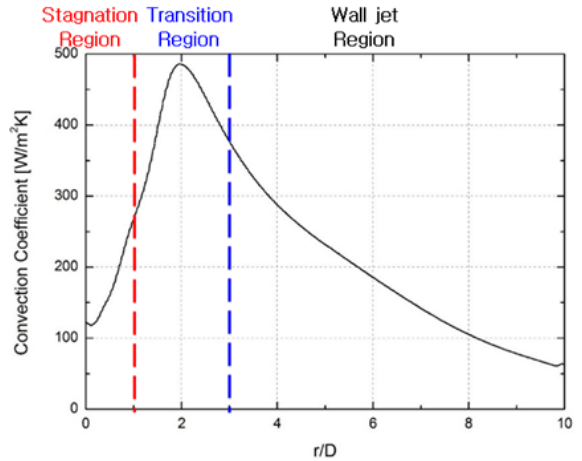


Fig. 14. Convection coefficient distribution of exhaust gas as r/D

6. 복합열전달 해석

본 논문에서는 유동해석을 통해서 보강된 판에 작용하는 대류조건을 산정하는 것은 어려운 것으로 판단하였다. 따라서 갑판 구조물의 온도를 직접적으로 계산할 수 있는 복합 열전달 해석을 통해 배기가스의 운동에너지를 고려하였다.

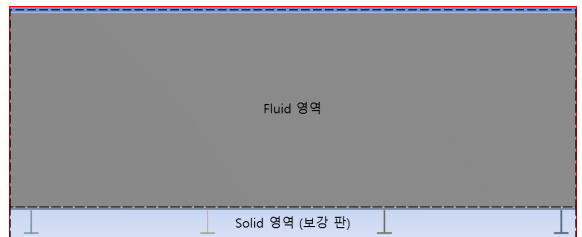


Fig. 15. Simulation model for CHT(Conjugated Heat Transfer)

해석 모델은 Fig. 15와 같이 기존의 유동해석 모델에서 충돌면에 보강된 판을 Solid 영역(Steel)을 추가하여 작성하였다. 고체 영역의 하부에 자연대류 조건인

대류계수 $5 \text{ W/m}^2\text{K}$, 유체온도 $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 정의하였다. 정상상태에서 대류열전달은 고체영역의 온도가 유체 영역의 온도에 수렴하게 된다. 정상상태에서 고체영역은 대류 전도 현상으로 인해 고온영역의 무한대로 확대된다. 자연대류 조건을 반영하여 냉각 조건을 적용하였다. Fig. 16과 Fig. 17은 판 구조물의 엔탈피와 온도 분포를 나타낸 것이다. 정체구간에서 최대로 나타나고 천이구간으로 접어들면서 온도가 급격하게 감소한다. Fig. 18에서는 열유속을 나타내며 천이구간에서 온도가 급격하게 변하기 때문에 열유속이 높게 나타난다. 현재로서는 대류 열유동 해석보다 복합열전달 해석이 더 합리적인 결과를 계산할 수 있다고 판단된다.

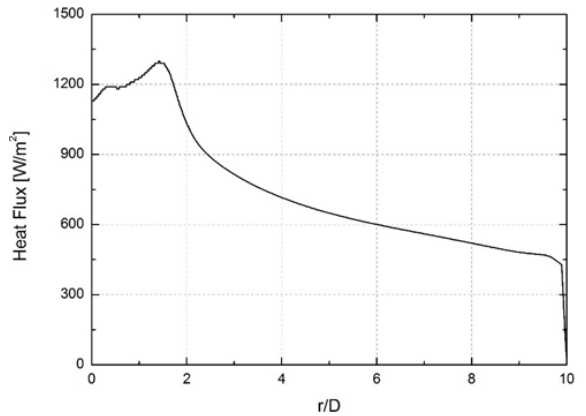


Fig. 18. Heat flux distribution of stiffened plate as r/D

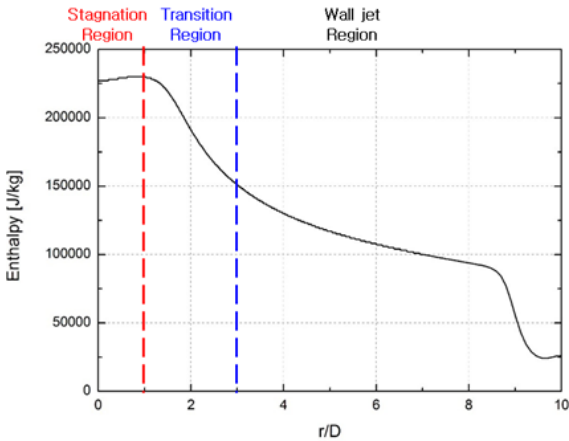


Fig. 16. Enthalpy distribution of exhaust gas as r/D

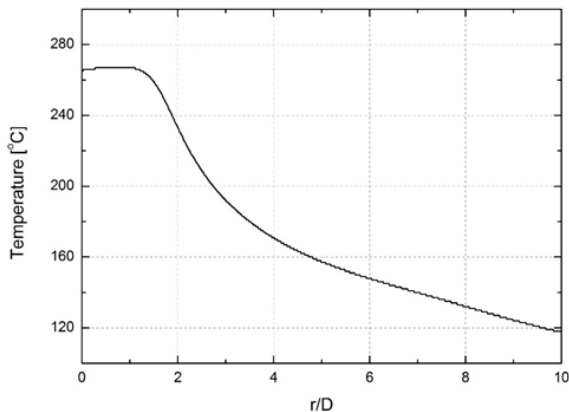


Fig. 17. Temperature distribution of stiffened plate as r/D

7. 결론

본 논문에서는 수직이착륙기가 이착함 과정에서 발생하는 분사 배기열에 의한 판 구조물의 열영향을 평가하기 위한 열유동 및 열구조 해석을 수행하였다. 열유동 해석을 통해 얻어진 유동 특성을 검토하고 온도와 압력의 결과를 수치적 계산 결과와 비교하고 이를 토대로 타당성을 검증하였다. 하지만 대류계수는 속도의 영향으로 인해 정체구간에서 매우 낮게 나타나는 것을 확인하였다. 따라서 단순 열유동 문제로 간주하여 대류조건을 구하는 방법은 합리적인 결과를 얻지 못한다. 따라서 복합열전달 해석을 통해 배기가스와 보강된 판의 에너지 전달을 고려하여 온도 분포를 구하였다. 복합열전달 해석에서 얻어진 온도 분포는 정체구간에서 높게 나타났다는 점에서 합리적인 결과로 볼 수 있다. 추후 연구를 통해 과도해석으로 수행하여 시간에 따른 온도변화를 산정하여 수직이착륙기의 운용 방법을 검토할 필요가 있다.

후 기

본 연구는 해양플랜트특성화 대학 사업 및 대한민국해군 전력분석시험평가단의 지원에 의하여 수행되었습니다.

References

- [1] ANSYS Inc, "ANSYS Theory Reference," SAS IP Inc. Houston, 2012.
- [2] S. Ashforth-Frost and K. Jambunathan, "Velocity and Turbulence Characteristics of a Semiconfined Orthogonally Impinging Slot Jet," Vol. 14, No. 1, pp. 60-67, 1997.
- [3] J. M. Barata, "Fountain Flows Produced by Multiple Impinging Jets in a Crossflow," AIAA Journal, Vol. 34, No. 12, pp. 2523-2530, 1996.
- [4] T. L. Bergman and F. P. Incropera, "Introduction to Heat Transfer," John Wiley & Sons, 2011.
- [5] P. Caccavale, M. V. De Bonis, and G. Ruocco, "Conjugate Heat and Mass Transfer in Drying: A Modeling Review," Journal of Food Engineering, 176, pp. 28-35, 2016.
- [6] G. Cao, M. Ruponen, R. Paavilainen, and J. Kurnitski, "Modelling and Simulation of the Near-Wall Velocity of a Turbulent Ceiling Attached Plane Jet After its Impingement with the Corner," Building and Environment, Vol. 46, No. 2, pp. 489-500, 2011.
- [7] Y. M. Chung, K. H. Luo, and N. D. Sandham, "Numerical Study of Momentum and Heat Transfer in Unsteady Impinging Jets," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 23, No. 5, pp. 592-600, 2002.
- [8] M. Coussirat, J. Van Beeck, M. Mestres, E. Egusguiza, J. M. Buchlin, and X. Escaler, "Computational Fluid Dynamics Modeling of Impinging Gas-Jet Systems: I. Assessment of Eddy Viscosity Models," Journal of Fluids Engineering, Vol. 127, No. 4, pp. 691-703, 2005.
- [9] L. L. Dong, C. W. Leung, and C. S. Cheung, "Heat Transfer and Wall Pressure Characteristics of a Twin Premixed Butane/Air Flame Jets," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, No. 3, pp. 489-500, 2004.
- [10] S. Downs and E. H. James, "Jet Impingement Heat Transfer-A Literature Survey," In ASME, AIChE, and ANS, 24th National Heat Transfer Conference and Exhibition, Vol. 1, 1987.
- [11] B. N. Hewakandamby, "A Numerical Study of Heat Transfer Performance of Oscillatory Impinging Jets," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, No. 1, pp. 396-406, 2009.
- [12] K. Ichimiya, S. Takema, S. Morimoto, T. Kunugi, and N. Akino, "Movement of Impingement Heat Transfer by a Single Circular Jet with a Confined Wall," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, No. 16, pp. 3095-3102, 2001.
- [13] K. Jambunathan, E. Lai, M. A. Moss, and B. L. Button, "A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 13, No. 2, pp. 106-115, 1992.
- [14] V. Katti and S. V. Prabhu, "Experimental Study and Theoretical Analysis of Local Heat Transfer Distribution between Smooth Flat Surface and Impinging Air Jet from a Circular Straight Pipe Nozzle," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, No. 17, pp. 4480-4495, 2008.
- [15] J. Y. Koo, "Aero Propulsion Engine," Dong Myung Sa, pp. 211-293, 2013.
- [16] F. K. Lu, and D. A. Terrier, "Performance Analysis of Short Takeoff and Vertical Landing Aircraft Nozzle in Hover," Journal of Propulsion and Power, Vol. 19, No. 4 pp. 715-717, 2003.
- [17] A. V. Luikov, V. A. Aleksashenko, and A. A. Aleksashenko, "Analytical Methods of Solution of Conjugated Problems in Convective Heat Transfer," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 14, No. 8, pp. 1047-1056, 1971.
- [18] X. Liu, L. A. Gabour, and J. H. Lienhard, "Stagnation-Point Heat Transfer During Impingement of Laminar Liquid Jets: Analysis Including Surface Tension," Journal of Heat Transfer, Vol. 115, No. 1, pp. 99-105, 1993.
- [19] X. Liu, J. H. Lienhard, and J. S. Lombara, "Convective Heat Transfer by Impingement of Circular Liquid Jets," Journal of Heat Transfer, Vol. 113, No. 3, pp. 571-582, 1991.
- [20] R. Matsumoto, I. Ishihara, T. Yabe, K. Ikeda, S. Kikkawa, and M. Senda, "Impingement Heat Transfer Within Arrays of Circular Jets Including

- the Effect of Crossflow,” Kansai Univ., Suita, Osaka(JP), 1999.
- [21] S. Newman, “Foundations of Helicopter Flight,” Elsevier, 1994.
- [22] E. E. M. Olsson, L. M. Ahrne, and A. C. Trägårdh, “Heat Transfer from a Slot Air Jet Impinging on a Circular Cylinder,” *Journal of Food Engineering*, Vol. 63 No. 4, pp. 393-401, 2004.
- [23] A. Pattamatta, G. Singh, H. Mongia, and N. N. Number, “Assessment of Turbulence Models for Free and Confined Impinging Jet Flows,” In 42nd AIAA Thermophysics Conference, pp. 27-30, 2011.
- [24] M. M. Rahman, A. J. Bula, and J. E. Leland, “Conjugate Heat Transfer During Free Jet Impingement of a High Prandtl Number Fluid,” *Numerical Heat Transfer: Part B: Fundamentals*, Vol. 36, No. 2, pp. 139-162, 1999.
- [25] F. Shum-Kivan, F. Duchaine, and L. Gicquel, “Large-Eddy Simulation and Conjugate Heat Transfer in a Round Impinging Jet,” In ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, pp. V05AT11A001-V05AT11A001.
- [26] F. Xu, and M. S. Gadala, “Heat Transfer Behavior in the Impingement Zone under Circular Water Jet,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 21, pp. 3785-3799, 2006.
- [27] N. Zuckerman, and N. Lior, “Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling,” *Advances in Heat Transfer*, 2006.