

# 평판-휨 열교환기의 열-수력학적 성능에 대한 고속 바이패스 영향의 수치적 연구

이 준 석, 김 민 성, 하 만 영, 민 준 기\*  
부산대학교 기계공학부

## NUMERICAL STUDY OF THE HIGH-SPEED BYPASS EFFECT ON THE AERO-THERMAL PERFORMANCE OF A PLATE-FIN TYPE HEAT EXCHANGER

Jun Seok Lee, Minsung Kim, Man Yeong Ha and June Kee Min\*  
School of Mechanical Engineering, Pusan National University

*The high-speed bypass effect on the heat exchanger performance has been investigated numerically. The plate-fin type heat exchanger was modeled using two-dimensional porous approximation for the fin region. Governing equations of mass, momentum, and energy equations for compressible turbulent flow were solved using ideal-gas assumption for the air flow. Various bypass-channel height were considered for Mach numbers ranging 0.25-0.65. Due to the existence of the fin in the bypass channel, the main flow tends to turn into the core region of the channel, which results in the distorted velocity profile downstream of the fin region. The boundary layer thickness, displacement thickness, and the momentum thickness showed the variation of mass flow through the fin region. The mass flow variation along the fin region was also shown for various bypass heights and Mach numbers. The volumetric entropy generation was used to assess the loss mechanism inside the bypass duct and the fin region. Finally, the correlations of the friction factor and the Colburn j-factor are summarized.*

**Key Words :** 전산유체역학(CFD), 열교환기(Heat exchanger), 바이패스(Bypass), 마하 수(Mach number)

### 기호설명(Nomenclature)

**알파벳**

$Be$  : 베잔 수(Bejan number)  
 $C_p$  : 유체의 정압 비열  
 $C_P$  : 압력 계수  
 $C_\mu$  : 난류 모델 계수  
 $f$  :  $f$  인자(Fanning friction factor)  
 $H$  : 형상 계수  
 $H_C$  : 바이패스 높이  
 $H_F$  : 평판 휨 높이

$h_{air}$  : 공기의 열전달 계수  
 $j$  :  $j$  인자(Colburn j-factor)  
 $k$  : 유체의 열전도도  
 $k_t$  : 난류 열전도도  
 $k_{eff}$  : 유효 열전도도  
 $L$  : 전체 채널 영역 유동방향 길이  
 $l$  : 평판 휨 길이  
 $Ma$  : 마하 수(Mach number)  
 $Nu$  : 너셀 수(Nusselt number)  
 $P$  : 유체의 압력  
 $Pr$  : 프란틀 수(Prandtl number)  
 $Pr_t$  : 난류 프란틀 수(Turbulent Prandtl number)  
 $Q$  : 열전달율  
 $Re$  : 레이놀즈 수(Reynolds number)  
 $S'''$  : 체적 엔트로피 생성량

Received: February 13, 2017, Revised: March 20, 2017,

Accepted: March 20, 2017.

\* Corresponding author, E-mail: jkmin@pusan.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2017.22.1.067>

© KSCFE 2017

$S_{fric}'''$	: 유동 마찰에 의한 국소 엔트로피 생성량
$S_{heat}'''$	: 유동 열전달에 의한 국소 엔트로피 생성량
$St$	: 스탠톤 수(Stanton number)
$T$	: 유체의 온도
$T_{avg}$	: 채널 표면의 평균온도
$T_{air}$	: 공기의 평균온도
$T_{oil}$	: 오일의 평균온도
$U$	: 유체의 속도
$U_{avg}$	: 입구평균속도
$U_{max}$	: 유체의 최대속도
$u_i, u_j$	: 유체의 속도 벡터
$x_i, y_i$	: 직교 좌표계

### 그리스문자

$\alpha$	: 확산 계수
$\delta$	: 경계층 두께
$\delta^*$	: 배제 두께
$\theta$	: 운동량 두께
$\epsilon$	: 난류 소산
$\mu$	: 유체의 점도
$\mu_t$	: 난류 점도
$\mu_{eff}$	: 유효 점도
$\nu$	: 동점성 계수
$\rho$	: 유체의 밀도
$\rho_{avg}$	: 경계층 내의 평균밀도

### 위첨자

*	: 무차원 변수
---	----------

### 아래첨자

$i, j$	: Tensor notation
--------	-------------------

## 1. 서 론

현대 사회에서 항공기 사용이 확대되어 경제적이고 친환경적인 항공기에 대한 요구가 증가되고 있다. 이에 따라 고효율 항공기 가스터빈엔진의 개발이 주요한 연구 이슈로 대두되고 있다. 가스터빈 엔진의 연료소비율(specific fuel consumption, SFC)은 압력비(overall pressure ratio, OPR)와 터빈 입구온도(turbine inlet temperature, TIT)와 관련이 있으며, 인터쿨링(inter-

cooling)이나 리큐퍼레이팅(recuperating)과 같이 향상된 사이클(advanced cycle)을 사용함에 따라 관련되는 열교환기의 사용이 요구된다. 터보팬 엔진(turbo-fan engine)의 경우, 효율 향상을 위한 또 하나의 방법은 가스터빈 엔진의 바이패스 비율(bypass ratio, BPR)을 증가시키는 것이다. 이 경우, 변속 시스템(transmission system)의 기어박스(gear box)와 제네레이터(generator)등에 사용되는 오일(oil)을 냉각하기 위한 다양한 오일 냉각용 열교환기들이 필요하다.

항공기용 열교환기 개발의 주요 설계인자는 다른 응용분야에 비해 열교환기 추가에 의한 무게 부담(weight penalty)을 더욱 최소화 하여야 한다는 점이다. 즉 열교환기에 의한 사이클의 효율증가분이 추가되는 무게에 의한 연비손실보다 커야 한다. 이에 따라 높은 효율을 달성하기 위해 초경량 열교환기 개발이 필요하다.

Min 등[1]은 고온, 고압 조건의 가스터빈 엔진에 적용하기 위한 냉각 공기 쿨러(cooling air cooler), 인터쿨러 및 리큐퍼레이터 열교환기에 관한 필요 요구 사항과, 그간의 기술 동향 및 가능한 설계안을 제시하였다. Kim 등[2]은 바이패스 덕트(bypass duct)로 유입되는 유체를 이용하여 전자장비 및 기어박스(gear box)등에 사용되는 오일 열을 식히고, 가스터빈엔진 팬 외각에 설치된 서피스 공기-오일 열교환기(surface air-oil heat exchanger, SAOHE)의 설치 위치의 영향에 대한 연구를 수행하였다. Kim 등[3]은 항공기 가스터빈 엔진 오일 쿨러의 핀-핀(pin-fin) 형상의 변화에 따른 고효율의 열교환기를 연구하였고, 엔트로피 제너레이션(entropy generation)을 통해 열교환기의 에너지 손실을 최소화시키는 연구를 하였다. Kim 등[4]은 항공기 가스터빈용 엔진의 열교환기 성능 평가를 위한 1차원 열 유동 네트워크 프로그램을 개발하여, 2차원 전산해석 결과 및 실험 결과를 비교하였다. Seo 등[5]은 항공기 가스터빈용 엔진의 열교환기 성능을 향상시키기 위해 유동방향으로 기울어진 핀-핀(pin-fin)의 각도, 핀 간격 및 열교환기의 경량화 등을 연구하였다.

열교환기 핀 형상에 대해서 Chapman 등[6]은 저속 유동에서 히트 싱크(heat sinks)에 부착된 평판 핀(plate fin), 중간이 끊어진 평판 핀(plate fin), 타원형 핀(elliptic fin)을 부착하여 각각의 열적 성능을 비교하는 연구를 수행하였다. Outirba와 Hendrick[7]은 항공기 엔진의 연료 소비율, 중량 등에 영향을 미치는 서피스 공기-오일 쿨러 주위의 공기와 쿨러 내 오일의 열전달 특성에 대해 실험하였다. 열교환기 효율에 영향을 미치는 핀에 대해 Jonsson과 Moshfegh[8]은 원(circular), 평판(plate), 직각(rectangular), 그리고 스트립 핀-핀(strip pin-fin)에 대해 엇갈린 및 일렬 배열 및 핀 길이 등에 대해 실험 연구를 진행하였다. Yun과 Lee[9]는 루버 핀(louvered fin), 평판 핀 및 세 가지의 슬롯 핀(slotted fin)에 대해 실험하였다. 여러 실

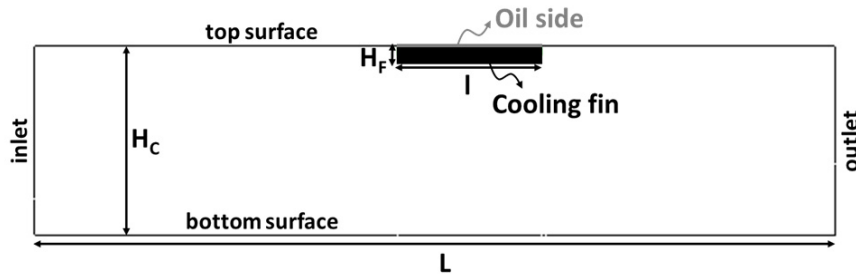


Fig. 1 Computational domain and boundary conditions

험 중 돌출된 슬롯 환이 가장 좋은 열전달 성능을 가지는 것을 알 수 있었다. Sata 등[10]은 평판 환이 배열된 채널 내 Reynolds 수와 환의 길이에 따른 유동장과 온도장을 알기위해 수치해석을 연구하였다. 이외에도 다양한 환 형상 및 환의 표면에 따라 열교환기의 효율에 미치는 영향에 대해 많은 연구들이 보고되었다.

항공기용 서피스 오일쿨러 설계의 난점은, 일반적인 열교환기와는 달리 바이패스 유동과 접해 있으므로 이 바이패스 유동조건이 열수력학적 성능(aero-thermal performance)에 영향을 미치는 점을 고려하여야 한다는 것이다. 또한 이와 같은 열교환기에 대한 기존의 연구는 주로 전자장비 냉각을 위한 히트 싱크(heat sinks)등의 적용을 목적으로 이루어져 주로 저속 유동영역만 고려하였기 때문에[6,8-10], 고속유동 조건에서 바이패스의 영향에 대한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 바이패스 높이(bypass height)와 Mach 수 변화에 따른 평판 환(plate fin) 열교환기의 효율에 대한 영향을 수치적으로 연구하였다. 바이패스 높이 변화에 따른 열교환기 성능을 판단하기 위해 Reynolds analogy를 기반으로 바이패스 덕트 내 압력강하 및 열전달 성능에 대해서 Fanning 마찰계수(friction factor) 및 Colburn j-factor를 사용하였다[11].

## 2. 수치 해석 방법

### 2.1 지배 방정식 및 경계조건

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 2차원 평판-환(plate-fin) 열교환기 모델의 계산 영역과 경계조건을 나타낸다. 본 채널 모델의 윗면과 아랫면에는 점착 경계조건(no-slip condition)을 적용하였다. 입출구의 경계조건은 속도입구조건과 압력출구조건을 각각 적용하였다. 다공성 매질 근사법(porous-media approximation)을 통해 평판 환 열교환기를 정의하였다. 이 근사법은 기하학적인 형상을 간단하게 만들어 주며, 계산의 효율성을 증대시키고 타당하고 편리하게 예측을 가능하게 한다. 다공성 매질 근사법은 본 연구와 같이 2차원 평판 환 열교환기를 짧

은 기간 내 다양한 문제에 대해 수치해석을 수행할 시 좋은 방법이 된다.

본 연구에서는 고려한 열적 경계조건으로 유로의 오일 측에서 오일의 평균 온도 값과 일정한 열전달계수를 주었다. 전체 채널 영역의 유동방향 길이(L)는 2000 mm이고 평판 환의 높이(Hf) 및 길이(l)는 각각 25 mm와 400 mm로 하였다.

바이패스 높이(Hc)는 125, 225, 325, 425 및 525 mm에 대해 계산을 수행하였다. 2차원 채널 영역에 대해 구조화된 육면체 격자를 만들었고, 열교환기와 유로 벽면에서 발생하는 높은 속도와 큰 온도 구배를 해석하기 위해 평판 환 부근과 벽면에 격자를 세밀하게 분포시켰다. 격자 의존도 검사를 통해 계산 모델의 분포된 격자 개수는 약 70,000개 이다.

본 해석에 사용된 유체인 공기의 밀도는 이상기체(ideal gas)로 가정하였고, 정상 상태의 압축성 난류 유동에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \rho u_i u_j = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial u_i} (\rho C_p u_i T) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( -k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \rho C_p \overline{u'_i T'} \right) \tag{3}$$

지배방정식의  $u_i, u_j, P, T$ 는 유체의 속도 벡터, 압력, 온도를 나타내며  $\rho, \mu, k, C_p$ 는 유체의 밀도, 점도, 열전도도, 정압 비열을 나타낸다. 본 연구에 사용된 변수들은 시간 평균한 값이며, 지배방정식들은 압축성 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 방정식이다. 본 연구에서는, 상용 유동해석 소프트웨어인 ANSYS-FLUENT 15.0으로 주어진 모델을 수치해석 하였다. 2차의 풍상 차분법(second-order upwind difference)을 이용하여, 운동량과 에너지 수송방정식의 공간적 이산화를 하였고, pressure-based coupled scheme을 이용하여 압

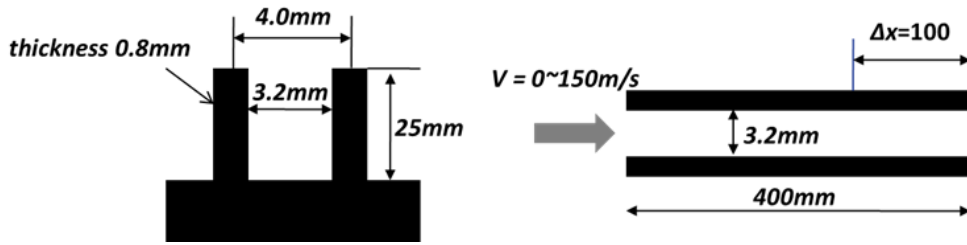


Fig. 2 Detailed information of fin specification

력-속도를 커플링하였다. 난류 모델은 standard  $k-\epsilon$  model을 사용하였고, 벽면 근처의 열전달을 정확히 계산하기 위해 enhanced wall function을 사용하였다. 바이패스 덕트 중심부의 Mach 수는 아음속(subsonic flow) 영역을 포함한 약 0.29에서 0.65이다. 입구평균속도는 100 m/s에서 220 m/s까지 10 m/s씩 증가하여 수치해석을 수행하였다. 입구에서 유입되는 공기의 평균 온도는 293 K이며, 오일의 평균온도 및 열전달 계수는 각 386 K와 2000 W/m<sup>2</sup>·K로 가정하였다.

## 2.2 무차원 변수 및 성능 분석식

본 연구에서는 무차원 수를 나타내기 위해 계산 영역의 평판 흰 높이( $H_f$ ) 및 입구평균속도( $U_{avg}$ )를 특성 길이와 기준 속도로 정의하였다. 평균 유체 물성치를 사용하여 다음과 같이 Reynolds 수를 정의하였다.

$$Re = \frac{U_{avg} H_f}{\nu} \quad (4)$$

여기서  $\nu$ 는 동점성 계수를 의미한다. Prandtl 수는 다음과 정의하였다.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5)$$

여기서  $\alpha$ 는 확산 계수를 의미한다. 그리고 채널 내 유동 속도 및 온도, 압력 계수(pressure coefficient,  $C_p$ )에 관한 설명을 위해 아래와 같이 무차원화 하였다.

$$U^* = \frac{U}{U_{avg}} \quad (6)$$

$$T^* = \frac{|T_{air} - T_{avg}|}{|T_{oil} - T_{avg}|} \quad (7)$$

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho U_{avg}^2} \quad (8)$$

여기서  $U$ ,  $T_{air}$ ,  $T_{oil}$  및  $T_{avg}$ 는 유체의 속도, 공기의 평균온도, 오일의 평균 온도 및 채널 표면의 평균온도를 나타낸다. 다른 무차원 수들인 Fanning 마찰계수, Nusselt 수, Stanton 수, Colburn  $j$ -factor는 다음과 같이 정의하였다.

$$f = \frac{(\Delta P/L) H_f}{2\rho U_{avg}^2} \quad (9)$$

$$Nu = \frac{h_{air} H_f}{k} \quad (10)$$

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (11)$$

$$j = St Pr^{2/3} \quad (12)$$

여기서 계산 영역의 총열전달량(total heat transfer rate)를 통해  $h_{air}$  값을 도출하여, Nusselt 수를 나타낸다. 그리고  $\Delta P/L$ 는 유동 방향의 평균 압력 구배이고,  $h_{air}$ 는 공기의 열전달 계수를 나타낸다.

## 2.3 2차원 다공성 모델

Fig. 2는 본 연구의 평판 흰의 규격을 보여준다. 평판 흰의 두께 및 피치의 길이는 각각 0.8 mm와 3.2 mm로 가정하였다. 이 형상으로 인한 다공성 매질의 공극율(porosity)은 0.8이다. 여기서, 평판 흰 피치와 평판 흰 두께를 고려하여 공극률을 정의하였다. 다공성 모델링을 위하여 Fig. 2의 오른쪽 그림과 같이 바이패스가 존재하지 않는 2차원 다공성 이상 모델에서 유동해석을 실시하였고, 채널의 입구 속도에 대한 압력강하 값을 Fig. 3에 나타내었다.

식 (13)은 다공성매질의 저항을 나타내는 방정식이다. 식 (13)의 오른쪽 첫 번째 항은 낮은 Reynolds 수 영역에서 영향을 미치는 Darcy 항을 나타내고, 두 번째 항은 높은 Reynolds 수 영역에서 영향을 미치는 관성 저항(inertial resistance)을 나타낸다[20].

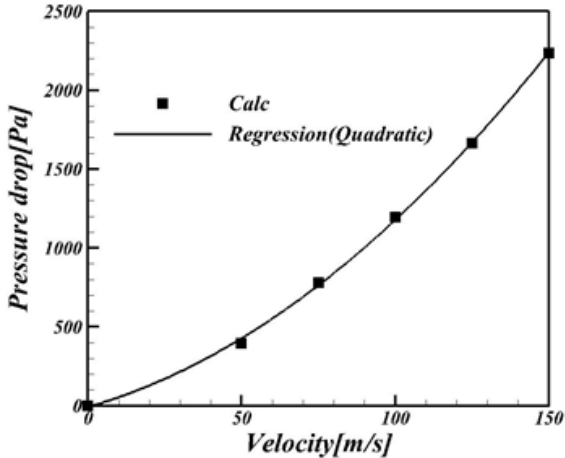


Fig. 3 Results for the pressure drop in various inlet velocities

$$\frac{\partial P}{\partial x_i} = - \left( \frac{\mu}{\alpha} u_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |u| u_i \right) \quad (13)$$

Table 1은 Fig. 3의 결과를 최소자승법(least square method)을 이용하여 곡선 적합(curve fitting)하여 구한 계수의 최종 결과를 나타낸다. 또한 흰 영역의 공극율은 열전달 계산시 등가의 열전도도를 구하는데 사용된다.

### 3. 결과 및 토의

#### 3.1 2 차원 다공성 모델 검증

본 연구에서는 바이패스 높이에 따른 항공기 가스터빈 엔진 열교환기에 미치는 영향을 연구하였다. 본 연구에서 수행한 2차원 다공성 모델의 타당성을 검증하기 위해 2차원 다공성 이상 모델과 선행연구의 실험 결과 값을 비교하였다. Fig. 4는 Kim 등[2]의 열교환기 위치 및 방향에 대한 실험 연구 결과와 2차원 다공성 이상 모델 연구의 결과를 비교한 것이다. 선행연구와 2차원 다공성 이상 모델의 압력 강하가 3.2% 내의 정확성을 가진다는 것을 확인하였다. 따라서 선행연구와 단순화 된 다공성 매질 상관식을 고려해 볼 때 이 차이는 타당하다고 판단할 수 있으므로 본 연구에서는 바이패스를 고려한 2차원 다공성 모델을 사용하여 CFD 해석을 진행하였다.

Table 1 Coefficient of porous media approximation for the present study

Coefficient	Values
1/α	3.1720E+06
C <sub>2</sub>	2.0336

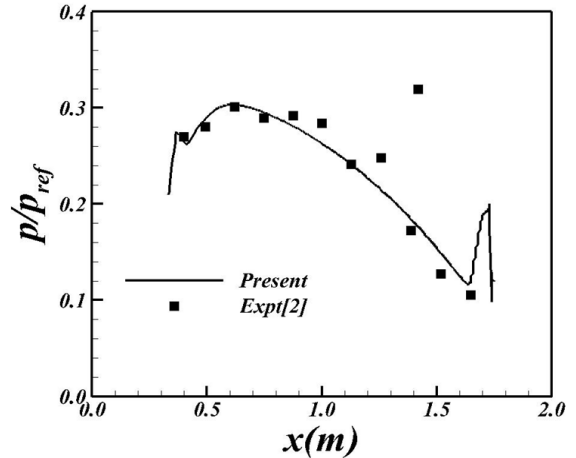


Fig. 4 Comparison of calculation results with experimental data for fins in channel

#### 3.2 평판-흰 열교환기의 열 수력학적 성능

Table 2는 입구 유동 속도에 대한 Reynolds 수 및 Mach 수이고, Table 3는 본 연구에서 유동 해석을 진행한 바이패스 높이 변화 및 바이패스 비를 나타낸다.

##### 3.2.1 속도 및 압력장

Fig. 5은 Ma = 0.41 에서 계산 영역의 유선과 속도의 크기 분포를 나타낸다. 입구의 유동은 흰을 지나면서, 흰의 저항에 의해 채널 중심부 방향으로 일부 유동이 우회하도록 경사지

Table 2 Reynolds number and Mach number for the velocity

Velocity(m/s)	Mach number	Reynolds number
100	0.29	61529.81
110	0.32	67682.80
120	0.35	73835.78
130	0.38	79988.76
140	0.41	86141.74
150	0.44	92294.72
160	0.47	98447.70
170	0.50	104600.68
180	0.53	110753.67
190	0.56	116906.65
200	0.59	123059.63
210	0.62	129212.61
220	0.65	135365.59

Table 3 Detailed design space for the bypass height study

Bypass Height(H <sub>C</sub> )(mm)	Bypass ratio(H <sub>C</sub> /H <sub>F</sub> )
525	21
425	17
325	13
225	9
115	5



Fig. 5 Results of streamline pattern for the computational domain at  $Ma = 0.41$

게 된다. 채널 하단부에서는 일반적인 채널유동과 같이 직선 형태의 유선을 나타내지만, 바이패스 높이가 작아질수록 상부의 휘어진 유선이 차지하는 기여분이 채널 내에서 상대적으로 커짐을 알 수 있다.

Fig. 6에는  $Ma = 0.41$ 인 경우의 채널 내 무차원화된 속도의 크기분포를 나타내었다. 원의 존재에 의하여, 원의 후류부분의 상부벽 근처에서 속도가 크게 작아지는 영역이 존재한다. 또한 채널중심부의 후류에서는 상류보다 더 큰 속도를 가지게 되는데, 바이패스 높이가 작아질수록 그 증가량이 더 크고, 증가한 영역의 크기도 더 확대됨을 알 수 있다. 이는 전술한 바와 같이 바이패스 채널의 높이가 작아 원에 의해 영향을 받는 유량이 주 유동에서 차지하는 기여분이 크기 때문이다.

Fig. 7에는 계산영역에서 압력 계수의 분포를 나타낸다. 바이패스의 높이가 낮아지면, Fig. 5와 Fig. 6에서 확인하였듯이 원의 저항이 상대적으로 커지고 후류에서의 가속량이 늘어나며, 이에 따라 채널 내 압력강하가 급격히 커짐을 알 수 있다. 주 압력변화는 원의 길이방향 영역에 걸쳐 발생하며, 특히 원의 전단부(leading edge)에는 유동이 상부 벽면으로부터 급격히 이탈하며 매우 복잡한 압력분포를 나타냄이 관측된다.

Fig. 8과 Fig. 9에는  $Ma = 0.29$ 과  $Ma = 0.59$ 에서의 무차원화된 속도분포를 나타냈다. 두 그림을 비교해 볼 때, 속도의 크기 이외의 전반적인 유동 패턴은 유사하고, 바이패스 높이가 낮아지면 원 하류의 저속영역의 전반적인 속도가 증가

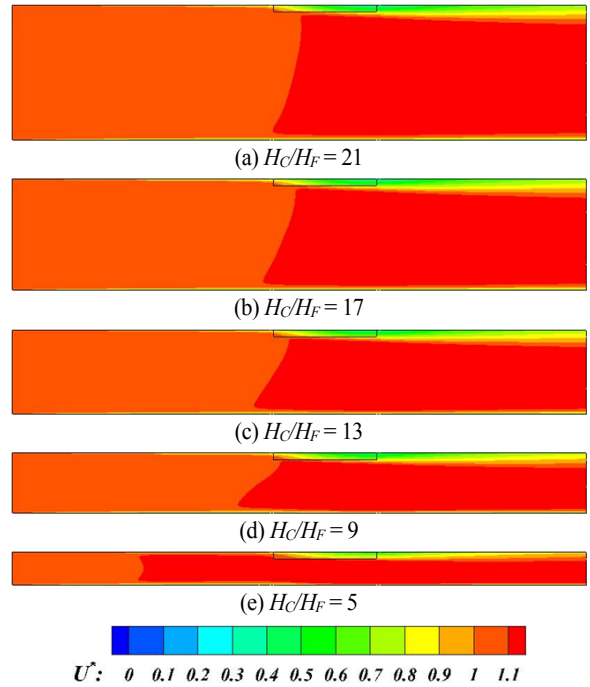


Fig. 6 Distribution of dimensionless velocity magnitude on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.41$

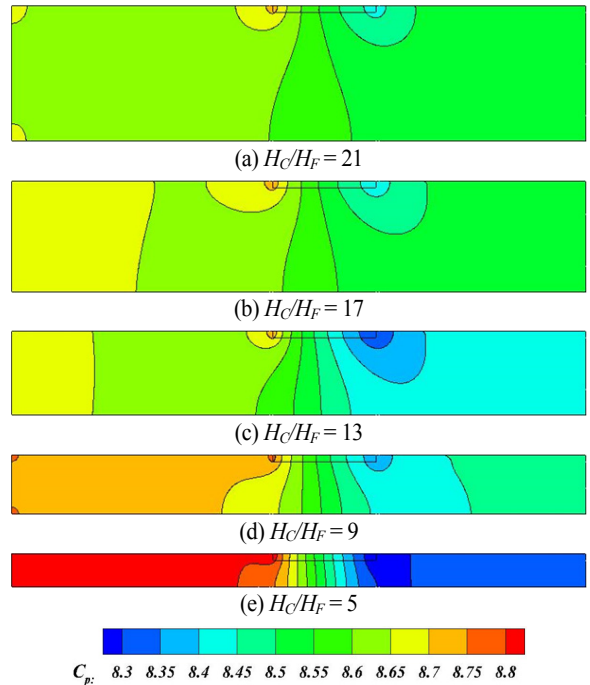


Fig. 7 Distribution of pressure coefficient on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.41$

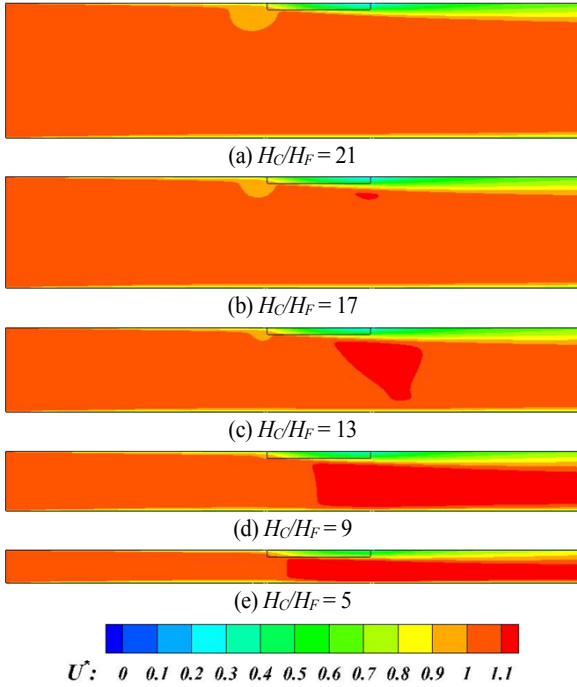


Fig. 8 Distribution of dimensionless velocity magnitude on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.29$

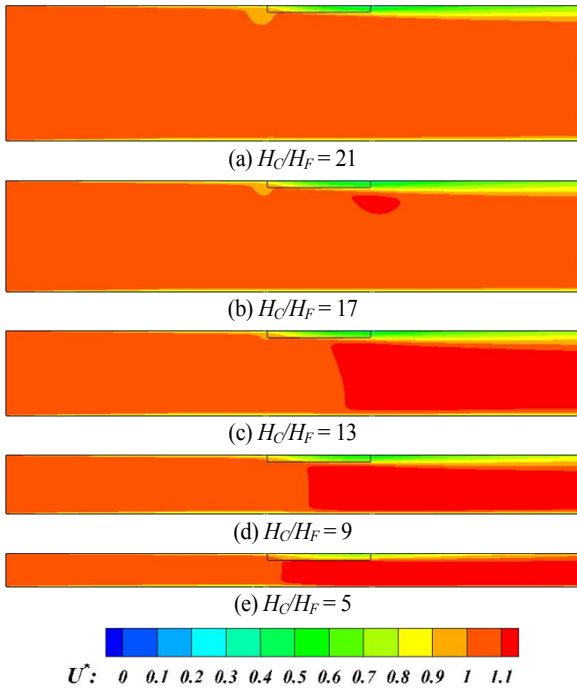


Fig. 9 Distribution of dimensionless velocity magnitude on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.59$

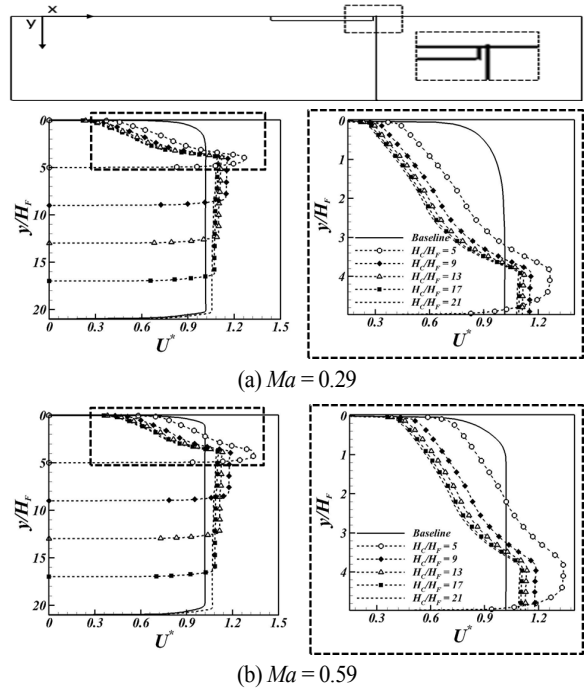


Fig. 10 Comparison of dimensionless velocity profile for specific section at Mach number

함을 알 수 있다. 이러한 현상은, Mach 수에 따른 채널 내 환 후류영역의 속도분포(velocity profile)를 나타낸 Fig. 10에서 확인할 수 있다.

Fig. 10(a) 및 (b)에서는 모두 바이패스 높이가 낮아질수록, 채널 중심부에서의 유동속도가 커진다.  $Ma = 0.59$ (Fig. 10(b))의 경우, 채널 중심부의 입구속도 대비 가속량이  $Ma = 0.29$ 인 경우보다 큰 것을 확인할 수 있다. 한편 상부 벽 근처에서는 환의 존재로 인해 경계층내의 속도 분포가 왜곡되는(distorted) 것을 알 수 있다. 그림의 실선으로 나타낸 baseline은 환이 없는 일반적인 채널 유동의 경우 속도 분포로 일반적인 난류 경계층 속도분포를 나타낸다. 이에 비해 환이 존재하는 경우 경계층의 두께가 커지며, 속도분포의 형태도 S자 형태의 뒤틀어진 모양을 보인다. Fig. 10(a)와 10(b)를 비교해 보면, Mach 수가 커지면 경계층 내의 무차원화된 속도  $U^*$ 는 작아지고 있다.

이 영향을 정량적으로 분석하기 위해 본 논문에서는 여러 가지 속도 경계층(velocity boundary layer) 두께에 대한 분석을 하였다. 우선, 벽면 속도분포가 유체의 최대속도 값  $U_{max}$ 가 되는 위치까지를 경계층 두께(boundary layer thickness)로 정의하였다. 이로부터 유도되는 주요 경계층 관련 변수의 정의는 아래와 같다.

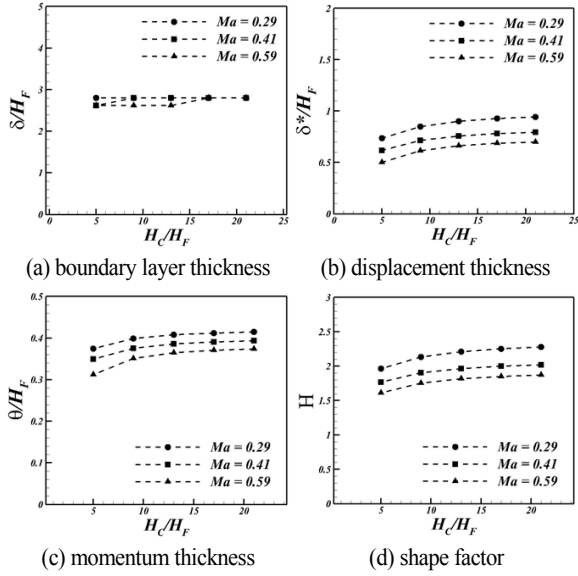


Fig. 11 Comparison of boundary layer variables for various Mach numbers

$$\delta = y \text{ where } U = U_{\max} \tag{14}$$

$$\delta^* = \int_0^\delta \frac{\rho}{\rho_{\text{avg}}} \left(1 - \frac{u}{U_{\max}}\right) dy \tag{15}$$

$$\theta = \int_0^\delta \frac{\rho}{\rho_{\text{avg}}} \frac{u}{U_{\max}} \left(1 - \frac{u}{U_{\max}}\right) dy \tag{16}$$

$$H = \frac{\delta^*}{\theta} \tag{17}$$

여기서,  $\delta$ 는 경계층 두께,  $\delta^*$ 는 배제 두께(displacement thickness),  $\theta$ 는 운동량 두께(momentum thickness),  $H$ 는 형상계수(shape factor)이며,  $\rho_{\text{avg}}$ 는 경계층 내의 평균밀도이다. Fig. 11에는 무차원화된 경계층 두께, 배제 두께, 운동량 두께 및 형상계수를 도시하였다. Fig. 11(a)에서 경계층 두께는 채널의 높이가 낮은 경우, Mach 수의 증가에 따라 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 Mach 수가 클 경우 바이패스 높이가 줄어들수록 채널 내부에 가속량이 커지기 때문이다. 하지만 그림으로부터 그 변화량은 그리 크지 않으며, Fig. 10의 결과에서도 경계층 두께의 변화 자체는 현격하지 않음을 알 수 있다. 이에 비해 Fig. 11(b)에 나타난 Mach 수에 따른 배제두께의 변화는 보다 현격하다. Mach 수가 작고 채널 높이가 작을수록 배제 두께는 작는데, 이는 경계층 내의 질량 결손(mass deficit)이 작다는 의미이며, Fig. 10에서의 속도분포의 변화와 부합한다.

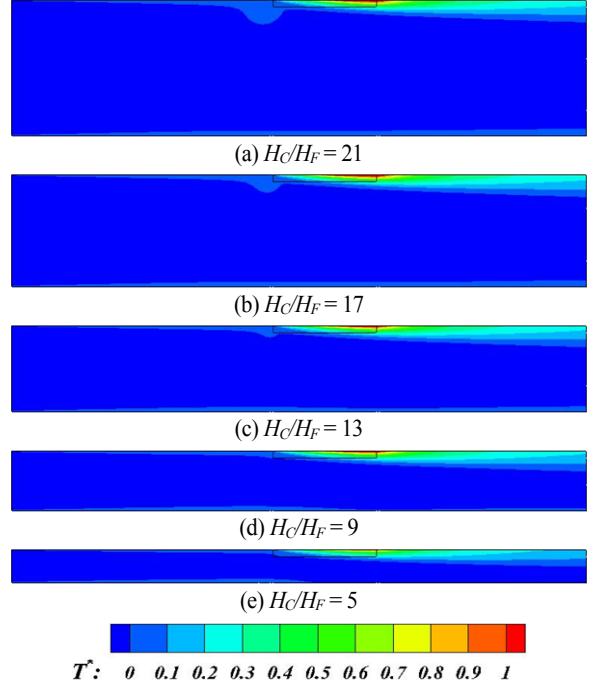


Fig. 12 Distribution of dimensionless temperature on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.41$

Fig. 11(c)는 Mach 수에 따른 운동량두께를 나타낸다. 이 결과는 배제두께의 변화 추세와 동일한 경향을 보이며, 운동량 결손(momentum deficit) 역시 Mach 수가 작고 채널 높이가 작을수록 작다는 것을 의미한다. Fig. 11(d)는 배제두께와 운동량 두께의 비인 형상계수를 나타낸다. 형상계수는 작을수록 벽면에 더 부착되는(attached) 속도분포를 나타내는데, 결과에 의하면 Mach 수가 크고, 채널 높이가 작을수록 벽면에 더 부착되는 속도분포를 가지며, 이는 채널 중심부의 속도 가속량 및 환에 의한 질량 및 운동량 결손량의 변화에 기인한다.

### 3.2.2 온도장 및 열전달

Fig. 12는  $Ma = 0.41$ 에서 채널 계산 영역의 무차원화된 표면 온도분포의 결과이다. 채널 내 유동과 환이 만나는 지점에서 두 유체간의 높은 온도차이로 인해 열전달이 일어나는 것을 알 수 있다. 전술한 바와 같이 바이패스의 높이가 작아지면, 채널 내부의 가속량이 커지고 이에 따라 대류열전달의 효과가 더 커지게 된다. 이 효과로 인하여 Fig. 12(e)의 경우 환 영역에서의 온도가 가장 낮은 것을 알 수 있다.

본 연구에서와 같이 바이패스가 존재하는 열교환기의 경우, Fig. 5 및 Fig. 10에서 확인한 바와 같이 환의 저항으로 인하여 많은 양의 유동이 바이패스 채널 중심부로 우회하게 된다. 환



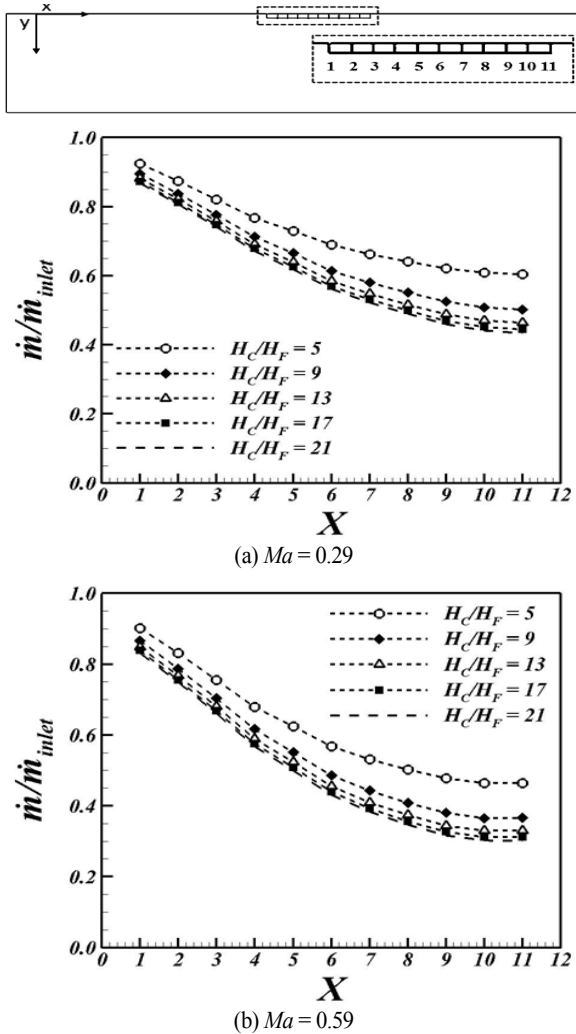


Fig. 13 Comparison of mass flow rate for specific section at Mach number

에서의 열전달은 흰 내부로 흐르는 유량이 얼마나 많은 지에 따라 변하게 된다. Fig. 13은 채널 내 흰을 11개의 특정 구역으로 구분하여 동일한 입구 크기 대비 특정 구역의 질량유량 변화를 나타낸다. 흰을 지나며 유동은 지속적으로 흰을 이탈하여 채널 중심부로 빠져 나간다. 이에 따라 흰 내부로 흐르는 유동은 지속적으로 감소한다. 하지만 끝단으로 갈수록 감소율은 저하된다. 또한 Fig. 13(a)와 (b)에서 알 수 있듯이, 흰 내부 유량의 감소율은  $Ma = 0.59$ 인 경우가  $Ma = 0.29$ 인 경우보다 훨씬 크음을 알 수 있다. 이는 Mach 수가 커질수록, 흰 앞단에서의 충돌효과에 의한 유동의 우회현상이 더 커지기 때문이며 Fig. 11(b)의 배제두께의 변화와 부합한다.

마지막으로, 앞 절의 Fig. 10에서 바이패스 높이가 낮아지면 전체적인 유량 가속이 커짐을 보였는데, 이 효과로 인해 흰 내부로 흐르는 유량도 높이가 낮아질수록 더 커져서 많은 열전달이 가능함을 알 수 있다. 또한 그 질량유량의 바이패스 높이에 따른 증가량도 Fig. 13에서와 같이 바이패스 높이에 역으로 비례함을 알 수 있다.

### 3.2.3 바이패스 유동에 대한 엔트로피 생성 분석

열전달 문제에 있어 체적 엔트로피 생성량(volumetric entropy generation)은 비가역성(irreversibility)에 의한 에너지 손실량을 나타내는 지표이다. 본 연구에서는 Kim 등[3]이 사용한 엔트로피 생성항의 개념을 사용하여 바이패스 유동을 가지는 열교환기 해석결과를 분석하였다.

체적 엔트로피 생성량  $S'''$ 은 다음과 같이 정의된다.

$$S''' = S'''_{fric} + S'''_{heat} \quad (18)$$

여기서  $S'''_{fric}$  및  $S'''_{heat}$ 는 각각 유동 마찰 및 열전달에 의한 국소 엔트로피 생성량이며 다음의 식으로 나타낸다.

$$S'''_{fric} = \frac{\mu_{eff}}{T} \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (19)$$

$$S'''_{heat} = \frac{k_{eff}}{T^2} \left[ \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (20)$$

여기서,  $\mu_{eff}$  및  $k_{eff}$ 는 각각 유효점도(effective viscosity) 및 유효 열전도도(effective thermal conductivity)로 층류 및 난류성분을 포함하며 다음과 같다.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t = \mu + \rho C_\mu \left( \frac{k^2}{\epsilon} \right) \quad (21)$$

$$k_{eff} = k + k_t = k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (22)$$

여기서,  $\mu_t$ 는 난류 점도(eddy viscosity),  $C_\mu$ 는 난류 모델 계수(turbulence parameter),  $\epsilon$ 는 난류 소산(turbulent dispersion),  $k_t$ 는 난류 열전도도(eddy conductivity)이며,  $Pr_t$ 는 난류 Prandtl 수이다. Fig. 14과 Fig. 15에는  $Ma = 0.29$ 와  $Ma = 0.59$ 에서의 채널 내 유동 마찰에 의한 국소 엔트로피 생성량을 나타내었다. Fig. 14에 나타난 바와 같이 흰의 후류 부분에서 흰에 의해 감속된 유동과 바이패스 중심부의 가속된 유동이 만나는 혼

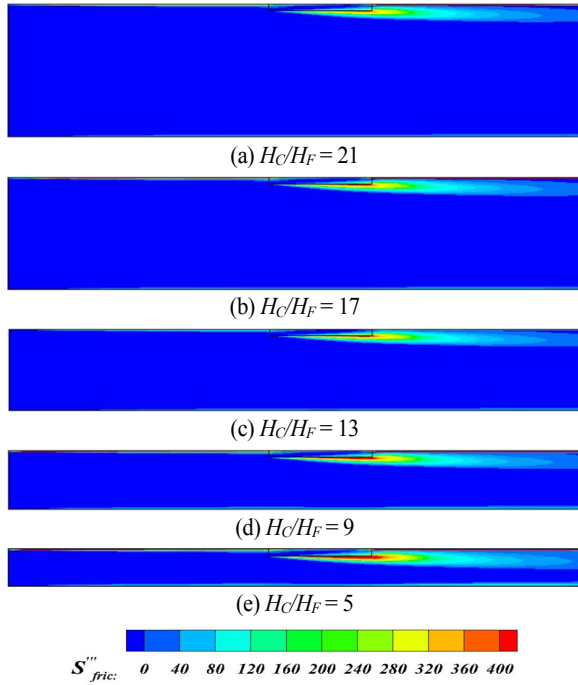


Fig. 14 Distribution of entropy generation for friction on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.29$

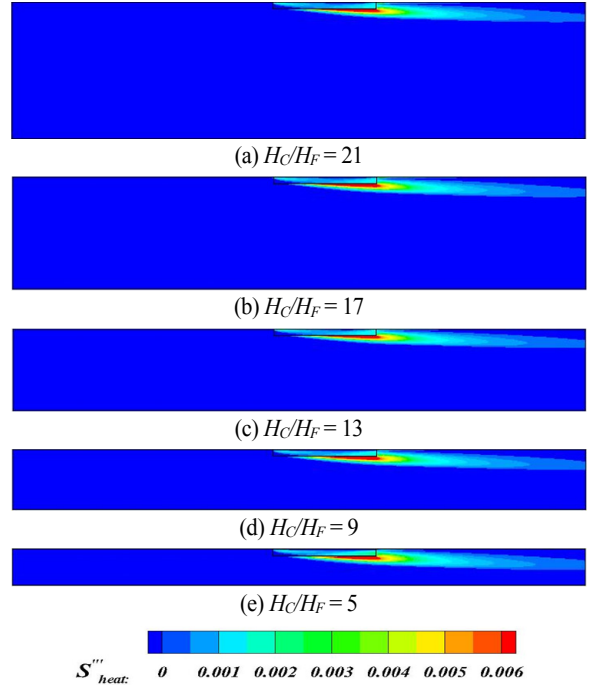


Fig. 16 Distribution of entropy generation for heat on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.29$

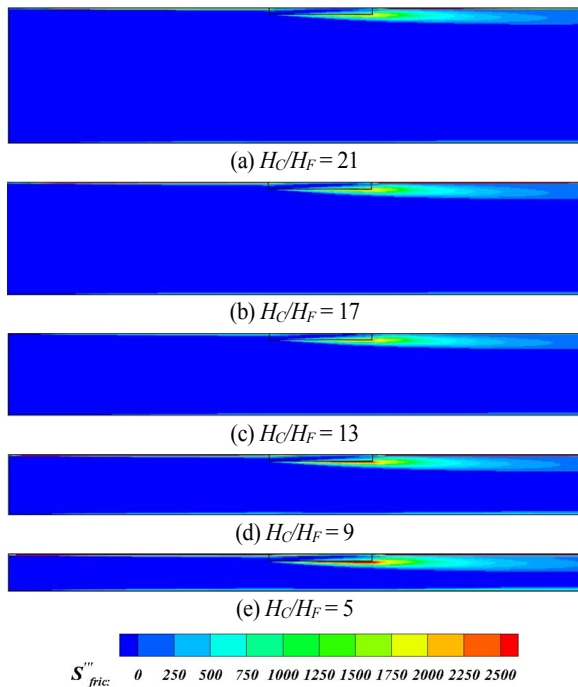


Fig. 15 Distribution of entropy generation for friction on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.59$

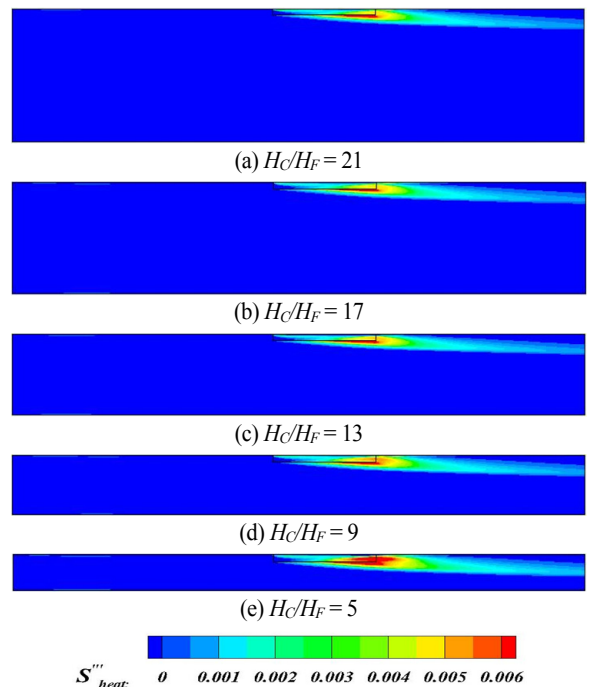


Fig. 17 Distribution of entropy generation for heat on the surface of the computational domain at  $Ma = 0.59$

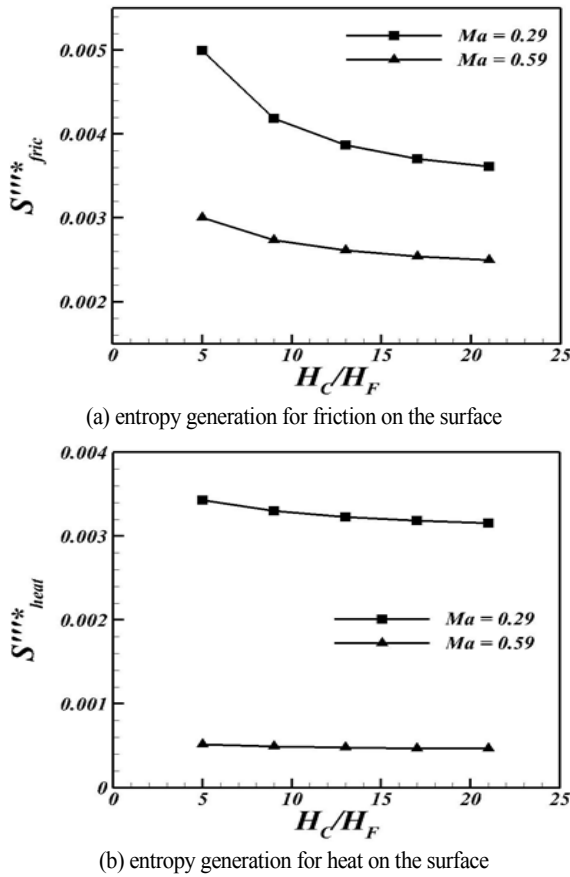


Fig. 18 Comparison of dimensionless volumetric entropy generation at Mach number

합층(mixing layer)에서 두 유동의 속도차가 커져, 난류의 강도 및 이로 인한 유동 마찰에 의한 엔트로피의 생성량이 커진다. 바이패스 높이가 작아질수록 채널 내 유동 속도가 증가하고, Fig. 13에 나타난 바와 같이 흰 영역의 질량 유량이 증가하지만 채널 중심부의 가속량이 더 크게 증가하여 엔트로피 생성량이 증가하는 것을 관찰할 수 있다. Fig. 14(a)와 Fig. 15(a)를 비교해 볼 때 전술한 바와 같이 동일한 바이패스 높이에서 Mach 수가 클수록 채널 내 유동 속도가 증가하여 유동에 의한 마찰의 영향이 증가하므로 엔트로피 생성량이 매우 크게 증가함을 알 수 있다.

Fig. 16과 Fig. 17은  $Ma = 0.29$ 과  $Ma = 0.59$ 에서의 채널 내 열전달에 의한 국소 엔트로피 생성량을 나타내었다. 마찰에 의한 엔트로피 생성과 유사하게 흰의 후류 부분에서 엔트로피 생성량이 크다. 난류의 경우 유효 열전도도  $k_{eff}$ 는 난류 점도  $\mu_t$ 에 비례하게 되는데, 이 영역에서 난류 강도 및 점도가 커져 결과적으로 열전달에 의한 엔트로피 생성이 증

가한다.

Fig. 18에 바이패스 높이에 따른 무차원화된 체적 엔트로피 생성량에 대해 나타내었다. 여기서 무차원화된 엔트로피의 정의는 다음과 같다.

$$S'''^* = \frac{TH_C}{\rho U^3} S''' \tag{23}$$

그림으로 부터 바이패스 높이가 낮을수록 체적 엔트로피 생성량의 크기가 증가하는 것을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 체적 엔트로피 생성량을 최소화하기 위해서는 흰 후류 부분 및 바이패스 높이가 중요함을 알 수 있다.

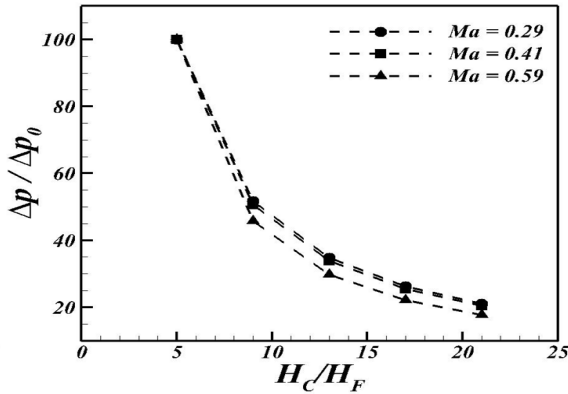
Table 4는 바이패스 높이 및 Mach 수에 따른 열수력학적 성능을 나타내었다. 세 번째 및 네 번째 열은 채널 내 국소 엔트로피 생성량을 비교한 것이다. 여기서 채널 내 국소 엔트로피 생성량의 기준 값은  $H_C/H_F = 21$ 의 국소 엔트로피 생성량의 합으로 나타낸다. Fig. 18과 같이 바이패스 높이가 감소함에 따라 마찰 및 열적 손실 에너지가 증가하는 것을 알 수 있다. 단 이 경우 차원이 있는 엔트로피 생성량을 나타내었는데, Mach 수가 커지면 엔트로피 생성량이 더 커짐을 알 수 있다. 마지막 열은 Bejan 수를 나타낸다. Bejan 수는 총 엔트로피 생성량에 대해 열전달에 의한 엔트로피 생성량의 비로 나타내며, 다음과 같이 정의된다.

$$Be = \frac{S'''_{heat,avg}^*}{S'''_{fric,avg}^* + S'''_{heat,avg}^*} \tag{24}$$

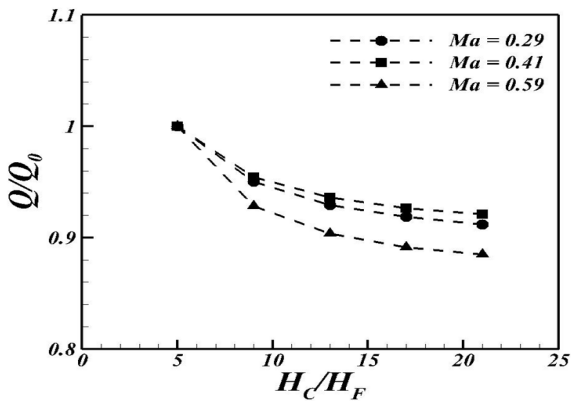
바이패스 높이가 감소함에 따라 Bejan 수가 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 Mach 수가 증가함에 따라 Bejan 수가 감소하는데, 이는 전술한 바와 같이 압력 강하가 증가하므로 마찰 손실 에너지의 기여분이 주를 이루게 된다. 따라서 총 엔트로피에 대한 열적 손실 에너지의 기여분은 감소한다는 것을 의미

Table 4 Predicted aero-thermal performance according to bypass height and Mach number

Mach number	$H_C/H_F$	$\frac{S'''_{fric}}{S'''_{fric,0} + S'''_{heat,0}}$	$\frac{S'''_{heat}}{S'''_{fric,0} + S'''_{heat,0}}$	Bejan number
0.29	21	0.5334	0.4666	0.4666
	17	0.5485	0.4691	0.4622
	13	0.5742	0.4731	0.4548
	9	0.6248	0.4802	0.4409
	5	0.7568	0.4936	0.4073
0.59	21	0.8432	0.5334	0.1568
	17	0.8639	0.5485	0.1559
	13	0.9015	0.5742	0.1542
	9	0.9753	0.6248	0.1514
	5	1.1890	0.7568	0.1466



(a) pressure drop



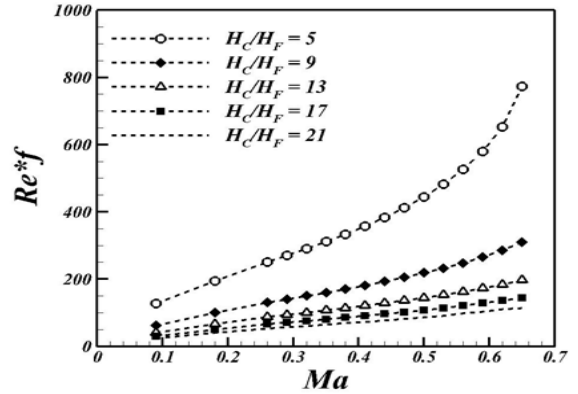
(b) heat transfer rate

Fig. 19 Comparison of aero-thermal performance for channel at Mach number

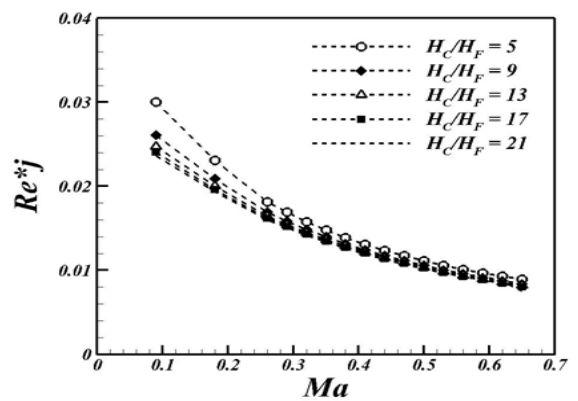
한다. 이상과 같이 체적 엔트로피 생성량은 열교환 시스템에서의 압력 및 열전달에 의한 손실을 정량적으로 분석할 수 있는 유용한 도구가 된다.

### 3.2.4 열교환기의 열-수력학적 성능

Fig. 19에는 본 연구에서 계산된 열 수력학적 성능을 도시하였다. Fig. 19(a)에는 바이패스 채널 내의 압력 강하를 Fig. 19(b)에는 열전달율을 나타내었다. 여기서  $\Delta p_0$  및  $Q_0$ 는 각각  $H_c/H_F = 5$ 인 경우의 압력강하 및 열전달량이다. Fig. 19(a) 및 Fig. 19(b)의 압력강하는 바이패스 높이가 증가함에 따라 압력 강하 및 열전달율이 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 19(a)과 Fig. 19(b)를 비교해 볼 때 압력 강하는 열전달율에 비해 기울기가 급격한 것을 알 수 있다. 이는 앞서 나타난 총 엔트로피 생성량과 비교해 볼 때 바이패스 높이 및 Mach 수 변화에 따른 마찰에 의한 손실에너지의 기여도와 비슷한 경향을 보이는 것을 확인하였다. 또한 전술한 바와 같이 바이패스



(a) Reynolds number\*friction factor



(b) Reynolds number\*Colburn j-factor

Fig. 20 Results of the study on various bypass heights as a function of Mach number

스 높이가 감소함에 따라 총 엔트로피 생성량과 압력 강하 및 열전달율이 동일한 경향을 나타내는 것을 볼 때 이 결과는 타당하다는 것을 알 수 있다.

### 3.2.5 바이패스 영향에 대한 성능 상관식

Fig. 20은 바이패스 높이 변화에 따른  $fRe$  및  $jRe$  값을 Mach 수의 함수로 나타낸 것이다. Fig. 20(a)에서 바이패스 높이가 변화에 관계없이 Mach 수가 증가함에 따라  $fRe$  관계식의 값도 증가한다. 이는 Mach 수가 증가함에 따라 유체의 속도가 증가하여 채널 내 유체와 바닥면의 전단응력으로 인해  $fRe$  관계식 값에 영향을 미치기 때문이다.  $H_c/H_F = 9$  및  $H_c/H_F = 5$ 와 같이 바이패스 높이가 낮은 경우 입구 면적이 줄어들어 채널 내 유체의 속도가 바이패스 높이가 높은 경우보다 빨라져 채널의 바닥면과 큰 전단 응력이 발생한다. 이로 인해 입구와 출구의 사이에 큰 압력강하로 인해 바이패스 높이가 낮은 경우  $fRe$  관계식 값이 바이패스 높이가 높은 경우

보다 크다. Fig. 20(b)에서  $j \cdot Re$  관계식의 값은 바이패스 높이가 낮아지고, Mach 수가 증가할수록 감소한다. 이는 바이패스 높이가 낮아지면서 채널 내 회전 주위의 속도가 증가하기 때문이다. 좁아진 입구면적으로 인한 큰 압력강화로 속도가 빨라져 바이패스 높이가 높은 경우보다 낮은 경우 기울기가 크다. 본 연구에서는 바이패스 높이 변화에 따른  $fRe$  및  $j \cdot Re$ 의 상관식(correlation)을 Mach 수의 함수로 식 (25) 및 (26)와 같이 삼차 방정식으로 최소자승법을 이용하여 근사하였다. 상관 관계식의 계수는 Table 5와 Table 6에 나타났다.  $f \cdot Re$  및  $j \cdot Re$  관계식의  $R^2$ 의 값은 0.98 이상이다.

$$f \cdot Re = A \cdot Ma^3 + B \cdot Ma^2 + C \cdot Ma + D \quad (25)$$

$$j \cdot Re = A \cdot Ma^3 + B \cdot Ma^2 + C \cdot Ma + D \quad (26)$$

### 4. 결 론

본 연구에서는 고속 유동에서 다양한 바이패스 높이에 따른 평판 회전 열교환기의 열유동 특성에 대해 수치적으로 연구하였다. 본 연구에서는 선행연구의 실험과 비교하여 타당성을 검토하였으며, 평판 회전 열교환기의 압력강하 및 열전달 등의 기본적인 특성에 대해 판단하였다. 주요 결과는 다음과 같다.

- (1) 3차원 모델을 이용한 해석이 요구되는 항공기 엔진용 열교환기에 대해 2차원 다공성 모델을 이용하여 단기간에 다양한 변화에 대해 결과를 도출하여 간소화 할 수 있으며, 이 결과를 3차원 모델 실험결과와 비교하여 타당성을 입증하였다.
- (2) 바이패스 덕트 내부 회전의 저항에 따라 유입유동은 바이패스 채널 내부로 휘어지는 패턴을 나타낸다. 이에 의해

회전 후류에서는 왜곡된 S형상의 경계층 속도분포가 나타나며 채널 내부의 유동은 휘어진 유선에 의해 가속된다. 이 채널 내부 가속의 정도는 바이패스 높이가 낮을수록 커진다.

- (3) 왜곡된 경계층의 경계층 두께는 거의 일정하나 배제 두께 및 운동량 두께는 바이패스 높이가 클수록 커지고, Mach 수가 작을수록 크다. 배제 두께가 커지는 것은 회전 영역으로의 질량 유동이 더 많이 배제되어 작은 유량이 흐르게 되기 때문이다. 회전 영역으로의 유량 변화는 열전달 성능에 직접적으로 영향을 미친다.
- (4) 엔트로피 생성을 이용하여 해석결과를 분석한 결과, 회전 후류 끝부분에서 바이패스 내부로의 손실 메커니즘이 잘 관측되었고, 이 결과는 열교환기의 압력손실 및 열전달 성능과 직접적으로 관계됨을 보였다.
- (5) 해석된 각 바이패스 높이에 대한 마찰계수 및 Colburn j-factor에 대한 성능 상관식을 유도하여 정리하였다. 본 연구의 해석 결과 Mach 수가 증가할수록 압축성 효과로 인해  $f \cdot Re$  관계식 값은 증가하였고,  $j \cdot Re$  관계식 값은 감소하는 것을 알 수 있다.

본 결과는 항공기 가스터빈 엔진에 사용되는 surface cooler 등 고속 유동 하에서 작동하는 열교환기에 대한, 바이패스 비(bypass ratio)의 영향을 예측하는데 유용한 정보로 사용될 것으로 기대된다. 향후 열교환기의 효율에 영향을 미치는 회전의 형상 및 간격(pitch) 등에 영향에 대한 추가 연구가 필요하다.

### 후 기

이 논문은 2015년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 이공분야기초연구사업(No.NRF-2015R1D1A1A01059677).

Table 5 Coefficient of  $f \cdot Re$  at 2 dimension correlations

$H_c/H_F$	A	B	C	D
21	132418	-129771	103171	2533.7
17	126830	-124889	89724	1709
13	111350	-105466	71071	1327.8
9	101719	-90749	53493	888.2
5	275744	-236031	90915	-968.6

Table 6 Coefficient of  $j \cdot Re$  at 2 dimension correlations

$H_c/H_F$	A	B	C	D
21	-0.0487	0.09	-0.0708	0.0293
17	-0.0453	0.096	-0.0844	0.0364
13	-0.0663	0.1389	-0.1178	0.0492
9	-0.1221	0.2438	-0.1943	0.0761
5	-0.3881	0.7048	-0.4894	0.1638

### References

- [1] 2009, Min, J.K., Jeong, J.H., Ha, M.Y. and Kim, K.S., "High temperature heat exchanger studies for applications to gas turbines," *Heat Mass Transfer*, Vol.46, pp.175-186.
- [2] 2014, Kim, S., Min, J.K., Ha, M.Y. and Son, C., "Investigation of high-speed bypass effect on the performance of the surface air - oil heat exchanger for an aero engine," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.77, pp.321-334.
- [3] 2016, Kim, M., Ha, M.Y. and Min, J.K., "A numerical

- study on various pin - fin shaped surface air - oil heat exchangers for an aero gas-turbine engine," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.93. pp.637-652.
- [4] 2014, Kim, Y.J., Kim, M.S., Ha, M.Y. and Min, J.K., "Numerical Study on Surface Air-Oil Heat Exchanger for Aero gas- Turbine Engine Using One-Dimensional Flow and Thermal Network Model," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers* Vol.38, No.11, pp.915-924.
- [5] 2016, Seo, J.H., Kim, M., Ha, M.Y. and Min, J.K., "A Numerical Study On The Flow And Heat Transfer Characteristics Of A Heat Exchanger Rectangular Pin-Fins Slanted In The Flow Direction," *J. Comput. Fluids Eng.*, Vol.21, No.3, pp.98-109.
- [6] 1994, Chapman, C.L., Lee, S. and Schmidt, B.L., "Thermal performance of an Elliptical Pin Fin Heat sink," *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, SEMI-THERM X, Proceedings of 1994 IEEE/CPMT 10<sup>th</sup>*.
- [7] 2011, Outirba, B. and Hendrick, P., "Development and Testing of Advanced Surface Oil Coolers for Aero-Engines," *ISABE*, pp.1465-1475.
- [8] 2014, Jonsson, H. and Moshfegh, B., "Modeling of the thermal and hydraulic performance of plate fin, strip fin, and pin fin heat sinks – Influence of flow by-pass," *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies.*, Vol.24, pp.142-149.
- [9] 1998, Yun, J.Y. and Lee, K.S., "Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.42 pp.2375-2385.
- [10] 1997, Sata, T., Iwasaki, H. and Ishizuka, M., "Development of Prediction Technique for Cooling Performance of Finned Heat Sink in Uniform Flow," *Components, Packaging, and Manufacture*, Vol.20, No.2, pp.160-166.
- [11] 2016, White, F.M., *Viscous fluid flow*, 3rd edition.
- [12] 1978, Shah, R.K. and London, A.L., *Laminar flow forced convection in ducts*, Academic Press, Inc, New York.
- [13] 2002, Jonsson, H., Moshfegh, B., "Enhancement of the cooling performance of circular pin fin heat sinks under flow by-pass conditions," *Proceedings of the Eighth IEEE Inter Society Conference on Thermal Phenomena(ITHERM)*, pp.425-432.
- [14] 2013, Ko, J.A., Kim, S.K., Ha, M.Y., Min, J.K., Stieger, R., Mason, C., Doo, J.H. and Son, C., "A study on the installation of the surface air-oil heat exchanger for the application to aero gas-turbine engine," *21<sup>th</sup> ISABE conference*.
- [15] 2004, Adams, J.C., "Advanced heat transfer surfaces for gas turbine heat exchangers(PhD thesis)," University of Oxford.
- [16] 2015, Hasan, N., Khan, S.M. and Shameem, F., "A new flux-based scheme for compressible flows," *Computers & Fluids*, Vol.119, pp.58-86.
- [17] 2003, Shah, R.K. and Sekulic, D.P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, J. Wiley, London, UK.
- [18] 1994, Kang, H.J., Li, W., Li, H.Z., Xin, R.C. and Tao, W.Q., "Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristic of four types of plate fin-and-tube heat exchanger surfaces," *Int. J. Thermal Fluid Sci.*, Vol.3, No.1, pp.34-42.
- [19] 2013, Doo, J.H., Ha, M.Y., Min, J.K., Stieger, R., Rolt, A. and Son, C., "An investigation of crosscorrugated heat exchanger primary surfaces for advanced intercooled-cycle aero engines (Part-II: Design optimization of primary surface)," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.61, pp.138-148.
- [20] *ANSYS FLUENT 15.0 USER's guide*
- [21] 2000, Teng, H. and Zhao, T.S., "An extension of Darcy's law to non-Stokes flow in porous media," *Chemical Engineering Science*, Vol.55, pp.2727-2735.