

와이어 스크린 리브이 열전달과 마찰계수에 미치는 효과

오세경¹ · 안수환^{*} · 이대희²

(원고접수일 : 2010년 12월 3일, 원고수정일 : 2011년 1월 9일, 심사완료일 : 2011년 2월 1일)

Effects of the Wire-screen Rib on Heat Transfer and Friction Factors

Se-Kyung Oh¹ · Soo-Whan Ahn^{*} · Dae-Hee Lee²

요약 : 유체 유동에 수직인 방향으로 반복적 리브이 설치된 사각 채널에서 열전달 계수와 마찰계수를 측정하기 위해 실험을 수행하였다. 시험부의 치수는 198 mm(폭)과 40 mm(높이) 그리고 길이가 712 mm인 직사각형 채널이다. 시험부 채널의 형상비는 4.95이고 수력 직경 D_h 은 6.66 cm이었다. 4종류의 와이어 스크린 리브(rib)과 한 개의 일체형 리브를 사용하였다. 0.1 mm 두께의 스테인레스 강판 히터와 T형 열전대를 사용하였다. 레이놀즈 수의 범위는 20,000에서 60,000이었다. 수력직경(D_h)과 리브의 높이(e)이 비(e/D_h)는 0.075이고 리브 간격(p) 대 높이(e)의 비(p/e)는 10이다. 연구결과 일체형 리브이 누셀트수와 마찰계수 모두 가장 컸다.

주제어 : 와이어 스크린 리브, 열전달, 마찰계수, 사각 채널

Abstract: Experiments to determine heat transfer coefficients and friction factors are conducted on a stationary transverse parallel wire-screen rib roughened rectangular channel. The test section consists of 198 mm (W) x 40 mm (H) x 712 mm (L). The channel has the aspect ratio of 4.95 and hydraulic diameter of $D_h=6.66$ cm. Four wire screen ribs and a solid rib are used. 0.1 mm-thick-stainless steel foil heaters and thermocouples (T type) are used to measure the heat transfer coefficients. Reynolds numbers studied range from 20,000 to 60,000. The wire-screen rib height (e) to hydraulic diameter (D_h) ratio (e/D_h) is 0.075; spacing (p) to height ratio (p/e) is 10. Results indicate that the solid rib produces the greatest Nusselt number and friction factor.

Key words: Wire-screen rib, Heat transfer, Friction factor, Rectangular channel

기호설명

	D_h : 수력직경 (m)
	k : 열전도율 (W/m ² °C)
A : 열전달 면적 (m ²)	Nu : 누셀트 수
B : 와이어 두께(m)	\dot{Q} : 열전달 율, W
h : 대류열전달 계수(W/m ² K)	Re : 레이놀즈 수
m : 와이어 두께(B)/메쉬 수(N)	St : 스탠톤 수
N : 메쉬 수	

^{*} 교신저자(경상대학교 해양산업연구소 기계시스템공학과, E-mail: asw9294@naver.com, Tel: 055-772-9105)

1 경상대학교 기계시스템공학과

2 인제대학교 기계자동차공학부 고안전차량핵심기술연구소

아래첨자

b : 채널평균

r, avr : 채널평균

ss : 매끈한 채널

w : 벽면

1. 서 론

금속제 와이어 스크린은 냉장, 화학 반응, 식품 가공, 태양열 수집, 열소산, 연소 등에 걸쳐 폭 넓게 이용되고 있다[1-5].

표면적 밀도(체적 대비 접수면적의 비)가 높기 때문에 와이어 스크린은 열 소산에 매우 유용한 것으로 확인되었다[6,7]. 그러므로 와이어 스크린의 수력학적과 열적 특성의 연구에 많은 관심을 끌고 있다.

[8-10]은 와이어 스크린을 관통하는 유체 유동을 실험적으로 조사하였고 특히 수력학적 특성을 기초로 마찰계수에 대해 자세히 검토하였다.

[4]는 와이어 형상이 압력강하에 미치는 효과를 조사한 결과 마찰계수는 와이어 스크린의 다공율과 단면적 형상에 따라 변한다는 사실을 밝히고 단면 형상에 따른 최적의 다공율을 제시 하였다. [6]은 강제 대류가 있는 황동제 와이어 스크린 구조의 열전달 성능과 압력손실을 측정하였다. 그들은 와이어 스크린의 셀(cell) 형상과 방향에 대해 조사한 결과 압력강하는 항력(form drag)에 따라 좌우되고 스크린 재료의 열전도와 유체대류가 열전달에 중요한 변수가 된다는 사실을 밝혔다. 또한 그들은 일정한 표면적 밀도에서 최대 열소산이 발생하는 최적 기공율이 존재한다는 사실을 밝혔다.

와이어 스크린 구조 태양열 수집 장치의 연구에서 [2]는 열전달율이 클수록 종전의 평판일체(solid)구조보다 열성능이 개선되었고 마찰손실은 감소되었다는 사실을 소개하였다. 그들은 또한 다양한 구조와 운전변수에 대한 최적 구조를 구하기 위해서는 모사(simulation) 모델이 필요하다는 것을 제안하였다. [11]은 유동유체 속에서 와이어 스크린의 열전도 만을 고려하여 정체상태에서 와이어 스크린의 효과를 조사하였다.

[12]는 채널 내 설치된 와이어 스크린에 대한 다

공을 효과를 실험적으로 조사하여 벽면으로의 열전도 손실효과를 줄이기 위해서는 스크린의 다공율을 크게 줄이는 것이 필요하다는 것을 확인하였다. [13]은 와이어 스크린 핀(fin)을 튜브 주위에 설치된 열교환기에 적용하였다. 4 mm 직경의 튜브의 동(copper)제 와이어 스크린 핀형 열교환기는 동일한 펌프 동력에서 종래의 일체 핀(solid fin)형 열교환기보다 약 100% 향상되었다.

위에서 언급한 연구 들은 와이어 스크린을 채널 단면전체에 걸쳐 설치하거나 튜브외부표면에 부착 하였다. 그러나 와이어 스크린을 리브(rib)으로 사용한 채널의 열전달과 마찰계수에 관한 사전연구는 아직 보고되지 않고 있는 실정이다.

본 연구의 목적은 와이어 스크린으로 제작한 리브(rib)을 채널 바닥에 설치하고 리브의 간격(p)과 높이(e)의 비(p/e)가 10인 경우 와이어 스크린의 종류에 따른 열전달 계수와 마찰계수를 측정하여 와이어 스크린 구조 리브(rib)의 산업적 유용성을 점검하는 데 있다. 시험에서의 레이놀즈 수 범위는 23,000에서 58,000이다.

2. 실험장치 및 방법

작동유체는 공기를 사용하였고 Figure 1과 같이 흡입식 송풍기로 시험부에 공기를 흡입시켰다. 시험부의 자세한 구조는 Figure 2와 같다. 시험부의 치수는 198 mm(폭) x 40 mm(높이)과 길이가 712 mm인 직사각형 채널이다. 송풍기와 시험부 간의 연결은 신축성 고압튜브를 사용하여 송풍기의 진동을 최소로 하였다. 시험부 채널의 형상비는 4.95이고 수력 직경 D_h 은 6.66 cm이었다. 시험부의 유량을 조절하기위해 유량 조절밸브를 사용하였다. 시험부의 좌측, 우측, 상부측 벽면들은 5 mm 두께의 플렉시글라스(plexglas) 판을 사용하였고 시험부 바닥은 50 mm 두께의 송판을 사용하여 외부로의 열전달 손실을 줄였다.

유동의 안정을 위해 시험부 뒤 부분에 혼합실(chamber)을 설치하였다. 피도 튜브를 혼합실 뒤 원형 채널에 설치하여 채널 중심 유체속도와 평균속도를 측정하였다. 사각채널 시험부의 평균유속 u_b 는 위의 원형채널 평균속도로부터 식 (3)의 연속

법칙에 의해 구하였다. 실험 중 실내 온도는 22~25℃를 유지하였고 공기의 상대습도는 40~51%이며 레이놀즈 수의 범위는 20,000에서 60,000이었다.

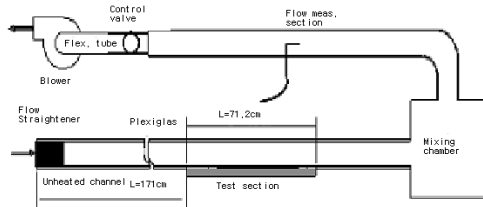


Figure 1: Schematic of experimental setup

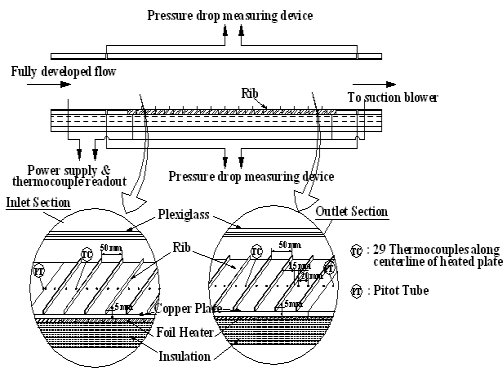


Figure 2: Details of test section

0.1 mm 두께의 스테인레스 강제 호일(foil) 히터는 시험실 바닥에 만 열 에폭시로 접착하였다. 히터는 일정 열유속을 발생하기 위해 전력가변조절장치(variac transformer)를 사용하였다. 공급 전력은 단상이며 디지털 멀티미터로 측정하였다. 정상상태 유동에 도달하는 시간은 60분 이내 이었다. 실험조건에서 벽면과 유체 체적 평균온도 차는 9℃에서 46℃의 범위이었다. 강제 대류 유동에서 리브(rib)이 발생한 강제 난류가 채널 전체 유동양상을 지배하기 때문에 자연대류의 영향은 무시할 수 있었다. 리브는 Figure 3과 같은 평직(plain weave) 스테인레스 강제 와이어 스크린을 사용하여 5 mm의 높이(e)로 설치하였다. 리브 간의 거리(p)는 50 mm이며 리브의 피치와 높이의 비(p/e)는 10 되도록 하였다. 사용한 리브들의 자체 한 규격은 Table 1과 같다.

Table 1: Wire mesh specification

Plain weave wire mesh	Type	Mesh, N	Wire diameter, B (mm)	Opening, A(mm)
	A	12	0.6	1.51
	B	10	0.7	1.84
	C	8	0.8	2.37
D	7	1.2	2.58	

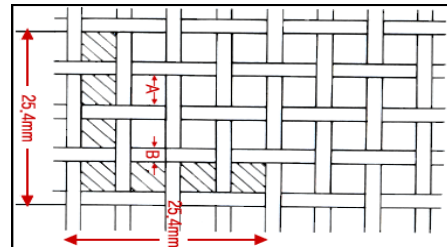


Figure 3: Definition of wire screen

시험부 출구의 체적 평균온도는 10개의 T형 열전대를 시험부 출구 측에 수직 등간격으로 설치하여 측정하였다. 열전달계수(h)는 돌출된 면적을 제외하고 매끈한 면적을 열전달 면적으로 하여 구하였다.

열전대는 29개의 호일히터에 열에폭시를 이용하여 중심선에 접촉시켜다. 각 히터에는 1개의 T형 열전대가 연결되었다. 이들 열전대들은 자료획득장치(DA 100, Yokogawa)에 연결되었다. 자료획득 장치를 통해 얻어진 모든 측정은 자료는 개인용 컴퓨터에 의해 수집, 처리, 저장, 그리고 분석되었다.

6개의 압력탭을 이용하여 채널 길이에 따른 압력강하를 측정하였고, 압력 탭의 내경이 1 mm이고 시험부 입구 10 cm 앞 측에 상부면, 측면, 그리고 바닥면에 3군데 그리고 시험부 출구 뒤 8 cm에 3군데 각각 설치하였다. 압력측정 장치는 전자 마이크로미터(FCO-12, Furness Control Ltd)를 사용하였다. 압력 탭은 실제 시험부보다 앞과 뒤에 설치되었기 때문에 전자 매노미터로 측정된 리브가 설치하지 않은 매끈한 채널의 압력 값으로 보정하였다.

실험에 사용된 모든 열전대들은 작동 온도 하에

서 열욕(thermal bath)에 의해 0.3°C 이하의 오차로 보정하였다. 레이놀즈 수는 식 (1)에 의해 계산되었다.

$$Re = \frac{\rho u_b D_h}{\mu} \quad (1)$$

여기서 u_b 는 사각 채널에서의 공기체적평균속도이다. 원형 튜브에서 체적평균속도는 맥급수 법칙 [14]으로부터 식 (2)와 같이 정의 된다.

$$V = 0.817U \quad (2)$$

여기서 V 는 원형 튜브내의 체적평균속도이고 U 는 튜브 중심부의 속도이다. 연속법칙으로부터 직사각 채널 내의 평균속도(u_b)는 식 (3)과 같이 정의된다.

$$u_b A_t = V A_f \quad (3)$$

여기서 A_t 와 A_f 는 직사각채널과 원형채널의 단면적을 각각 나타낸다. 직사각채널의 마찰계수는 수력직경으로 무차원한 채널 길이(L/D_h), 압력강하 ΔP , 체적평균속도 u_b 로부터 다음과 같이 정의 된다.

$$f = \Delta P / [4(L/D_h)(\rho u_b^2/2)] \quad (4)$$

채널평균마찰계수(f_r)은 상부 벽면 마찰계수(f_t), 측면 마찰계수(f_s), 그리고 바닥면 마찰계수(f_b)로부터 다음과 같이 나타낸다.

$$f_r = [W(f_t + f_b) + 2Hf_s] / (2W + 2H) \quad (5)$$

채널 평균마찰계수(f_r)은 [14]의 대근한 원 채널에 대한 마찰계수로 다음과 같이 무차원하였다.

$$f_r / f_{ss} = f_r / (0.079 Re^{-0.25}) \quad (6)$$

실제로 시험부는 실험 중 열이 벽면으로 손실되기 때문에 완전한 절연체가 되지 못한다. 그러므로

실험을 행하기 이전에 열손실 보정시험을 행하였다. 정지된 공기(still air)에서는 복사열과 전도열의 두 가지 열손실 기구(mechanism)가 있다.

본 연구에서는 복사 열손실이 전도 열손실보다 훨씬 작기 때문에 복사 열손실은 무시할 수 있었다 [16]. 실험 중 열손실은 시험부에는 정지된 공기상태를 유지하고 내부에는 유리섬유의 단열재를 채우고 히터에 전원을 공급한 상태에서 히터의 온도와 단열재 바닥 외벽면의 온도를 측정함으로써 구할 수 있었다. 정상 상태에서 공급열은 누설되는 열과 같다. 대체로 손실열은 공급열의 3-5% 정도이었다.

대류열전달계수(h)는 냉각공기에 노출된 단위 열전달 면적당의 열전달율, 벽면온도(T_w) 그리고 체적평균온도(T_b)에 의해 식(7)과 같이 구해진다.

$$h = \dot{Q} [A(T_w - T_b)] \quad (7)$$

여기서 A 는 전전달 면적이고, \dot{Q} 는 순수 열전달율이고 전체 열전달율 \dot{Q}_p 과 열전달 손실 \dot{Q}_{loss} 로부터 얻어진다.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_p - \dot{Q}_{loss} \quad (8)$$

직사각형 채널에 대한 누셀트 수는 대류 열전달 계수와 수력직경으로부터 식 (9)와 같이 구해진다.

$$Nu = h D_h / k_{air} \quad (9)$$

채널평균 누셀트 수(Nu_{avr})는 [15]에 의한 대근한 원형채널의 누셀트 수로 식 (10)과 같이 무차원 하였다.

$$Nu_{avr} / Nu_{ss} = (h D_h / k_{air}) / (0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}) \quad (10)$$

그리고 스탠톤 수(St)는 아래와 같이 정의하였다.

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

Pr 은 프란틀 수이다. 실험의 불확실성은 [17]에 의하여 계산되었으며, 레이놀즈 수와 마찰계수, 그

리고 누셀트 수의 불확실성은 2.5%, 9.5%, 그리고 7.7%이었다.

Table 2: Experimental conditions

Working fluid	air	수력직경	6.66 cm
Re range	20,000~60,000	상대습도	40-51%
P(리브피치)/e(높이)	10	실내온도	22-25℃

3. 결과 및 고찰

Figure 4는 다양한 와이어 스크린 리브(rib)들이 스탠톤 수에 미치는 영향을 나타낸다. 비교를 위해 구멍(porosity)이 없는 일체형 리브(solid rib)을 포함하였다. 대체로 와이어 스크린 리브가 일체형 리브보다 스탠톤 수가 작았다. 이는 강제 대류유동에서 일체형 리브인 경우 리브 속으로 유체가 관통하지 못하기 때문에 리브와 리브 사이(p)에서 발생하는 유동의 박리(separation)와 재부착(reattachment)이 현저하게 나타난다. 이러한 유동 성분이 열전달에 밀접하게 관련된 수직방향 유동을 증가시키기 때문이라 사료된다.

Rib B와 Rib C의 경우 레이놀즈 수가 약 32,000이하에서는 Rib C가 Rib B보다 크나, 32,000이상에서는 반대로 Rib B가 오히려 더 컸다. 이는 와이어 스크린의 구조의 차이에 기인된 것이라 사료되며 이 분야에 대해서는 추가적인 연구가 요구된다. Figure 4에서 스탠톤 수는 레이놀즈

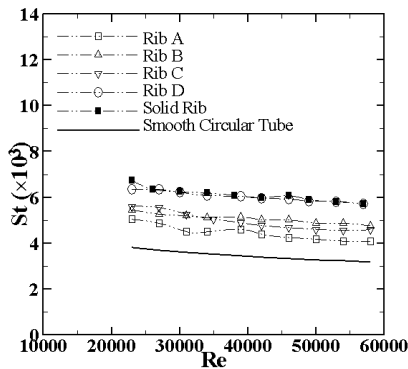


Figure 4: Stanton numbers

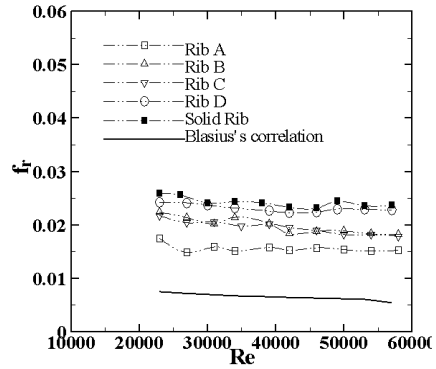


Figure 5: Friction factor

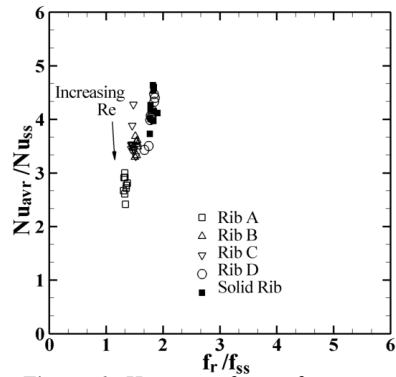


Figure 6: Heat transfer performance

수가 증가 할수록 감소하였다. 이는 스탠톤 수의 정의에서 누셀트 수(Nu)는 강제대류의 경우 레이놀즈 수에 따라 증가한다. 그러나 누셀트 수의 증가가 레이놀즈 수의 증가보다 작기 때문이라 판단된다.

비교를 위해 Dittus-Boelterlr으로부터 계산된 매끈한 원형 관에 대한 결과 값을 포함하였다. Figure 4로부터 스탠톤 수의 상관관계식은 아래와 같이 구했다.

$$0.04 < m < 0.085 \text{ 범위에서는} \\ St = 0.195 Pr^{-0.6} Re^{-0.223} m^{0.5} \tag{12}$$

$$\text{그리고 } 0.085 < m < 0.18 \text{에서는} \\ St = 0.119 Pr^{-0.6} Re^{-0.246} m^{0.5} \tag{13}$$

20,000 < Re < 60,000, p/e = 10

이다.

Figure 5는 5종의 리브들에 대한 채널평균마찰계수의 변화 값들이다. 와이어 스크린 리브의 마찰계수는 일체형 리브의 마찰계수보다 작았으며 특히 Rib A가 가장 작았다. 이는 구멍(porosity)이 설치된 와이어 스크린의 경우 구멍 속으로 유체가 관통하게 되어 채널 내 주 유동의 저항이 작아지기 때문이라 사료된다. 그리고 마찰계수는 레이놀즈 수가 증가 할수록 대체로 감소하였다. 이는 레이놀즈 수가 증가 할수록 벽면 전단응력보다 유체 운동 에너지가 크게 증가하기 때문이라 사료된다. 비교를 위해 매끈한 원형관의 마찰계수[15]를 포함하였다. 식 (5)로부터 아래의 상관관계식을 구하였다.

$$0.04 < m < 0.085 \text{ 범위에서는}$$

$$f = 0.38 m^{0.78} Re^{-0.08} \quad (14)$$

$$0.085 < m < 0.135 \text{ 범위에서는}$$

$$f = 0.19 m^{0.58} Re^{-0.084} \quad (15)$$

그리고 $0.13 < m < 0.18$ 범위에서는

$$f = 0.0281 m^{0.61} Re^{0.096} \quad (16)$$

$$20,000 < Re < 60,000, p/e = 10$$

이다.

Figure 6은 종축으로 누셀트 수의 비(Nu_{avr}/Nu_{ss}) 횡축으로 마찰계수 비(f_r/f_{ss})를 각각 나타내었다. 레이놀즈 수가 증가 할수록 누셀트 수의 비는 감소하고 마찰계수 비는 감소하거나 일정하였다. 이러한 현상은 채널유동에 관한 광범위한 문헌에서 찾아 볼 수 있으며, 레이놀즈 수가 높은 강제 대류에서는 매끈한 채널의 경우도 유체의 난류 에너지가 급격히 증가하기 때문이다. 일체형 리브가 가장 큰 누셀트 수의 증가 비와 마찰계수 증가 비를 발생하였다. 이러한 현상은 Figure 4와 5에서 언급한 바와 같이 리브 속으로 유체가 관통하지 않아서 유동의 박리와 재부착 현상과 이 뚜렷하기 때문이라 사료된다. Figure 7은 열전달 성능 지수 $(St_r/St_{ss})/(f_r/f_{ss})^{1/3}$ 를 나타낸다. 이는 열전달 성능지수가 1보다 크면 유익한 설계구조이고 1보다 작으면 불리한 설계구조 임을 의미한다. 본 연

구에서 소개한 리브의 구조 들은 모두 유익한 구조임을 보여준다. 특히 레이놀즈 수가 작을수록 더 유익하였다. 대체로 Rib A에서 열전달 성능지수가 가장 컸다. 이는 Rib A의 경우 스탠톤 수와 마찰계수 모두 가장 작지만 마찰계수의 감소가 컸기 때문이라 사료된다.

결론적으로 본 연구의 와이어 스크린 구조는 열 산업기기에 유용하게 이용될 수 있음을 입증하였다.

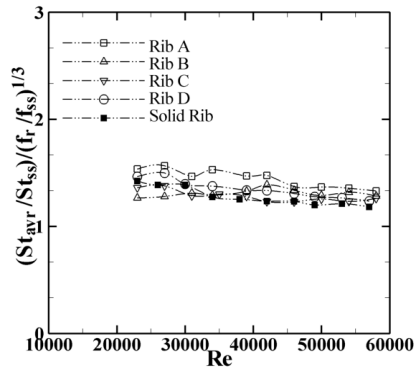


Figure 7: Heat transfer enhancement against friction factor penalty.

5. 결 론

스테인레스 강제 호일 히터와 T형 열전대를 이용하여 직사각 채널에 설치된 리브가 누셀트 수에 미치는 영향을 조사하였다. 실험으로부터 얻은 중요한 결론 다음과 같다.

- 1) 대체로 와이어 스크린 리브이 일체형 리브보다 스탠톤 수가 작았다.
- 2) 마찰계수의 크기순서는 일체형 리브, Rib D, Rib B, Rib C 그리고 Rib A이다.
- 3) 본 연구의 와이어 스크린 구조는 열 산업기기에 유용하게 이용될 수 있음을 입증하였다

참고문헌

[1] U. Bin-Nun and D. Mantidakos, "Low cost and high performance screen laminate regenerator matrix", Cryogenics, vol. 44, pp. 439-444, 2004.
 [2] A. Kolb, E.R.F.Winter, and R. Viskanta,

- "Experimental studies on a solar collector with metal matrix absorber", *Solar Energy*, vol. 65, pp. 91-98, 1999.
- [3] N. S. Tharur, J. S. Saini, and S. C. Solanki, "Heat transfer and friction factor correlations for packed bed solar air heater for a low porosity system", *Solar Energy*, pp. 319-329, 2003.
- [4] P. J. Richards and M. Tobinsons, "Wind loads on porous structure". *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 83, pp. 455-465, 1999.
- [5] A. Bejan, S. L. Kim, A. I. M. Morega, and S. W. Lee, "Cooling of stacks of plates shielded by porous screens", *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 16, pp. 16-24, 1994.
- [6] J. Tian, K. Kim, T. J. Lu, H. P. Hodson, D. T. Qucheillant, D. J. Sypeck, and H. N. G. Waley, "The effects of topology upon fluid-flow and heat transfer within cellular copper structures", *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 47, pp. 3171-3186, 2004.
- [7] D. W. Zhou, and S. J. Lee, "Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens", *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 47, pp. 2097-2108, 2004.
- [8] S. Ergun, "Fluid flow through packed column", *Chem. Eng. Prog.*, vol. 48, pp. 89-94, 1952.
- [9] J. C. Armour and J.N. Cannon, "Fluid flow through woven screens", *AIChE J.* vol. 14, pp. 415-421, 1968.
- [10] J. R. Sodre and J. A. R. Parise, "Friction factor determination for flow through finite wire mesh woven screen matrices", *ASME J. Fluid Eng.* vol. 119, pp. 847-851, 1997.
- [11] C. T. Hsu, K. W. Wong, and P. Cheng, "Effective stagnant thermal conductivity of wire screen", *J. Thermophysics*, vol. 10, pp. 542-545, 1996.
- [12] M. Ozdemir and A. F. Ozguc, "Porosity variation and determination of REV in porous medium of screen meshes", *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 24, pp. 955-964, 1997.
- [13] T. Ebisu, "Development of new concept air-cooled heat exchanger for energy conservation of air-conditioning machine", in *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*, S. Kakac et al. Eds., Kluwer Academic, Dordrecht, pp. 601-620, 1999.
- [14] W. M. Kays and A. L. London, *Compact heat exchanger*, McGraw Hill Inc., 1964.
- [15] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, *University of California(Berkeley) Pub. Eng.*, vol. 2, p. 443, 1930.
- [16] E. M. Micheal, *Radiative heat transfer*, Academic Press, San Diego, pp. 162-189, 2003.
- [17] S. J. Kline and F. A. McClintock, "Describing uncertainties in single sample experiments", *Mechanical Engineering*, vol. 75, pp. 3-8, 1953.

저 자 소 개



오세경(吳世淸)

1972년 부경대학교 기관학과 졸업,
1989년 부경대학교대학원 졸업(공학박
사), 현재 경상대학교 기계시스템 공학
과 교수



안수환 (安守煥)

1976년 부산수산대학 기관공학과졸업 (공학사), 1990년 캐나다 Ottawa University 대학원 기계공학과(공학석사), 1995년 부산대학교 대학원 생산기계공학과(공학박사), 현재 경상대학교 교수.



이대희 (李大熙)

1956년생, 1987년 University of California at Davis 대학원 졸업(박사), 1987-92년 California State Univ. at Sacramento 교수, 현재 인제대학교 기계자동차공학부 교수, 1992-94년 인제대학교 공대학장