한국동력기계공학회지 제21권 제5호 pp. 35-40 2017년 10월 ISSN 1226-7813(Print) ISSN 2384-1354(Online)
Journal of the Korean Society for Power System Engineering http://dx.doi.org/10.9726/kspse.2017.21.5.035
Vol. 21, No. 5, pp. 35-40, October 2017

확대 채널에서 리브 배열이 열전달에 미치는 효과
Effect of Rib Arrangement on Heat Transfer in the Divergent Channel

이명성* · 이경주** · 김상문** · 민세찬** · 배재문** · 황준수** · 박철오** · 김동찬** · 정정현** · 안수환**†
Myung-Sung Lee*, Gyeong-Ju Lee**, Sang-Moon Kim, Se-Chan Min**, Jae-Moon Bae**, Jun-Su Hwang**, Cheol-O Park**, Dong-Chan Kim**, Jung-Hyeon Jung** and Soo-Whan Ahn**†

(Received 09 June 2017, Revision received 28 August 2017, Accepted 28 August 2017)

Abstract: The effects of the different rib geometries such as V-shaped continuous (case A), parallel broken (case B), and V-shaped broken (case C) ribs on the heat transfer and pressure drops in a divergent channel with 45° inclined ribs on one wall or two walls are checked out. The top and bottom walls are adiabatic; two side walls are uniformly heated in the divergent rectangular channel. The tested Reynolds numbers are ranged from 22,000 to 75,000. The channel with two opposite walls inclined only has the length of test section of 1 m and the channel divergence ratio of D_{ho}/D_{hi}=1.49, corresponding to 1.43° inclined walls. The results show in the identical pumping power that the V-shaped continuous rib (case A) with two ribbed walls is the greatest, but the parallel broken rib (case B) with one ribbed wall is the worst in the thermal performance..

Key Words : Rib arrangement, Divergent channel, Nusselt number, Total friction factor, Thermal performance

1. 서 론

가스터빈 기관의 냉각은 연소실으로부터 유출되는 고온의 주 유동으로 부터 가스 터빈 블레이드 측의 열전달에 의한 온도 상승을 감소시키기 위해 비교적 저온의 공기를 가스터빈 블레이드 내부로 유동시켜 이행된다. 가스터빈 블레이드 내부 냉각통로는 최대의 열전달이 발생할 수 있는 설계가 요구된다. 냉각 기술로는 리브 난류 발생 냉각(rib turbulated cooling)법이 일반적으로 이용된다. Ahn 등[1]은 리브를 사각통로에서 한 면, 양면, 혹은 사면 전체에 각각 설치한 거리에 따라

**† 안수환(교신저자), 이경주, 김상문, 민세찬, 배재문, 황준수, 박철오, 김동찬, 정정현 : 경상대학교 해양산업 연구소 기계시스템공학과
E-mail : asw9294@naver.com, Tel : 055-772-9105
*이명성 : 경남지역사업평가단, 연구원

**† Soo-Whan Ahn(corresponding author), Gyeong-Ju Lee, Sang-Moon Kim, Se-Chan Min, Jae-Moon Bae, Jun-Su Hwang, Cheol-O Park, Dong-Chan Kim, Jung-Hyeon Jung : Department of Mechanical & System Engineering, Gyeongsang National University.
E-mail : asw9294@naver.com, Tel : +82-55-772-9105
*Myung-Sung Lee : Gyeongnam Institute for Regional Program Evaluation.

단면적이 일정한 정사각형 채널에서 열전달과 마찰계수에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 그 결과, 한 면에만 리브가 있는 채널이 가장 우수한 열전달 성능이 발생하였고 레이놀즈 수가 7,600에서 사면 모두 매끈한 채널보다 열전달 성능이 93% 더 컸다. Han 등[2]은 직선의 정사각 채널에서 리브 각도, 리브 형상, 리브 피치와 높이의 비가 마찰 계수와 열전달에 미치는 효과를 조사하였다. 그 결과, 리브 피치대 높이의 비가 약 10에서 스탄톤 수와 마찰 계수가 가장 컸다.

Taslim과 Wadsworth[3]은 직선 사각 채널에서 리브 높이 대 채널 수력 직경의 비가 비교적 큰 0.25인 경우에 리브 간격이 열전달에 미치는 효과를 보고하였다. 그들은 리브 간격은 채널평균 누셀트 수에 큰 영향을 주지 않는다는 것을 밝혔다.

그러나 리브가 있는 채널 벽이 경사된 확대사각 채널의 열전달과 마찰 계수에 관한 연구는 상대적으로 거의 보고되지 않고 있는 실정이다[4,5]. Lee 등[4]은 확대 사각 채널에서 한 벽면과 양 벽면에 각각 4개의 평행 경사(//) 리브(30°, 45°, 60°, 90°)가 열전달과 마찰 계수에 미치는 효과를 실험적으로 연구하였다.

확대 채널은 출구의 수력 직경 대 입구의 수력 직경의 비(D_{ho}/D_{hi}))가 1.16이고 좌우 벽면만 0.72°의 경사각을 가진다. 그 결과, 양 벽면 리브에서 리브 경사각(α)에 대한 누셀트 수의 크기 순서는 90°, 30°, 60° 그리고 45°이었다. Lee 와 Ahn[5]은 V-형 리브가 한 벽면에 만 설치된 사각 확대 채널에서 열전달과 압력 강하를 실험적으로 연구하였다. 시험부 출구와 입구의 수력 직경 비가 1.49이고 V-형 리브의 리브 경사각은 30°, 45°, 그리고 60°이고 리브 피치 대 높이의 비는 10이었다. 연구 결과 60° 리브 경사각이 가장 큰 누셀트 수를 보였고, 전 마찰 계수는 30°가 가장 컸다.

이에 본 연구는 채널 시험부 출구와 입구의 수력직경비 (D_{ho}/D_{hi})가 1.49인 확대 사각 채널에서 한 면 혹은 양면에 리브 경사 각(α)이 45°인 V형 연속 리브 (case A), 평행 단절 리브 (case B), 그리고 V-형 단절 리브 (case C)의 3종류 리브 배열이 열전달과 마찰 계수에 미치는 효과를 조사하였다.

2. 실험장치

참고문헌[4,5]에서 본 연구의 실험 장치와 방법이 일부 소개되어 있다. Fig. 1은 본 연구의 실험 패라메터인 V-형 연속 리브 (case A), 평행 단절형 리브 (case B), 그리고 V-형 단절 리브 (case C)의 3 종류 리브 배열을 보여준다. 리브는 한 벽면 혹은 마주보는 양 벽면에 각각 설치하였다. Fig. 2는 시험부 입구와 출구의 단면적이 각각 50 mm × 100 mm와 100 mm × 100 mm이고, 이는 입출구 수력직경 비(D_{ho}/D_{hi})는 1.49에 해당한다. 작동유체는 공기를 사용하였고, 가열벽면은 일정 열유속이 되도록 하였다. 길이 방향 열전도를 최소화하기 위해 시험부 채널 좌우의 가열벽면을 10개 영역으로 나누고 각 영역은 100 mm × 100 mm × 2 mm(t)의 구리판을 각각 설치하였다. 얇은 내열 고무 가스켓으로 각 구리판을 분리시켰다. 가열되지 않은 상하 벽면은 매끈하고 단열되었다. 0.1 mm 두께의 실리콘 히터를 좌우 벽면의 구리판 밑에 밀착시켰다. 공급 전원은 단상 변압기로 공급전압을 측정하고 조절하였다. 구리판에는 정밀도가 0.1°C인 T형 열전대를 설치하고 열전대는 0.4 mm 직경의 구멍에 묻어 열 에폭시로 고정하였다. 시험부 외부는 5 mm 두께의 마이카와 50 mm 두께의 송판으로 단열하고 그 외부는 두꺼운 유리 섬유로 단열을 보강하였다. 시험중 최대 가열벽면 온도는 약 85°C 이하이었다. 상부 벽의 중심부에 9개의 등간격 압력 탭을 설치하여 정압 강하를 측정하였다. 전압(total pressure) 강하는 동압 성분을 포함하여 구했다. 정압의 정밀도는 19.99 mmH_2O의 정압에서 0.01 mmH_2O인 디지털 마노메터를 사용하였다. 평균 가열벽면 온도(T_w)와 유체체적 평균온도(T_b)의 차이는 12°C에서 25°C이었다. 시험부 출구의 체적평균온도는 출구 단면의 수직방향으로 5개 등간격으로 설치된 열전대로부터 구하였다. 온도와 압력은 Yokogawa DA100과 FCO-12 Furness로 각각 측정하였다. 시험부로부터 외부 공기로의 열유속 손실(q_l)은 아래의 식으로부터 구하였다.

$$q_l = \frac{T_w - T_\infty}{\frac{\Delta y_1}{k_1} + \frac{\Delta y_2}{k_2} + \frac{\Delta y_3}{k_3} + \frac{1}{h_1}} \quad (1)$$

여기서 T_w와 T_∞는 채널길이 평균 가열 벽면온도와 주위 온도, Δy_1과 k_1은 마이카 두께와 열전도도, Δy_2과 k_2는 송판의 두께와 열전도도, Δy_3과 k_3은 유리섬유 두께와 열전도도, 그리고 h_1은 주위의 자연대류 열전달 계수이다. 본 연구의 경우 최대 열손실은 5.8% 이내였다. 채널 길이 평균 열전달계수(h)는 다음과 같다.

$$h = \frac{Q - Q_{loss}}{A(T_w - T_{b)}} \quad (2)$$

여기서 $(Q-Q_{loss})$는 가열벽면의 순 열전달율이고 A는 가열 면적, 채널길이 평균 누셀트수(Nu)는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3)$$

여기서 D_h는 채널길이 평균 수력직경이다. 전마찰 계수(f_T)는 식 (4)와 같다.

$$f_T = \frac{D_h}{2\rho u_b^2} |\Delta P_T / L| \quad (4)$$

여기서 ΔP_T는 Pi- Po + 0.5 ρ u_{bi}^2 - 0.5 ρ u_{bo}^2 이다. 불확실성에 대한 평가는 Kline과 McClintock[6]에 의해 수행되었고, 누셀트 수와 전 마찰계수의 최대 불확실성은 11%와 12%이였다.

본 연구에서는 아래의 동일한 압력강하의 조건하에서 열성능을 비교하였다.

$$(\frac{1}{2} f_T \rho u_b^2 D_h L / A_c)^* = (\frac{1}{2} f_T \rho u_b^2 D_h L / A_c) \quad (5)$$

위 식은 아래와 같이 정리된다.

$$Re^* = [(f_T Re^2 / D_h^3) / (f_T / D_h^3)^*]^{1/2} \quad (6)$$

여기서 위첨자 *는 비교 채널이고 위첨자가 없는 경우는 기준 채널(매끈한 직선 원형관)이다.

비교 채널과 기준 채널의 열 성능비율은 아래와 같다.

$$\frac{H^*}{H} = \frac{Nu(Re)^*}{Nu(Re)} \quad (7)$$

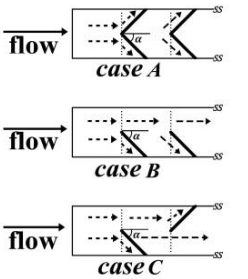
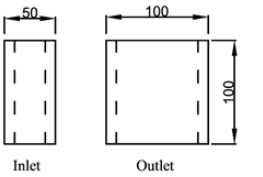
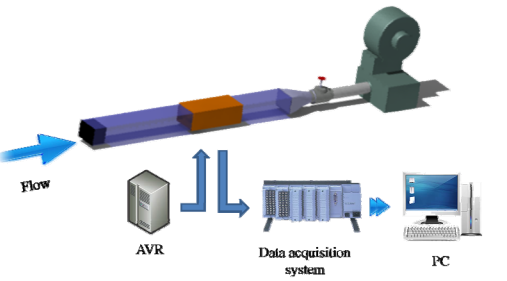


Fig. 1 Rib arrangements



(a) Divergent channel (unit: mm)



(b) Experimental apparatus

Fig. 2 Experimental setup

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 한 벽면 혹은 마주보는 양 벽면에 리브가 설치된 확대 채널에서 레이놀즈 수에 따른 정압강하를 보여준다. 모든 경우 레이놀즈 수의 증가에 따라 정압 강하가 감소한다. 이는 확대 채널에서는 유속의 증가에 따른 재순환 유동의 발생에 기인한다고 본다. 양 벽면에 설치된 case A의 리브가 가장 크게 감소하였다. 이는 단절(broken) 리브보다 전체 횡단 길이에 설치된 연속(continuous) 리브가 반경방향 난류혼합이 크게 발생하기 때문이라 판단된다. Fig. 4는 채널확대에 따른 동압 성분을 고려한 전(total)압 강하(ΔP_T)의 변화이다.

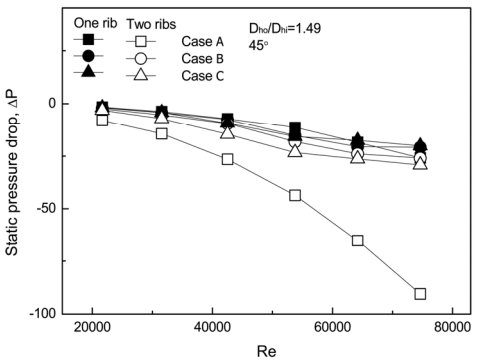


Fig. 3 Static pressure drop for different rib arrangements (45°)

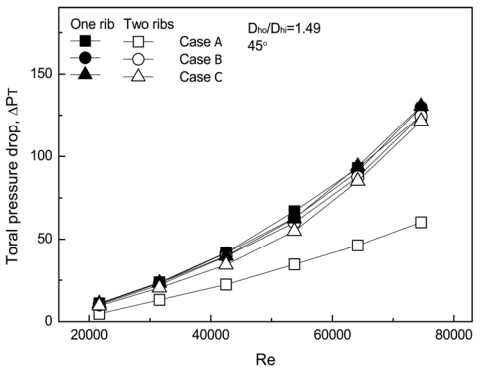


Fig. 4 Total pressure drop for different rib arrangements (45°)

Fig. 3의 정압강하와는 반대로 레이놀즈 수에 따라 전압강하는 증가한다. 이는 시험부 입구와 출구의 채널 단면적 차이에 기인한다. 본 연구에서는 정압강하보다는 동압강하가 더 컸다. 그러므로 시험부 입구와 출구의 수력 직경을 적절히 조절하면 전 압력 강하가 0인 채널을 구할 수 있으리라 본다. Fig. 5는 Fig. 4의 전 압력 강하를 이용하여 식(4)로부터 구한 전 마찰 계수(f_T)이다. 마주보는 양 벽면에 V형 연속 리브 (case A)가 가장 작은 전 마찰 계수를 발생하였다. 이는 정압 강하의 절대 값이 클수록 마찰 계수가 큰 값을 보이는 리브가 설치된 직선 사각 채널의 경우[1,2]와는 반대 경향을 보인다. 그 이유는 채널 확대에서 발생하는 동압효과 때문이라 사료된다.

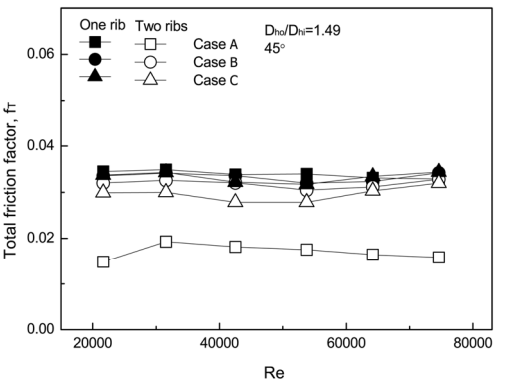


Fig. 5 Total friction factors

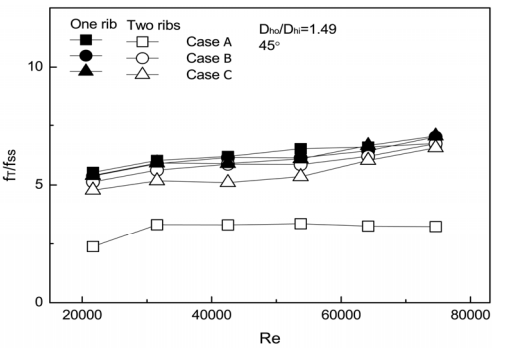


Fig. 6 Normalized total friction factor

리브가 한 벽면에만 설치된 경우가 마주보는 양 벽면에 설치된 경우보다 높은 전 마찰 계수를

보였다. 이는 위와 같은 설명된다. Fig. 6은 전 마찰계수를 Blasius의 실험식[8]인 매끈한 직선 원형관의 마찰계수로 무차원화한 그림이다. Fig. 6의 무차원전 마찰 계수가 Fig. 5의 전 마찰 계수에 비해 대체로 레이놀즈 수가 증가할수록 상승하였다. 이는 Fig. 5의 경우 전 마찰 계수는 레이놀즈 수에 따라 거의 일정하나 매끈한 원형관의 마찰계수(f_{ss})는 난류유동에서 레이놀즈 수에 따라 감소하기 때문이다.

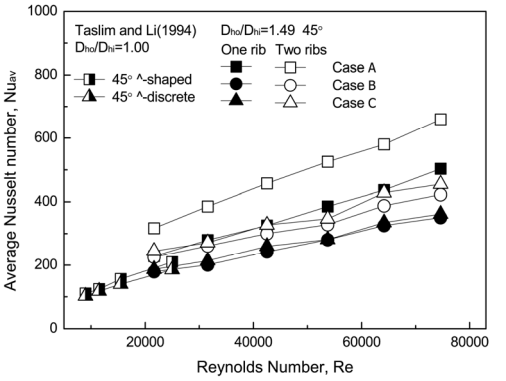


Fig. 7 Average Nusselt number

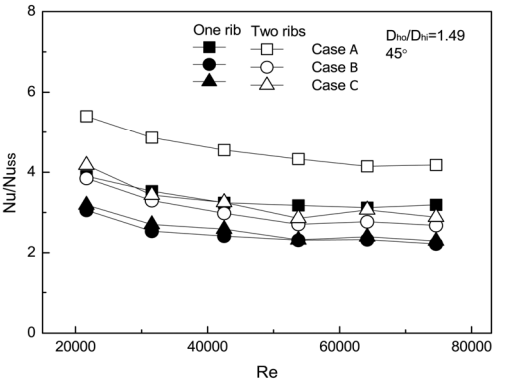


Fig. 8 Normalized Nusstet number

레이놀즈 수가 60,000 이하에서는 연구 범위 중에서 case A의 양 벽면 리브가 f_T/f_{ss} 값이 가장 작고 리브설치 면적이 작은 case A의 한 벽면 리브가 가장 큰 f_T/f_{ss}값으로 case A는 리브 벽면 수에 따라 극단적인 결과를 얻었다. 이는 확대채널에서 한 벽면에서만 리브가 설치된 경우 연속 리브보다 단절 리브가 리브 배열에 따른 불안정한 유동으로 인하여 큰 정압강하를 발생하나 양 벽면 리브의 경우 좌우 양 벽면 리브에서 발생하는 2차 유동 때문에 연속 리브가 단절 리브보다 큰 값을 보였다.

Fig. 7은 채널 길이 평균 누셀트 수이다. 비교를 위하여 직선 사각 채널에서 양 벽면에 리브가 설치된 Taslim과 Li[9]의 결과를 포함하였다. 양 벽면에 리브가 있는 경우 대체로 본 연구의 확대 채널 의결과가 직선 사각 채널보다 컸다. 이는 확대 채널이 직선 채널보다 채널 경사에 의한 2차 유동 때문에 열전달이 크게 나타난 것으로 사료된다.

Fig. 6과는 달리 Fig. 7의 경우, 양 벽면에 리브가 설치된 case A가 가장 큰 대류열전달 계수를 보였다. 이는 유체 마찰이 클수록 열전달이 크다는 일반적 상식에 벗어난다. 그 이유는 직선 채널에서는 일반적 상식(레이놀즈 상사성)이 적용되나 확대 채널의 경우에서는 동압 성분을 추가적으로 고려해야 하기 때문이다. 그러나 Fig. 3의 정압 강하를 보면 누셀트 수는 정압강하의 절대 값의 크기와 유사한 경향을 보인다. 리브가 한 벽면과 양 벽면 모두 누셀트 수의 크기는 case A가 가장 크고 case B와 C는 거의 유사하였다.

Fig. 8은 Dittus와 Boelter의 실험식[7]으로 채널길이 평균 누셀트 수를 무차원한 그림이다.

모든 경우 리이놀즈 수가 증가할 수 록 Nu/Nu_{ss} 값은 점차 감소하였다. 이는 매끈한 직선 원형관의 경우 낮은 레이놀즈 수에서는 난류 혼합이 벽면에서부터 발생하는 크기가 작고 높은 레이놀즈 수에서 강한 난류 혼합이 발생하기 때문이라 사료된다. 이는 난류 영역에서 리브가 누셀트 수에 미치는 영향은 레이놀즈 수가 높을수록 상대적으로 작다는 것을 의미한다.

Fig. 9는 동일한 펌프동력의 조건 하에서의 열성능이다. 열 성능은 식 (5)에서 (7)로 정의하였다. 한 벽면의 리브보다 양 벽면의 리브가 열 성능이 우수하였고, case A가 case B와 C보다 우수하였다. 즉, Re=54,000에서 case A의 경우, 양면 리브가 한 면 리브보다 1.5배 컸고, 양면 리브의 경우, case A와 C는 case B보다 1.6배, 1.1배 컸다. 본 연

구와 같이 동일한 펌프 동력인 경우에는 열 성능 비교 값은 압력과 유속에 따라 무차원 누셀트 수의 변화가 작았기 때문에 Fig. 8과 유사한 경향을 보였다.

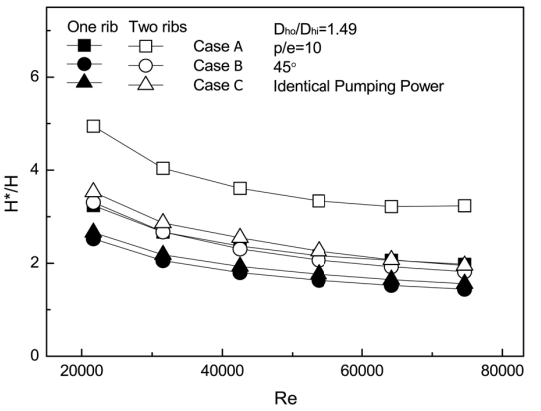


Fig. 9 Thermal performances

사각 확대 채널에서 리브를 한 벽면과 양 벽면에 3 경우의 리브 배열을 설치하고 열전달과 마찰계수를 실험적으로 측정한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

1) 정압 강하는 단절(broken) 리브보다 전체 횡단 길이에 설치된 연속(continuous) 리브가 반경방향 난류혼합이 크게 발생하기 때문에 양 벽면에 설치된 연속 리브의 case A가 가장 크게 감소하였다.

2) 전압 강하는 정압 강하와는 반대로 레이놀즈수에 따라 증가한다. 이는 전압 강하는 정압 강하와 동압 강하를 동시에 고려되기 때문이다. 그러므로 입출구 수력 직경 비를 조정하면 전압강하가 영(0)이 될 수 있다.

3) 양 벽면에 리브가 있는 경우, 대체로 본 연구의 확대채널의 채널평균 누셀트 수가 직선 사각채널보다 컸다.

4) 한 벽면의 리브보다 양 벽면의 리브가 열 성능이 우수하였고 case A가 대체로 case B와 C보다 우수하였다.

References

1. S. W. Ahn, H. K. Kang, S. T. Bae and D. H. Lee, 2008, "Heat transfer and friction factor in a square channel with one, two, or four inclined ribbed walls", ASME J. of Turbomachinery, Vol. 130, No. 3, pp. 034501-5.
2. J. C. Han, L. R. Glicksman, and W. M. Rohsenow, 1978, "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 21, pp. 1143-1156.
3. M. E. Taslim and C. M. Wodsworth, 1977, "An experimental investigation of the rib surface – averaged heat transfer coefficient in a rib-roughened square passage", ASME J. of Turbomachinery, Vol. 119, pp. 381-389.
4. M. S. Lee, S. S. Jeong, S. W. Ahn and J. C. Han, 2014, "Effects of angled ribs on turbulent heat transfer and friction factors in a rectangular divergent channel", Int. J. of Thermal Sciences, Vol. 84, pp. 1-8.
5. M. S. Lee and S. W. Ahn, 2015, "Heat transfer in a two wall divergent rectangular channel with V-shaped ribs on one wall", J. of Korean Society for Power System Engineering, Vol. 19, pp. 32-37 (in Korean).
6. S. J. Kline and F. A. McClintock, 1953, "Describing uncertainty in a single sample experiment", Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-5.
7. F. W. Dittus and L. M. Boelter, 1930, "University of California (Berkeley) Publications in Engineering 2", Berkeley, pp. 443-461.
8. F. P. Incorpera and D. P. Dewitt, 1996, "Fundamental of heat and mass transfer", 4th ed., John Willy and Sons, Inc., p. 424.
9. M. E. Taslim and T. Li, 1994, "Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped and discrete ribs on two opposite walls", In ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, pp. V004T09A018.