

왕복운동을 하는 사각채널에서 거칠기 배열이 열전달에 미치는 효과

안 수 환[†], 손 강 필^{*}, 진 용 수^{**}, 김 성 태^{***}

경상대학교 기계항공공학부 해양산업연구소, *경상대학교 대학원, **경상대학교 실습선, ***경상대학교 농업시스템공학부

Effects of Roughness Arrangement on Heat Transfer in the Reciprocating Channel

Soo Whan Ahn[†], Kang-Pil Son^{*}, Yong-Su Jin^{**}, Sung Tae Kim^{***}

School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University,

Institute of Marine Industry, Tongyong 650-160, Korea

^{*}*Marine Engineering Dpt., Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyong 650-160, Korea*

^{**}*Training Ship, Gyeongsang National University, Tongyong 650-160, Korea*

^{***}*School of Bio-Industrial Machinery Engineering, Gyeongsang National University, Tongyong 650-160, Korea*

(Received November 15, 2002; revision received May 3, 2003)

ABSTRACT: This paper describes a detailed experimental investigation of heat transfer in a reciprocating rectangular channel fitted with rib structures with particular reference to the design of a piston for marine propulsive diesel engine. The parametric test matrix involves Reynolds number, reciprocating frequency, and reciprocating radius, respectively, in the ranges, 1,000~6,000, 1.7~2.5 Hz, and 7~15 cm with four different rib arrangements. The rib arrangements have considerable influences on the heat transfer in the reciprocating channel due to the modified vortex flow structure. The experimental data confirm that the increases in the heat transfer can be seen in order of Case (b), Case (c), Case (d), and Case (a).

Key words: Heat transfer(열전달), Reciprocating system(왕복동 장치), Rectangular channel(사각채널), Rib arrangement(거칠기 배열)

기 호 설 명

<hr style="border: 0.5px solid black;"/> <p>A_c : 시험부 단면적</p> <p>De : 수력 직경, $4A_c/P$</p> <p>e : 거칠기 높이</p> <p>H : 시험부 높이</p> <p>k_f : 냉각수의 열전도도</p> <p>Nu : 너셀트수, $q_f De / [k_f (T_w - T_f)]$</p> <p>$Nu / Nu_\infty$: 무차원 너셀트수</p> <hr style="border: 0.5px solid black;"/> <p>† Corresponding author Tel.: +82-55-640-3125; fax: +82-55-640-3125 E-mail address: swahn@gaechuk.gsnu.ac.kr</p>	<p>Nu_∞ : 왕복운동이 일어나지 않고 매끈한 경우의 너셀트수</p> <p>P : 거칠기 피치, 둘레</p> <p>Pr : 프란틀수</p> <p>Pu : 맥동수, $\omega r / W_m$</p> <p>q_f : 대류 열유속</p> <p>r : 왕복회전 반경</p> <p>Re : 레이놀즈수, $De W_m / \nu$</p> <p>T_f : 유체 평균 온도</p> <p>T_w : 바닥면 온도</p> <p>W : 시험부 폭</p> <p>W_m : 평균 유체 이송속도</p>
---	---

x : 입구에서부터 축방향 거리

그리스 문자

ν : 동점도

ω : 회전각속도

1. 서 론

선박용 동력장치에서 연료소비를 최소화하기 위해서는 고온, 고압의 실린더를 이용하는 선박추진용 디젤기관을 열역학적으로 최적화하는 일이 필요하다. 최근 선박엔진의 발전추세는 추진효율과 엔진효율을 향상시켜 연료소비량을 감소시키는 데 있다. 그 방법으로 실린더 직경에 대한 행정(stroke)의 비를 증가시켜 왔으며, 그로 인하여 엔진속도를 크게 줄일 수 있었다. 이렇게 추진기관의 속도를 적게 함으로써 실린더의 최대압력과 온도가 크게 상승하게 되었다. 최근의 Sulzer RTA 60C 엔진에서는 실린더 최대압력과 온도, 그리고 실린더 직경이 각각 155 bar, 1,500°C, 그리고 600 mm이며, 각 실린더가 91~114 rpm의 속도에서 2,369 kW 동력을 발생하였다.⁽¹⁾ 이러한 기술적 진전으로 인하여 지난 10년 동안에 엔진효율이 계속 상승하였다. 그러나 열적부하가 증가하는데 비해 냉각시스템의 개발은 거의 이루어지지 않아 매끈한 구조의 냉각수 자켓(water jacket)을 사용하고 있는 실정이다. 그 결과 연소실의 가장 중요한 부품인 피스톤은 매우 조악한 환경에서 작동하게 되었다. 이러한 피스톤에 받는 열적 및 기계적 부하를 보상하기 위해서는 피스톤 크라운(crown)과 냉각시스템의 구조에 거칠기를 설치하여 열전달효율을 향상시킬 수 있는 구조로 개선함이 요구된다. 그러나 피스톤이 왕복운동을 하는 성질 때문에 냉각시스템 내에 순환하는 냉각유는 주기적인 물체력(body force)을 받게 된다. 그러므로 최적의 냉각시스템 구조를 제작하기 위해서는 유동장과 냉각성능에 미치는 왕복운동의 영향을 고려하지 않을 수 없다.

박용기관에서 실린더 자켓구조에 따른 냉각성능의 연구에 대해서는 많이 행하여졌으나 왕복운동이 열전달에 미치는 효과에 대해서는 매우 드문 실정이다.⁽²⁾ 왕복운동에 의해 발생하는 맥동유동은 덕트 내 유체를 주기적으로 가열 혹은 냉각

시키고, 주유동(main stream)에 비정상적 와(vortices)를 만들어 주기적으로 채널 내부의 국부 열전달을 변화시킨다.⁽³⁻⁵⁾ 그리고 Chang⁽²⁾은 평활한 면의 냉각통로에서 왕복운동에 의한 열전달의 증가보다 냉각통로 벽면에 거칠기를 설치한 경우의 열전달 증가가 큼을 보였다.⁽²⁾ 이는 거친 사각채널에서 채널이 왕복운동을 하면, 거칠기에 의해 발생하는 와류와 왕복운동이 유동장에 미치는 복합적 유동특성 때문에, 열전달을 더욱 크게 향상시킬 수 있으리라 사료된다. 그리고 덕트 내 유체유동 중에서 반경방향의 유체혼합이 열전달계수를 향상시키는 결정적 역할을 한다고 보고되어 있다.⁽⁶⁾ 움직임이 있는 다양한 냉각시스템에서 발생하는 요동과 맥동의 유동기구에 관한 연구는 Ralph,⁽⁷⁾ Ghaddar et al.,⁽⁸⁾ 그리고 Greiner⁽⁹⁾이 행하였다.

일반적으로 요동이나 맥동유동이 주유동(main stream)에 합쳐질 때, 배플핀이 부착된 덕트 벽이거나 곡선과형 혹은 홈(groove)형 채널인 경우 벽면 근처에는 시간변수 와(eddy)운동이 관찰되었다.⁽⁷⁻⁸⁾ 그러므로 이러한 채널에서 발생하는 유체혼합이 열전달성능을 더욱 향상시키는 것으로 알려져 있다. 국내의 연구로는 Byun et al.⁽¹⁰⁾이 이론적 연구로부터 왕복유동을 하는 다공질(porous) 물체의 비정상 열전달성능을 예측하였고, Kwon et al.⁽¹¹⁾은 정지된 사각덕트에서 단락된 요철이 열전달에 미치는 영향에 대한 실험적 연구를 행한 바 있다. Kwon et al.⁽¹¹⁾의 실험조건은 작동유체를 공기를 사용하였고 요철간 거리는 요철 높이의 10배였으며 열전달 실험 대신 물질전달 실험으로부터 열/물질 전달계수를 얻었다. 본 연구에서는 작동유체를 물을 사용하였고, 왕복운동이 일어나는 열산업기기를 최적화된 열역학적 구조로 제작하기 위한 기초자료를 제공하기 위해 왕복운동을 하는 4종류의 단락된 핀(fin)을 설치된 사각덕트의 시험부에서 왕복행정 길이, 왕복운동 주파수, 그리고 유량변화가 열전달에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 실험장치

왕복동 운동을 하는 장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 왕복동 실험을 위하여 Fig. 1과 같이 열전달 시험부를 직선 왕복동 운동을 할 수 있는 로

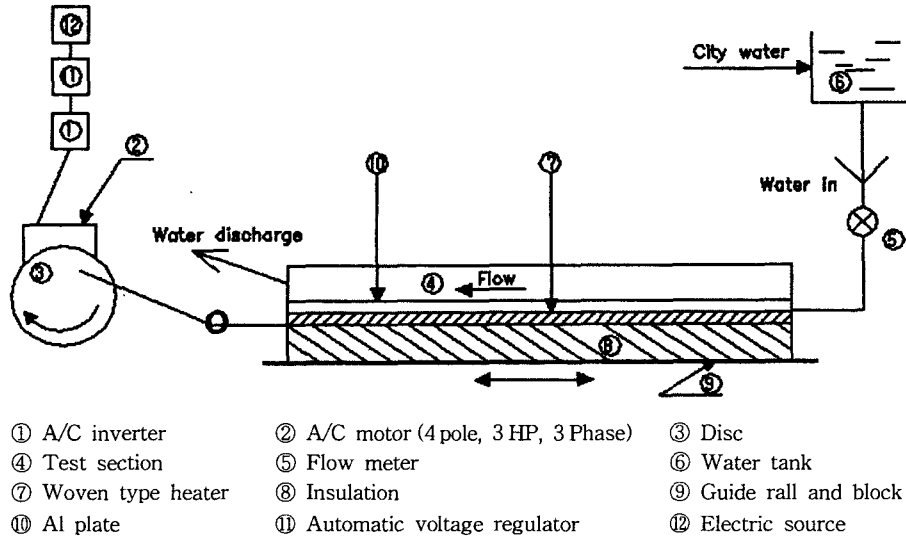


Fig. 1 Schematics of experimental setup.

올리 가이드 위에 설치하였다. 직사각형 덕트의 치수는 180 cm (L) × 3 cm (H) × 7 cm (W)이며 바닥에는 5 mm 두께의 알루미늄판을, 그리고 벽면과 상부판은 투명 아크릴판을 사용하여 시험부의 내부유동을 쉽게 확인할 수 있게 하였다. 시험부 바닥의 알루미늄판 밑에는 온도조절장치가 부착된 단상의 히터(woven type, HTWC, Omega Co.)를 설치하고, 고온 전도성 접착제(Omegabond 400, Omega Co.)로 접착시켰다. 단열장치로는 히터 밑에 1 cm 두께의 베이커라이트, 0.5 cm의 공간을 두고 맨 밑에는 1.5 cm의 송판을 설치하였다. 시험부 단열장치 옆과 밑에 설치된 송판 외벽면의 온도를 측정하여 열전도 손실을 점검하였다. 주위의 온도는 모든 실험과정에서 23℃과 26℃의 사이에 들었다. 온도측정은 수온온도계로 보정한 자료획득장치(Fluke Hydra)로 행하였다. 히터의 가열량(watt)은 위상 차가 없는 단상의 교류전원을 사용하였고 전류계(HIOKI 3282)와 전압계(FLUKE 787)로 측정하였다. 작동유체는 오염(fouling)이 비교적 적은 수돗물을 사용하였고 시험부에 정상상태로 유체를 공급하기 위하여 시험부보다 1.5 m 높은 곳의 탱크를 통과하도록 하였다. 시험부 입구와 출구에 설치된 밸브를 이용하여 유량을 조절하였다. 그리고 시험부에 유입되는 물의 온도를 일정하게 유지하기 위해 시험부에서 나오는 물을 재순환하지 않고 자석식 펌프(magnetic pump)에 의하여 외부로 배출하는 개방순출형 구조로

제작하였다. 유량은 10 ml-iter까지 측정이 가능한 적층식(cumulative type) 유량계와 전자식 유량계를 사용하여 측정하였다. 시험부 출구에는 유체배압의 영향을 줄이기 위해 교축밸브를 사용하였다. 시험부의 왕복동장치(reciprocating system)에서 속도변환은 인버터(Model # 23P7E5, Samsung)를 사용하여 회전주파수가 0.8 Hz에서 60 Hz까지 조절 가능하도록 하였으나 본 연구에서는 편의상 낮은 주파수인 1.7 Hz, 2.2 Hz, 그리고 2.6 Hz에 대해 실험을 행하였다. 회전기기는 3 kW, 4 극, 그리고 3상인 교류전동기를 사용하였다. 회전운동을 직선운동으로 변환하는 장치는 Fig. 1과 같이 교류전동기 축에 반경 20 cm인 원판을 설치하고 원판의 구멍(hole)에 연결 볼을 연결하여 제작하였다.

회전반경(r)이 7 cm, 11 cm, 그리고 15 cm인 경우에 대한 실험을 행하여 행정(stroke) 길이의 효과를 조사하였다. 온도측정센서는 0.3 mm ϕ 인 테프론 코팅의 k형 열전대를 사용하였고, 바닥 중심선의 11개소에 설치하였다. 열전대는 시험부의 유체 평균 온도 상승을 측정하기 위해 입구와 출구 2개소, 시험부 바닥 중심부 9개소에 설치하였다. 시험부 바닥 벽면 온도측정용 열전대는 2 mm 깊이와 10 mm 길이의 홈을 파고 열 에폭시(Loctite 384)로 고정하였다. 시험부 바닥면에 설치된 거칠기는 알루미늄으로 2 × 2 mm의 정사각형 막대로 제작하였다. 거칠기 배열은 요철층돌

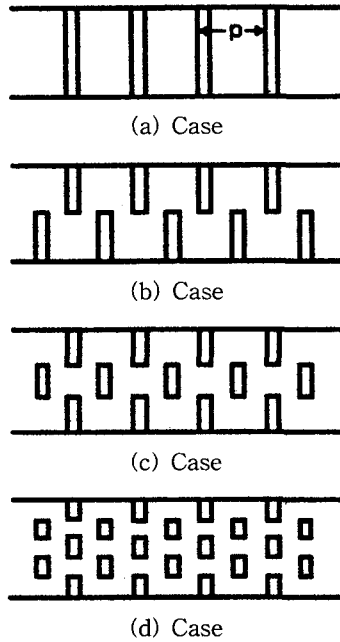


Fig. 2 Rib arrangement.

각이 90°인 경우 거칠기간 거리(P)와 거칠기 높이(e)의 비가 6~10일 때 열전달계수가 가장 크므로 P/e 의 비가 10이 되도록 하였고 단락의 수를 변수로 하였다. 거칠기 단락의 수를 1개로 설치하면 펌프동력이 증가하고 단락수가 증가하면 반경방향의 유동변동성분이 줄어들어 열전달계수의 증가가 작아져 최적의 단락수 배치를 조사하기 위해 Fig. 2와 같이 4종류로 거칠기 단락을 배열하였다. 모든 경우에서 요철이 차지하는 면적은 동일하게 하였다. Fig. 1과 열경계조건에 기초를 두고, 냉각수의 온도변화가 프란틀 수(Pr)에 크게 변화를 주지 않는다면, 왕복운동을 하는 시험부의 강제대류에 대한 무차원 열전달관계식은 공식(1)과 같다.

$$Nu = Nu(Re, Pu, x) \quad (1)$$

여기서,

$$Nu = q_k De / k_f (T_w - T_f) \quad (2)$$

$$Re = W_m De / \nu \quad (3)$$

$$Pu = \omega r / W_m \quad (4)$$

이다. q_k , De , k_f , ω , W_m , 그리고 ν 는 각각 대류 열유속, 시험부 덕트의 수력 직경, 냉각수의 열전도도, 회전각속도, 평균 유체 이송속도, 그리고 동점도이고 T_w 와 T_f 는 바닥면과 유체 평균 온도이다. 공식(4)에서 정의된 맥동수(Pu)는 왕복운동력과 대류관성력 간의 시간 평균 힘의 비를 나타낸다. Dittus-Boelter의 실험식⁽¹³⁾은 본 연구와 같이 채널이 움직이는 경우의 열전달계수 예측에는 유효하지 않지만 편의상 왕복운동을 하는 채널유동에서 거칠기 효과를 밝히기 위해 아래의 Dittus-Boelter의 실험식⁽¹³⁾을 사용하였다.

$$Nu_\infty = 0.023 Pr^{0.4} Re^{0.8} \quad (5)$$

열전달시험은 처음에는 왕복운동이 일어나지 않는 상태에서 행한 후, 레이놀즈수가 1,000에서 6,000의 범위에서 실시하였다. 그후 왕복동이 일어나는 경우에 대한 실험을 행하였다. 매 실험마다 유체유동과 가열상태는 유체가 평형상태를 도달하도록 약 30분 동안 일정히 유지시켰다. 평형상태에 도달한 후 유체온도와 바닥면온도를 측정하였다. 실험의 불확실성은 Kline and McClintock⁽¹⁴⁾에 의해 결정하였으며 레이놀즈수, 맥동수, 그리고 무차원 너셀트수(Nu/Nu_∞)의 불확실성은 각각 8%, 5%, 그리고 26%였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 3는 왕복동기구가 한 주기 동안의 유속변화를 보여준다. 냉각수 이동속도(W_m)는 주파수

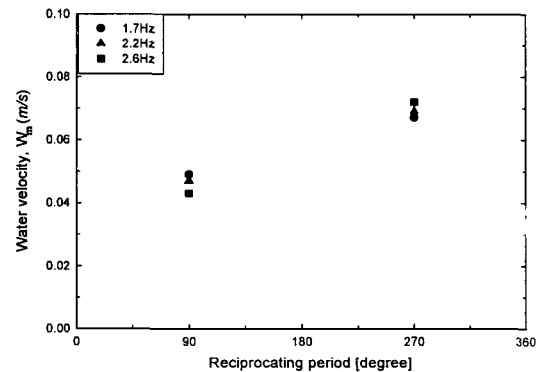


Fig. 3 Velocity change vs. reciprocating period ($Re=3,200$).

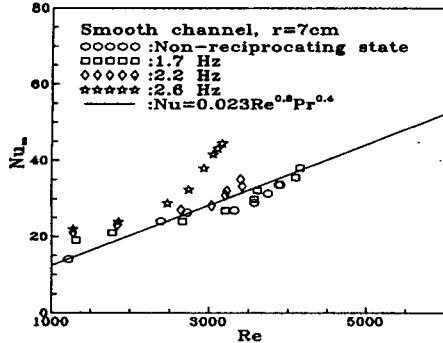


Fig. 4 Nusselt number in the smooth channel.

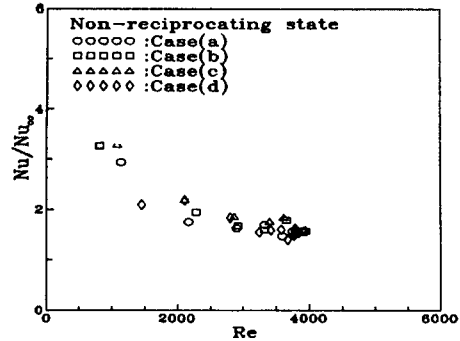


Fig. 5 Nusselt number in non-reciprocating states.

가 클수록 냉각수 이동방향이 채널 이동방향과 같은 경우($0^\circ \sim 180^\circ$)와 다를 경우($180^\circ \sim 360^\circ$)의 차이가 약간 증가하였고, 모든 주파수의 경우 위상이 서로 다를 때 냉각수 이동속도가 훨씬 증가하였다. 이는 위상이 다를 경우 채널 내의 냉각수가 출구측으로 쏠리기 때문이라 사료된다. Fig. 4는 매끈한 사각채널에서 왕복운동 주파수(Hz)에 대한 너셀트수의 효과를 나타낸다. 대체로 왕복동 주파수가 클수록 너셀트수가 증가하였다. 이는 왕복동 주파수가 클수록 유체유동의 난류혼합이 증대하기 때문이라 사료된다. 정지상태의 경우 비교를 위해 공식(5)의 Dittus-Boelter의 실험식⁽¹³⁾을 포함하였다. Dittus-Boelter의 실험식은 레이놀즈수가 2,500 이상에서 유효하고 레이놀즈수가 2,300 이하의 층류유동에서는 너셀트수가 사각채널의 경우 약 4 정도이다. 그러나 본 연구와 같은 왕복동시설의 실험장치는 입구길이를 충분히 길게 만들 수 없고 시험부 입출구가 팽창수축된 구조이기 때문에 실험의 영역범위는 모두 난류유동을 속한 것으로 사료된다. 낮은 레이놀즈수에서는 왕복운동을 하는 경우와 왕복운동을 하지 않는 경우와의 너셀트수 차이는 비교적 작았지만, 레이놀즈수가 클수록 너셀트수의 차이가 확대되었다. 이는 채널 내 흐르는 유속이 클수록 난류혼합에 큰 영향을 미치기 때문이라 사료된다. 모든 경우에서 레이놀즈수가 증가할수록 너셀트수가 증가하였는데, 이는 레이놀즈수가 증가할수록 채널 내 가열 벽면온도(T_w)와 유체체적 평균 온도(T_b)와의 차이가 시험부 입출구에 흐르는 유체에 가열된 열량의 차이($\dot{m}c(T_{out} - T_{in})$)보다 크게 증가되었기 때문이라 사료된다.

Fig. 5는 왕복운동이 일어나지 않는 경우 거칠기 배치에 따른 무차원 너셀트수를 나타낸다. 대체로 Cases (b)와 (c)가 Cases (a)와 (d)보다 무차원 너셀트수가 컸다. 이는 거칠기가 단락된 곳에서는 층류저층의 파괴뿐만 아니라 유동의 국소가속과 요철의 끝단에서의 추가적인 유동박리와 부가적인 이차유동 발생으로 인한 난류성분의 증가로 거칠기 단락부에는 난류강도가 높게 나타나므로 Cases (b)와 (c)에서는 무차원 너셀트수가 컸고, Case (d)처럼 거칠기 길이가 짧은 것은 여러 개 설치하면 거칠기 뒤의 낮은 정압영역의 유동장이 거칠기 끝단을 돌아 주 유동에 유입됨으로써 거칠기 뒤의 압력축소가 작게 되어 주 유동이 거칠기 끝단에서 급격한 경로변화를 겪지 않으므로 거칠기가 단락된 곳의 유동은 국소적으로 급격하게 가속되지 않으므로 거칠기 끝단에서 심하게 교란이 일어나지 않게 된다.⁽¹¹⁾ 이러한 유동현상 때문에 Case (d)에서는 열전달 증가가 크지 않은 것으로 사료된다. 모든 경우 무차원 너셀트수 Nu/Nu_∞ 는 레이놀즈수가 적을수록 증가하였다. 이는 매끈하고 움직임이 없는 채널의 너셀트수 Nu_∞ 는 레이놀즈수의 멱급수 지수가 0.8인 값에 비례하고 요철이 있는 경우는 레이놀즈수가 작을수록 요철에 의한 유동교란효과가 크기 때문이라 판단된다. 정상유동의 경우 왕복동유동과 비교하면 단락의 종류에 따른 차이가 미소하다고 사료된다. 거칠기가 설치된 채널에서 왕복동 주파수가 너셀트수에 미치는 영향을 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 4과 유사하게 왕복동운동의 주파수가 증가할수록 무차원 너셀트수가 증가하였다. 이는 왕복운동이 증가하면 거칠기가 설치된 벽면에

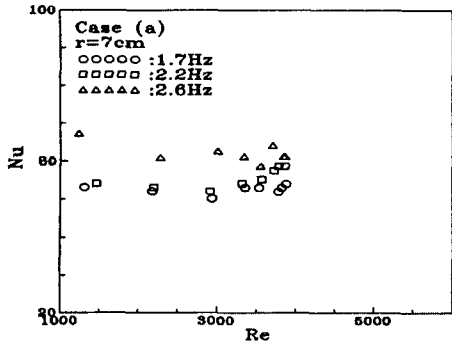


Fig. 6 Nusselt number vs. reciprocating frequency (Hz).

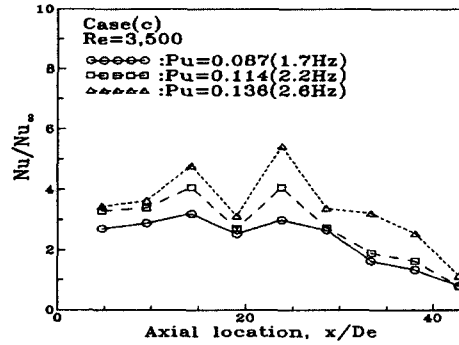


Fig. 8 Local Nusselt number vs. pulsating number.

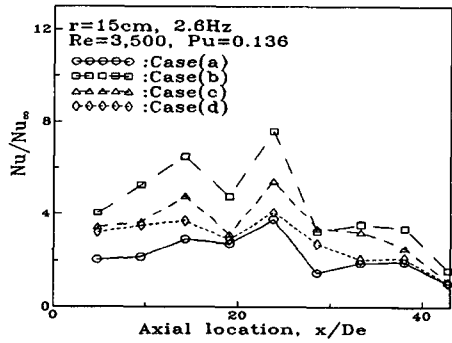


Fig. 7 Local Nusselt number in the reciprocating states.

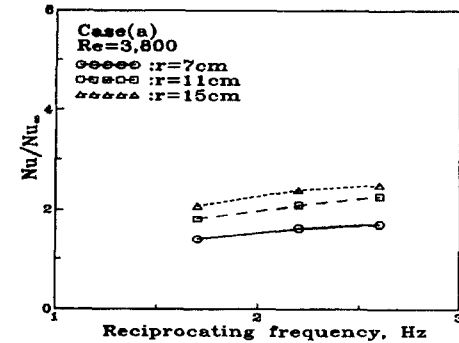


Fig. 9 Nusselt number vs. reciprocating frequency.

서 발생한 무질서한 와(chaotic eddy)의 세기가 증가되어 유체혼합을 향상시키기 때문이라 사료된다. 레이놀즈수가 3,500이고 왕복동 주파수가 2.6 Hz인 경우 시험부 길이에 따른 대표적인 축방향의 너셀트수 분포는 Fig. 7과 같다. 대체로 $x/De=23$ 근처에서 높은 정점(peak)을 보였고, 이러한 정점은 왕복운동과 거칠기에 의해 발생하는 이차유동 때문이라고 보고되고 있다.⁽¹⁵⁾ 대체로 출구 측보다 입구 측에서 무차원 너셀트수가 높은 것은 출구 측에서는 채널내 전체 냉각수가 출구 측으로 쏠려 압력이 증가하여 수직방향 변동성분이 감소되기 때문이라 사료된다. 그러나 입구에서 너셀트수가 가장 크지 않은 것은 유체유입 입구관에서 사각채널로 연결되는 지점부터 시험부로 하였으므로 시험부 입구에서 유로면적이 증가되는 시험부의 구조 때문이라 사료된다.

Fig. 8은 Case (c)에서 $r=15\text{cm}$ 인 경우 일정한 레이놀즈수에서 맥동수(pulsating number)가 무차

원 너셀트수에 미치는 영향을 나타낸다. 맥동수가 증가할수록 무차원 너셀트수가 증가하였고 맥동수도 거칠기와 마찬가지로 무차원 너셀트수를 변화시키는 인자가 된다는 것을 보여준다.

Fig. 9은 왕복운동 주파수와 왕복운동 회전반경에 의한 왕복운동의 효과가 무차원 너셀트수에 미치는 영향을 보여준다. 왕복운동의 행정이 길고 왕복운동 주파수가 클수록 무차원 너셀트수가 증가한다. 이는 왕복운동의 행정이 길고 왕복운동 주파수가 클수록 층류저층을 파괴하고 이차유동을 증가시켜 대류열전달을 용이하게 하는 유체혼합이 커지기 때문이라 사료된다. 4종류의 거칠기 배열에 따라 왕복운동 반경이 무차원 너셀트수에 미치는 효과를 Fig. 10에 나타내었다. Case (b)가 가장 크고 Case (a)가 가장 작았다. 이는 Fig. 5의 왕복운동이 일어나지 않은 경우와 같이 설명될 수 있다. 왕복운동 반경이 클수록 4종류의 거칠기 배열에 따른 너셀트수의 차이가 급격

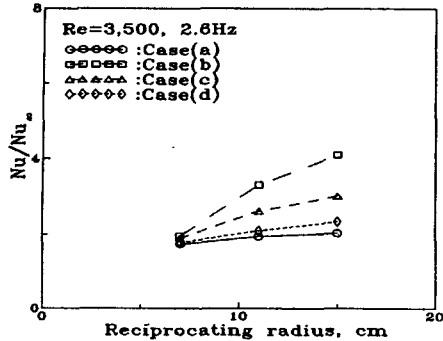


Fig. 10 Nusselt number vs. reciprocating radius.

히 증가하였다. 이는 회전관성력은 회전반경(r)에 비례하기 때문이라 사료된다. 벽면에 거칠기를 설치하면 열전달이 향상되고 덕트가 왕복운동을 하게 되면 더욱 열전달이 촉진되기 때문에 피스톤에 의한 왕복운동이 일어나는 열시스템의 냉각장치에는 거칠기를 설치하는 것이 효과적으로 열전달을 촉진시키는 방법이 될 수 있었다.

4. 결 론

(1) 대체로 시험부 출구이 입구측보다 너셀트수가 감소하는 경향을 보인다.

(2) 왕복 주파수와 왕복운동 반경이 클수록 너셀트수가 증가하였다.

(3) 왕복운동을 하는 거친 사각채널에서 거칠기 배열에 따른 너셀트수의 증가는 Case (b)가 가장 크고 Case (a)가 가장 작았다.

(4) 거칠기가 설치된 왕복운동을 하는 채널은 정지된 상태보다 모두 너셀트수가 크게 나타났고, 특히 레이놀즈수가 낮을 경우 매끈하고 왕복운동이 일어나지 않는 경우보다 차이가 컸다.

후 기

이 논문은 2003두뇌한국 21사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Aeberli, A., 1999, Sulzer RTA 60C—The new generation two-stroke propulsion engine, Marine News, Wartsilands Corporation, pp. 4-6.
2. Chang, S. W., 2000, Heat transfer of orthogonal mode reciprocating tube fitted with twisted tape, J. Exp. Heat Transfer, Vol. 13, pp. 61-68.
3. Chang, S. W., Su, L. M., Yang, T. L. and Hwang, C. C., 1999, An experimental study of heat transfer in reciprocating square duct fitted with ribs skewed to the flow, ASME J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 232-236.
4. Chang, S. W., Su, L. M., Hwang, C. C. and Yang, T. L., 1999, Heat transfer in a reciprocating duct fitted with transverse ribs, J. Exp. Heat Transfer, Vol. 12, pp. 95-115.
5. Chang, S. W. and Su, L. M., 1997, Influence of reciprocating motion on heat transfer inside ribbed duct with application to piston cooling in marine diesel engine, J. Ship Res., Vol. 41, No. 4, pp. 332-339.
6. Roberts, E. P. L. and Mackley, M. R., 1996, The development of asymmetry and period coupling for oscillatory flow in baffled channels, J. Fluid Mechanics, Vol. 328, pp. 19-48.
7. Ralph, M. E., 1986, Oscillatory flows in wavy-walled tubes, J. Fluid Mechanics, Vol. 168, pp. 515-540.
8. Ghaddar, N. K., Magen, M., Mikic, B. B. and Patera, A. T., 1986, Numerical investigation of incompressible flow in grooved channel, Part 2. Resonance and oscillatory heat transfer enhancement, J. Fluid Mechanics, Vol. 168, pp. 541-567.
9. Greiner, M., 1991, An experimental investigation of resonant heat transfer enhancement in grooved channel, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No. 6, pp. 1383-1391.
10. Byun, S. Y., Lee, D. Y. and Ro, S. T., 2001, Transient heat transfer in porous media under oscillating flow condition, KSME (B), Vol. 25, No. 3, pp. 422-432.
11. Kwon, H. J., Wu, S. J. and Cho, H. H., 2000, Effects of discrete rib-turbulators on heat/mass transfer augmentation in a rectangular duct, KSME (B), Vol. 24, No. 5, pp. 744-752.

12. Hwang, J. J., 1998, Heat transfer-friction characteristic comparison in rectangular ducts with slit and solid ribs mounted on one wall, ASME J. of Heat Transfer, Vol.120, pp. 709-716.
13. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Univ. Calif. (Berkeley) Pub. Eng., Vol. 2, p. 443.
14. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainty in single-sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
15. Han, J. C., Zhang, Y. M. and Lee, C. P., 1991, Augmented heat transfer channels with parallel, crossed, and V-shaped angle ribs, ASME J. of Heat Transfer, Vol.113, pp. 590-596.