

〈論 文〉

비뉴턴유체의 복합대류 열전달에 관한 실험적 연구

김 용 진*

(1994년 1월 27일 접수)

An Experimental Investigation on Combined Convective Heat Transfer of NonNewtonian Fluids

Yong-Jin Kim

Key Words : Combined Convective Heat Transfer(복합대류 열전달), Non-Newtonian Fluids(비뉴턴유체), Power-Law Model(멱법칙모델), Secondary Flows(제2차 유동)

Abstract

A combined convective heat transfer study for non-Newtonian fluids was experimentally performed in uniformly heated horizontal tubes with laminar flow in the thermal entry region. Velocity profiles were fully developed at the entrance of the heated sections in the tubes. Aqueous solutions of sodium carboxymethylcellulose(CMC) were used ; their behavior showed a reasonably good fit into the power-law model, $\tau = K \dot{\gamma}^n$. The test sections were made of copper with inside diameters of 3.823 cm and 5.042 cm and lengths of approximately 300 cm. Most experimental runs displayed noticeable secondary flows caused by buoyancy ; when present, secondary flows caused significant increase in the rate of heat transfer over the purely forced-convection case. A correlation, which relates the rate of heat transfer for flows with temperature-dependent properties, free convection effects, and non-Newtonian effects, was suggested.

1. 서 론

비교적 느린 속도로 관속을 흐르는 유체가 가열 될 때 온도변화에 따른 유체의 밀도차이로 인해 생기게 되는 자연대류가 강제대류와 병합하여 복합대류현상을 일으키는데, 강제대류에 부가된 부력에 의한 이 자연대류현상은 관속 유체의 흐름에 제2차 유동을 유발시킨다. 뉴턴유체의 복합대류 열전달에 관해 많은 연구가 이루어져 왔지만 비뉴턴 유체의 복합대류 열전달의 경우에는 아직 많은 연구가 필요한 실정이다. 본 연구에서는 균일가열 경계조건 하에서 수평원관의 완전발달된(fully-developed) 속

도분포를 지닌 열적 입구역에 있어서 비뉴턴유체의 층류복합 열전달현상을 파악하고자 한다.

Graetz⁽¹⁾해에서는 경계조건에서 기본적인 열전도만을 고려한 반면 본 연구는 비뉴턴효과, 온도에 따른 점도효과 그리고 밀도차에 의해 생기는 제2차 유동을 포함하고 있다.

실제로 대부분 비뉴턴유체는 shear-thinning하며 이 "pseudoplastics"은 전단율이 증가함에 따라 전단응력과 전단율 사이의 비율이 감소함을 나타낸다. 본 연구에서 사용된 작동유체는 Carbose D-65 라는 sodium carboxymethylcellulose(CMC) 용액인데, 이 용액도 pseudoplastic 성질을 가지고 있다. 본 연구의 열전달 결과는 온도에 따라 물성이 변하지 않는 비뉴턴유체를 모델로 하여 푼 수치해석 결과, 그리고 비뉴턴유체의 강제대류에 있어서

*정회원, 공주대학교 기계공학과

자연대류의 효과에 관한 기존의 실험적 연구결과와 비교하였다.

등온 가열 및 냉각조건하에서 fully-developed 흐름에 대해 Graetz는 처음으로 정상층류 수평관 흐름의 강제대류 열전달에 관한 해석해를 얻었으며, Knudsen and Katz⁽²⁾에 의해 주어진 Graetz 문제의 접근해는 다음과 같다.

열적 입구영역에서

$$Nu = C_1 \left(\frac{x/r_w}{Pe} \right)^{-1/3} \quad \frac{x/r_w}{Pe} \leq 0.01 \quad (1)$$

열적으로 완전히 발달된 영역에서는

$$Nu = C_2 \frac{x/r_w}{Pe} > 0.25 \quad (2)$$

여기서, C_1 과 C_2 는 등온 경계조건에 대해 각각 1.357과 3.656의 값을, 균일가열 경계조건에서는 각각 1.639와 4.364의 값을 나타내고, Pe 는 Peclet수를 의미한다.

등온 수평원관에서 가열 및 냉각된 기류의 층류 흐름에서 얻은 실험적 데이터와 등온 경계조건에서 얻은 타 연구의 많은 데이터를 이용하여 Seider and Tate⁽³⁾는 다음의 상관관계식을 구하여 제안하였다.

$$Nu_D = 2.0 Gz^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3)$$

여기서, μ_w (벽조건에서의 점도)를 제외한 모든 물성은 혼합평균온도(bulk temperature)에서의 값을 이용하였다. 이 방정식은 평균 열전달계수를 산정하고, Graetz 결과는 국부 열전달계수를 산정하므로 이 두 결과를 직접 비교할 수는 없다. 이들 결과는 Welty, Wicks and Wilson⁽⁴⁾에 그래프로 나타나 있는데, Seider-Tate 관계식이 Graetz해로부터 구한 값보다 약간 더 큰 Nu 값을 보여주고 있다.

열적 입구영역에서 Bassett and Welty⁽⁵⁾는 균일 가열 경계조건하에서 pseudoplastic 유체를 이용하여 입구에서 완전히 발달된 속도분포를 지닌 층류 강제대류의 원관 흐름에 있어서 열전달률을 결정하기 위한 실험적 연구를 하였는데, 이때 Graetz수는 240과 38,000사이의 값이었다. 이 연구에서 국부 열전달률은 비뉴턴효과보다 온도에 의존하는 점도에 의해 훨씬 더 크게 영향을 받을 수 있었고, 또한 제2차 유동형태는 유체의 점성이 강할수록, 유량이 클수록 그 강도가 감소되고 흐름이 하

류에 갈수록 그 강도가 증가됨을 보여 주었다. 이들의 실험데이터는 다음의 방정식으로 열전달계수를 나타냈으며,

$$Nu_x = 1.85 Gz_x^{1/3 - 0.03/\delta_x} \quad (4)$$

δ_x 는 입구에서부터 임의의 거리(x)에서 전단율비, $\dot{\gamma}_w/(8V/D)$ 를 의미한다. 이들의 실험적 연구에서는 또한 국부 벽전단율에 따라 열전달률이 변하며, 전단율은 유체의 비뉴턴효과보다 온도에 의존하는 점도에 따라 더 크게 영향을 받는다는 결론을 얻어냈고, 그리고 완전히 열적으로 발달되는 곳에 훨씬 못미치는 상류지점에서는 열전달률이 부력으로 인해 생기는 secondary flow에 의해 영향을 받는다는 사실을 설명하였다.

Mahalingam et al⁽⁶⁾은 멱함수 pseudoplastic 유체의 층류 열전달현상을 단계적으로 변하는 균일 가열 경계조건하의 수평관에서 조사하였으며 이들의 최종 상관관계식은 pseudoplasticity, 온도에 따르는 반경방향으로의 점도변화 그리고 자연대류효과를 반영하였고, 실험데이터와 수치해석결과를 비교하여 뉴턴유체에 대해 이미 적용된 해석방법이 비뉴턴인 경우에도 적용될 수 있다는 결론을 내렸다.

Joshi and Bergles⁽⁷⁾는 원관의 층류흐름에서 두 water-methocel pseudoplastic 용액의 열전달을 조사하였는데 이들이 구한 다음의 상관방정식은 일반적으로 Bassett and Welty의 실험데이터와 잘 일치되었다.

$$\frac{Nu_{vp,n}}{Nu_{cp,n}} \left(\frac{Nu_{cp,n}}{Nu_{cp,n=1}} \right) = 4.36 [1 + (0.381 X^{+ - 0.203})^8]^{1/8} \quad (5)$$

여기서, vp 와 cp 는 각각 평균 가변물성 및 일정한 물성을 나타내고, X^+ 는 $2(X/D)/(RePr)$ 를 의미한다.

2. 실험방법

2.1 실험개요

길이 305.8 cm, 내경 3.82 cm 그리고 두께 0.15 cm의 동관이 소시험관으로 사용되었고, 대시험관으로는 길이 305.4 cm, 내경 5.04 cm 그리고 두께 0.18 cm인 동관을 사용하였다. slip-on 종류의 표준 1.03×10^6 pascal(150 psi) PVC 플랜지를 시험

관에 잇기 위해 각 입구관에 시멘트하였다. 스테인레스 강철 슬리브를 각 시험관의 양쪽 끝에 은으로 용접하여 나사와 같이 홈을 내었다. 스테인레스 강철의 사용은 이음장치를 견고하게 할 뿐만 아니라 열손실을 최소로 하기 위해서였다. 입구관에서 시험관으로 이동하는 흐름이 방해받는 것을 최소로 줄이기 위해 CPVC로 만든 천이부싱(transition bushing)을 사용하였고, PVC 플랜지로서 시험관과 시스템의 나머지 부분을 연결하였다. 완전발달된 유동조건을 위한 입구영역의 길이는 305 cm이며, 각각의 시험관에서 다음의 뉴톤모델에 대한 식에 근거하여 산출한 최대가능 레이놀즈수보다 충분히 적은 레이놀즈수에서 실험이 수행되었다.

$$Le = 0.0575 D Re$$

구상 흐름을 피하기 위해 최대 벽온도는 85°C로 설정하였고, 시험관 입구에서의 유체온도는 입구관 유체와 실내공기와의 열전달을 가능한 한 최소화하기 위해 실내공기 온도로 조정되었다. 온도측정을 위한 열전대의 위치는 Graetz해를 근거로 하여 시험관 입구에서부터 7.6, 22.9, 45.7, 121.9, 172.7, 231.1 그리고 297.2 cm 되는 곳으로 정하였다. 각 위치에서 원관둘레의 상부, 측부 그리고 하부에 열전대를 십어 온도를 측정하였는데, 이는 원관내 온도차이로 인해 생기는 자연대류현상을 조사하기 위해서였다. 열전대는 원관 표면에 등간격으로 부착된 띠모양의 히터로 인해 시험관하단으로부터 정확히 0°, 90°, 180°의 위치에 배치될 수 없었으며, 소시험관에서는 원관하단에서 0°, 98.2°, 163.6°, 대시험관에서는 0°, 102.9°, 180°의 위치에 열전대를 십었다. Fig. 1은 두 시험관의 개략도이다.

위에 기술된 설계기준을 바탕으로 필요한 열전달 변수의 범위에 대해 각 시험관에서 필요한 유체의 유량을 산정했다. 사용된 작동유체는 $0.6 < n < 1.0$ 범위의 n 값을 나타냈다. 국부 열전달률은 $130 < Gz_x < 27500$ 와 $5800 < Ra_x < 238000$ 범위에서 얻었다.

2.2 유동회로 및 시험관 구조

Fig. 2는 전 실험장치의 개략도를 보여준다. 유체는 feed tank에서 펌프로 5.08 cm 직경의 파이프를 통해 이동하고, 3.81 cm 직경의 파이프를 통해 열교환기의 튜브쪽으로 흘러 들어간다. 유체를

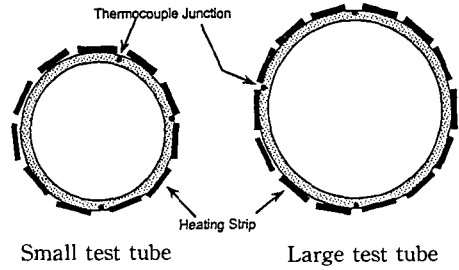


Fig. 1 Cross section of test tubes

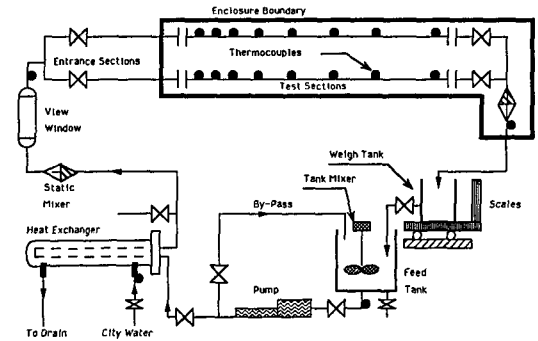


Fig. 2 Schematic diagram of test loop

냉각시키기 위해 수도물이 shell쪽을 통해 흘러 나간다. 작동유체는 계속해서 3.81 cm 직경의 파이프를 통해 온도구배를 제거하기 위한 정지혼합기(static mixer)로 들어간다. 그리고나서 유체는 25.4 cm 길이의 유동을 육안으로 볼 수 있는 투명 파이프부분을 통해 지나가며, 이때 투명 파이프 부분 바로 후에 혼합평균온도를 측정한다. 그리하여 유체는 입구 전방에 설치된 밸브에 의해 히터로 균일하게 가열된 소시험관과 대시험관 중 어느 한 시험관 안으로 들어가게 된다. 시험관의 벽 온도는 열전대, 기준접합점(reference junction) 그리고 Leeds and Northrup K-4 potentiometer에 의해 측정되었고, 정밀한 오차가 필요치 않은 다른 온도들은 자료획득장치를 이용하여 측정하였다. 그리고 유체는 시험관 출구에 설치된 정지혼합기를 지나게 되며, 이 곳을 바로 지난 유체의 bulk 온도가 측정되었다. 그리고나서 유체는 유량 측정용 탱크(weigh tank)로 가게 되며, 펌프를 지나기전 유체는 feed tank로 들어가 농도가 균일하도록 섞이게 된다. 시험관 입구에 설치된 플랜지로부터 상류 방향으로 30.5 cm 떨어진 지점에서 시험관 출구뒤의 지정혼합기 끝부분까지를 너무도 짜 들러섰으며,

그 폭은 61.0 cm, 깊이는 45.7 cm로서 그 공간 속에 단열재인 질석을 채워 넣었다.

Kanthal A-1으로 만든 띠모양의 히터(heating strips)를 시험관 바깥둘레에 서로 일정하게 작은 간격을 두고 원관 길이방향으로 붙였으며, 이 Kanthal Strips의 폭은 0.95 cm, 두께는 0.089 cm 그리고 전기저항은 0.172 ohm/cm였다. 이 방향은 wire를 나선형으로 감거나 ribbon을 사용하는 것보다 국부 온점(hot spots)이 생길 우려가 더 적어 균일가열 경계조건을 형성하는데 적합하였다. 소시험관에 사용된 히터는 길이 302.8 cm인 strip을 11개를 사용하여 구성되었고, 간단한 직렬 전기회로를 이루었으며 strip 양끝은 직사각형모양의 구리 조각으로 은용접(silver soldering)을 하여 strip들을 접합하였다. 이 히터의 전저항은 5.7035 ohm이었다. 히터가 원관바깥 표면에 접촉된 면적은 원관안쪽 표면적의 87.2%에 해당되며, strip과 strip사이의 간격은 약 2.4 mm였다. 대시험관은 14개의 strip으로 구성되었고 각 strip의 길이는 302.0 cm였다. 대시험관바깥 표면에 부착된 히터역시 소시험관에서의와 같이 Kanthal A-1 Strip들의 양끝을 연결하여 직렬회로를 이루었으며, 그 저항은 7.2400 ohm이었다. 히터접촉 면적은 대시험관안쪽 표면적의 84.2%이었으며, strip들 사이의 간격은 약 2.7 mm였다.

Kanthal A-1 Strip으로 구성된 히터를 원관바깥 표면으로부터 절연시키기 위해 온도 부도체이고 폭이 3.81 cm, 두께가 0.09 mm인 이중으로 코팅된 polyester film을 원관 바깥표면 전체에 걸쳐 붙였는데, 이 film은 양쪽면에 rubber-resin 접착제로 되어 있으며 130°C에서도 견디는 내열성 테이프이다. 그리고 이 polyester film 위에 180°C에도 견딜 수 있는 3.18 cm 폭의 woven glass 테이프를 길이 방향으로 붙였다. 각 시험관의 벽온도는 총 24곳에서 측정되었는데, 1개의 추가 열전대를 각 시험관 출구 바로 앞에 원관하단에 심고 이 열전대를 데이터 획득 장치에 연결시켜 최대설계 벽온도를 읽을 수 있도록 하였다. 각 열전대 bead는 원관바깥 표면에서 깊이가 0.8 mm 되는 곳에 위치하였으며, 상대적으로 낮은 열전도율을 가진 연고타입의 물질(omegabond 100)을 열전대선(thermocouple wire) 둘레에 사용하여 이 열전대가 히터로부터 완전히 절연되도록 하였다. 마지막으로 폴리우레탄(polyurethane) 단열재를 전 시험관 표면에 2번에

걸쳐서 분사기를 사용하여 코팅하였다.

2.3 물성 및 실험절차

작동유체의 점도측정을 위해서 사용된 독일 Haake회사에 의해 제작된 VT500은 일종의 회전형 점도계로서 점도계, 텀퍼링용기, 회전체와 비이커, 항온순환기 그리고 온도센서로 구성되어 있다. 회전체의 속도는 2 rpm에서 500 rpm까지 변할 수 있다. 회전형 점도계의 원리는 바깥 실린더는 정지되어 있고 안쪽 실린더는 일정한 속도로 회전할 때 이 회전실린더에 대한 유체의 저항을 측정하는 것이다(searle system). 회전하는 안쪽 실린더와 이 회전 실린더와 동심원 위치에 있는 고정되어 있는 바깥 실린더 사이의 환상의 간극에 couette flow를 형성한다. 점도계의 텀퍼링용기는 항온조에 연결되어 일정한 온도에서 작동유체의 유변치(rheological values)를 측정하였다. 여러 농도의 polymer 용액인 작동유체의 유변치는 실험 전 15, 25, 35, 45, 55, 65, 75 그리고 85°C 근처의 온도에서 얻었다. 전단응력의 절대치는 측정된 토크 값과 다음 관계식을 이용해서 얻어진다.

$$\tau_r = \frac{M}{2\pi R_r^2 H} \quad (6)$$

여기서, τ_r 은 점도계의 회전체(안쪽 실린더)에서의 용액의 전단응력, M 은 토크, R_r 은 회전체의 반지름, 그리고 H 는 회전체 길이이다.

48개의 벽온도와 시험관 입·출구 온도를 각각의 실험조건에서 potentiometer로 측정하였고, 열계의 추가온도는 자료획득장치에 의해 기록되었다. 이 장치는 HP 3421A data acquisition/control unit, HP-87 컴퓨터 그리고 HP-IB interface로 구성되었다. 열전대는 teflon으로 절연된 구리-콘스탄탄 열전대를 사용하였다. 정상상태를 확인하기 위해 시험관 끝 바로 전 원관벽 하단에 설치된 열전대를 자료획득장치에 연결하여 그 온도추이를 조사하였다. Null detector, constant voltage supply 그리고 standard cell은 Leeds and Northrup 7554 type K-4 potentiometer와 연결된다. 그리고 전 유동 시스템의 정상상태를 확증하기 위하여 계속해서 입구 관 앞, 열교환기 입구, 시험관 테이프 표면에서의 온도를 자료획득장치로 읽었다. 시스템은 2시간이 못되어 정상상태에 다다랐다.

점도를 제외한 작동유체의 물성은 물의 물성과 같은 것으로 취급하였는데, 실제 CMC 용액의 밀

도와 비열은 순수한 물의 경우와 같고, 열전도율은 순수한 물과 비교해서 1% 내지 3% 정도의 오차로 거의 순수한 물의 열전도율과 같다. Lee, Cho and Hartnett⁽⁸⁾는 비뉴톤 용액의 열전도율을 측정하였는데, 이들의 데이터는 10,000 wppm(parts per million by weight)까지 물의 열전도율과 잘 일치함을 보여주었다.

6가지 CMC 용액들이 본 실험에서 작동유체로 사용되었으며, 이 유체는 일종의 CMC 용액으로서 농도가 증가됨에 따라 비뉴톤 유동효과가 증가되고, 넓은 범위의 전단율에 걸쳐서 일관적인 유동을 유지하며 무독성이다. 작동유체에 대한 점도 데이터를 점검하기 위해서 시액을 weigh tank에서 발체하여 매 run중에 검사하였다. 일정한 유량이 흐르는 시험관에 전력의 공급량을 조절하여 시험관의 최대 벽온도가 85°C에 근접하도록 하였으며, 이런 조건에서 절연테이프는 손상을 입거나 타지 않았다. 공급되는 전력은 히터와 전압공급기(power supply) 사이에 설치한 분로(shunt)에서의 전압차에 의해 파악되었다. 시스템을 가동시킨 후 보통 2시간 이내에 정상상태에 다다랐고, 시험관 입구에서의 유체온도는 열교환기에 들어가는 수도물의 양을 조절하여 실내온도와 근사하도록 하였다. 정상상태에 이른 후 유량은 weigh tank 밑에 설치된 천평을 사용하여 측정하였고, 3번 이상 반복하여 쟈 시간에 대한 평균값을 사용하였다. 실내온도 뿐만 아니라 열교환기 입구에서의 냉각수온도, 두 시험관 중앙에 위치한 열전대 지지대 표면온도, 히터를 감싸는 절연테이프 온도, 각 입구관 벽온도, feed tank 출구에서의 유체온도, 시험관 입·출구에서의 유체 혼합평균온도가 주어질 각 실험조건에서 기록되었다. Bassett⁽⁹⁾은 그의 실험중 폴리머 용액의 피할 수 없는 저하현상에 대해 언급한 바 저하현상을 가능한한 최소화되도록 하기 위하여 한 농도의 용액에 CMC 가루를 첨가하여 농도를 높이지 않고 매 농도마다 새로운 용액(batch)을 만들어 실험을 수행하였다. 작동유체의 수분이 일부 실험 중 증발하여, 일정량의 물을 weigh tank에 추가하여 이를 보충하였다.

3. 실험결과의 해석

본 연구에서는 멱함수모델 $\tau = K\dot{\gamma}^n$ 을 사용하고, 점도계의 회전체에서의 전단응력, τ_r 시액의

일정온도에서 로터의 여러 다른 회전속도에 따라 토크값을 측정하여 방정식, $M = 2\pi R^2 H \cdot \tau_r$ 으로부터 구했다. 멱함수상수들, K 와 n 는 Van Wazer⁽¹⁰⁾가 기술한 single-bob 방법을 이용하여 산정하였다.

점도의 온도에 따른 영향을 고려하기 위해 다음의 Arrhenius 표현을 근거로 한 보간법을 사용하였다.

$$\eta = C e^{-\Delta H/RuT} \quad (7)$$

C 는 상수이며, ΔH 는 활성화에너지, Ru 는 만유기체상수, 그리고 T 는 절대온도를 나타낸다. 특정전단율에서 T_1 과 T_2 사이에 있는 온도 T 에서의 전단율은 다음 식에서 얻었고,

$$\tau = \tau_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{T_2(T-T_1)}{T_2(T_2-T_1)}} \quad (8)$$

특정 전단응력에 대해서는 방정식(8)에서 τ 를 $\dot{\gamma}$ 로 대체하여 다음과 같은 관계식을 얻게 된다.

$$\dot{\gamma} = \dot{\gamma}_1 \left(\frac{\dot{\gamma}_2}{\dot{\gamma}_1} \right)^{\frac{T_2(T-T_1)}{T_2(T_2-T_1)}} \quad (9)$$

시험관 벽에서의 전단응력은 일정하다⁽¹¹⁾는 가정하에 국부 벽전단율을 방정식(9)에서 구할 수 있다. Bulk 유동조건에서 겉보기 점도는 다음 식을 이용하여 구할 수 있다.

$$\eta_b = \frac{\int_A u n dA}{\int_A u dA} = \frac{2\pi}{Q} \int_0^R u n r dr \quad (10)$$

A 는 단면적, u 는 국부 유체속도를 가리킨다.

다음 식은 Skelland⁽¹²⁾의 원관내 멱함수 유체의 완전히 발달된 속도분포를 방정식(10)에 대입하여 구한 겉보기 점도를 나타낸다.

$$\eta_b = \frac{K}{2} \left(\frac{\pi \rho}{m} \right)^{1-n} \left(\frac{n}{3n-1} \right) \left(\frac{3n+1}{n} \right)^n R^{3(1-n)} \quad (11)$$

이 방정식(11)은 $n > 1/3$ 에 대해서 쓰일 수 있고, K 와 n 는 국부 bulk조건에서 산정되었고, m 은 질량유량, R 은 시험관의 반지름을 나타낸다. 이 겉보기 점도로부터 다음과 같은 수정레이놀즈(modified Reynolds)수를 얻을 수 있다.

$$Re_K = \frac{\rho D^n V^{2-n}}{K} \frac{4}{2^n} \left(\frac{3n-1}{n} \right) \left(\frac{n}{3n+1} \right)^n$$

방정식(7)에서 방정식(11)까지의 유도과정은 김용진⁽¹³⁾

에 기술되어 있다. 본 실험데이터로부터 복합대류 열전달에 관한 최종 상관관계식은 다음의 무차원 그룹, Π_1, Π_2 의 관계로 나타났다.

$$\Pi_1 = Gz_b + 0.0083(Gr_b Pr_b)^{0.75}$$

$$\Pi_2 = Nu_b (K_w/K_b)^{0.14} \delta_w^{-1/3}$$

변수 Π_1 는 본 연구에서 Π_2 의 함수로 잘 표시되었는데 뉴턴유체의 경우에서 사용되던 벽온도와 혼합평균온도에서의 점도비(μ_w/μ_b) 대신 벽온도와 혼합평균온도에서의 역함수 상수비(K_w/K_b)를 이용함으로써 온도에 따른 반경방향의 점도변화를 고려하였다.

자연대류효과는 D/L 에 좌우되지 않는다는 연구 결과가 보고되어 왔는바 Π_2 에서 자연대류효과에 대해 D/L 은 포함되지 않았다. Π_2 는 강제대류효과를 나타내는 항과 자연대류효과의 수정항으로 구성되어 있다. 23데이터 점들로부터 얻은 Mahalingam et al⁽⁶⁾의 상관관계식은 Π_1 과 Π_2 에서 Gr 과 Pr 을 국부 벽조건에서 구한 값으로 대치한 무차원 그룹으로 나타내었는데 본 연구에서는 bulk 유동조건에서 구한 Gr 과 Pr 이 보다 더 적절한 상관관계를 보여주었다. 그리고 $Ra^*/Gz^2 \approx 1$ 은 자연대류와 강제대류효과의 상대적 정도를 나타내는 무차원 그룹으로 제2차 유동의 개시에 대한 평가기준으로 사용하였는데, Gr 은 Grashof number, Ra^* 는 modified Rayleigh number를 의미한다.

4. 결과 및 고찰

4.1 작동유체의 점도

작동유체의 점도데이터 일부가 Fig. 3과 4에 나

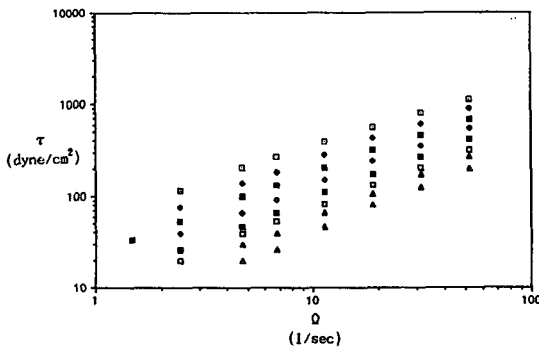


Fig. 3 Viscometric data for 5% CMC solution (From the top, data are for 16.8, 25.3, 35.1, 44.7, 54.3, 64.2, 74.1, and 86.4°C)

타나 있으며, Ω 와 τ 와의 관계를 나타내는 그림은 $\dot{\gamma}-\tau$ 그림과 흡사하다. Ω 는 점도계 로터의 각 속도를 표시한다. 본 실험에서 각 주어진 온도에서의 $\log \Omega$ 와 $\log \tau$ 와의 관계가 직선으로 나타났으며, 따라서 모든 점도데이터는 역함수모델과 잘 부합되었다.

본 실험에서 시액의 유동지수 n 는 온도에 따라 증가하는 경향을 나타냈고, 역함수상수인 K 는 온도에 따라 감소하고 용액의 온도가 높을수록 증가하였다. 일정한 온도에서 유동지수 n 은 용액의 농도가 높을수록 감소하고 K 는 농도가 높을수록 증가하였다. Fig. 3과 4는 대표적인 viscometric data를 보여주고 있고, Fig. 5는 사용된 각 용액의 온도와 K 의 관계를 나타내고 있다.

4.2 열전달

열전달률에 대한 부력의 명확한 효과가 대부분의

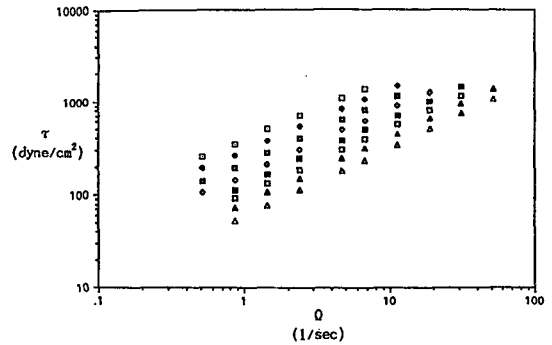


Fig. 4 Viscometric data for 8.3% CMC solution (From the top, data are for 16.4, 25.6, 35.5, 45.2, 54.7, 64.7, 74.2, and 86.0°C)

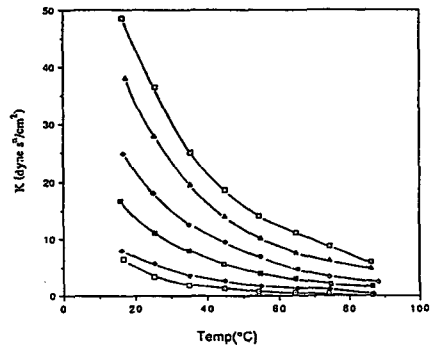


Fig. 5 Variation of the power-law constant, K , with temperature (From the top, data are for 8.3%, 8%, 7.5%, 7%, 6%, and 5% CMC solutions)

run에서 나타났다. 누셀트수는 국부 혼합평균온도와 국부 벽온도에서 구한 k (유체의 열전도율)를 사용하여 산정하였다. Campo and Schuler⁽¹⁴⁾는 $Do/D=1.2$ 와 $Pe=500$ 인 경우 원관 내표면 온도와 외표면 온도 사이의 차이는 원관의 열전도율과 작동유체의 열전도율 비가 10 이상일 때는 무시할 수 있다는 것을 보여주었다. 본 연구에서 열전도율비는 $Do/D=1.08$ 과 $D/D=1.05$ 인 경우 20°C 에서 568이었다. 따라서 본 연구에서 사용된 조건하에서 원관벽 두께에 의한 내·외표면온도 차이는 무시될 수 있었다.

부력효과, 비뉴턴유동, 반경방향의 점도변화를 고려하여 다음의 조건하에서 열전달 결과에 대한 상관관계식을 얻어냈다.

$$K(\text{dyne sec}^n/\text{cm}^2)=0.21-48.5$$

$$n_b=0.662-0.838$$

$$n_w=0.689-0.959$$

$$\delta_b=1.048-1.128$$

$$\phi=26.05-42.17$$

$$Gz=127-27474$$

$$Pr_b=1532-25191$$

$$Pr_w=132-16642$$

$$Re=0.44-29.77$$

$$Gr_b=0.3-155$$

$$Gr_w=10-36383$$

$$Ra_b=5832-238011$$

$$Ra_w=45638-5268414$$

$$Br_i=6.4 \times 10^{-6}-1.7 \times 10^{-4}$$

여기서, Br_i 는 입구 벽온도에서의 Brinkmann수이고 그리고 ϕ 는 $P/(\pi L k T_{bi})$ 이다.

다음의 방정식은 유체의 물성은 온도에 따라 영향을 받지 않는다는 가정하에 구한 Bird⁽¹⁵⁾의 비뉴턴유체에 대한 온도 독립물성해를 나타낸다.

$$Nu_x=1.412\delta^{1/3}Gz^{1/3} \quad (13)$$

Fig. 6은 두 시험관에서 얻어진 모든 데이터를 보여주고 있다. 굵은 직선은 모든 경우에 있어서 온도 독립물성해를 나타낸다. 최소점도 용액인 5% CMC에 대한 실험치는 물성이 온도에 따라 변치 않는 Bird의 해보다 84.5% 더 높았고, $Gz=231$ 에서 온도 독립물성 뉴턴해($n=1$)보다 87% 더 높았다. 점도가 가장 큰 8.3% CMC용액은 $Gz=140$ 인 곳에서 열전달률이 Bird의 해보다 35% 더 높았

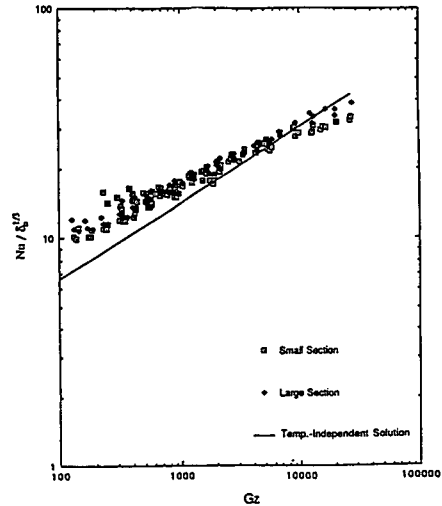


Fig. 6 Comparison of present data with Bird's solution

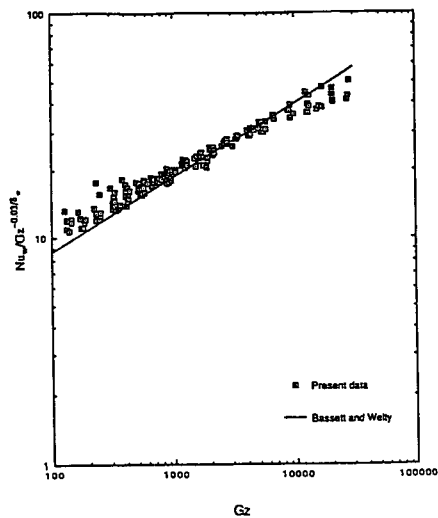


Fig. 7 Comparison with Bassett and Welty results

고, 온도 독립물성 뉴턴해보다 약 51% 더 높았다. 두 시험관으로부터 얻은 데이터는 전체적으로 Gz 에 따라 $Nu/\delta^{1/3}$ 가 비슷한 경향으로 변함을 보여주고 있다. 열전달률은 Gz 에 따라 증가하였는데, 특히 Gz 가 약 10,000인 곳까지는 온도 독립물성해보다 더 높음이 관찰되었다. 열전달에 대한 부력효과는 낮은 Gz 수에서 더 컸으며 예측치와 실제 열전달률 값의 차이는 Gz 값이 더 낮을수록 더 컸다. 변수 $\delta^{1/3}$ 로 표현되는 비뉴턴효과는 부력효과와 비교할 때 열전달에 미치는 영향이 상대적으로 적었

심함을 알 수 있었다.

본 연구에서는 열전달률에 대한 명백한 점성가열 (viscous heating) 효과가 나타나지 않았다. 모든 Brinkmann수는 매우 낮았으며 본 실험에서 그 최대치는 1.7×10^{-4} 였다. 온도 독립물성해의 경우와 비교할때 시험관의 입구 근처에서 열전달률이 더 낮았는데, 그 이유는 이 근처의 비균일 열류분포로 인한 것으로 여겨진다. 균일가열인 경우에는 벽 전단율은 당연히 증가되며 유동이 시험관 출구로 진행할수록 그 강도는 더 세진다. 아마도 이러한 현상은 최대 벽전단율에 다다를 때까지 계속된다. 본 실험데이터는 이러한 기대효과와 일치하고 있다. 벽온도 측정시 Potentiometer의 indicator가 진동 하였고, 또한 같은 측방향 지점에서 상단, 측면 그리고 하단의 온도사이에 차이가 있었는데 이는 제2차 유동현상의 증거로서 두 시험관에서 모두 나타났다. 온도 진동(oscillation)의 강도와 온도차이는 원관하류로 갈수록 더 증가하였다. 시험관 출구 근처에서 상단과 하단 온도사이의 차이는 대시험관에서 2.15°C 에서 9.41°C 까지 변했으며, 소시험관에서는 1.47°C 에서 7.66°C 까지 변했다.

Fig. 7은 본 실험결과를 자연대류효과를 고려하지 않은 Bassett and Welty⁽⁵⁾의 상관관계식과의 비교를 보여주고 있다. 이 그림에서 보듯이 본 실험데이터는 이들 관계식과는 다른 기울기를 나타내고 있다. 최대 Gz 수인 27,000에서 본 실험결과는 이들이 예측한 값보다 약 9% 낮았으나 전반적으로 더 높은 열전달률을 나타냈으며, $Gz=127$ 에서는 42% 더 높았다.

Fig. 8은 본 실험결과를 서론에서 언급한 부력효과를 나타내는 23개의 데이터로부터 얻은 Mahalingam et al의 상관관계식과의 비교를 나타낸 것이다. 본 실험데이터는 벽온도에서 평가된 Ra 수에 대해서 상당한 호트러짐을 나타내고 있다. 본 실험데이터와 이들 관계식에서 Fig. 8의 수직축값을 비교한 결과는 본 실험데이터 값이 약 3.3%에서 35.9%에 이르며, 이 상관관계식보다 평균적으로 15.1% 낮았다.

주목할 만한 부력효과를 나타내지 않은 3 run을 제외하면 본 실험결과로부터 얻은 상관관계식은 (13)의 두 무차원변수를 사용해서 얻었다. 이 변수들은 Oliver⁽¹⁶⁾의 K_w/K_b 대신 점도비, μ_w/μ_b 를 사용함으로써 자연대류효과를 가진 뉴턴유체의 관류동에 대한 상관관계를 나타내기 위해 사용되어 왔

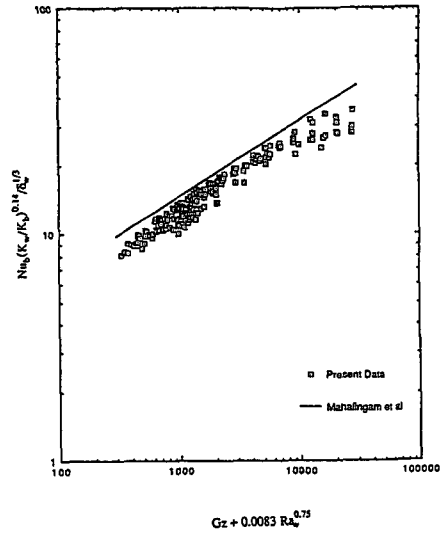


Fig. 8 Comparison with results of Mahalingam et al

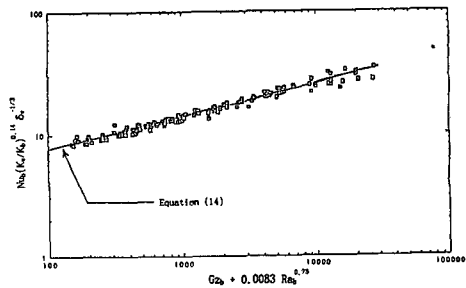


Fig. 9 Correlation of data from present runs

다. 용액농도에 따른 작동유체의 부력효과는 5% CMC 용액인 경우가 8.3% CMC 용액인 경우보다 더 크고 더 높은 열전달률을 나타내었고, 따라서 작동유체의 점성이 적을수록 제2차 유동현상이 더 으며, 또한 비뉴턴유체의 경우에서도 유효하게 쓰일 수 있다. Mahalingam et al⁽⁶⁾이 제안한 상관관계식의 Ra 는 23 data로부터 벽조건에서 구했으나, 본 연구에서는 Bulk 유동조건에서 구한 Ra 를 사용해서 더 정확한 상관관계를 얻을 수 있었다. 본 연구에서 반경방향으로 온도에 대한 점도변화, 비뉴턴효과 그리고 강제 및 자연대류효과를 모두 고려해서 본 연구에서 얻어진 상관관계식은 다음과 같다.

$$Nu_b(K_w/K_b)^{0.14}(1/\delta_w)^{1/3} = 2.116[Gz_b + 0.0083(Ra_b)^{0.75}]^{0.27} \quad (14)$$

이 관계식에 대한 coefficient of determination는 0.973이고, 본 실험데이터와 상관관계식 (14)가 Fig. 9에 나타나 있다.

5. 결 론

수평관의 열적 입구영역에서 pseudoplastic 유체의 복합대류현상을 나타내는 본 실험적 연구에서 얻어진 결론들은 다음과 같다.

(1) 온도의존 속성인 점도를 가진 유체에 대한 국부 복합대류 열전달률은 부력효과가 상대적으로 적고 높은 Graetz수를 나타내는 곳을 제외하면 온도독립 물성해인 방정식(13)보다 더 크다. 국부 복합대류 열전달률은 본 실험의 CMC용액 5%에 있어서는 $Gz=231$ 에서 온도 독립물성해에 의한 값보다 84.5% 높고 8.3% 용액에 대해서는 $Gz=140$ 에서 온도 독립물성에 의한 값보다 35% 더 높았다.

(2) 상당한 자연대류효과가 일어나는 비뉴턴유체인 경우 국부 복합대류 열전달률은 제2차 유동에 의해서 야기되는 추가의 자연대류효과로 인해서 순수 강제대류 열전달인 경우보다 더 크다. 본 실험에서 얻은 국부 열전달률은 자연대류효과를 배제해서 얻은 Bassett and Welty의 상관관계식에서 얻어진 값보다 더 컸으며 $Gz=127$ 에서 약 42% 더 높았다.

(3) 유체의 온도 의존물성과 자연대류효과 모두 열전달률에 상당한 영향을 미치는 요소이다. 열전달률은 $Gz_x=681$, $Ra_x=154100$ 에 대해서 열적으로 완전히 발달된 영역에 있어서의 $Nu=4.36$ 에 비해서 384% 더 높은 값을 나타냈는데 비뉴턴유체 효과는 상대적으로 작았다.

(4) 자연대류효과는 점도가 적은 유체일수록 유체의 부력효과가 커짐으로 인해 더 커지게 되며 이러한 증가는 작동유체가 시험관 출구로 갈수록 점점 더 커지게 된다.

(5) $\Pi_1 = Gz_b + 0.0083(Ra_b)^{0.75}$ 와 $\Pi_2 = Nu_b(K_w/K_b)^{0.14}(1/\delta_w)^{1/3}$ 는 자연 및 강제대류의 복합 열전달 현상을 잘 나타내는 무차원변수이다. 방정식(14)는 온도의 존물성, 자연대류효과 그리고 비뉴턴효과를 지닌 유동에 대한 열전달률을 나타낸다.

(6) 1.7×10^{-4} 정도의 Brinkmann수를 가진 유체에서의 점성가열현상은 열전달률에 영향을 미치지 못했다.

참고문헌

- (1) Graetz, L., 1885, "Ueber Die Wärmeleitungs-fähigkeit Von Flüssigkeiten," *Ann. PhysikChemie*, Vol. 25, pp. 337~357.
- (2) Knudsen, J. G. and Katz, D. L., 1979, *Fluid Dynamics and Heat Transfer*, Robert E. Krieger Publishing Company, Huntington, New York.
- (3) Seider, E. N. and Tate, G. E., 1936, "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes," *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 28, pp. 1429~1436.
- (4) Welty, J. R., Wicks, C. E. and Wilson, R. E., 1984, *Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer*, 3rd Edition, John Wiley & Sons.
- (5) Bassett, C. E. and Welty, J. R., 1975, "Non-Newtonian Heat Transfer in the Thermal Entrance Region of Uniformly Heated, Horizontal Pipes," *AICHE J.*, Vol. 21, No. 4, pp. 699~706.
- (6) Mahalingam, R., Tilton, L. O. and Coulson, J. M., 1975, "Heat Transfer in Laminar Flow of Non-Newtonian Fluids," *Chem. Eng. Sci.*, Vol. 30, pp. 921~929.
- (7) Joshi, S. D. and Bergles, A. E., 1980, "Experimental Study of Laminar Heat Transfer to In-Tube Flow of Non-Newtonian Fluids," *J. Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 397~401.
- (8) Lee, W. Y., Cho, Y. I. and Hartnett, J. P., 1981, "Thermal Conductivity Measurements of Non-Newtonian Fluids," *Lett Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 255~259.
- (9) Bassett, C. E., 1975, "An Experimental Study of Forced Convection Heat Transfer to Non-Newtonian Fluids in the Thermal Entrance Region of a Horizontal, Uniformly Heated, Circular Pipe," Ph. D. Thesis, Oregon State University, Corvallis 1975.
- (10) Van Wazer, J. R., et al, 1963, *Viscosity and Flow Measurements*, A Laboratory Handbook of Rheology, New York, Interscience, pp. 58~59.
- (11) Etchart, D. Y., 1971, "A Pipe Entry Length Solution for Heat Transfer and Flow in Powell-

- Eyring Fluids with Temperature-Dependent Viscosity and Constant Flux Boundary Condition," M. S. Thesis, Corvallis, Oregon State University.
- (12) Skelland, A. H. P., 1967, *Non-Newtonian Flow and Heat Transfer*, Wiley, New York.
- (13) 김용진, 1991, "Estimation of Apparent Viscosity with Power Law Fluids in Tube Flow," 대한기계학회, 춘계 학술대회 논문집, pp. 303~306.
- (14) Campo, A. and Schuler, C., 1988, "Heat Transfer in Laminar Flow Through Circular Tubes Accounting for Two-Dimensional Wall Conduction," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 11, pp. 2251~2259.
- (15) Bird, R. B., 1959, "Zur Theorie des Wärmeübergangs an Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten bei Laminarer Rohrströmung," *Chemie.-Ingenieur.-Technik.*, Vol. 31, pp. 569~572.
- (16) Oliver, D. R., 1962, "The Effect of Natural Convection on Viscous Flow Heat Transfer in Horizontal Tubes," *Chem. Eng. Sci.*, Vol. 17, pp. 335~350.