Journal of the Korea Concrete Institute
Vol.15, No.2, pp.314~322, April 2003

유수대류계수에 관한 실험적 연구

전상은[1] • 김국한[2] • 김진근[1]* • 양주경[3]

[1]한국과학기술원 [2]한국도로공사 [3]청운대학교

(2002년 12월 5일 원고접수, 2003년 2월 7일 심사완료)

Experimental Study on Coefficient of Flow Convection

Sang-Eun Jeon[1], Kook-Han Kim[2], Jin-Keun Kim[1], and Joo-Kyoung Yang[3]

[1] Dept. of Civil and Environmental Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 305-701, Korea
[2] Korea Highway Corporation, Seoul, 461-703, Korea
[3] Dept. of Civil and Environmental Engineering, Chungwoon University, Chungcheongnam-do 350-701, Korea

(Received December 5, 2002, Accepted February 7, 2003)

ABSTRACT

Pipe cooling method is widely used for reduction of hydration heat and control of cracking in mass concrete structures. However, in order to effectively apply pipe cooling systems to concrete structures, the coefficient of flow convection relating the thermal transfer between inner stream of pipe and concrete must be estimated.

In this study, a device measuring the coefficient of flow convection was developed. Since a variation of thermal distribution caused by pipe cooling has a direct effect on internal forced flows, the developed testing device is based on the internal forced flow concept. Influencing factors on the coefficient of flow convection are mainly flow velocity, pipe diameter and thickness, and pipe material. Using experimental results from the developed device, the coefficient of flow convection was calculated. Finally, a general prediction model was proposed by theoretical procedures.

The proposed prediction model is able to estimate the coefficient of flow convection with flow velocity and material properties of pipe. From comparison with experimental results, the coefficient of flow convection by this model was well agreed with those by experimental results.

Keywords : pipe cooling system, coefficient of flow convection, thermal transfer, internal flow

1. 서 론

현재까지 수화열에 의한 콘크리트 구조물의 온도분포 해석을 위한 많은 연구가 국내외에서 이루어져왔다. 이러한 연구는 특히 유한요소법을 중심으로 발전해 왔으며, 이를 이용하여 실제 구조물의 적용성과 타당성도 검증되어 왔다. 그러나 해석적인 방법에서 중요한 많은 입력변수에 대한 연구는 이에 비해 미진한 상태이다. 특히 수화열 저감 대책 중 하나인 파이프 쿨링 공법은 수화열에 의한 균열 발생을 제어할 수 있지만 영향인자에 대한 불확실성이 큰 것이 현실이다. 따라서 이 공법을 유효 적절하게 적용하기 위해서는 영향인자에 대한 연구가 선행되어야 할 것이다. 특히, 여러 영향인자 중에서 온도 분포를 고려해 줄 수 있는 유수대류계수에 대한 연구는 깊이있게 수행되지 못한 실정이다.

* Corresponding author
Tel : 042-869-3614 Fax : 042-869-3610
E-mail : kimjinkeun@kaist.ac.kr

유수대류계수는 파이프 쿨링을 적용할 때 유수와 콘크리트의 열교환을 나타내는 중요한 열물성치이다. 유수대류계수에 대한 연구는 1980년대에 일본에서 시작되었으며, 현재까지 밝혀진 바에 의하면 유수대류계수는 유속에 영향을 받는 것으로 알려져 있다. 현재 국내에서 가장 널리 사용되고 있는 유수대류계수에 관한 모델식으로 일본 콘크리트 공학협회에서 제안된 식에 의하면 유속이 0.2~0.6 m/s 범위일 때 138~328 kcal/m^2 · h · ℃의 값을 갖는다[1,2]. 최근에 일부 연구에서는 유수대류계수에 유동성질과 파이프의 성상을 고려한 모델식이 제시되고 있다[3,4,5]. 그러나 이와 같은 유수대류계수의 연구에도 불구하고 제안식에 따라 동일 범위에서의 유수대류계수가 다르고 유수대류계수에 대한 영향인자로서 유속만을 고려하고 있다.

유수대류계수의 영향인자를 고려한 모델식을 제안하기 위해서는 유수대류계수의 열역학적 특성을 알아야 하고 이를 효율적으로 모사할 수 있는 실험 방법이 개발되어야 하므로 본 연구에서는 유수대류계수의 개념으로부터 유수

의 성질, 유동관의 재료, 직경 및 두께와 같은 영향인자를 선정하고, 이에 대한 실험을 실시하여 파이프 쿨링을 효과적으로 모사할 수 있는 유수대류계수에 대한 일반적인 모델식을 제안하고자 한다.

2. 이론적 배경

2.1 파이프를 통한 열유속과 유수대류계수

서론에서 기술한 바와 같이 수화열 저감 방안 중 하나인 파이프 쿨링을 유효 적절하게 적용하기 위해서는 영향인자에 대한 연구가 선행되어야 하며, 영향인자를 규명하기 위해서는 우선 파이프 쿨링에 의해 온도분포가 영향을 받는 메카니즘을 알아야 한다. 파이프 쿨링에 의한 온도저감은 열대류에 의한 것으로 이러한 열대류는 아래 식 (1)로 표현할 수 있다.

$$q^w = \lambda_n \frac{\partial T}{\partial n}\Big|_{\Gamma_{Sw}} = h_w(T_w - T^S) \qquad (1)$$

여기서, q^w는 냉각관의 대류면(Γ_{Sw})에 작용하는 열흐름 (kcal/m^2·h), h_w는 냉각유수의 대류계수 (kcal/m^2·h·℃), T^S는 대류가 발생하는 지점의 온도 (℃), T_w는 냉각수의 온도 (℃)이다. 식 (1)에서 냉각관을 통한 열흐름은 대류계수와 비례하며, 이러한 대류계수인 유수대류계수(대류열전달계수)는 냉각관을 통해 빠져나가는 열흐름의 정도를 나타내는 중요한 열물성치이다.

유수대류계수에 대한 일본에서 연구된 결과에 의하면 유수대류계수와 유속의 관계는 유속의 범위에 따라 식 (2)나 식 (3)으로 제안하고 있다[1,2].

0.2 m/s≤v_w≤0.6 m/s에 대하여,

$$h_w = 43.0 + 475\, v_w \qquad (2)$$

0.15 m/s≤v_w≤1.0 m/s에 대하여,

$$h_w = 28.5 + 515\, v_w \qquad (3)$$

여기서, v_w는 유속 (m/s)이다.

그러나 식 (2)와 식 (3)에서 알 수 있듯이 제안식에 따라 동일 범위에서의 유수대류계수가 다르고 유수대류계수에 대한 영향인자로서 유속만을 고려하고 있다. 따라서 보다 다양한 영향인자를 고려한 유수대류계수 모델식이 필요하며, 이를 쉽게 측정할 수 있는 방법이 요구된다.

2.2 내부유동 개념을 이용한 유수대류계수[6,7]

파이프 쿨링의 경우 유수대류계수는 관내 유동에만 관계되므로 내부 유동의 개념에 의해 결정될 수 있다. 다음은 내부 유동 개념을 이용한 유수대류계수의 정의에 대한 이론적 배경이다.

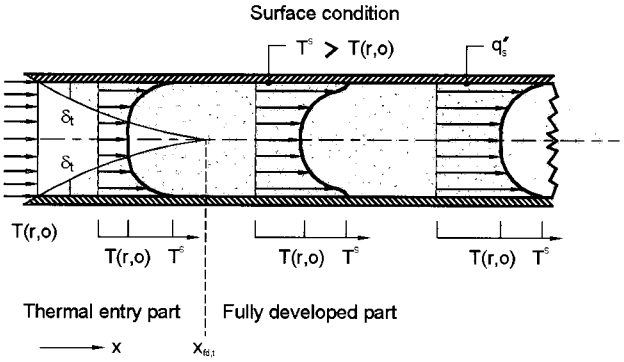


Fig. 1 Development of thermal gradient in pipe

Fig. 1과 같이 표면온도보다 낮은 어떠한 균일한 온도의 유체가 관으로 들어간다면 대류열전달이 일어나서 온도경계층이 발달하기 시작한다. 더욱이 관 표면의 조건이 균일 온도 또는 균일 열유속으로 고정된다면 열적으로 완전 발달된 조건에 도달하게 된다. 완전 발달된 온도분포 $T(r,x)$의 형상은 일정 표면온도로 유지되느냐, 아니면 일정 열유속으로 유지되느냐에 따라 달라진다. 그러나 두 가지 표면조건 모두에 대하여 유체온도의 증가량은 x가 증가함에 따라 증가한다[4,5].

2.2.1 평균온도

자유유동온도를 모르기 때문에 내부 유동을 기술하기 위해서 평균온도 개념을 사용한다. 주어진 단면에서의 유체의 평균온도는 유체가 단면을 통과하여 지나갈 때 운반되는 열에너지에 의하여 정의된다. 이러한 수송이 이루어지는 열에너지율(E_t')은 질량유속(ρu)과 단위질량당의 내부에너지($c_v T$)의 곱을 단면에 대하여 적분함으로써 얻을 수 있다.

$$E_t' = \oint_{A_c} \rho u c_v T dA_c \qquad (4)$$

여기서, ρ는 단위질량 (kg/m^3), u는 유속 (m/s), c_v는 비열 (kcal/kgf·℃), T는 온도 (℃)이다.

따라서 평균온도가 식 (5)와 같이 정의되면, 식 (6)을 통하여 평균온도를 구할 수 있다.

$$E_t' = m' c_v T_m \qquad (5)$$

$$T_m = \frac{\oint_{A_c} \rho u c_v T dA_c}{m' c_v} \qquad (6)$$

여기서, m'는 질량유량 (kgf/s), T_m는 평균온도 (℃)이다.

c_v가 일정한 원형 관(circular tube)내의 비압축성 유동(incompressible flow)의 경우, 식 (6)과 평균속도의 개념을 이용하여 다음과 같이 표현된다.

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^{r_o} uTr\,dr \qquad (7)$$

여기서, u_m는 평균속도 (m/s), r는 원형관 내의 반지름 (m)이다.

2.2.2 에너지 평형

관내의 유동은 완전히 둘러싸여 있으므로 에너지 평형을 적용함으로써 평균온도 $T_m(x)$가 관에 연한 위치에 따라 어떻게 변하는지, 그리고 총 대류열전달 q_{conv}이 관 입구에서와 출구에서의 온도차와 어떻게 연관되는지를 결정할 수 있다. Fig. 2에 주어진 관유동에 대하여 생각해 보면, 유체는 일정 유량 m'로 운동하며 대류열전달이 안쪽 표면에서 일어난다. 전형적으로 축방향의 전도에 의한 에너지전달 뿐만 아니라 유체의 운동에너지 및 포텐셜에너지는 무시될 수 있다. 따라서 유체가 관을 통해 운동할 때 유체에 의한 축방향 일이 없다면 중요한 영향들은 열에너지 변화(thermal energy change)와 유동 일(flow work)에 관한 것들뿐이다. 유동 일은 유체를 운동시키기 위하여 사용되며 유체의 단위질량에 대한 유동 일은 유체의 압력 p와 비체적 $v(=1/\rho)$의 곱으로 표시될 수 있다.

에너지보전 방정식을 Fig. 2의 미소체적에 적용하고 식 (7)의 평균온도의 정의를 이용하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$dq_{conv} = m\frac{\partial(c_v T_m + pv)}{\partial x}dx \qquad (8)$$

여기서, q_{conv}는 총 대류열전달, p는 압력이다.

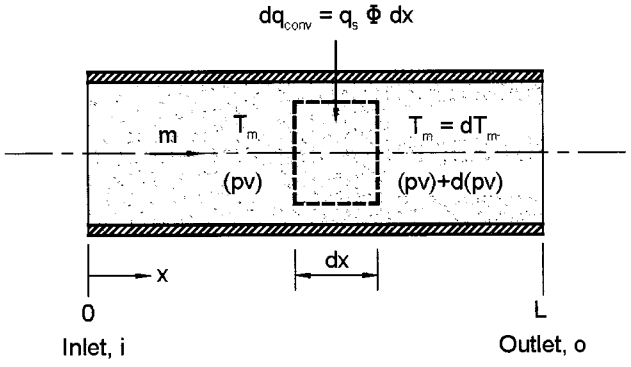


Fig. 2 Verification element for internal flow in pipe

즉, 유체로의 대류열전달은 유체의 열에너지 증가율과 미소체적을 통해 유체가 운동하는데 행해진 일의 변화율 합과 같아야 한다. 만일 유체를 이상기체($pv=RT_m$, $c_p=c_v+R$)라 가정하고 c_p가 일정하다고 가정하면, 식 (8)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$dq_{conv} = m c_p \frac{\partial T_m}{\partial x}dx \qquad (9)$$

식 (9)는 비압축성 액체에 대해서도 잘 맞는 근사식으로 사용될 수 있다. 이 경우 $c_v=c_p$이며 v가 대단히 작으므로, $d(pv)$는 일반적으로 $d(c_vT_m)$보다 대단히 작다. 따라서 식 (8)로부터 식 (9)가 얻어진다.

식 (9)의 특수한 형식은 전체 관에 대한 조건들과 관련된다. 특히 관 입구 i부터 출구 o까지 적분하면, 다음 식을 얻을 수 있다.

$$q_{conv} = m c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \qquad (10)$$

여기서, $T_{m,i}$는 관 입구온도 (℃), $T_{m,o}$는 관 출구온도 (℃)이다.

그리고 q_{conv}는 관 전체에 대한 열전달률이다. 이러한 간단한 전체적인 에너지평형으로부터 세 개의 주요한 열적 변수들(q_{conv}, $T_{m,o}$, $T_{m,i}$)의 관계가 주어지고, 이것은 표면의 열적 조건이나 관 유동조건에 관계없이 적용되는 일반적인 표현이다.

식 (9)는 미분요소에 대한 대류열전달률을 $dq_{conv}=q_s'' Pdx$ 로 표현하면 편리한 형식으로 바꿀 수 있으며, 여기에 뉴톤의 냉각법칙을 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' \Phi}{m' c_p} = \frac{\Phi}{m' c_p} h(T_s - T_m) \qquad (11)$$

여기서, q_s''은 표면열유속 (kcal/m^2·h), h는 국소유수대류계수 (kcal/m^2·h·℃), Φ는 주변길이 (m)이다.

3. 실험 개요

3.1 실험 변수

동일한 관 형상, 유수, 표면온도, 입수온도 조건이라 하더라도 관의 재료나 유속이 달라진다면 출수온도도 변하기 때문에 관의 재료가 유수대류계수에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 또한 관의 두께나 직경의 변화에 의한 유수대류계수의 변화도 알 수 없다. 따라서 본 연구에서는 유동 성질인 유속뿐만 아니라, Table 1에서 보인 바와 같이 관의 성상인 재료, 두께, 직경에 대한 유수대류계수

의 변화를 실험적으로 구하고자 한다. 또한 일정 표면온도 조건을 검증하기 위해 표면온도를 변화시켜가며 실험을 수행하였다.

이 때 유입수는 일반 지하수를 사용하였으며, 실험 중 유입수의 온도를 측정한 결과 9~14℃ 범위의 값을 나타내었다.

3.2 실험 방법

본 연구에서 고안된 실험 장치의 형상 및 온도 센서의 위치는 Fig. 3과 같다. 본 실험장치는 앞에서 언급한 유수대류계수의 이론적인 배경을 근거로 고안되었으며, 크게 일정 표면온도 설정부, 온도측정부로 나눌 수 있다. 일정 표면온도 설정부는 순환기와 아크릴 셀로 이루어져 있으며, 본 실험에 사용된 순환기는 용량 30*l*, 가용 온도범위 -25~110 ℃이고 수조안에 온도센서를 장착하여 수조의 온도를 일정하게 함으로써 유출구로 나가는 물의 온도를 일정하게 하여주는 역할을 한다. 아크릴 셀은 파이프의 표면온도를 일정하게 유지하기 위한 장치로 셀 내부는 순환기를 이용하여 일정 온도의 물을 순환시켜주고, 셀 내부의 온도를 직접 모니터링하기 위하여 온도센서를 장착하였다. 파이프의 입구온도와 출구온도를 얻기 위하여 본 실험에서는 파이프 내부 중앙에 K type 열전대를 설치하여 입구온도와 출구온도의 변화를 측정하였다.

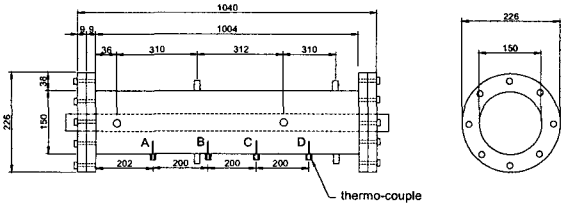
또한 유속이 증가하면 파이프 내의 유체에 의한 열손실이 커지기 때문에 이를 보충하기 위하여 순환기에 전열기를 추가적으로 배치하여 열손실을 최대한으로 방지하였다. 따라서 높은 셀 내부 온도를 유지시킬 수 있었으며, 표면온도를 원하는 수준으로 조절할 수 있었다.

Table 1 Test parameters

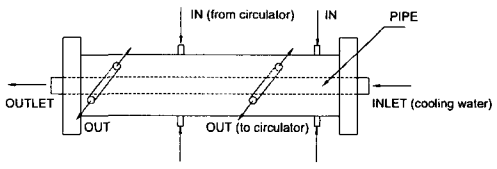
Parameters		Variables for test
Fluid properties	Velocity	0.2~1.5 m/s
Surface condition	Temperature	40~60 ℃
Pipe	Type	steel, PVC
	Diameter	34 mm, 21mm
	Thickness	2.0~3.5 mm

3.3 해석 방법

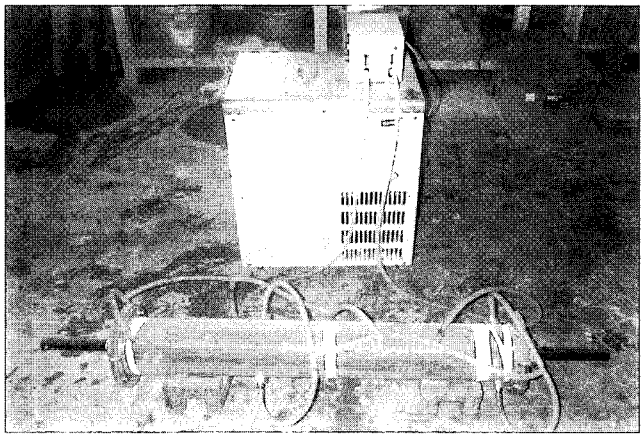
Fig. 3과 같은 조건에서의 열전달은 셀 내부의 물과 파이프와의 대류, 파이프의 전도, 파이프와 파이프를 흐르는 유수 사이의 대류에 의해 일어난다(Fig. 4). 여기서 구하고자 하는 유수대류계수는 파이프와 파이프를 흐르는 유수 사이의 대류에 관계된 것이므로 Fig. 4에서 $\overline{h_i}$ 에 해당한다. 본 실험에서는 온도센서를 이용하여 직접 파이프의 외측 온도를 측정하였으므로, $T_\infty = T_{w,o}$으로 가정하였



(a) Shape of cell and location of thermo-sensors



(b) Connection of cell and circulator (unit : mm)



(c) Picture of a developed system

Fig. 3 Apparatus of a developed system

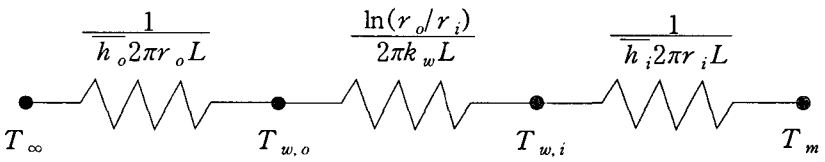


Fig. 4 Thermal transfer procedure of a developed system

다. 따라서 전체 열전달 저항(R_{tot})은 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$R_{tot} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{\overline{h}_i 2\pi r_i L} \quad (12)$$

여기서, r_o는 파이프의 외경 (m), r_i는 파이프의 내경 (m), L은 파이프의 길이 (m), k_w는 파이프의 열전도율 (kcal/m·h·℃), $\overline{h}_i$는 평균 유수대류계수 (kcal/m^2·h·℃)이다. 또한 파이프 내부로 흐르는 유수에 의한 열손실은 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = \dot{m} c_p (T_{m,out} - T_{m,in}) = \dot{m} c_p [(T_{w,o} - T_{m,in}) - (T_{w,o} - T_{m,out})] \quad (13)$$

여기서, q는 열손실량 (kcal/s), c_p는 유수의 비열 (kcal/kgf·℃), $T_{m,out}$는 출구에서 유수의 평균 온도 (℃), $T_{m,in}$은 입구에서 유수의 평균 온도 (℃), $T_{w,o}$는 파이프의 외측 온도 (℃), $\dot{m}$는 질량 유속 (kgf/s)이다.

파이프 내부 유체의 평균 온도는 Fig. 5와 같이 이상화하여 결정할 수 있다. 본 실험장치에 의해 파이프 외측의 온도를 일정하게 하였으므로 관 내부의 유수 온도는 파이프 길이에 따라 Fig. 5와 같이 변화하며, 이 때의 평균 온도($\triangle T_{lm}$)는 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다. 또한 이 때의 열전달률은 식 (15)와 같다.

$$\triangle T_{lm} = \frac{\triangle T_{out} - \triangle T_{in}}{\ln\left(\frac{\triangle T_{out}}{\triangle T_{in}}\right)} \quad (14)$$

$$q = \frac{\triangle T_{lm}}{R_{tot}} \quad (15)$$

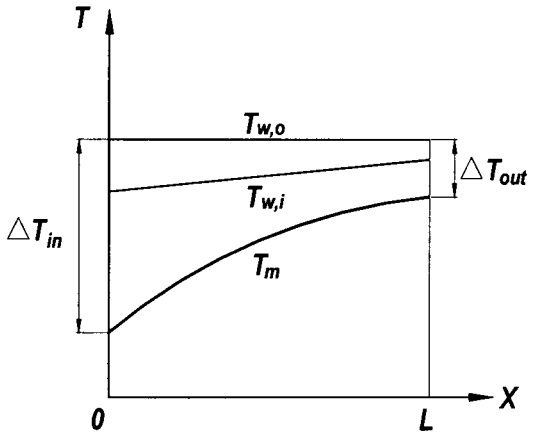


Fig. 5 Temperature variation of fluid

식 (15)의 열전달은 식 (13)의 열손실에 의해 일어나기 때문에 식 (13)과 식 (15)를 이용하면, 식 (16)과 같은 평균 유수대류계수의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\overline{h}_i = \frac{1}{2\pi r_i L\left[\frac{\triangle T_{lm}}{\dot{m} c_p(\triangle T_{in} - \triangle T_{out})} - \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_w L}\right]} \quad (16)$$

4. 실험 결과 및 분석

4.1 실험 결과

본 연구에서 수행한 유수대류계수 실험을 통하여 얻은 결과를 Table 2에 정리하였는데, Table 2에서 실험체의 표기방식은 다음과 같다. 첫 영문자는 파이프의 재료를 나타내는 것으로서 S는 Steel 파이프, P는 PVC 파이프이다. Dxx(Diameter)는 파이프의 직경(외경)을 나타내는 것으로 단위는 mm이다. 마지막 Txx (Thickness)는 파이프의 두께를 나타내며 직경과 마찬가지로 단위는 mm이다. 예를 들면 SD34.3T3.3은 외경이 34.3 mm, 두께 3.3 mm인 steel 파이프를 나타낸다. 셀 내부 온도 A, B, C, D는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 길이 방향으로 셀 내부 온도의 변화를 알아보기 위하여 설치한 온도센서의 값이며, 입구온도와 출구온도는 각각 파이프 내부 중앙에서의 온도값으로 셀의 입구와 출구 위치에서의 온도를 나타낸다. 유수대류계수는 식 (16)을 사용하여 구하였다. 일정 표면 온도 조건의 검증을 위해 40, 50, 60 ℃로 표면 온도를 변화하여 실험을 실시하였다.

실제 파이프쿨링 공법의 적용시 냉각수의 유입 온도는 일반적으로 20~25 ℃의 범위를 갖는다. 그러나 Table 2의 실험결과에서 볼 수 있듯이, 본 실험에서는 실제보다 낮은 냉각수의 유입 온도(9.0~13.8℃)를 사용하였다. 이렇듯 실제보다 낮은 유입 온도를 사용한 이유는 실험상의 오차를 최소로 하기 위해서이다. 즉, 식 (16)을 이용하여 유수대류계수를 산정하는데 있어서 온도의 절대값이 아닌 온도차이를 이용하여 유수대류계수를 계산하고 있으며, 결과의 정밀도를 향상시키기 위해서는 각 위치의 온도 차이를 크게 하는 것이 바람직하다.

본 실험에서 고안된 실험장치와 해석 방법은 일정 표면 온도라는 가정을 근거로 하여 개발되었다. 따라서 일정 표면온도라는 조건으로 주어진 식 (5)를 통하여 실제의 다양한 온도 조건에 적용하고자 하면, 표면온도를 변화시켰을 때의 유수대류계수는 일정해야 한다. 이를 검증하기 위하여 각 실험체에 대해 표면온도를 40, 50, 60 ℃로 변화시켜가며 실험을 실시하였다.

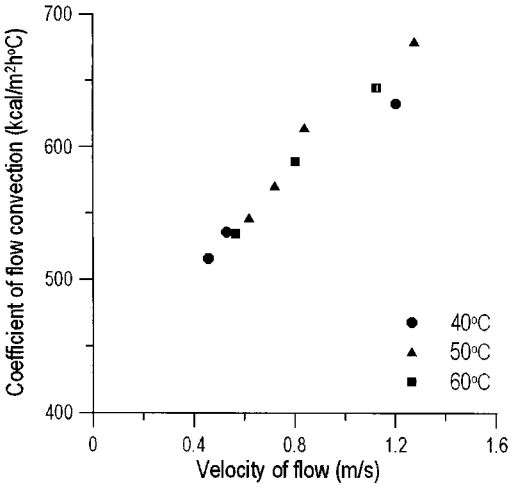


Fig. 6 Verification of constant surfacial temperature

Fig. 6은 Steel 파이프를 사용한 경우 유속에 따른 유수대류계수의 변화이다. Fig. 6에서 보는 바와 같이 유수대류계수는 일정 표면온도가 변해도 동일한 값을 갖는다는 것을 알 수 있다. 따라서 표면온도의 절대값이 달라지더라도 일정 표면온도만 유지한다면 유수대류계수는 일정한 값을 얻을 수 있기 때문에, 본 연구에서 개발된 실험장치는 일정 표면온도 조건을 이용하여 유수대류계수를 구하는데 만족한 결과를 보임을 알 수 있다.

4.2 유수대류계수 모델식 개발

4.2.1 모델식의 유도

여기서는 앞에서 구한 유수대류계수의 실험결과를 이용하여 일반적인 유수대류계수 모델식을 구하고자 한다. 유수대류계수의 영향인자는 앞에서 언급한 변수외에도 냉각수의 층난류 여부 및 유동관의 표면거칠기 등도 있지만, 본 연구에서 사용된 조건인 내부표면이 매끈한 원형관과 난류영역에 만족하는 유수대류계수만을 고려한다. Fig. 7은 모델식 개발을 위한 가상의 개념도를 나타낸다.

유수대류계수의 일반적 모델식을 개발하기 위해서는 유동관의 열전도에 의한 열유속과 관내부 냉각수의 대류에

Table 2 Experimental results

Case	Temperature in cell (℃)					Inlet temp. (℃)	Outlet temp. (℃)	Flow velocity (m/s)	Coefficient of flow convection (kcal/m² · h · ℃)
	A	B	C	D	평균				
SD34.3T3.3	40.2	40.8	40.8	40.8	40.7	10.3	11.6	0.456	516
	40.6	41.1	41.2	41.2	41.0	10.7	11.9	0.528	536
	40.0	40.5	40.4	40.5	40.4	11.0	11.6	0.980	506
	39.5	40.1	40.2	40.4	40.1	10.9	11.5	1.20	632
	49.0	49.7	49.7	49.7	49.5	10.4	11.75	0.618	547
	48.8	49.3	49.3	49.4	49.2	10.5	11.7	0.720	571
	48.5	49.3	49.3	49.1	49.1	10.7	11.8	0.836	615
	48.7	49.5	49.6	49.5	49.3	10.9	11.7	1.27	680
	58.5	59.2	59.2	59.3	59.1	10.4	12.2	0.565	535
	58.7	59.3	59.5	59.7	59.3	10.4	11.8	0.800	589
	58.8	59.5	59.6	59.8	59.4	10.4	11.5	1.12	645
SD33.5T2.0	40.5	40.5	40.5	40.5	40.5	9.9	10.5	1.14	604
	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	13.7	18.3	0.096	340
	48.2	48.5	48.6	48.7	48.5	9.0	11.4	0.351	587
	49.5	50.1	49.9	50.0	49.9	9.1	10.7	0.585	626
	48.8	49.3	49.1	49.2	49.1	9.0	9.9	1.05	637
	58.8	59.3	59.3	59.3	59.2	9.4	11.0	0.673	587
	57.9	58.2	58.0	58.2	58.1	9.5	10.5	1.12	626
SD21.6T2.5	42.2	41.7	41.8	41.5	41.8	9.3	11.9	0.620	793
	41.9	41.8	41.7	41.5	41.7	9.3	11.2	0.947	876
	41.7	41.4	41.4	41.4	41.5	9.5	11.0	1.22	897
	50.9	50.9	51.0	50.5	50.8	9.5	13.4	0.508	767
	51.1	51.0	51.1	50.5	50.9	9.8	12.1	0.980	863
	51.0	50.8	50.9	50.2	50.7	9.9	11.7	1.30	904
	60.0	60.2	60.1	59.5	60.0	9.9	13.7	0.680	817
	60.2	60.0	60.0	59.5	59.9	10.0	13.0	0.938	891
	60.0	60.0	59.9	59.3	59.8	9.9	12.2	1.26	909
PD32.0T3.5	84.7	84.9	84.7	84.9	84.8	13.7	13.9	0.390	24.2
	84.5	84.6	84.5	84.6	84.6	13.8	14.0	0.670	41.6
	82.7	82.9	82.7	82.9	82.8	13.8	13.9	1.23	39.3

의한 열유속을 반영하여야 한다. 이를 만족시키기 위해 실제 조건과 몇몇 가정 조건에서 발생하는 열유속을 동일하게 하여 유수대류계수 모델식을 선정한 후 Table 2의 실험결과를 이용하여 보정계수를 결정한다.

내부유동에 의한 열교환이 발생하면 Fig. 7의 실선과 같은 온도구배가 발생된다. 이와 같은 실제 조건에서 총 열저항은 식 (17)과 같이 표현할 수 있다.

$$R_t = R_k + R_{hi} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_p} + \frac{1}{\overline{h}_i 2\pi r_i} \qquad (17)$$

여기서, R_t는 총 열저항, R_k는 원형관의 전도에 의한 열저항, R_{hi}는 원형관 내부의 대류에 의한 열저항, r_o는 파이프의 외부 반경, r_i는 파이프의 내부 반경, k_p는 파이프의 열전도율, $\overline{h}_i$는 유수대류계수이다.

내부유동의 실제 조건에서 냉각수의 유수대류계수는 유동관의 열전도 특성에 영향을 받게 된다. 만약 유동수의 유수대류계수를 이상 대류 조건(완전 발달된 난류영역 범위)에 적용한다면, Fig. 7의 점선과 같은 온도구배가 발생한다고 가정할 수 있다. 이와 같은 대류 조건에서의 총 열저항은 식 (18)과 같이 표현할 수 있다.

$$R_t = R_k' + R_{h,ideal} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k'} + \frac{1}{\overline{h}_{ideal} 2\pi r_i} \qquad (18)$$

여기서, R_k'은 이상 대류 조건에 상응한 원형관의 전도에 의한 열저항, $R_{h,ideal}$은 원형관 내부의 이상 대류에 의한 열저항, k'은 이상 대류 조건에 상응한 파이프의 열전도율, $\overline{h}_{ideal}$은 유수대류계수의 이론식인 다음 식 (19)이다.

$$Nu_D = \frac{kD}{k_w} = 3.66 \qquad T_{s,i} = \text{일정} \qquad (19)$$

원형관에 의한 전도와 원형관 내부의 대류를 통합된 하나의 등가대류 조건으로 가정한다면 이 경우의 온도구배는 Fig. 7의 굵은 점선과 같이 가정할 수 있다. 이와 같은 등가대류 조건에서의 총 열저항은 식 (20)과 같이 표현된다.

$$R_t = R_{ho} = \frac{1}{\overline{h}_o 2\pi r_o} \qquad (20)$$

여기서, R_{ho}는 등가대류에 의한 열저항, $\overline{h}_o$는 등가유수대류계수이다.

위의 식 (18)과 (20)의 총 열저항은 동일하므로 식 (21)과 같은 관계식을 나타낼 수 있으며, 이를 이용하여 등가유수대류계수를 식 (22)와 같이 유도할 수 있다.

$$R_{ho} = R_k' + R_{h,ideal} \qquad (21)$$

$$\overline{h}_o = \frac{1}{(r_o \ln\beta)/k' + \beta/\overline{h}_{ideal}} \qquad (22)$$

여기서, $k' = \alpha k_p$, $\overline{h}_{ideal} = 0.023(k_w/2r_i) Re_D^{4/5} Pr^{0.4}$, $\beta = (r_o/r_i)$이다.

식 (22)의 등가유수대류계수는 냉각수의 유속, 유동관의 열전도율, 유동관의 내부 반경 및 외부 반경으로 나타낼 수 있으며($\overline{h}_o = f(r_i, r_o, k, v)$), 이는 앞에서 언급한 유수대류계수의 모든 영향인자를 모두 포함하고 있는 일반적인 형태의 모델식이다. 또한 유동관의 열전도율이 무한히 크고($k' \to \infty$) 관의 두께가 매우 작을 때($t \approx 0 (\beta \cong 1)$), 식 (22)의 등가유수대류계수는 식 (19)의 유수대류계수 이론값과 동일($\overline{h}_o = \overline{h}_{ideal}$)하다는 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 7의 기본가정이 만족함을 의미한다.

식 (22)를 냉각수의 유속, 유동관의 열전도율, 유동관의 내부 반경 및 외부 반경의 함수로 유도하기 위해 식 (22)에 $Re_D = 2 r_i \rho_w v/\mu_w$, $\rho_w = 10^6$ g/m^3, $\mu_w = 1.3$ gf/m·sec, $k_w = 0.5$ kcal/m·h·℃, $Pr = 9.5$를 대입하여 이를 다시 구성하면 관의 내부표면이 매끈한 원형관이며 난류흐름일 경우의 유수대류계수를 구할 수 있다.

$$\overline{h}_o = \frac{1}{\frac{r_o \ln\beta}{\alpha k_p} \frac{\beta}{1258\, r_i^{-0.2} v^{0.8}}} \qquad (23)$$

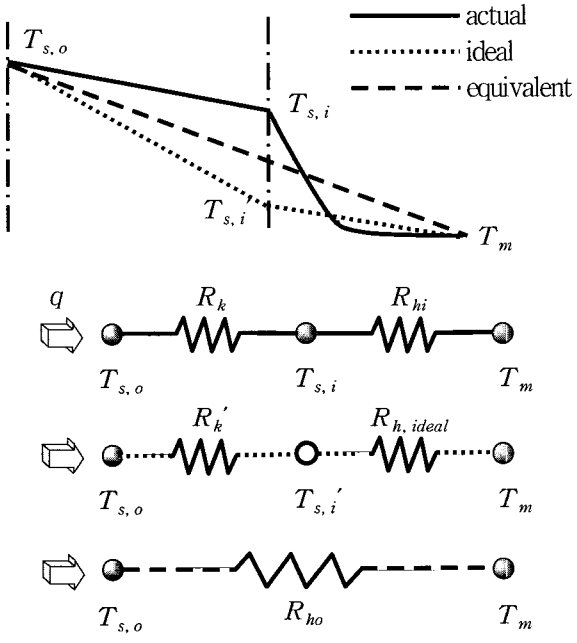


Fig. 7 Conceptional flow chart

4.2.2 계수값의 결정

앞의 식 (23)에서 α를 제외한 모든 항은 실험변수의 개별조건마다 알고 있는 값이다. 식 (23)의 α는 유수대류계수 모델식의 정확도를 높여주는 보정계수의 역할을 하며, 이를 구하기 위해 Table 2의 유수대류계수 실험값을 이용하면 Table 3과 같이 α값을 구할 수 있다. Table 3에서 α는 관의 종류나 관의 형상에 따라 서로 다른 값을 보인다. α값의 변화에 영향을 미치는 함수가 무엇인지 정확히 규명할 수는 없으나, 식 (23)을 통해 유동관의 재질이나 관의 형상(내외경 직경)에 영향을 받을 것으로 유추할 수 있다.

따라서 실험조건이 비교적 다양한 Steel 파이프의 α값과 β값의 상관관계를 분석하면 Fig. 8 및 식 (24)와 같은 관계를 얻을 수 있다. 그러나 PVC 파이프의 경우는 실험변수가 유속 하나이기 때문에 상관관계를 구하지는 못하였다.

$$\alpha = 0.2909\,\beta - 0.2848 \tag{24}$$

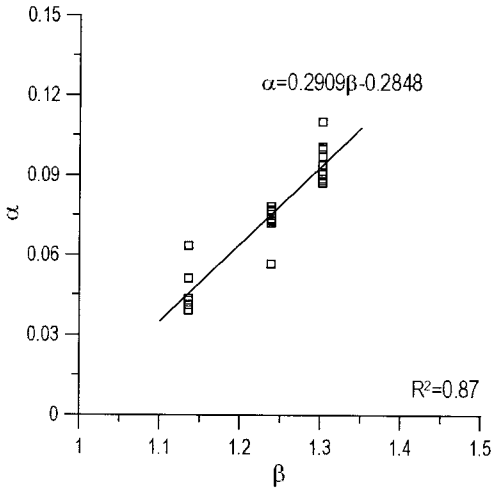


Fig. 8. Relationship between α and β

Table 3 Calculation of coefficient of flow convection from Eq. (23) and comparison with others

Case	Flow velocity (m/sec)	Re_D	α	β	Coefficient of flow convection (kcal/m^2 · h · ℃)		
					$\overline{h_i}$ (from Table 2)	$\overline{h}_{ideal}$ (from Eq. (19))	$\overline{h_o}$ (from Eq. (23))
SD34.3 T3.3	0.456	9713	0.0765	1.2382	516	1578	511
	0.528	11247	0.0756		536	1774	535
	0.980	20875	0.0569		506	2910	626
	1.20	25561	0.0723		632	3422	652
	0.618	13164	0.0728		547	2012	560
	0.720	15336	0.0731		571	2274	583
	0.836	17807	0.0772		615	2563	604
	1.27	27052	0.0785		680	3581	659
	0.565	12035	0.0731		535	1873	545
	0.800	17041	0.0737		589	2474	598
	1.12	23857	0.0756		645	3238	643
SD33.5 T2.0	1.14	25861	0.0393	1.1356	604	3243	677
	0.096	2177	-		340	448	-
	0.351	7962	0.0637		587	1264	493
	0.585	13271	0.0512		626	1902	580
	1.05	23819	0.0429		637	3037	667
	0.673	15267	0.0438		587	2127	602
	1.12	25407	0.0413		626	3198	675
SD21.6 T2.5	0.620	7914	0.1009	1.3012	793	2235	762
	0.947	12088	0.0942		876	3137	873
	1.22	15573	0.0882		897	3841	935
	0.508	6484	0.1103		767	1906	707
	0.980	12510	0.0907		863	3224	881
	1.30	16595	0.0873		904	4042	950
	0.680	8680	0.1002		817	2406	786
	0.938	11973	0.0972		891	3113	870
	1.26	16084	0.0889		909	3942	942
PD32.0 T3.5	24.2	7497	0.7574	1.2800	24.2	1421	34.6
	41.6	12880	1.3054		41.6	2191	35.0
	39.3	23646	1.2205		39.3	3563	35.2

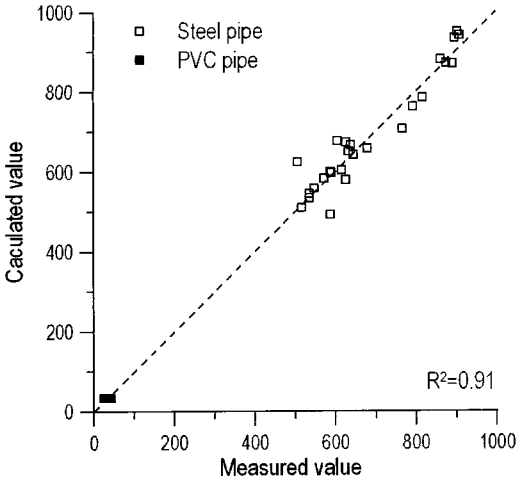


Fig. 9 Relationship between measured and calculated values for coefficient of flow convection

PVC 파이프의 경우 실험결과로부터 α=1.094를 얻을 수 있지만, 실험변수의 한정 때문에 이 값이 PVC 파이프에 관한 일반적인 관계식이 될 수는 없을 것으로 사료된다.

식 (24)에서 구한 α값을 식 (23)에 대입하면 유수대류계수에 관한 일반적인 모델식을 구할 수 있다. 본 연구에서 구한 식 (24)의 유수대류계수 모델식의 정확도를 분석하기 위해 Table 2에서 구한 유수대류계수 실험결과와 비교분석하면 Fig. 9와 같은 상관관계를 보임을 알 수 있다. 실험결과와 유수대류계수 모델식을 통해 얻은 계산값과의 상관계수는 0.91로 나타나 비교적 정확한 상관도를 보임을 알 수 있었다.

5. 결 론

콘크리트의 파이프 쿨링 공법 적용시 파이프 쿨링의 효율을 나타내는 유수대류계수에 관한 실험을 수행하고, 이를 토대로 이론적인 모델식을 제시한 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 유수대류계수는 파이프와 유수 사이의 열전달을 나타내는 중요한 인자로 유수의 성질(유속)뿐만 아니라 유동관의 재질 및 형상(열전도율, 직경 등)에 따라 결정된다.
2) 본 연구에서는 유수대류계수를 실험적으로 결정하기 위한 실험체를 제작하였으며, 이를 이용한 실험을 통해 유수대류계수를 계산하였다.
3) 유수대류계수에 관한 이론적인 배경을 통하여 앞에서 언급한 영향인자를 모두 고려할 수 있는 유수대류계수 모델식을 제안하였으며, 제안된 모델식에 의한 유수대류계수는 실험으로부터 구한 유수대류계수를 정확히 예측하고 있음을 확인하였다.

감사의 글

본 연구는 한국과학기술평가원(KISTEP)의 국가지정 연구실 사업(National Research Lab)의 연구비 지원에 의하여 수행되었음.

참고문헌

1. 田道忠顯, "マスコンクリートのパイプクーリングによる熱除法果の解析", 第7回コンクリート工學年次論文報告集, 1985.
2. 川原揚博美, "マスコンクリートの溫度力に對するパイプクーリング果の大自由度FEM解析の開發", 第8回コンクリート工學年次論文報告集, 1986.
3. E. Gauthier and M. Regourd, "The Hardening of Cement in Function of Temperature," *Proceedings, RILEM International Conference on Concrete at Early Ages*, Paris, Ecole National des Ponts et Chausses, Vol. 1, 1982.
4. 오병환, 신경준, 차수원, "매스 콘크리트 구조물의 파이프 쿨링에 의한 냉각효과", 한국콘크리트학회 봄학술발표회 논문집, Vol. 11, No. 1, 1999. pp299~304.
5. 田辺, 山川, 渡辺, "パイプクーリンにおける管壁面の熱傳達の決定ならびに冷却效果の解析", 土木學會論文集, 第34호, 1984. 3.
6. A. Bejan, "Heat Transfer", Wiley, 1993.
7. 이택식, 이재현, 이준식, "열전달", 희중당, 1992.

요 약

콘크리트 구조물의 수화열 저감 방안으로 사용되는 파이프 쿨링 시스템을 적용할 경우 파이프 관 주변의 내부유동에 의한 열전달이 발생하게 된다. 이와 같은 내부유동에 의한 열전달 효과를 정확히 규명하기 위해서는 유수대류계수를 산정하여야 한다. 파이프 쿨링 효과의 규명에 필요한 유수대류계수의 영향인자로는 냉각수의 층난류 여부, 냉각수의 유동속도, 관의 형상 및 열특성 등이 있다. 본 연구에서는 유수대류계수를 산정하기 위한 실험장치를 개발하였으며, 이를 이용하여 강재 및 PVC 파이프에 대한 실험을 수행하였다. 이들 실험결과를 토대로 관의 내부표면이 매끈한 원형관이며 난류흐름을 갖는 내부유동에 대한 유수대류계수 모델식을 제안하였으며, 제안된 모델식은 냉각수의 유속뿐만 아니라 유동관의 재질 및 형상을 고려할 수 있다.

유수대류계수는 관을 흐르는 냉각수의 대류에 의한 열전달 효과를 나타내는 값으로 관의 열전도율 및 관의 직경과는 비례관계에 있으며, 관의 두께와는 반비례관계를 갖는다. 본 연구에서 개발된 유수대류계수 모델식은 이러한 영향을 잘 반영하고 있으나, 강재 파이프에 대해서만 관의 두께 및 직경에 관한 보정계수를 제시하였다. 제안된 모델식에 의한 유수대류계수와 실험으로부터 구한 유수대류계수를 비교한 결과, 제안된 모델식이 실험값을 정확히 추정하고 있음을 알 수 있었다.

핵심용어 : 파이프 쿨링 시스템, 유수대류계수, 열전달, 내부유동