

충전재 형상에 따른 냉각탑 성능비교에 관한 연구

Comparison of performance of cooling tower with various shape of packings

이 강 현*, 최 우 영**, 이 재 현***, 소 현 영****
K. H. Lee, W. Y. Choi, Jae-Heon Lee, H. Y. So

Key words : Cooling tower(냉각탑), Packing(충전재), Packing characteristic curve(충전재특성곡선), Pressure drop curve(압력강하곡선), Performance of cooling tower(냉각탑성능)

Abstract

Since the performance of cooling tower is strongly dependent on the thermal performance of the packing, the evaluations of heat transfer rate and fan power from various packing have attracted intense interest. In the present study, two new packings have been devised and their performances have been compared with those of two existing packings to find better shape characteristic. It is found that one of the existing packings, which showed high heat transfer rate and medium fan power due to zig-zag flow passages and highly irregular surfaces, should be adapted.

기 호 설 명

- a : 충전재 단위체적당 물과 공기의 접촉면적, m^2/m^3
- c : 비열, $J/kg \cdot K$
- G : 공기의 질량유량, kg/s
- h : 엔탈피, J/kg
- h_c : 수막공기의 대류열전달 계수, $W/m^2 \cdot K$
- K : 수막공기의 물질전달계수, $kg/s \cdot m^2$
- L : 물의 질량유량, kg/s
- T : 온도, K
- w : 절대습도, $kg/kg(DA)$

U : 불확실도

그리스 문자

- η_s : 정압효율
- ϵ : 에너지 균형오차

하첨자

- a : 공기
- v : 수증기
- w : 물

* 대우캐리어(주)
 ** 한양대학교 대학원 기계공학과
 *** 정희원, 한양대학교 기계공학부
 **** 경인기계(주)

1. 서 론

냉각탑은 물의 증발열을 이용하여 가열된 물을

냉각시키는 장치로서, 냉동시스템 및 여러 가지 산업공정에서 생성되는 열을 효과적으로 제거하는 목적으로 사용되고 있다. 실용적인 측면에서는 제작의 편리성과 설치면적의 적정성을 고려하여 팬을 이용해 물과 냉각공기를 반대방향으로 교차시키는 대향류형(counter-flow) 냉각탑이 많이 사용되고 있다. 냉각탑에서는 가능한 작은 팬 소요동력으로 물과 냉각공기의 접촉면적 및 접촉시간을 최대화 시킴으로써 냉각능력을 높이고 있다. 이러한 능력은 충전재(packaging)의 성능에 의존하므로 다양한 형태의 충전재를 설계하고 실용화하기 위해서는 많은 연구와 개발이 필요하다. 충전재의 성능을 구하기 위해서는 물과 냉각공기의 접촉시간, 접촉면적, 열 및 물질 전달 계수 그리고 충전층내 냉각공기의 압력분포 등이 필요하다. 그러나, 이들을 개별적으로 구하는 것이 복잡하므로 대부분 실험적인 방법으로 전반적인 충전재 성능을 산정하고 있다.

본 연구에서는 냉각탑의 열성능에 가장 큰 영향을 미치는 충전재의 성능향상을 위한 방안으로서 2종의 새로운 충전재를 고안하였고 고안 충전재와 기존 충전재 2종의 충전재 특성값과 압력강하량을 측정하여 그 성능을 상호 비교함으로써 우수한 충전재의 형상 특성을 알아내고자 하였다.

2. 기본이론

충전재의 성능은 열전달 특성과 압력강하 특성

으로 나타낼 수 있다. 열전달 특성은 충전재 특성 곡선으로, 그리고 압력강하 특성은 충전재 압력손실곡선으로 대표될 수 있다. 또한 여러 충전재의 성능을 상호 비교하기 위해서는 주어진 설계조건 곡선위에 존재하는 각 충전재의 설계점에서의 팬 소비동력의 비교가 필요하다.

2.1 충전재의 열전달 특성

충전재를 통과하는 냉각수와 냉각공간의 열 및 물질전달 과정에 대한 이론 모델이 Fig.1에 도시되어 있다. 충전재의 단위부피 dV 에서, 냉각수로부터 냉각공기로의 총열전달량 dq 는 수막(water film)으로부터 수막냉각공기(water film air)를 통한 외부냉각공기(ambient air)로의 현열전달량 dq_s 와 물의 증발에 의한 잠열전달량 dq_l 의 합이며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$dq = [h_c a (T_w - T_{ad}) + Ka(\omega_w - \omega_a)h_{fg}]dV \quad (1)$$

여기서 h_c 는 수막냉각공기의 대류열전달 계수, a 는 충전재 단위 체적당 물과 냉각공기의 접촉면적, T_w 는 물의 온도, T_{ad} 는 외부냉각공기의 건구온도, K 는 수막냉각공기의 물질전달계수, ω_w 는 물의 온도에서의 수막냉각공기 절대습도, ω_a 는 외기의 절대습도 그리고 h_{fg} 는 물의 잠열이다.

물-냉각공기 접촉면(수막냉각공기층)에서 물질 확산계수와 열확산계수가 같다는 가정아래 다음

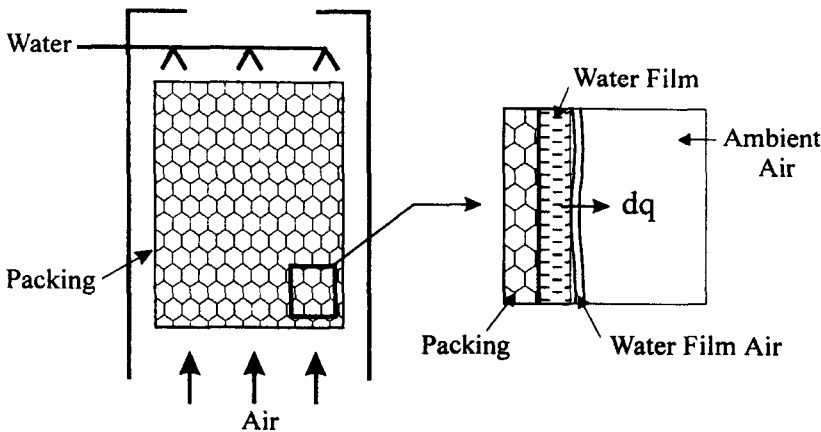


Fig.1 Basic concept of heat transfer in the packing of a cooling tower

식이 성립한다.⁽¹⁾

$$\frac{h_c}{Kc_{pm}} = 1 \tag{2}$$

여기서 c_{pm} 은 수막냉각공기의 습비열($=c_{pa}+c_{pv} \omega_a$)이다. c_p 는 정압비열이며, 하첨자 a와 v는 각각 냉각공기와 수증기를 의미한다.

식(2)를 이용하면 식(1)의 dq 는 다음과 같이 수막냉각공기와 외기의 엔탈피차이로 나타낼 수 있다.

$$dq = Ka(h_w - h_a)dV \tag{3}$$

여기서 $h_w(=c_{pm}T_w + \omega_w h_{fg})$ 는 수막냉각공기의 엔탈피 그리고 $h_a(=c_{pm}T_{ad} + \omega_a h_{fg})$ 는 외기의 엔탈피이다.

한편 에너지 보존법칙에 의하면 총열전달량 dq 는 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$dq = Lc_{pw}dT_w = Gdh_a \tag{4}$$

여기서 L 은 물의 질량유량, c_{pw} 는 물의 비열 그리고 G 는 냉각공기의 질량유량이다.

식(3)과 식(4)를 이용하면 아래와 같은 충전재 특성방정식이 유도될 수 있다.

$$\frac{KadV}{L} = \frac{c_{pw}dT_w}{h_w - h_a} \tag{5}$$

식(5)를 냉각수와 외기가 열교환이 이루어지는 충전재 전체(냉각수 입구에서 냉각수 출구까지)에 걸쳐 적분하면 다음 식과 같다.

$$\frac{KaV}{L} = \int_{water, out}^{water, in} \frac{c_{pw}}{h_w - h_a} dT_w \tag{6}$$

식(6)의 좌변은 충전재의 열전달 능력을 나타내는 무차원수인 충전재 특성값(packaging characteristic value)을 나타낸다.⁽²⁾

Fig.2에 보이는 바와 같이 수공기비(water to air ratio) L/G 의 변화에 따른 충전재 특성값 KaV/L 을 나타낸 곡선을 충전재 특성곡선(packaging characteristic curve)이라 하며, 충전재의 열전달 특성을 나타낼 수 있다. 충전재 특성곡선에서는 충전재 크기 및 형상이 주어졌을 때, 냉각수량 L 이 일정하고 냉각공기 질량유량 G 가 감소하면 충전재의 열교환 능력이 감소될 것이므로 수공기비가 증

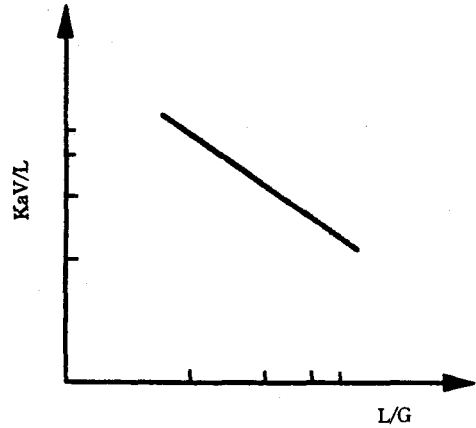


Fig.2 Typical packing characteristic curve in a cooling tower

가함에 따라 충전재 특성값은 감소하는 것으로 나타난다. 일반적으로 이들의 관계는 대수좌표계에서 직선으로 나타나며 특성값은 수공기비의 멱승(power)에 비례하여 감소한다.

실험에 의하면 수공기비와 충전재 특성값은 아래와 같은 관계를 갖는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁾

$$\frac{KaV}{L} = c \left(\frac{L}{G} \right)^n \tag{7}$$

혹은,

$$\frac{KaV}{L} = c(L^m/G^n) \tag{8}$$

여기서 c , m 그리고 n 은 상수이다.

동일한 수공기비에 대해 식(7)은 충전재 단면을 통과하는 평균냉각공기속도가 변하더라도 특성치가 일정한 충전재를 나타내며, 식(8)은 평균냉각공기속도의 변화에 따라 특성치가 변하는 충전재를 나타낸다.

2.2. 충전재의 압력강하 특성

충전재의 압력강하 특성은 충전재 압력손실곡선(packaging pressure drop curve)으로 나타낼 수 있다. 충전재 압력손실곡선은 Fig.3에 보이는 바와 같이 대수좌표계에 충전재를 통과하는 냉각공기의 평균속도 u 의 변화에 따른 충전재 전후 압력강하량 Δp 를 나타낸 것이며 일반적으로 압력손실은

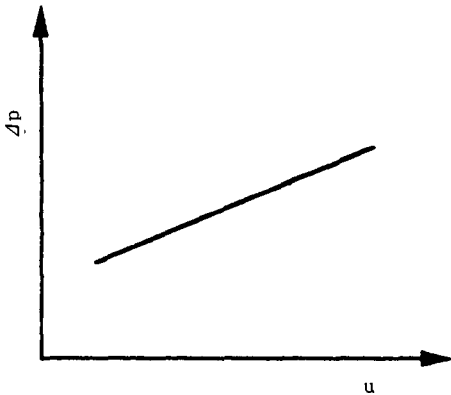


Fig.3 Typical pressure drop curve in a cooling tower

냉각공기 평균속도의 역승에 비례하여 증가함을 뜻한다.

2.3 충전재 성능평가 방법

냉각탑 설계시 요구되는 냉각공기유량, 충전재의 부피 그리고 팬의 용량을 결정하기 위해서는 설계점(design point)을 구하여야 한다. 설계점이란 주어진 설계조건, 즉 냉각열량, 레인지(냉각수 입출구 온도 차이), 어프로치(냉각수출구온도와 유입냉각 공기 흡구온도의 차이) 그리고 유입냉각공기의 흡구온도등 4가지 조건을 만족시키기 위한 냉각탑의 운전조건, 즉 설계조건곡선⁽¹⁾과 충전재특성곡선의 교점으로서 Fig.4의 "Design point"에 해당된다.⁽³⁾

동일한 부피를 가진 서로 다른 충전재들의 성능을 비교하기 위해서는 동일한 열교환량에서의 팬 소비동력을 검토하는 방법이 추천된다. 따라서 본 연구에서는 동일한 량의 열교환을 수행하는 하나의 설계조건곡선과 동일 체적이나 서로 상이한 4가지 충전재로부터의 4가지 충전재특성곡선들이 교차하여 생기는 4개의 설계점에서의 팬 소비동력을 비교함으로써 각 충전재의 성능을 평가하였다.

설계점에서의 팬 소비동력 P_{fan} 은 아래와 같이 구해진다.

$$P_{fan} = \frac{\Delta p Q}{\eta_s} \quad (9)$$

여기서 Δp 는 해당 설계점에서 충전재 전후의 정

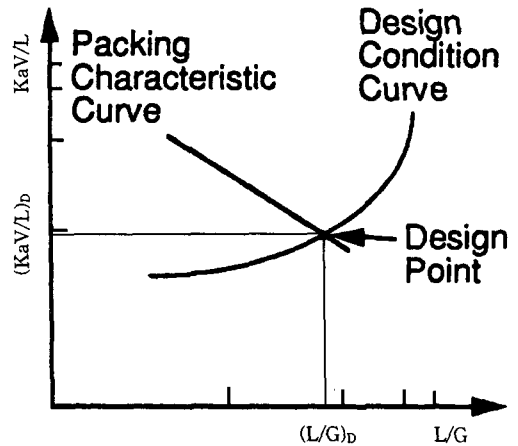


Fig.4 Determination of design point in a cooling tower

압손실, Q 는 해당 설계점에서 냉각공기의 체적유량 그리고 η_s 는 팬의 정압효율이다. Q 는, 설계조건에서 물유량 L 이 주어졌으므로 해당 설계점에서의 설계수공기비 $(L/G)_D$ 로부터 구해진다. Δp 는 냉각공기 체적유량 Q 로부터 평균냉각공기속도 u 가 구해지면 Fig.3과 같은 충전재 압력손실곡선에서 결정된다.

3. 충전재 모델

본 연구에서는 충전재 열성능 비교를 위해 두 종류의 충전재를 고안하였고, 고안된 충전재의 성능을 기존 충전재와 비교하였다. 기존 충전재와 고안 충전재의 표면 형상이 Fig.5(a)~(d)에 도시되어 있다. 그림에서 냉각공기의 흐름방향은 아래에서 위쪽이다. 기존 충전재 A의 표면은 Fig.5(a)에 보이는 바와 같이 대각선 방향으로 물결모양의 주름이 잡혀있는 비교적 단순한 형상이며 피치는 15mm이다. 기존 충전재 B는 Fig.5(b)에 보이는 바와 같이 빗살모양의 홈과 원통형의 큰 요철이 존재하며 피치는 20mm이다. 고안 충전재 A는 기존 충전재 A의 변형으로서 Fig.5(c)에 보이는 바와 같이 빗살모양의 주름 사이에 홈을 만들어 열전달 향상을 도모하였고 피치는 15mm이다. 고안 충전재 B는 Fig.5(d)에 보이는 바와 같이 직사각형의 홈이 마

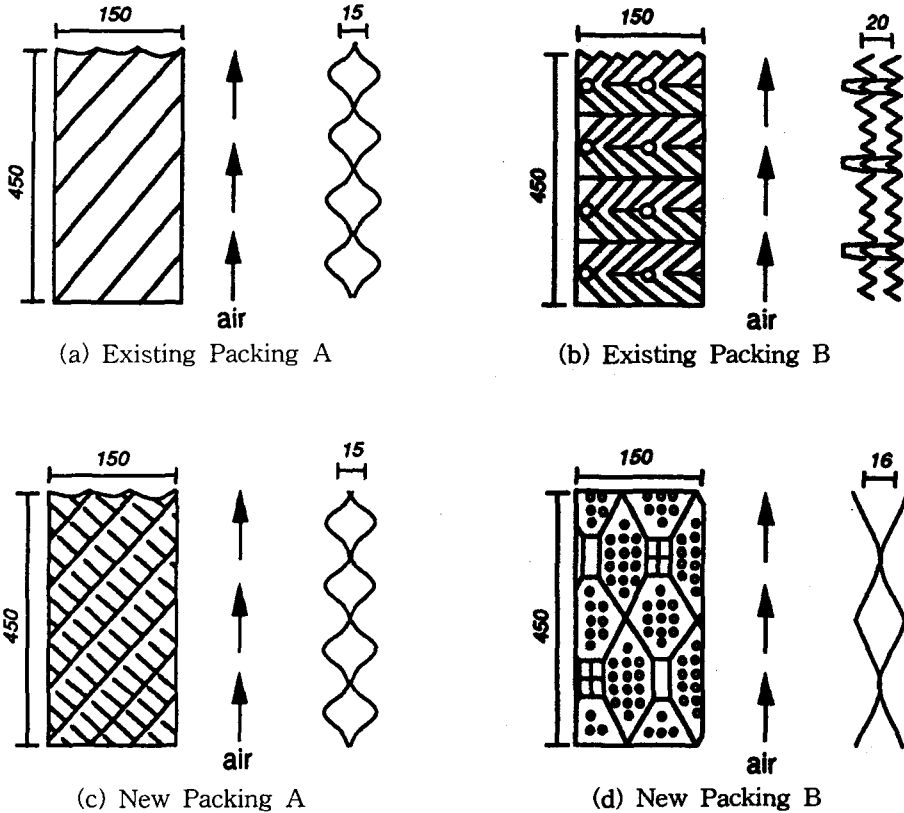


Fig.5 Configuration of the packing surface in present investigation(unit : mm)

름모꼴로 연결되어 있고 반구 모양의 작은 요철이 존재하며 피치는 16mm이다. 논의의 편의상 이후 '기존 충전재 A와 B'는 '기존 A와 B', '고안 충전재 A와 B'는 '고안 A와 B'로 지칭하도록 하겠다.

4. 실험장치 및 방법

충전재 특성곡선을 구하기 위해서는 냉각수의 입출구 온도와 외부냉각공기의 입출구 건·습구온도의 측정이 필요하다. 또한 충전재 압력손실곡선을 작성하기 위해서는 충전재 전후의 냉각공기 정압을 측정할 필요가 있다. 따라서 본 연구에서의 실험장치는 Fig.6에 보이는 바와 같이 충전재 컬럼, 팬, 펌프, 유량계, 온도측정장치, 압력측정장치, 오리피스, 물분배시스템, 수조 그리고 히터 등으로 구성되었다.

물은 수조에서 펌프에 의해 컬럼 상단부로 끌어

올려지고 물분배장치를 통해 충전재로 뿌려진다. 충전재를 통과한 물은 수조로 들어가 재순환된다. 냉각공기는 팬에 의해 충전재가 설치된 충전재 컬럼 하단부로 밀려들어가 충전재를 지나 상단부 오리피스를 통해 외부로 빠져나간다. 실험에 사용된 충전재의 크기는 150mm×150mm×450mm로서 충전재 단면적 A는 225cm²이다. 물유량은 유량계의 눈금을 읽음으로써 측정된다. 냉각공기유량은 충전재 컬럼 상단부 오리피스 전후의 압력차이를 측정함으로써 결정된다. T₁과 T₂는 입구 냉각공기의 건·습구온도를 나타내고 T₃과 T₄는 출구 냉각공기의 건·습구온도를 나타낸다. T₅와 T₆는 물의 입·출구온도를 나타낸다. 충전재 전후의 압력강하량은 마노미터로 측정한다.

실험의 수행에서는 흡입밸브를 조정하여 냉각공기 유량을 1.18m³/min으로 고정시킨 후 물유량을 최소 1.20lpm에서 최대 2.25lpm의 범위내에서 변

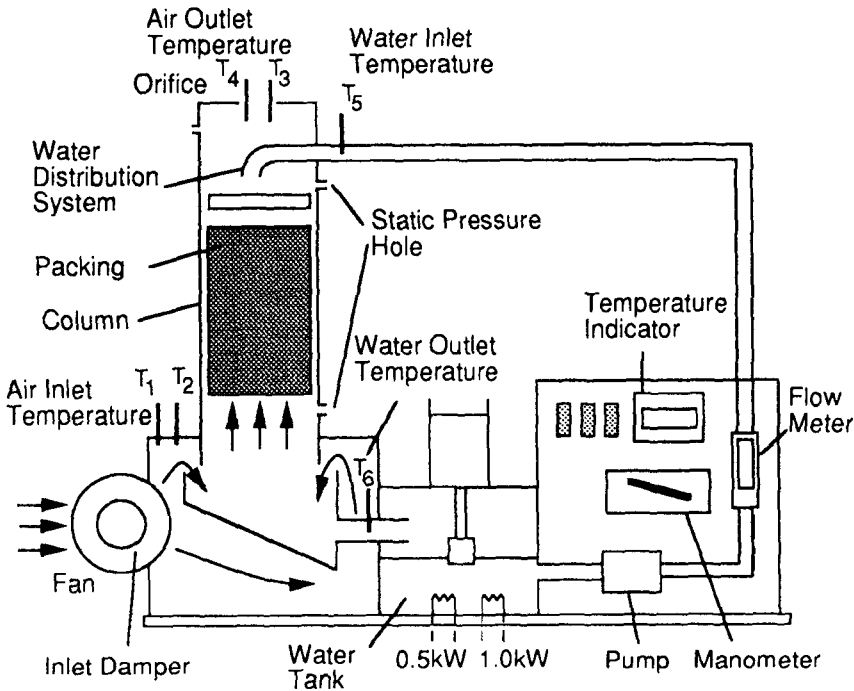


Fig.6 Schematic diagram of experimental apparatus

화시켜 8개의 수공기비에서의 외기의 습구 및 건구온도와 물의 온도를 측정하고 아울러 충전재 전후의 압력강하량을 측정하였다. 계속하여 냉각공기 유량이 1.62m³/min과 2.0m³/min일 때 이러한 과정을 반복하였다. 이와 같이 24개의 수공기비에서의 온도와 압력을 측정함으로써 충전재 특성곡선과 압력손실곡선을 작성하여 각 충전재의 특성을 비교 검토하였다.

5. 실험결과 및 고찰

5.1 실험의 타당성 검증

5.1.1 에너지 균형 오차

실험장치의 타당성을 검증하기 위해 에너지 균형 오차 ϵ 을 아래 식과 같이 정의한다.

$$\epsilon = \left| \frac{\Delta q_w - \Delta q_a}{\Delta q_w} \right| \quad (10)$$

여기서 Δq_w 는 물이 잃은 열량이고 Δq_a 는 냉각공기가 얻은 열량이다.

4가지 충전재에 대해 각각 24개의 수공기비에서 평균 에너지 균형오차 ϵ 을 계산한 결과에 의하면 기존 A는 15.0%, 기존 B는 8.3%, 고안 A는 13.8% 그리고 고안 B는 15.4%이었다. 따라서 약 15%의 오차범위에서 실험의 타당성을 검증할 수 있었다.

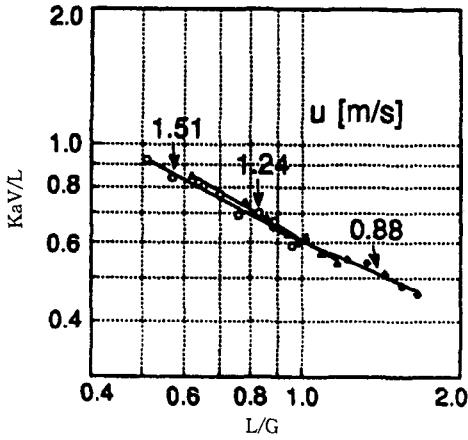
5.1.2 실험의 불확실도

본 실험에서 최종적으로 구하는 값은 성능평가를 위한 팬 소비동력이므로 팬 소비동력의 불확실도를 구하였다. 여기서 기하학적 변수와 습공기선도에서 얻어지는 변수에 대한 불확실도를 제외하고 압력측정에 의한 불확실도만으로 팬 소비동력의 불확실도를 구하였다.

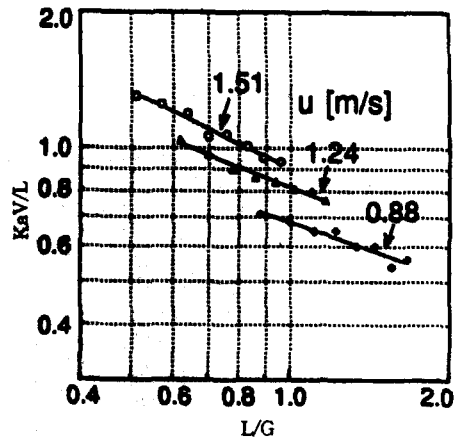
팬 소비동력은 식(9)를 통해 구해지며 불확실도 $U_{P_{fan}}/P_{fan}$ 은 다음과 같다.

$$\frac{U_{P_{fan}}}{P_{fan}} = \sqrt{\left(\frac{U_{\Delta p}}{\Delta p}\right)^2 + \left(\frac{U_Q}{Q}\right)^2} \quad (11)$$

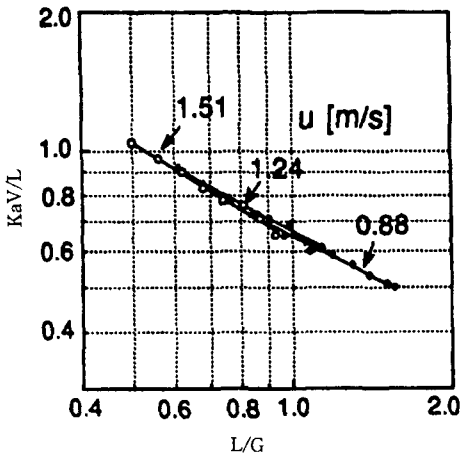
여기서 $U_{\Delta p}/\Delta p$ 는 충전재내의 압력강하량 측정의



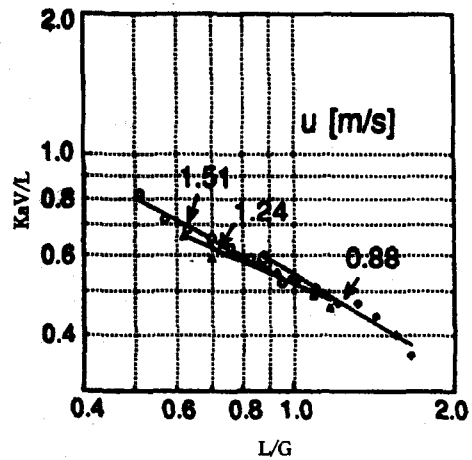
(a) Existing Packing A



(b) Existing Packing B



(c) New Packing A



(d) New Packing B

Fig.7 Packing characteristic curve for 4 packings in present investigation

불확실도로서 본 연구에서는 1%정도로 산정되었으며, U_w/Q 는 오리피스에 의한 공기체적유량 측정의 불확실도로서 0.71%정도로 산정되었다. 따라서 $U_{P_{fan}}/P_{fan}$ 은 1.23%이며 본 연구결과는 상기 범위에서의 타당성을 가진다고 할 수 있다.

5.2. 충전재 특성곡선

4가지 충전재에 대한 실험결과로부터 얻어진 충전재 특성곡선을 Fig.7에 도시하였다. 그림에는 평균냉각공기속도 u 의 변화가 특성곡선에 미치는 영

향을 알아보기 위해 0.88, 1.24 그리고 1.51m/s인 세가지 평균냉각공기속도 각각에 대하여 충전재 특성곡선을 나타내었다. 그림에서 기존 A, 고안 A 그리고 고안 B의 충전재의 특성은 식(7)에 의해 기술될 수 있음을 알 수 있으며 기존 B는 식(8)에 의함을 알 수 있다.

아울러 그림으로부터 세 가지 평균냉각공기속도 모두의 경우에 동일한 수공기비에서 충전재특성값의 크기는 기존 B, 고안 A, 기존 A 그리고 고안 B순으로 배열되어 기존 B가 가장 좋은 열전달 특

성을 가지는 것을 알 수 있다. 이러한 결과로 미루어 볼 때 기존 B와 같이 요철이 있는 지그재그형상의 유로를 가진으로써 냉각공기와의 접촉시간을 길게하고 접촉면적을 넓게하는 충전재의 열전달 성능이 가장 우수함을 알 수 있다.

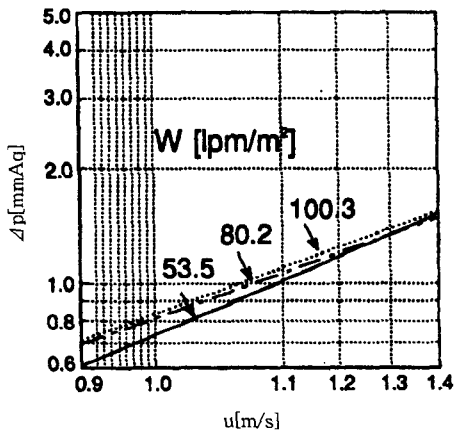
5.3. 충전재 압력손실곡선

4가지 충전재에 대한 실험결과로부터 얻어진 충전재 압력손실곡선을 Fig.8에 도시하였다. 그림에는 냉각수량의 변화가 압력손실곡선에 미치는 영향을 알아보기 위해 1.2, 1.8 그리고 2.6lpm, 즉

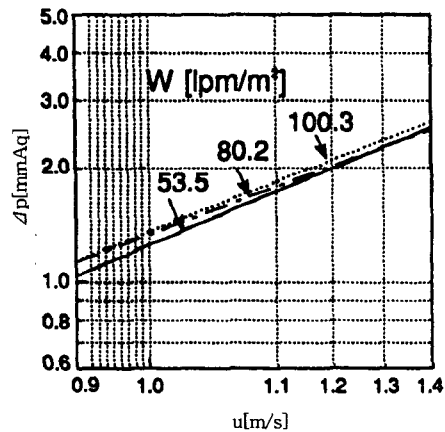
충전재 단면의 단위면적당 냉각수량으로는 53.3, 80 그리고 115.6lpm/m²인 세 가지 경우에 대하여 압력손실곡선이 작성되었다. 그림에서 보면 세 가지 냉각수량 모두의 경우에 동일한 평균냉각공기 속도에서 충전재 압력손실은 기존 A, 고안 B, 고안 A 그리고 기존 B 순으로 낮게 나타나 기존 A가 가장 좋은 압력강하 특성을 가지는 것을 알 수 있다.

5.4 충전재 성능 비교

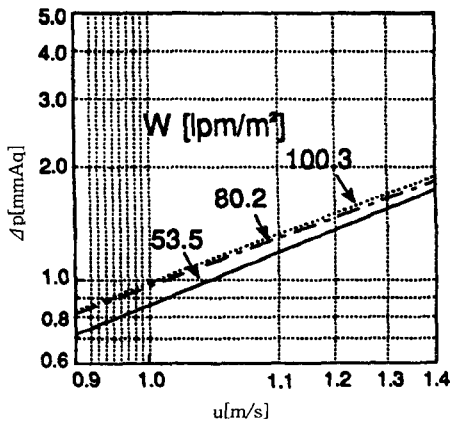
한 가지 설계조건에 대해서 4가지 충전재들의



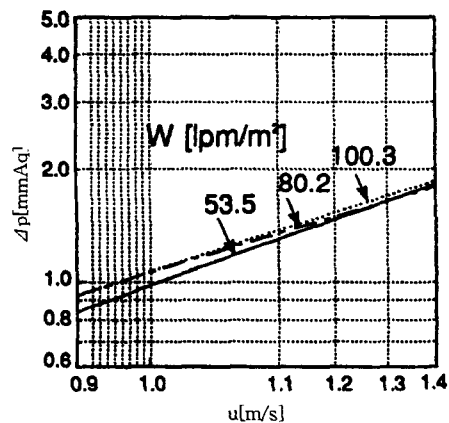
(a) Existing Packing A



(b) Existing Packing B



(c) New Packing A



(d) New Packing B

Fig.8 Pressure drop curve for 4 packings in present investigation

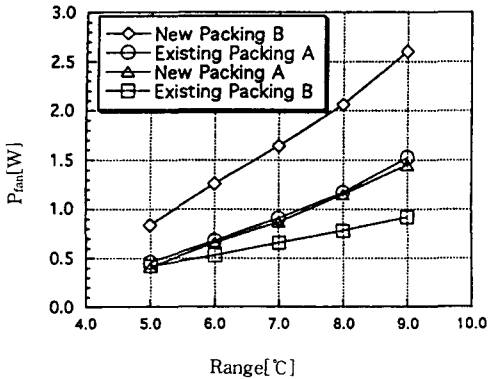


Fig.9 Power consumption of the fan for 4 packings versus range

성능을 평가할 경우 다른 설계조건에서 상이한 결과가 나타날 수 있으므로 본 연구에서는 표준설계조건⁽²⁾, 즉 외기습구온도 27°C, 레인지 5°C 그리고 어프로치 5°C를 포함한 10가지 설계조건에 대한 모두 40개의 설계점에서의 팬 소비동력을 산정하였다.

레인지와 어프로치의 변화는 설계조건의 변화를 의미하므로 본 연구에서의 10가지 설계조건은 5개의 레인지와 5개의 어프로치값을 이용하여 선정되었다.

표준설계조건을 기준으로 레인지만 변화시키면서 팬 소비동력을 구한 결과를 Fig.9에 나타내었고 어프로치만 변화시키면서 팬 소비동력을 구한 결과를 Fig.10에 나타내었다. 여기서 팬의 정압효율 η_s 는 팬 제작자의 성능곡선에 따라 60%로 간주하였다.

Fig.9에서 레인지가 작은 경우, 즉 열교환 요구량이 작은 경우에는 기존 A, 고안 A 그리고 기존 B의 성능이 거의 비슷하게 나타났으나 레인지가 큰 경우, 즉 열교환 요구량이 많은 경우에는 열전달 특성이 우수한 기존 B의 성능이 가장 우수하였다. 그리고 레인지가 커질수록 기존 B와 다른 충전재들과의 팬 소비동력차이가 점차로 커짐을 알 수 있다. 고안 B는 열전달 성능이 좋지 않아 어떤 레인지에서도 성능이 좋지 않았다.

Fig.10에서 어프로치가 큰 경우, 즉 냉각공기의 유입량이 적은 경우에는 모든 충전재의 성능이 거의 비슷하게 나타났으나 어프로치가 작은 경우, 즉

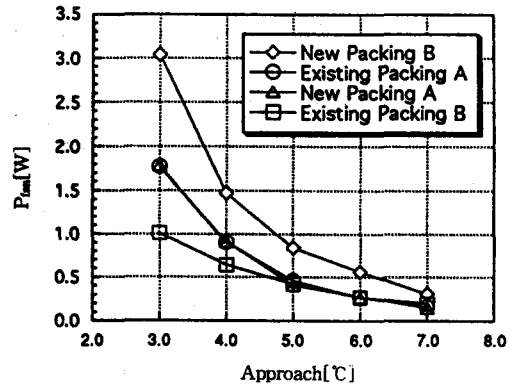


Fig.10 Power consumption of the fan for 4 packings versus approach

냉각공기의 유입량이 많은 경우에는 열전달 특성이 우수한 기존 B의 성능이 가장 우수하였다. 어프로치가 줄어들수록 기존 B와 다른 충전재들과의 팬 소비동력차이가 점차로 커짐을 알 수 있다. 역시 고안 B는 어떤 어프로치에서도 성능이 좋지 않았다.

따라서 레인지와 어프로치의 변화에 관계없이 냉각공기의 압력강하량은 상대적으로 커지만 열전달 특성이 가장 우수한 기존 B의 성능이 가장 우수함을 알 수 있다. 따라서 충전재 설계시 열전달 특성과 압력강하 특성을 모두 고려할 것이 아니라 압력강하 특성이 다소 저하되더라도 열전달 특성이 우수하도록 충전재를 설계해야 할 것으로 사료된다.

6. 결 론

본 연구에서는 냉각탑의 성능을 비교하기 위해 2종의 충전재를 고안하여 기존 2종과 그 성능을 상호 비교하였다. 성능을 파악하기 위해 4가지 충전재의 충전재 특성값 및 압력강하량을 측정함으로써 충전재 특성곡선과 압력손실곡선을 작성하였다. 그리고 이를 근거로 하여 4가지 충전재의 성능을 상호 비교하기 위해 주어진 설계조건곡선위에 존재하는 각 설계점에서 각 충전재의 팬 소비동력을 검토하였다. 이러한 연구를 통한 결론은 다음과 같이 정리될 수 있다.

- 1) 동일한 수공기비에서 충전재특성값의 크기는

기존 B, 고안 A, 기존 A 그리고 고안 B 순으로 배열되어 기존 B가 가장 좋은 열전달 특성을 가지는 것을 알 수 있다. 따라서 기존 B와 같이 요철이 있는 지그재그 형상의 유로를 가짐으로써 냉각공기와 접촉시간을 길게하고 접촉면적을 넓게 하는 충전재의 열전달 성능이 가장 우수함을 알 수 있다.

2) 동일한 평균냉각공기속도에서 충전재 압력손실은 기존 A, 고안 B, 고안 A 그리고 기존 B 순으로 낮게 나타나 기존 A의 압력강하 특성이 가장 좋음을 알 수 있다.

3) 기준설계조건에서 레인지와 어프로치를 변화시키면서 각 충전재의 팬 소비동력을 구한 결과, 기존 B의 성능이 가장 우수하였고 기존 A와 고안 A는 거의 비슷한 성능을 나타내었으며 고안 B의 성능이 가장 좋지 않은 것으로 나타났다. 따라서 충전재 설계시 열전달 특성과 압력강하 특성을 모두 고려할 것이 아니라 기존 B와 같이 압력강하 특성이 다소 저하되더라도 열전달 특성이 우수하

도록 충전재를 설계해야 할 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구조성비(ME 96-A-16)에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. Baker D. R. and Shryock H. A., 1961, "A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance", *Journal of Heat Transfer*(August), pp. 339~349.
2. 공기조화 냉동공학회, 1992, 공기조화 냉동 위생공학편람 제3권, 제10장.
3. Fulkerson R. D., 1988, "Comparative evaluation of counterflow cooling tower fills", C.T.I. 1988 Annual Meeting TP 88-05.