

## 자연형 태양열시스템의 열성능해석 및 최적화

이 원 근

한국과학기술원

### Thermal Performance Analysis and Optimization of Passive Solar System

Won-Keun Lee

*Korea Advanced Institute of Science & Technology*

#### 요 약

본 연구에서는 자연형 태양열 시스템의 하나인 축열벽형(Trombe Wall System)에 대한 전산해석을 수행하였다. 자연대류가 있는 2차원 정상상태 층류 해석모형을 설정하고, 상용 유동해석 프로그램인 PHOENICS를 이용하여 형상 변화가 성능에 미치는 영향을 검토하였다. 주된 인자인 통기구 넓이, 벽 간격, 통기구 위치에 따라 질량유속, 최고온도 등이 변하여 각각의 경우에 열활용율이 최대가 되는 조건이 있음을 보이고, 세가지 인자를 모두 고려한 더욱 정밀한 해석을 통하여 최적의 형상을 제시하였다.

#### ABSTRACT

A numerical study on the Trombe wall system, a kind of passive solar systems, has been performed. The system is modelled as the 2-dimensional steady laminar flow with the natural convection. The PHOENICS code was employed to analyse the performance variation due to the change in the geometrical factor. The mass flow rate and the maximum temperature are changed by the variations in the width of the vents, the width between the window and the wall, and the location of the vents. And there exists the optimal condition to maximize the utilization factor. Further precise analysis has been performed to show the optimal geometry with regard to the above three factors.

## 1. 서론

건물에 사용되는 태양열시스템은 태양열을 흡수하는 집열부(Collector Element)와 흡수된 열을 저장하는 축열부(Storage Element) 및 열을 사용하는 이용부(Usage Element)로 구성되어 있다. 이들 구성부 사이의 열이동에 있어서 강제순환방식에 의한 것이 설비형(Active Type)이고 자연순환방식을 적용한 것이 자연형(Passive Type)이다. 설비형 태양열시스템은 초기 투자비가 많이 들고, 유지 보수가 어렵고, 기존 난방방식에 비해서 경제성이 떨어지기 때문에 보급에 한계가 있다. 이에 반하여 자연형 태양열시스템은 설치가 간편하고, 경제적 타당성이 있으며, 관리유지비가 거의 들지 않고 신축건물은 물론 간접 건물에도 다 각도로 적용할 수 있다.

자연형 태양열시스템은 직접획득형(Direct Gain) 간접획득형(Indirect Gain) 및 분리획득형(Isolated Gain)이 있다. 본 연구에서는 주택에 주로 사용되는 간접획득형 중 축열벽형(Trombe Wall)을 연구대상으로 삼았으며, 본 연구에서 개발된 열성능해석방법은 학교 교사에 적용되는 분리획득형 중 온실형(Sun Space), 우체국 등 공공건물에서와 같은 직접획득형 등에도 간단한 수정을 가하여 적용할 수 있다.

종래의 자연형 태양열시스템 설계방법에는 간이설계법(Rule of Thumb), P-chart(간이설계법, P-chart설계법)이나 1차원 열성능해석(LASL기법, SLR방법)에 의한 설계 및 효율예측에 중점을 두고 있어 시스템의 열성능에 영향을 미치는 인자를 분석하여 설계에 반영하는 것이 어렵다. 한편 국내의 자연형시스템의 설계는 우리나라와 기후조건, 건축양식, 생활습관 등이 상이한 외국의 모듈(Module)을 그대로 모방하고 있어서 많은 문제점을 안고 있다. 이러한 단점을 보완하기 위해서 본 연구에서는 자연형 태양열시스템의 열성능에 영향을 미치

는 인자를 열유동 전산해석을 통해 규명하고 모델을 설정하여 활용율을 최대화 하는 형상을 제시하고자 한다.

## 2. 열성능해석 및 최적화방법

### 2-1. 해석모형의 설정

자연형 태양열 시스템을 실제의 형상 그대로 전산해석하는 경우, 시스템의 크기가 수m에 이르는 반면에 자연대류 유동의 경계층은 비교적 얇으므로 격자구성에 문제가 있고 대단히 많은 계산량을 요구하는 최적화 설계에는 적합하지 못하다.

본 연구에서는 2차원 층류 계산으로 유동현상의 특징을 파악하고, 소형의 모델을 설정하여 최적화 변수를 결정하였다. 2차원 형상에서의 최적화 변수는 그림 1에서 보는 바와 같이 높이(H), 방의 폭(L), 통기구 높이(D), 중간벽과 유리벽과의 간격(W), 스텝 높이(S), 벽 두께(t) 등이다. 이 중 H와 L, t는 정해진 값이고, 설계에 고려할 수 있는 변수는 D, W, S이다.

전체 면적을 전부 계산하는 경우, 중간벽과 왼쪽벽 사이의 거리(L)가 커지면 새로운 자연대류가 생기게 되며, 유동장이 불안정해지고 난류로 천이한다. 발열부의 유동이 왼쪽 방과 평형을 이루어 정상상태에 도달하는 시간이 길고 수치적인 관점에서 수렴이 어려워지기 때문에 수십가지 경우의 계산을 수행하여 최적값을 찾아야 하는 연구의 경우에는 부적당하다. 이와 같은 문제점들은 난류 모델의 도입으로 어느 정도 해결이 가능하나, 여기서는 층류 계산이 가능한 한도내에서 오른쪽 발열부에 해당되는 소형의 모델을 설정하여 계산하고자 한다.

이 모델은 그림2에서와 같이 높이를 0.5m로 고정하였으며, W, D, S의 최적화 변수를 갖는다. 좌측 발열벽은  $140W/m^2$ 의 열원을 가지고 있으며, 이 값은 평균적인 태양열 입사율이다. 위,

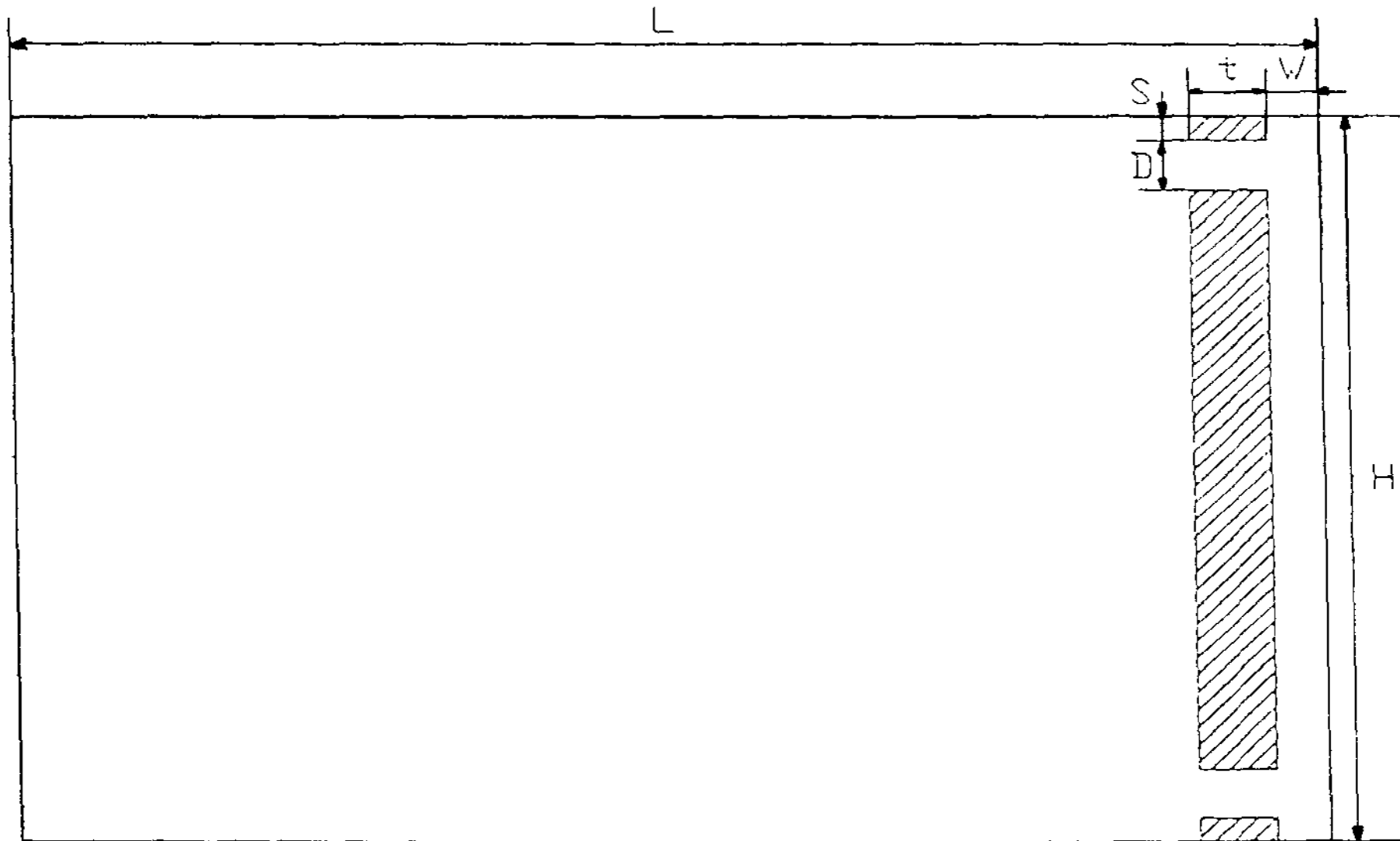


그림 1. 자연형 태양열시스템의 최적화변수

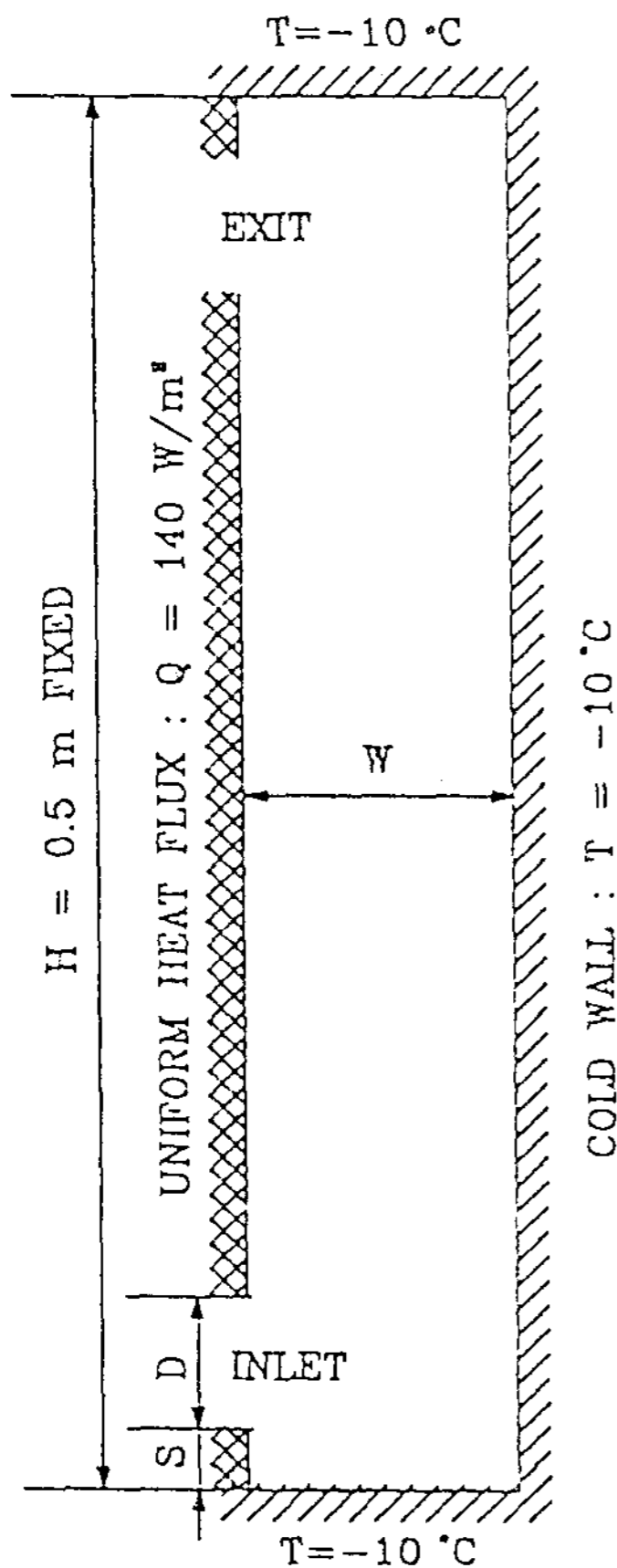


그림 2. 전산해석을 위해 설정된 태양열시스템

아래 벽 및 창문 쪽은  $-10^{\circ}\text{C}$ 인 균일 온도를 갖는 벽으로 보았다. 이러한 모델에서의 최적 조건은 상하측 통기구에서 외부로의 엔탈피 유속(net enthalpy flux)을 최대화 하는 것이 된다.

## 2-2. 지배 방정식

층류 자연대류에 Boussinesq 근사를 적용시킨 지배방정식은 다음과 같다.

$$U_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \beta g_i (T - T_a) + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k^2}$$

$$U_k \frac{\partial T}{\partial x_k} = \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_k^2}$$

통기구 쪽의 경계조건은 온도는 통기구 통과시 변화가 없다고 가정하였고( $\partial T / \partial x = 0$ ), 속도장은 압력이 통기구에서 같은 기준값(reference value:  $P=0$ )을 갖는다고 가정하였다. 이것은 왼쪽 실내의 유동 및 압력이 주는 영향을 배제하고 순수하게 자연대류에 의한 운동량 생성항만을 허용하려는 의도에서 나온 것으로, Spalding 등[3]이 수직벽 사이의 자연

대류 계산에서 사용한 조건이다. 이 압력 경계조건에 의하여 유동장에 대한 추가적인 경계조건은 필요없게 된다.

### 2-3. 전산해석 방법

본 연구에서는 상용 유동해석 프로그램인 PHOENICS를 사용하였다. PHOENICS는 유동, 열전달, 상변화 및 화학반응(연소)이 관련된 현상의 수치해석을 위해 개발된 프로그램으로, 열교환기, 공기역학적 설계, 오염물질 전파 등 환경문제, 난류대기경계층, 연소현상 등에 응용된다.

PHOENICS는 완전내연기법(fully implicit scheme)을 사용한 유한체적법(finite volume method) Code로서, 속도 등 벡터량과 압력, 온도 등 스칼라량의 결정위치가 서로 다른 Staggered grid를 사용한다. 압력보정은 SIMPLEST(SIMPLE-ShorTened)방법을 사용하는데, 이 방법은 유한차분 방정식에서 대류항을 계수항(Coefficient term:  $a_p, a_{nb}$  등)으로 처리하지 않고 생성항(Source term:  $S_p$ )으로 처리하여, 격자간격 감소에 따르는 수렴성의 저하를 어느 정도 막아 주는 장점이 있다.

본 계산에서는 Hybrid scheme으로 대류항을 처리하였으며, 유한체적 경계면에서의 차분계수들은 조화평균으로 결정되었다. 폭 방향의 격자는 30개를 격자간격비 1.2의 비율로 설정하였으며, 높이 방향은 최적화 조건의 정밀성에 따라 50~500개의 균일격자를 배치하였다.

수치적 완화율(relaxation factor)은 비정상해의 시간차분과 유사한 개념인 시간간격(false time-mesh)을 이용하여 0.05~0.0001 정도로 하였으며, 수렴판정은 전영역잔류항의 총합(Whole-field residual sum)이 운동량의 경우  $10^{-7}$ 이하, 온도의 경우  $10^{-5}$ 이하가 되는 시점으로 보았다. 이 방법은 정상해에서 모든 항의 크기의 합이 실제로 0인가를 나타내는 지표이다. 또한 계산이 완료된 후 통기구 질량유속(mass

flux)의 오차가 유속 크기의  $10^{-5} \sim 10^{-8}$  정도임을 확인하였다.

### 2-4. 최적화 과정

다음과 같은 과정을 통하여 최적의 형상을 찾아낸다.

- a) 임의로 적당한 모양을 설정한다.
- b) W,D,S 등의 최적화 변수를 변화시키면서 열유속 크기의 변화를 관찰하고 이 변수들의 영향을 분석한다.
- c) b)의 예비계산에서 얻어진 대략적인 최적값  $W^*, D^*, S^*$ 를 바탕으로,  $W^*, S^*$ 를 고정시키고  $D^*$ 를 찾는다.
- d) 위에서 구한  $D^*$ 와  $S^*$ 를 고정시키고,  $W$ 를 변화시키면서 최적의  $W^*$ 를 찾는다.
- e) 위에서 구한  $W^*$ 와  $D^*$ 를 고정시키고,  $S$ 를 변화시키면서 최적의  $S^*$ 를 찾는다.
- f) 위에서  $W^*, D^*, S^*$ 는 국부적 최대치(local maximum)일 수 있으므로, 다시  $W^*, S^*$ 를 이용하여  $D$ 를 최적화한다. 즉, 위의 c),d),e)와 같은 과정을 세개의 최적화변수 중 어느 하나도 값이 변하지 않을 때까지 반복한다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3-1 유동장 킥 온도장

최적화 계산을 하기전에, 우선 층류 자연대류의 조건을 만족하는 ( $Ra \approx 10^4$ )) 모형을 계산하여 유동장 및 온도장의 경향을 파악하고자 하였다. 온도차가 나는 두 벽면 사이의 간격이 약 1cm 이상이 되면 Rayleigh수가 커지고 유동이 점차 난류의 성향을 가지게 되며, 수치적 불안정성이 생겨서 수렴을 방해한다. 또한, 벽의 높이가 너무 커도 유동이 가속되어 난류로 천이된다. 따라서, 이 경우에는 중간벽과 유리창 사이의 간격을 2cm, 높이를 5cm로 하고, 창문 및 위, 아래의 벽은  $-10^\circ\text{C}$ , 반대편 벽은 단열

벽으로 하였다. 이 경우에 왼쪽 방에서의 유동장은 오른쪽 발열부의 유동장에만 영향을 받고 자체 내의 자연대류의 영향은 무시할 만하다.

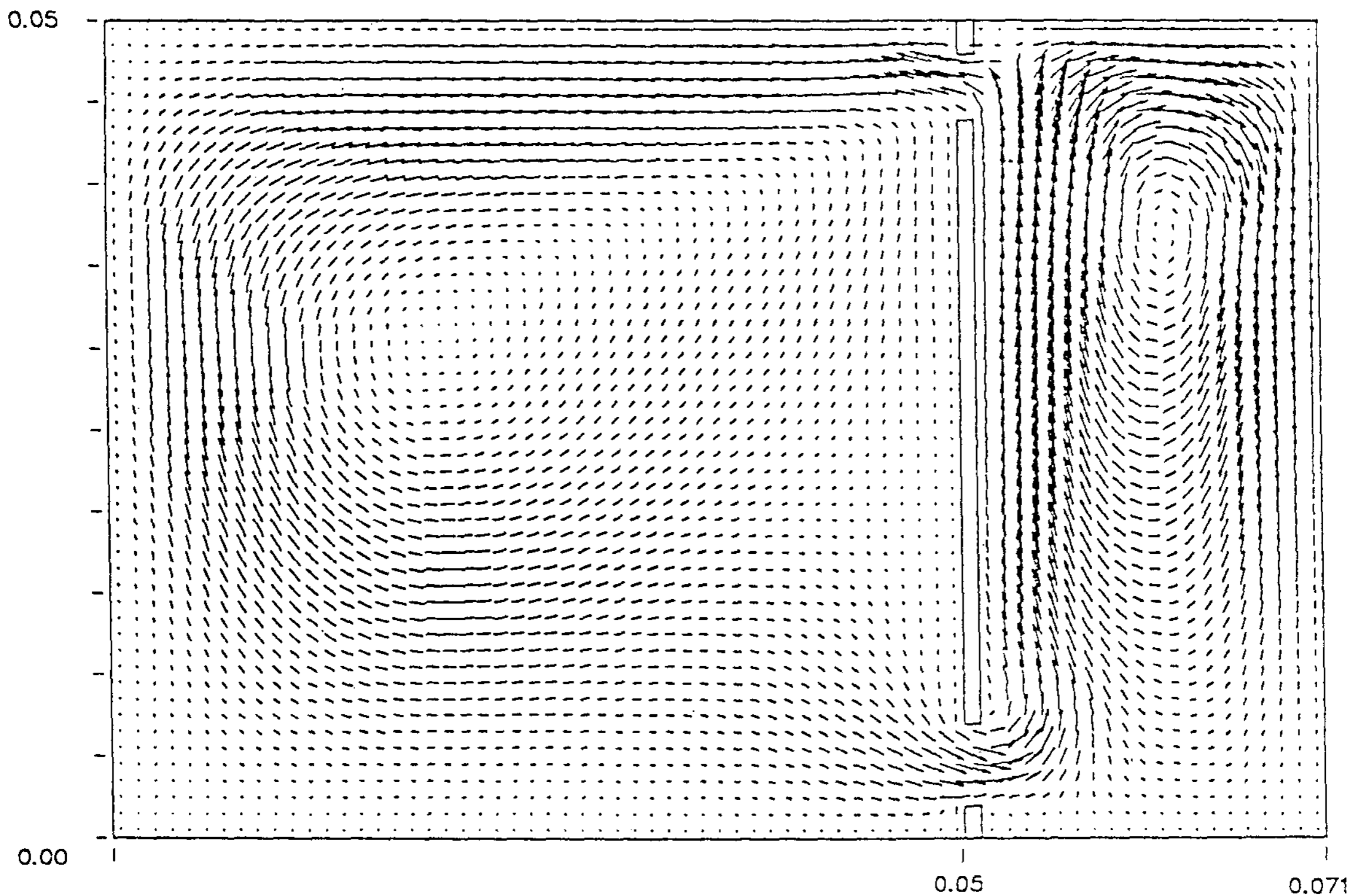
그림 3의 속도장을 보면, 우측 발열부에서 중간벽의 발열에 의해 순환유동장이 생성되고, 위쪽 벽면에 충돌하여 일부가 좌측 방으로 나오며, 방 전체를 순환하는 속도장에서 유선이 갈라져서 다시 아래쪽 입구로 유입되는 것을 알 수 있다. 발열부의 순환류는 발열벽면을 따라 점차 가속되어 아래쪽으로 내려오면서 벽면 마찰에 의해 속도가 감소하고, 아래 벽에서 방향이 바뀐 뒤 입구에서 유입되는 유동장과 혼합되므로 복잡한 유선을 보인다.

그림 4의 온도장에서는 유동에 의한 대류열

전달로 온도가 상단부로 갈수록 증가하고, 출구 부근에서 최대값을 갖는 것을 알 수 있다. 등온선은 내부 순환류의 영향으로 물결모양으로 구부러진다. 출구로 나온 유동은 방을 순환하면서 냉각되어, 입구로 들어올 때는 집열부 하단의 온도와 평형을 이룬다. 즉, 통기구를 통과할 때 유동은 급격한 온도변화를 보이지 않으며, 국부적으로는  $\partial T / \partial x = 0$ 이라고 간주할 수 있다.

### 3-2 설계변수의 영향

임의로 설정된 기준 모형을 바탕으로 최적화변수를 변화시키면서 최적화 변수의 영향을 검토하였다. 기준 크기를 벽 높이 50cm, 스텝



Max Vel. = +0.5956E-01 at X = +0.5450E-01, Y = +0.3550E-01

VELOCITY VECTOR OF THE INSULATION CHAMBER AND THE ROOM

그림 3. 실내 공기순환을 고려한 경우의 속도장

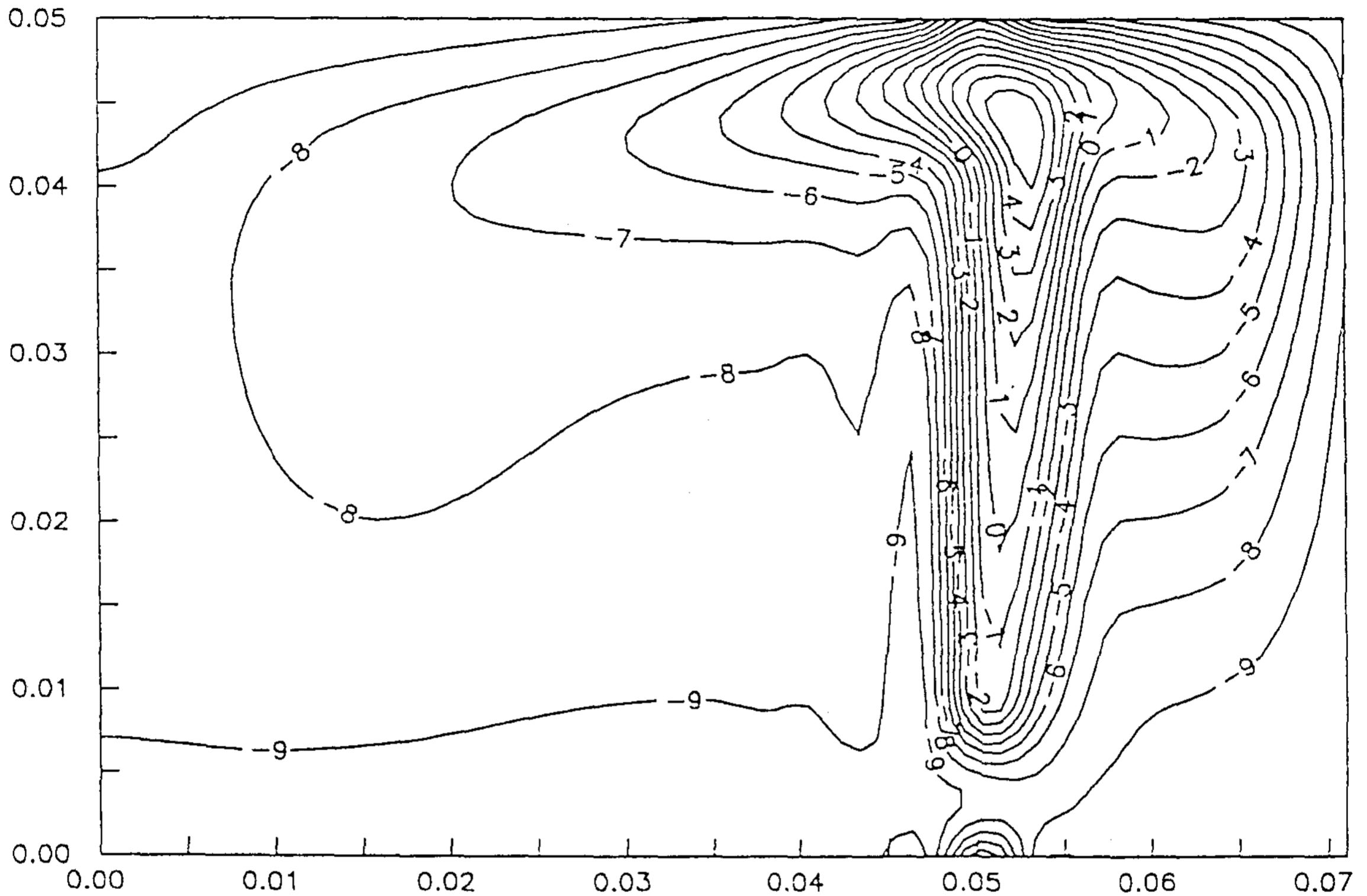


그림 4. 실내 공기순환을 고려한 경우의 온도장

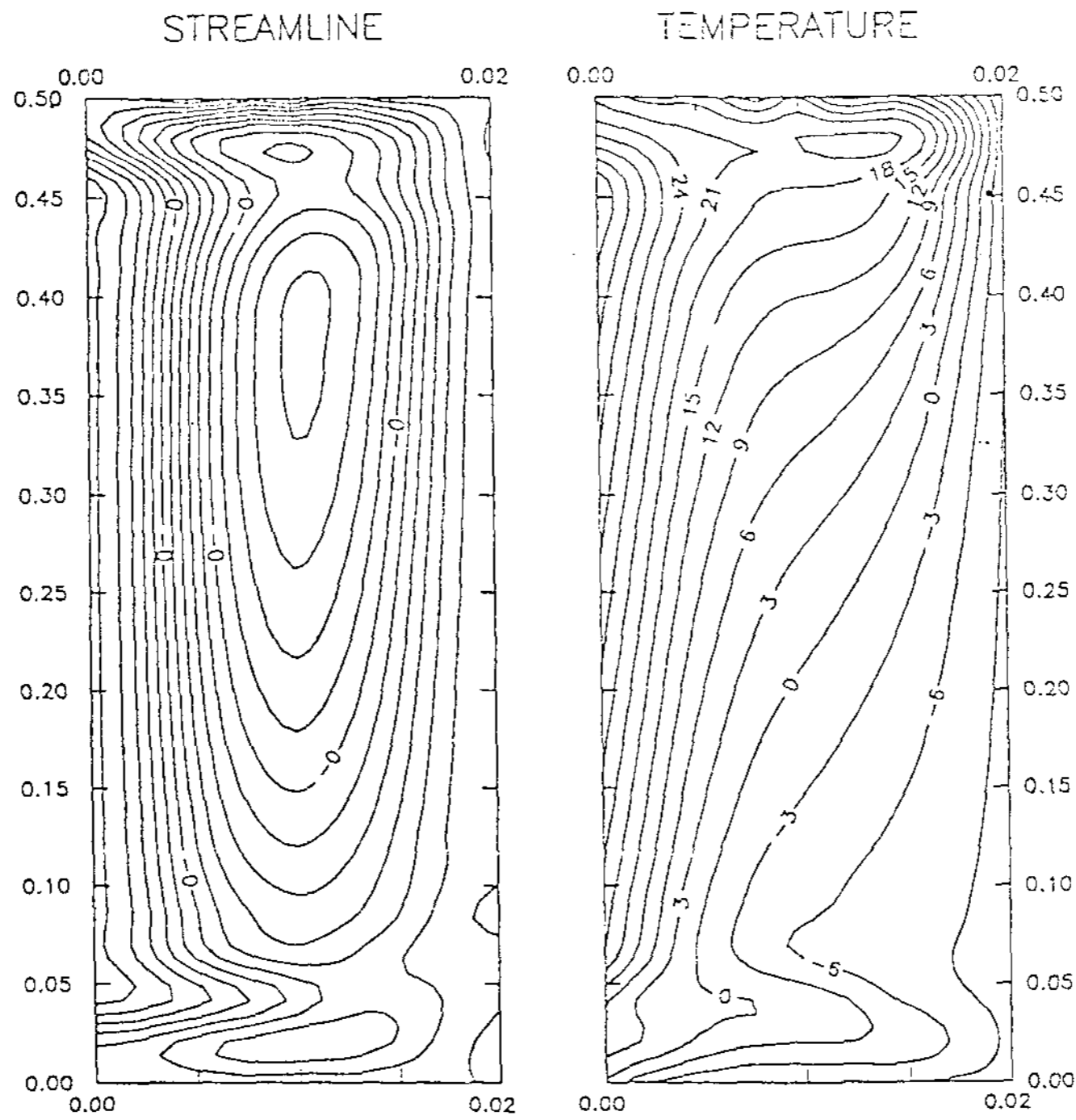
높이 2cm, 통기구 크기 2cm, 벽 간격 2cm로 하여 유선 및 등온선을 그림 5에 나타내었다. 최적화 변수의 영향은 열유속과 태양열이용율(그림 6), 공기의 질량유속(그림 7), 최대온도(그림 8)로 나누어 보았다.

a)에서는 스텝이 없는 경우와 더 높은 경우를 보았다.  $S=0$ 의 경우가  $S$ 가 큰 경우에 비하여 유동자에서의 마찰에 의한 운동량손실이 적어서 질량유속이 크므로, 최대온도가 낮음에도 불구하고 엔탈피 적분량(열유속)은 크게 된다.

b)에서는 통기구의 크기의 영향을 보았다. 통기구의 폭이 클수록 최대온도가 낮은 반면 질량유속이 크다. 따라서 열유속이 커진다. 그러나, 어느 정도 이상이 되면 질량유속의 증가가 둔화되고 온도 감소의 영향을 더 많이 받는다. 결국 1cm~4cm사이에 최대값이 존재한다. 활용률에 있어서는 별로 감소가 없으므로,

이러한 현상은 발열면적이 감소한 것이 주 원인이라고 볼 수 있다.

c)는 벽 간격의 영향이다. 이 영향은 단열 복층유리(double-plated insulation glass)에서도 밝혀진 바 있다. 즉, 폭의 간격이 좁으면 내부의 순환류가 억제되는 대신 전도에 의한 열손실이 크고, 간격이 넓으면 전도에 의한 열손실이 심하다고 알려져 있다. 마찬가지로 경향을 여기서도 볼 수 있다. 단, 질량유속의 경우 폭이 작을 경우가 오히려 큼을 알 수 있다. 들어온 유동은 전체적으로 위로 상승하여 밖으로 나가고 내부순환류는 상당히 억제되어 있다. 그러나, 이 경우에도 내부온도가 매우 낮으므로 열유속의 크기는 적고, 폭 1cm~3cm사이에서 최대값을 갖는다.



STANDARD CASE :  $W=0.02$ ,  $D=0.02$ ,  $S=0.02$

그림 5. 기준 조건의 유선 및 온도장

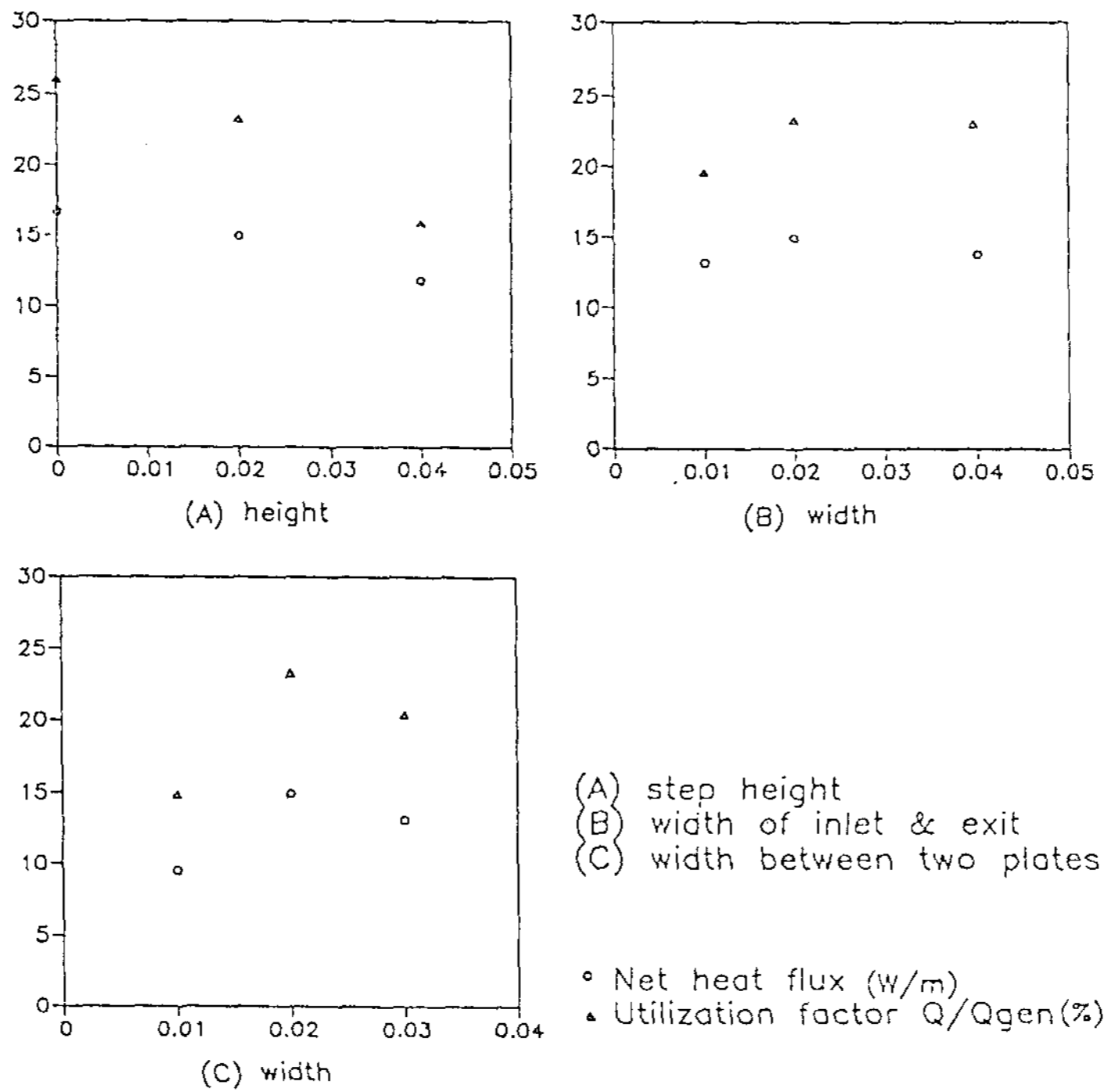


그림 6. 최적화변수 변화에 따른 열유속 및 활용률의 변화



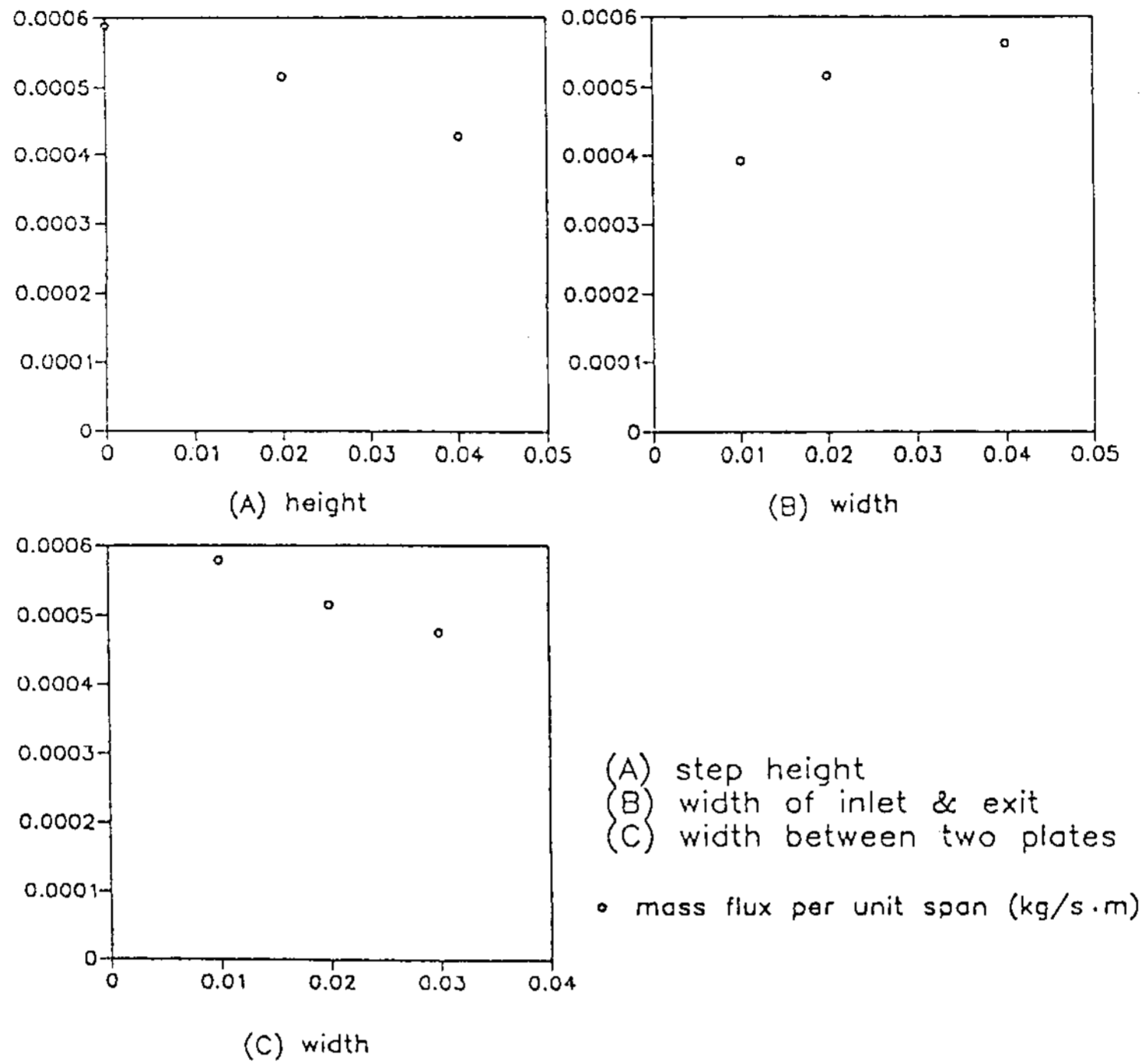


그림 7. 최적화변수 변화에 따른 질량유속의 변화

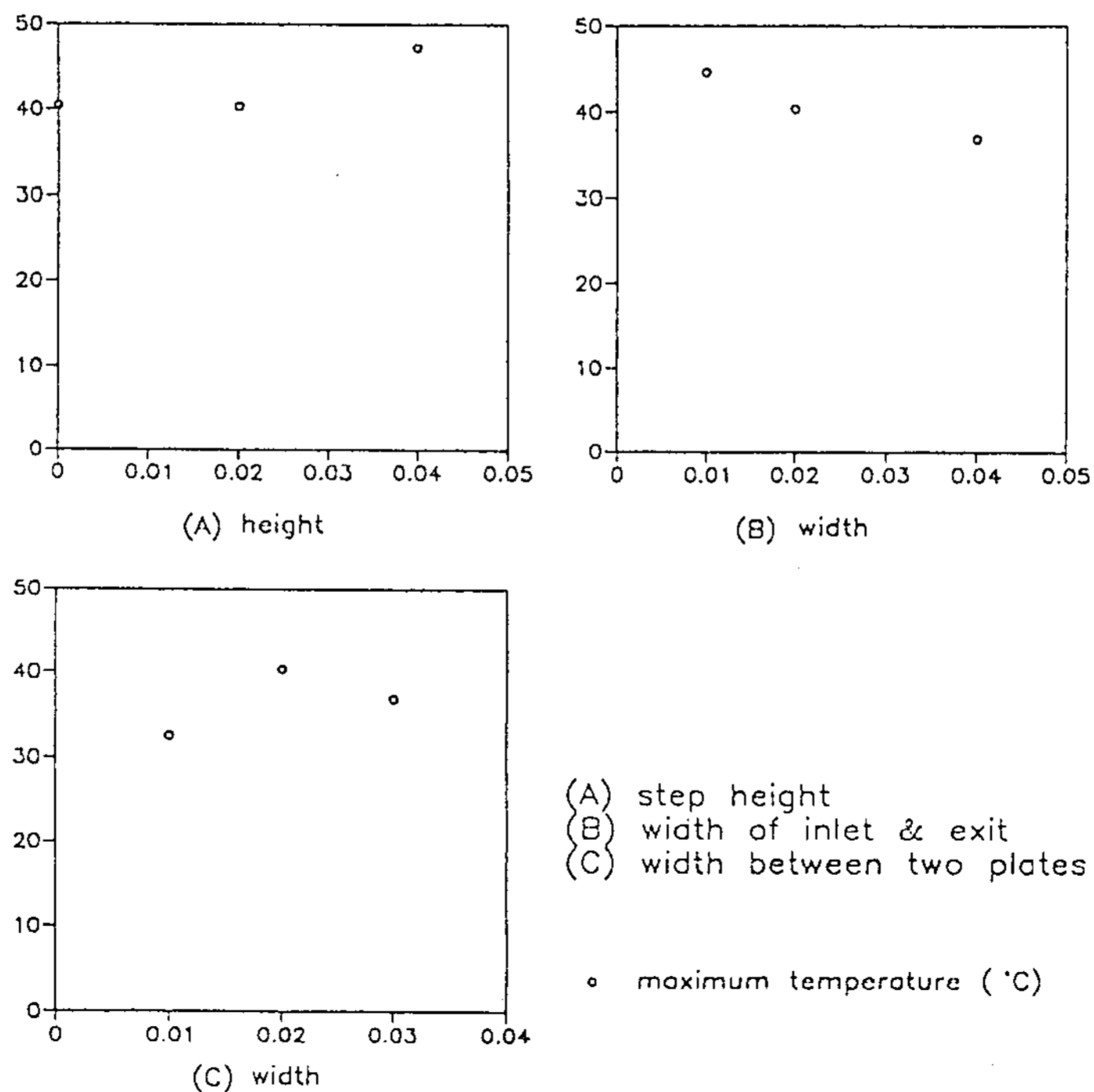


그림 8. 최적화변수 변화에 따른 최고온도의 변화

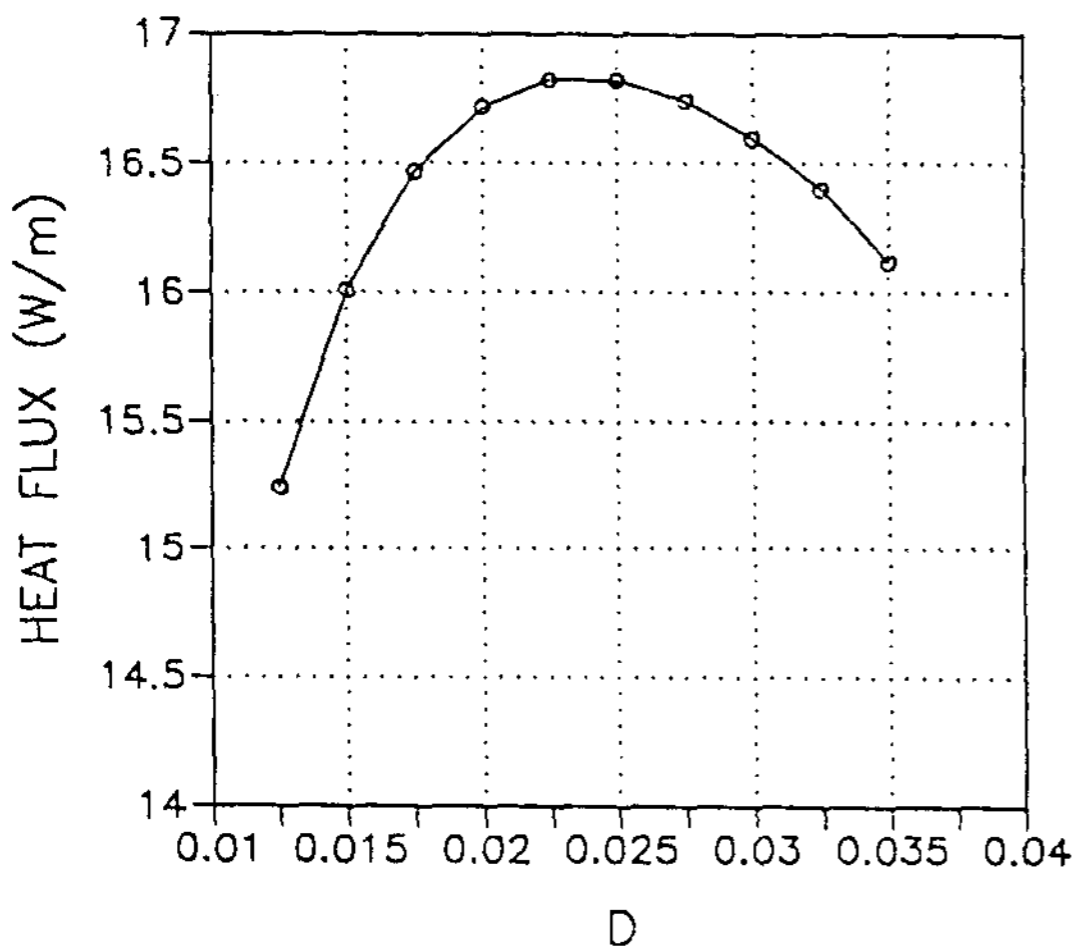


### 3-3 설계 변수의 최적화

위의 설계변수 영향 분석으로부터,  $S=0, D=0.02, W=0.02$ 를 최적값에 근접한 값으로 보고, 그 주변의 값을 탐색하여 최적값을 찾는다.

#### a) 통기구 크기의 최적화

D를 0.025m간격으로 나누어서 각각의 D에 대해  $S=0, W=0.02$ 로 고정하여 계산하였다.  $D=0.0125\sim 0.035$ 까지 계산하여 최적의 D값이  $0.0225\sim 0.025$  사이에 있음을 알았으며,  $D^*$ 를 0.024로 추정하였다.(그림 9)



OPTIMIZING THE WIDTH OF HOLES :  
 $S=0, W=0.02$

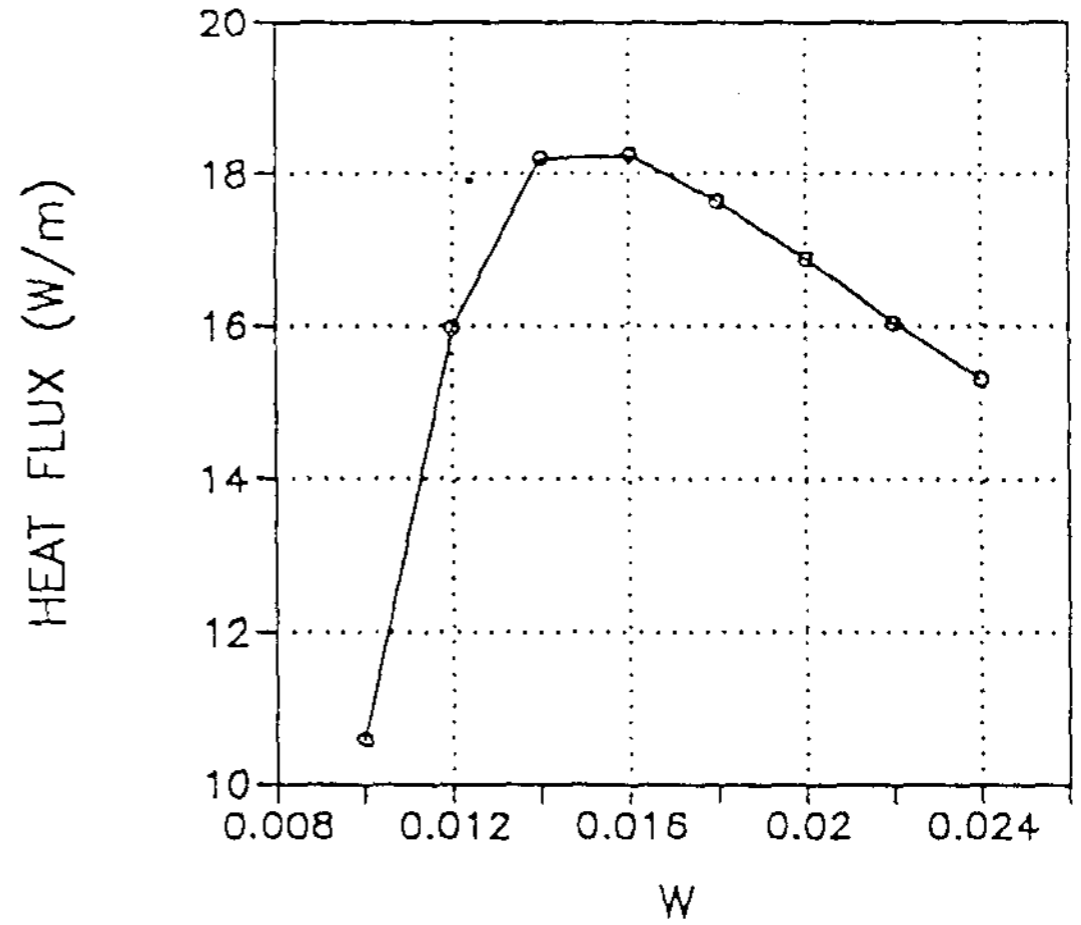
그림 9. 통기구 크기의 최적화

#### b) 발열벽과 유리창 간격의 최적화

$S=0, D=0.024$ 로 고정하고, W를 0.02m간격으로 나누어서  $W=0.01\sim 0.024$ 까지 계산하였다.  $W=0.014\sim 0.016$ 에서 열유속이 최대값을 보였으며, 최적의  $W^*$ 를 0.015로 추정하였다.(그림 10)

#### c) 스텝 높이의 최적화

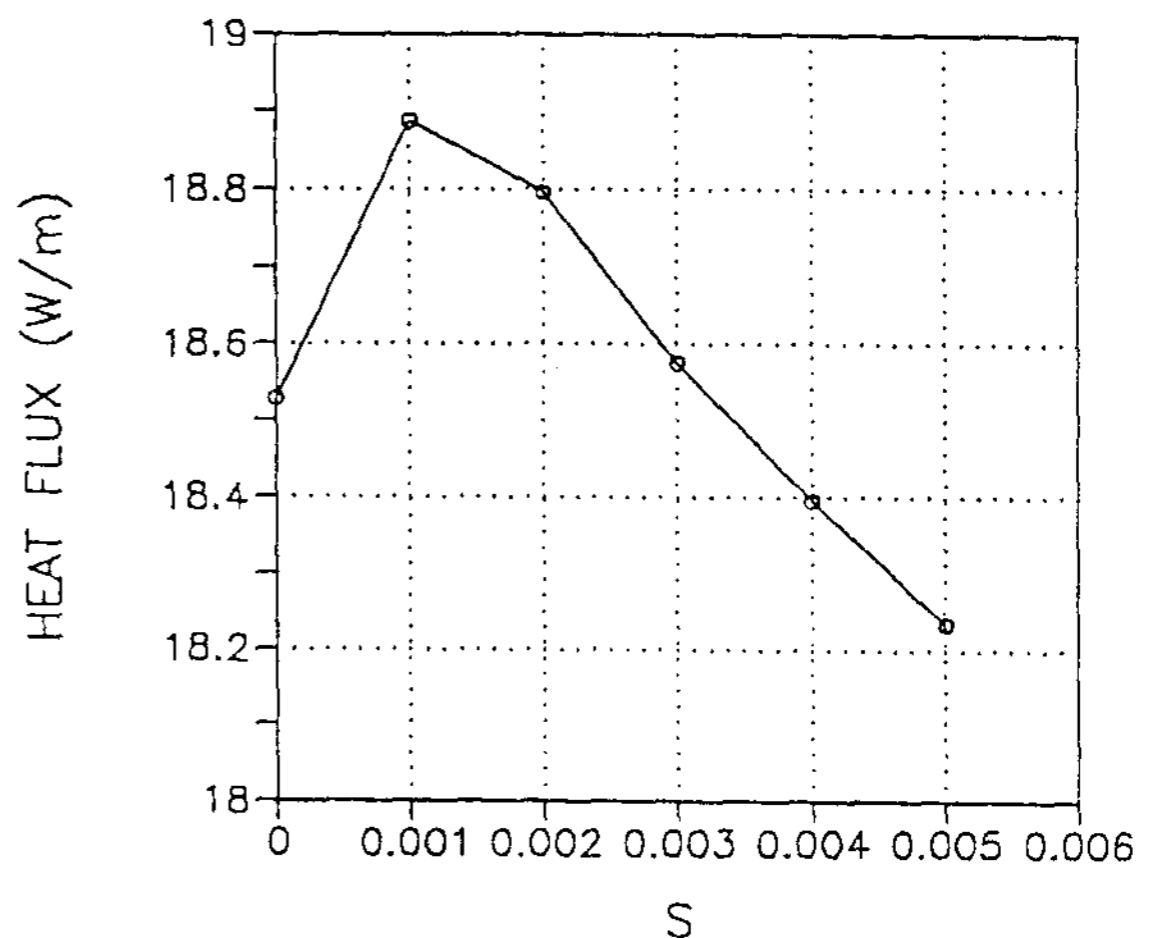
$D=0.024, W=0.015$ 로 고정하고, S를 0.001m



OPTIMIZING THE WIDTH BETWEEN PLATES :  
 $S=0, D=0.024$

그림 10. 발열벽과 유리창 간격의 최적화

간격으로  $S=0\sim 0.005$ 까지 변화시키면서 계산하였다. 예상과는 달리 최적의 S값은 0이 아니고, 약간의 스텝이 있을 때였다(그림 11). 이 영향을 설명하기 위해서는 통기구의 엔탈피유속곡선(enthalpy flux profile)을 살펴보아야 한다. 그림 12에서 보듯이 위, 아래벽의 냉각효과는 통기구의 유동의 온도에 영향을 미친다. 스텝이 있으면 얇은 공기층의 단열효과에 의해



OPTIMIZING THE STEP HEIGHT :  
 $D=0.024, W=0.015$

그림 11. 스텝 높이의 최적화

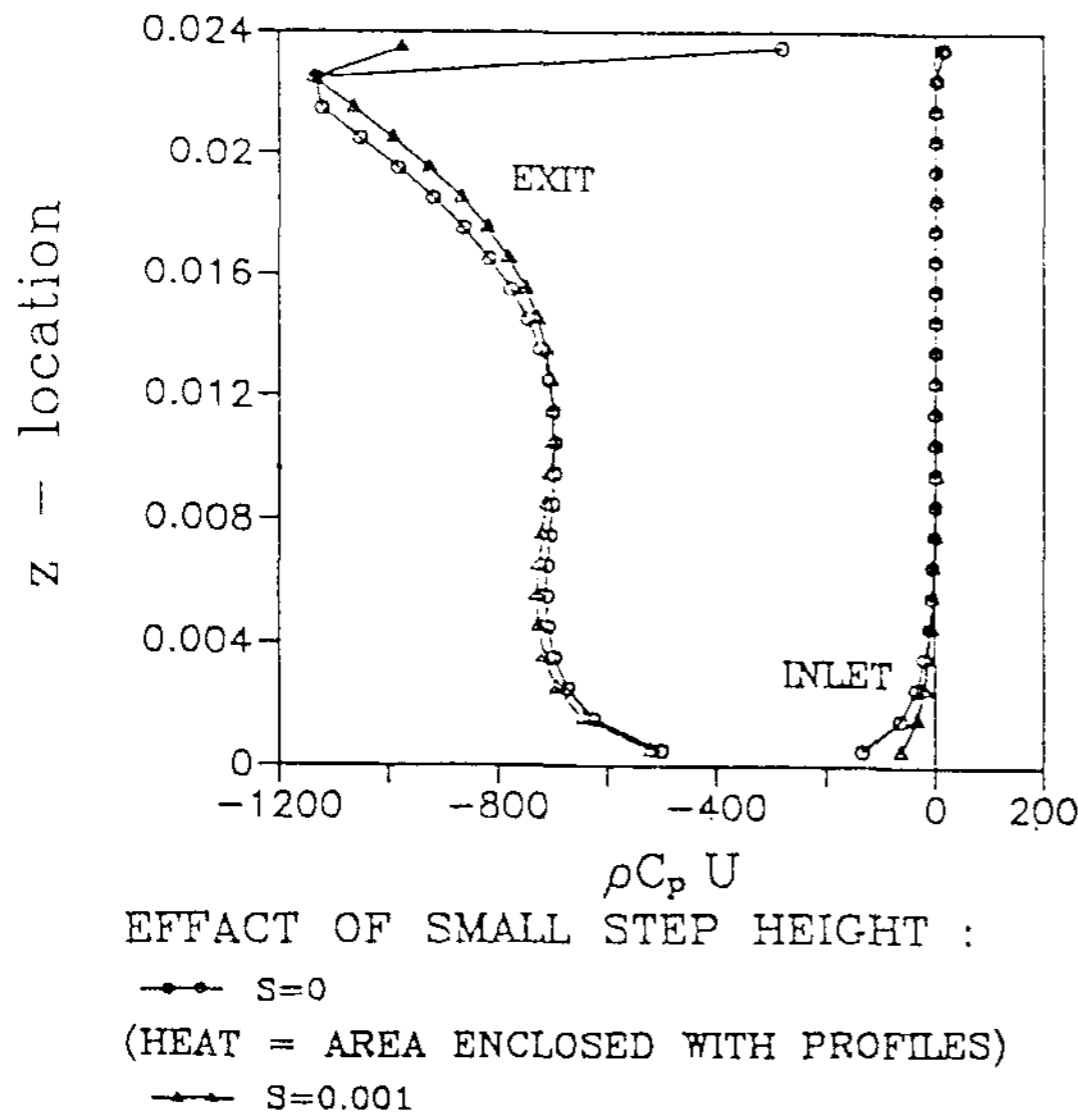


그림 12. 미소한 스텝이 주는 영향

통기구유동의 온도(특히 출구온도)가 높아진다. 따라서 그림 12에서 입구, 출구 두 곡선사

이의 면적인 열유속이 커진다. 이 영향은 스텝이 어느 정도 이상 커지면 운동량 손실이 커져서 질량유속이 감소하므로 상쇄된다. 이러한 경향은 벽면의 온도조건과 관련되는 것이므로 단열벽 등의 조건에서는 다를 수도 있다. 대략  $S=0.003$  이상에서는 스텝이 없는 경우보다 손해이며,  $S=0.001$ 에서 최대값을 보였다.

d) 최적화 변수의 확인 및 검증

위의 경우에는는 두가지 값을 고정하고 한가지 변수에 대해 최적화를 한 것이므로, 세가지 변수가 전부 최적화 되었는지를 확인해야 한다. 이러한 작업은 앞의 세가지 과정을 다시 한번 수행하여 가능한 조합을 전부 계산했을 때 최적변수에 변화가 없음을 확인하는 것으로 가능하다.  $S=0.001$ 의 경우는  $D$ 와  $W$ 를 다시 최적화해야 하므로, 그림 13에서  $S^*=0.001$ ,  $W^*=0.015$ 의 경우  $D^*$ 가 0.024에서 0.025로

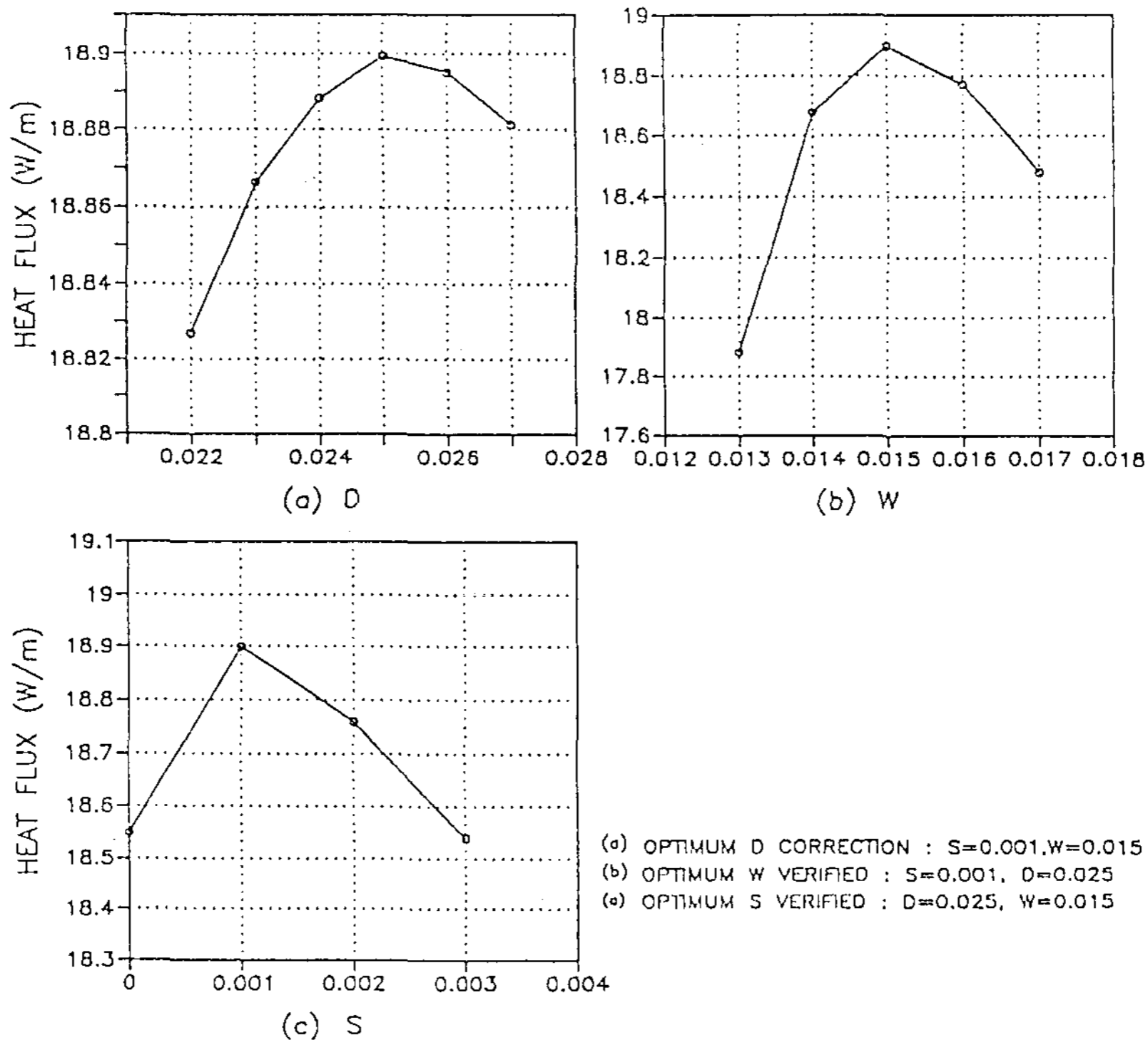


그림 13. 최적화 변수의 검증

이동하는 것을 확인하였다. 이어서  $S^*=0.001$ ,  $D^*=0.025$ 를 이용하여  $W^*$ 를 최적화한 결과  $W=0.015$ 에서 최대값을 보였다. 또한  $D^*=0.025$ ,  $W^*=0.015$ 를 이용하여  $S^*$ 를 최적화한 결과  $S=0.001$ 에서 최대값을 보였다. 이로써  $D=0.025$ ,  $W=0.015$ ,  $S=0.001$ 에서  $D, W, S$ 를 변화시켰을 때 열유속이 줄어드는 것을 확인하였고, 더이상의 최적화 검증은 필요가 없다. 이 경우에 최대 열유속은 단위벽면폭(y방향)당 18.8993W/m이며, 이것은 0.5m 벽면에서의 총발열량(70W/m)의 30.00%에 해당된다.

#### 4. 결 론

위와 같은 계산을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 통기구 면적은 커질수록 유량을 증가시켜 열전달을 증가시키나, 지나치게 커지면 온도저하에 의해 그 영향이 상쇄된다.

2) 스텝 높이는 낮을수록 유량 및 최대온도를 증가시키나, 너무 낮아지면 통기구 유동의 온도저하로 열 활용면에서 불리해진다.

3) 벽 간격이 지나치게 작으면 전도에 의한 열손실로 열전달량이 줄어들고, 지나치게 크면 내부유동(순환류)에 의한 대류열손실과 유량감소로 인해 활용률이 줄어든다.

이상의 경향을 토대로 각각의 변수를 조절

하면 열유속이 최대가되는 형상을 찾을 수 있다. 높이 0.5m의 모델을 설정하여 더욱 정밀한 최적화과정을 거친 결과  $D=0.25(D/H=0.05)$ ,  $S=0.001(S/H=0.002)$ ,  $W=0.015(W/H=0.03)$ 의 경우에 열유속이 최대가 되며 이때 발열량의 30.00%가 유동에 의해 전달되어 나옴을 알 수 있었다.

#### [후기]

본 연구는 동력자원부에서 수행한 대체에너지 사업의 일부로 수행되었으며 관계자 제위께 감사를 표합니다.

#### 5. 참고 문헌

- (1) H. I. Rosten and D. B. Spalding, "PHOENICS- Beginner's Guide and User Manual", CHAM TR/100, CHAM Ltd. (1986)
- (2) D. B. Spalding, "Lecture Panels for PHOENICS Instruction Courses", CHAM TR/121, CHAM Ltd. (1986)
- (3) H. I. Rosten and D. B. Spalding, "The PHOENICS Input Library", CHAM TR/101, CHAM Ltd. (1986)
- (4) S. V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw Hill (1980)

flow velocity and at the same flow velocity with decreasing the porosity(decreasing the particle diameter), In Particular, the experimental equation for the pressure drop was derived using the particle diameter, matrix diameter and matrix thickness. The experimental data were correlated well(mean deviation  $\pm 15\%$ ) with the present empirical dimensionless equation.

## Thermal Performance Analysis and Optimization of Passive Solar System

Won-Keun Lee

*Korea Advanced Institute of Science & Technology*

### ABSTRACT

A numerical study on the Trombe wall system, a kind of passive solar systems, has been performed. The system is modelled as the 2-dimensional steady laminar flow with the natural convection. The PHOENICS code was employed to analyse the performance variation due to the change in the geometrical factor. The mass flow rate and the maximum temperature are changed by the variations in the width of the vents, the width between the window and the wall, and the location of the vents. And there exists the optimal condition to maximize the utilization factor. Further precise analysis has been performed to show the optimal geometry with regard to the above three factors.

### A study on the oxide semiconductor

$[(In_2O_3)_x \cdot (SnO_2)_{1-x}]_{(n)}/Si_{(p)}$  solar cells fabricated by two source evaporation

Choon-Saing Jhoon

Yong-Woon Kim\*

Eung-Choon Lim\*\*

*Inha University*

*Graduate School, Inha University\**

*Graduate School, Inha University\*\**

### ABSTRACT

The solar cells of  $ITO_{(n)}/Si_{(p)}$ , which are ITO thin films deposited and heated on Si wafer  $190(^{\circ}C)$ , were fabricated by two source vacuum deposition method, and their electrical properties were investigated. Its maximum output is obtained when the composition of the thin film consist of indium oxide 91[mole %] and tin oxide 9[mole %].

The cell characteristics can be improved by annealing but are deteriorated at temperature above  $600(^{\circ}C)$  for longer than 15[*min*].

Also, we investigated the spectral response with short circuit current of the cells and found that