二次元平面エアカーテン噴流の研究*

(第1報, オープンショーケースのエアカーテン性能評価への応用)

古藤 悟**, 山中 晤郎**

A Study of Plane Air-Curtain Jets

(1st Report, An Application for Estimation of Air-Curtain Efficiency of Refrigerated, Open Display Cabinets)

by Satoru KOTOH and Goro YAMANAKA

Air-curtain efficiency plays an important role in energy-saving in refrigerated, open display cabinets. The fluid dynamic behavior of the air curtain was studied in order to provide high thermal insulation performance. But it is difficult to analyze the aerodynamic structure, because the flow is affected by shelves, and the air curtain consists of two or three layers, whose initial velocities and temperatures are different from each other. We can predict the behavior of the air curtain flow by means of computer simulation. The velocity and temperature along the air curtain were calculated by the finite difference method with our newly proposed flow modeling, which include buoyancy and shelf models. The flow is treated as a 2-D turbulent boundary layer. Further, we obtained a factor which can estimate the air-curtain efficiency, based on computer simulation results. These predicted results agree well with the experimental results.

Key Words: Turbulence, Heat Transfer, Numerical Method, Plain Jets, Air Curtain, Thermal Insulation

1. 緒 言

冷凍・冷蔵オープンショーケースは、商品展示力や利便性の面より食品の展示販売にとって重要かつ欠かさない手段であるが、昨今のエネルギー事情により省エネルギーについても従来より強い要求が高まっている。ショーケースでは、低温の平面エアカーテンにより庫内を冷却するとともに外気と遮断しており、エアカーテンが巻き込んだ庫外の高湿空気が負荷となる。それゆえ、エアカーテンが省エネルギー化の重要な要因となっており、巻き込み量を小さくし省エネルギーを図る目的で一重から二重、吹出し口幅拡大ほかを試みられている。よって、エアカーテンは、吹出し速度・温度の異なる複数層から成り、高温の外気と低温の庫内の間を流れ、流れと垂直に商品載置棚があり、流れ構造が複雑である。

ところで、エアカーテンの流れ構造の研究は、多くの仮説を用い多くの研究者によって行われている。Schlichting⁽¹⁾, Abramovich⁽²⁾は、これらの研究をレ

ビューした。新津ら⁽³⁾は、噴流の速度分布と偏向を扱い、さらにエアカーテンを横切るガスや熱の侵入も論じたが、これらは Abramovich らによる解をもつ熱噴流に基づいている。Bragg ら⁽⁴⁾は、エアカーテンを横切る粒子の物質移動を扱ったが、これは Goeltler の古典的な解析に基づいている。Van ら⁽⁵⁾は、数値計算によりエアカーテン流を解き、初期乱れ強さの影響を論じた。しかし、いずれも一重のシンプルなエアカーテンを対象としており、ショーケースのエアカーテンのような複雑な流れ場を対象とした研究は見当たらず、高性能のエアカーテンを設計するための系統的な手法はいまだ確立されていない。

本研究は、数値計算によるエアカーテンの性能評価を通じ、高性能のショーケースのエアカーテン設計を可能とすることを目的としている。そこで、本研究では、ショーケースのエアカーテン流を二次元境界層流れであると仮定し、差分法を用いた数値計算によりエアカーテン挙動を予測する手法を確立し、模型実験による検証を行った。さらに、この数値計算結果によるエアカーテンの外気遮断性能の評価法について検討し、炭酸ガス濃度法を用いた模型実験により検証した。

* 昭和60年3月20日 関西支部第60期定時総会講演会および昭和60年4月11日 第19回空気調和・冷凍連合講演会において講演、原稿受付 昭和60年9月12日。

** 正員、三菱電機(株)中央研究所 (〒661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

2. エアカーテンの流動解析

2.1 実験 本研究では、二重エアカーテン式オープンショーケースを対象とした。これは、吹出し速度、温度の異なる2層のエアカーテン(CA:冷却用, GA:保護用)を備え、単層のものよりエアカーテン性能が優れている。図1にモデル実験装置の概要を示す。実験装置は、理想的なエアカーテン流を実現できるように以下の配慮がされている。外壁面、庫内壁およびエアカーテンダクト隔壁は、30 mm 厚のウレタン材を用いている。また、ラインフローファン①、②を用い、エアカーテン用空気を冷却するための熱交換器③、④および温度調節用ヒータ⑤、⑥などとともに実験装置の上部に設置して、初期条件となるエアカーテンの吹出し速度、温度の設定を確実にした。エアカーテン吹出しダクトは、吹出し口直前の垂直部の距離を大きくとり、完全に発達した平面二次元乱流噴流となるようにした。さらに、庫内容積を大きくとり、境界条件となる庫内温度の安定化を図った。図2は、実験装置のモデルであり、後に述べる解析もこれに従う。吹出し口には、台形状の整流ハニカムを設けているが、エアカーテン吹出し速度分布は、この整流ハニカムの形を変えることにより任意に設定できる。図3は、図2において用いた台形状の整流ハニカムの場合の吹出し速度分布である。

測定は、エアカーテンの速度分布と温度分布について行った。流速測定は、レーザドップラー流速計を用い、シーディング粒子として線香煙を使った。温度測

定は、0.2 mm ϕ の K 熱電対を用い、測定の際にエアカーテン流を乱さないように配慮した。

2章における実験条件は、吹出し幅が $W_{CA}=90$ mm, $W_{GA}=60$ mm, 吹出し平均速度が $V_{CA}=1.0$ m/s, $V_{GA}=0.7$ m/s, 吹出し温度が $T_{CA}=-5^{\circ}\text{C}$, $T_{GA}=10^{\circ}\text{C}$, 庫内温度 $T_{IN}=0^{\circ}\text{C}$, 室内温度 $T_{OUT}=25^{\circ}\text{C}$ に設定し、吹出し速度分布形状は図3に示した。

2.2 エアカーテン挙動の解析

2.2.1 基礎関係式 本研究は、最終的に設計に使用するという目的から、エアカーテン流が境界層近似できる二次元平面流れであると仮定して、簡易なプログラムにより数値計算することを目指している。

基礎式は、質量保存式、運動量保存式およびエネルギー保存式である。それらを境界層方程式に変形し、時間平均化を施し、流れ関数 ϕ を導入することにより、次の方程式で表される⁽⁷⁾。

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial \psi} \left(\rho \bar{u} \cdot a \frac{\partial \phi}{\partial \psi} \right) + S \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 x :鉛直下方向座標、 ψ :流れ関数、 $\bar{u}$:鉛直下方向流速成分、 ρ :密度である。また、変数 ϕ は、流速 u とエンタルピー h であり、各々に変する a, S を表1に示す。表1において、乱流シュミット数は一般に用いられる値として $\sigma_{eff,h}=0.7$, P は圧力、 g は重力の加速度、 μ_{eff} は有効粘性係数である。さらに、 μ_L を層流粘性係数、 μ_t を乱流粘性係数とすれば、 $\mu_{eff}=\mu_L+\mu_t$ である。

μ_t は、式(2)に示す混合長モデルより算出する⁽⁸⁾。

$$\mu_t = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right| \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 l_m は混合長、 y は水平庫外方向座標である。 l_m は、式(3)より算出する⁽⁸⁾。 δ を境界層の厚さとし、

$$l_m = 0.07 \delta \quad \dots\dots\dots (3)$$

温度 T は、エンタルピー h から式(4)を使って求める。

表1 $\bar{u}, h$ に対する a, S

ϕ	a	S
$\bar{u}$	μ_{eff}	$-\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial x} - \rho g \right)$
h	$\mu_{eff} / \sigma_{eff,h}$	0

図1 実験装置概略

図2 モデルショーケース

図3 吹出し速度分布

$$h = \int_{T_0}^T C_p \cdot dT \quad \text{.....(4)}$$

ここで、 T_0 は基準温度である。また、エアカーテンは乾き空気であると仮定し、 C_p は乾き空気の比熱を用いた。実際、空気は冷凍機で着霜させているので、この仮定はほぼ正しいと思われる。温度の境界条件は、室内側は $\partial T / \partial y = 0$ かつ T_{OUT} 一定、庫内側は $\partial T / \partial y = 0$ かつ吹出し口 ($x=0$) において $T_{\text{IN}}=0^\circ\text{C}$ とした。また、密度 ρ は状態方程式から求める。

次に、エアカーテンの両境界から巻き込むエントレイン量 $\dot{m}_c''$ は、式(5)から求める⁽⁷⁾。添字 G はエアカーテン境界(自由境界)における値を示すとすれば、

$$\dot{m}_c'' = -\frac{\partial \psi_G}{\partial x} = \frac{(\mu_{\text{eff}})_G}{(\partial y)_G} \quad \text{.....(5)}$$

以上の基礎関係式を解く手順は、文献(7)に準ずる。

2.2.2 モデリング 前述のようにショーケースのエアカーテンは流れに垂直に棚があるため、逆流を扱えるだ円形方程式を解く複雑な計算が必要であるが、本研究では複雑な流れを計算することを避けて、境界層流れを扱う放物形方程式を適用できるように、棚効果モデルを用いる。また、従来の浮力モデルにおいては、圧力こう配を式(6)のように表現している。

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} = \rho_\infty g \quad \text{.....(6)}$$

ここで、 ρ_∞ は室内の空気の密度である。そして、境界層流れでは噴流横断方向の圧力を一定としている。ところが、ショーケースのエアカーテンは両境界の温度が異なり、噴流内横断方向に静圧分布を生じていると考えられ、以下の浮力モデルにより補正近似した。

a. 浮力モデル 圧力こう配式(6)を局所的に適用し、浮力効果を式(7)に示すように表現した。

$$-\left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} - \rho g\right) = -\left(\frac{\partial \rho}{\partial y}\right) dy \cdot g \quad \text{.....(7)}$$

式(7)による浮力の効果を、式(6)の圧力こう配による浮力の効果 $(\rho - \rho_\infty)g$ と比較して図4に示す。式(7)によれば、温度変化の大きいところで大きな浮力が働いている。さらに、式(7)は室内の密度を基準としているため、エアカーテンの庫内側へいくほど、浮

図4 浮力の効果

力効果の積分効果としての浮力が働いていることになる。

b. 棚効果モデル まず、オープンショーケース内の気流の流れを線香煙による可視化により調べたところ、図5のようになっていることがわかった。エアカーテン流は、コアンダ効果などによって棚先端へ付着しようとする。これによって、例えば本研究で扱ったように、エアカーテン庫内端と棚先端の位置が同一鉛直線上にない場合でも、吹出し口庫内端と棚先端、および吸込口庫内端を結んだ破線に沿って流れる。吹出し口を出たエアカーテンは①のように庫内空気をエントレインしつつ流れ、1段めの棚にさしかかると、棚によってエアカーテン本流と、棚に沿って庫内へ入る流れ②に分かれる。さらに、棚奥にスペースがある場合には、密度差による下向流③が生じる。したがって、1段めの棚間空間と破線で囲まれた空間の連続性を考えると、②=①+③となっている。下向流③は④、⑤となり、⑥へ吸い込まれるため、2段め以降の棚間の連続性は満足される。ここで、分岐流②の量は、庫内の空気の体積に比べて十分小さいため、気流②によって庫内空気に循環流を生じないこと、そして棚直後におけるエアカーテン流への棚の影響はほとんど無視できることを、煙による可視化により確認している。したがって、エアカーテンが棚間を流れている際は、二次元平面境界層流れの計算を行い、棚にさしかかった位置で気流②の分を差引く操作をすればよい。次に、気流②の分離方法を図6に示す。図6(a)は棚通過直前のエアカーテン速度分布であり、斜線部の面積が気流②の流量に等しい。この斜線部を図6(b)のように分離して、次の棚間の計算の初期条件とする。①による流量は式(5)の積分値であり、③による流量はそこを流れる速度の実測値から求め、160 kg/h とした。

図5 庫内気流の模式図

図6 気流の分離法

2.3 実験値と計算値の比較と検討 2.1節に述べた実験結果と、浮力モデル、棚効果モデルを導入した数値計算結果の比較を、エアカーテン断面内の速度分布と温度分布について行い、図7 ($x=57\text{ mm}$)、図8 ($x=275\text{ mm}$)、図9 ($x=595\text{ mm}$)、図10 ($x=830\text{ mm}$)に各々示した。図中、プロットは実験値を、実線は速度の計算値、破線は温度の計算値を示す。図7、8は吹出し口から1段めの棚までの領域のエアカーテン流であり、棚効果モデルは適用されていない領域の結果である。実験と計算は良い一致を示しており、2層のエアカーテン間の境界の状況も良く表現できている。このことから、棚間を流れている間は二次元平面境界層流れの計算を適用するという仮定、および浮力モデルは正しいことがわかる。さらに、図9は棚を2段通過後の流れ、図10は棚を3段通過後の流れであるが、実験と計算は良く一致している。特に、速度分布の積分から得られる流量で比較しても、おおよそ一致しており、これにより棚効果モデルの妥当性を確認できる。

3. 外気遮断性能評価法⁽⁹⁾

本報における外気遮断性能とは、以下に示すエアカーテンの役割の中のいずれかの性能を表す。

(1) 高温の室内とショーケースを遮断して、室内

の空気の侵入を防ぐ。

(2) 庫内の各棚に対して、冷気を平等に分け与えるとともに、庫内を所定の温度レベルまで冷却する。

(3) エアカーテン内のエンタルピー量が、エントレインにより増加するのを抑制する。

以下、外気遮断性能を実験、解析の両面から評価する。

3.1 実験による評価 実験においては炭酸ガス濃度法を用いた。図11に測定系を示す⁽⁹⁾。サンプリングは、CA吹出し口点⑩および室内代表点⑪の2箇所で行い、各々の点での CO_2 濃度を C_{c1} 、 C_R とする。性能評価としては、次式に示す $1/\Delta C$ を用いたが、これは外気の侵入量ではなくコンダクタンスを表し、(1)の役割を評価している。

$$\frac{1}{\Delta C} = \frac{1}{(C_{c1} - C_R)} \quad [\text{ppm}^{-1}] \quad \dots\dots\dots (8)$$

3.2 解析による評価 ここでは、2章における数値計算にもとづき、エアカーテンの外気遮断性能の評価を行う。そのために、以下に述べる5種類の評価項目を設定した。

a. トータル外気侵入量: $G_{CR-TOTAL} [\text{kg/h}]$

これは、エアカーテン室内側境界から巻き込む空気の総質量流量である〔役割(1)の評価〕。 $\dot{m}_E''$ をエアカーテンの室内側境界の流線を通りぬけて出入りするエン

図7 計算値と実験値の比較 ($x=57\text{ mm}$)

図9 計算値と実験値の比較 ($x=595\text{ mm}$)

図8 計算値と実験値の比較 ($x=275\text{ mm}$)

図10 計算値と実験値の比較 ($x=830\text{ mm}$)

トレイン量とし、 x_N を吸込口の位置とすれば、

$$G_{CR-TOTAL} = \int_0^{x_N} \dot{m}_E'' dx \quad \dots\dots\dots (9)$$

b. 外気侵入量: G_{CR} [kg/h] これは、 $G_{CR-TOTAL}$ がエアカーテン内に均一に広がったと仮定し、吸込ダクト内へ入る流量に比例配分して算出したものである〔役割(1)の評価〕。 G_{CA} , G_{GA} を各々CA, GA を流れる質量流量とすると、

$$G_{CR} = G_{CR-TOTAL} \cdot \frac{G_{CA} + G_{GA}}{G_{CA} + G_{GA} + G_{CR-TOTAL}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

c. エアカーテンダクト内に入る熱量増加量: ΔH_M [kcal/h] これは、エアカーテン吸込口からダクト内に持ち込まれる熱量の増加量である〔役割(3)の評価〕。図5において、下向流③は最下段で⑥のように吸い込まれるため、エアカーテンから分岐して庫内へ入った際にエアカーテン流から持ち出した熱量と吸込口で合流する際に持ち込んだ熱量の差 ΔQ_{HAI} だけ庫内と熱交換する。

$$\Delta H_M = \int_{y_l}^{y_m} h_p u dy + \Delta Q_{HAI} - (H_M)_o \quad \dots\dots (11)$$

ここで、図12に示す y_M, y_l 間の斜線部の流量は、 $[G_{CA} + G_{GA} - \textcircled{3} \text{ (図5)}]$ に等しく、添字 o は吹出し口を示す。

d. CAダクトに入る熱量増加量: ΔH_{GC} [kcal/h] これは、吸込口からCAダクト内に持ち込まれる熱量の増加量である。ダクトが完全に二重で、CAダクトにのみ冷却器がある実際のショーケースでは、 ΔH_M よりも実質的な評価ができる〔役割(3)の評価〕。

$$\Delta H_{GC} = \int_{y_l}^{y_{GC}} h_p u dy + \Delta Q_{HAI} - (H_{GC})_o \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここで、図12に示す y_{GC}, y_l 間の斜線部の流量は $[G_{CA} - \textcircled{3} \text{ (図5)}]$ に等しく、添字 o は吹出し口を示す。

e. ショーケース庫内から奪われる熱量: $\Sigma \Delta H_i$ [kcal/h] これは、ショーケース庫内がどれだけ冷却できるかを表す〔役割(2)の評価〕。 ΔH_i を、各棚間がどれだけ冷却できるかを表すとし、 x_i を i 段めの棚位置を示すとすれば、

$$\Delta H_i = \int_{x_{i-1}}^{x_i} C_p (T_{IN} - T_o) \dot{m}_i'' dx - \int_0^{y_i} h_p u dy \Big|_{x_i} \quad \dots\dots\dots (13)$$

のように、図5の①の気流によって持ち出される熱量(右辺第1項)と図5の②の気流によって持ち込まれる熱量(右辺第2項)の差で表される。ここで、 $\dot{m}_i''$ はエアカーテンの庫内境界の流線を横切り出入りするエントレイン量である。さらに、各棚での ΔH_i を合計した $\Sigma \Delta H_i$ によりショーケース全体を評価できる。

以上の評価項目のうち、a~dは、エアカーテン性能が良いほど値が小さくなり、eは、エアカーテン性能が良いほど値が大きくなる。

3.3 実験と解析による評価の比較と検討 3章における実験および計算条件は、表2に示す6ケースとした。表2中で吹出し速度については、図13に示す速度分布とした。そして、3.2節に述べた評価項目を

表2 実験および計算条件

T_{CA}	T_{GA}	T_{OUT}	T_{IN}	V_{CA}	V_{GA}	V_{CA}	V_{GA}
-5℃	10℃	25℃	0℃	90mm	40mm	1.0 m/s	0.5 m/s
↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	0.7 m/s
↑	↑	↑	↑	↑	60mm	↑	0.5 m/s
↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	0.7 m/s
↑	↑	↑	↑	↑	80mm	↑	0.5 m/s
↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	0.7 m/s

図11 外気遮断性能の測定系

図12 吸込口の速度分布上の y 図13 吹出し速度分布

図14 性能評価の比較

図15 性能評価の比較

 図 16 ΔH_{Mi} と $1/\Delta C$ の比較

算出し、GA 吹出し口幅に対する各評価項目の影響を調べ、図 14 と図 15 に示した。ここで、実験と解析による評価は、一対一に対応しないため、両者は傾向により比較する。図より、 $G_{CR-TOTAL}$ 、 ΔH_M 、 ΔH_{GC} は、 $1/\Delta C$ の傾向を比較的良好に表現できている。 G_{CR} については、 $G_{CR-TOTAL}$ がエアカーテン内に均一に広がるとした仮定に問題がある。また、 $G_{CR-TOTAL}$ は、エアカーテン流の室内側境界からの外気の巻き込みを評価しているので、この一部が吸込口において室内へ戻ることを考慮すれば適切でない。 $\Sigma \Delta H_i$ は、本来定常状態では零となるべきだが、庫内側温度境界条件を吹出し口で 0°C に設定したため、定常状態において到達する庫内温度との差だけ生じた仮想負荷である。したがって、適正な T_{IN} を与えていれば $\Sigma \Delta H_i$ は生じず、 ΔH_M 、 ΔH_{GC} から $\Sigma \Delta H_i$ を差引いて真の熱量増加量 ΔH_{Mi} 、 ΔH_{Gci} を設定した。

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_{Mi} &= \Delta H_M - \Sigma \Delta H_i \\ \Delta H_{Gci} &= \Delta H_{GC} - \Sigma \Delta H_i \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

ここで、吹出し口における庫内境界温度の見つくり誤差があったにもかかわらず、2 章の速度分布、温度分布の実験と計算の対応が良かった原因としては、次のことが考えられる。すなわち、庫内境界温度がわずかに異なっても、温度分布に対する影響は少ないが、境界を出入りする熱量には敏感に影響するためと思われる。さて、式(14)により、吹出し口における庫内境界温度の見つくりが定常状態における温度と多少異なっても、真の熱量増加量が得られる。

ここで、 ΔH_{Mi} と $1/\Delta C$ を比較して図 16 に示した。図 16 中、△印が計算による評価、○印が実験による評価である。 $V_{GA}=0.7 \text{ m/s}$ の場合の計算による評価は、 w_{GA} が 80 mm の場合より 60 mm の場合のほうが良くなっており、実験による評価と多少異なっている。これは、極小値をとる w_{GA} の位置が多少ずれたものと解釈できる。すなわち、エアカーテンの吹出し幅は、ある程度広くなると、外気遮断性能の評価は極大値をとり、それ以上広くなってもあまり変化しないと考えられる。原因としては、 CO_2 ガスメータの測定範囲の制約から、設定ガス濃度を高くとれず、測定誤差が生じたことなどが考えられる。この要因を除けば、計算による評価と実験による評価は、比較的良好に対応している。

4. 結 言

オープンショーケースのエアカーテンの挙動を(1)浮力モデル、(2)棚効果モデルを導入することにより、比較的良好な計算手法である二次元平面境界層流れに対する数値計算により、精度よく予測することができた。さらに、数値計算結果からエアカーテンの性能評価を行う評価項目 ΔH_{Mi} 、 ΔH_{Gci} を設定した。これにより、ショーケースのエアカーテンの計算機援用設計に一步近づけた。最後に、実験に関し多大の協力をいただいた日本建鉄(株) 佐野忠氏に深く感謝します。

文 献

- (1) Schlichting, H., *Boundary Layer Theory*, (1955), McGraw-Hill.
- (2) Abramovich, G. N., *The Theory of the Turbulent Jets*, (1963), 52, M. I. T. Press.
- (3) 新津・加藤, 空気調和・衛生工学会論文集, 1 (昭 38), 1.
- (4) Bragg, G. M. and Bednarik, H. V., *Int. J. Heat Mass Transf.*, 18-3 (1975), 443.
- (5) Van, N. Q. and Howell, R. H., *ASHRAE Trans.*, 82-1 (1976), 208.
- (6) 古藤・山中, 機講論, No. 854-2 (昭 60-3), 62.
- (7) Patankar, S. V. and Spalding, D. B., *Heat and Mass Transfer in Boundary Layers*, (1970), Intertext Book.
- (8) Launder, B. E. and Spalding, D. B., *Mathematical Models of Turbulence*, (1972), Academic Press.
- (9) 古藤・山中, 第 19 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, (昭 60), 61.