

## ユニットクーラの冷凍能力試験方法 A New Method for Measuring Cooling Capacity of Unit Coolers

渡辺 学\*      三堀 友雄\*      原 正和\*\*  
 Manabu WATANABE      Tomowo MIHORI      Masakazu HARA

梶谷 志乃\*      宮尾 大樹\*      酒井 昇\*  
 Shino KAJITANI      Daiki MIYAO      Noboru SAKAI

\*東京海洋大学海洋科学部海洋食品科学科 (108-8477 東京都港区港南 4-5-7)

Department of Food Science and Technology, Tokyo University of Marine Science and Technology  
 (4-5-7, Konan, Minato-ku, Tokyo, 108-8477)

\*\*日本冷却器工業会 (277-0863 千葉県柏市豊四季 131)

Japan Cooler Association

(131 Toyoshiki, Kashiwa-shi, Chiba, 277-0863)

### Summary

In order to measure cooling capacity of unit coolers, a few methods have been practically used. But all of them have serious defects that worsen measuring accuracy. Authors propose a novel method for measuring cooling capacity, which has distinct superiorities in high accuracy and brief measuring time. The method employs a short duct on which test cooler and electric heater are installed. The duct is thermally insulated and it has a fan to make air flow inside of the duct. The cooling capacity can be measured by reading electric power meter applied to the heater, under the condition that the temperature at the inlet and the outlet of the duct are equal. A test apparatus that realizes the proposed method is developed to make experiments for validating its feasibility. Preliminary tests disclose that there is fatal temperature deviation in a cross section at the outlet of the duct caused by configuration of heater unit, which spoils the measuring accuracy. Then, a specially designed air mixer is applied to the duct, which successfully suppresses the temperature deviation. Through the tests under various conditions, averaged measuring accuracy is obtained as about 2 %, which proves the proposed method can be successfully applied.

**Key words :** Cooler, Evaporator, Heat exchanger, Cooling capacity, Instrumentation, Cold storage

### 1. 緒言

食品などの冷却や凍結保存を目的として、冷蔵倉庫は広汎に利用されている。

冷蔵倉庫の場合、他の冷凍・空調機器とは違い、冷却器（蒸発器）は倉庫の付帯設備として設置され、現場で初めてコンデンシングユニットと接続されることが一般的である。すなわち、冷蔵倉庫の熱設計に当たっては、倉庫の用途（熱

負荷)に応じた冷凍能力を算出し、これに見合う冷却器と、それに適合するコンデンシングユニットを選定しなくてはならず、そのためには冷却器の熱交換性能が正確にわかっていることが望ましい。

現在、冷蔵倉庫用の冷却器としては、フィンチューブ型蒸発器にファンを取り付けた、いわゆるユニットクーラが多く用いられている。ユニットクーラの冷凍能力は、ファンの回転数やコンデンシングユニットの運転条件、すなわち管内側の冷媒流量と蒸発温度によっても変わるため、冷却器の熱交換性能として正確な定量評価を行うためには、様々な使用条件下での冷凍能力の実測データが不可欠である。

しかし、現在ユニットクーラの冷凍能力試験法として幾つかの方法が JIS に規定されているが、どの方法においても測定誤差の混入や、測定に長時間を要するなどの原理的な欠点があり、正確な測定が成されているとは言い難い。このため、製造メーカーの公表データもあまり正確とは言いがたいのが現状であり、完成した冷蔵倉庫において設計通りの冷凍能力が出なかったり、コンデンシングユニットが無理な運転を強いられて効率の低下や故障を招くなど、様々なトラブルの原因となっている。

また、冷却器メーカーでは、ユニットクーラの性能向上を目指して多大な努力が成されているが、正確な能力測定ができないということは、効率的な製品開発の妨げともなっている。

以上を踏まえて本研究では、筆者らが発明した、高精度かつ簡便な測定を可能とする試験原理<sup>1)</sup>に基づいて、ユニットクーラの冷凍能力を測定するための新しい方法を開発している。本稿では、実際に冷凍能力試験を行うための試験装置を製作して検証実験を行い、試験原理の実現可能性を実証することを目的とする。

## 記号

$c_p$ : 水の定圧比熱	[kJ/kgK]
$Q_c$ : クーラ能力	[kW]
$Q_H$ : ヒータ能力	[kW]
$\Delta T$ : 冷却水温度差	[°C]
$V$ : 水の体積流量	[L/s]

$\rho$ : 水の密度 [kg/L]

## 2. 既存の試験方法

ユニットクーラの冷凍能力を測定するために、現在、以下の方法が規定されている。

### 2.1 熱量計式試験室法 (JIS-B-8626, 1993)

二重の断熱壁によって囲われる検査室にクーラとヒータを配置して、検査室内の空気温度変化が無くなるようにヒータの印加電力を制御し、その時の印加電力量によって冷凍能力を推定するという方法である。検査室内での熱的平衡条件が成立することを前提としているため、検査室内の温度の時間経過を逐一測定し、平衡条件が成立したことを確認する必要がある。このため、検査室の熱容量が大きくなると、測定値を得るまでに長時間を費やさなければならない。また、検査室を完全に断熱することは困難なので、熱漏洩に起因する誤差が測定値に含まれやすいという難点もある。

### 2.2 風量測定法 (JIS-B-8610, 1990)

クーラ出入口の空気温度差と空気の質量流量および比熱の積として冷凍能力を推算する方法である。クーラを通過する流量を算出するためには、風速を測定することが必要であるが、クーラを通過する風速はあまり大きくないため、正確な測定を行うことは極めて困難である。現状規格では、風速測定に毎秒 0.2 m (約 10%相当)の誤差を許容しており、冷凍能力を算出するうえで同じ程度の誤差が生ずるのを避ける事が出来ない。

### 2.3 冷媒流量計法 (JIS-B-8626, 1993)

クーラ出入口での冷媒のエンタルピー差と冷媒の質量流量との積によって冷凍能力を推定する方法である。この方法では、まず冷媒のエンタルピー差を測定するために、クーラの出入口で冷媒の温度および圧力を測定する必要がある。さらに冷媒質量流量の測定が必要だが、質量流量計は高価なので、一般的には体積流量の測定値に、温度・圧力より算出した密度を乗じて算出されることが多い。この測定値を元に、さら

に冷凍機油の混入量を勘案して実際の冷媒質量流量を推定しなくてはならない。このように冷凍能力の算出に関わるパラメータのすべてに測定誤差が入り込む可能性があるため、冷凍能力を算出する上で誤差が生じ易い。

#### 2.4 凝縮器冷媒流量計法 (JIS-B-8626, 1993)

水冷式凝縮器ユニットの凝縮器出入口における冷却水の温度差と冷却水流量との積から冷媒の凝縮潜熱を算出し、これと凝縮器出入口での冷媒のエンタルピー差から冷媒質量流量を求める方法である。これ以後、2.3の方法と同様な手順で冷凍能力を算出する事ができる。しかし、この方法においても、パラメータのすべてに測定誤差が入り込む可能性がある。また、測定対象が一段と多くなることは、計測誤差の原因を増やすことになるので好ましくない。

### 3. 提案する能力測定法

#### 3.1 測定原理

提案する試験方法の原理は以下のようなものである。温度を一定に保った検査室内に、図1に示すような断熱されたダクトを置き、その両端にクーラおよび電気ヒータを設置する。そのダクト内に空気を流入させると、始めにクーラで冷却され、続いてヒータで加熱される。この時ダクトの流入温度と流出温度が同じであれば、ヒータが空気流に与えた熱量とクーラが奪った熱量は同じであると考えられるから、ヒータへの印加電力を測定すれば、それが即ちクーラの冷凍能力となる。

本原理の最も大きな特長は、冷凍能力の測定に直接関わる測定器が電力計のみだということである。風速や冷媒流量は全く知る必要が無く、温度についてもダクト入口と出口で等しくなっていることを検知できさえすればよいので、原理的には測定精度に影響を及ぼさない。また、本質的にはダクトのみに断熱を施せばよいので、熱漏洩を大幅に抑止することができ、それに起因する測定誤差が大幅に減少することが見込まれる。さらに、測定に関わる機器の体積が小さく、かつ空気が流動しているため、温度平衡に達するまでの時間が現行の試験法と比べて格段

に短くでき、究めて迅速な試験が可能になると考えられる。

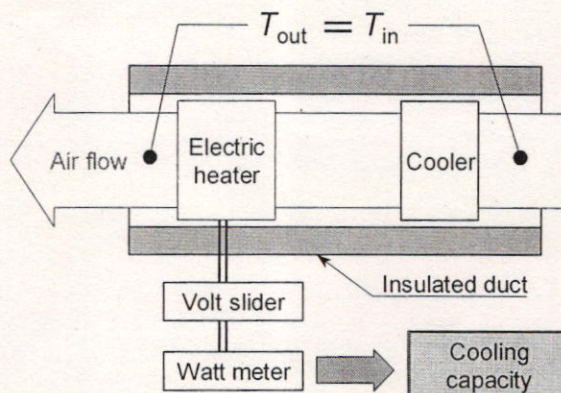


Fig. 1 Principle of proposed measuring method

#### 3.2 試験装置の基本設計

前項で述べた測定原理を具現化するための試験装置の基本設計について検討した。

##### 3.2.1 熱電対のループ結線

ダクトの流入温度と流出温度が等しいという状態を正確に検出するため、温度検知部にはT型熱電対を用いて、図2のようなループ状の結線を行った。このようにすれば、電位差計の表示が0であることを確認するだけで、流入温度と流出温度が等しいことが判定できる。また、ループ数を増やすことで感度を向上させられるという特長を持つ。

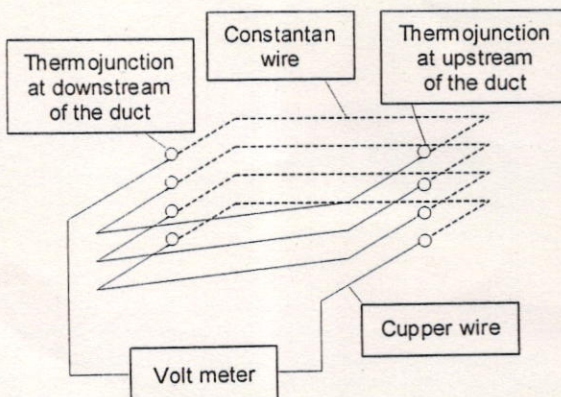


Fig. 2 Wiring of thermocouple

##### 3.2.2 ふく射防止用ルーバ

本測定原理では、クーラと空気、ヒータと空気、以外に熱のやりとりがあると、測定誤差が生じる。クーラとヒータが直接相対していると、

ふく射による熱交換が起こって測定誤差の原因となるため、これを防止するためのルーバを設置する必要がある。ダクトの外側へ向けても、ふく射による熱交換はあり得るので、クーラ、ヒータそれぞれの両側にルーバを設置すれば、より確実である。今回作製したルーバは、開口比（進行方向ルーバ長さに対するルーバピッチの比）が0.2であり、計算によれば1.2%のふく射しか透過しない。これを、ダクト内に縦向きおよび横向きに取り付けた。

### 3.2.3 ダクト

今回作製した装置は実証試験のためのものであるから、各セクションの取替えや入替えが必要になると思われる。そこで、ダクトはフランジ構造を用いて、各セクションに分割可能な構造とした。また、クーラのベンド部が外気に曝されることを防ぐため、ダクトは二重構造にした。これはダクトの断熱にも有効である。

### 3.2.4 実証実験の方法

本試験方法によって高精度の測定が可能であることを実証するためには、別の手段によって正確に測定された冷凍能力との比較を行うことが必須である。しかし2.で述べたように、従来行われてきた試験法では何れも正確な測定が難しい。本試験方法は、フィンチューブ熱交換器のフィン側での交換熱量を求めるものであるから、実証試験に際しては、管内側に実冷媒では無く水を冷却材として流動させることにした。水ならば熱交換による相変化が無く、比熱が正確にわかっているため、熱交換器通過による温度上昇と冷却水流量を測定すれば、交換熱量を精度良く算出することができる。

## 4. 試験装置

前章で述べた基本設計に基づき、図3のような試験装置を製作した。ダクト上流にはベルマウス(5)を設けてあり、そこから流入した空気がヒータ(2)で加熱され、ルーバ(4)を通過した後クーラ(1)で冷却され、ファン(3)によって排出される。このときに、ダクト上流および下流の温度接点(6)をループ状に結線した熱電対の出力電圧を電位差計(9)で読み取り、それがゼロとなるようにスライダック(7)で

ヒータ出力をコントロールすれば、その時の積算電力計(8)の読み値がクーラの冷凍能力に等しくなる。クーラ前面風速を可変とするため、ファンにはインバータ(10)が取り付けられている。本装置を設置する検査室には、実験室の付帯設備である実験用冷蔵倉庫を利用した。また、冷却材に水を用いる関係上、冷却温度を $0^{\circ}\text{C}$ 以下にはできないため、ヒータを上流側に設置することで熱交換量の増大を図っている。以下、各セクションについて詳述する。

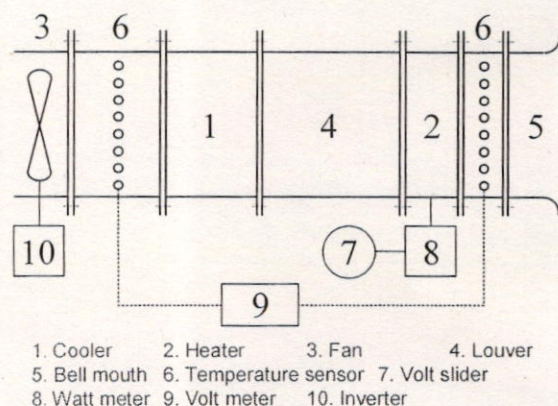


Fig. 3 Test apparatus

### 4.1 温度検知部

もしダクト内に温度分布があった場合、クーラとヒータの能力が釣合っている状態を正しく検知できない可能性がある。そこで Fig.4 のように  $\phi 4\text{ mm}$  の細径銅管を垂直に設置し、その内部に熱電対を通して、先端部を銅管の外側か

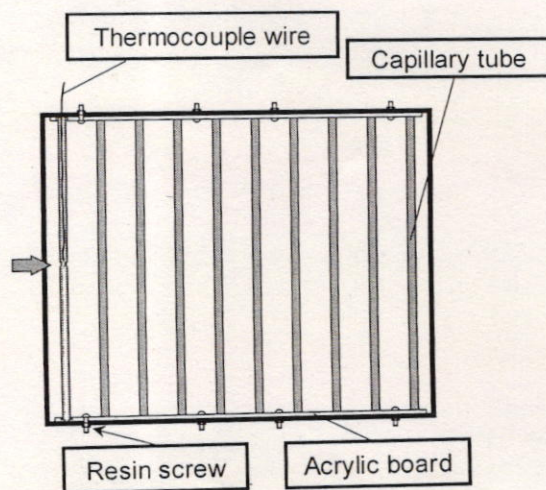


Fig. 4 Temperature sensing section

ら矢印で示した部分のように圧着した。これにより、垂直方向の温度分布があったとしても、銅材の良好な熱伝導により、空間平均的な温度を検出できると考えられる。

銅管の設置に当っては、金属製のダクト内壁と電氣的に絶縁するため、特殊な穴開け加工を施したアクリル板を樹脂ネジによりダクト内壁に固定した。そして、ダクト内壁にも孔を開けてそこから熱電対素線を引き出して結線を行った。これにより、ダクト内部に熱電対素線が露出することが避けられた。

#### 4.2 クーラ部および冷却水循環系

クーラには、4列10段千鳥配列のフィンチューブ熱交換器を用いた。パス数は5なので、1パス当たり8ターンになる。冷却管径は $\phi 15.9$  mm o.d., フィンピッチは4 mm である。

冷却水は、流入温度を一定に保つために設けた容積  $1 \text{ m}^3$  のリザーバからポンプで供給し、クーラ通過後、ウォーターチラーで冷却してからリザーバに戻している。チラーはサーモコントローラを備えており、冷却水温度のコントロールを可能としている。

冷却水側の交換熱量は式 (1) で算出した。

$$Q_c = \rho V c_p \Delta T \quad (1)$$

密度と比熱の値は $\rho = 1 \text{ kg/L}$ ,  $c_p = 4.18 \text{ kJ/kgK}$ とした。水温の変化による物性値の違いは、今回実験を行った温度域では、密度で0.06%、比熱で0.16%と小さいため無視した。流量測定には水道用の量水器を用い、10 L 流れるのに要する時間をストップウォッチで測定して、積算流量を求めた。量水器の精度は法律で4%以内と定められているが、実際に適切な流量範囲で使用すると1%以内の高精度が得られる。温度差は、クーラ出入口に白金測温抵抗体 (A 級, 4線式) を取り付けて、これをデータロガー (江藤電機 THERMODAC-E 5001A) に接続して測定した。分解能は  $0.01 \text{ }^\circ\text{C}$  なので、1digit の誤差があったとすれば、温度差としての誤差は  $\pm 0.02 \text{ }^\circ\text{C}$  となり、温度差が  $4 \text{ }^\circ\text{C}$  の場合の測定精度は  $\pm 0.5 \%$  となる。以上より、冷却水側から算出した交換熱量は十分な精度をもっていると考えられる。

また、チューブ側に水を流す場合、水の流路に沿って熱交換が進み水温が上昇するため、クーラの構造によってはダクト断面内で温度分布が生じる可能性がある。今回用いたクーラはターン数が偶数なので、水平方向の温度分布は無いと仮定し、垂直方向について簡単な試算を行ったところ、最大でも  $2 \text{ }^\circ\text{C}$  程度に収まることが判った。4.1 で述べたように、垂直方向には、空間平均値を測定できるよう細径銅管が設置してあるため、この程度の温度分布は無視できると考えた。

#### 4.3 ヒータ部および計測系

ヒータには、ダクト用エロフィンヒータ (最大出力 8kW) を用い、スライダックで出力をコントロールした。ヒータ能力の測定には使用公差  $\pm 3 \%$  の電力量計を用いた。また、測温抵抗体と同様に、熱電対からの出力電位差もデータロガーに取り込んだ。データロガーは RS-232C で PC と接続した。

#### 4.4 実証試験

以上のような試験装置を用いて、予備的に実験を行ってみた。温度検知部は、図4の中程6本の細径銅管に熱電対を圧着し、入口側の6点とループ結線を行った。なお、クーラで結露が生じると測定誤差に繋がるため、露点が冷却水流入温度以下となるように検査室の除湿をしてから実験を始めるようにした。そして結露が生じていないことを確認するため、クーラ部のダクト外壁の一部を透明アクリル製にして、ベンド部の目視観察を行った。

4 回行った試験の結果を表1に示す。表中の「Error」は、冷却水側から求めた交換熱量を基準としてヒータ側の測定値がどれだけずれているかを計算したもので、これを平均すると、 $-13.7 \%$  となった。しかし、平均値からの偏差は  $\pm 1 \%$  であり、測定精度自体は高いことが示唆された。全体的に値がずれているのは、ダクト断面に温度分布があったためと考えられる。ダクト出口での温度測定点6点が、断面平均温度よりも温度の高いエリアにあったとすれば、クーラ能力よりもヒータ能力が小さい状態で出入口の温度が等しくなるため、Error 値が負にな

るのは妥当な傾向である。

次章では、測定精度を向上させるため、ダクト断面内の温度分布について詳しく検討する。

Table 1 Preliminary test results

$V$ L/s	$\Delta T$ °C	$Q_c$ kW	$Q_H$ kW	Error %
0.325	2.85	3.87	3.31	-14.5
0.327	3.58	4.89	4.25	-13.1
0.333	3.80	5.29	4.50	-14.9
0.322	4.87	6.55	5.73	-12.5

### 5. ダクト断面内温度分布

#### 5.1 温度分布の測定

ダクト出口側断面内の温度分布を調べるため、図 5 に示す通り、縦一列、横一列の十字型に合計 21 点の温度測定点を設けた。ダクト内壁付近は温度変化が激しいと予想されたため、測定点を細かく取った。なおダクト入口側については、10 点での温度測定を行い、断面内での温度分布がほとんど無いことを確認している。

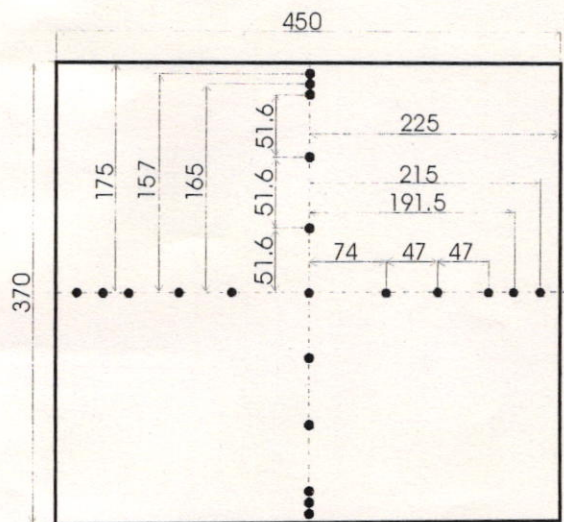


Fig. 5 Temperature measuring point

この状態で、ヒータとクーラをそれぞれ単独で作動させたときの温度分布を測定した。図 6 は、クーラを止めてヒータのみを印加電力 8 kW で運転した時の、ダクト出口での温度分布を測

定した結果である。位置は中心からの距離で示しており、垂直方向では上、水平方向では右をプラスの向きとしている。図より、ダクト中心部で温度が高くなっていたことは明らかであり、これは 4.4 の推論を裏付ける結果である。断面内での温度分布は最大で 13.9 °C となった。また、横方向の温度分布はほぼ左右対象だが、縦方向では、下側の方が温度が低くなる傾向を示した。

なお、冷却能力約 8 kW でクーラのみを運転した場合、温度分布は最大でも 3 °C 程度に収まることが判った。

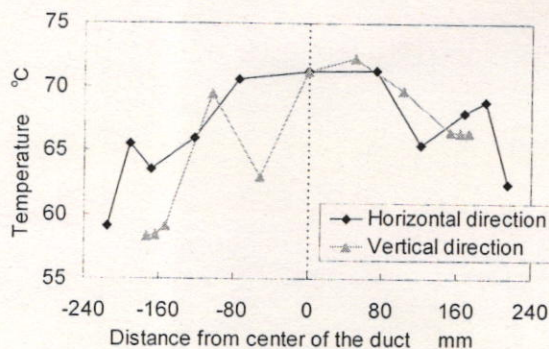


Fig. 6 Temperature profiles at the outlet of the duct

初め、この温度分布の原因として、プロペラファンの特性に起因する風速分布が、ヒータ部にまで影響を及ぼしているのではないかと考えた。しかし、その対策として、ファンの径を変えたり、ファンとヒータの間にルーバを追加して距離を伸ばしたり、パンチング板を挿入して通風抵抗を大きくするなどの手段を試みたところ、ほとんど改善効果はみられなかった。クーラのみ作動時よりもヒータのみ作動時の方が、はるかに大きな温度分布が観

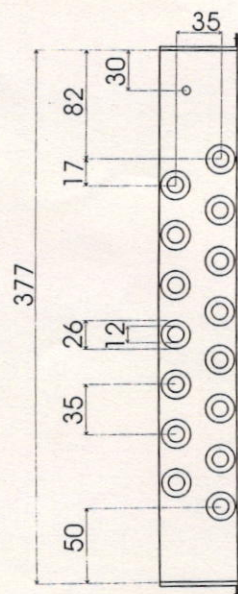


Fig. 7 Configuration of heater unit



測されたことも考慮すると、ヒータ部分そのものに温度分布を生じさせる原因があったと考えるべきである。

ヒータの構造を図7に示す。図のように、ヒータの上部には過熱防止用の温度センサが取り付けられており、大きな空間が開いている。さらにヒータ両端部にはフィンが無いので、これらより、ダクト内の発熱密度が一様にならないことが推察される。また、このような構造では、通風抵抗にも分布があるものと考えられる。そこで、ダクト断面内の風速分布を測定することにした。

## 5.2 ダクト内風速分布の測定

ヒータユニットとルーバユニットの間にダンボール製のダクトを設置し、そこからダクト内にピトー管を挿し込んで、縦横に5点ずつトラバースさせることで、図8に示す25点の風速を測定した。ピトー管の差圧は、アスカニア型水柱微差圧計によって測定した。最小目盛りは0.01 mmH<sub>2</sub>O である。

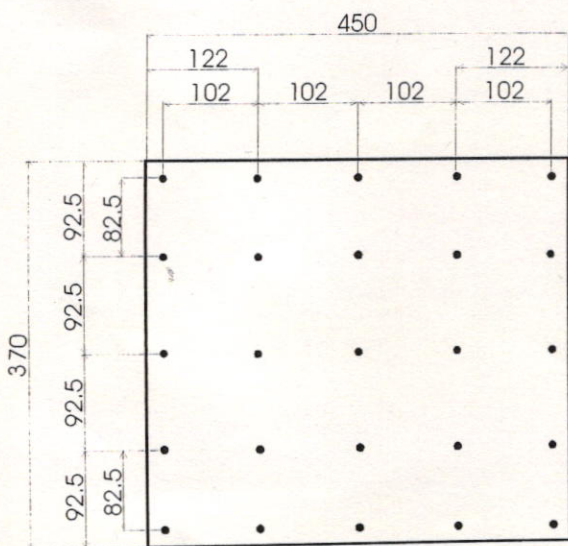


Fig. 8 Air velocity measuring point (unit: mm)

Fig. 9 は、横方向5箇所における、上下方向の風速分布を示している。図より、ヒータ直後では上側と下側で風速が大きくなっていることが判った。風速が大きいエリアでは、空気の滞留時間が短いため、ヒータ通過による温度上昇が小さくなってしまふ。加えて、先に述べたよ

うに発熱密度が小さいため、ますますダクト中心部に比べて温度が低くなっていったものと推察される。

以上より、ダクト出口の温度分布はヒータの構造に起因するもので、現状のヒータを用いる以上避け得ないものであることが明らかとなった。根本的な解決のためにはヒータの構造を改良すべきであるが、それは今後の課題として保留し、本稿では、より確実性の高い方法として、流出側温度測定部直前で空気を混合して断面温度の均一化を図ることにした。

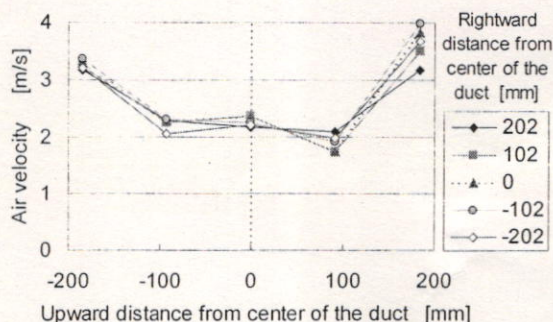


Fig. 9 Air velocity profiles just downstream of the heater

## 5.3 ミキサ

今回ミキサとして採用したのは、図10のように波型に折り曲げた2パターンアルミ薄板を、互い違いに6段重ねにしたものである。同じ構造のミキサを、水平方向用および垂直方向用に2個作製した。これらをクーラ部と出口側温度検知部の間(図3参照)に設置した。

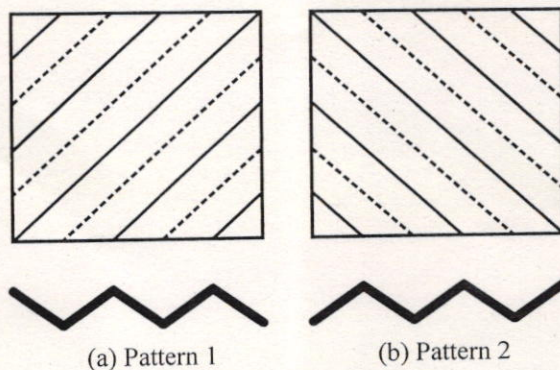


Fig. 10 Illustration of mixing plates

ミキサ設置後のダクト出口側温度分布を図11に示す。縦軸のスケールは図6と同じにしてあ



る. 細かく見るとまだ  $3^{\circ}\text{C}$  弱の温度分布があるが, これはアルミの薄板で作製したプレートが変形して, 微妙な隙間ができたためと考えられる. しかし, この程度の温度分布であれば, 実用的には許容されると考え, これで性能試験を行ってみることにした.

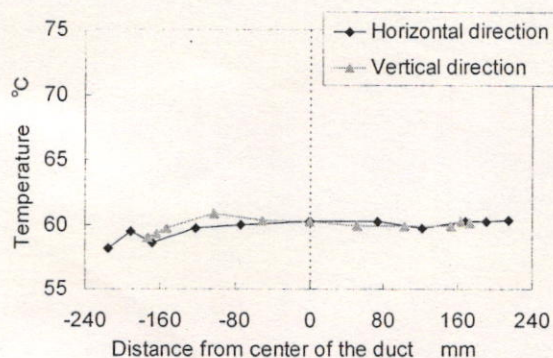


Fig. 11 Temperature profiles at the outlet of the duct

今回の試験では, ミキサを設置した他に, ヒータから外部へのふく射を防ぐため, ベルマウス部と入口温度検知部の間にもルーバを設置した. かなりダクトが長くなるが, 測定精度を向上させるためには, これが現状でのベストセッティングとなる. 試験に先立って, 現状でのクーラ前面風速を確認した. 5.2 で述べたのと同様の方法により, クーラ直前部で25点の風速を測定し, その平均値を表 2 にまとめた. この結果に基づき, 以降の試験は, 前面風速が  $2.5\text{ m/s}$  となるインバータ周波数  $40\text{ Hz}$  で行うこととした.

Table 2 Air velocity just upstream of the cooler

Inverter frequency Hz	Averaged air velocity m/s	Maximum deviation from the average m/s
30	2.14	0.305
40	2.50	0.369
50	2.84	0.644

## 6. 実証試験

### 6.1 ループ結線した熱電対からの出力電位差ダクト入口側, 出口側共に 9 本の細径銅管を

設置し, これを温度接点としたループ結線を行った. 電位差は, 流入温度が高い (クーラの能力の方が大きい) 場合にプラスと表示され, 流出温度が高い (ヒータの能力の方が高い) 場合にマイナスと表示される.

はじめに, ファンだけを作動させて十分な定常状態にしたところ, 電位差は概ね  $0.005\text{ mV}$  程度の範囲内で不規則に変動することが判った. よって, 電位差が  $\pm 0.005\text{ mV}$  の範囲に入ったらこれを電位差 0 と見なすことにした.

図 12 は, 流量  $0.518\text{ L/s}$ , ヒータ能力  $6.53\text{ kW}$  という条件下で得られた電位差データの一例である. 最初の 3 分程度はファンのみが作動している状態である. そして, まずヒータに通電を開始して電位差がマイナスに振れ, すぐにクーラに冷却水を流し始めたため電位差がプラスに転じている. 約 20 分程度で系の温度はほぼ定常に達するが, その後も細かくスライダックを調節しないと電位差が 0 から離れてしまいがちであり, 残念ながら電位差 0 で安定した状態は得られなかった. 原因は, 冷却水の供給温度や室温が変動したためではないかと考えられる.

20 分以降, 何箇所か電位差 0 と見なせる部分があるが, 図中の矢印で示した点で計測を行ったところ, Error 値が  $0.7\%$  となった. これは, 本試験原理により, 高い測定精度を実現し得ることを示唆する結果である.

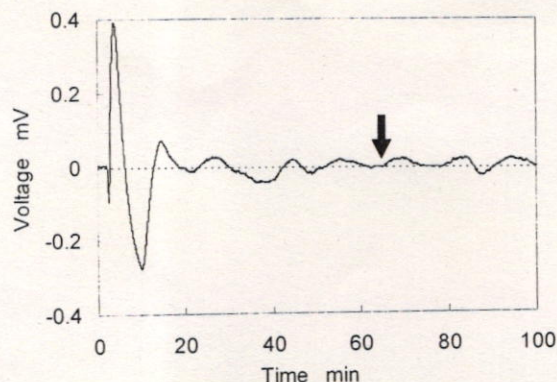


Fig. 12 Voltage from loop-wired thermocouples

### 6.2 試験結果

再現性を確認するために 10 回行ったテストの結果を表 3 に示す. 常に  $Q_H$  の方が大きな値を示



す傾向が見られるが、これは図 12 に見られる電位差の変動と関係していると思われる、これを解決することで、さらなる測定精度の向上が見込まれる。ともあれ今回得られた測定精度の平均値は 2.2 % であり、これは実用上、十分に高い精度であると考えられる。なお、測定に要した時間は 20 ~ 60 分程度であった。これは計測者のスキルが向上すればより短縮される可能性があるが、熱平衡状態を正しく判定するためには、電位差 0 とみなせる状態が 5 分程度持続することを確認しなくてはならないようである。2 分程度で測定を行った場合、6 % 程度の誤差を示すこともあった。これより、20 分程度の測定時間は最低限必要なのではないかと思われる。

## 7. 結 論

ユニットクーラの冷凍能力を、高精度且つ短時間で測定するための新しい原理を提案し、それに基づく試験装置を設計・製作した。予備的試験では、ダクト断面内に、ヒータユニットの構造に起因する著しい温度分布が生じ、10 % 以上の測定誤差が避けられなかった。これより、ダクト断面内の温度分布は、測定精度に対して非常に深刻な影響を及ぼすということが判った。そこで、ダクト出口側温度検知部の直前にミキサを設置して、空気の混合によるダクト断面内温度分布の抑制を試みた。この状態で実証試験

を行った結果、概ね 2 % という高い測定精度と、最短で 20 分という計測時間が実証され、本試験原理の実用性および優位性を確認することができた。今後は、試験装置の小型化や試験手順の確立など、実用を目指した開発研究を進めてゆきたいと考える。

## 参考文献

- 1) 特許第 3608655 号, 冷凍能力試験方法およびその装置, (2004.10.22).

Table 3 Test results

$V$ L/s	$\Delta T$ °C	$Q_c$ kW	$Q_H$ kW	Error %
0.518	2.99	6.47	6.53	0.9
0.516	2.51	5.41	5.58	3.1
0.519	2.86	6.20	6.35	2.4
0.517	2.63	5.68	5.80	2.1
0.283	3.33	3.94	4.05	2.8
0.261	3.66	3.99	4.05	1.5
0.294	3.25	3.99	4.11	3.0
0.509	0.80	1.70	1.75	2.9
0.510	0.90	1.92	1.96	2.1
0.511	0.80	1.71	1.73	1.2