

日本冷凍協会刊行図書目録

図 書 名	定 価	会 員 価	重 量 (郵送料換算)
技士会編集図書			
吸収冷凍機とその応用 (増補改訂版)	¥ 1,900	¥ 1,800	400 g
冷凍用自動制御機器 (改訂版)	¥ 1,700	¥ 1,600	500 g
冷蔵倉庫 (改訂版)	¥ 1,800	¥ 1,700	450 g
冷凍空調における恒温恒湿	¥ 1,900	¥ 1,800	450 g
冷凍空調における電気設備	¥ 2,500	¥ 2,300	450 g
冷凍空調装置の設計例	¥ 3,500	¥ 3,200	800 g
中形冷凍機とその取扱い	¥ 2,500	¥ 2,300	450 g
食品の冷凍	¥ 3,800	¥ 3,500	800 g
国家試験、冷凍空調技士試験の参考図書			
冷凍関係法規集 (告示・関係基準を含む)	¥ 1,000	¥ 950	250 g
冷凍技術テキスト (上巻) (増補47.5)	¥ 800	¥ 750	200 g
冷凍技術テキスト (下巻) (増補47.5)	¥ 800	¥ 750	250 g
試験問題集と解答例 (昭和54年度下期まで収録)	¥ 1,500	¥ 1,400	350 g
冷凍機の理論と性能 (二冷用) 源生一太郎 著	¥ 1,800	¥ 1,700	500 g
初級冷凍技術テキスト 源生一太郎・三橋実 著	¥ 1,200	¥ 1,100	400 g
上級冷凍技術テキスト (前篇)	¥ 2,800	¥ 2,600	500 g
冷凍法規解説	¥ 2,500	¥ 2,300	400 g
冷凍空調技術者のための受験の手引 (改訂版)	¥ 2,000	¥ 1,900	500 g
各種専門書			
ターボ冷凍機 高田秋一 著	¥ 3,800	¥ 3,500	600 g
冷媒熱物性値表 (R22蒸気表)	¥ 3,800	¥ 3,500	700 g
日本冷凍史	¥ 5,000	¥ 4,500	1,100 g
冷凍空調便覧 (再版)	¥ 15,000	¥ 13,500	3,200 g
アンモニア配管 橋爪源一郎 著	¥ 500	¥ 450	250 g
冷凍空調ポケットブック	¥ 4,000	¥ 3,600	1,100 g
冷凍機の経済運転 (改訂版) 石渡憲治 著	¥ 250	—	50 g
超低温装置の諸型式 石渡憲治 著	¥ 250	—	70 g
'50日本冷凍協会学術講演会論文集	¥ 1,000	—	250 g
'51日本冷凍協会講演論文集	¥ 1,500	—	250 g
'52日本冷凍協会講演論文集	¥ 1,500	—	250 g
'53日本冷凍協会講演論文集	¥ 1,500	—	250 g
'54日本冷凍協会講演論文集	¥ 2,000	—	250 g
フロン冷凍装置 (増補版) 石渡憲治 著	¥ 700	¥ 650	400 g
冷凍空調技術講習会テキスト (53年版)	¥ 1,500	¥ 1,400	250 g
食品冷凍テキスト	¥ 1,700	¥ 1,600	450 g
密閉圧縮機について 山本隆夫 著	¥ 400	—	50 g
冷凍空調における新技術 (基礎篇) (I)	¥ 1,000	¥ 950	230 g
(II)	¥ 1,200	¥ 1,100	200 g
冷凍空調における新技術 (応用篇) (I)	¥ 800	¥ 750	160 g
(II)	¥ 1,000	¥ 950	160 g
(III)	¥ 1,500	¥ 1,400	160 g
空気調和概要 小原淳平 著	¥ 400	—	80 g
空調の省エネルギー 小笠原祥五 著	¥ 300	—	80 g
空調設備の原理, 湿り空気線図 小笠原祥五 著	¥ 500	—	100 g
食品冷凍講義 (増補改訂)	¥ 4,800	¥ 4,400	700 g
最近の遠心冷凍機 高田秋一 著	¥ 600	¥ 550	100 g

研究論文

温度自動膨張弁の動特性

第1報 解析的研究

Dynamic Characteristics of Thermostatic Expansion Valve
1st Report: Analytical Study

樋口金次郎*
Kinjiro HIGUCHI
早野 誠**
Makoto HAYANO

Summary

This paper presents the flow characteristics of a thermostatic expansion valve to various inputs. Dynamic characteristics of expansion valve is analysed linearly by neglecting higher-order terms. Previous discussions of the dynamic response of these expansions normally have been based on a gain constant and a time constant. On the other hand, the transfer function in this paper consists of a gain and three time constants.

The dynamic analysis was accomplished using frequency response techniques. Some experimental results also were obtained on a working expansion valve to check the validity of the analysis. The agreement between the experimental and the analytical results showed that the assumptions used in the analysis were reasonable, and that governing equations were essentially correct in describing the dynamic behavior of expansion valve.

The relationships developed among various physical parameters in this paper can be used to obtain quantitative or qualitative design information regarding static and dynamic performance of expansion valves.

1. ま え が き

冷凍, 空調装置では, 冷凍機の熱負荷は一定でなく, 常に非定常の運転状態にあるので, 諸条件の変化に対する装置の応答性が問題となる。これらの非定常運転に対しては, 装置の効率のみならず, その安全運転のためにも, 蒸発器に流入する冷媒は, 常に望ましい状態にあるように流量を制御しなければならない。この目的のために, 蒸発器の出口冷媒過熱度を検出して, 冷媒流量を調節する温度自動膨張弁が広く使われている。その際に, 蒸発器の冷媒状態が周期的に変動する自動的な振動現象, いわゆるハンティングを発生することがある。

これらに関しては, 長岡は冷凍機におけるハンティング現象を実測し, その特性の傾向を求めている⁽¹⁾。Danig, P.⁽²⁾ や斎藤ら⁽³⁾ は温度膨張弁と蒸発器の組み合わせの系におけるハンティング現象のはあくに必要

な, 諸因子の影響を調べている。また, 温度自動膨張弁単体の流量特性に関しては, Duminil, M. による測定結果の報告もある⁽⁴⁾。しかし, これらの報告はいずれも実験的あるいは準解析的なもので, 必ずしも満足されているとはいえない。

そこで, 本報告においては, ハンティング現象の解明とその防止, さらに性能の優れた温度自動膨張弁の開発などを最終目的とし, まず第1段階として, 温度自動膨張弁の流量特性を解析的に調べ, その周波数特性におよぼす諸因子の影響を定量的に明らかにした。

*東京農工大学工学部機械工学科
Tokyo Noko Daigaku Kogakubu Kikaikogakuka
(Department of Mechanical Engineering, Tokyo University of Agriculture and Technology)
**東京農工大学大学院機械工学専攻
Tokyo Noko Daigaku Daigakuin Kikaikogaku Senko
原稿受理 昭和55年6月10日

2. 記 号

- A : 仕事の熱当量, kcal/kgf·cm
- A_A : 感温筒の周囲空気に接する面積, cm²
- A_D : ダイアフラムの有効受圧面積, cm²
- A_E : 弁とダイアフラムとの連結棒の断面積, cm²
- A_R : 弁の冷媒通路面積, cm²
- A_S : 弁の有効受圧面積, cm²
- A_W : 感温筒の蒸発器出口管壁に接する面積, cm²
- c_B : 感温筒壁金属の比熱, kcal/kgf·°K
- c_R : 弁の流量係数, 無次元
- d : キャピラリ・チューブ内径, cm
- d_s : 弁ノズルの口径, cm
- G_C : 感温筒からキャピラリ・チューブを経て流出する飽和蒸気流量, kgf/s
- G_B : 感温筒チャージ冷媒液の蒸発量, kgf/s
- G_R : 膨張弁を通過する冷媒流量, kgf/s
- g : 重力の加速度, cm/s²
- H' : 感温筒チャージ冷媒の飽和液比エンタルピ kcal/kgf
- H'' : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気比エンタルピ kcal/kgf
- $k=k_1+k_2+k_D$: 合成ばね定数, kgf/cm
- k_1 : 過熱度設定値調節ばねのばね定数, kgf/cm
- k_2 : 弁ばねのばね定数, kgf/cm
- k_D : ダイアフラムの等価ばね定数, kgf/cm
- l : キャピラリ・チューブの長さ, cm
- P_B : 感温筒チャージ冷媒の飽和圧力, kgf/cm², abs.
- P_d : 膨張弁入口冷媒の圧力, kgf/cm², abs.
- P_D : ダイアフラム上面に作用するチャージ冷媒圧力, kgf/cm², abs.
- P_E : 外部均圧口における蒸発器出口冷媒圧力, kgf/cm², abs.
- P_s : 膨張弁出口冷媒圧力, kgf/cm², abs.
- Q_A : 周囲空気から感温筒に流入する熱量, kcal/s
- Q_B : 感温筒に流入する熱量, kcal/s
- Q_W : 感温筒から蒸発器出口管壁に流出する熱量, kcal/s
- R : 感温筒チャージ冷媒のガス定数, kgf·cm/kgf·°K
- $R_A=1/(\alpha_A A_A)$: 感温筒の周囲空気接触面の熱抵抗 s·°C/kcal
- $R_W=1/(\alpha_W A_W)$: 感温筒の蒸発器出口管壁接触面の熱抵抗, s·°C/kcal
- s : ラプラス演算子, 1/s

- t : 時間, s
- T : 感温筒チャージ冷媒の飽和絶対温度, °K
- T_B : 時定数, s
- T_D : 時定数, s
- T_E : 時定数, s
- U' : 感温筒チャージ冷媒の飽和液比内部エネルギー, kcal/kgf
- U'' : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気比内部エネルギー, kcal/kgf
- v' : 感温筒チャージ冷媒の飽和液比体積, cm³/kgf
- v'' : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気比体積, cm³/kgf
- V_B : 感温筒の内容積, cm³
- V_D : ダイアフラム上側のチャンバ容積, cm³
- W' : 感温筒チャージ冷媒の飽和液重量, kgf
- W'' : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気重量, kgf
- W_B : 感温筒壁の重量, kgf
- X : 膨張弁の弁開度, cm
- X_{10} : 設定過熱度零 °C の際の過熱度調節ばね初期押込み量, cm
- X_S : 設定過熱度 θ_S °C に相当する過熱度調節ばねの変位増分, cm
- X_{S0} : 弁開度零時の弁ばね初期押込み量, cm
- α : 弁先端角度の半分, rad
- α_A : 感温筒の周囲空気接触面熱伝達率, kcal/cm²·s·°C
- α_W : 感温筒の蒸発器出口管壁接触面熱伝達率, kcal/cm²·s·°C
- θ_A : 感温筒周囲空気温度, °C
- θ_B : 感温筒温度, °C
- θ_S : 膨張弁の設定過熱度, °C
- θ_W : 蒸発器出口管壁温度, °C
- μ : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気粘度, P (ポアズ)
- ρ_D : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気比重量, kgf/cm³
- ρ_R : 膨張弁入口冷媒の比重量, kgf/cm³
- ω : 角周波数, rad/s
- ϕ : 位相おくれ, deg

3. 動特性を表わす基礎方程式

ここで解析する弁は、内部均圧形と外部均圧形の一般的な液チャージ膨張弁であり、その構造を図1に示す。

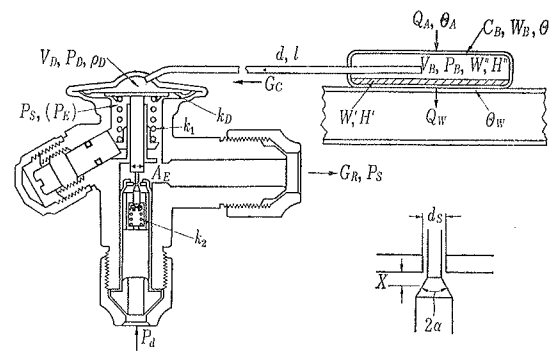


図1 温度膨張弁

3.1 感温筒に関する基礎方程式

感温筒に関する基礎方程式は、次の仮定を用いて導いた。

- (1) 感温筒内には、常にチャージ冷媒液が低部に滞留している。
- (2) 感温筒内チャージ冷媒の液と蒸気は、常に感温筒壁と同じ温度であり、飽和の状態にある。
- (3) 感温筒の温度は一様であり、温度分布をもたない。

これらの仮定のもとに、感温筒における熱エネルギー式は

$$\frac{d}{dt}(W'U' + W''U'' + c_B W_B \theta_B) = Q_B - G_C H'' \quad \dots \dots \dots (1)$$

さらに、物質収支から

$$\frac{dW'}{dt} = -G_R \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$\frac{dW''}{dt} = G_R - G_C \quad \dots \dots \dots (3)$$

とける。また、感温筒のチャージ冷媒の比内部エネルギーと内容積は

$$\left. \begin{aligned} U' &= H' - AP_{Bv}' \\ U'' &= H'' - AP_{Bv}'' \\ V_B &= v' W' + v'' W'' \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

と書ける。

そこで、(1)~(4)式を組み合わせると U' と U'' が消去できる。すなわち、

$$\begin{aligned} Q_B &= G_B(H'' - H') + G_C AP_B(v' - v'') + \\ &+ G_C AP_{Bv}' + W' \left(\frac{dH'}{dt} - AP_B \frac{dv'}{dt} \right) + \\ &+ W'' \left(\frac{dH''}{dt} - AP_B \frac{dv''}{dt} \right) - AV_B \frac{dP_B}{dt} + \\ &+ c_B W_B \frac{d\theta_B}{dt} \end{aligned}$$

ここに、感温筒内のチャージ冷媒液の蒸発量(あるいは凝縮量)は、感温筒からキャピラリ・チューブを経て流出(あるいは流入)する蒸気量に等しいと仮定

し、 $G_B = G_C$ とおく。また、 $v'' - v' \approx v''$ の近似を行うと、上式は

$$\begin{aligned} Q_B &= G_C(H'' - H') + W' \left(\frac{dH'}{dt} - AP_B \frac{dv'}{dt} \right) + \\ &+ W'' \left(\frac{dH''}{dt} - AP_B \frac{dv''}{dt} \right) - AV_B \frac{dP_B}{dt} + \\ &+ c_B W_B \frac{d\theta_B}{dt} \quad \dots \dots \dots (5) \end{aligned}$$

となる。

(5)式における H' , H'' , v' および v'' は、いずれも圧力 P_B の関数である。また、 θ_B は感温筒内チャージ冷媒の飽和温度に等しいと仮定したので、これも圧力 P_B の関数である。そこで

$$\left. \begin{aligned} \frac{dH'}{dt} &= \left(\frac{\partial H'}{\partial P_B} \right) \frac{dP_B}{dt}, & \frac{dv'}{dt} &= \left(\frac{\partial v'}{\partial P_B} \right) \frac{dP_B}{dt} \\ \frac{dH''}{dt} &= \left(\frac{\partial H''}{\partial P_B} \right) \frac{dP_B}{dt}, & \frac{dv''}{dt} &= \left(\frac{\partial v''}{\partial P_B} \right) \frac{dP_B}{dt} \\ \frac{d\theta_B}{dt} &= \left(\frac{\partial \theta_B}{\partial P_B} \right) \frac{dP_B}{dt} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (6)$$

で表わせる。(6)式における P_B に関する偏微分係数 $(\partial Y / \partial P_B)$ は、圧力があまり大きく変わらなければ、これを定数とみなすことができる。

そこで、(5)式に(6)式を代入し、さらに $\frac{\partial v'}{\partial P_B} \approx 0$ (7)

の近似により、(5)式が線形化できる。

$$\begin{aligned} Q_B &= \{H'' - H'\}_0 G_C + \left\{ W' \frac{\partial H'}{\partial P_B} \right\}_0 + \\ &+ \left\{ W'' \left(\frac{\partial H''}{\partial P_B} - AP_B \frac{\partial v''}{\partial P_B} \right) \right\}_0 - AV_B + \\ &+ c_B W_B \left\{ \frac{\partial \theta_B}{\partial P_B} \right\}_0 \frac{dP_B}{dt} \quad \dots \dots \dots (8) \end{aligned}$$

ここに、下つきの記号(0)は、平衡状態における値を意味する。

次に、(8)式における感温筒に流入する熱量 Q_B は

$$\begin{aligned} Q_B &= Q_A - Q_W = \\ &= \frac{1}{R_A} (\theta_A - \theta_B) - \frac{1}{R_W} (\theta_B - \theta_W) \quad \dots \dots (9) \end{aligned}$$

で表わせる。

上述の(8), (9)式が感温筒の動特性を表わす基礎方程式である。

3.2 膨張弁本体に関する基礎方程式

膨張弁の可動部の重量は、流体力とばね力に比較して十分に小さく、また高周波数での発振現象をここでは取扱わないので、弁可動部の重量とその慣性力が省略できる。

したがって、ダイアフラムに作用する流体力とばね力のつりあいの式は

(A) 内部均圧形の場合

ADPD=k2X20+kX+(k1+kD)(X10+XS)+ADPS+AS(Pd-PS).....(10)

(B) 外部均圧形の場合

ADPD=k2X20+kX+(k1+kD)(X10+XS)+(AD-AD)PE+ADPS+AS(Pd-PS).....(11)

で表わされる。

(11) 式において、PE=PS とおけば、これは内部均圧形の (10) 式と同じ式になる。そこで、ここでは外部均圧形の (11) 式を用いて解析を進める。

膨張弁の弁開度 X における冷媒流量 GR は

GR=cRAR sqrt(2 g rho R(Pd-PS)).....(12)

である。

キャピラリ・チューブを流れるチャージ冷媒の蒸気流量 GC は、そこでの流れが層流であると仮定すれば

GC=(pi d^4 rho d g / 128 mu l) (PB-PD).....(13)

である。

キャピラリ・チューブからのチャージ冷媒蒸気の流入による、ダイアフラム上側のチャンバ内圧力 PD の時間的変化割合は

dPD/dt = RT/VD GC.....(14)

とおける。

また、ダイアフラム上面の圧力変化が小さく、そこでの温度変化が小さければ、チャージ冷媒蒸気の比重量 rho d は変化しないものと仮定できる。したがって、ダイアフラムの変位 (弁開度) X によって生ずるキャピラリ・チューブにおけるチャージ冷媒蒸気流量 GC は

GC=AD rho d dX/dt.....(15)

と書ける。

一方、弁開度 X における弁通路面積 AR は

AR=pi ds X sin alpha.....(16)

また、弁の有効受圧面積 AS は

AS=(pi ds^2 / 4) - pi ds X cR sin 2 alpha.....(17)

で表わされる。

上述の (10)~(17) 式が、感温筒を除いた膨張弁本体の動特性を表わす基礎方程式である。

4. 基礎方程式の線形化とラプラス変換

基礎方程式における各変動量は、それぞれ定常のつりあい状態における平衡量と変動量の和の形におきかえる。そこで、膨張弁の動作を定常状態からの微小変

動と考えると、各基礎方程式を線形化し、さらにラプラス変換が行える。すなわち、各量は

AR=AR0+aR AS=AS0+aS As0
PB=PB0+pB PD=PD0+pD
PE=PE0+pE Pa=Pa0+pA
PS=PS0+pS QA=QA0+qA
QB=QB0+qB GC=GC0+gC
GR=GR0+gR QW=QW0+qW
T=T0+t=t T0 VD=VD0+vD=vD0
X=X0+x XS=XS0+xS
thetaA=thetaA0+thetaA thetaB=thetaB0+thetaB
thetaE=thetaE0+thetaE thetaS=thetaS0+thetaS
thetaW=thetaW0+thetaW.....(18)

とおく。ここに、定常のつりあいの状態においては

QB0=1/RA (thetaA0 - thetaB0) - 1/RB (thetaB0 - thetaW0) = QA0 - QW0 = 0
GC0=(pi d^4 rho d g / 128 mu l) (PB0 - PD0) = 0
PD0=PB0
AR0=pi ds X0 sin alpha
AS0=(pi ds^2 / 4) - pi ds X0 cR sin 2 alpha
GR0=cR AR0 sqrt(2 g rho R(PA0 - PS0))
PD0=(k2/AD) X20 + (k/AD) X0 + ((k1+kD)/AD) * (X10 + XS0) + (1 - AE/AD) PE0 + AE/AD PS0 + AS0/AD (PA0 - PS0)
{d thetaB / d PB}0 = {d thetaB / d PD}0.....(19)

である。

これら (18) 式および (19) 式を用いて、第 3 章に示した各基礎方程式をそれぞれ線形化し、ラプラス変換が行える。すなわち、(8) 式と (9) 式は

qB(s) = {H'' - H'}0 GC(s) + {W' dH'/dPB}0 + {W'' (dH''/dPB - APB dv''/dPB)}0 - AVB + cB WB {d thetaB / d PB}0 s pB(s).....(20)

qB(s) = 1/RA {thetaA(s) - thetaB(s)} - 1/RW {thetaB(s) - thetaW(s)}.....(21)

となる。(11) 式は

pD(s) = k/AD x(s) + (k1+kD)/AD xs(s) + (1 - AE/AD) pE(s) + AE/AD ps(s) + AS0/AD {pa(s) - ps(s)}.....(22)

となる。しかし、(k1+kD)xs(s)/AD の項は動的には変化せず、膨張弁の設定過熱度変更の静的に加わる項である。そこで、ここでは、動的に変化する量だけを考慮して、(22) 式は

pD(s) = k/AD x(s) + (1 - AE/AD) pE(s) + AE/AD ps(s) + AS0/AD {pa(s) - ps(s)}.....(23)

で表わされる。

また、(13)~(17) 式は

gc(s) = pi d^4 rho d g / 128 mu l {pB(s) - pD(s)}.....(24)

gc(s) = VD0/RT0 s pD(s).....(25)

gc(s) = AD rho d s x(s).....(26)

ar(s) = pi ds x(s) sin alpha.....(27)

as(s) = -pi ds x(s) cR sin 2 alpha.....(28)

となる。さらに、(12) 式は (27) 式と (28) 式を用い、

sqrt(1 + (pa-ps)/(Pa0-PS0)) = 1 + (pa-ps)/(2(Pa0-PS0))

の近似を行い、また高次の微小量を省略すれば

gR(s) = GR0/X0 x(s) + GR0/(2(PA0-PS0)) {pa(s) - ps(s)}.....(29)

と書ける。

5. 温度膨張弁の伝達関数

外部均圧形の温度膨張弁の動特性を表わす伝達関数は、その基礎方程式から導かれた (20), (21), (23) ~ (26) および (29) 式を組み合わせ求めて求められる。

まず (20), (21) および (25) 式から

RW/RA {thetaA(s) - thetaB(s)} + thetaW(s) = {H'' - H'}0 VD0/RT0 RWS pD(s) + thetaB(s) + RW {W' dH'/dPB}0 + {W'' (dH''/dPB - APB dv''/dPB)}0 - AVB + cB WB {d thetaB / d PB}0 s pB(s).....(30)

また (23), (24) および (26) 式から

(1 + 128 mu l AD^2 / pi d^4 g k) s pD(s) = pB(s) + 128 mu l AD^2 / pi d^4 g k [(1 - AE/AD) pE(s) + AE/AD ps(s) + AS0/AD {pa(s) - ps(s)}] s.....(31)

ここに、(6) 式と (18) 式から

pB(s) = {d thetaB / d PB}0 thetaB(s).....(32)

とおける。

そこで、(30) 式に (31) 式と (32) 式を代入すると、外部均圧形の温度膨張弁の感温筒の温度応答特性を表わす伝達関数が、次式によって表わされる。

RW/RA {thetaA(s) - thetaB(s)} + thetaW(s) = (1 + TBS)(1 + TDS) + TES / (1 + TDS) thetaB(s) + TE TDS^2 / (1 + TDS) [(1 - AE/AD) pE(s) + AE/AD ps(s) + AS0/AD {pa(s) - ps(s)}] {d thetaB / d PB}0.....(33)

ここに、(33) 式における TB, TD および TE は、それぞれ

TB = RW [{W' dH'/dPB}0 + {W'' dH''/dPB - APB dv''/dPB}0] - AVB + cB WB {d thetaB / d PB}0
TE = RW [{W' dH'/dPB}0 + {W'' (dH''/dPB - APB dv''/dPB)}0 - AVB {d thetaB / d PB}0 + cB WB].....(34)

TD = 128 mu l AD^2 / pi d^4 g k.....(35)

TE = RW [H'' - H']0 VD0/RT0 {d thetaB / d PB}0.....(36)

で表わされる時定数である。

一方 (23), (24), (26) および (32) 式から

thetaB(s) = (1 + TDS) k/AD {d thetaB / d PB}0 x(s) + [(1 - AE/AD) pE(s) + AE/AD ps(s) + AS0/AD {pa(s) - ps(s)}] {d thetaB / d PB}0.....(37)

とおける。

そこで、(33) 式に (29) 式と (37) 式を代入すると、外部均圧形の温度膨張弁の冷媒流量の応答特性を表わす伝達関数が、次式によって表わされる。

{RW/RA {thetaA(s) - thetaB(s)} + thetaW(s)} * 1 / [(1 + TBS)(1 + TDS) + TES] - [TE TDS^2 / ((1 + TBS)(1 + TDS) + TES) + 1] * 1 / (1 + TDS) * {d thetaB / d PB}0 [(1 - AE/AD) pE(s) + AE/AD ps(s) + AS0/AD {pa(s) - ps(s)}] + k/AD * X0 / 2(PA0 - PS0) {d thetaB / d PB}0 * {pa(s) - ps(s)} = k/AD * X0 / GR0 {d thetaB / d PB}0 gR(s).....(38)

で表わされる。

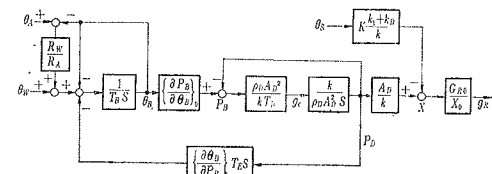


図2 温度膨張弁のブロック線図

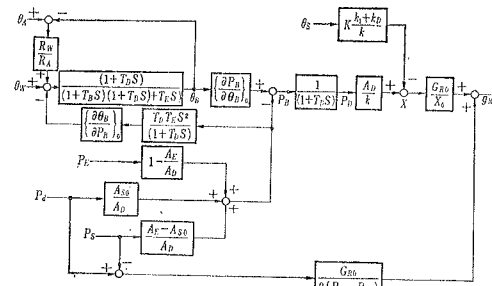


図3 温度膨張弁のブロック線図

以上に示した伝達関数から、外部均圧形の温度膨張弁の動特性を表わすブロック線図が、図2および図3のように示せる。図2のブロック線図は、膨張弁に作用する冷凍装置の冷媒圧力の何れも変動しない $p_a(s) = 0$, $p_s(s) = 0$ ならびに $p_E(s) = 0$ の場合の線図である。また、図3は、図2を簡単な形に等価変換し、それに冷媒圧力の変動を入力として加えて描いたブロック線図である。これらのブロック線図において、設定過熱度 θ_S を入力とした回路の $K(k_1 + k_D)/k$ は、膨張弁の過熱度調節機構の仕様によって定まる。

また、本章に示した各伝達関数とブロック線図は、 $p_s(s) = p_E(s)$ とおけば、内部均圧形の温度膨張弁の伝達関数とブロック線図になる。なお、流量変動が大きな範囲では、その飽和特性を考慮しなければならないが、これに関しては今後のハンティング現象の研究において述べたいと考えている。

$$\frac{g_R(s)}{\theta_W(s)} = \frac{\frac{R_A}{R_A + R_W} \cdot \frac{A_D}{k} \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0 \cdot \frac{G_{R0}}{X_0}}{\left(1 + \frac{R_A}{R_A + R_W} T_{BS} \right) (1 + T_{DS}) + \frac{R_A}{R_A + R_W} T_{ES}} \quad (39)$$

により算定した。ここに、計算には試供膨張弁の実測の静特性と解析から定められる。

$$\frac{R_A}{R_A + R_W} = 0.8965 \quad (\text{感温筒の取付けと周囲環境条件により定まる})$$

$$\frac{A_D}{k} \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0 \cdot \frac{G_{R0}}{X_0} = 0.00160 \text{ kgf/s}^\circ\text{C}$$

(P_{a0} , P_{s0} の値によって相違する)

$$T_B = 32.0 \text{ sec}, T_D = 2.0 \text{ sec}, T_E = 0.9 \text{ sec}$$

を用いた。これら実測データの詳細は第2報「実験的

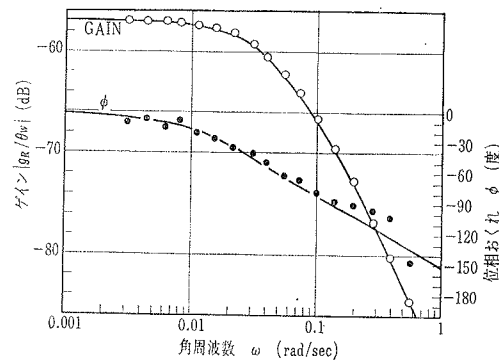


図4 g_R/θ_W の周波数応答の計算値と実測値

6. 流量応答の計算結果とその検討

解析的に求められた温度膨張弁の伝達関数から、流量の応答がどのような特性をもっているかを検討した。すなわち、膨張弁の入力としては、伝達関数の項に示したように

- (1) 蒸発器出口管壁温度 θ_W
- (2) 膨張弁の出入口冷媒圧力 p_s , p_a ならびに均圧管冷媒圧力 p_E
- (3) 感温筒の周囲空気温度 θ_A

などがある。これらの入力のうちでも、(1) 項の蒸発器出口管壁温度 θ_W は、膨張弁のハンティングなどの不安定性にとって最も重要な入力である。また、(3) 項の感温筒周囲温度 θ_A は、一般にその変動が極めておそく、重要でない。

6.1 蒸発器出口管壁温度 θ_W の入力

温度膨張弁に作用する装置の冷媒圧力と感温筒周囲空気温度の p_s , p_a , p_E ならびに θ_A が何れも変動せず、蒸発器出口管壁温度 θ_W のみが変動する場合の流量の周波数応答は図4に示した。

図中の実線で示した計算値は、(38) 式からの伝達関数

研究」に述べる。

図4と(39)式から明らかのように、この場合の流量応答は典型的な2次おくれ系である。ところが、在来の研究では、この(39)式の伝達関数に相当する流量特性として、

$$\frac{g_R(s)}{\theta_W(s)} = \frac{\frac{A_D}{k} \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0 \cdot \frac{G_{R0}}{X_0}}{(1 + T_{BS})} \quad (\text{在来の研究における伝達関数})$$

のような1次おくれ系が考えられていた。このために

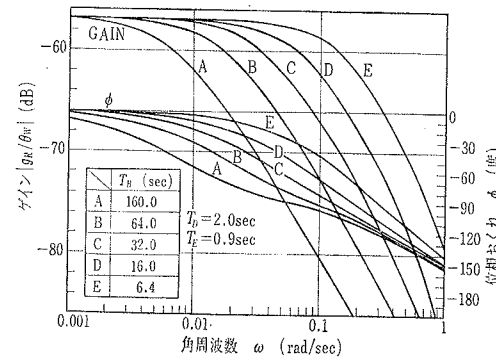


図5 g_R/θ_W の周波数応答におよぼす時定数 T_B の大きさの影響

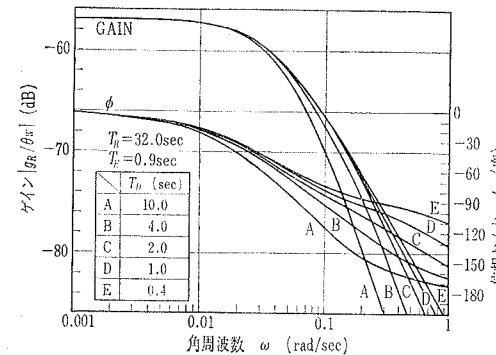


図6 g_R/θ_W の周波数応答におよぼす時定数 T_D の大きさの影響

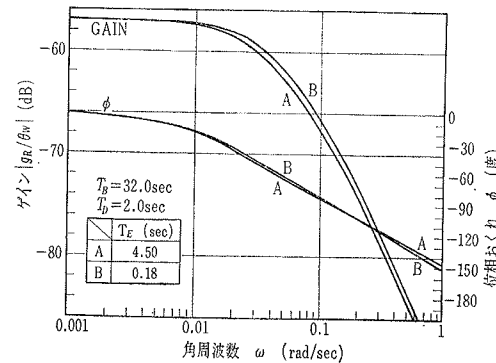


図7 g_R/θ_W の周波数応答におよぼす時定数 T_E の大きさの影響

これまでの温度膨張弁の動特性に関する研究では、それが的確に表現できなかった。

これに反して、本研究における(39)式の伝達関数

$$\frac{g_R(s)}{p_s(s)} = \frac{\frac{R_A}{R_A + R_W} \cdot \frac{A_D - A_{S0}}{k} \cdot \frac{G_{R0}}{X_0} \cdot T_D T_E s^2}{\left\{ \left(1 + \frac{R_A}{R_A + R_W} T_{BS} \right) (1 + T_{DS}) + \frac{R_A}{R_A + R_W} T_{ES} \right\} (1 + T_{DS})} - \frac{A_D - A_{S0}}{k} \cdot \frac{G_{R0}}{X_0} \cdot \frac{1}{(1 + T_{DS})} - \frac{G_{R0}}{2(P_{a0} - P_{s0})} \quad (40)$$

は、

- (1) キャピラリー・チューブにおけるチャージ冷媒の流れの抵抗にもとづく1次おくれ要素として $1/(1 + T_D s)$
- (2) 感温筒の温度とチャージ冷媒圧力の両者に影響をおよぼす相互干渉要素 $T_E s$
- (3) 感温筒の周囲空気(例えば庫内空気)からの伝熱量 $q_A(s) = (\theta_A(s) - \theta_B(s))/R_A$

などの影響を解析的に明らかにし、それらを考慮した。その結果として、実測と解析の流量の周波数応答は良好に一致し、温度膨張弁の動特性を表わす伝達関数が妥当なことを示している。さらに、それぞれの時定数 T_B , T_D および T_E が定量的にも解明できた。

次に、温度膨張弁流量の周波数応答が、それぞれの時定数の大きさによってどのように変わるかを図5~図7に示した。これらの図と伝達関数から、次のような流量特性の傾向が明らかになった。すなわち、流量応答の折れ点周波数は、時定数 T_B によってほぼ決まる。また、高周波数帯域でのゲインの低下と位相おくれの増大の傾向は、時定数 T_D が大きければ2次おくれ系であるが、 T_D が小さくなると1次おくれ系に近づく。しかし、時定数 T_E の値は小さく、一般に

$$\left(\frac{R_A}{R_A + R_W} T_B + T_D \right) \gg \frac{R_A}{R_A + R_W} T_E$$

であり、時定数 T_E の大小が流量の応答におよぼす影響は極めて小さい。

これらのことから、温度膨張弁と蒸発器の組み合わせの系におけるハンティングなどの不安定性は、膨張弁の時定数 T_B , T_D の値が大きき影響し、これらの値の選定が極めて重要なことを示している。

6.2 膨張弁出入口冷媒圧力 p_s , p_a の入力

温度膨張弁の出入口に作用する装置の冷媒圧力の変動は、経験的にハンティングなどの振動現象に大きな影響をおよぼさないことから、これまで検討がほとんどなされていなかった。

ここでは、内部均圧形膨張弁 ($p_s = p_E$) において、膨張弁の出入口冷媒圧力 p_s , p_a のみが変動する場合の流量特性について述べる。この場合の伝達関数は38式から、それぞれ

$$\frac{g_R(s)}{p_a(s)} = \frac{\frac{R_A}{R_A+R_W} \cdot \frac{A_{S_0}}{k} \cdot \frac{G_{R_0}}{X_0} T_D T_{E S^2}}{\left\{ \left(1 + \frac{R_A}{R_A+R_W} T_{B S} \right) (1+T_{D S}) + \frac{R_A}{R_A+R_W} T_{E S} \right\} (1+T_{D S})} - \frac{A_{S_0}}{k} \cdot \frac{G_{R_0}}{X_0} \cdot \frac{1}{(1+T_{D S})} + \frac{G_{R_0}}{2(P_{d_0}-P_{s_0})} \dots (41)$$

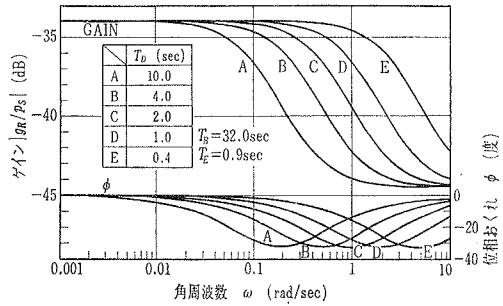


図8 gR/pSの周波数応答におよぼす時定数TDの大きさの影響

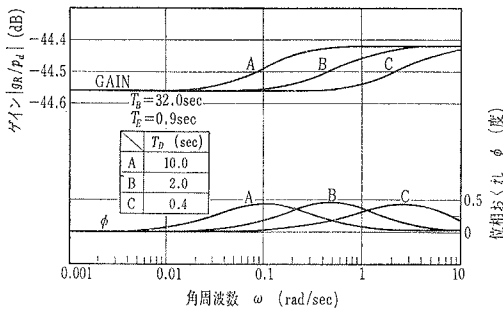


図9 gR/paの周波数応答におよぼす時定数TDの大きさの影響

である。

そこで、流量の周波数応答は、(40)式と(41)式によって求められ、それらを図8と図9に示した。ここに、計算に用いたゲイン定数と時定数は6.1項に示した定数のほかに、それらと同様に求められた次の値を用いた。

$$\frac{A_D - A_{S_0}}{k} \cdot \frac{G_{R_0}}{X_0} = 0.01406 \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$\frac{A_{S_0}}{k} \cdot \frac{G_{R_0}}{X_0} = 0.00009356 \text{ cm}^2/\text{s}$$

ここに、GR0はPa0、Ps0の値によって相違する。

また、

$$\frac{G_{R_0}}{2(P_{d_0}-P_{s_0})} = 0.00601 \text{ cm}^2/\text{s}$$

これはθB0、θS0の値により相違する。

これらの伝達関数と図から、次のことが明らかになった。すなわち、この場合の流量の周波数応答は、いずれも時定数TDの値によって、折れ点周波数が

ぼ決まる。これに反して、時定数TBとTEの値が大きく変わっても、それら時定数が応答におよぼす影響は極めて小さく、差違が認められないので、図示は省略した。その理由は、(40)式と(41)式におけるそれぞれの第1項が冷媒圧力の変化による一時的な感温筒の微小変動の影響の項であり、この第1項の影響が他の項と比較して極めて小さいためである。そこでこれら第1項は省略しても実用上差支えない。

図8のgR/pSの周波数応答は位相おくれ要素、また図9のgR/paの周波数応答は位相進み要素の特性をもっていることを示している。

さらに、蒸発器と膨張弁の結合系において、ハンティング現象の生ずるω=0.05~0.1 rad/sの周波数帯域では、両者ともに位相のおくれ、進みが通常の膨張弁では極めて小さく、系の安定性におよぼす影響は小さいものと考えられる。これらの問題に関しては、このほかの流量の飽和とヒステリシスの特性も含めて、今後のハンティング現象の研究において明確にしたいと考えている。

7. まとめ

温度膨張弁の動的な流量特性を解析的に調べ、その周波数特性に関する計算値と実測値とを比較検討した結論が得られた。

- (1) 蒸発器出口管壁温度、膨張弁出入口冷媒圧力ならびに感温筒周囲空気温度などの変動に対する温度膨張弁流量の応答に関する動特性が解析的に求められ、これを線形の伝達関数により表わせた。
- (2) 温度膨張弁の流量特性は、在来の研究の感温筒熱容量に関する1次おくれ要素1/(1+TBs)のほかに、キャピラリ・チューブのチャージ冷媒の流れの抵抗に起因する1次おくれ要素1/(1+TDS)、感温筒の温度とチャージ冷媒圧力の両者に影響をおよぼす相互干渉要素TEs、感温筒の周囲空気からの伝熱量QA(s)={θA(s)-θB(s)}/RAなどを考慮しなければならないことがわかった。
- (3) 温度膨張弁の流量特性におよぼす、そのゲイン定数と時定数の影響が解析的に求められ、そ

れらを定量的に明らかにすることができた。
(4) 上記の結果から、蒸発器の動特性が求められれば、蒸発器と温度膨張弁との結合系におけるハンティング現象が解明可能となり、また温度膨張弁の設計とその動特性改善のための指針が得られた。

文 献

- 1) Nagaoka, J., Experiments on the stability of thermostatic expansion valves, 12 th. Int. Congr. Refrig., in Madrid (1967), 1017.

- 2) Danig, P., Liquid feed regulation by thermostatic expansion valves, J. of Refrig., (1963), 52.
- 3) 斎藤・ほか2名: 蒸気圧縮冷凍機の動特性, 日機論, 39-324 (昭48-8), 2530.
- 4) Duminil, M., Temps des trainst hermostatiques de detendeurs frigorifiques, 12 th. Int. Congr. Refrig., in Madrid (1967), 1025.
- 5) 樋口, 早野: 温度自動膨張弁の動特性, 第2報 実験的研究, 冷凍, 55-636 (昭55-10), 21

冷凍空調における 測定器の取扱方法

冷凍技士会編集

<B5> 240ページ 定価 2,800円 (会員価 2,600円) 送料 200円

■内容目次	<ol style="list-style-type: none"> 1. 測定器概論 2. 電気式温度計 3. 湿度計 4. 自記温湿度計 5. ピラム式風速計 6. 熱線式風速計 7. 流量測定計 8. 圧力計・金属温度計 9. 真空計と真空ポンプ 10. 流量計 <ul style="list-style-type: none"> 10.1 流量計 10.2 超音波流量計 11. 回転計・トルク計 12. 騒音測定器 13. 振動計 14. じんあい計=光散乱式粒子計数器 15. 熱流計 16. 照度計 17. 水質テスター 18. ガスリークテスター 19. 酸素欠乏警報器 20. クーラーテスター 21. 酸濃度テスターと圧縮機焼損後の対策 22. ボイラー燃焼効率の測定 23. 電気計測器 24. デジタルマルチメータ 25. 家電試験器 26. 校正と保守 <ul style="list-style-type: none"> 26.1 金属温度計の取扱いとその校正 26.2 流量計の試験・校正について 26.3 計装機器の保守と故障診断の方法
--------------	--

〒160 東京都新宿区三栄町8 社団法人 **日本冷凍協会** ☎03(359)5231
振替 東京3-73841番

冷凍編集委員会名簿

(54, 55 年度)

副会長 編集担当	加藤 舜郎	三堀 友雄 東京水産大学 (冷凍応用部会)
常務理事	樋口 金次郎 東京農工大学 斎藤 孝基 東京大学 豊中 俊之 環境システム(株) 服部 賢 長岡技術科学大学 福富 法一 東洋キャリア工業(株) 渡部 康一 慶応義塾大学	安達 晏之 木下工業(株) 稲生 稔 日本冷蔵(株) 三刀谷 毅 日立プラント建設(株) 早川 好雄 日新興業(株) 諏訪部 堯治 新日本空調(株) 田中 博国 三機工業(株) 吉田 享 高砂熱学工業(株) 渡辺 善弘 鷺宮製作所
委員 (圧縮機部会)	市川 道夫 日立製作所(株) 飯田 健二 東京芝浦電気(株) 清田 浩 三菱電機(株) 堺田 進 (株)荏原製作所 (熱交換装置部会)	(空調制御部会)
	井上 正美 三菱重工業(株) 小口 幸成 幾徳工業大学 柏木 孝夫 東京工業大学 関 正史 (株)東洋製作所	(食品部会)
		杉本 昌明 日本水産(株) 野口 敏 大洋漁業(株) 田中 武夫 東海区水産研究所 長谷川 良雄 食品流通システム協会 萩沼 之孝 食品総合研究所

研究論文

温度自動膨張弁の動特性

第2報 実験的研究

Dynamic Characteristics of Thermostatic Expansion Valve

2 nd Report : Experimental Study

樋口 金次郎*
Kinjiro HIGUCHI
早野 誠**
Mokoto HAYANO

Summary

This paper presents the flow characteristics of a thermostatic expansion valve to heat inputs. The dynamic experiments was accomplished using frequency response and step response techniques. And, the static experiments also were used in the analytical part of the 1st report. Some experimental results also were obtained on a expansion valve to check the validity of the analysis. The agreement between the solutions and the experimental results was satisfactory.

1. ま え が き

冷凍、空調装置に広く使用されている温度自動膨張弁の、静的な流量特性に関しては、ASHRAE Standard 17-75 が定格容量の試験方法を定めている。しかし、動的な流量特性に関しては、試験方法が確立されていない。

温度自動膨張弁の動的な流量特性として、メーカーから公表されているデータは、数°Cの温度差をもった2個のブライン槽の間で、感温筒を交互に投入し、その際の過渡応答の時定数を示したものがほとんどである(1,2)。

また、動的な流量特性の研究報告は、Duminil, M. による市販温度自動膨張弁のボルテックスチューブを用いたステップ応答(3)と模形的なパワーフィード機構を用いた周波数特性(4)がある。

前者のブライン槽を用いたステップ応答の手法は、温度自動膨張弁の実際の使用状態とは大きく相違した実験条件である。したがって、この手法は応答の遅速が求められるだけであるが、その実験は極めて簡単な方法である。また、Duminil, M. の実験的研究は、より実際的な条件で行われているが、温度自動膨張弁の動的な流量特性を解明できる程に、十分な検討がなされていない。

そこで、筆者らは市販温度自動膨張弁の流量特性

を、実使用状態で求めるための試験の装置と方法を考案した。この試験装置を用いて、流量の静特性と周波数特性を測定し、測定結果は解析と比較、検討を行った。これにより、本報告に示した試験方法が、温度自動膨張弁の動的な流量特性を求めるための、汎用の試験に使用できることがわかり、また温度自動膨張弁の流量特性が解明できた。

さらに、2個のブライン槽を用いたステップ応答法による流量の過渡応答と、実使用状態での流量の周波数応答との間の相関についても、種々の検討を行った。

2. 流量特性の実験

本研究に用いた試供膨張弁は、第1報(5)の解析的研究に用いた内部均圧形の液チャージ式温度自動膨張弁(R12用、定格容量 900 kcal/h)である。実験は動作流体として水を用い、膨張弁の流量に関する静特性と周波数特性について行った。これら実測の流量特性は、膨張弁の動特性に関する解析的研究の妥当性を確かめるのにも用いた。

*東京農工大学工学部機械工学科
ToKyo Noko Daigaku Kogakubu Kikaikogakuka
(Department of Mechanical Engineering, Tokyo
University of Agriculture and Technology)
**東京農工大学大学院機械工学専攻
ToKyo Noko Daigaku Daigakuin Kikaikogaku
Senko
原稿受理 昭和55年6月10日

冷凍技士会編集

冷蔵倉庫



<B5>199ページ 昭和52年10月改訂版

定価1,800円(会員特価1,700円) 送料160円

目次:

1. 食品冷蔵の理論: 低温と微生物・冷蔵保管物の品質保持
2. 冷蔵倉庫の設計: 冷蔵倉庫計画の基本問題について・冷蔵倉庫の伝熱, 防湿, 防熱, 負荷計算・冷凍機器の選択
3. 冷蔵倉庫の運営:
4. 冷蔵倉庫の実際: 営業用, 業務用小形, 農産物用, 醸造用, 畜肉, 乳業用, 船舶, 全天候実験用
5. 荷役機械: 冷蔵倉庫のエレベータ及びその他のマテ・ハン機器, 冷蔵庫型フォークリフト
6. 冷蔵輸送:
7. 統計:

(ゴチック字 昭和52年10月改訂箇所)

〒160 東京都新宿区三栄町8

社団法人 日本冷凍協会 ☎03(359) 5231
振替 東京3-73841番

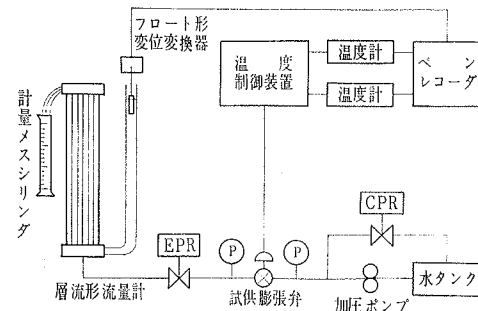


図1 膨張弁流量特性試験装置

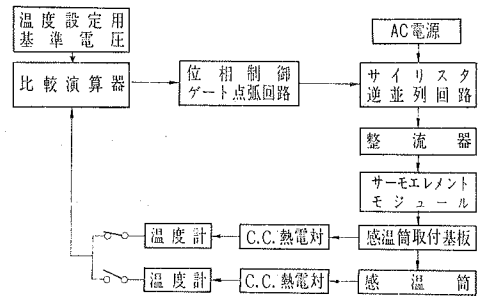


図2 感温筒の温度制御回路

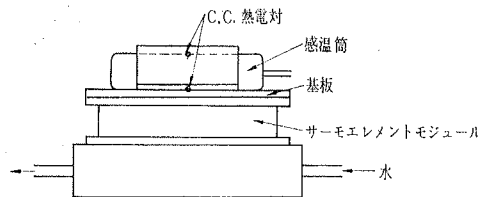


図3 感温筒温度制御装置

実験に用いた装置は図1に示し、また感温筒の温度制御の回路と装置は図2、図3に示した。

2.1 感温筒の温度制御方法

感温筒の温度制御は、感温筒への熱の出入りが、それを蒸発器出口管壁に取りつけた場合と出来るかぎり近似させて行わねばならない。このために、感温筒は図3に示したサーモエレメント・モジュール（最大吸熱量 32 W）上に管壁に相当する基板を置き、この基板にバンドで取りつけた。そして、感温筒には箔形 C.C. の熱電対が貼付してあり、また基板には 0.1 m 径の C.C. の熱電対が埋めこまれており、これら熱電対により、それぞれの温度を計測した。氷点以下の温度での測定では着霜が生ずるので、この着霜防止のために装置を防湿袋内におさめ、感温筒の着霜を防止した。

温度制御は、基板あるいは感温筒の何れか一方を制

御できるようにしている。すなわち、サイリスタ電流制御装置の交流出力を直流に整流し、これをサーモエレメント・モジュールの入力とする。モジュールの直流入力電圧の調整により、感温筒取り付け基板と感温筒の温度が変えられる。これら両者の温度は C.C. 熱電対で検出し、それら温度に対応した温度計出力電圧と温度設定用基準電圧（一定温度に制御する場合は定電圧、また正弦波状温度に制御する場合は正弦波状電圧）とを比較演算し、その偏差電圧をサイリスタ電流制御装置の入力とする。これにより、サイリスタ出力が制御できる。

このようにして、基板あるいは感温筒の何れか一方の温度が、一定値あるいは正弦波状にフィードバック制御できる。

2.2 膨張弁流量の静特性

図1に示した流量特性試験装置を用いて、感温筒温度をさまざま変えて求めた、膨張弁の静的な流量特性が図4である。また、感温筒温度を一定に保持した際の膨張弁の出入口圧力が流量におよぼす影響を求めた結果が図5、図6である。

これらの実験結果から、試供膨張弁の流量特性は、ヒステリシスの小さいことを示している。しかし、本試供膨張弁を数十時間動作させた後には、これらヒステリシス現象は感知できない程度に減少した。次節に述べる流量の周波数特性は、このヒステリシスの生じない膨張弁を用いて行った実験結果を示した。

このほか、膨張弁の静特性に関する測定は、弁の動的な流量特性の解析に必要な種々の特性についても求めた。

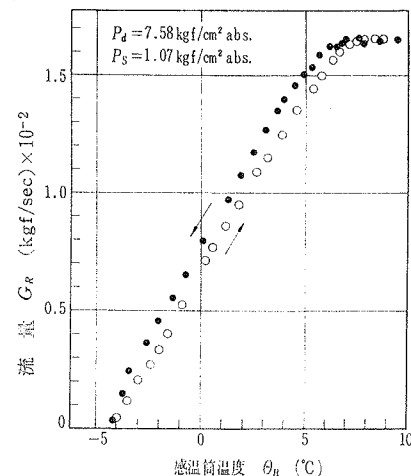


図4 感温筒温度と流量の関係

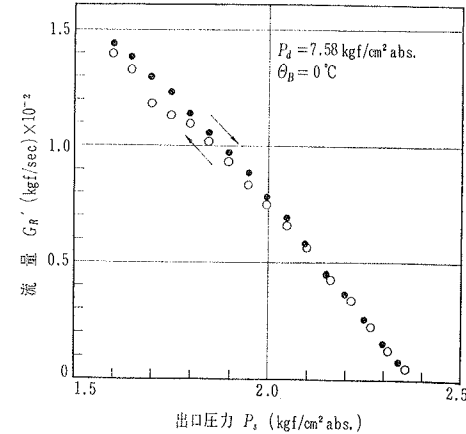


図5 膨張弁出口圧力と流量の関係

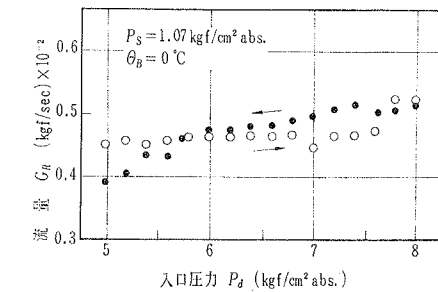


図6 膨張弁入口圧力と流量の関係

2.3 膨張弁流量の周波数特性

図1の装置を用いた、ヒステリシスのない温度自動膨張弁の流量に関する周波数応答実験は、感温筒あるいは感温筒取り付け基板の温度の一方を正弦波に変えて行った。それらの実験結果は、応答に相違を生じなかった。そこで、本報告では、基板温度を正弦波に変えた際の応答結果について示した。

実験は、基板温度を 0.1~0.0005 Hz の間で、各種に正弦波状に制御し、その際の基板と感温筒の温度な

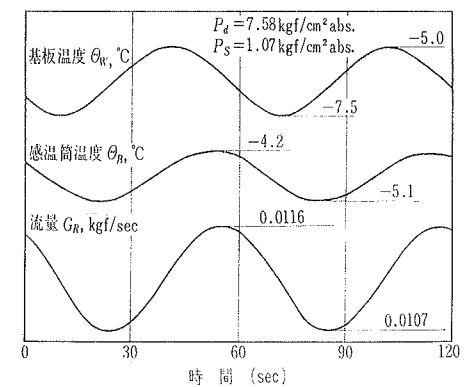


図7 周波数応答実験のアナログデータ

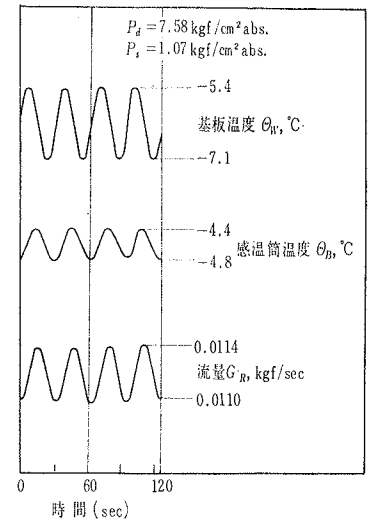


図8 周波数応答実験のアナログデータ

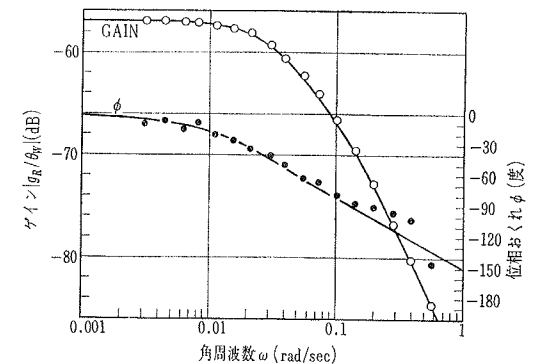


図9 g_R/theta_W の周波数応答の実測値と計算値

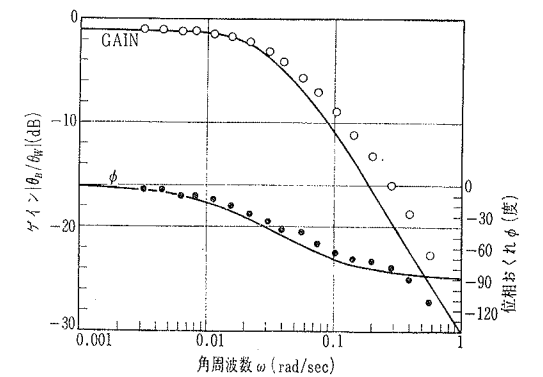


図10 theta_B/theta_W の周波数応答の実測値 計算値

らびに流量の応答を記録した。図7および図8は、代表的なこれらの応答例を示した。また、周波数応答実験を整理した結果が図9、図10および図11である。

これらの図は、実験結果に第1報の解析的研究と静特性の測定結果から求められた計算結果を、実線によ

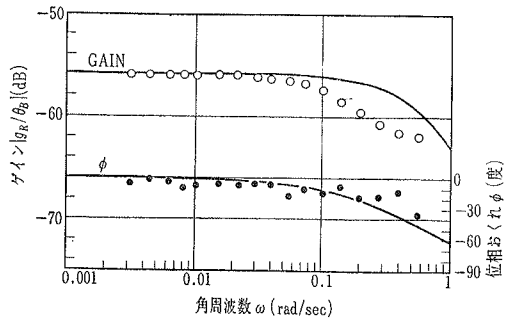


図11 g_R/θ_B の周波数応答の実測値と計算値

り重ねて示した。図9の実測と解析の良好な一致から、ここに示した膨張弁流量の動特性に関する測定と解析は妥当であり、その手法の優れているものと考えられる。しかし、図10と図11は実測と計算のゲインならびに位相にかなりの相違を生じた。これらの相違は

$$\frac{g_R(s)}{\theta_B(s)} = \frac{R_A}{R_A + R_W} \cdot \frac{\frac{A_D}{k} \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0 \frac{G R_0}{X_0}}{\left(1 + \frac{R_A}{R_A + R_W} T_{BS} \right) (1 + T_{DS}) + \frac{R_A}{R_A + R_W} T_{ES}} \quad (1)$$

$$\frac{\theta_B(s)}{\theta_B(s)} = \frac{R_A}{R_A + R_W} \cdot \frac{(1 + T_{DS})}{\left(1 + \frac{R_A}{R_A + R_W} T_{BS} \right) (1 + T_{DS}) + \frac{R_A}{R_A + R_W} T_{ES}} \quad (2)$$

$$\frac{g_R(s)}{\theta_B(s)} = \frac{A_D}{k} \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0 \frac{G R_0}{X_0} \cdot \frac{1}{(1 + T_{DS})} \quad (3) \checkmark$$

であり、その詳細は第1報に示した。また、静特性の実測データより、本実験に用いた試供膨張弁は

$$\frac{R_A}{R_A + R_W} = 0.8965 \text{ (感温筒の取付けと周囲環境条件により相違する。)}$$

$$\frac{A_D}{k} \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0 \frac{G R_0}{X_0} = 0.00160 \text{ kgf/s}^\circ\text{C} \text{ (} P_{d0}, P_{s0} \text{の値によって相違する。)}$$

$$T_B = 32.0 \text{ sec}, T_D = 2.0 \text{ sec}, T_E = 0.9 \text{ sec}$$

であった。ただし、時定数 T_B, T_E の値は感温筒の平均温度により多少変化する。これに関しては、次節において説明する。

2.4 膨張弁流量のステップ応答特性

2個のライン槽を用いた膨張弁の流量のステップ応答は、それぞれの槽内ラインを異った一定温度に保持しておき、両ライン槽に交互に感温筒を投入することによって測定した。このようにして求められたステップ応答の記録例は、図12と図13に示した。

図中の計算値は、次のようにして求めた。ステップ応答の理論計算は、前節に示した(1)式と(2)式の伝達関数をそのまま用いることはできない。その理由は、感温筒の伝熱機構が前節の場合と相違するためである。この事を考慮すると、ステップ応答の伝達関

(1) 解析は、感温筒の温度は一様であり、感温筒は温度分布をもたないと仮定している。しかし、感温筒の伝熱経路から実際には感温筒が温度分布をもっていると考えられる。また感温筒温度の測定は、基板と反対側の一点で測定し、これで感温筒温度を代表させている。

(2) 感温筒内のチャージ冷媒は、その蒸発と凝縮のメカニズムが相違し、複雑である。解析はこれらの影響を考慮していない。

などが原因で生じたと考えられる。しかし、このような問題があっても、実用上は図9の入出力関係が十分に満足できるならば、温度膨張弁の流量特性の表示には何ら差支えないものと考えられる。

ここに、膨張弁出入口の圧力が一定の条件での、周波数応答の計算に用いた伝達関数は

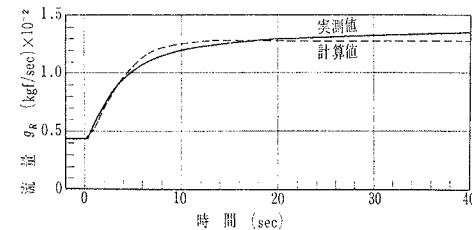


図12 g_R/θ_{BL} のステップ応答の実測値と計算値

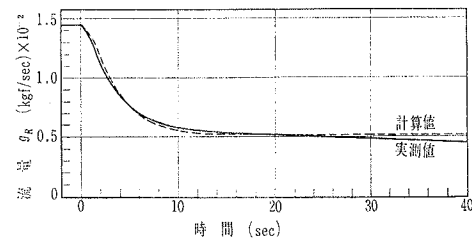


図13 g_R/θ_{BL} のステップ応答の実測値と計算値

数は次式で表わせる。

$$\frac{g_R(s)}{\theta_{BL}(s)} = \frac{\frac{A_D}{k} \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0 \frac{G R_0}{X_0}}{\left(1 + \frac{R_L}{R_W} T_{BS} \right) (1 + T_{DS}) + \frac{R_L}{R_W} T_{ES}} \quad (4)$$

$$\frac{\theta_B(s)}{\theta_{BL}(s)} = \frac{(1 + T_{DS})}{\left(1 + \frac{R_L}{R_W} T_{BS} \right) (1 + T_{DS}) + \frac{R_L}{R_W} T_{ES}} \quad (5)$$

また、感温筒の温度帯域が大きく変わると、時定数の T_B と T_E は感温筒温度 θ_B の関数で考えねばならない。試供膨張弁の場合、これらの時定数は図14のように変化する。これは時定数

$$T_B = R_W \left\{ W' \frac{\partial H'}{\partial \theta_B} \right\}_0 + \left\{ W'' \left(\frac{\partial H''}{\partial \theta_B} - A P_B \frac{\partial v''}{\partial \theta_B} \right) \right\}_0 - A V_B \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0 + C_B W_B$$

$$T_E = R_W \left\{ H'' - H' \right\}_0 \frac{V_{D0}}{R T_0} \left\{ \frac{\partial P_B}{\partial \theta_B} \right\}_0$$

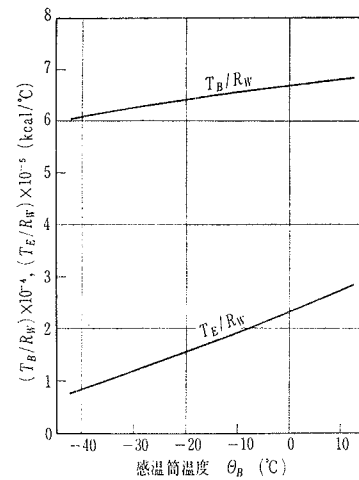


図14 時定数 T_B, T_E におよぼす感温筒温度 θ_B の影響

の物理的意味からも明らかである。

しかし、一般に行われている $5 \sim 10^\circ\text{C}$ 程度のライン温度変動幅でのステップ応答では、これらの時定数 T_B, T_E を平均感温筒温度での一定値として、応答の計算を行っても差支えない。

そこで、図12と図13に示した計算値は、(4)式における時定数を一定値として算定した。計算と実測の過渡応答はかなりよく一致している。しかし、温度上昇時の応答は、その際のチャージ冷媒液滞留部を除く感温筒壁が、その飽和温度以上に一時的に過熱され、筒壁温度一様の仮定がおけなくなるために、実測と計算との間に多少の相違が生じたと推定される。

ここに計算に用いた見かけの時定数は

$$\frac{R_L}{R_W} T_B = 1.67 \text{ sec}, T_D = 2.0 \text{ sec}$$

$$\frac{R_L}{R_W} T_E = 0.055 \text{ sec}$$

であり、実使用条件での見かけの時定数 $\frac{R_A}{R_A + R_W}$

$T_B, \frac{R_A}{R_A + R_W} T_E$ と比較して熱抵抗が異なるので、大

きくそれらが相違していることがわかる。

以上の検討により、膨張弁流量の実使用条件での周波数応答と2個のライン槽を用いたステップ応答との間の相関が、(1)式と(4)式の比較により、感温筒の伝熱機構の相違によって表わせることを示した。

3. まとめ

温度自動膨張弁の動的な流量特性を実験的に調べるための測定装置を開発した。この装置によって求められた実測値と解析からの計算値とを比較検討し、次の結論が得られた。

- 1) 温度自動膨張弁流量の実使用条件での周波数応答を求めるための測定装置が開発でき、これは膨張弁の静特性と動特性の解明に極めて有用なことを示した。
- 2) 温度自動膨張弁流量の周波数応答の実測値と解析からの計算値とを比較し、それらの良好な一致を見た。これから、膨張弁流量特性の測定と解析が妥当であることを確認できた。
- 3) 上記の膨張弁流量の周波数応答と従来から行われている2個のライン槽を用いたステップ応答との間の相関が、実験と解析により解明できた。それらの相関は、感温筒の伝熱機構の相違のみによって表わせることがわかった。

終りに臨み、本研究の実験に卒業研究として協力いただいた松生久、重盛良夫ならびに猪狩誠也の諸君に感謝の意を表します。

記号

- A : 仕事の熱当量, kcal/kgf・cm
- A_D : ダイアフラムの有効受圧面積, cm^2
- C_B : 感温筒壁金属の比熱, kcal/kgf・ $^\circ\text{C}$
- d : キャピラリー・チューブ内径, cm
- G_R : 膨張弁を通過する冷媒流量, kgf/s

- g_R : 膨張弁を通過する冷媒流量の変動量, kgf/s
- g : 重力の加速度, cm/s²
- H' : 感温筒チャージ冷媒の飽和液比エンタルピ, kcal/kgf
- H'' : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気比エンタルピ, kcal/kgf
- k : 合成ばね定数, kgf/cm
- l : キャピラリチューブ長さ, cm
- P_B : 感温筒チャージ冷媒の飽和圧力, kgf/cm², abs
- P_d : 膨張弁入口冷媒圧力, kgf/cm², abs
- P_s : 膨張弁出口冷媒圧力, kgf/cm², abs
- R : 感温筒チャージ冷媒のガス定数, kgf·cm/kgf·°K
- R_d : 感温筒の周囲空気接触面の熱抵抗, s·°C/kcal
- R_L : 感温筒のブライン接触面の熱抵抗, s·°C/kcal
- R_W : 感温筒の蒸発器出口管壁接触面の熱抵抗, s·°C/kcal
- s : ラプラス演算子, 1/s
- T : 感温筒チャージ冷媒の飽和絶対温度, °K
- T_B : 時定数, s
- $T_D = \frac{128 \mu l A v^2}{\pi d^4 g k}$: 時定数, s
- T_E : 時定数, s
- V_B : 感温筒内容積, cm³
- V_D : ダイアフラム上側のチャンバ容積, cm³
- v'' : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気比体積, cm³/kgf
- W' : 感温筒チャージ冷媒の飽和液重量, kgf
- W'' : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気重量, kgf
- W_B : 感温筒壁の重量, kgf

- X : 膨張弁の弁開度, cm
- θ_B : 感温筒の温度, °C
- θ_W : 蒸発器出口管壁温度, °C
- θ_B : 感温筒温度の変動量, °C
- θ_{BL} : ブライン温度の変動量, °C
- θ_W : 蒸発器出口管壁温度の変動量, °C
- μ : 感温筒チャージ冷媒の飽和蒸気粘度, P (ポアズ)
- ϕ : 位相おくれ, deg
- ω : 角周波数, rad/s

文 献

- 1) 牧田, 温度式自動膨張弁, 冷凍, 52-592 (昭52-2), 149.
- 2) Siegismund, R., Umfrageergebnisse, Thermostatische Expansionsventile., Ki, 5-2 (1977-2), 43.
- 3) Duminil, M., Étude de la réponse thermique indicielle des trains thermostatiques de détenteurs au moyen d'un appareillage simple utilisant un tube à détente tourbillonnaire de ranque, 13th Int. Congr. Refrig., in Washington D. C., (1971), 3, 19.
- 4) Duminil, M., Temps de response des trains thermostatiques de détenteurs frigorifiques, 12th Int. Congr. Refrig., in Madrid (1967), 1025.
- 5) 樋口, 早野, 温度自動膨張弁の動特性, 第1報, 解析的研究, 冷凍, 55-636 (昭55-10), 11

解 説

凍結問題解法の近年の進展 (I)

Recent Developments of Solution Methods for the Freezing Problem (I)

齋 藤 武 雄*
Takeo SAITOH

表1 移動境界問題に属する主な現象

現象の例	備考 (結合条件など)
1 水凍結および融解	$\dot{R} = A \frac{\partial T_1}{\partial x} - B \frac{\partial T_2}{\partial x}$ の形の結合条件をもつ。
2 液滴の蒸発および凝縮	
3 金属の凝固および溶融	
4 宇宙船の大気圏突入時のアブレーション	
5 過熱液体中の気泡の成長および崩壊	
6 Burke-Schumann 拡散火炎	相変化を伴わない問題
7 高速化学反応を伴うガス吸着	$\frac{\partial Y_1}{\partial x} = A \frac{\partial Y_2}{\partial x}$ の形の結合条件をもつ。
8 油井近傍の石油の流れ (Karplus の問題)	基礎式が楕円型
9 多孔質弾性体中の流体の浸透	
10 組織中の酸素および乳酸の拡散	
11 その他, 昇華, 再結晶, キャピテーション気泡の崩壊など	

1. 緒 言

水の凍結および融解の問題は, 例えば, 湖沼の凍結, 路面および土壌の凍結, 水道管および発電プラントなどの送水管の凍結破壊, 気象における落下雨滴の水結の問題など, とくに, 寒冷地における日常生活上, 極めて重要な問題であると同時に, 工業的な製氷, 食品の冷凍または解凍, 凍結乾燥, 更に, 近年は軟弱地盤の凍結工法, 凍結による海水の淡水化などに見られる様に, 非常に応用範囲の広い問題となっている。

このような相変化現象の研究の重要性は, また, 筆者が, その立場から研究を進めてきたように, 一般の移動境界問題^{*)} (Moving boundary problem) に対する寄与が大きいかからも認識される。例えば, 金属の鑄造^{(1),(2)}, 気泡の成長・崩壊⁽³⁾, 薄炎モデルに基づく拡散火炎問題⁽⁴⁾, 単一燃料液滴の蒸発および燃焼の問題⁽⁵⁾, 宇宙船の大気突入時のアブレーション (Ablation) の問題⁽⁶⁾, 油井近傍のオイル・フローの問題⁽⁷⁾ (Karplus の問題), 組織中の酸素と乳酸の拡散⁽⁸⁾, および最近では, 多孔質弾性体中のキャピティに含まれる流体の挙動^{(9),(10)}などの諸問題を, その範疇に含んでいる。

移動境界問題に属する諸現象をまとめて表1に示した。

特に, 近年の石油危機に端を発する深刻なエネルギー問題への対応策の一つとして, 太陽エネルギーの利用が注目されているが, 太陽エネルギー採取の不安定性および希薄性を補填するための蓄熱法としてカプセル型潜熱蓄熱法が有望視され, 我が国では, この方式が, サンシャイン計画の太陽熱発電システムの中に組み込まれている⁽¹¹⁾。潜熱蓄熱法では, 蓄熱材として, たとえば, 融点 352°C の LiCl と KCl の共融塩などを用い, 凝固および溶融時の相変化熱を利用するもので現象は複雑ではあるが, 従来の凍結・融解の解析手法がそのまま適用できる典型的な問題となっている。

このような相変化問題の原点は^{**)} Neumann および Stefan^{(12)~(15)}の研究にあり, 極めて長い歴史を有している。

初期には, これらの厳密解のほか, 種々の境界条件に対する拡張などが試みられている⁽¹⁷⁾。

1928年には, これら相変化問題の研究とは全く独立に Burke and Schumann⁽¹⁸⁾ が, 拡散火炎の問題に対し, 火炎面における両相の濃度勾配を等置するというユニークな方法を導入し解をえた。これは, 燃焼学で言う, いわゆる, 拡散火炎の最初の理論的研究であ

* この問題は, この呼称の他, 自由境界問題⁽²⁸⁾ (Free boundary problem), 移動境界面問題⁽⁴¹⁾, ステファン問題 (Stefan problem, Stefan like problem) などと呼ばれている。

** 最初に公表された文献は Stefan のものであるが, のちに Neumann が, 既に, 1860年頃, Wien 大学の講義の中で Stefan のものより, 更に一般的な解 (Neumann 解) を示していたことがわかった⁽¹⁶⁾。

* 東北大学工学部
原稿受理 昭和55年7月21日