U. D. C. 621.565.7-503 : 629.113.04

自動車用クーラおよびエアコンディショナにおける

サイクル物理諸量の脈動現象

Instability of Physical Quantities in Car Cooler and Car Air-conditioner

大島亮一郎* 宮本誠吾* 金本一夫**
Ryôichirô Ôshima Seigo Miyamoto Kazuo Kanemoto

要　　旨

自動車用クーラおよびエアコンディショナにおけるサイクル物理諸量の不安定現象問題に関し，膨張弁—蒸発器系を対象にこれを理論的に解析し，同現象に対する主要影響因子の一つとして膨張弁感熱筒の温度に対する圧力応答性があげられることを明らかにするとともに，これを各種サイクル試験において実験的に確認し，さらにこの種不安定現象を解消するための一有効例を示した。

1. 緒　　言

自動車用のクーラあるいはエアコンディショナに用いられる膨張弁は，凝縮器で液化した冷媒を断熱膨張させるという本来の機能のほかに，変動負荷に応じて蒸発器に流入する冷媒量を制御する機能も遂行する一種の自動制御弁である。

最近，この種膨張弁を含む系において，周期の長いサイクル物理諸量の脈動現象が生起して，運転に支障をきたすという問題が惹起(じゃっき)されている。膨張弁を含む冷凍サイクルの圧力あるいは流量脈動などの不安定現象には，膨張弁そのものの機構に基づくものと，サイクルを構成している他要素との相関性に基づくものとがあるとされているが[1]，一般にはそれらが互いに錯綜(さくそう)した状態で影響する場合が多く，特にカークーラなどのサイクルでは各種変動負荷のためにその要因はさらに複雑なものとなる。

一般に冷凍サイクルにおける膨張弁の構造あるいは特性に関する研究はかなり発表されている[2]~[4]が，その安定性問題など過渡的特性にまで言及したもの[5]は非常に少ないのが現状である。本研究では，自動車用エアコンディショナにおけるこの種不安定現象問題に関して，膨張弁—蒸発器系を対象に理論解析を実施し，同現象に対する影響因子を明らかにするとともに，これを実験的に検討した。

2. 自動車用クーラおよびエアコンディショナにおけるサイクル物理諸量の脈動現象

自動車用エアコンディショナにおいては，極度の軽負荷で運転する場合蒸発器フィンへの着霜を防止するために，通常STV(Suction Throttling Valve)と称する圧力制御弁を蒸発器出口に設けている。このような構成になるサイクルにおいては，一般のカークーラと同様膨張弁ダイアフラムの二次圧力を蒸発器出口から導いた場合，冷媒流量などサイクル物理諸量が脈動し，クーラ吐気温度が変化して乗員に不快感を与えたり，Liquid-backおよび潤滑不良など圧縮機への悪影響を招来する。一方，通常のカークーラサイクルにおいても，感熱筒へのガス封入方式の差異によって，これに類似した脈動現象が生起することがある。

図1は自動車用エアコンディショナにおける上記現象の一例を示したものである。同図は表1に示す試験条件でエアコンサイクルを運転した場合の諸量の脈動現象を記録したもので，膨張弁入口圧力P_4，同出口圧力P_5，STV入口圧力P_{61}，同出口圧力P_{62}およびSTVスピンドルのストロークXの時間的変化の様相を示してある。なお同図には示していないが，このとき冷媒流量も周期約75 s，振幅0.0111 kg/sで脈動している。

3. 安定性の解析

周知のように，この種サイクルにおいては各構成要素が互いに相関し合って作動しているため，サイクルの安定性を検討するに際しては，これらの影響をじゅうぶんに考慮しなければならないことは当然であるが，ここではまず第1段階として膨張弁およびSTVに

表1　試　験　条　件

圧縮機回転数		1,800 rpm
凝縮器	冷却空気温度	33.5℃
	冷却空気湿度	65%
	冷却空気速度	3.2 m/s
蒸発器	吸入空気温度	25℃
	吸入空気湿度	60%
STV入口圧力の設定値		2.0 kg/cm²g

注：本試験では，ダイアフラム二次側の圧力をSTVの上流側から導いた。

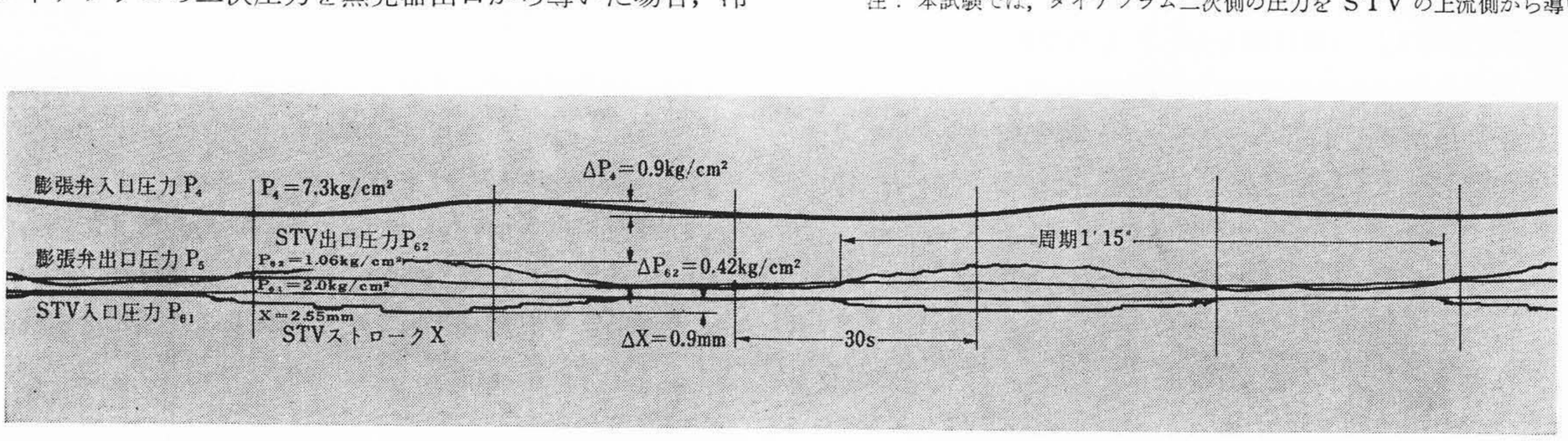


図1　自動車用エアコンディショナにおける脈動現象

* 日立製作所日立研究所
** 日立製作所佐和工場

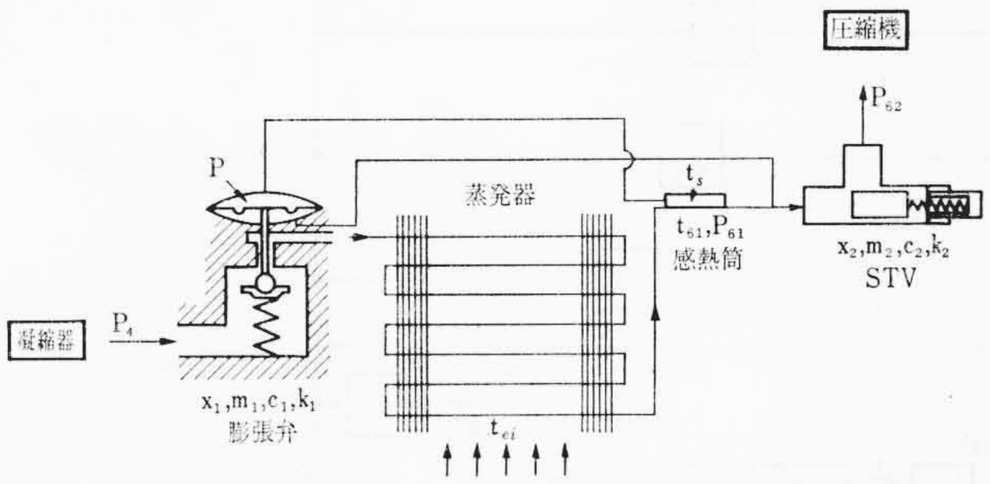


図２　供試（膨張弁—蒸発器—STV）系の構成概略

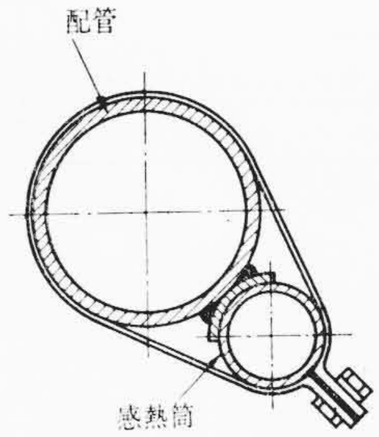


図３　感熱筒取付状況

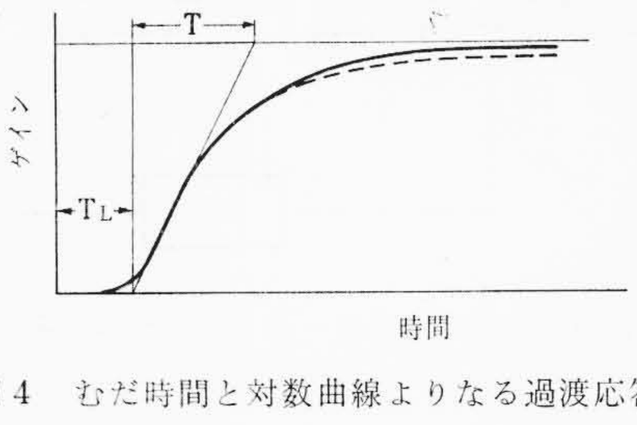


図４　むだ時間と対数曲線よりなる過渡応答

対して最も影響度が高いと考えられる蒸発器との組合せ状態のもとに解析を進めることとし，圧縮機および凝縮器などは定常運転状態にあるものとしてその影響を省略した。

図２は本解析に供試した，自動車用エアコンディショナにおける膨張弁—蒸発器—STV 系構成概略のフローチャートを示したものである。

3.1 基　礎　式

（１）　膨張弁の弁軸方向に働く力の平衡式（運動方程式）

膨張弁における弁軸方向力としては，ダイアフラム一次および二次圧力，調整バネ力および流体力が考えられるが，ここでは流体の流れによって生起する軸方向力は小さいものとして省略し，またダイアフラムの二次側に働く圧力は蒸発器出口冷媒圧力に等しいものとする（外部均圧方式）。

$$(P-P_{61})A_D-F_{SO}-k_1x_1=0 \quad \cdots\cdots(1)$$

（２）　膨張弁の流量特性

$$Q=C_{ev}A_{x1}\sqrt{P_4-P_{61}} \quad \cdots\cdots(2)$$

ここで，蒸発器における圧力降下は省略し（$P_5=P_{61}$），また流量係数 C_{ev} は一定なものとしてある。

（３）　感熱筒における熱伝導式

感熱筒の接触部の構造は**図３**に示すようなものが普通で，感熱筒は管壁を介して配管内を流動する冷媒ガスの温度を感知する。したがって感熱筒における熱伝導式は周囲温度の影響を無視すると理論的には時間に関する三次の微分方程式となるが，ここでは簡単のためにむだ時間 T_L を含む一次の微分方程式で近似することとする。すなわち，**図４**に示すように実験的に求められたこの種感熱筒のインディシャル応答（同図実線）を，むだ時間 T_L を有する時定数 T の $(1-e)$ 関数（同図破線）によって近似置換する[6][7]。

$$T\cdot\frac{dt_s(\tau-T_L)}{d\tau}+t_s(\tau-T_L)=t_{61}(\tau) \quad \cdots\cdots(3)$$

（４）　感熱筒の圧力—温度特性

感熱筒内部の圧力（＝ダイアフラム一次圧）Pは，同筒内ガス温度の関数として表わされるから次のようになる。

$$P=f_p(t_s) \quad \cdots\cdots(4)$$

（５）　STV の弁軸方向に働く力の平衡式（運動方程式）

STV ではその構造上入口における冷媒の全圧と調整バネ力が平衡することによって所定の弁開度が保たれる。したがってその平衡式は次のようになる。

$$\left\{P_{61}+\frac{\gamma}{2g}\left(\frac{Q}{A_{STV}\gamma}\right)^2\right\}A_{STV}=k_2x_2+F_{STVO} \quad \cdots\cdots(5)$$

（６）　STV の流量特性

$$Q=C_{STV}\cdot A_{x2}\sqrt{P_{61}-P_{62}} \quad \cdots\cdots(6)$$

ここに，流量係数 C_{STV} は一定と仮定してある。

（７）　膨張弁入口圧力，STV 出口圧力および STV 入口冷媒温度

ここに言及する種のサイクルにおいては，圧縮機および凝縮器が定常状態にある場合，膨張弁入口圧力 P_4, STV 出口圧力 P_{62} および STV 入口冷媒温度 t_{61} などは冷媒流量 Q と蒸発器にかかる熱負荷（蒸発器吸気温度 t_{ei} で代表する）とによって決まるとみて大差ない。したがって，P_4，P_{62} および t_{61} はそれぞれ冷媒流量と蒸発器吸気温度との関数として表わされる。

$$P_4=f_{P4}(Q, t_{ei}) \quad \cdots\cdots(7)$$

$$P_{62}=f_{P62}(Q, t_{ei}) \quad \cdots\cdots(8)$$

$$t_{61}=f_{t61}(Q, t_{ei}) \quad \cdots\cdots(9)$$

3.2 伝　達　関　数

前記（１）～（９）式になる基礎式を微小変動量の方法[7]によって線形化すれば次のようになる。ここでサイクル物理諸量は定数値と変動量からなるものとし，定数値を横棒付記号，変動量を Δ 付記号で表わすものとする。

$$m_1\Delta\ddot{x}_1+c_1\Delta\dot{x}_1+k_1\Delta x_1=(\Delta P-\Delta P_{61})A_D \quad \cdots\cdots(10)$$

$$\Delta Q=\frac{\bar{Q}}{\bar{A}_{x1}}\cdot\left.\frac{dA_{x1}}{dx_1}\right|_{x_1=\bar{x}_1}\cdot\Delta x_1+\frac{\bar{Q}}{2(\bar{P}_4-\bar{P}_{61})}(\Delta P_4-\Delta P_{61}) \quad \cdots\cdots(11)$$

$$T\cdot\frac{d\Delta t_s(\tau-T_L)}{d\tau}+\Delta t_s(\tau-T_L)=\Delta t_{61} \quad \cdots\cdots(12)$$

$$\Delta P=\left.\frac{df_p}{dt_s}\right|_{t_s=\bar{t}_s}\cdot\Delta t_s \quad \cdots\cdots(13)$$

$$m_2\Delta\ddot{x}_2+c_2\Delta\dot{x}_2+k_2\Delta x_2=\Delta P_{61}A_{STV}+\frac{\bar{Q}}{g\gamma A_{STV}}\Delta Q \quad \cdots\cdots(14)$$

$$\Delta Q=\frac{\bar{Q}}{\bar{A}_{x2}}\cdot\left.\frac{dA_{x2}}{dx_2}\right|_{x_2=\bar{x}_2}\cdot\Delta x_2+\frac{\bar{Q}}{2(\bar{P}_{61}-\bar{P}_{62})}(\Delta P_{61}-\Delta P_{62}) \quad \cdots\cdots(15)$$

$$\Delta P_4=\left.\frac{\partial f_{P4}}{\partial Q}\right|_{Q=\bar{Q}}\cdot\Delta Q+\left.\frac{\partial f_{P4}}{\partial t_{ei}}\right|_{t_{ei}=\bar{t}_{ei}}\cdot\Delta t_{ei} \quad \cdots\cdots(16)$$

$$\Delta P_{62}=\left.\frac{\partial f_{P62}}{\partial Q}\right|_{Q=\bar{Q}}\cdot\Delta Q+\left.\frac{\partial f_{P62}}{\partial t_{ei}}\right|_{t_{ei}=\bar{t}_{ei}}\cdot\Delta t_{ei} \quad \cdots\cdots(17)$$

$$\Delta t_{61}=\left.\frac{\partial f_{t61}}{\partial Q}\right|_{Q=\bar{Q}}\cdot\Delta Q+\left.\frac{\partial f_{t61}}{\partial t_{ei}}\right|_{t_{ei}=\bar{t}_{ei}}\cdot\Delta t_{ei} \quad \cdots\cdots(18)$$

さて，供試系の伝達関数を導出するにあたって，まず諸式(10)～(18)をラプラス変換する。ここで，各変数のラプラス変換を

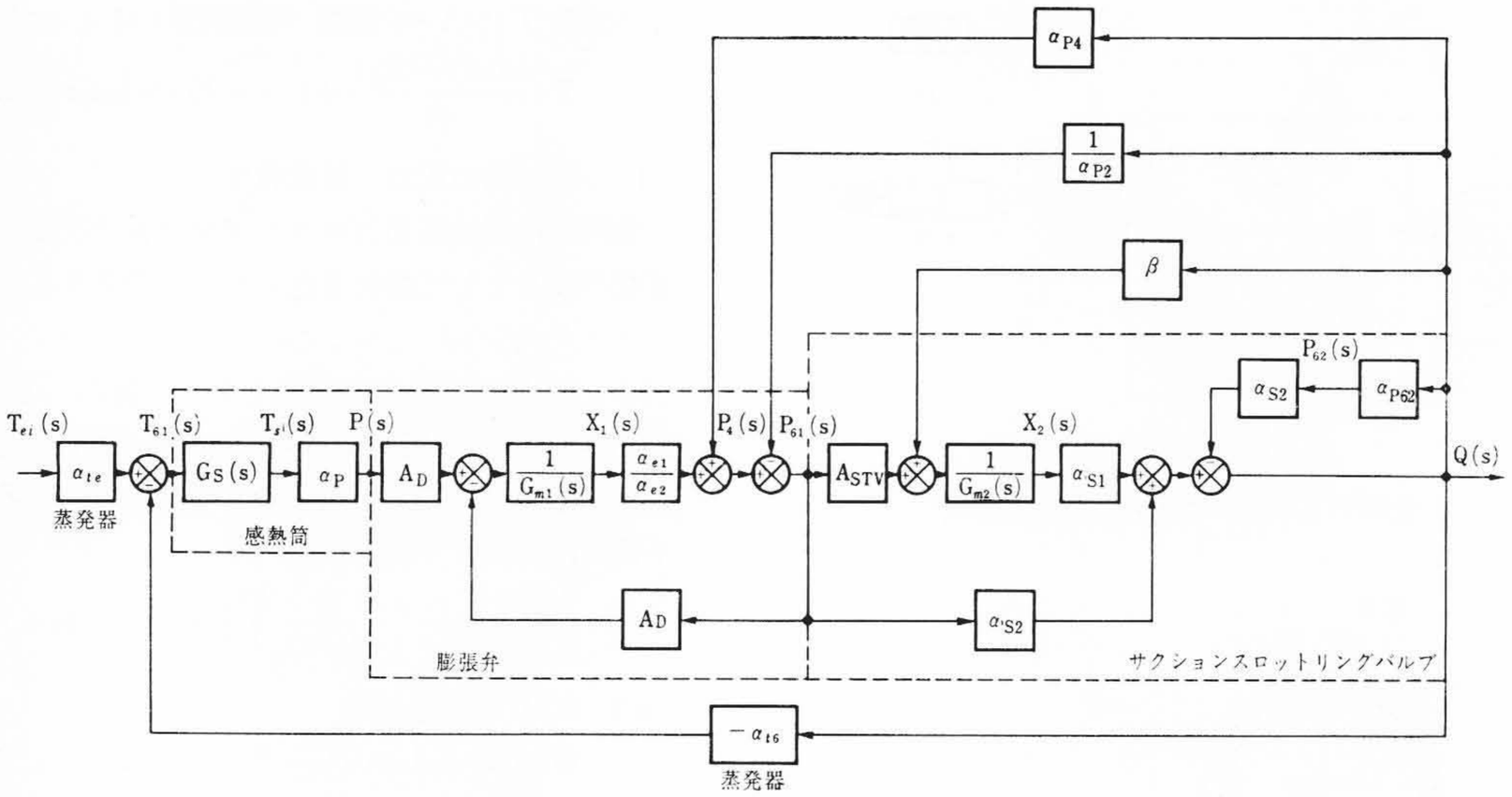


図5　供試（膨張弁—蒸発器—STV）系のブロック線図（その1）

$$L(\Delta x_1)=X_1(s)$$
$$\vdots$$

とし，また(16)式および(17)式における Δt_{ei} による影響項は小さいものとして省略すると次のようになる。

$$G_{m1}(s)X_1(s)=\{P(s)-P_{61}(s)\}A_D \quad \cdots\cdots(19)$$
$$Q(s)=\alpha_{e1}X_1(s)+\alpha_{e2}\{P_4(s)-P_{61}(s)\} \quad \cdots\cdots(20)$$
$$T_s(s)=G_s(s)T_{61}(s) \quad \cdots\cdots(21)$$
$$P(s)=\alpha_P T_s(s) \quad \cdots\cdots(22)$$
$$G_{m2}(s)X_2(s)=A_{STV}P_{61}(s)+\beta Q(s) \quad \cdots\cdots(23)$$
$$Q(s)=\alpha_{s1}X_2(s)+\alpha_{s2}\{P_{61}(s)-P_{62}(s)\} \quad \cdots\cdots(24)$$
$$P_4(s)=\alpha_{P4}Q(s) \quad \cdots\cdots(25)$$
$$P_{62}(s)=\alpha_{P62}Q(s) \quad \cdots\cdots(26)$$
$$T_{61}(s)=\alpha_{t6}Q(s)+\alpha_{te}T_{ei}(s) \quad \cdots\cdots(27)$$

ここに，

$$\left.\begin{aligned}
&G_{m1}(s)=m_1s^2+c_1s+k_1\\
&G_{m2}(s)=m_2s^2+c_2s+k_2\\
&G_s(s)=\frac{e^{-sT_L}}{1+sT}\\
&\alpha_{e1}=\frac{\bar{Q}}{\bar{A}_{x1}}\cdot\frac{dA_{x1}}{dx_1}\bigg|_{x_1=\bar{x}_1},\quad \alpha_{e2}=\frac{\bar{Q}}{2(\bar{P}_4-\bar{P}_{61})}\\
&\alpha_{s1}=\frac{\bar{Q}}{\bar{A}_{x2}}\cdot\frac{dA_{x2}}{dx_2}\bigg|_{x_2=\bar{x}_2},\quad \alpha_{s2}=\frac{\bar{Q}}{2(\bar{P}_{61}-\bar{P}_{62})}\\
&\beta=\frac{\bar{Q}}{g\cdot\gamma\cdot A_{STV}},\quad \alpha_P=\frac{df_P}{dt_s}\bigg|_{t_s=\bar{t}_s}\\
&\alpha_{P4}=\frac{\partial f_{P4}}{\partial Q}\bigg|_{Q=\bar{Q}},\quad \alpha_{P62}=\frac{\partial f_{P62}}{\partial Q}\bigg|_{Q=\bar{Q}}\\
&\alpha_{t6}=\frac{\partial f_{t61}}{\partial Q}\bigg|_{Q=\bar{Q}},\quad \alpha_{te}=\frac{\partial f_{t61}}{\partial t_{ei}}\bigg|_{t_{ei}=\bar{t}_{ei}}
\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(28)$$

であり，α_P，α_{P4}，α_{P62} および α_{t6} は(4)，(7)，(8)および(9)式を表わす曲線のある定常値におけるこう配を表わしている。

次にこれら(19)～(27)式をもとに，蒸発器吸気温度 t_{ei} を入力とし，冷媒流量 Q を出力とする供試（膨張弁—蒸発器—STV）系のブロック線図を描くと**図5**のようになり，さらにこれを通常の変換方式に従って簡単化すると最終的に**図6**のようになる。同図において，

$$G_v(s)=K_D\frac{\alpha_{s2}G_{m2}(s)+\alpha_{s1}A_{STV}}{g_1G_{m1}(s)G_{m2}(s)+g_2G_{m1}(s)+g_3G_{m2}(s)-g_4}$$
$$=K_D\frac{b_1s^2+b_2s+b_3}{a_1s^4+a_2s^3+a_3s^2+a_4s+a_5} \quad \cdots\cdots(29)$$

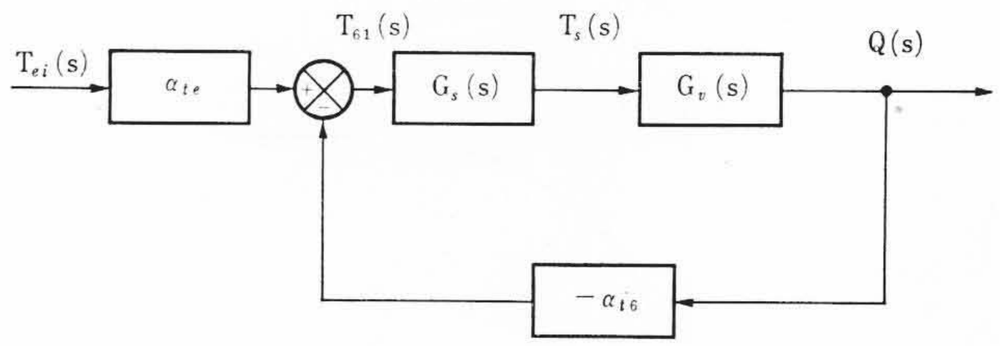


図6　供試（膨張弁—蒸発器—STV）系のブロック線図（その2）

ここに，

$$\left.\begin{aligned}
&K_D=A_D\alpha_P\alpha_{e1}{}^2\\
&g_1=\alpha_{e1}(\alpha_{s2}+\alpha_{e2})-\alpha_{e1}\alpha_{e2}\alpha_{s2}(\alpha_{P4}-\alpha_{P62})\\
&g_2=\alpha_{e1}\alpha_{s1}\{(1-\alpha_{e2}\cdot\alpha_{P4})A_{STV}-\alpha_{e2}\beta\}\\
&g_3=\alpha_{e1}{}^2A_D(1+\alpha_{s2}\alpha_{P62})\\
&g_4=-\alpha_{e1}{}^2\alpha_{s1}\beta A_D\\
&a_1=m_1m_2g_1\\
&a_2=(m_1c_2+m_2c_1)g_1\\
&a_3=(m_1k_2+c_1c_2+m_2k_1)g_1+m_1g_2+m_2g_3\\
&a_4=(c_1k_2+c_2k_1)g_1+c_1g_2+c_2g_3\\
&a_5=k_1k_2g_1+k_1g_2+k_2g_3-g_4\\
&b_1=m_2\alpha_{s2}\\
&b_2=c_2\alpha_{s2}\\
&b_3=k_2\alpha_{s2}+\alpha_{s1}
\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(30)$$

3.3 安定条件式

図6に示したブロック線図において，一巡の伝達関数 $G_0(s)$ は次のようになる。

$$G_0(s)=K_O\frac{e^{-sT_L}}{1+sT}\cdot\frac{b_1s^2+b_2s+b_3}{a_1s^4+a_2s^3+a_3s^2+a_4s+a_5} \quad \cdots\cdots(31)$$

ここに，$K_O=K_D\cdot(-\alpha_{t6})$ $\cdots\cdots(32)$

ここで，簡単のために膨張弁および STV における粘性抵抗係数 c_1 および c_2 が小さいものとして省略すれば，(30)式より $a_2=a_4=b_2=0$ となり，$G_0(s)$ の周波数伝達関数 $G_0(j\omega)$ は，

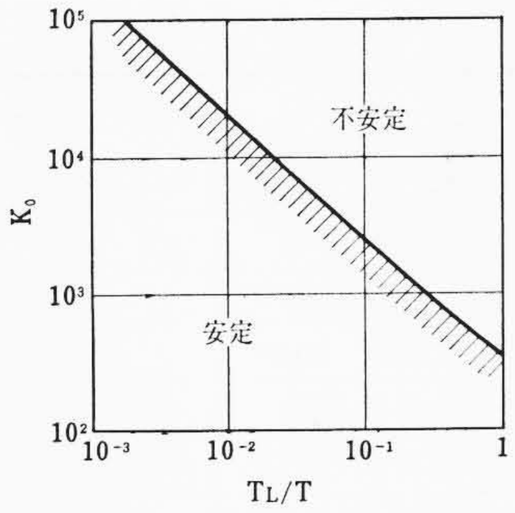


図7　安定限界曲線

$$G_0(j\omega)=K_O\frac{(\cos\omega T_L-\omega T\sin\omega T_L)(b_3-b_1\omega^2)}{(1+\omega^2T^2)(a_1\omega^4-a_3\omega^2+a_5)}$$
$$-jK_O\frac{(\sin\omega T_L+\omega T\cos\omega T_L)(b_3-b_1\omega^2)}{(1+\omega^2T^2)(a_1\omega^4-a_3\omega^2+a_5)} \quad \cdots\cdots(33)$$

となる。

したがって，この系の安定条件式としては，(33)式にナイキストの安定判別法を適用すると，次の(34)式および(35)式が導出される。

$$\omega T\cos\omega T_L=-\sin\omega T_L \quad \cdots\cdots(34)$$
$$\frac{K_O\cos\omega T_L(b_3-b_1\omega^2)}{a_1\omega^4-a_3\omega^2+a_5}\geq-1 \quad \cdots\cdots(35)$$

すなわち，(34)式を満たすすべてのωに対して，(35)式が常に成立するとき系は安定である。

以上の解析法はカークーラサイクル（図2においてSTVがない系）においても全く同様に適用され，その際の安定条件は次のようになる（途中の式の展開は紙面の都合上省略した）。

$$\omega T\cos\omega T_L=-\sin\omega T_L \quad \cdots\cdots(36)$$

を満たすωに関して

$$\frac{K_O\cos\omega T_L}{K_e-m_1\omega^2}\geq-1 \quad \cdots\cdots(37)$$

が常に成立すれば，系は安定である。ここに，K_O：系のゲイン，K_e：膨張弁系のバネ定数，m_1：膨張弁系の可動部質量である。

3.4　安定限界曲線

(34)式および(35)式より求められる安定限界曲線の一例を示すと図7のようになる。同図は図1の運転状況値をもとにし，感熱筒におけるむだ時間T_Lと時定数Tとの比T_L/Tを未知数とし，T_L/Tに対するK_Oの関係を示すものである。同図曲線の上側が不安定領域であり，下側が安定領域である。したがって(28)式と(30)式より系のゲインK_Oを計算し，またT_L/Tを実験的に求め，両者で表わされる作動値（T_L/T, K_O）が同曲線に対してどのような位置にくるかで安定判別ができる。この曲線は，前述解析式から明らかなように，ある一つの運転値に対して1本描かれるわけで，運転状況が異なるとこの曲線の位置も変化してくる。結局，同図から供試系の安定性に関して次のことが判明した。

（1）　T_L/Tが大きくなるほど，すなわち感熱筒におけるむだ時間T_Lが大きいほど，また時定数Tが小さいほど系は不安定になる。

（2）　供試系のゲインK_Oが大きくなるほど，系は不安定になる。すなわち，(30)式および(32)式より

$$K_O=-A_D\cdot\alpha_P\cdot\alpha_{e1}{}^2\cdot\alpha_{t6} \quad \cdots\cdots(38)$$

であるので，次の場合系は不安定になりやすい。

（a）　ダイアフラムの有効面積(A_D)が大きいほど。

（b）　感熱筒の圧力−温度特性曲線のこう配(α_P)が大きいほど。

（c）　膨張弁のストロークに対する間げき面積の変化率(α_{e1})が大きいほど。

（d）　冷媒循環量に対する蒸発器出口温度の変化率（$-\alpha_{t6}$）が大きいほど。

4.　安定性に関する実験的検討

以上述べたように，感熱筒の温度に対する応答性は，膨張弁を含むこの種サイクルの安定性に大きく影響を及ぼす主要因子の一つであることが判明した。したがって，ここではサイクルの安定性に及ぼす感熱筒の温度に対する応答性の影響について実験的に言及する。

4.1　供試感熱筒

本実験に関して時定数Tおよびむだ時間T_Lを変えた下記4種の感熱筒を供試した。

（a）　R-12をガスチャージし，蒸発器出口配管表面に固定設置した感熱筒（No.1）

（b）　No.1感熱筒において，蒸発器出口配管との接触面に厚さ0.3 mmのビニルシートを介在させて固定装着した感熱筒（No.2）

（c）　やし殻活性炭のガス吸着特性を応用した感熱筒でCO_2ガスを封入し蒸発器出口配管表面に固定設置したもの（No.3）

（d）　No.3感熱筒を蒸発器出口配管内に埋め込み冷媒に直接接触させることによってT_Lを小さくしたもの（No.4）

これら4種の感熱筒の取付状況を図8に，またT_LおよびTを図9に示した。これは通常のカークーラサイクルにおいて供試感熱筒を所定の個所および方法で装着し，冷媒循環量を瞬間的に変化させることによって，感知する冷媒温度をステップ状に変化させ，そのときの筒内圧力の変化を圧力変換器で捕え，オシログラフに記録させたものである。

4.2　サイクル試験

4.2.1　試験装置と方法

前記供試品において，脈動が生起するか否かは，図10に示したような一般のカークーラおよびエアコンデショナ装置で実際にサイクル運転を実施し，サイクル各部の圧力そのほか物理諸量をオシログラフに記録させ，その結果から判別した（同図には冷媒循環系のみ示しほかは省略してある）。また，そのときの試験条件は表2に示すとおりである。なお，前記供試感熱筒のうちNo.1，No.2およびNo.3はカークーラ，No.3およびNo.4はエアコンディショナに供試した。またエアコン試験ではSTVが作動するよう軽負荷運転を実施した。

4.2.2　試験結果と検討

本試験の結果は表3に示すとおりである。同表中(×)印は脈動が生起した場合，(○)印は生起しなかった場合である。

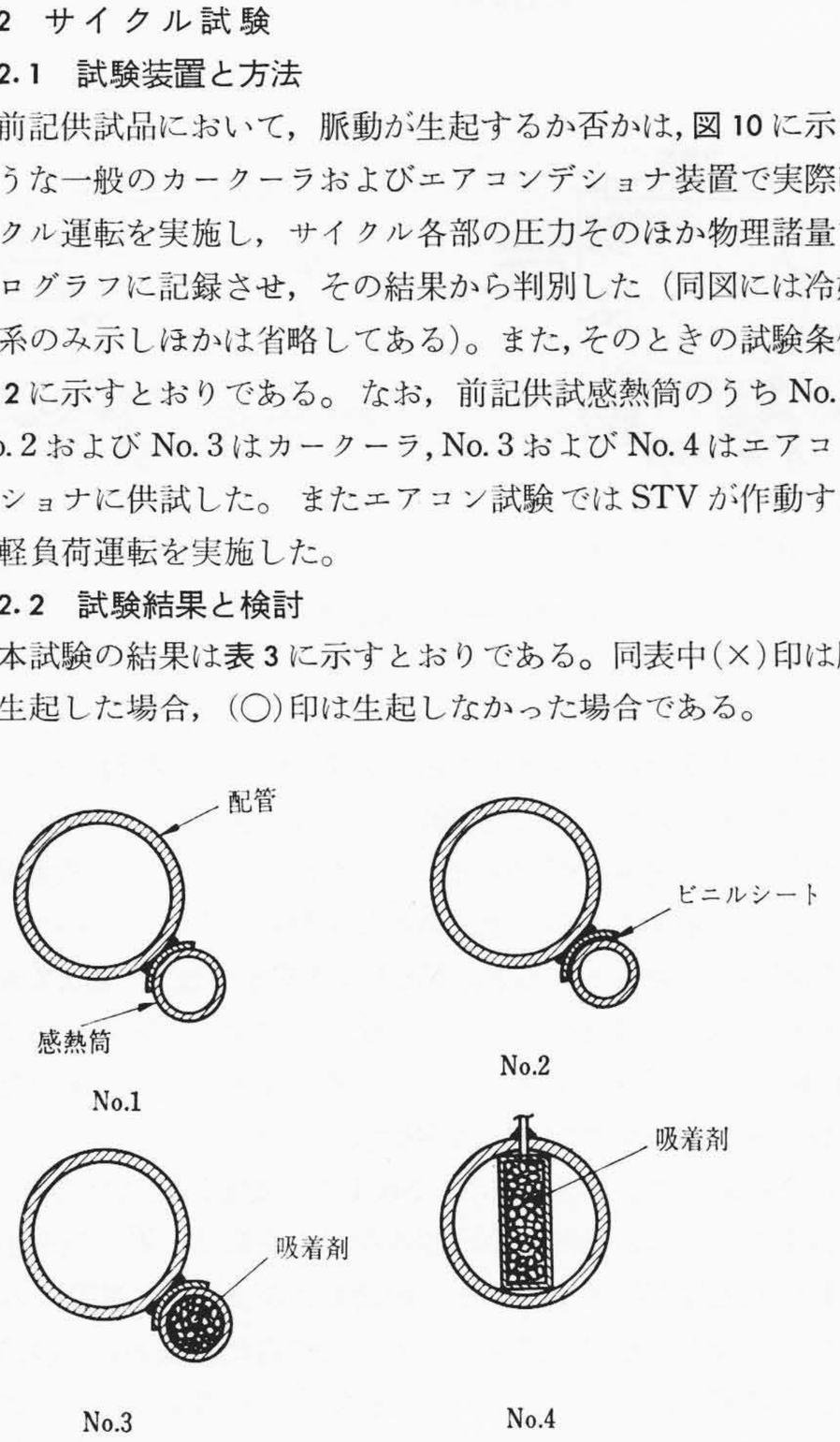
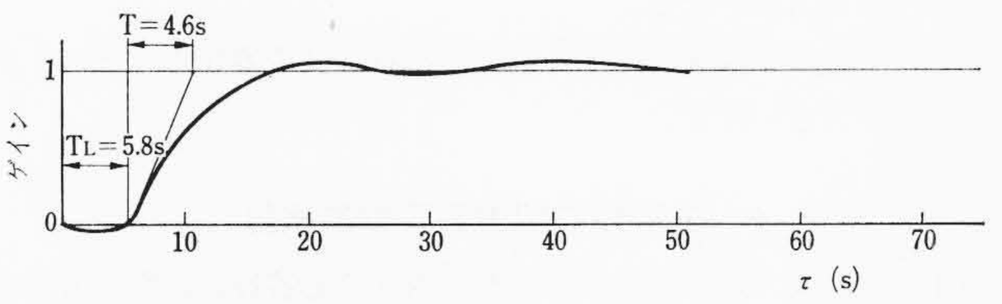
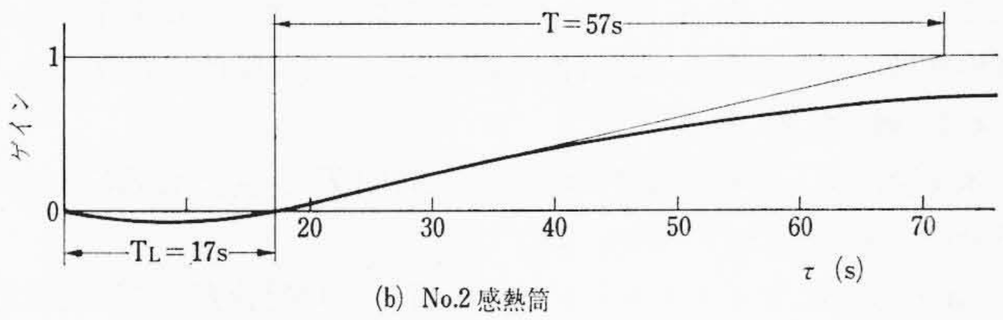


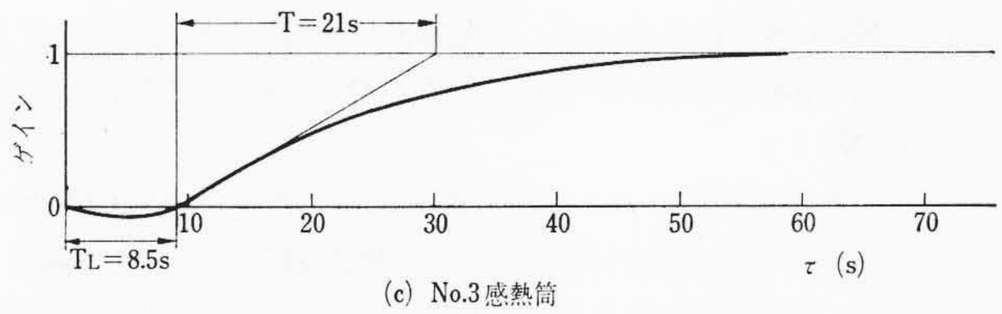
図8　供試感熱筒



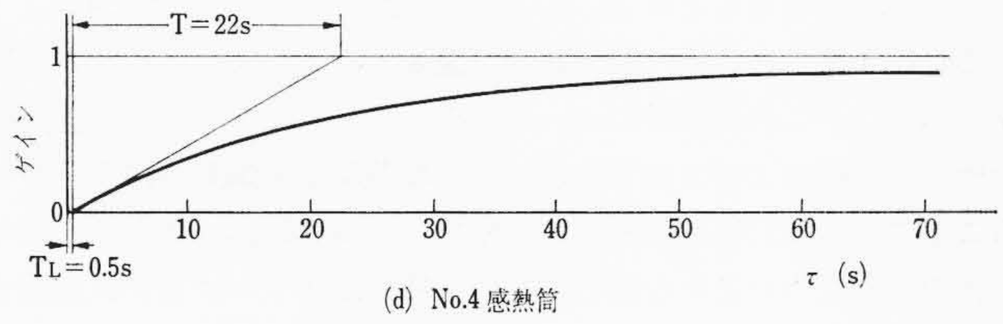
(a) No.1 感熱筒



(b) No.2 感熱筒

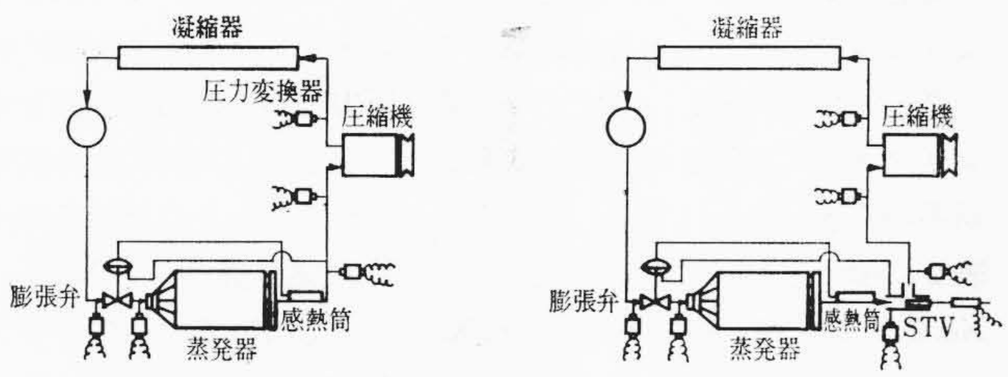


(c) No.3 感熱筒



(d) No.4 感熱筒

図 9　供試感熱筒のインディシャル応答



（a） カークーラサイクル　（b） エアコンサイクル

図 10　サイクル試験装置

これらを安定限界曲線上に示すと図 11 および図 12 のようになる。すなわち，カークーラ試験においては，図 11 に示すように，3 種の供試弁の運転状況値がほぼ同一であったので，限界曲線は 1 本の曲線で示すことができ，各供試感熱筒の作動値（T_L/T, K_0）を同図中にプロットすると，No. 1 は不安定領域に，No. 2 および No. 3 は安定領域に位置する。一方，エアコン試験においては図 12（a）および（b）に示すように，両者の運転状況の相違のため，限界曲線の位置が異なり，各作動値は，それぞれ（○）印で示すように No. 3 では不安定領域に，No. 4 では安定領域にある。

以上のように，感熱筒の応答性を示す係数 T_L/T の値を小さくすれば安定性が向上することが理論および実験的に確認された。このような不安定現象回避のための具体的な方法としては，No. 4 のように感熱筒を配管内に設置して直接冷媒温度を感知させて T_L を小さくすること，またある種の温度感知に対する緩衝機能をもった物質，たとえばやし殻活性炭などを使用して時定数 T を大

表 2　脈 動 試 験 条 件

		カークーラ試験	エアコン試験
圧縮機回転数 (rpm)		1,800	1,800
凝縮器	冷却空気温度 (℃)	35	25
	冷却空気湿度 (%)	70	60
	冷却空気速度 (m/s)	5.0	3.5
蒸発器	吸入空気温度 (℃)	40	25
	吸入空気湿度 (%)	60	60
STV 入口圧力の設定値 (kg/cm^2g)		——	2.0

表 3　脈 動 試 験 結 果

感熱筒	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4
T_L/T	1.26	0.297	0.405	0.023
カークーラ試験	×	○	○	—
エアコン試験	—	—	×	○

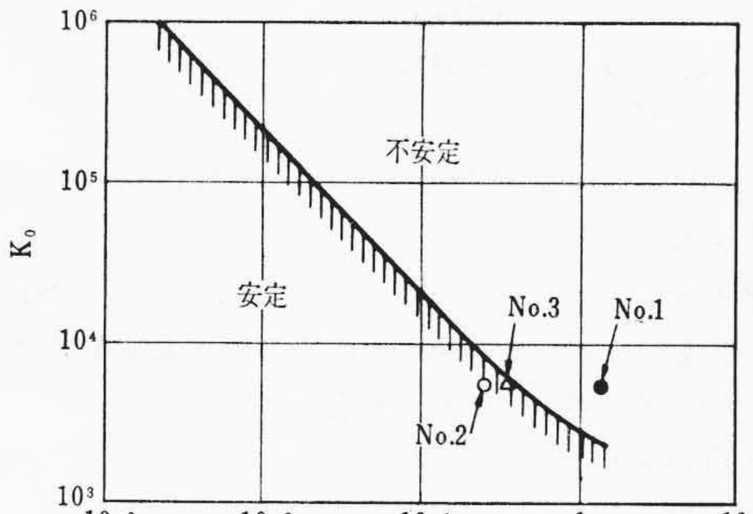
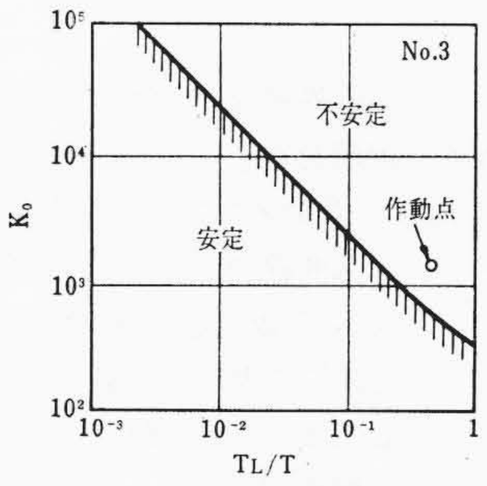
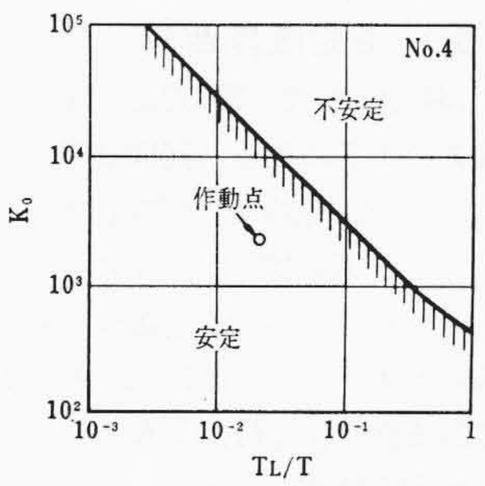


図 11　カークーラサイクルの安定限界曲線



（a） No. 3 感熱筒



（b） No. 4 感熱筒

図 12　エアコンサイクルの安定限界曲線

きくすることが考えられるが，T を大きくするために，No. 2 の場合のように，伝熱抵抗を大きくすると確かに T が大きくなって安定性の見地からは妥当であっても，反面 T_L も大きくなり感熱筒本来の機能，すなわち蒸発器の熱負荷変動に応じた適正な流量制御を行なわしめるということに対しては逆効果となり，適当な T_L および T の値を得るよう考慮しなければならない。

5. 応　　用

以上述べたように，この種サイクルの安定性を向上させる一手段として感熱筒の温度に対する応答性を表わす係数 T_L/T の値を小さ

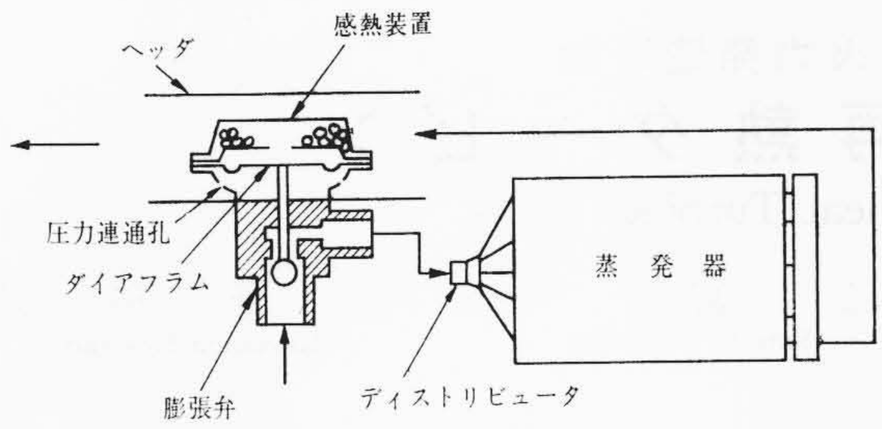


図13　応　　用　　例

くすることが有効であることが理論および実験から明らかとなった。ここではこれを実際面に応用する一例について述べる。

まず，Tを大きくするには活性炭のガス吸着特性を応用するのが有効である。通常のサイクルでは，サイクル中の冷媒と同じものを液あるいはガス状で封入し，感知温度を封入ガス圧に変換する感熱筒が使用されているが，**図9**に示したようにこの種感熱筒ではTが非常に小さくなり不安定現象が生起しやすい。これに対して活性炭のガス吸着特性を応用した感熱筒では，活性炭によって感熱筒本来の機能（温度変化→圧力変化）を達成するだけでなく，吸着剤への熱伝達速度および吸着剤のガス吸着速度によってTを適当な大きさにすることができ，温度感知に対する一種の緩衝機能を活性炭にもたせてある。Tの値は吸着剤の充てん量を変えることによって，ある程度調節できる。

一方，T_Lを小さくするためには，感熱筒を配管内に設置し，冷媒に直接接触させる構造とするのが有効である。これに対しては，すでに現在の膨張弁でも非常に小さい過熱度が要求される場合とか，周囲温度が高く感熱筒に熱影響のある場合などでは，感熱筒ポケットを使用したり，感熱筒を直接配管内に埋め込んだりする手段が講ぜられている[1][3]が，そのため，むしろ部品点数が多くなり，製作・取付けの不ぐあいによる熱移動の障害あるいは保守点検が困難になっている場合が多い。また，そのような場合，普通の感熱筒ではサイクル安定性の観点から危険でもある。

さて実際問題として，前述の解析結果を応用した膨張弁としては**図13**に示したようなものが考えられよう。すなわち，前記活性炭のガス吸着特性を応用した感熱装置を従来の膨張弁ダイアフラムに近接して装着し，同部を蒸発器出口配管途中に設けたヘッダ内に設置して同個所の温度を感知させると同時に，下部ダイアフラムケースに細孔を設けて同個所の圧力をダイアフラム二次側に導く構成としたもので，不安定現象生起あるいは外気温度の影響を回避し，性能的に安定した作動が得られる。また，従来の各種圧力導入管が省略できて構造的にも簡略化されたものとなる。

表4　記　　号

A_D：ダイアフラム有効面積	(cm^2)	P_{62}：STV出口冷媒圧力	(kg/cm^2)
A_{STV}：STV受圧面積	(cm^2)	Q：冷媒循環量	(kg/s)
A_{x1}：膨張弁流路間げき面積	(cm^2)	T：感熱筒時定数	(s)
A_{x2}：STV流路間げき面積	(cm^2)	T_L：感熱筒むだ時間	(s)
C_{ev}：膨張弁流量係数	($kg^{1/2}/cm\cdot s$)	g：重力の加速度	(cm/s^2)
C_{STV}：STV流量係数	($kg^{1/2}/cm\cdot s$)	j：複素数の虚数指標	
C_1：膨張弁系粘性抵抗係数	($kg\cdot s/cm$)	k_1：膨張弁系のバネ定数	(kg/cm)
C_2：STV系粘性抵抗係数	($kg\cdot s/cm$)	k_2：STV系のバネ定数	(kg/cm)
F_{S0}：膨張弁調整バネ初期力	(kg)	m_1：膨張弁可動部質量	($kg\cdot s^2/cm$)
F_{STV0}：STV調整バネ初期力	(kg)	m_2：STV可動部質量	($kg\cdot s^2/cm$)
P：感熱筒圧力	(kg/cm^2)	s：ラプラス変換における複素変数	(s^{-1})
P_4：膨張弁入口冷媒圧力	(kg/cm^2)	t_{61}：蒸発器出口冷媒温度	(℃)
P_5：膨張弁出口冷媒圧力	(kg/cm^2)	t_{ei}：蒸発器吸入空気温度	(℃)
P_{61}：蒸発器出口冷媒圧力	(kg/cm^2)	t_S：感熱筒内ガス温度	(℃)
		x_1：膨張弁ストローク	(cm)
		x_2：STVフトローク	(cm)
		γ：冷媒の比重量	(kg/cm^3)
		τ：時　　間	(s)
		ω：周　波　数	(rad/s)

6. 結　　言

自動車用クーラおよびエアコンディショナにおける冷媒流量などサイクル物理諸量の不安定現象解析を実施し，同現象の一主要因子として次のものを明らかにした。

（1）　感熱筒の温度に対する応答性TおよびT_L

（2）　ダイアフラム有効面積，感熱筒の圧力—温度特性，膨張弁の流量特性などからなる系のゲイン

次いで，このうち特に(1)の感熱筒の応答性について実験的に検討を加え，この種サイクルの安定性を向上させる感熱筒として，ガス吸着剤を充てんしたものを蒸発器出口配管内に設け冷媒に直接接触させるような構造が有効であることを明らかにした。

終わりに臨み，各種資料の提供および貴重なご指導と助言を賜わった日産自動車株式会社，逆瀬川氏をはじめとする関係者各位に対しここに深く謝意を表する次第である。

参　考　文　献

（1）　R. D. Baseler：　冷凍，**43**，579（昭42）
（2）　Wile：　Refrigerating Engineering
（3）　日本冷凍協会：　冷凍空調便覧，329（昭42 朝倉書房）
（4）　ALCO Valve Co.：　ALCO T-series Single Outlet Thermo Expansion Valves
（5）　Z. R. Hulle：　News about Feeding of Evaporators Thermostatic Expansion Valve, Danfoss
（6）　R. Ordenburg：　自動制御の力学，98（昭37 誠文堂新光社）
（7）　吉田：　自動制御（昭43 森北出版社）

(付録) 記号の説明

本解析で使用した記号は**表4**に示すとおりである。