

宇宙航空研究開発機構契約報告

JAXA Contract Report

ハイブリッド式流体ループの流熱制御技術研究 I
— 潜熱利用流体ループ式排熱システムの動特性及び制御に関する研究 —

2004年9月

宇宙航空研究開発機構
Japan Aerospace Exploration Agency

本報告書は、独立行政法人宇宙航空研究開発機構システム評価技術グループによる「ハイブリッド式流体ループの流熱制御技術研究」に関する共同研究に基づいて作成したものである。

宇宙航空研究開発機構契約報告
JAXA Contract Report

ハイブリッド式流体ループの流熱制御技術研究 I
— 潜熱利用流体ループ式排熱システムの動特性及び制御に関する研究 —

A Study of Dynamic Characteristics of the
Thermal Control System Utilizing Latent Heat

作成元 神戸大学 工学部

藤井 照重、浅野 等、杉本 勝美、和田 賢宣

Prepared by

Faculty of Engineering, Kobe University

Terushige FUJII, Hitoshi ASANO, Katsumi SUGIMOTO and Masanobu WADA

2004年9月

September 2004

宇宙航空研究開発機構
Japan Aerospace Exploration Agency

要約

近年の宇宙構造物の大規模化に伴う排熱量増大や、宇宙太陽発電システム（SSPS）の各変換部の冷却等、宇宙における排熱技術に対するニーズは高まっており、潜熱利用流体ループ式排熱システムが注目されている。

このシステムは蒸発潜熱を利用して熱を吸収し、輸送するため、ポンプ動力やシステム重量を軽減できるメリットがある。また、圧力により作動流体の飽和温度を制御できるため素早く正確な制御が可能であるが、その制御技術は未だ確立されておらず実用化に至っていない。

本論文では、潜熱利用流体ループ式排熱システムの動特性の把握を目的に、熱負荷、作動流体流量等の各種パラメータ変化に対する動特性実験を行った。さらに、従来の研究に無い新しいバルブ操作による制御方式を提案する。

次に、動特性実験と同時に、本システムの動的シミュレーションモデルを構築し数値解析を行い、実験結果と比較検討した。

これらの実験・数値解析より、以下の結果が得られた。

- (1) 熱負荷変化に対する蒸発器表面温度変化の一次遅れ時定数は低クオリティ領域では作動流体のクオリティに左右され、サブクール沸騰領域で極端に時定数が大きく、遅い。
- (2) 作動流体流量を操作する事は、潜熱利用流体ループ式熱制御システムの熱源温度を制御する方法としては不適當である。
- (3) アキュムレータ圧力変化に対する蒸発器表面温度変化の一次遅れ時定数は低クオリティ領域では作動流体のクオリティに左右され、サブクール沸騰領域で極端に時定数が大きくなる。
- (4) バルブを操作する事で EV 圧力及び EV 表面温度は一次遅れ状に変化する事が確認できた。
- (5) 蒸気バルブ開度操作により、潜熱利用流体ループ式排熱システムの熱源温度を自動的に一定範囲に制御する事が可能である事が検証できた。
- (6) 数値解析結果は実験結果と良く一致し、潜熱利用流体ループ式排熱システムの動的シミュレーションへの適用可能性が確認できた。

目次

第1章	緒論	1
1.1	緒言	1
1.2	従来の研究	2
1.3	本研究の目的	2
第2章	実験に関する諸事項	3
2.1	実験装置	3
2.2	測定方法	3
2.3	実験方法	4
2.4	実験条件	4
第3章	静特性に関する考察	11
3.1	静特性	11
3.2	熱貫流率	14
第4章	動特性実験結果	15
4.1	銅製蒸発器の場合	15
4.1.1	熱負荷変化	15
4.1.2	冷却水流量変化	16
4.1.3	作動流体流量変化	17
4.1.4	アキュムレータ圧力変化	18
4.2	アルミ製蒸発器の場合	25
4.2.1	熱負荷変化	25
4.2.2	冷却水流量変化	26
4.2.3	作動流体流量変化	26
4.2.4	アキュムレータ圧力変化	27
第5章	動特性実験に対する定量的考察	34
5.1	熱負荷変化	34
5.2	作動流体流量変化	35
5.3	アキュムレータ圧力変化	36
第6章	新しい制御方法の提案	46
6.1	蒸気バルブ開度操作による蒸発器表面温度制御	46
6.2	蒸気バルブ開度変化実験	46
6.2.1	実験方法及び条件	46
6.2.2	静特性に関する考察	49
6.2.3	動特性実験結果	52
6.2.4	アキュムレータ非接続時の応答	55
6.2.5	定量的考察	57
6.3	蒸気バルブの自動制御実験	62
6.3.1	実験方法及び条件	62
6.3.2	実験結果	66
6.3.2.1	作動流体流量比較	69
6.3.2.2	蒸気バルブ回転速度比較	78
6.3.2.3	蒸発器表面温度制御比較	87
6.3.2.4	熱負荷連続変化運転実験	92

第7章	動的シミュレータの構築	97
7.1	基礎式	97
7.2	数値解析モデル	104
7.2.1	システム構成	104
7.2.2	蒸発器	104
7.2.3	凝縮器	107
7.2.4	アキュムレータ	108
第8章	数値解析と実験結果の比較	109
8.1	計算方法及び条件	109
8.2	静特性比較	110
8.2.1	静特性	110
8.2.2	熱貫流率	112
8.3	動特性比較	113
8.3.1	熱負荷変化	113
8.3.2	作動流体流量変化	120
8.3.3	アキュムレータ圧力変化	127
8.4	動特性実験における定量的特性の比較	134
8.4.1	熱負荷変化	134
8.4.2	作動流体流量変化	136
8.4.3	アキュムレータ圧力変化	138
第9章	結論	140
付録		143
参考文献		145

第1章 緒論

1.1 緒言

宇宙開発の進展とともに、宇宙船や宇宙ステーションなども大規模化し、内部の電子機器などで発生する熱量も増大している。また、近年、エネルギー資源の枯渇や地球環境問題から注目されている宇宙太陽発電システム（SSPS）の各変換部の排熱においては電子機器類の場合よりも大容量の熱輸送が要求される。

このように、現在宇宙構造物における熱処理が重要な問題となっており、高性能で処理能力の大きい能動的な熱制御システム（Active Thermal Control System）の開発が望まれている。

この次世代の排熱システムに、潜熱利用流体ループを利用する方法（図 1.1 参照）が注目されている。このシステムは作動流体を蒸発させることによって蒸発潜熱を利用して熱を吸収し、輸送するため、単位質量あたりの作動流体の熱輸送量が大きく、ポンプ動力やシステム重量を軽減できるメリットがある。本システムの目的はコールドプレート上の電子機器やマグネトロンなどの熱源温度を作動許容範囲に保持することにあるので、作動流体の選定とともに素早く安定な制御方式が望まれ、ループの動的特性の把握が重要となる。

このようなシステムを、各負荷に対して長期にわたり安定、確実に運転するためには、その過渡応答特性や二相流の流動不安定現象などを踏まえた熱制御技術の確立が不可欠となる。

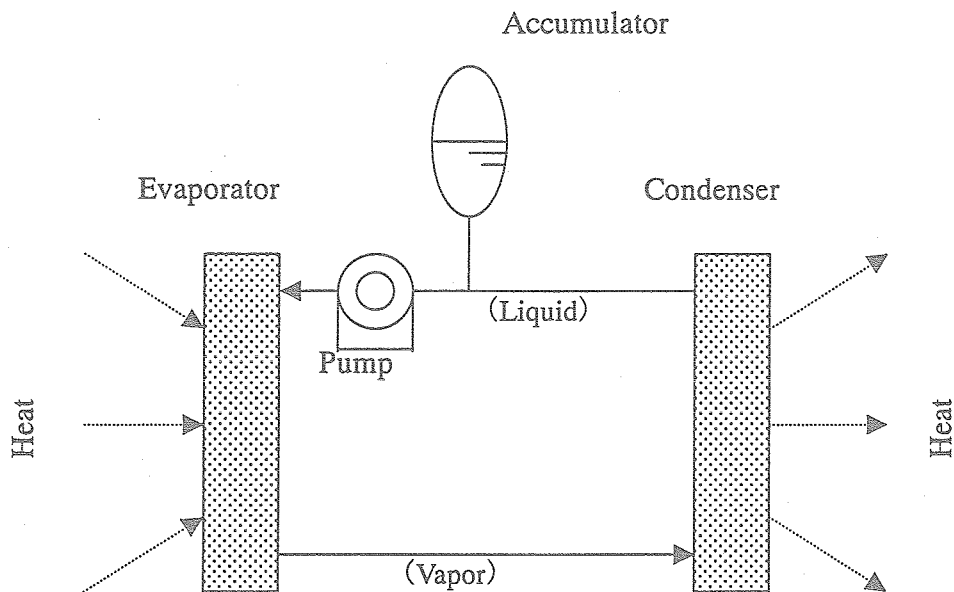


図 1.1 潜熱利用流体ループ式熱制御システム概略

1.2 従来の研究

現在のスペースシャトルや、現在建設中の国際宇宙ステーションの排熱システムにおいては従来の液単相流体ループが採用され、潜熱利用流体ループ式の排熱システムは信頼性の点から未だ実用化に至っていない。従来、二相流体システムの流動・伝熱に関する静的な特性の解析を目的とした落下塔や航空機実験がなされている。また、潜熱利用排熱システムの研究としてはウィックによって駆動力を発生させる CPL (Capillary Pump Loop) やヒートパイプ形式のコールドプレートをもつメカニカルポンプ方式が研究され、一応の成果が得られている^{(1)~(7)}。

しかし、コールドプレートの形式、並列管への適用、さらに制御方式などを含めた高信頼性への確立とともにコンパクト、軽量化を図った一層の研究が必要とされている。また、将来の潜熱利用流体ループ式排熱システムに採用される流体もまだ確定していないのが現状である。作動流体の候補としてはアンモニア、トルエン、アセトン、代替フロン⁽⁸⁾の HCFC123 や FC72 などが挙げられるが、腐食性、毒性、引火性、環境性 (地球温暖化やオゾン層破壊 etc.) などの問題から未だ決定に至っていない(表 1.1 参照)。

表 1.1 各作動流体の特性

作動流体	腐食性	毒性	引火性	環境性	消防法適用
アンモニア	×	×	×	○	有
トルエン	○	×	×	○	有
アセトン	○	×	×	○	有
HCFC-123	○	○	○	×	無

1.3 本研究の目的

本研究の最終目標は潜熱利用流体ループ式排熱システムの制御技術を確立することにある。そのためにはシステムの各種パラメータ変化に対する動特性の把握が必要である。本論文では動特性の把握を目的に実験室レベル (最大熱負荷 1[kW]) の潜熱利用流体ループ式排熱システムを実際に製作し、各種パラメータ変化に対する動特性実験を行った。従来の研究では、本システムの熱源温度に対する制御方法として作動流体流量を変化させる方法と、アキュムレータにより系内圧力を変化させ蒸発器内の (飽和) 温度を変える方法が考えられているが、本研究では新しい制御方法を提案する。

また、本システムの制御技術の確立には数値解析によりシステム制御の予測や指針を示す事が非常に有効であるので、動特性実験を行うと同時にシステムの動的シミュレーションモデルを構築し数値解析を行い、実験結果と比較検討した。

第2章 実験に関する諸事項

2.1 実験装置

実験装置全体の概要を図 2.1 に示す。装置は定量型ギアポンプ (Tuthill Pump Company, D9463N-125), 蒸発器, 凝縮器, アキュムレータから構成され, 各装置を繋ぐ配管 (循環流路管) はすべて内径 6[mm], 肉厚 2[mm] のステンレス製で, 可視部のみ半透明のテフロンチューブを用いた。また, 継ぎ手にはステンレス製のスウェージロックを用いた。

ポンプから送り出された作動流体はタービン流量計を通り蒸発器において熱負荷を吸収することで蒸発し, 蒸気輸送配管を通過して凝縮器で凝縮する。凝縮した作動流体はアキュムレータ部を経てポンプに戻り, 再び送り出され循環を繰り返す。

蒸発器 (EV) の詳細を図 2.2 に示す。蒸発器は銅製の円管 (外径 10×内径 6×長さ 1100[mm]) とアルミ製の円管 (外径 12×内径 8.5×長さ 1100[mm]) で, 熱負荷は円管に巻きつけたマイクロヒーター (伝熱内表面積は銅管: 2.073×10^2 [m²], アルミ管: 2.937×10^2 [m²], 最大熱負荷 1[kW]) により供給される。蒸発器は図 2.2 のように入口からの位置 2~8 (測定位置間隔 137.5[mm]) において蒸発器表面温度 $T_2 \sim T_8$ が測定される。

凝縮器 (CD) の詳細を図 2.3 に示す。凝縮器はステンレス製プレート型熱交換器 (日阪製作所, BX-305) を用いた。冷却水には水道水を用い, 凝縮器に流入する冷却水温度は冷却水循環装置 (東京理化工機株式会社, CA-2500) により 5~6 [°C] に保たれている。

アキュムレータ (ACM) の詳細を図 2.4 に示す。アキュムレータは円筒形状のタンク (ステンレス製, 内容積 3.45[l]) で内部にベローズを有し, 窒素カバーガスと作動流体とは隔離されている。アキュムレータには大容積 (8000[cm³]) のタンクを圧力調節用のタンクとして電磁弁を介して繋げている (図 2.5 参照)。

定量型ギアポンプの流量特性を図 2.6 に示す。ポンプ入口圧力, 温度が 140[kPa], 7[°C] で一定の時の 3 種類の回転数 (1000[rpm], 1500[rpm], 2000[rpm],) に対する吐出圧力 (横軸) と流量 (縦軸) の関係であり, 吐出圧力が增大すると流量は線形に低下する。

作動流体は HCFC123 (化学式: $\text{CHCl}_2\text{-CF}_3$) である (実験範囲における飽和蒸気圧曲線を図 2.7 に示す。また, 常温, 常圧における密度は $\rho = 1462.3$ [kg/m³] である)。

2.2 測定方法

各物理量は以下の装置で測定し, 記録にはすべてデータロガー (ADVANTEST 株式会社 R7326B) を用いてサンプリング周波数 1[Hz] で記録した。

- (1) 流量: 作動流体の液流量はポンプと EV の間 (図 2.1 参照) で測定した。センサーにはタービン流量計 (日本フローコントロール株式会社, FTO-4) を用い, CD の冷却水流量は液流量計 (愛知時計電機株式会社, ND10) で検出した。
- (2) 圧力: ACM 上部, EV 入口, CD 入口の計 3 箇所をひずみゲージ式圧力伝送器 (ミネベア株式会社, NS100A) で検出した。
- (3) 差圧: EV 出入口間の差圧を差圧変換器 (ミネベア株式会社, DPA-0.5K), CD 出入口間

の差圧を差圧変換器（司測研機, P7D）で検出した。

(4) 温度：各点とも K 型シース熱電対を使用した。

(5) 熱負荷：蒸発器で加える熱負荷はマイクロヒーターの消費電力で、電力計（鶴賀電機機）を用いて測定した。

2.3 実験方法

研究では、銅製の蒸発器とアルミ製の蒸発器の 2 つを用いてループ内の過渡応答特性について研究した。一般に、本システムの熱源温度に対する制御方法としては、流体流量を変化させる方法とアキュムレータにより系内圧力を変化させ、蒸発器内の（飽和）温度を変える方法が考えられる。研究では実験室レベルの排熱システムを製作し、動特性実験を行った。すなわち、(1) 蒸発器熱負荷、(2) 凝縮器冷却水流量、(3) 作動流体流量、(4) アキュムレータ圧力 の各操作量を各々ステップ変化させた。

(1) 熱負荷変化

定常状態から蒸発器熱負荷をステップ状に変化させた時の各応答を調べた。熱負荷の調節はマイクロヒーターの電力で調節し、電圧をスライダックで変化させることで行った。

(2) 冷却水流量変化

定常状態から冷却水流体流量を変化させた時の各応答を調べた。流量の変化はバルブの開度を変えることによって行った。

(3) 作動流体流量変化

定常状態から作動流体流量を変化させた時の各応答を調べた。流量の変化はポンプの回転数を変えることによって行った。

(4) 圧力変化

定常状態からアキュムレータ圧力をステップ状に変化させた時の各応答を調べた。圧力変化方法は、アキュムレータに大容積（8000[cm³]）のタンクを圧力調節用のタンクとして電磁弁を介して繋げ、圧力調節用タンクの圧力を窒素ガスで調節した後、電磁弁を開くことによりアキュムレータの圧力を急変させた。開放後 5 秒間で再び電磁弁を閉め、アキュムレータと圧力調節用タンクを分断させた。つまり、アキュムレータ圧力を調節しているのは $t=0\sim 5[s]$ の間のみで、その後のアキュムレータ圧力はループ内の変化を反映したものとなっている。

2.4 実験条件

熱負荷変化、冷却水流量変化、作動流体流量変化及び圧力変化の各実験条件を表 2.1 に示す。各項目の頭のアルファベットは条件を識別するためのもので以降の文章や図において使用する（例えば銅製蒸発器を用いた実験において、ACM 圧力が 140[kPa] の時に熱負荷を 600[W]→1000[W]に変化させる条件は、条件:A1-B-Cu,600→1000[W]、アルミ製蒸発器を用いた実験において同条件は、条件:A1-B-Al,600→1000[W]と記す）。

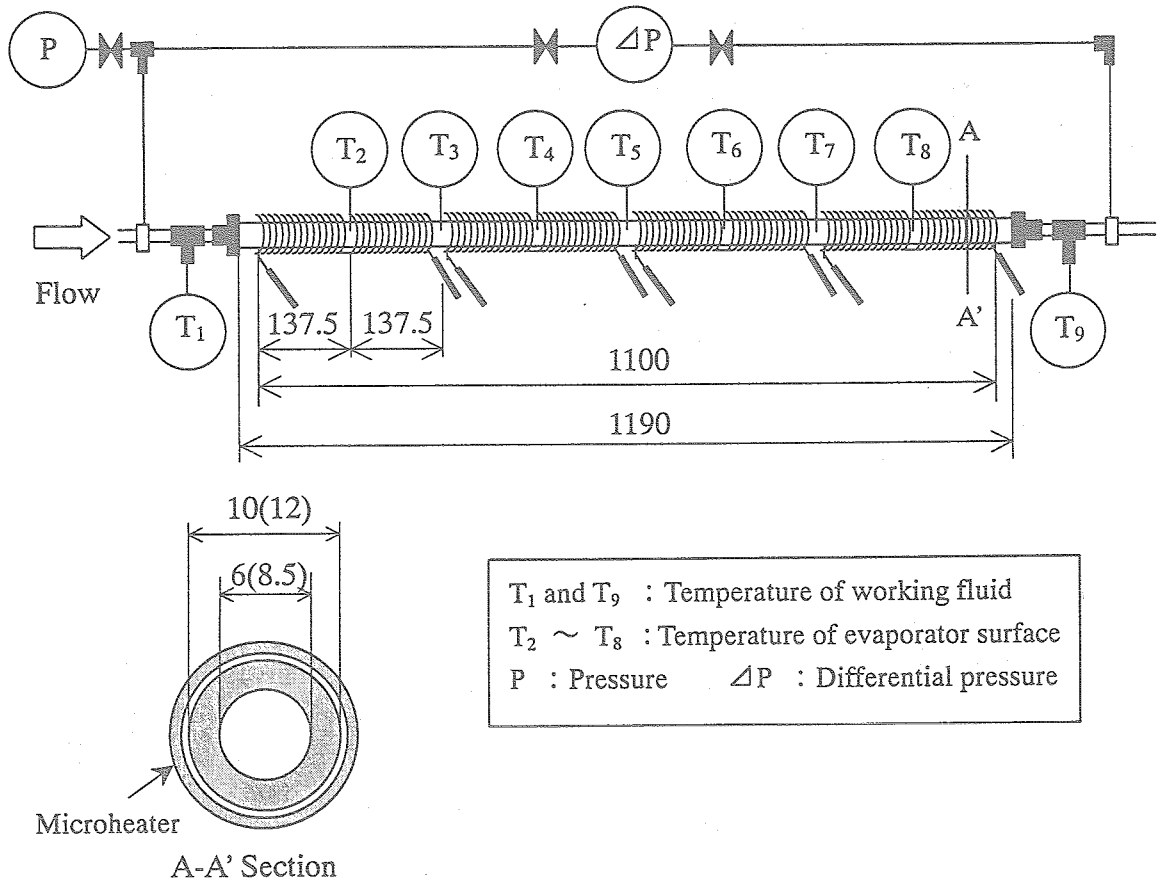


図 2.2 蒸発器詳細

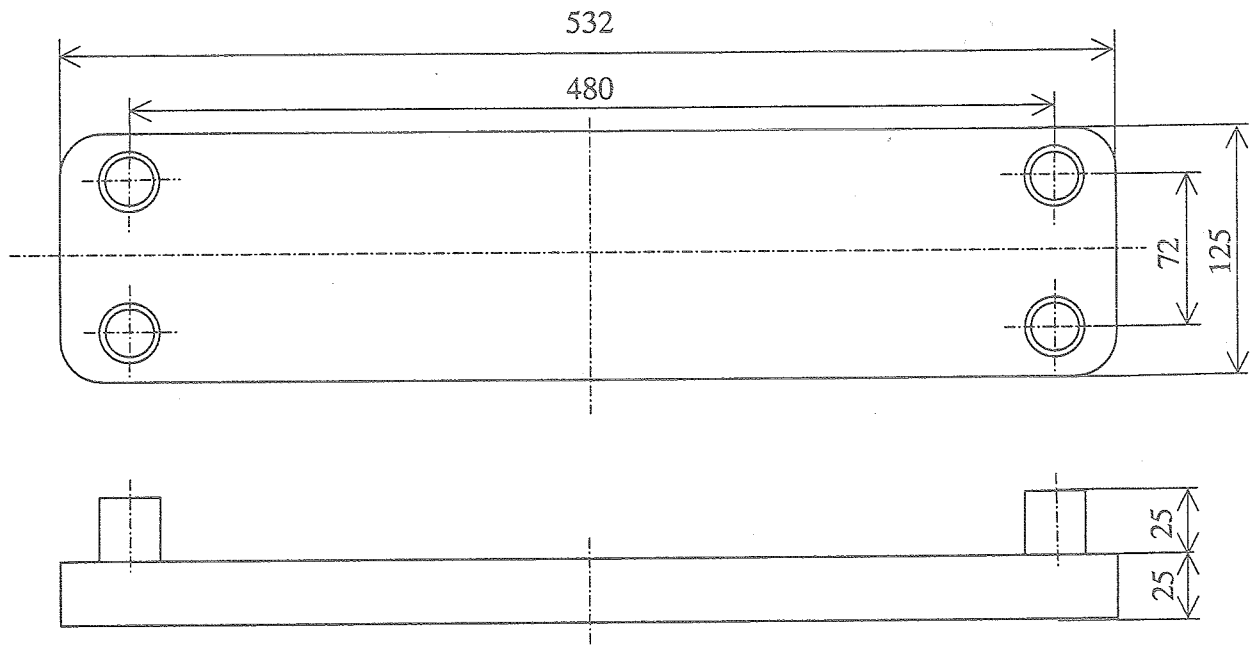


図 2.3 凝縮器詳細

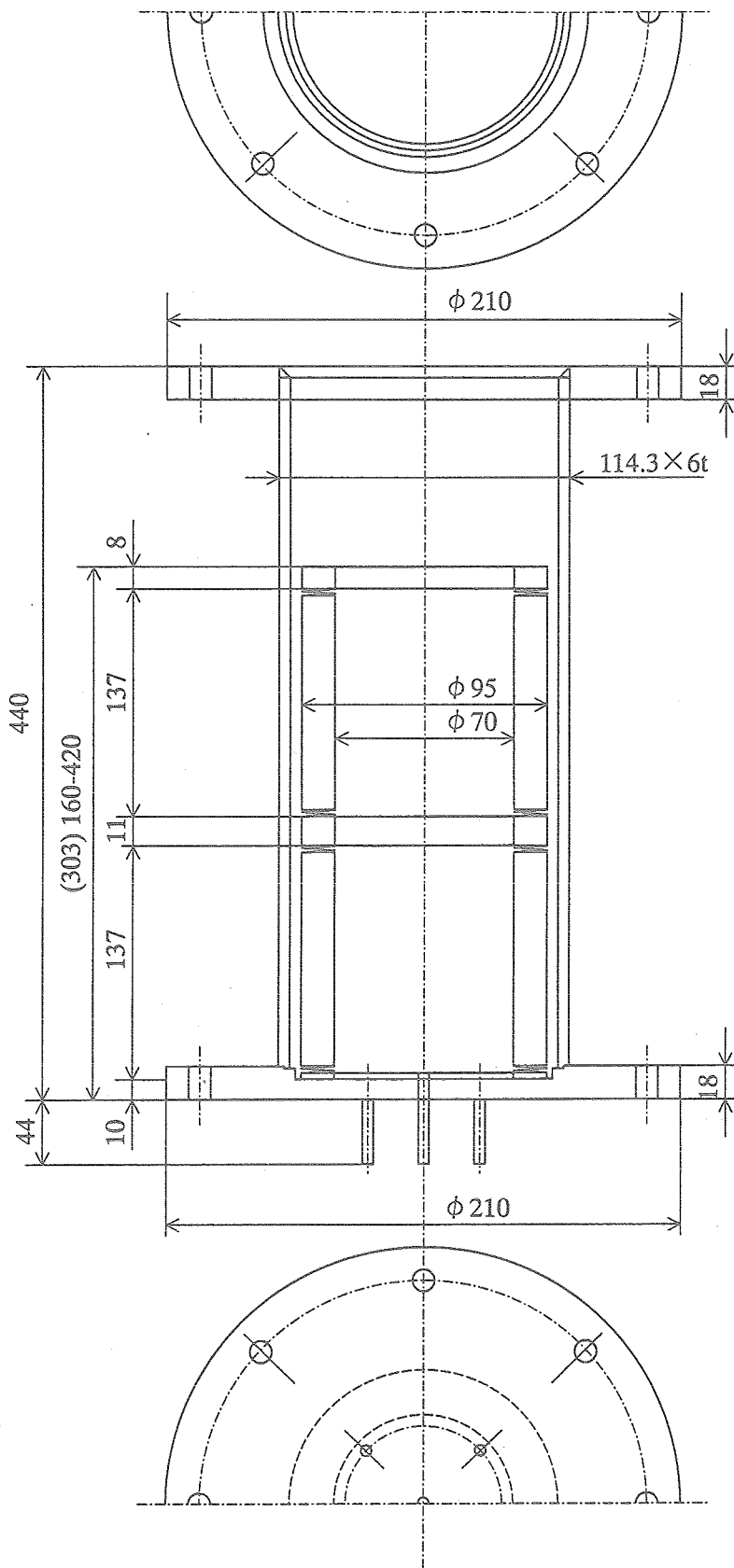


図 2.4 アキュムレータ詳細

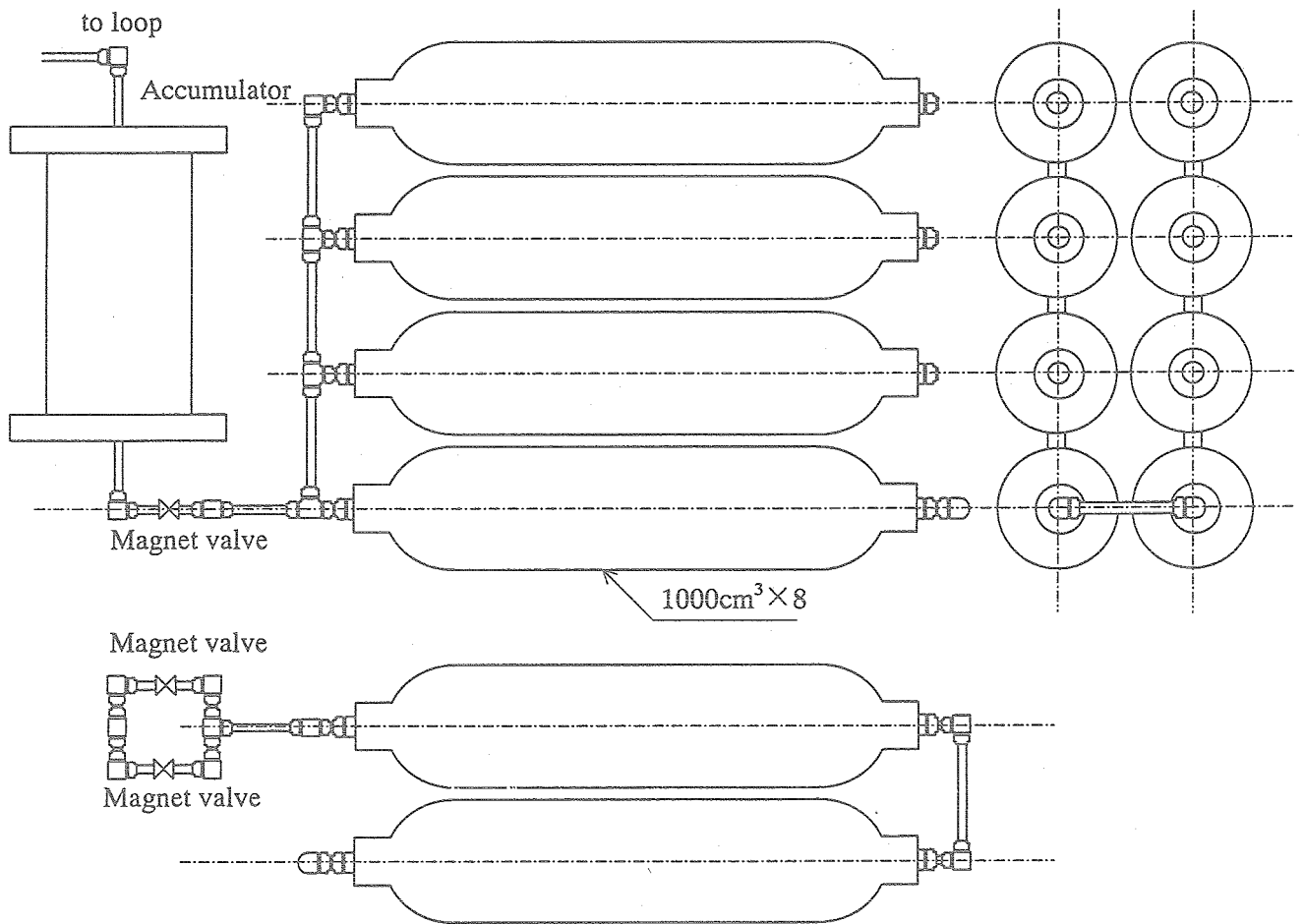


図 2.5 アキュムレータと大容量タンクの接続

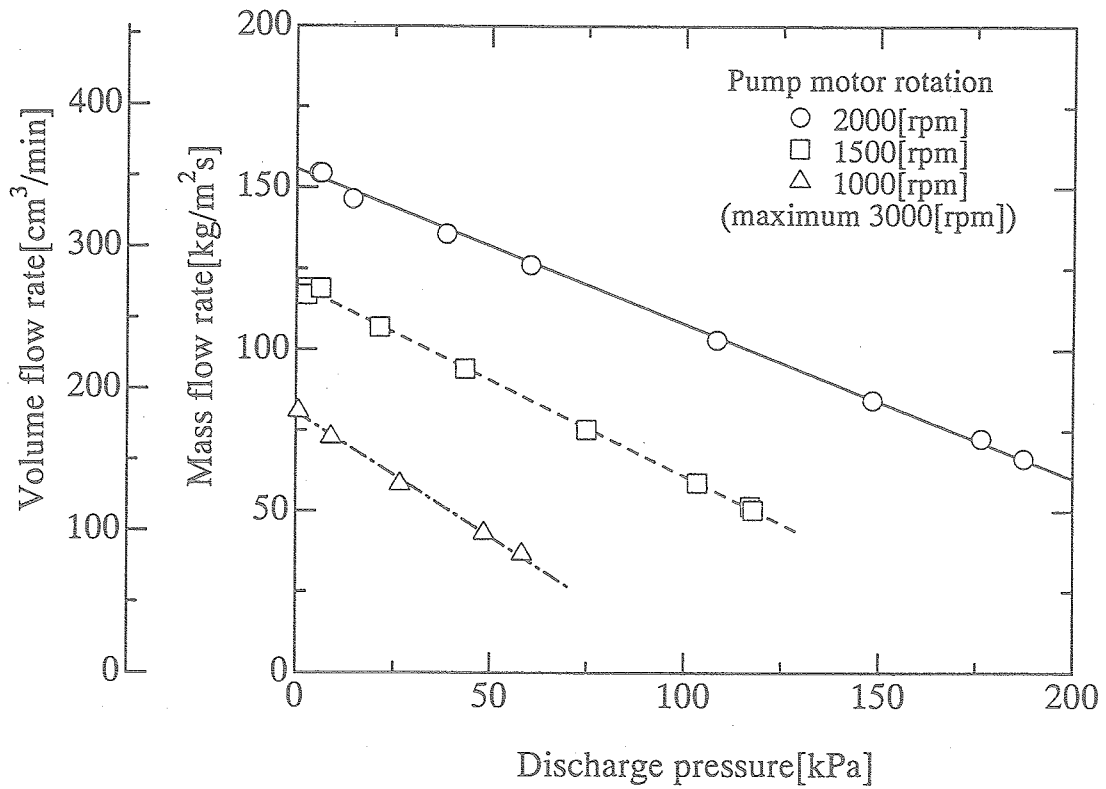


図 2.6 定量型ギアポンプのポンプ特性

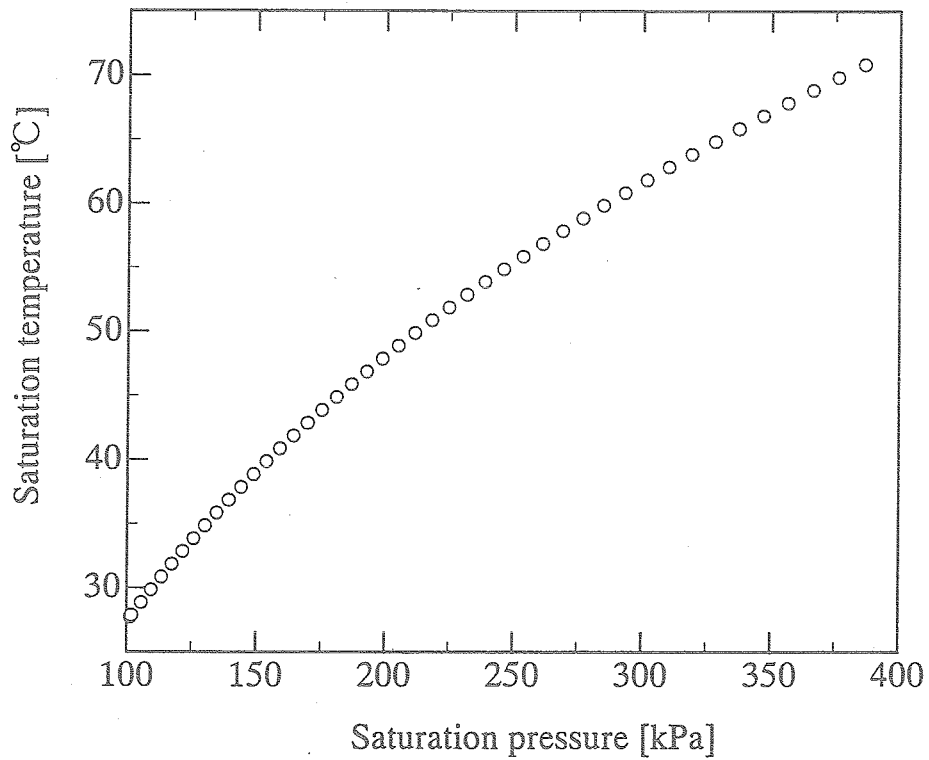


図 2.7 HCFC123 の飽和蒸気圧曲線
 (日本冷凍協会・日本フロンガス協会)

表 2.1 実験条件

	熱負荷 Q[W]	ACM 圧力 P ₁₂ [kPa]	作動流体流量 G _f [cm ³ /min]	冷却水流量 G _w [l/min]
(A1) 600W 基準 熱負荷変化	600→200 600→300 600→400 600→500 600→700 600→800 600→900 600→1000	(A) 101.3(大気圧) (B) 140 (C) 180	300	3.0
(A2) 3.0l/min 基準 冷却水流量変化	(A) 200 (B) 600 (C) 1000	(A) 101.3(大気圧) (B) 140 (C) 180	300	3.0→1.0 3.0→2.0 3.0→4.0 3.0→5.0
(A3) 300cm ³ /min 基準 作動流体流量変化	(A) 200 (B) 600 (C) 1000	(A) 101.3(大気圧) (B) 140 (C) 180	300→200 300→250 300→350 300→400	3.0
(A4) 140kPa 基準 圧力変化	(A) 200 (B) 600 (C) 1000	140→101.3(大気圧) 140→110 140→120 140→130 140→150 140→160 140→170 140→180	300	3.0

第3章 静特性に関する考察

3.1 静特性

各パラメータを変化させる実験を行った際、ループの静的特性を把握するために定常状態になったことを確認し、各点の圧力、温度を測定した。

図 3.1(a)~(i)に銅製蒸発器実験の静特性として、圧力、作動流体温度、EV 表面温度 ($T_{2\sim 8}$) および蒸発器内の計算熱平衡クオリティの値を示す。図 3.1(a)~(i)の横軸は図 2.1 の各箇所 1~12 に対応する (以降の図中も同様)。EV 表面温度 (図中、破線) と圧力 (一点鎖線) の各記号は測定値で、位置 2~8 での作動流体温度 (実線) とクオリティ (実線) は計算値で、いずれも便宜上、線で結んでいる。ここで、凝縮器 (図中、横軸の点 10, 11 の間) において作動流体温度は直線的に下がっているように描いている (各プロット点で示す測定点を便宜上直線で結んだ) が、実際はそうではないと考えられる。蒸発器で吸熱した作動流体は蒸気相が存在し、凝縮器の入口近傍では凝縮を伴う熱伝達が生じている。また、凝縮器の出口近傍では蒸気は凝縮しきって液単相になっており、液単相の強制対流熱伝達により冷却水側へ熱が移動する。これら、伝熱現象の異なる 2 つの領域が存在するため、凝縮器内では作動流体温度変化が直線的でない。図 3.1(a)~(i)をみると、飽和沸騰を生じている時、EV 表面温度は長手方向にはほぼ一様な温度分布になっていることが確認できる。

図 3.2(a)~(i)にアルミ製蒸発器実験の静特性として、圧力、作動流体温度、EV 表面温度 ($T_{2\sim 8}$) および蒸発器内の計算熱平衡クオリティの値を示す。図 3.2(a)~(i)をみると、銅製の蒸発器の場合と同様、飽和沸騰を生じている時、EV 表面温度は長手方向にはほぼ一様な温度分布になっている。また、クオリティが $x < 0.0$ であるような領域は、EV 表面温度は長手方向に線形的な温度分布となる。ただし、同じ実験条件において、銅製蒸発器の場合と EV 表面温度が異なる (図 3.1(a)~(i)参照) のは、蒸発器の熱伝導率の違い (一般に銅とアルミの熱伝導率は $398.0[\text{W/mK}]$, $221.9[\text{W/mK}]$) や、管径が異なるための熱伝達率の違いによるものである。

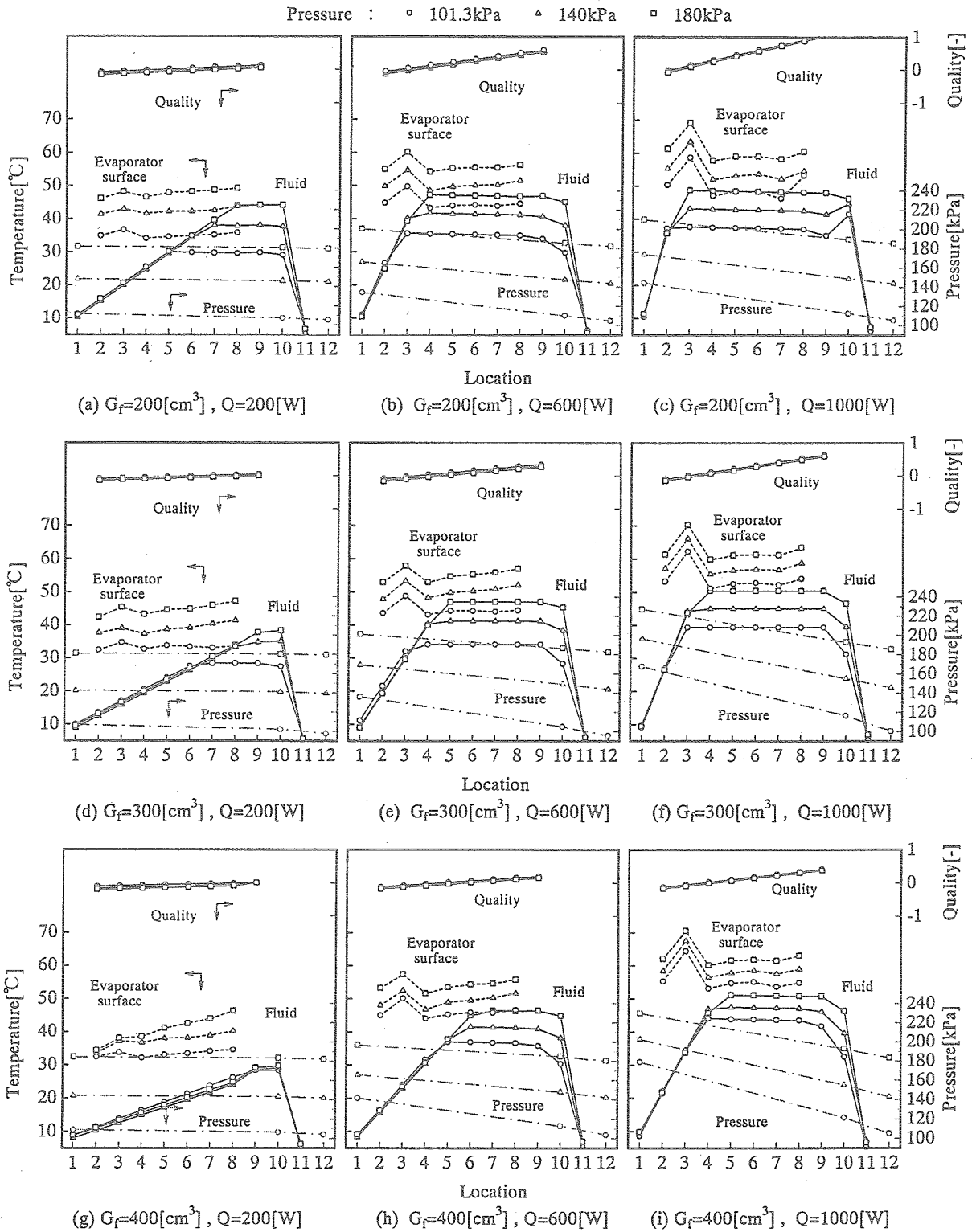


図 3.1 潜熱利用流体ループの静特性 (銅製蒸発器)

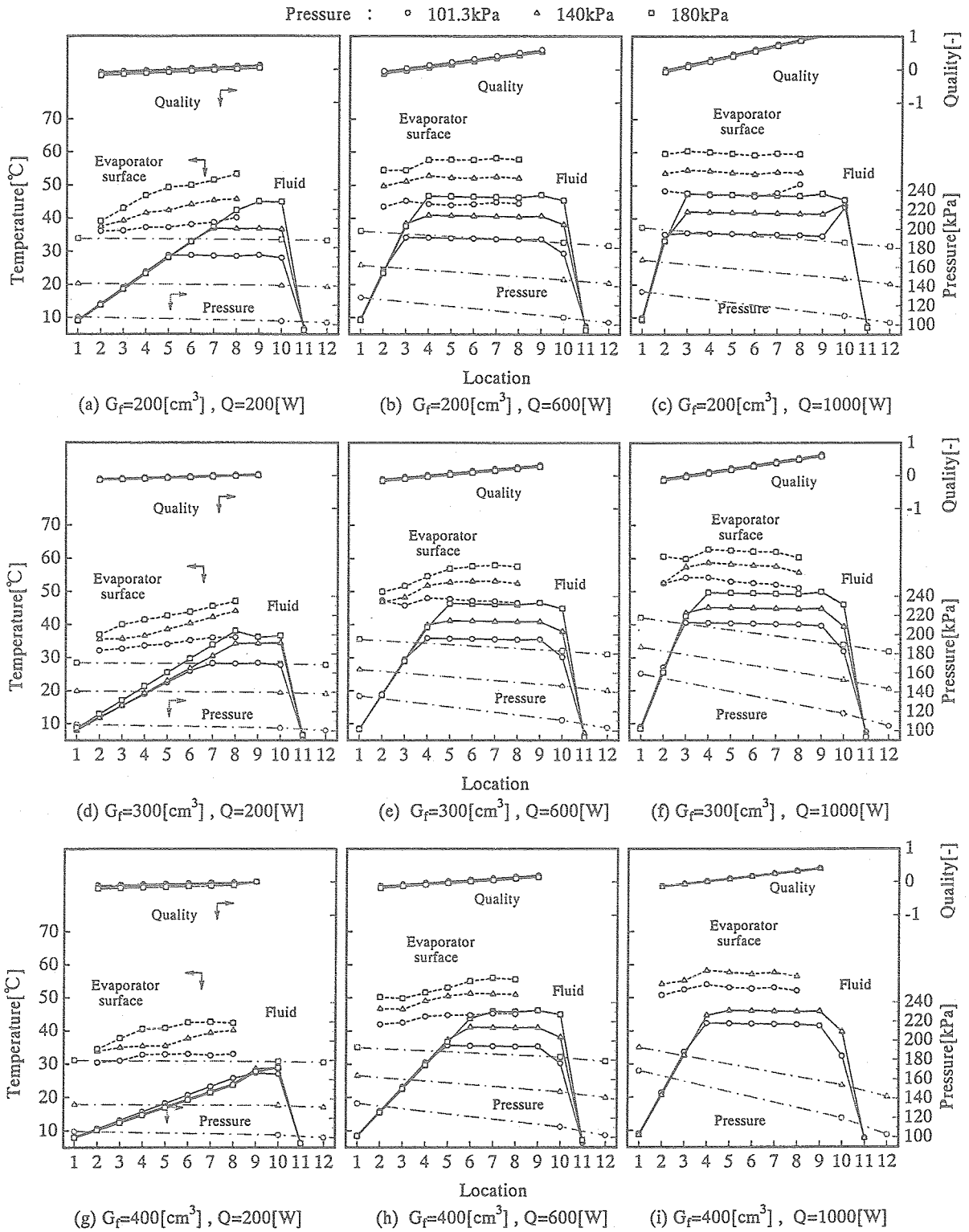


図 3.2 潜熱利用流体ループの静特性 (アルミ製蒸発器)

3.2 熱貫流率

定常時の EV 表面温度と流体温度を基に、蒸発器の熱貫流率を次式から算出した。

$$Q = h \cdot A \cdot (T_w - T_f) \dots \dots \dots (3.1)$$

ここで、 Q : 加熱量[W], h : 熱貫流率[W/m²·K], A : 内表面伝熱面積 (銅製: 0.0207[m²], アルミ製: 0.0294[m²]), T_w : EV 表面温度[°C], T_f : 作動流体温度[°C].

熱伝達率は蒸発器から流体に伝わる熱流束を一様とし、EV 表面と流体の温度差から算出した。図 3.3(a)~(c)に蒸発器表面温度測定点 2~8 における局所クォリティに対する局所熱貫流率を示している。ここで、図 3.3(a)~(c)には作動流体流量 300[cm³/min]時に、熱負荷 200, 600, 1000[W]の 3 パターンとアキュムレータ圧力 101.3, 140, 180[kPa]の 3 パターンを組み合わせた計 9 条件の定常状態における蒸発器の局所熱貫流率をプロットしている。また、横軸は熱平衡クォリティであり、負の値はサブクール沸騰領域であることを意味する。

図 3.3(a)~(c)に示すように、サブクール沸騰領域では熱伝達率はほぼ直線的に上昇している。飽和沸騰領域に入ると急激に熱伝達率の値は高くなり、ほぼ一定の値となっている。飽和沸騰を開始してクォリティが $x \geq 0$ となると、熱伝達率が向上するのは、次のような現象が起きているためだと考えられる。蒸発器内の流体は熱を受け蒸気が発生する。蒸気が増す、つまりクォリティが増加すると、蒸発器内の流動様式がスラグ流、環状流と変化していく。この時、蒸発器内壁近傍に液膜が形成され、液が蒸発し熱伝達が促進されている。また、飽和沸騰に達していなくても (熱平衡クォリティが 0 以下の領域) 熱伝達率は上昇しているのは、飽和沸騰に達していないサブクール沸騰領域でも蒸発器内壁表面で蒸気泡が発生しているためである。サブクール沸騰領域では内壁表面で生じた気泡は表面を離れると周囲の流体に冷やされすぐに凝縮するが、蒸発と凝縮が同時に起こる事によって泡は内壁表面近くでヒートパイプの働きをし、また、泡の成長と崩壊の関連で流体が激しい変動と渦巻きを繰り返すために伝熱プロセスの改良が行われている。

図 3.3 より、蒸発器に加える負荷の大きさによって熱伝達率の値は異なっても、クォリティに対する熱伝達率の傾向は、作動流体流量や蒸発器熱負荷によらず、定性的に一致している。

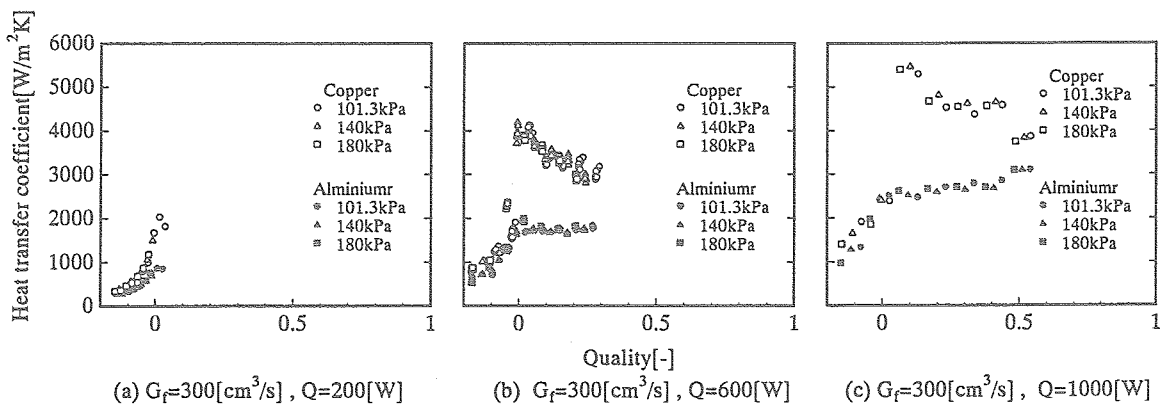


図 3.3 蒸発器の局所熱貫流率

第4章 動特性実験結果

定常状態から各パラメータをステップ変化させた時の圧力、差圧、作動流体温度、EV 表面温度、熱量の応答を示し、それらについて考察する。

4.1 銅製蒸発器の場合

銅製蒸発器（内径 6[mm]，外径 10[mm]，長さ 1100[mm]）を用いた定常状態から各パラメータをステップ変化させた時の応答を示し、それらについて考察する。

4.1.1 熱負荷変化

熱負荷を増加させた結果を ACM 初期圧力 140[kPa]，作動流体流量 300[cm³/min]，冷却水流量 3.0[l/min]で，熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させた条件：A1-B-Cu,600→1000[W]の例を代表として図 4.1(a)～(c)に，熱負荷を減少させた結果を ACM 初期圧力 140[kPa]，作動流体流量 300[cm³/min]，冷却水流量 3.0[l/min]で，熱負荷 600[W]から 200[W]に変化させた条件：A1-B-Cu,600→200[W]を代表させて図 4.2(a)～(c)に示し，実験における全体的な応答結果について示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 4.1(a)，図 4.2(a)に示すように，ACM，EV 及び CD 圧力 (P_{12} ， P_1 及び P_{10}) は熱負荷がステップ状に変化すると一次遅れ状に変化している（熱負荷増加時， P_{12} ：144[kPa]→145[kPa]， P_1 ：170[kPa]→195[kPa]， P_{10} ：150[kPa]→155[kPa]．熱負荷減少時， P_{12} ：144[kPa]→139[kPa]， P_1 ：170[kPa]→145[kPa]， P_{10} ：150[kPa]→140[kPa]）．これは，熱負荷が増加すると蒸発器において発生する蒸気が増加し，蒸気体積が増大し，圧力上昇が生じ，熱負荷減少時には蒸発器において発生する蒸気が減り，蒸気体積が減少し圧力が降下するためである。

図 4.1(a)より，熱負荷が増加すると EV，CD 差圧共に 6[kPa]程度大きくなっている．EV 差圧が増大するのは熱負荷が増加することによって蒸発器内で発生する蒸気が増加し，摩擦損失と加速損失が増すためである．また，CD 差圧が増加するのは熱負荷が増加し蒸発器で生じる蒸気が増加したことにより，凝縮器に流入する蒸気量が増え，摩擦損失が増したためである．図 4.2(a)より，熱負荷が減少すると EV，CD 差圧は共に 4[kPa]程度小さくなっている．これは，熱負荷増加時とは逆に蒸発器で生じる蒸気が減少したためである。

(ii) 温度応答

図 4.1(b)，図 4.2(b)に示すように，熱負荷の増加によって EV 出口，CD 入口での流体温度 (T_9 ， T_{10}) はそれぞれ 41[°C]から 45[°C]，38[°C]から 39[°C]へと上昇し，熱負荷の減少時には T_9 は 41[°C]から 35[°C]， T_{10} は 38[°C]から 35[°C]へ下降している．EV 出口及び CD 入口では熱負荷の変化前に既に作動流体は飽和温度に達しており，熱負荷の変化にともなう圧力変化によってその温度が変化する．また，CD 出口での流体温度は熱負荷変化後もあまり変化していない．これは，熱負荷増加時には CD 入口での流体温度は上がるが，蒸発量も増え，凝縮器内に流入する蒸気が増加し凝縮熱伝達率が向上し，流体温度が熱負荷増加前と同程度まで冷却されるためである．また，熱

負荷減少時は CD 入口での流体温度は下がるが、蒸発量は減少、凝縮器内に流入する蒸気が減少し、凝縮熱伝達率が悪くなり、作動流体温度が熱負荷減少前と同程度しか下がらないためである。EV 入口での流体温度が熱負荷変化によって変わらないのは、CD 出口での流体温度の変化が微小であるため凝縮器から蒸発器までの液輸送配管の熱容量によって変化が吸収されるからである。

図 4.1(b), 図 4.2(b)に示すように、熱負荷が増加すると EV 表面温度 ($T_2 \sim T_8$) は一次遅れ状に約 $7[^\circ\text{C}]$ 増加し、熱負荷が減少すると EV 表面温度 ($T_2 \sim T_8$) は一次遅れ状に約 $10[^\circ\text{C}]$ 減少している。一次遅れになるのは蒸発器の熱容量のためである。

(iii) 熱量応答

エネルギーバランスを図 4.1(c), 図 4.2(c)に示す。熱負荷を変化させた直後にバランスが崩れている。これは熱負荷として、マイクロヒーターに加えた電力を測定したため流体に流入する熱量と異なっているためである。ヒーターに加える電力はステップ状に変化させたが、ヒーターにより加熱される蒸発器から流体に伝わる熱負荷は蒸発器の熱容量のため一次遅れ状となり、熱負荷変化直後は流体に伝わる熱量は変化せず冷却量も変化前と変わらないので過渡的にバランスが崩れる。

4.1.2 冷却水流量変化

冷却水流量を増加させた結果を ACM 初期圧力 $101.3[\text{kPa}]$, 熱負荷 $1000[\text{W}]$, 作動流体流量 $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ で、冷却水流量を $3.0[\text{l}/\text{min}]$ から $5.0[\text{l}/\text{min}]$ に変化させた条件: A2-C-A-Cu, $3.0 \rightarrow 5.0 [\text{l}/\text{min}]$ の例を代表として図 4.3(a)~(c)に、冷却水流量を減少させた結果を ACM 初期圧力 $101.3[\text{kPa}]$, 熱負荷 $1000[\text{W}]$, 作動流体流量 $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ で、冷却水流量を $3.0[\text{l}/\text{min}]$ から $1.0[\text{l}/\text{min}]$ に変化させた条件: A2-C-A-Cu, $3.0 \rightarrow 1.0 [\text{l}/\text{min}]$ の例を代表として図 4.4(a)~(c)に示し、実験における全体的な応答結果について示す。

(i) 圧力・差圧応答

冷却水流量を増すと、図 4.3(a)に示すように、ACM, EV 及び CD 圧力 (P_{12} , P_1 及び P_{10}) は低下している ($P_{12}: 100[\text{kPa}] \rightarrow 99[\text{kPa}]$, $P_1: 167[\text{kPa}] \rightarrow 166[\text{kPa}]$, $P_{10}: 115[\text{kPa}] \rightarrow 114[\text{kPa}]$)。これは、冷却水流量が増加すると凝縮器において冷却水側の熱貫流率が向上し、凝縮器内の蒸気体積が減少し、ループ内圧力が低下するためである。

図 4.4(a)に示すように、各圧力は冷却水流量が下がると上昇している ($P_{12}: 99[\text{kPa}] \rightarrow 104[\text{kPa}]$, $P_1: 168[\text{kPa}] \rightarrow 171[\text{kPa}]$, $P_{10}: 115[\text{kPa}] \rightarrow 119[\text{kPa}]$)。冷却水流量が低下すると凝縮器において冷却水側の熱貫流率が低下し、凝縮器内の蒸気が凝縮するのに必要な距離が長くなる。つまり、凝縮器内の蒸気体積が増加し、ループ内圧力が上昇する。

(ii) 温度応答

EV 出口, CD 入口では飽和状態にあり、図 4.3(b), 図 4.4(b)に示すように、冷却水流量が変化すると、飽和温度が変化するために EV 出口, CD 入口での流体温度 (T_9 , T_{10}) は変化する (冷却水流量増加時, $T_9: 39.5[^\circ\text{C}] \rightarrow 39[^\circ\text{C}]$, $T_{10}: 31[^\circ\text{C}] \rightarrow 30.5[^\circ\text{C}]$ 。冷却水流量減少時, $T_9: 39.5[^\circ\text{C}] \rightarrow 40[^\circ\text{C}]$, $T_{10}: 31[^\circ\text{C}] \rightarrow 32[^\circ\text{C}]$)。

図 4.3(b), 図 4.4(b)に示すように、作動流体流量が変化すると飽和温度の変化分だけ流体温度は変化するが、熱貫流率には大きな変化は無いので、管内流体温度と EV 表

面温度 ($T_2 \sim T_8$) の温度差が維持され, EV 表面温度が変化する (約 $1[^\circ\text{C}]$).

(iii) 熱量応答

図 4.3(c)に示すように, 冷却水流量を増加させると冷却量が増加し, その後冷却水流量変化前の値に戻っている. これは, 冷却水流量を増加させた瞬間, 冷却水の凝縮器出入口での温度差は冷却水流量を変化させる前のままであり, 温度差が変わらず, 流量が増したので冷却量が瞬間的に増したことになる. しかし, 時間が経過するにつれ冷却水の凝縮器出入口での温度差は小さくなり, エネルギーバランスが保たれる冷却量に落ち着く.

冷却水流量を減少させた場合は図 4.4(c)に示すように, 瞬間的に冷却量が減少している. これは, 冷却水流量を増加させた場合の逆で, 冷却水の凝縮器出入口での温度差が変わらず, 流量が減少したので冷却量が瞬間的に減ったことになる. しかし, 時間が経過するにつれ冷却水の凝縮器出入口での温度差は大きくなり, エネルギーバランスが保たれる冷却量に落ち着く.

4.1.3 作動流体流量変化

作動流体流量を増加させた結果を ACM 初期圧力 $140[\text{kPa}]$, 熱負荷 $1000[\text{W}]$, 冷却水流量 $3.0[\text{l}/\text{min}]$ で, 作動流体流量を $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ から $400[\text{cm}^3/\text{min}]$ に変化させた条件: A3-C-B-Cu, $300 \rightarrow 400[\text{cm}^3/\text{min}]$ の例を代表として図 4.5(a)~(c)に, 作動流体流量を減少させた結果を ACM 初期圧力 $140[\text{kPa}]$, 熱負荷 $1000[\text{W}]$, 冷却水流量 $3.0[\text{l}/\text{min}]$ で, 作動流体流量を $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ から $250[\text{cm}^3/\text{min}]$ に変化させた条件: A3-C-B-Cu, $300 \rightarrow 250[\text{cm}^3/\text{min}]$ の例を代表として図 4.6(a)~(c)に示し, 実験における全体的な応答結果について示す.

(i) 圧力・差圧応答

図 4.5(a), 図 4.6(a)に示すように, EV, CD 圧力 (P_1, P_{10}) は作動流体流量がステップ変化すると一次遅れ状に変化している (作動流体流量増加時, $P_1: 195[\text{kPa}] \rightarrow 200[\text{kPa}]$, $P_{10}: 152[\text{kPa}] \rightarrow 155[\text{kPa}]$. 作動流体流量減少時, $P_1: 195[\text{kPa}] \rightarrow 187[\text{kPa}]$, $P_{10}: 153[\text{kPa}] \rightarrow 151[\text{kPa}]$). これは, 次のような現象が起こっているためと考えられる. 作動流体流量が増加すると, EV 出口クオリティは低下するが, 凝縮器内での圧力損失が増加し (図 4.5(a)参照), ACM 圧力 (P_{12}) 一定 (図 4.5(a)参照) に対して EV 入口, CD 入口の圧力が上昇していく. 逆に, 作動流体流量が減少すると, 凝縮器内での圧力損失が減少し (図 4.6(a)参照), ACM 圧力一定 (図 4.6(a)参照) に対して EV 入口, CD 入口の圧力が低下していく.

図 4.5(a), 図 4.6(a)に示すように, 作動流体流量が変化すると凝縮器の出入口間の差圧が変化する (作動流体流量増加時 $14[\text{kPa}] \rightarrow 17[\text{kPa}]$, 作動流体流量減少時 $14[\text{kPa}] \rightarrow 12[\text{kPa}]$). これは, 流量が増減し, 凝縮器内での液单相部の摩擦損失が増減したためと考えられる.

(ii) 温度応答

図 4.5(b), 図 4.6(b)より, 作動流体流量が増加すると, EV 出口, CD 入口での流体温度 (T_9, T_{10}) はそれぞれ $45[^\circ\text{C}]$ から $46[^\circ\text{C}]$, $39[^\circ\text{C}]$ から $40[^\circ\text{C}]$ へ上昇しており, 作動流体流量が減少すると, 逆に T_9 は $45[^\circ\text{C}]$ から $44[^\circ\text{C}]$ へ, T_{10} は $39[^\circ\text{C}]$ から $38.5[^\circ\text{C}]$

へと下降している。これは、EV 出口、CD 入口では飽和状態にあり、流量の増減にともなう圧力変化によって飽和温度が変化するためである。

図 4.5(b)、図 4.6(b)に示すように、作動流体流量が変化すると EV 表面温度 ($T_2 \sim T_8$) は一次遅れ状に変化している (作動流体流量増加時は約 $1[^\circ\text{C}]$ 上昇, 減少時は約 $1[^\circ\text{C}]$ 下降)。上でも述べたように作動流体流量が変化すると飽和温度の変化分だけ流体温度は変化するが、熱貫流率には大きな変化は無いので、管内流体温度と EV 表面温度の温度差が維持され、EV 表面温度が変化すると考えられる。

(iii) 熱量応答

図 4.5(c)、図 4.6(c)に示すように、作動流体流量変化後もエネルギーバランスは保たれていることが確認できる。

4.1.4 アキュムレータ圧力変化

ACM 圧力を増加させた結果を熱負荷 $600[\text{W}]$ 、作動流体流量 $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ 、冷却水流量 $3.0[\text{l}/\text{min}]$ で、ACM 圧力を $140[\text{kPa}]$ から $180[\text{kPa}]$ に変化させた条件: A4-B-Cu,140 $\rightarrow 180[\text{kPa}]$ の例を代表として図 4.7(a)~(c)に、ACM 圧力を減少させた結果を熱負荷 $600[\text{W}]$ 、作動流体流量 $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ 、冷却水流量 $3.0[\text{l}/\text{min}]$ で、ACM 圧力を $140[\text{kPa}]$ から $101.3[\text{kPa}]$ に変化させた条件: A4-B-Cu,140 $\rightarrow 101.3[\text{kPa}]$ の例を代表として図 4.8(a)~(c)に示し、実験における全体的な応答結果について示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 4.7(a)に示すように、ACM、EV 及び CD 圧力 (P_{12} 、 P_1 及び P_{10}) は $t=0[\text{s}]$ においてステップ状に上昇するが、 $t=5[\text{s}]$ にアキュムレータと大容量タンクの間バルブを閉じた後 (圧力操作方法は節 2.3 を参照)、 P_1 と P_{10} はさらに上昇している ($P_1: 170[\text{kPa}] \rightarrow 190[\text{kPa}]$ ($t=5[\text{s}]$) $\rightarrow 200[\text{kPa}]$, $P_{10}: 145[\text{kPa}] \rightarrow 184[\text{kPa}]$ ($t=5[\text{s}]$) $\rightarrow 186[\text{kPa}]$)。

これは、圧力操作後にループ内の蒸気量が増えた事を意味しており、その原因は圧力ステップアップにより蒸気量が減少するが、その減少に行き過ぎ量があり、時間の経過とともにある程度回復するためである。

その現象は、次のように考えられる。圧力上昇とともに飽和沸騰領域では流体の飽和温度が上昇し、壁温との温度差が小さくなり、移動熱量が減少、また、サブクール沸騰領域では圧力の上昇により沸騰が抑えられて熱貫流率が低下する。よって壁温の温度上昇をもたらす。しかし、管の熱容量があるので、圧力を操作した瞬間は壁温は直ちに变化しないので、蒸発器から流体に流入する熱量が減少し、ループ内のクオリティが減少する。この時点 (圧力操作時の $5[\text{s}]$ 以内) ではアキュムレータが大容量タンクと繋がっているためにループ内の圧力は強制的に保たれている。やがて EV 表面温度が上昇していくと流体に流入する熱量が増え、蒸気量も増えていくが、その時にはアキュムレータと大容量タンクは分断されており、蒸気量の上昇が圧力の上昇につながっていく。また、クオリティの回復は EV 表面温度の上昇によるもので、表面温度の上昇する時間は蒸発器の熱容量に大きく関わることから、蒸気量の回復する時間は蒸発器の熱容量に大きく左右されることが予想される。

図 4.8(a)に示すように、 $t=0[\text{s}]$ において ACM 圧力がステップダウンすると、EV、CD 圧力もそれに追従して減少する ($P_1: 170[\text{kPa}] \rightarrow 200[\text{kPa}]$, $P_{10}: 170[\text{kPa}] \rightarrow 140[\text{kPa}]$)

が、少し遅れている。これは差圧応答のグラフを見れば分かるように、圧力のステップダウンとともに凝縮器、蒸気輸送管、蒸発器の差圧が大きくなったため、CD 入口よりも EV 入口の方が差圧の累積が大きくなり、ACM 圧力の応答からは遅れている。差圧が大きくなる要因としてはクオリティが大きくなるためであり、クオリティが大きくなるのは圧力ステップアップの時と逆の現象が起きているものと考えられる。つまり、圧力が下がると飽和温度が下がるために流体の飽和温度に達するまでの顕熱は減少し、熱入力一定であればその分クオリティは増加する。これは熱貫流率を向上させる要因となる。さらに、飽和温度が下がることで蒸発器壁温と流体温度の差は大きくなる。以上の要因より、圧力ステップダウンにより作動流体に入る熱量が一時的に大きくなり、その結果蒸発器内部のクオリティが上昇した。

また、 $t=5[s]$ から ACM 圧力が上昇している。これは、 $t=0[s]$ から 5 秒間は強制的に ACM 圧力を一定にしているが、アキュムレータと大容量タンクを切り離した後はクオリティの増加により圧力が上昇した。

圧力ステップアップ時の EV、CD 差圧は図 4.7(a) に示すように、ACM 圧力を操作した瞬間に大きく下がっている。これは、ACM 圧力のステップアップとともにアキュムレータからループへ作動流体が流れ込み、逆流が起こったためである。定常後は圧力の上昇により、蒸発器、凝縮器内の蒸気が減少し、差圧は低下している (EV 差圧: $5[kPa] \rightarrow 2[kPa]$ ($t=5[s]$) $\rightarrow 4[kPa]$, CD 差圧: $8[kPa] \rightarrow 3[kPa]$ ($t=5[s]$) $\rightarrow 7[kPa]$)。図 4.8(a) に示すように、ACM 圧力をステップダウンした瞬間 EV、CD 差圧が大きく増加しているのは、ループよりアキュムレータ内の圧力が低くなるため、作動流体がアキュムレータに流れ込み、瞬間的に蒸発器、凝縮器内の作動流体流量が増したためである。定常後は蒸発器、凝縮器内の蒸気が増加し、差圧は上昇している (EV 差圧: $5[kPa] \rightarrow 10[kPa]$ ($t=5[s]$) $\rightarrow 7[kPa]$, CD 差圧: $8[kPa] \rightarrow 20[kPa]$ ($t=5[s]$) $\rightarrow 10[kPa]$)。

(ii) 温度応答

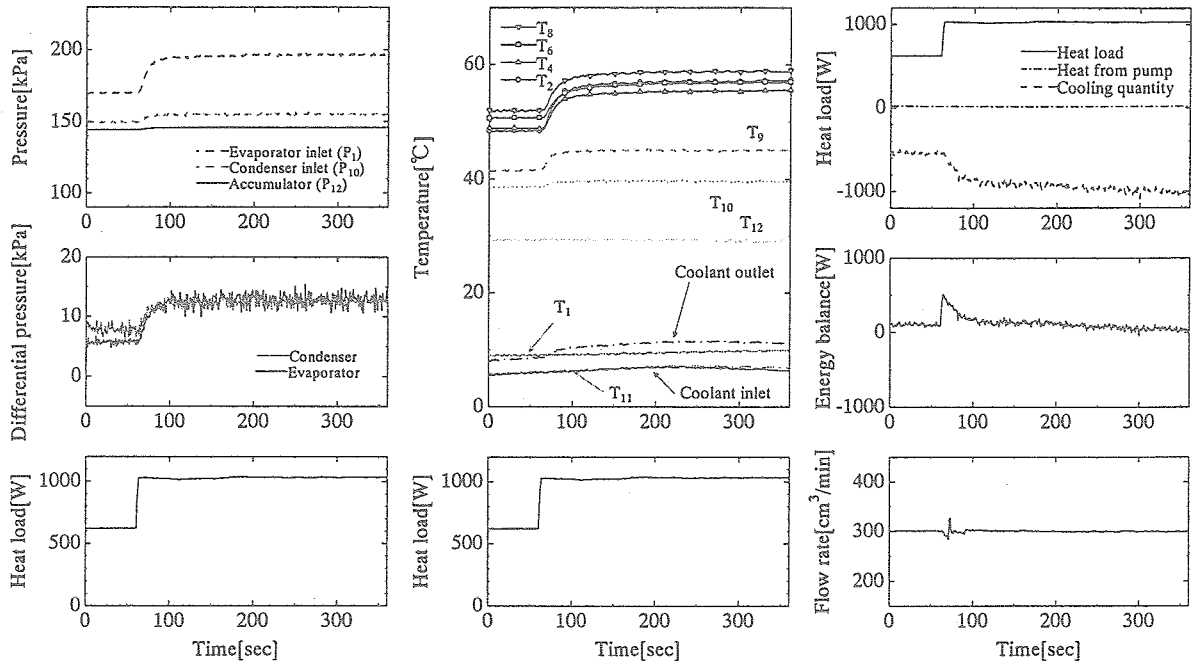
図 4.7(b) に示すように、 $t=0[s]$ の圧力上昇と共に EV 出口温度 (T_9)、CD 入口温度 (T_{10}) が早い応答で上昇している ($T_9: 41[^\circ C] \rightarrow 47[^\circ C]$, $T_{10}: 38[^\circ C] \rightarrow 45[^\circ C]$)。これは EV 出口圧力、CD 入口圧力の飽和温度に相当し、圧力上昇に伴って飽和温度が上昇するためである。また、CD 出口温度 (T_{11}) が圧力操作直後に一時的に大きく上昇しているのはアキュムレータ内の液が凝縮器側へ逆流するためである。EV 表面温度 ($T_2 \sim T_8$) は圧力上昇後、蒸発器内の作動流体の温度上昇のため、ほぼ一次遅れ状に $5[^\circ C]$ 程度上昇しているが、EV 出口での作動流体温度の応答速度に比べて管壁の熱容量の存在によって遅くなる。図 4.8(b) に示すように、 $t=0[s]$ に圧力を下げると共に EV 出口温度、CD 入口温度が早い応答で低下している ($T_9: 41[^\circ C] \rightarrow 35[^\circ C]$, $T_{10}: 38[^\circ C] \rightarrow 35[^\circ C]$)。これは EV 出口圧力、CD 入口圧力の飽和温度に相当し、圧力が下がることで飽和温度が低下するためである。また、EV 表面温度は圧力低下後、ほぼ一次遅れ状に $5[^\circ C]$ 程度低下しているが、EV 出口での作動流体温度の応答速度に比べて管壁の熱容量の存在によって遅くなる。

(iii) 熱量応答

図 4.7(c) で、凝縮器における冷却量に注目すると、ACM 圧力 (P_{12}) のステップアップとともに急激に減少している。圧力を操作した直後、アキュムレータからループへ

液が逆流することによって、CD 出口付近の冷却された作動流体が CD 入口へと押し流され、凝縮器内が低温の流体で満たされる。それにより、凝縮器において作動流体から冷却水に移動する熱量が一時的に減少したためである。蒸発器熱負荷はラバーヒーターの入力ワット数で表しているのも一定であり、エネルギーバランスのグラフは圧力のステップアップとともに正の方向に振れている。

図 4.8(c)で、凝縮器における冷却量に注目すると、ACM 圧力のステップダウンとともに急激に増加している。圧力を操作した直後、飽和温度が下がり凝縮器に流入する蒸気量が増し、また、凝縮器内の作動流体流量が瞬間的に増すことによって、凝縮器内の冷却熱貫流率が向上し、凝縮器において作動流体から冷却水に移動する熱量が一時的に増加したためである。エネルギーバランスのグラフは圧力のステップダウンとともに負の方向に振れている。

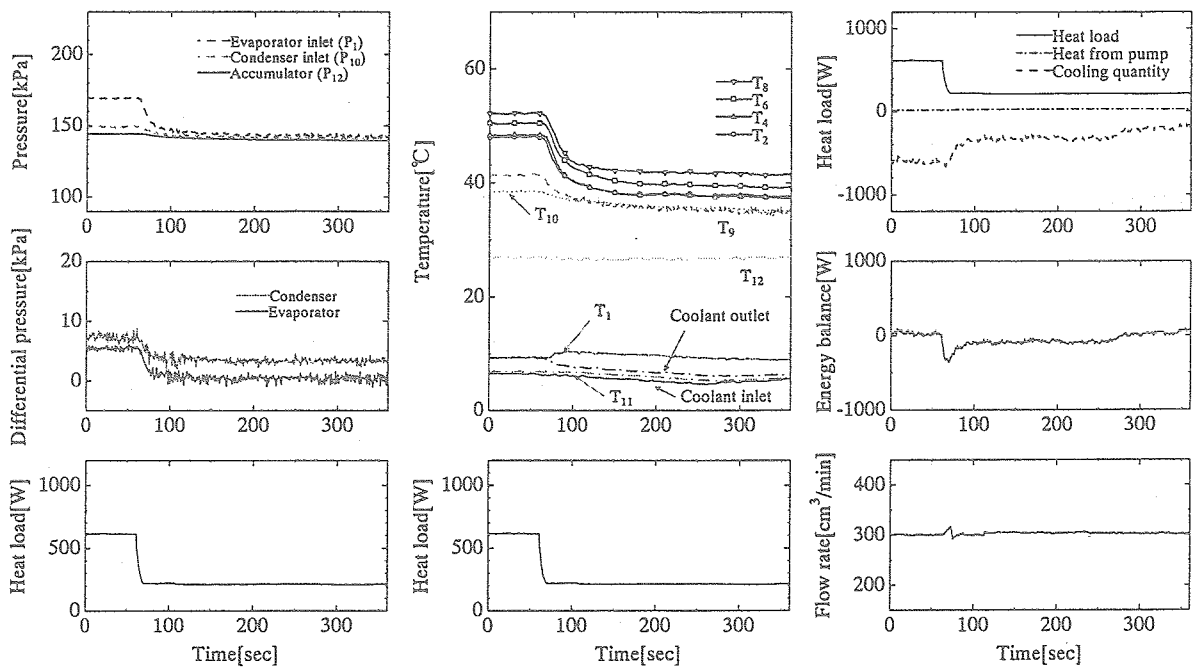


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.1 熱負荷急増時応答 (条件: A1-B-Cu, 600→1000[W])

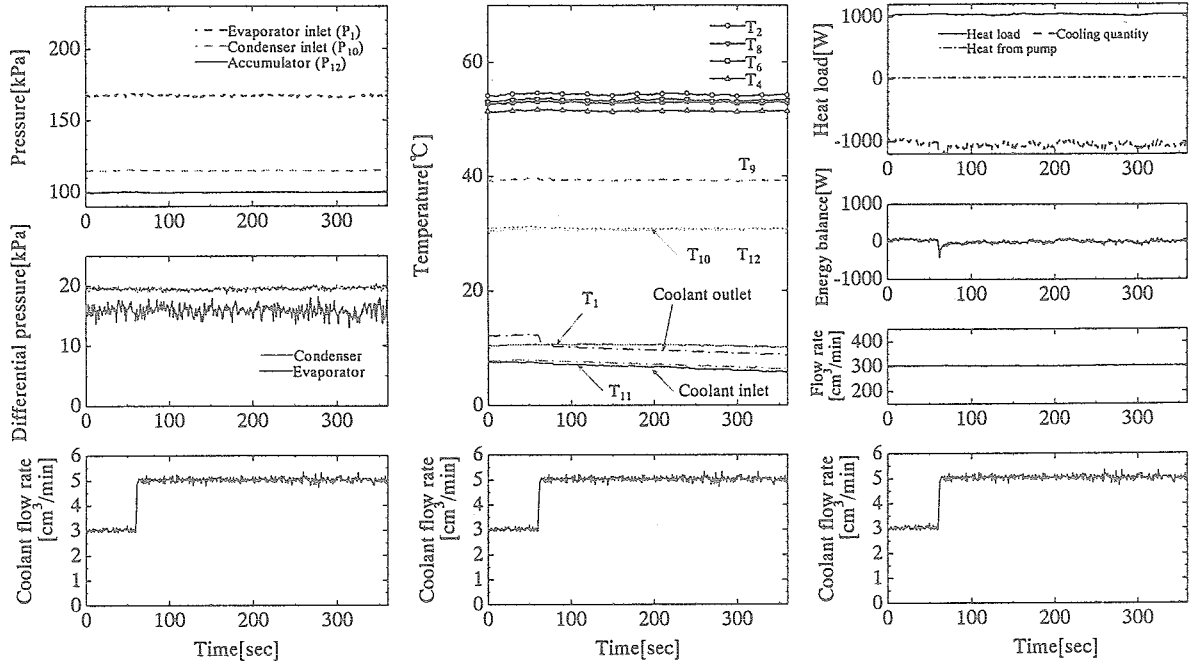


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.2 熱負荷急減時応答 (条件: A1-B-Cu, 600→200[W])

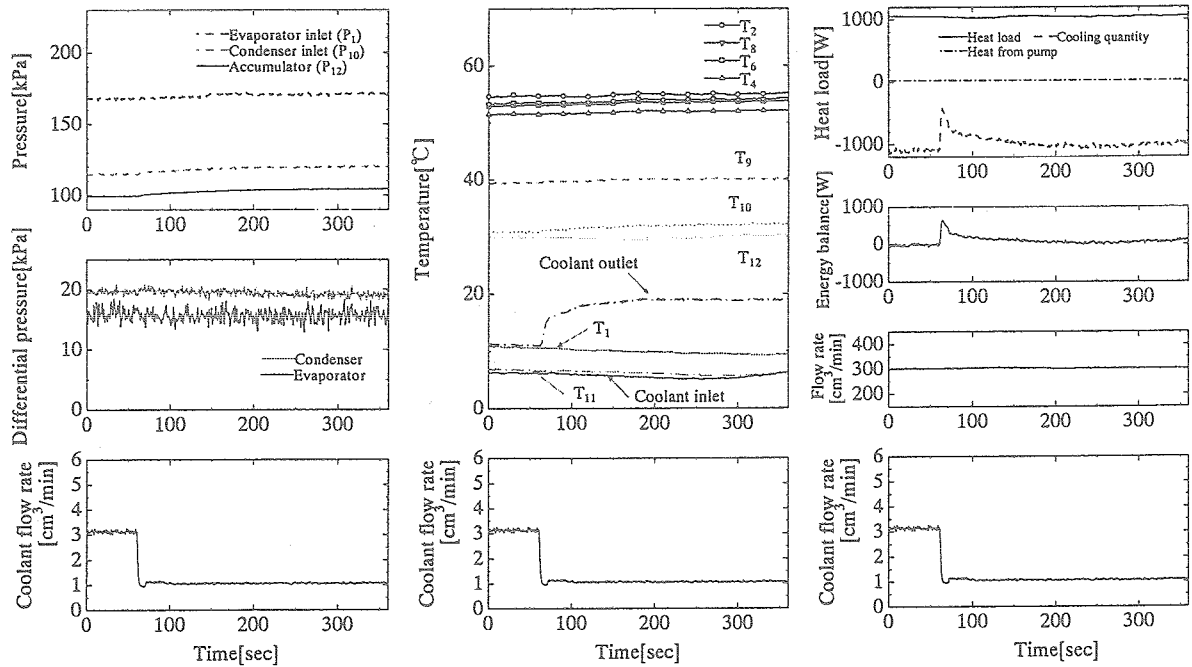


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.3 冷却水流量急増時応答 (条件: A2-C-A-Cu, 3.0→5.0 [l/min])

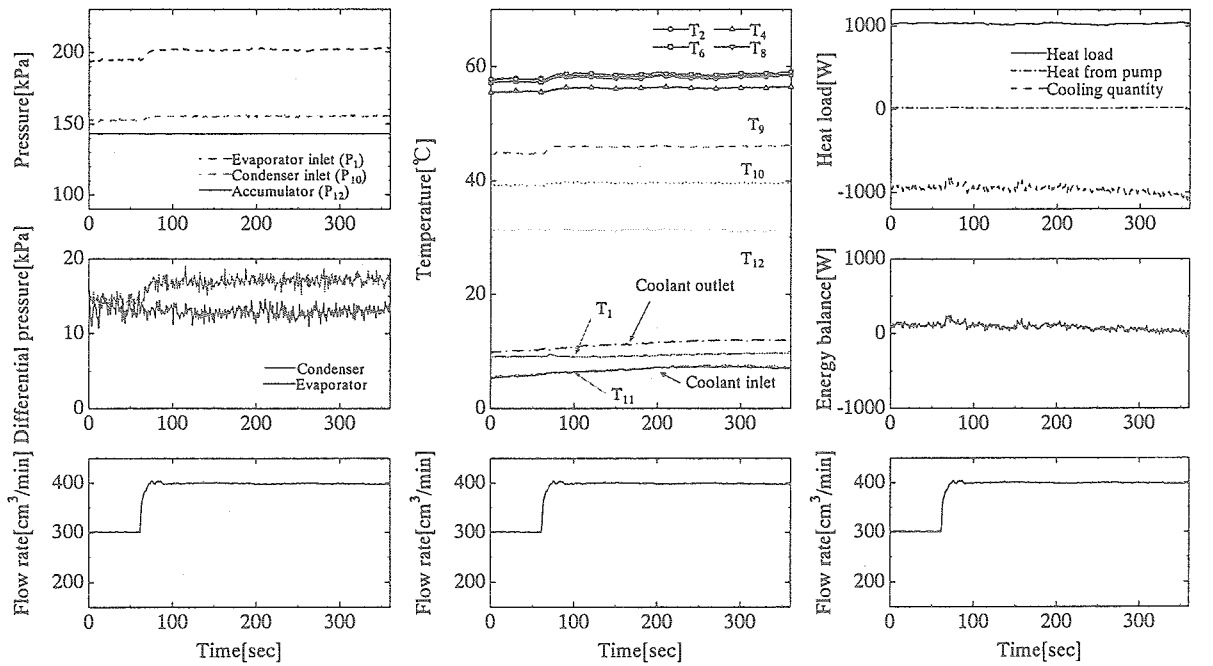


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

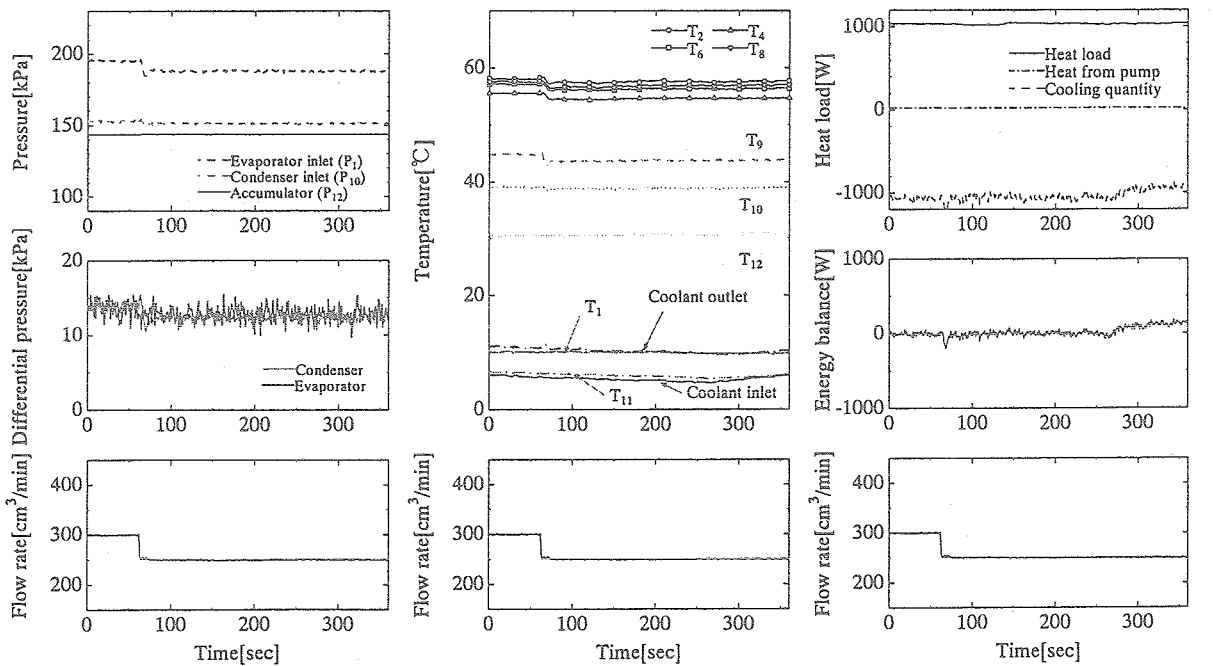
(c) Heat and energy balance

図 4.4 冷却水流量急減時応答 (条件: A2-C-A-Cu, 3.0→1.0 [l/min])



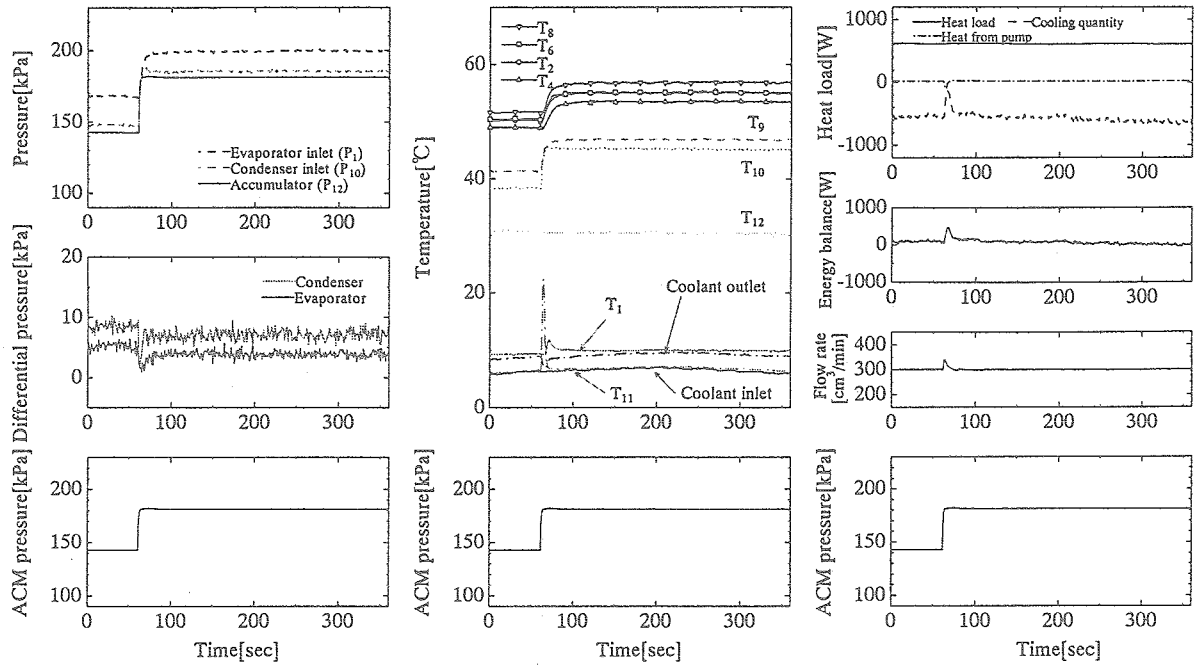
(a) Pressure and differential pressure (b) Temperature (c) Heat and energy balance

図 4.5 作動流体流量急増時応答 (条件: A3-C-B-Cu, 300→400[cm³/min])



(a) Pressure and differential pressure (b) Temperature (c) Heat and energy balance

図 4.6 作動流体流量急減時応答 (条件: A3-C-B-Cu, 300→250[cm³/min])

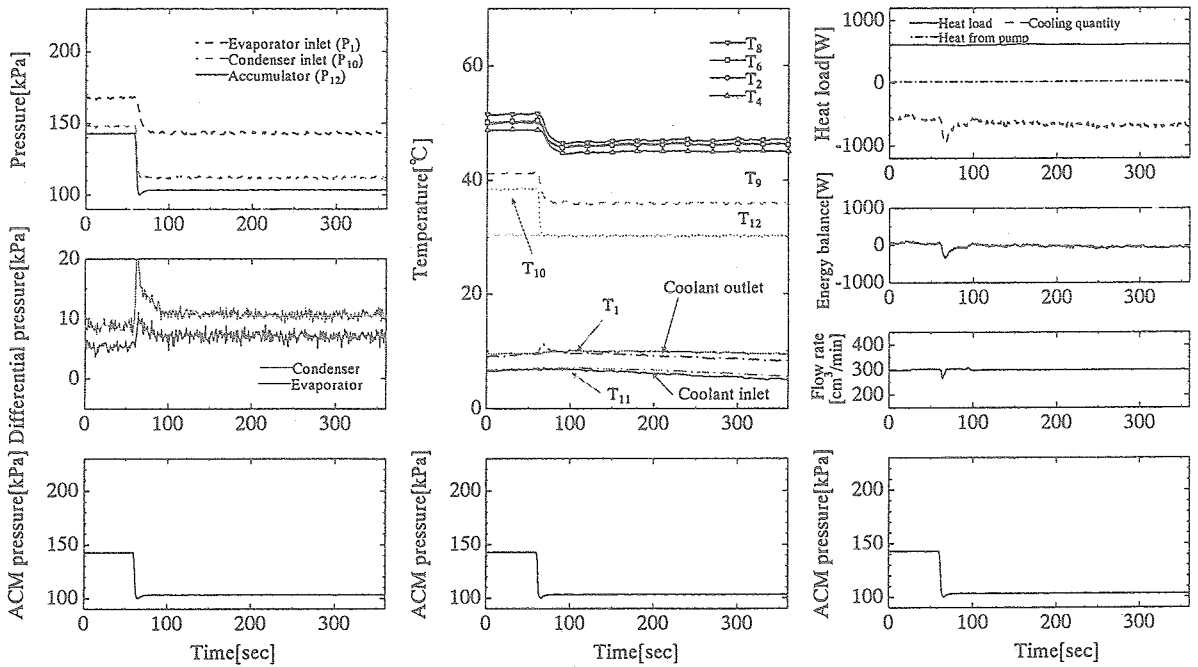


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.7 アキュムレータ圧力急増時応答 (条件: A4-B-Cu, 140→180[kPa])



(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.8 アキュムレータ圧力急減時応答 (条件: A4-B-Cu, 140→101.3[kPa])

4.2 アルミ製蒸発器の場合

アルミ製蒸発器（内径 8.5[mm]，外径 12[mm]，長さ 1100[mm]）を用いた定常状態から各パラメータをステップ変化させた時の応答を示し，それらについて考察する。

4.2.1 熱負荷変化

熱負荷を増加させた結果を ACM 初期圧力 140[kPa]，作動流体流量 300[cm³/min]，冷却水流量 3.0[l/min]で，熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させた条件：A1-B-AI,600→1000[W]の例を代表として図 4.9(a)～(c)に，熱負荷を減少させた結果を ACM 初期圧力 140[kPa]，作動流体流量 300[cm³/min]，冷却水流量 3.0[l/min]で，熱負荷を 600[W]から 200[W]に変化させた条件：A1-B-AI,600→200[W]を代表させて図 4.10(a)～(c)に示し，実験における全体的な応答結果について示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 4.9(a)，図 4.10(a)に示すように，熱負荷が増加すると蒸発器において発生する蒸気が増加し，蒸気体積が増加するために圧力上昇が生じ (P_{12} : 140[kPa]→143[kPa]， P_1 : 165[kPa]→185[kPa]， P_{10} : 145[kPa]→155[kPa])，熱負荷減少時には蒸発器において発生する蒸気が減り，蒸気体積が減少し圧力は降下する (P_{12} : 142[kPa]→138[kPa]， P_1 : 165[kPa]→142[kPa]， P_{10} : 145[kPa]→141[kPa])。

図 4.9(a)より，熱負荷が増加すると EV，CD 差圧も大きくなっている (EV 差圧 : 3[kPa]→6[kPa]，CD 差圧 : 10[kPa]→17[kPa])。EV 差圧は熱負荷が増加することによって蒸発器内で発生する蒸気が増加し，摩擦損失と加速損失が増すために，また，CD 差圧は熱負荷が増加し蒸発器で生じる蒸気が増加したことにより，凝縮器に流入する蒸気量が増え，摩擦損失が増すため増大する。図 4.10(a)より，熱負荷が減少すると EV，CD 差圧は小さくなっている (EV 差圧 : 3[kPa]→0.1[kPa]，CD 差圧 : 10[kPa]→4[kPa])。これは，熱負荷増加時とは逆に蒸発器で生じる蒸気が減少したためである。

(ii) 温度応答

図 4.9(b)，図 4.10(b)に示すように，熱負荷の増加によって EV 出口，CD 入口での流体温度 (T_9 ， T_{10}) は上昇し (T_9 : 41[°C]→45[°C]， T_{10} : 38[°C]→39[°C])，熱負荷の減少時は下降している (T_9 : 41[°C]→34[°C]， T_{10} : 38[°C]→34[°C])。EV 出口及び CD 入口では熱負荷の変化前に既に作動流体は飽和温度に達しており，熱負荷の変化にともなう圧力変化によってその温度が変化する。また，CD 出口での流体温度は熱負荷変化後もあまり変化していない。EV 入口での流体温度が熱負荷変化によって変わらないのは，CD 出口での流体温度の変化が微小であるため凝縮器から蒸発器までの液輸送配管の熱容量によって変化が吸収されるからである。

図 4.9(b)，図 4.10(b)に示すように，熱負荷が変化すると EV 表面温度 (T_2 ～ T_8) は一次遅れ的に変化している (約 6[°C])。一次遅れになるのは蒸発器の熱容量のためである。

(iii) 熱量応答

エネルギーバランスを図 4.9(c)，図 4.10(c)に示す。銅製蒸発器の場合と同様，熱負荷を変化させた直後にバランスが崩れている。

4.2.2 冷却水流量変化

冷却水流量を増加させた結果を ACM 初期圧力 101.3[kPa], 熱負荷 1000[W], 作動流体流量 300[cm³/min] で, 冷却水流量を 3.0[l/min]から 5.0[l/min]に変化させた条件: A2-C-A-AI, 3.0→5.0 [l/min]の例を代表として図 4.11(a)~(c)に, 冷却水流量を減少させた結果を ACM 初期圧力 101.3[kPa], 熱負荷 1000[W], 作動流体流量 300[cm³/min] で, 冷却水流量を 3.0[l/min]から 1.0[l/min]に変化させた条件: A2-C-A-AI, 3.0→1.0 [l/min]の例を代表として図 4.12(a)~(c)に示し, 実験における全体的な応答結果について示す。

(i) 圧力・差圧応答

冷却水流量を増すと, 図 4.11(a)に示すように, 各圧力は低下している (P_{12} : 108[kPa]→107[kPa], P_1 : 161[kPa]→160[kPa], P_{10} : 121[kPa]→120[kPa]). 冷却水流量が増加すると凝縮器において冷却水側の熱貫流率が向上し, 凝縮器内の蒸気体積が減少し, ループ内圧力が低下する。

図 4.12(a)に示すように, 各圧力は冷却水流量が下がると上昇している (P_{12} : 105[kPa]→107[kPa], P_1 : 161[kPa]→163[kPa], P_{10} : 120[kPa]→122[kPa]). これは, 冷却水流量が低下すると凝縮器内の蒸気体積が増加し, ループ内圧力が上昇するためである。

(ii) 温度応答

EV 出口, CD 入口では飽和状態にあり, 図 4.11(b), 図 4.12(b)に示すように, 冷却水流量が変化すると, 飽和温度が変化するために EV 出口, CD 入口での流体温度 (T_9 , T_{10}) は変化する (冷却水流量増加時, T_9 : 40[°C]→39.5[°C], T_{10} : 33[°C]→32[°C]. 冷却水流量減少時, T_9 : 39.5[°C]→40[°C], T_{10} : 31[°C]→32[°C]).

図 4.11(b), 図 4.12(b)に示すように, 作動流体流量が変化すると飽和温度の変化分だけ流体温度は変化するが, 熱貫流率には大きな変化は無いので, 管内流体温度と EV 表面温度 (T_2 ~ T_8) の温度差が維持され, EV 表面温度が変化する (約 1[°C]).

(iii) 熱量応答

図 4.11(c)に示すように, 冷却水流量を増加させると冷却量が増加し, その後冷却水流量変化前の値に戻っている。これは, 冷却水流量を増加させた瞬間, 冷却水の凝縮器出入口での温度差は冷却水流量を変化させる前のままであり, 温度差が変わらず, 流量が増したので冷却量が瞬間的に増したことになる。冷却水流量を減少させた場合は図 4.12(c)に示すように, 冷却水流量を減少させると瞬間的に冷却量が減少している。これは, 冷却水流量を増加させた場合の逆で, 冷却水の凝縮器出入口での温度差が変わらず, 流量が減少したので冷却量が瞬間的に減ったことになる。

4.2.3 作動流体流量変化

作動流体流量を増加させた結果を ACM 初期圧力 140[kPa], 熱負荷 1000[W], 冷却水流量 3.0[l/min]で, 作動流体流量を 300[cm³/min]から 400[cm³/min]に変化させた条件: A3-C-B-AI, 300→400[cm³/min]の例を代表として図 4.13(a)~(c)に, 作動流体流量を減少させた結果を ACM 初期圧力 140[kPa], 熱負荷 1000[W], 冷却水流量 3.0[l/min]で, 作動流体流量を 300[cm³/min]から 250[cm³/min]に変化させた条件: A3-C-B-AI, 300→250[cm³/min]の例を代表として図 4.14(a)~(c)に示し, 実験における全体的な応答結果について示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 4.13(a), 図 4.14(a)に示すように, 作動流体流量がステップ変化すると EV, CD 圧力 (P_1 , P_{10}) は一次遅れ状に変化し, CD 差圧も変化している. 作動流体流量が増加すると, 凝縮器内での圧力損失が増加し (17[kPa]→22[kPa], 図 4.13(a)参照), ACM 圧力 (P_{12}) 一定に対して EV 入口, CD 入口の圧力が上昇していく (P_1 : 185[kPa]→195[kPa], P_{10} : 150[kPa]→155[kPa]). 逆に, 作動流体流量が減少すると, 凝縮器内での圧力損失が減少し (17[kPa]→14[kPa], 図 4.14(a)参照), ACM 圧力一定に対して EV 入口, CD 入口の圧力が降下していく (P_1 : 185[kPa]→180[kPa], P_{10} : 153[kPa]→150[kPa]).

(ii) 温度応答

図 4.13(b), 図 4.14(b)より, 作動流体流量が増加すると, EV 出口, CD 入口での流体温度 (T_9 , T_{10}) は上昇しており (T_9 : 45[°C]→46[°C], T_{10} : 39[°C]→40[°C]), 作動流体流量が減少すると, 逆に両温度は下降している (T_9 : 45[°C]→43[°C], T_{10} : 39[°C]→38[°C]). これは, EV 出口, CD 入口では飽和状態にあり, 流量の増減にともなう圧力変化によって飽和温度が変化するためである.

図 4.13(b), 図 4.14(b)に示すように, 作動流体流量が変化すると EV 表面温度 (T_2 ～ T_8) は一次遅れ状に約 1[°C]変化している. 上でも述べたように作動流体流量が変化すると飽和温度の変化分だけ流体温度は変化するが, 熱貫流率には大きな変化は無いので, 管内流体温度と EV 表面温度の温度差が維持され, EV 表面温度が変化すると考えられる. ただし, 図 4.13(b)より, 作動流体流量の増加に対して位置 2 の EV 表面温度 (T_2) が低下している. これは, 位置 2 では飽和沸騰に達しておらず, 流量の増加が強制対流熱伝達率の向上に働いたためである.

(iii) 熱量応答

図 4.13(c), 図 4.14(c)に示すように, 作動流体流量変化後もエネルギーバランスは保たれていることが確認できる.

4.2.4 アキュムレータ圧力変化

ACM 圧力を増加させた結果を熱負荷 600[W], 作動流体流量 300[cm³/min], 冷却水流量 3.0[l/min]で, ACM 圧力を 140[kPa]から 180[kPa]に変化させる条件: A4-B-AI,140→180[kPa]の例を代表として図 4.15(a)～(c)に, ACM 圧力を減少させた結果を熱負荷 600[W], 作動流体流量 300[cm³/min], 冷却水流量 3.0[l/min]で, ACM 圧力を 140[kPa]から 101.3[kPa]に変化させる条件: A4-B-AI,140→101.3[kPa]の例を代表として図 4.16(a)～(c)に示し, 実験における全般的な応答について示す.

(i) 圧力・差圧応答

図 4.15(a)に示すように, ACM, EV 及び CD 圧力 (P_{12} , P_1 及び P_{10}) は $t=0$ [s]においてステップ状に上昇するが, P_1 と P_{10} は $t=5$ [s]の操作後さらに上昇している (P_1 : 165[kPa]→195[kPa] ($t=5$ [s]) →200[kPa], P_{10} : 145[kPa]→185[kPa] ($t=5$ [s]) →187[kPa]).

これは, 次のように考えられる. 圧力上昇とともに飽和沸騰領域では流体の飽和温度が上昇し, 壁温との温度差が小さくなり, 移動熱量が減少, また, サブクール沸騰領域では圧力の上昇により沸騰が抑えられて熱貫流率が低下する. よって壁温の温度上昇をもたらす. しかし, 管の熱容量があるので, 圧力を操作した瞬間は壁温は直ち

に変化しないので、蒸発器から流体に流入する熱量が減少し、ループ内のクオリティが減少する。この時点（圧力操作時の 5[s]以内）ではアキュムレータが大容量タンクと繋がっているためにループ内の圧力は強制的に保たれている。やがて EV 表面温度が上昇していくと流体に流入する熱量が増え、蒸気量も増えていくが、その時にはアキュムレータと大容量タンクは分断されており、蒸気量の上昇が圧力の上昇につながっていく。

図 4.16(a)に示すように、 $t=0[s]$ において ACM 圧力がステップダウンすると、EV、CD 圧力もそれに追従して減少する ($P_1: 160[kPa] \rightarrow 135[kPa]$, $P_{10}: 145[kPa] \rightarrow 110[kPa]$) が、少し遅れている。これは差圧応答のグラフを見れば分かるように、圧力のステップダウンとともに凝縮器、蒸気輸送管、蒸発器の差圧が大きくなったため、CD 入口よりも EV 入口の方が差圧の累積が大きくなり、ACM 圧力の応答からは遅れている。差圧が大きくなる要因としてはクオリティが大きくなるためであり、クオリティが大きくなるのは圧力ステップアップの時と逆の現象が起きているものと考えられる。つまり、圧力が下がると飽和温度が下がるために流体の飽和温度に達するまでの顕熱は減少し、熱入力一定であればその分クオリティは増加する。これは熱貫流率を向上させる要因となる。さらに、飽和温度が下がることで蒸発器壁温と流体温度の差は大きくなる。以上の要因より、圧力ステップダウンにより作動流体に入る熱量が一時的に大きくなり、その結果蒸発器内部のクオリティが上昇した。

圧力ステップアップ時の EV、CD 差圧は図 4.15(a) に示すように、ACM 圧力を操作した瞬間に大きく下がっている (EV 差圧: $3[kPa] \rightarrow 0.1[kPa]$ ($t=5[s]$) $\rightarrow 2[kPa]$, CD 差圧: $11[kPa] \rightarrow -3[kPa]$ ($t=5[s]$) $\rightarrow 8[kPa]$)。これは、ACM 圧力のステップアップとともにアキュムレータからループへ作動流体が流れ込み、逆流が起こったためである。圧力ステップダウン時の EV、CD 差圧は図 4.16(a)に示すように、ACM 圧力を操作した瞬間にループよりアキュムレータ内の圧力が低くなるため、作動流体がアキュムレータに流れ込み、瞬間的に作動流体流量が増すため EV、CD 差圧は瞬間的に大きく増加している (EV 差圧: $2[kPa] \rightarrow 5[kPa]$ ($t=5[s]$) $\rightarrow 3[kPa]$, CD 差圧: $11[kPa] \rightarrow 23[kPa]$ ($t=5[s]$) $\rightarrow 16[kPa]$) である。

(ii) 温度応答

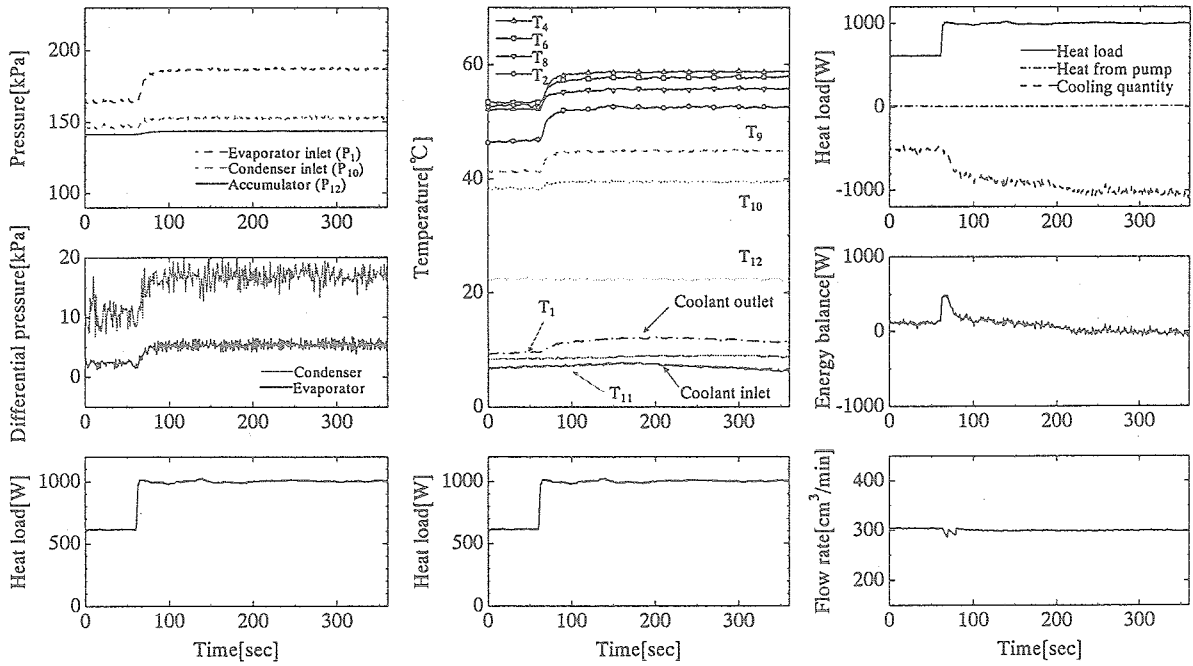
図 4.15(b)に示すように、 $t=0[s]$ の圧力上昇と共に EV 出口温度 (T_9)、CD 入口温度 (T_{10}) が早い応答で上昇している ($T_9: 41[^\circ C] \rightarrow 47[^\circ C]$, $T_{10}: 38[^\circ C] \rightarrow 45[^\circ C]$)。これは EV 出口圧力、CD 入口圧力の飽和温度に相当し、圧力上昇に伴って飽和温度が上昇するためである。また、CD 出口温度 (T_{11}) が圧力操作直後に一時的に大きく上昇しているのはアキュムレータ内の液が凝縮器側へ逆流するためである。位置 2、4 の EV 表面温度 (T_2 , T_4) は位置 6、8 の EV 表面温度 (T_6 , T_8) に比べ、その応答が遅れている。これは、位置 6、8 では作動流体が飽和に達しており、圧力上昇に伴う飽和温度上昇に追従して上昇する (約 $6[^\circ C]$) のに対し、位置 2、4 はサブクール沸騰領域にあり、作動流体の温度上昇のため、遅れて上昇している (約 $6[^\circ C]$)。

図 4.16(b)に示すように、 $t=0[s]$ の圧力減少後 EV 出口温度、CD 入口温度が早い応答で低下している ($T_9: 41[^\circ C] \rightarrow 35[^\circ C]$, $T_{10}: 38[^\circ C] \rightarrow 30[^\circ C]$)。これは EV 出口圧力、CD 入口圧力の飽和温度に相当し、圧力が下がることで飽和温度が低下するためである。

また、EV 表面温度は圧力低下後、ほぼ一次遅れ状に約 $6[^\circ\text{C}]$ 低下しているが、EV 出口での作動流体温度の応答速度に比べて管壁の熱容量の存在によって遅くなる。

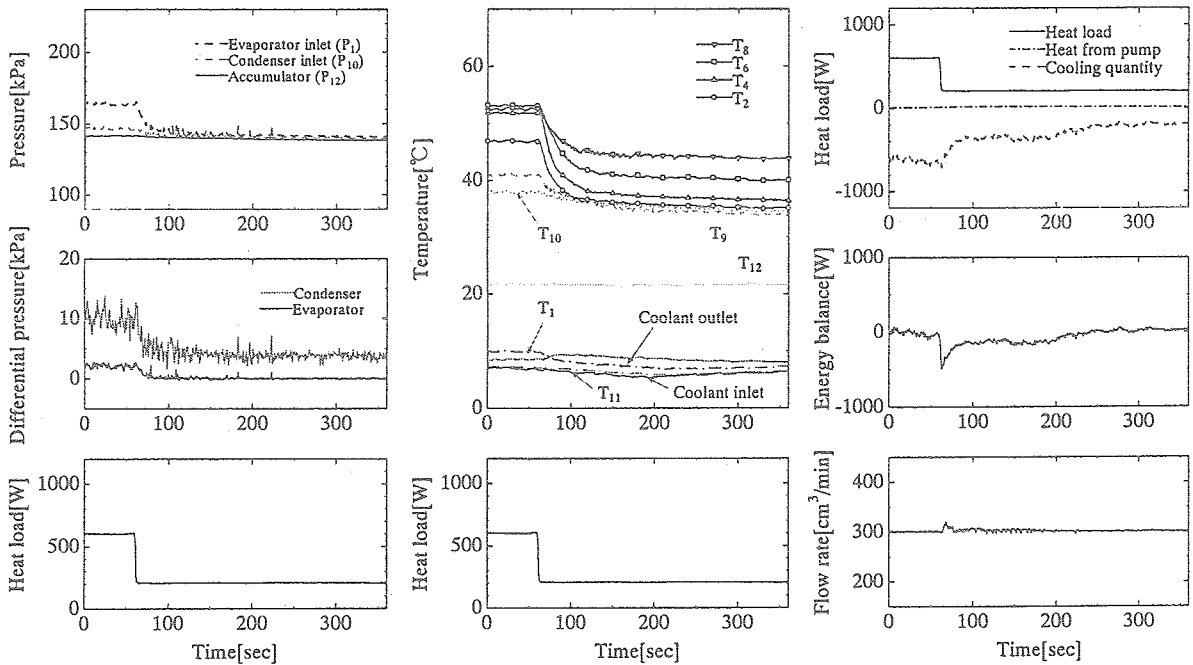
(iii) 熱量応答

図 4.15(c)に示すように、凝縮器における冷却量は ACM 圧力 (P_{12}) のステップアップとともに急激に減少している。また、図 4.16(c)より、冷却量は ACM 圧力のステップダウンとともに急激に増加している。これらは、銅製蒸発器の場合と同様の現象で説明できる。



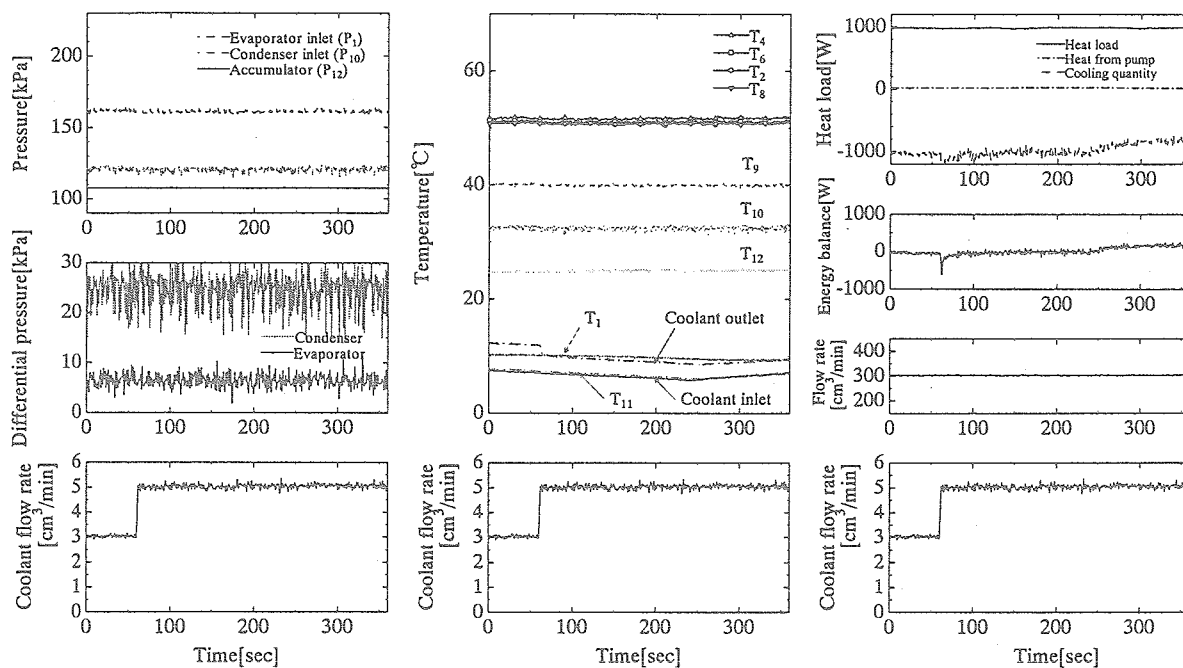
(a) Pressure and differential pressure (b) Temperature (c) Heat and energy balance

図 4.9 熱負荷急増時応答 (条件: A1-B-A1,600→1000[W])



(a) Pressure and differential pressure (b) Temperature (c) Heat and energy balance

図 4.10 熱負荷急減時応答 (条件: A1-B-A1,600→200[W])

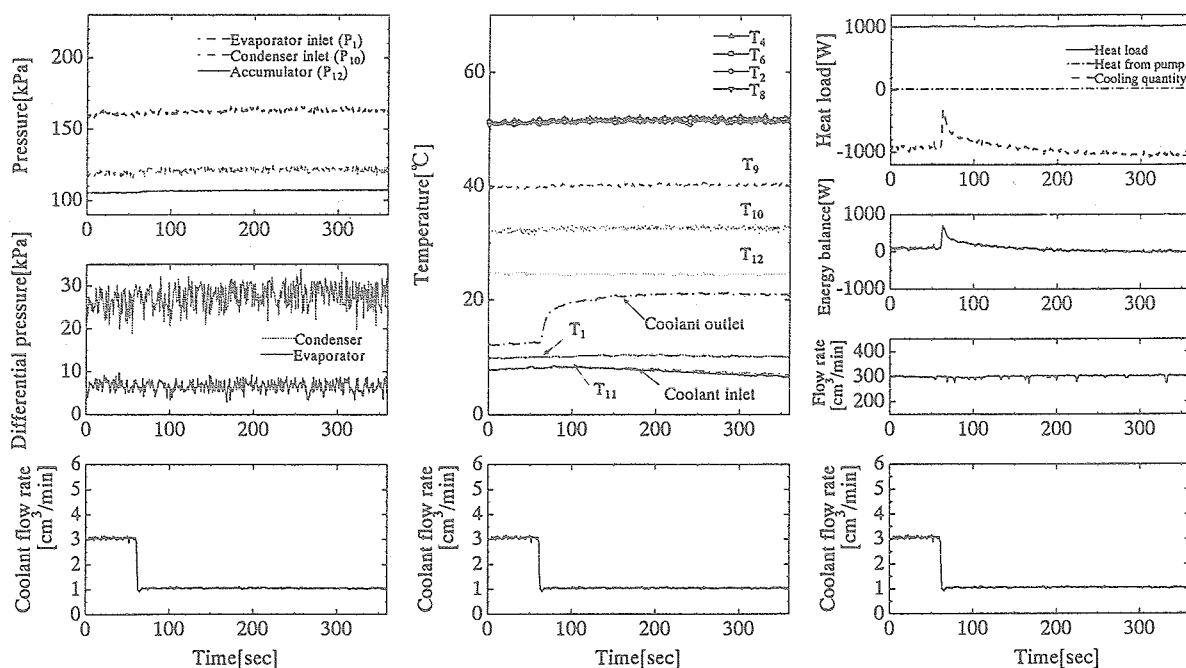


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.11 冷却水流量急増時応答 (条件 : A2-C-A-A1, 3.0→5.0 [l/min])

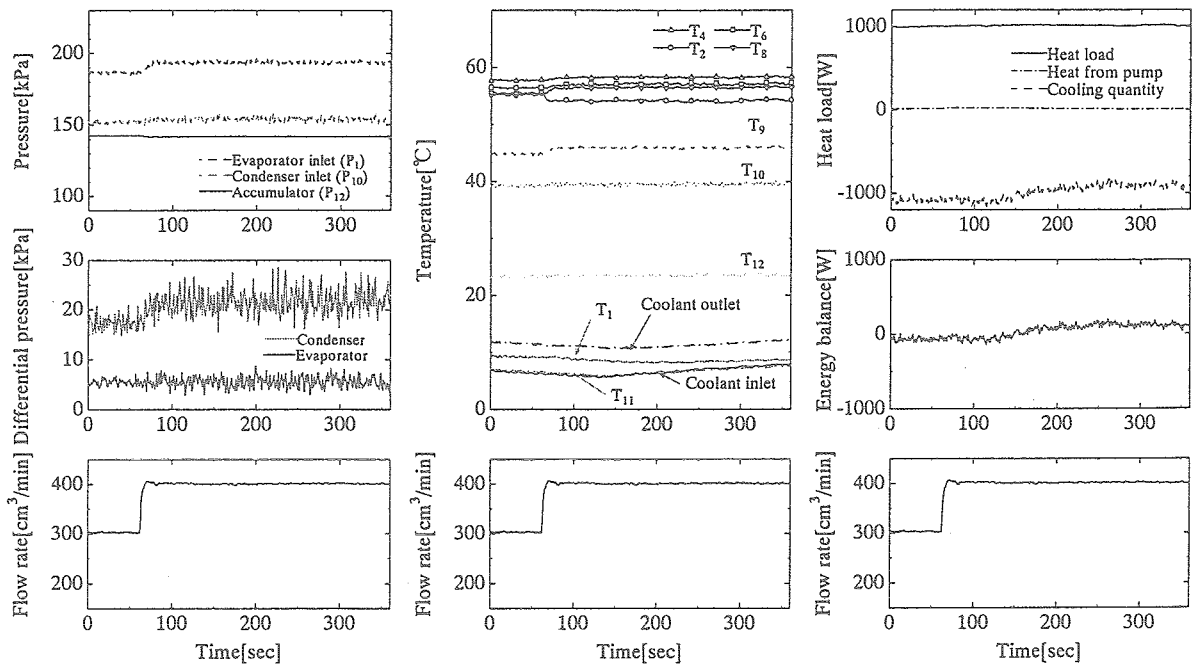


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.12 冷却水流量急減時応答 (条件 : A2-C-A-A1, 3.0→1.0 [l/min])

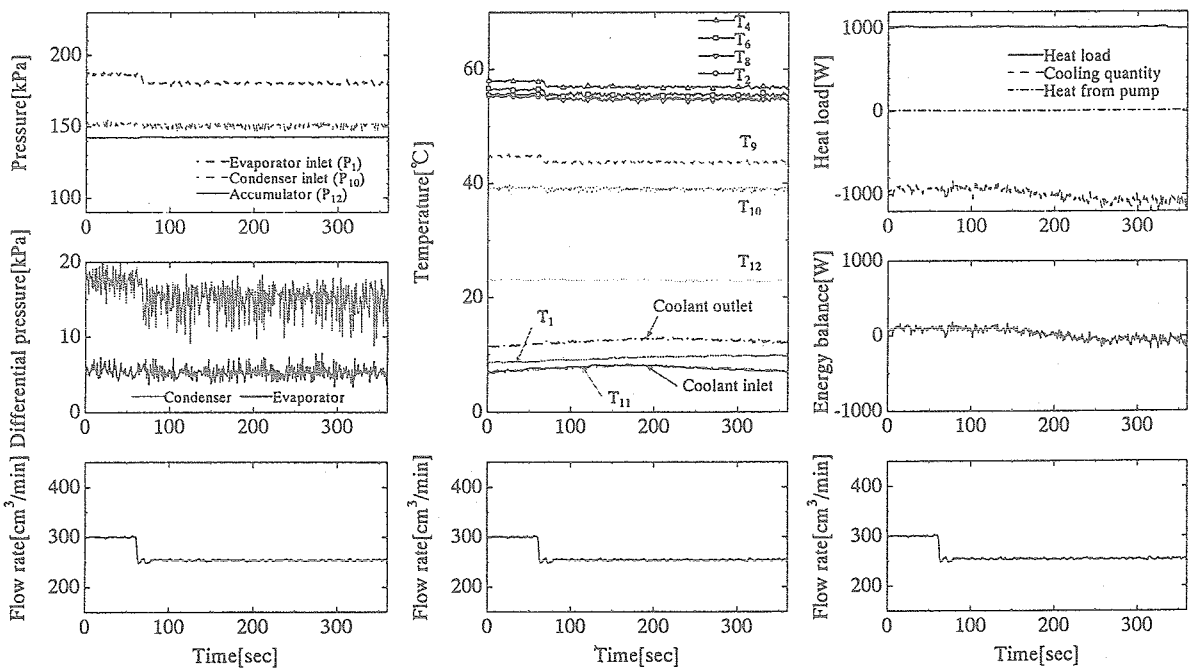


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.13 作動流体流量急増時応答 (条件: A3-C-B-A1, 300→400[cm³/min])

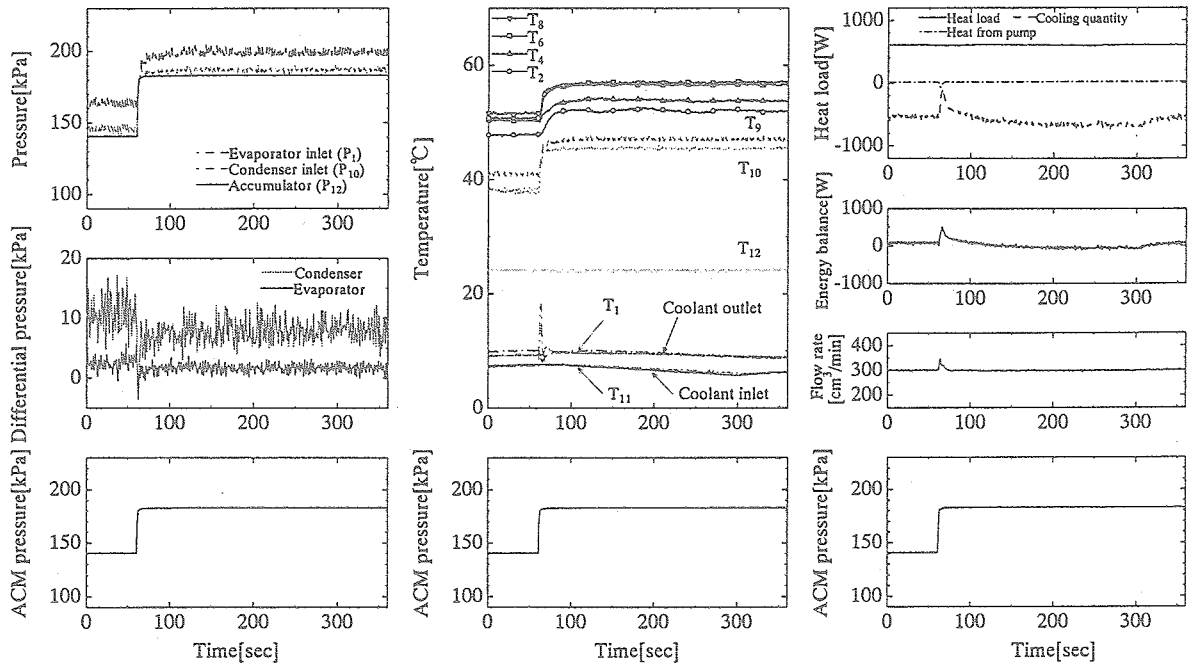


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.14 作動流体流量急減時応答 (条件: A3-C-B-A1, 300→250[cm³/min])

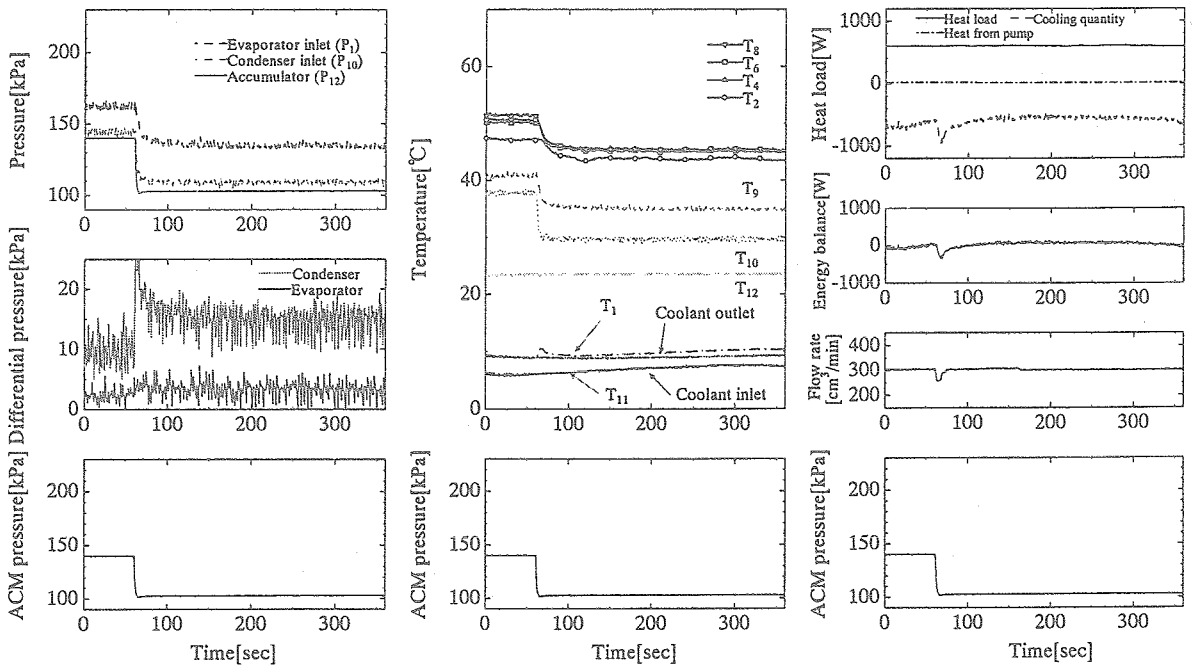


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.15 アキュムレータ圧力急増時応答 (条件: A4-B-AI, 140→180[kPa])



(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 4.16 アキュムレータ圧力急減時応答 (条件: A4-B-AI, 140→101.3[kPa])

第5章 動特性実験に対する定量的考察

動特性実験において熱負荷，作動流体流量，ACM 圧力の各パラメータ変化に対し，ループ全体が定常状態に達した時の EV 表面温度の変化量，EV 熱伝達率及び EV 表面温度変化の一次遅れ時定数に関する検討を行い，システムの定量的な特性を考察する。

5.1 熱負荷変化

(i) EV 表面温度変化量

熱負荷を 600[W]から変化させた時の EV 表面温度の変化量を図 5.1(a), (b)に示す。図 5.1(a)は銅製蒸発器の場合の温度変化量，図 5.1(b)はアルミ製蒸発器の場合の温度変化量を示す。図中の Point2~8 は図 2.1 の EV 表面の各点 2~8 を示す（以降の図中も同様）。

図 5.1(a), (b)に示すように，熱負荷の増加に対して表面温度はほぼ線形的に変化している。蒸発器長手方向で，後半部になるほど温度変化幅が小さくなっている。これは，蒸発器後半部では内部の作動流体が高クオリティであり，熱伝達率が向上しているためである。また，蒸発器後半部では内部の作動流体が飽和状態にあるので熱負荷の変化により蒸発器内の蒸気量が増加することで圧力が変化し，飽和温度が変わる。その飽和温度の変化分だけ流体温度が変化している。

熱負荷を減少させる時，EV 表面温度の変化量は熱負荷増加時に比べ大きくなっている。これは作動流体がサブクール状態にある時に熱負荷を変化させると，顕熱の変化になり作動流体の温度が大きく変化，その温度変化が EV 表面温度の変化につながるためである。

熱負荷の変化に対して，銅製，アルミ製蒸発器ではその表面温度変化量はほぼ同じような値を示すことが確認された。

(ii) 蒸発器熱伝達率の変化

熱負荷を 600[W]（図中の横軸の 0 に相当する）から変化させた時の定常後の EV 熱貫流率を図 5.2(a), (b)に示す。図 5.2(a)は銅製蒸発器の場合の EV 熱貫流率，図 5.2(b)はアルミ製蒸発器の場合の EV 熱貫流率の値を示す。

図 5.2(a), (b)に示すように，熱負荷の増加に対して熱貫流率は向上し，減少に対しては低下している。また，飽和沸騰を開始すると，熱貫流率の向上が大きくなる。これは，蒸発器内の作動流体が熱を受けて蒸発し，熱伝達が促進されるためである。

銅製蒸発器の場合の熱貫流率は，アルミ製蒸発器の場合の約 1.5 倍であった。これは，銅製蒸発器の内径が 6[mm]であったのに対し，アルミ製蒸発器の内径が 8.5[mm]であったこと，また熱伝導率の値が一般に銅 398[W/m·K]，アルミ 222[W/m·K]の違いによると考えられる。一般に，円管によって外部から内部の流体に熱を加える場合，内径が小さいほど熱貫流率は向上する。

(iii) EV 表面温度変化の時定数

熱負荷を 600[W]から変化させた時の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を図 5.3(a), (b)に示す。図 5.3(a)は銅製蒸発器の場合の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数，図 5.3(b)はアルミ製蒸発器の場合の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を示す。

図 5.3(a), (b)に示すように, EV 表面温度変化の時定数はほぼ 15~50 秒の範囲にあるが, 熱負荷増加幅が大きくなるほど時定数は小さくなり, 逆に熱負荷減少幅が小さいと, 時定数は大きくなっている. 図 5.3(a), (b)からは, 蒸発器における熱負荷が大きいほど EV 表面温度変化の時定数は小さくなるという傾向が見られる.

しかし, 熱負荷の大小がクオリティの大小に関係している事から, クオリティの影響であることも考えられる. そこで, 時定数とクオリティの関係を確認する. 熱負荷を 600[W]から変化させた時の定常後のクオリティに対する EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を図 5.4(a), (b)に示す. 図 5.4(a)は銅製蒸発器の場合の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数, 図 5.4(b)はアルミ製蒸発器の場合の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を示す. クオリティが大きくなるほど時定数は小さく, 定常状態でのクオリティが負の値になる, つまりサブクール状態になると急激に時定数は大きくなっている. 全体的に圧力による時定数の違いは無く, クオリティが時定数を決める因子であると考えられる.

また, 銅製蒸発器の場合の EV 表面温度時定数とアルミ製蒸発器の場合の EV 表面温度時定数を比較すると, アルミ製蒸発器の場合の方が 5~10[s]程度早い. これは, EV 表面温度時定数は蒸発器の熱容量に依存するためである. アルミ製蒸発器の熱容量は銅製のその約 0.8 倍であり, 熱容量が小さいので時定数が若干早くなっていると考えられる. (銅の密度は $8960[\text{kg}/\text{m}^3]$, 比熱 $386.4[\text{J}/\text{kgK}]$, アルミニウムの密度 $2699[\text{kg}/\text{m}^3]$, $903[\text{J}/\text{kgK}]$ であり, 銅製蒸発器の熱容量は $191.4[\text{J}/\text{K}]$, アルミ製蒸発器の熱容量は $151.1[\text{J}/\text{K}]$ である. 物性値は全て $20[^\circ\text{C}]$ の時の値.)

5.2 作動流体流量変化

(i) EV 表面温度変化量

作動流体流量を $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ から変化させた時の EV 表面温度の変化量を図 5.5(a)~(c), 図 5.6(a)~(c)に示す. 図 5.5 は銅製蒸発器の場合の EV 表面温度, 図 5.6 はアルミ製蒸発器の場合の EV 表面温度を示す.

作動流体流量を変化させた場合, 蒸発器への熱負荷によって, EV 表面温度の変化に異なる傾向が見られる. 図 5.5(a)に示すように, 熱負荷 200[W]時には作動流体流量を増加させると EV 表面温度は低下し, 作動流体流量を減少させると同温度は上昇している. また, ループ内の圧力が高いほど温度の変化幅は大きくなっている. すなわち, 蒸発器内のクオリティが小さい条件において大きく変化する. アルミ製蒸発器の場合にも同様の傾向が見られる (図 5.6(a)参照). これは, 蒸発器内のサブクール沸騰領域が大きな場合, 強制対流熱伝達率が支配的であり, 作動流体流量の増加が熱貫流率の向上をもたらすため, 液単相の場合には作動流体流量制御が有効であるといえる. 次に, 熱負荷 600[W]時 (図 5.5(b)及び図 5.6(b))を見ると, どの圧力の場合でも各位置の温度はあまり変化していない. 一方, 熱負荷 1000[W]の場合 (図 5.5(c)及び図 5.6(c)), すなわち蒸発器内のクオリティが大きい条件では熱負荷 200[W]の場合とは逆に, 作動流体流量を減少させると同温度は僅かに下降している. これは次のように考えられる. 熱負荷 1000[W]の場合, 流量が増加すると摩擦損失が増加するが, ACM 圧力はあまり変化しないので, 圧力損失が増した分圧力は上昇する. また流量

が減少すると摩擦損失が減少し、圧力損失が減った分圧力が下降する。熱負荷 1000[W] の場合、熱貫流率は流量の変化に対してあまり変わらないので流体温度と蒸発器表面温度の温度差が維持されるが、圧力変化による飽和温度の変化によって EV 表面温度が変化する。

(ii) 蒸発器熱貫流率の変化

作動流体流量をステップ変化させた時の各流量に対する熱貫流率の結果を図 5.7(a)～(c)、図 5.8(a)～(c)に示す。熱負荷 600[W]、1000[W]の場合(図 5.7(b), (c), 図 5.8(b), (c))の位置 6～8、つまり飽和沸騰領域においては作動流体流量の変化に対して熱貫流率は殆ど変化していない事が分かる。

以上より、潜熱利用流体ループ式熱制御システムにおいて作動流体流量のみによって EV 表面温度を制御するには、流体温度を作動流体流量変化によって変えられるように蒸発器内に占めるサブクール領域を大きくして運転することになる。しかし、蒸発器内のサブクール沸騰領域が増加することで熱負荷変化や圧力変化に対する EV 表面温度の時定数がクォリティに大きく左右されるばかりか、圧力変化に対する温度応答が安定しないこと、さらには蒸発器出口クォリティが小さい事は作動流体の潜熱を効率よく利用しているとは言えない。このため、システムを安定して制御するという点で不適當であると言える。

5.3 圧力変化

(i) EV 表面温度変化量

ACM 圧力を 140[kPa]から変化させた時の EV 表面温度の変化量を図 5.9(a), (b)に示す。図 5.9(a)は銅製蒸発器の場合の温度変化量、図 5.9(b)はアルミ製蒸発器の場合の温度変化量を示す。

図 5.9(a), (b)に示すように、EV 表面温度は圧力変化量に対して線形的に変化している。これは、作動流体の蒸気圧曲線がこの範囲においてほぼ線形である事から、圧力変化に対する熱貫流率の変化量が各熱負荷において大きく変わらない事を意味している。ただし、熱負荷 200[W]の時、図 5.9(a)では位置 2～6、図 5.9(b)では位置 2～3 で圧力を増加させても EV 表面温度の変化が見られない。これは、流体が液単相域にあり、圧力上昇による飽和温度の変化の影響が無いためである。

(ii) 蒸発器熱貫流率の変化

ACM 圧力を 140[kPa]から変化させた時の EV 熱貫流率を図 5.10(a), (b)に示す。図 5.10(a)は銅製蒸発器の場合の EV 熱貫流率、図 5.10(b)はアルミ製蒸発器の場合の EV 熱貫流率の値を示す。

図 5.10(a), (b)に示すように、600[W]、1000[W]の場合の位置 5～8、つまり飽和沸騰領域においては圧力の変化に対して熱貫流率は殆ど変化していない事が分かる。しかし、熱負荷 200[W]の時、あるいは 600[W]でも蒸発器の位置 2～4 のサブクール沸騰領域では、圧力の上昇に対して熱貫流率は低下している。これは、圧力の上昇によってサブクール沸騰が抑制されるためである。

銅製蒸発器の場合の熱貫流率は、アルミ製蒸発器の場合の 1.2～1.5 倍であった。こ

これは、銅製蒸発器の内径が 6[mm]であったのに対し、アルミ製蒸発器の内径が 8.5[mm]であったことに起因すると考えられる。一般に、円管によって外部から内部の流体に熱を加える場合、内径が小さいほど熱貫流率は向上する。

(iii) EV 表面温度変化の時定数

ACM 圧力を 140[kPa]から変化させた時の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を図 5.11(a), (b)に示す。図 5.11(a)は銅製蒸発器の場合の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数、図 5.11 (b)はアルミ製蒸発器の場合の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を示す。

図 5.11(a), (b)に示すように、全体に熱負荷が大きいほど時定数は小さくなっている。ただし、図 5.11(a)において、熱負荷 200[W]時に位置 2~6 では時定数が 0[s]程度になっているが、この時 ACM 圧力を増加させても蒸発器表面の温度変化がほとんどなく、温度変化に要する時間を算出できないためである。

しかし、熱負荷急変の時と同様にクオリティの影響が考えられる。そこで、時定数とクオリティの関係を確認する。ACM 圧力を 140[kPa]から変化させた時の定常後のクオリティに対する EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を図 5.12(a), (b)に示す。図 5.12(a)は銅製蒸発器の場合の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数、図 5.12(b)はアルミ製蒸発器の場合の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を示す。クオリティが大きくなるほど時定数は小さくなり、ほぼ一定値に近づいている。また、時定数はクオリティが非常に小さい領域ではそのクオリティに大きく左右され、サブクール領域に入ると急激に大きくなっている。以上より、ACM 圧力の変化に対する EV 表面温度の変化は蒸発器内のクオリティの状態に強く依存すると言える。

銅製蒸発器の場合の EV 表面温度時定数とアルミ製蒸発器の場合の EV 表面温度時定数を比較すると、アルミ製蒸発器の場合の方が 5[s]程度早いのは、アルミ製蒸発器の熱容量は銅製のその約 0.8 倍であり、熱容量が小さいので時定数が若干小さくなっていると考えられる。

以上のことから、ACM 圧力制御において EV 出口クオリティが非常に小さいと圧力の変化に対して EV 表面温度が線形変化から外れる恐れがある上に、時定数においてもクオリティ変化に対して大きく左右されるため好ましくない。つまり、圧力制御を行うには EV 出口クオリティをある程度以上に保つ事が有効であると考えられる。

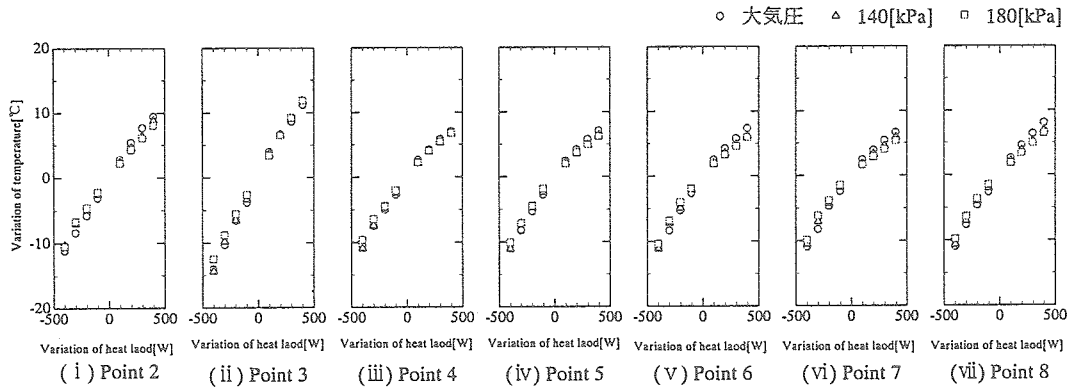


図 5.1(a) 熱負荷変化実験時 EV 表面温度変化量 (銅製蒸発器)

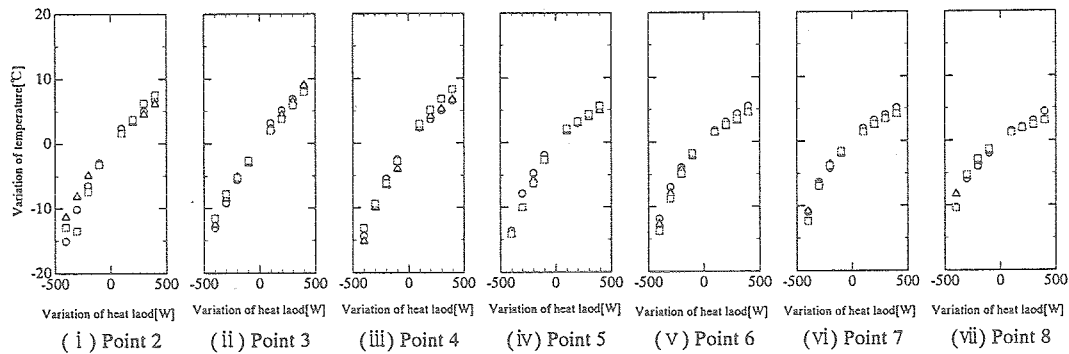


図 5.1(b) 熱負荷変化実験時 EV 表面温度変化量 (アルミ製蒸発器)

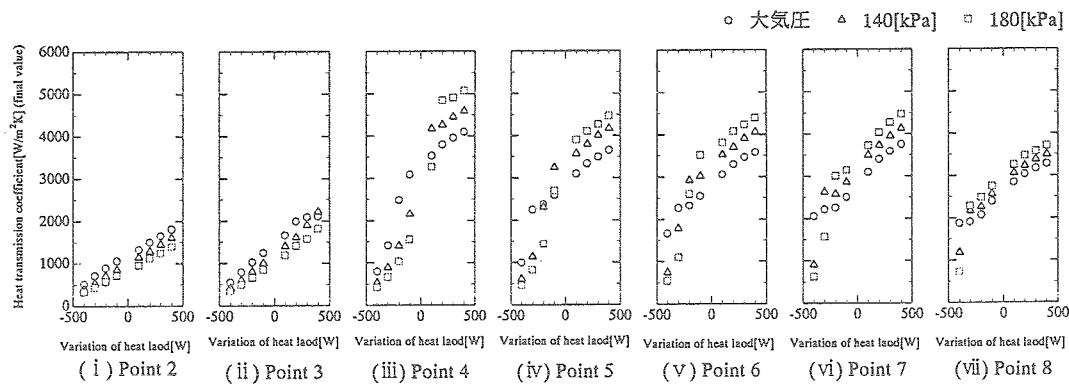


図 5.2(a) 熱負荷変化実験時 EV 熱貫流率 (銅製蒸発器)

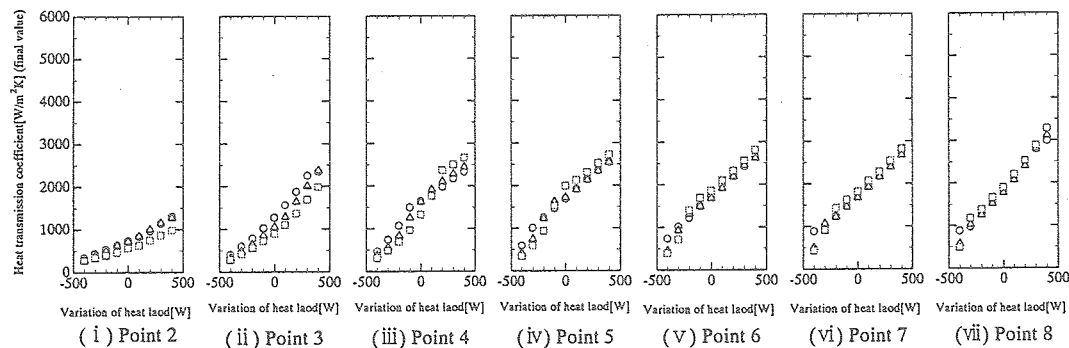


図 5.2(b) 熱負荷変化実験時 EV 熱貫流率 (アルミ製蒸発器)

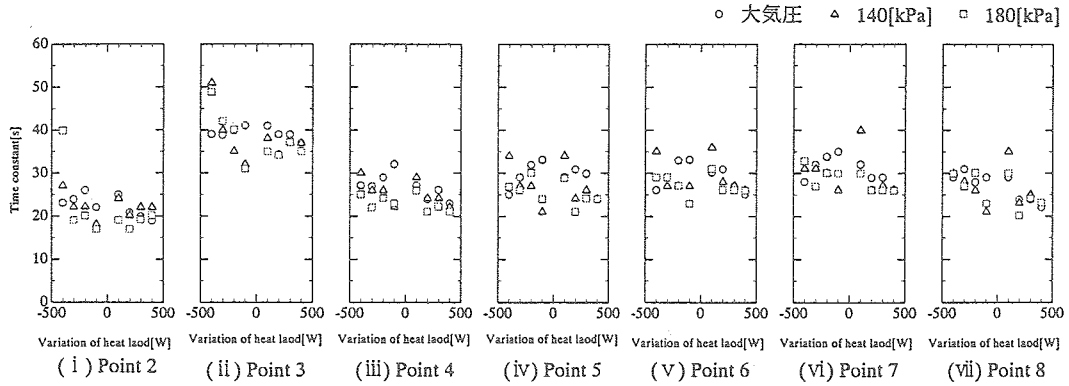


図 5.3(a) 熱負荷変化実験時 熱負荷変化量に対する EV 表面温度変化時定数 (銅製蒸発器)

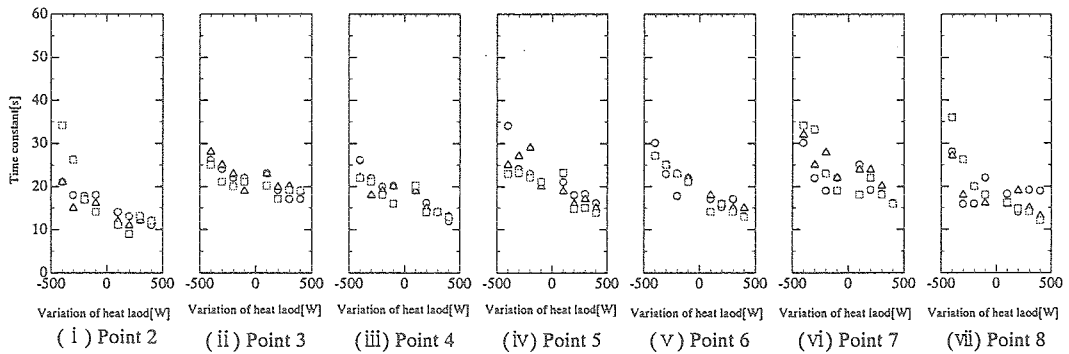


図 5.3(b) 熱負荷変化実験時 熱負荷変化量に対する EV 表面温度変化時定数 (アルミ製蒸発器)

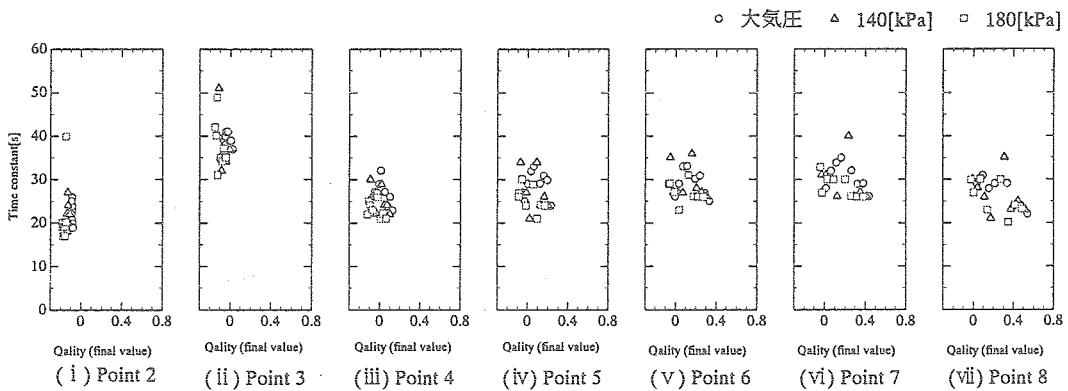


図 5.4(a) 熱負荷変化実験時 クオリティに対する EV 表面温度変化時定数 (銅製蒸発器)

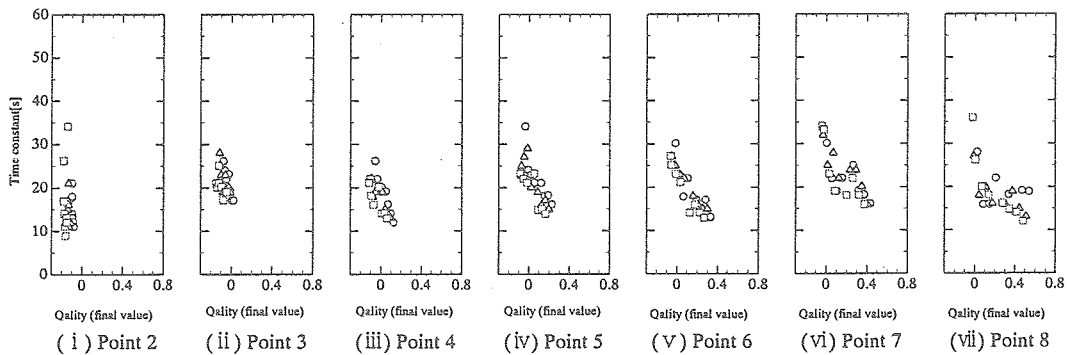
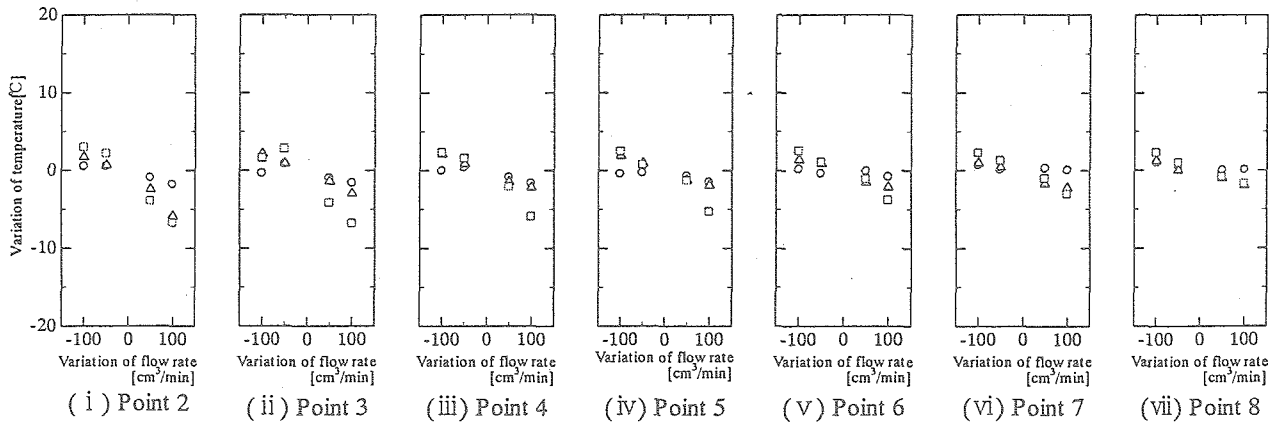
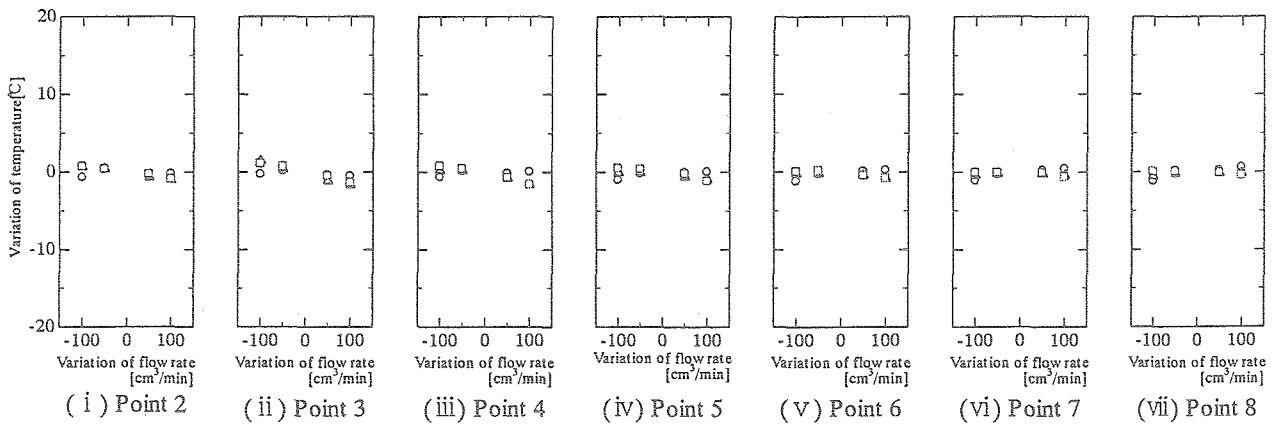


図 5.4(b) 熱負荷変化実験時 クオリティに対する EV 表面温度変化時定数 (アルミ製蒸発器)

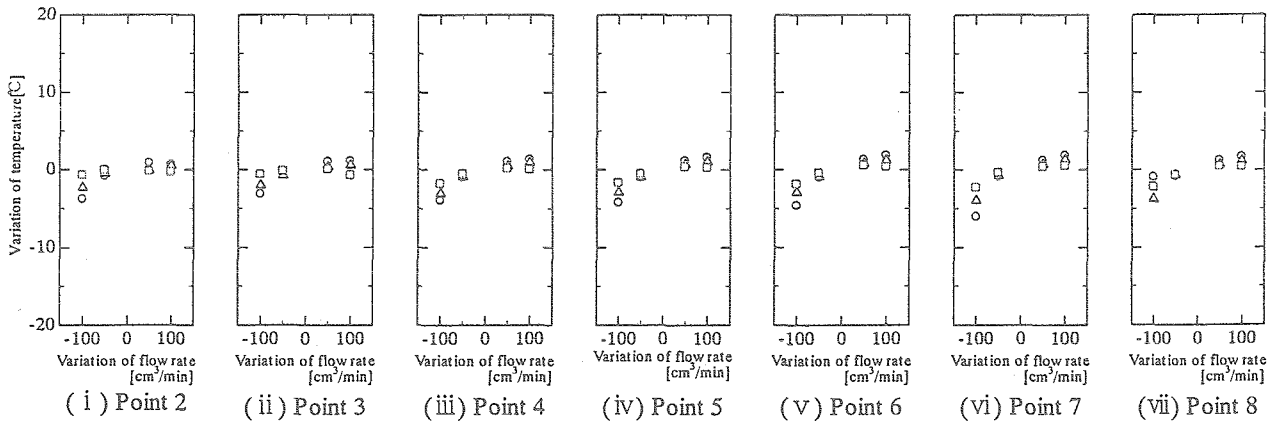
○ 大気圧 △ 140[kPa] □ 180[kPa]



(a) 熱負荷 200[W]



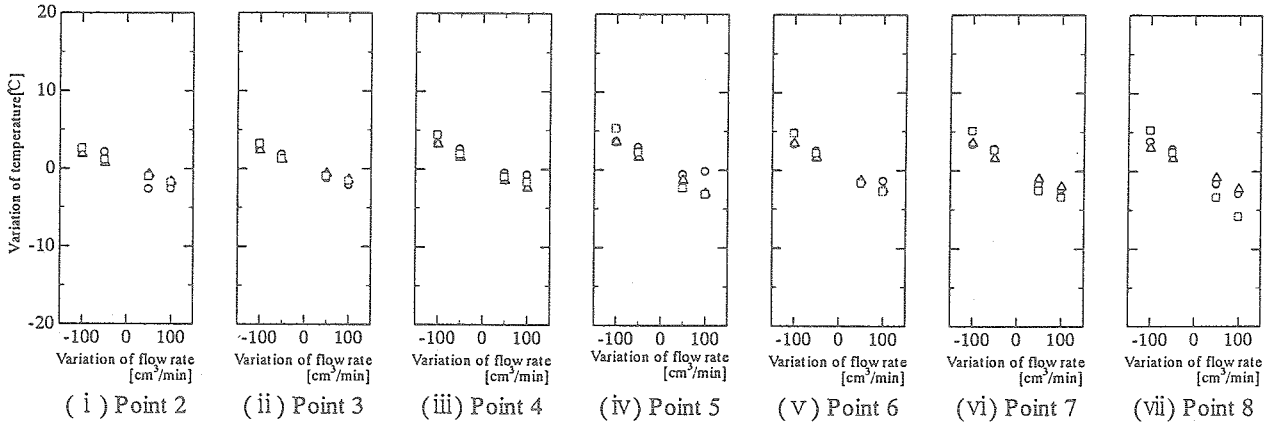
(b) 熱負荷 600[W]



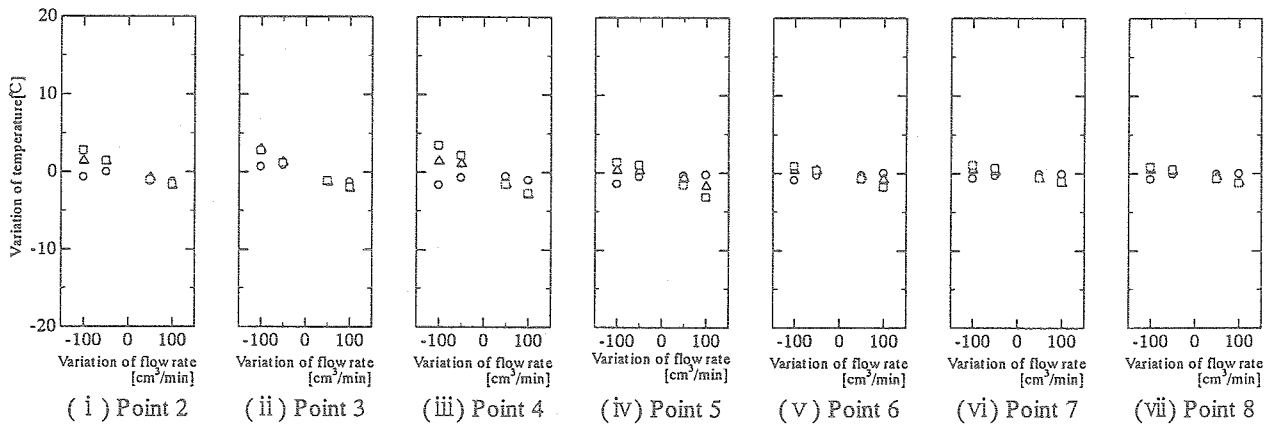
(c) 熱負荷 1000[W]

図 5.5 作動流体流量変化実験時 EV 表面温度変化量 (銅製蒸発器)

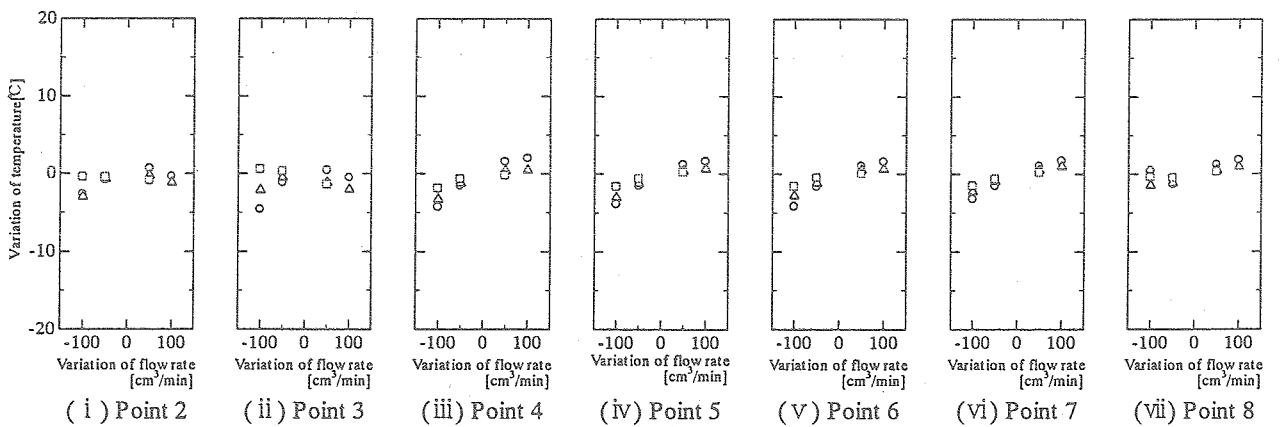
○ 大気圧 △ 140[kPa] □ 180[kPa]



(a) 熱負荷 200[W]



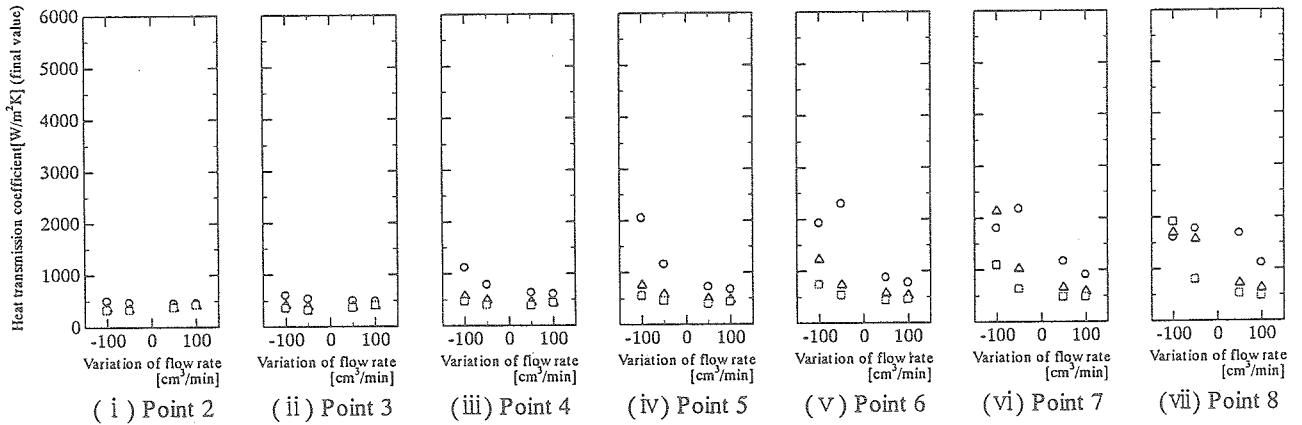
(b) 熱負荷 600[W]



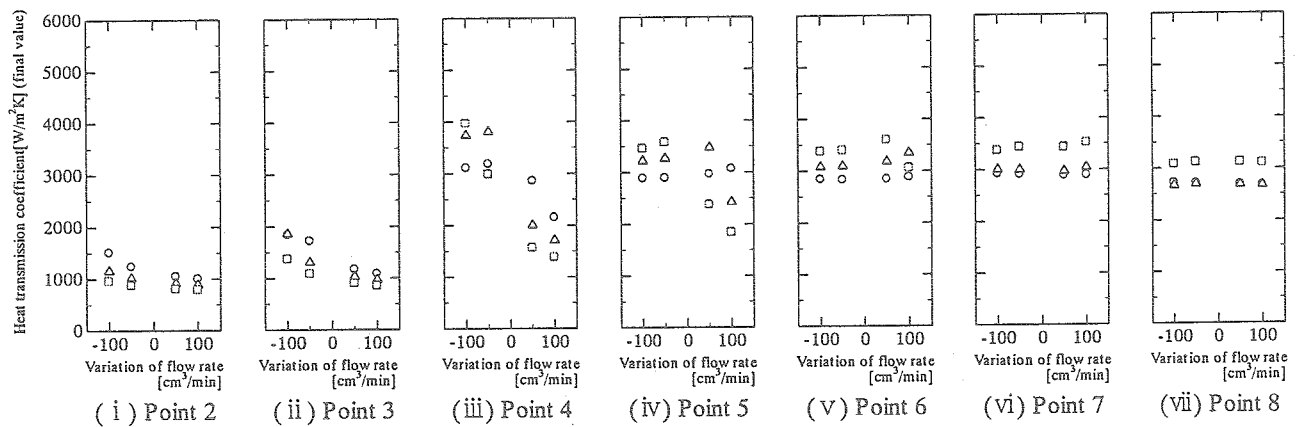
(c) 熱負荷 1000[W]

図 5.6 作動流体流量変化実験時 EV 表面温度変化量 (アルミ製蒸発器)

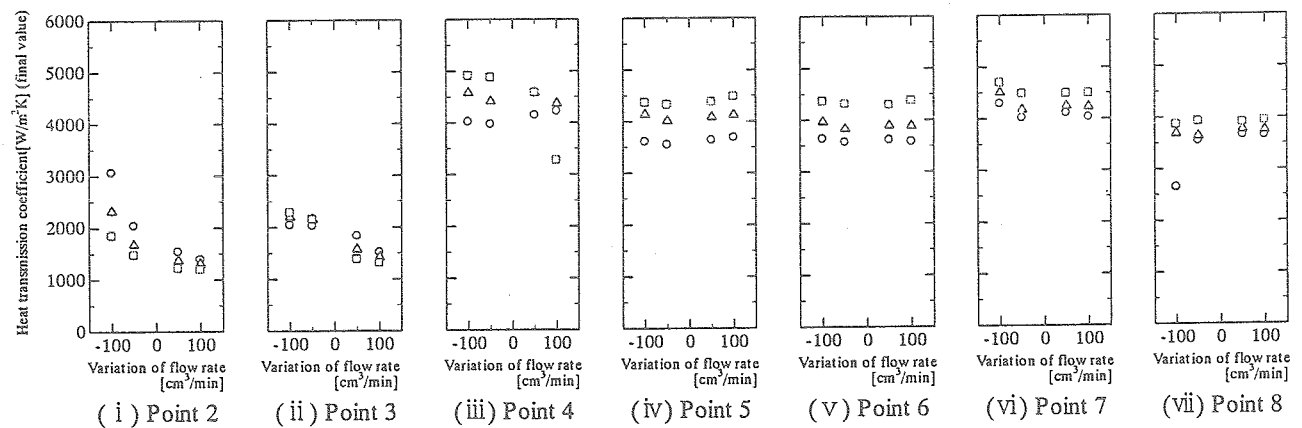
○ 大気圧 △ 140[kPa] □ 180[kPa]



(a) 熱負荷 200[W]



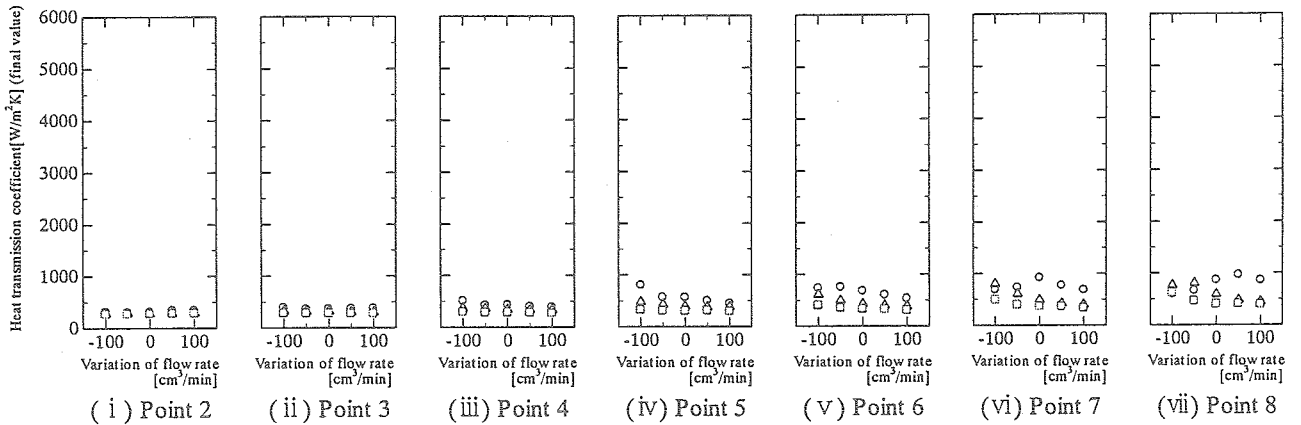
(b) 熱負荷 600[W]



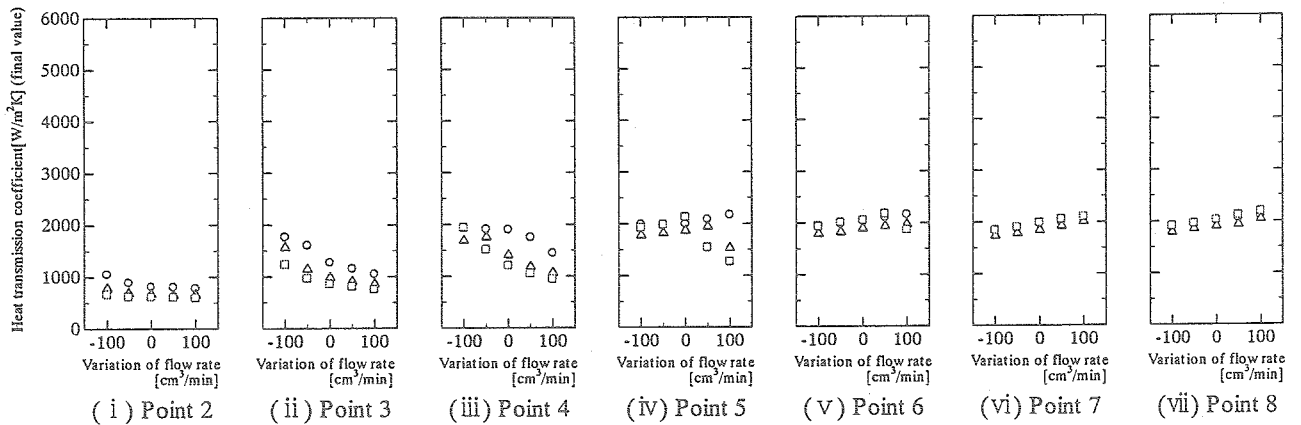
(c) 熱負荷 1000[W]

図 5.7 作動流体流量変化実験時 EV 熱貫流率 (銅製蒸発器)

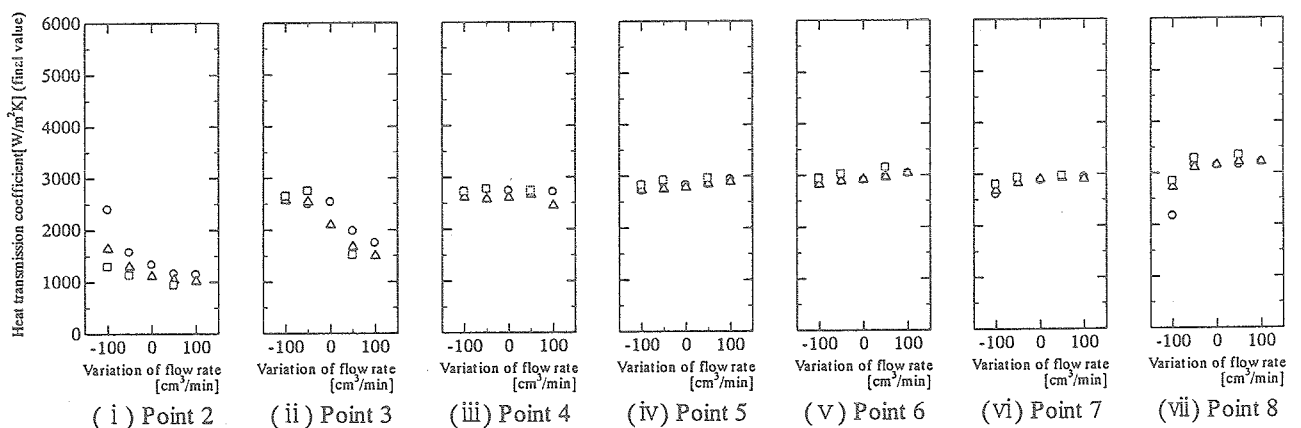
○ 大気圧 △ 140[kPa] □ 180[kPa]



(a) 熱負荷 200[W]



(b) 熱負荷 600[W]



(c) 熱負荷 1000[W]

図 5.8 作動流体流量変化実験時 EV 熱貫流率 (アルミ製蒸発器)

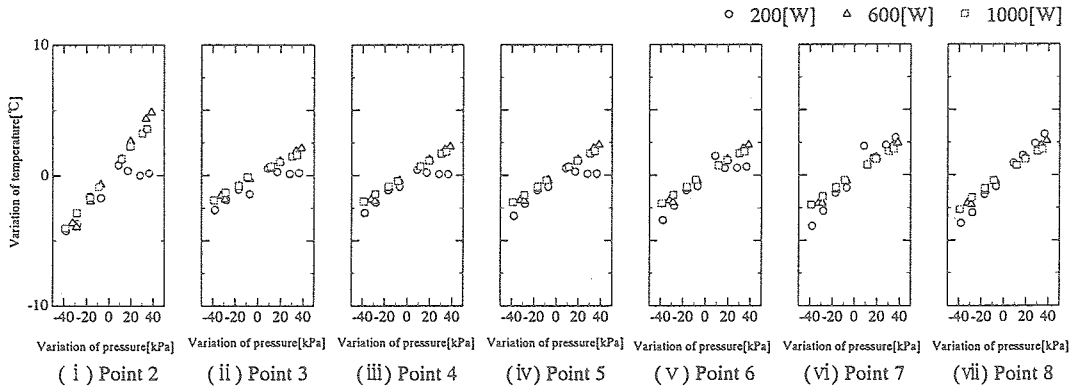


図 5.9(a) 圧力変化実験時 EV 表面温度変化量 (銅製蒸発器)

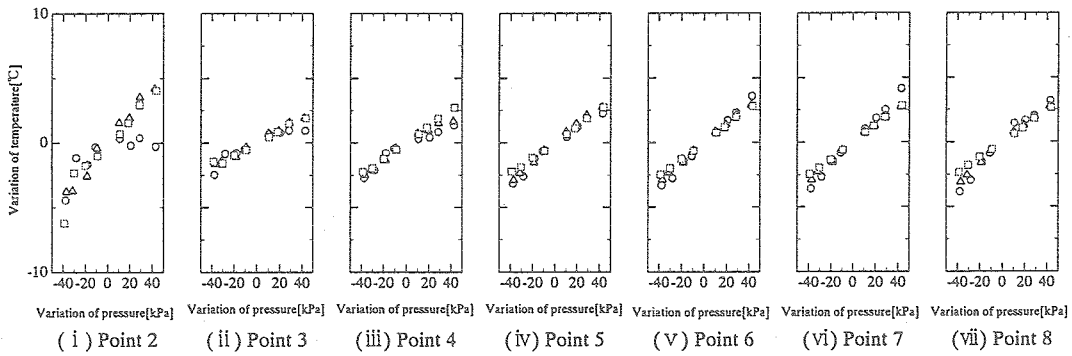


図 5.9(b) 圧力変化実験時 EV 表面温度変化量 (アルミ製蒸発器)

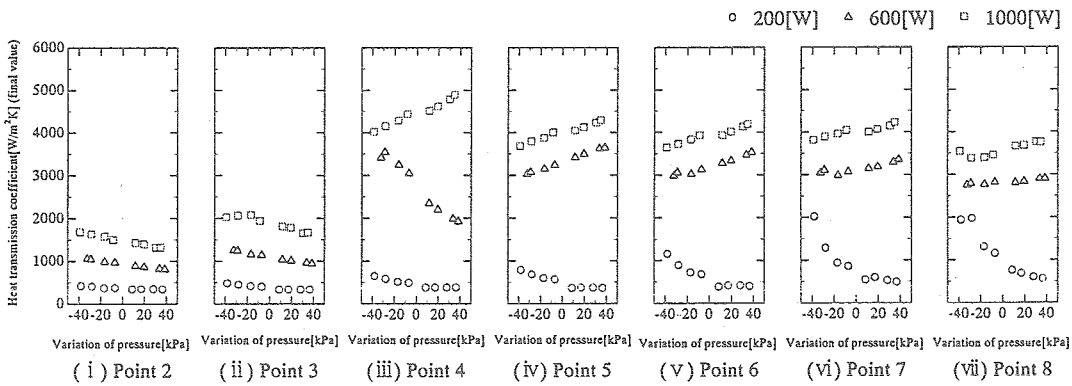


図 5.10(a) 圧力変化実験時 EV 熱貫流率 (銅製蒸発器)

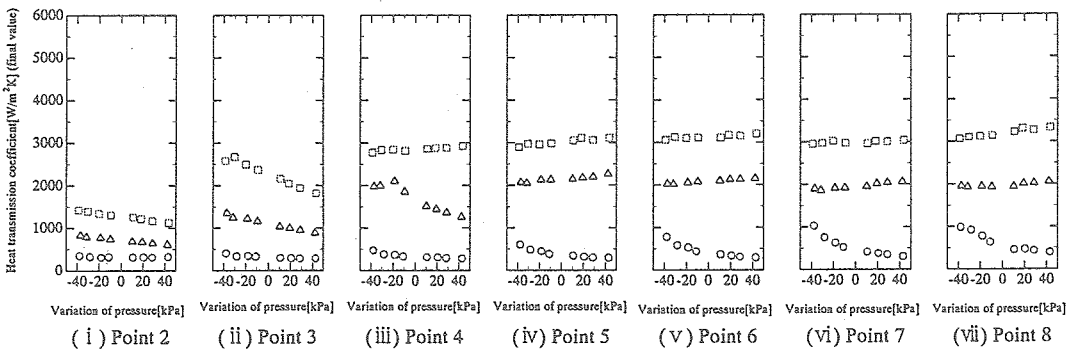


図 5.10(b) 圧力変化実験時 EV 熱貫流率 (アルミ製蒸発器)

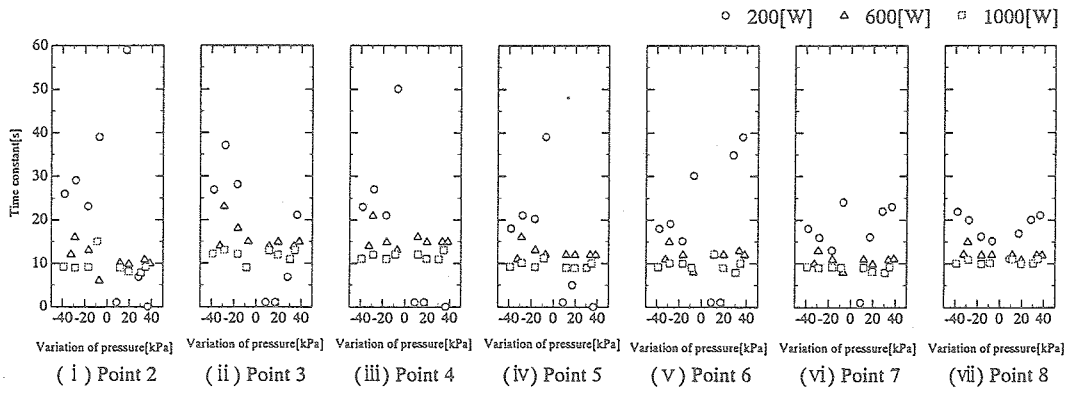


図 5.11(a) 圧力変化実験時 圧力変化量に対する EV 表面温度変化時定数 (銅製蒸発器)

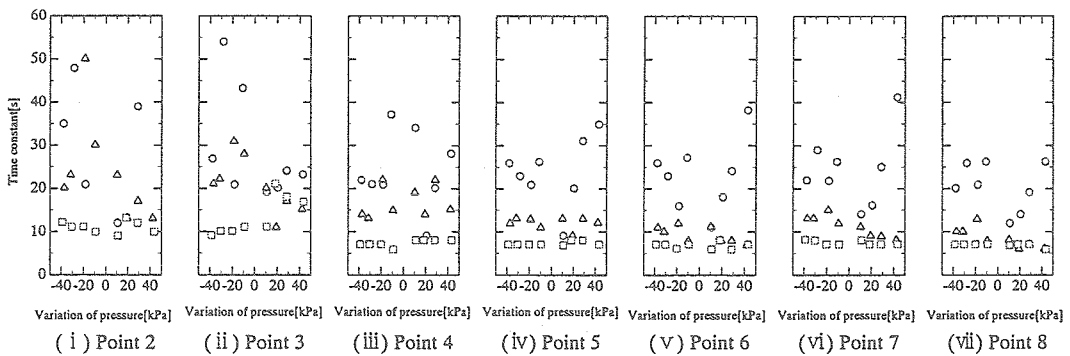


図 5.11(b) 圧力変化実験時 圧力変化量に対する EV 表面温度変化時定数 (アルミ製蒸発器)

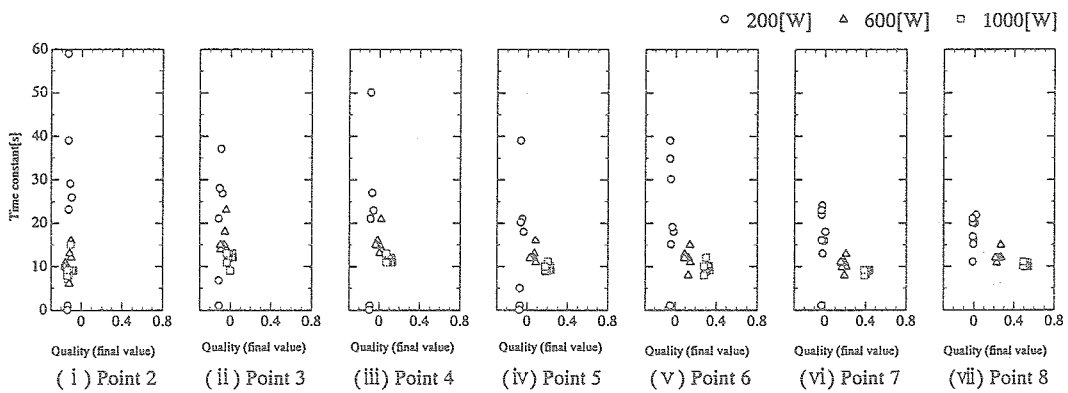


図 5.12(a) 圧力変化実験時 クオリティに対する EV 表面温度変化時定数 (銅製蒸発器)

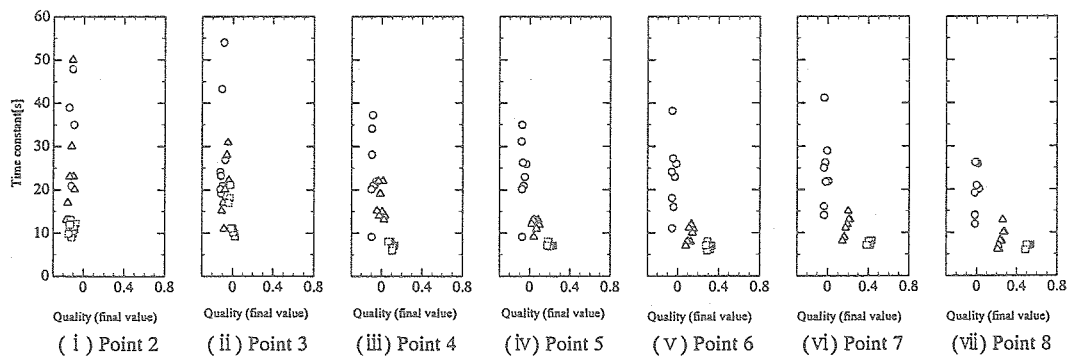


図 5.12(b) 圧力変化実験時 クオリティに対する EV 表面温度変化時定数 (アルミ製蒸発器)

第6章 新しい制御方法の提案

6.1 蒸気バルブ開度操作による蒸発器表面温度制御

従来、潜熱利用流体排熱システムの温度制御にはアキュムレータを用いて、モータ等の機構によって液の流出入をピストン操作する機械式と、蒸気・液部を有するアキュムレータ内の作動流体を加熱・冷却して液を流出入させる熱式と呼ばれる方法がある。しかし、機械式ではモータ等の駆動の必要性から大型／重量増大の問題があり、熱式では微小重力下の蒸発・凝縮機構の必要性や応答時間が機械式に比べて遅いという欠点がある。ここでは、新しい制御方法として蒸発器と凝縮器を結ぶ蒸気輸送管路中にバルブを設置し、その開度を操作する事で蒸発器温度を制御する方法を提案する。蒸気輸送配管に設置されたバルブ（本論文では、以降“蒸気バルブ”と呼称する）の開度を変えることで弁前後での圧力損失が変化するが、弁の流出側にはアキュムレータが存在する。その ACM 圧力が基底圧力となり、弁の流出側の圧力は変化せず、圧力損失の変化は弁上流側の圧力変化に寄与する。つまり、蒸気バルブの開度を変えることで、バルブ上流側に位置する蒸発器内部の作動流体の圧力、温度（飽和）が変化し、制御対象となる蒸発器表面温度が変化する。この方法では、潜熱利用流体ループ式排熱システムをより小型・軽量・簡易化できる可能性がある。

6.2 蒸気バルブ開度変化実験

排熱システムループの蒸気輸送配管にバルブを設置し、蒸発器出口乾き度の比較的高い場合（乾き度 Max.1.0）において蒸気バルブ開度の急変に対するループ内の過渡応答特性について実験により検証する。

6.2.1 実験方法及び実験条件

実験装置全体の概要を図 6.1 に示す。動特性実験で用いた試験ループ（Max.1[kW]）の蒸発器と凝縮器を結ぶ蒸気輸送管に流量調節バルブ（ホワイティー，SS-1RS8MM）を設置する。ただし、蒸発器にはアルミ製蒸発器（第 2 章の節 2.1 参照）を用いた。流量調節バルブの詳細図を図 6.2 に示す。

流量、圧力、温度、熱負荷、EV 出入口間の差圧及び CD 出入口間の差圧は第 2 章の節 2.1 で示した装置で測定した。それらに加え、蒸気バルブ出入口間の差圧を差圧変換器（新興通信工業(株)，DPA-10K）で測定した。記録にはすべてデータロガー（ADVANTEST(株) R7326B）を用い、サンプリング周波数 1[Hz]で記録した。

次に、実験方法を示す。本研究では定常状態から蒸気バルブをステップ状に変化させた時の各応答を調べた。全閉が 9 回転半であるバルブを、初期状態として 5 回転閉めた状態から急開及び急閉操作を行った。また、バルブ操作後も作動流体流量を一定に保つためにポンプの回転数の調節を行った。

実験条件を表 6.1 に示す。各項目の頭のアルファベットは条件を識別するためのもので以降の文章や図において使用する（例えば熱負荷 600[W]，ACM 圧力 140[kPa]，作動流体流量 300[cm³/min]の時に蒸気バルブ閉鎖回転数を 5→8[rev]に変化させる条件は、条件：B1-B-B-B,5→8[rev]と記す）。

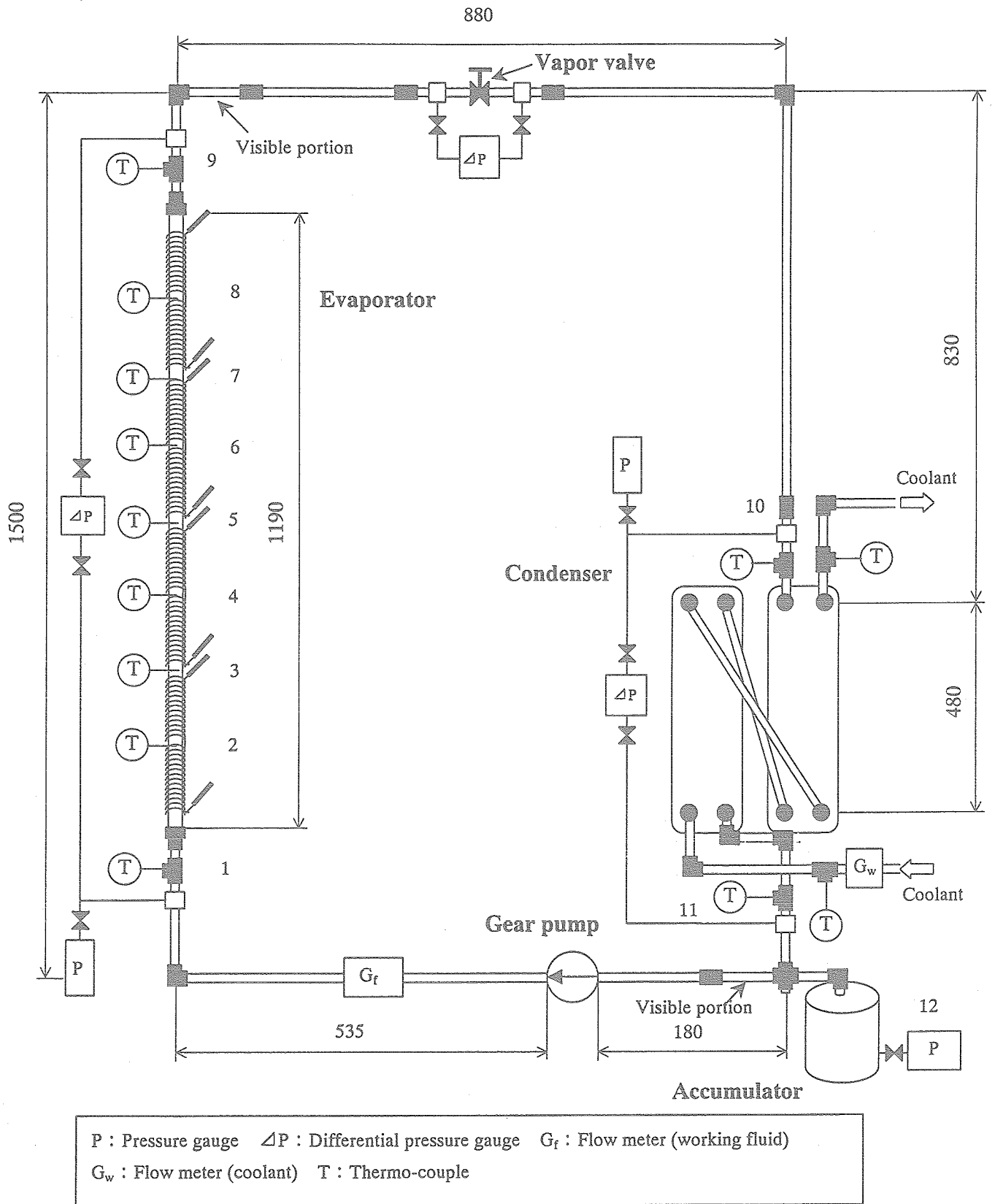


図 6.1 実験装置全体図

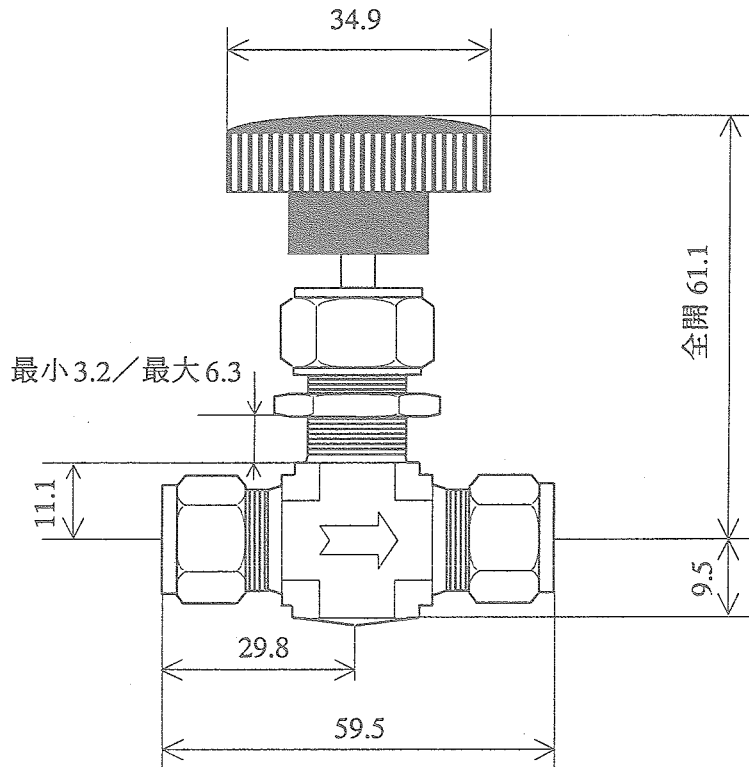


図 6.2 蒸気バルブ詳細図

表 6.1 蒸気バルブ開度変化実験(B1) 実験条件

熱負荷 Q[W]	アキュムレータ圧力 P ₁₂ [kPa]	作動流体流量 G _f [cm ³ /min]	冷却水流量 G _w [l/min]	バルブ閉鎖回転数 [rev]
(A) 200	(A) 101.3(大気圧)	(A) 200	3.0	5→2
(B) 600	(B) 140	(B) 300		5→3.5
(C) 1000	(C) 180	(C) 400		5→6.5
				5→8

ただし、以下の条件は定常状態における脈動発生（付録1参照）、ポンプの性能限界（設定流量を供給できず）のため実験を行っていない。

[脈動発生]

B1-A-A-A, B1-A-A-B, B1-A-A-C

[ポンプの性能限界]

B1-B-A-C, B1-C-A-A, B1-C-A-B, B1-C-A-C,

B1-C-B-B, B1-C-B-C, B1-C-C-B, B1-C-C-C

6.2.2 静特性に関する考察

実験に用いたバルブの圧力損失特性を示す。また、蒸気バルブ開度を変化させる実験を行った際、ループの静的特性を把握するために定常状態になったことを確認し、各点の圧力、温度を測定した。

(i) 蒸気バルブの圧力損失特性

試験ループにおける蒸気バルブの圧力損失の測定結果を蒸気バルブ入口クォリティ(≒蒸発器出口クォリティ)に対して図 6.3(a)~(c)に示す。図 6.3(a)~(c)はそれぞれバルブの閉鎖回転数が 2, 5, 8[rev]の場合で、8[rev]の場合(図 6.3(c))が最も閉じた状態である(全開が 0[rev]で、全閉が 9.5[rev]に相当する)。ACM 圧力 140[kPa]一定のもとで 3 種類の流量(200, 300, 400[cm³/min])に対して EV 熱負荷を 1[kW]まで変化させ、蒸気バルブ入口クォリティを変化させて蒸気バルブの圧力損失を測定したものである。また、図中には蒸気バルブ入口の圧力に対する飽和温度を各線で示す。圧力損失はクォリティが 0 近傍の単相流に近い場合には 5~10[kPa]の値をとるが、クォリティの増加とともに増大し、閉鎖回転数 8[rev](図 6.3(c))では 300[kPa]に達し、温度も約 40[°C]まで変化させることが可能である。

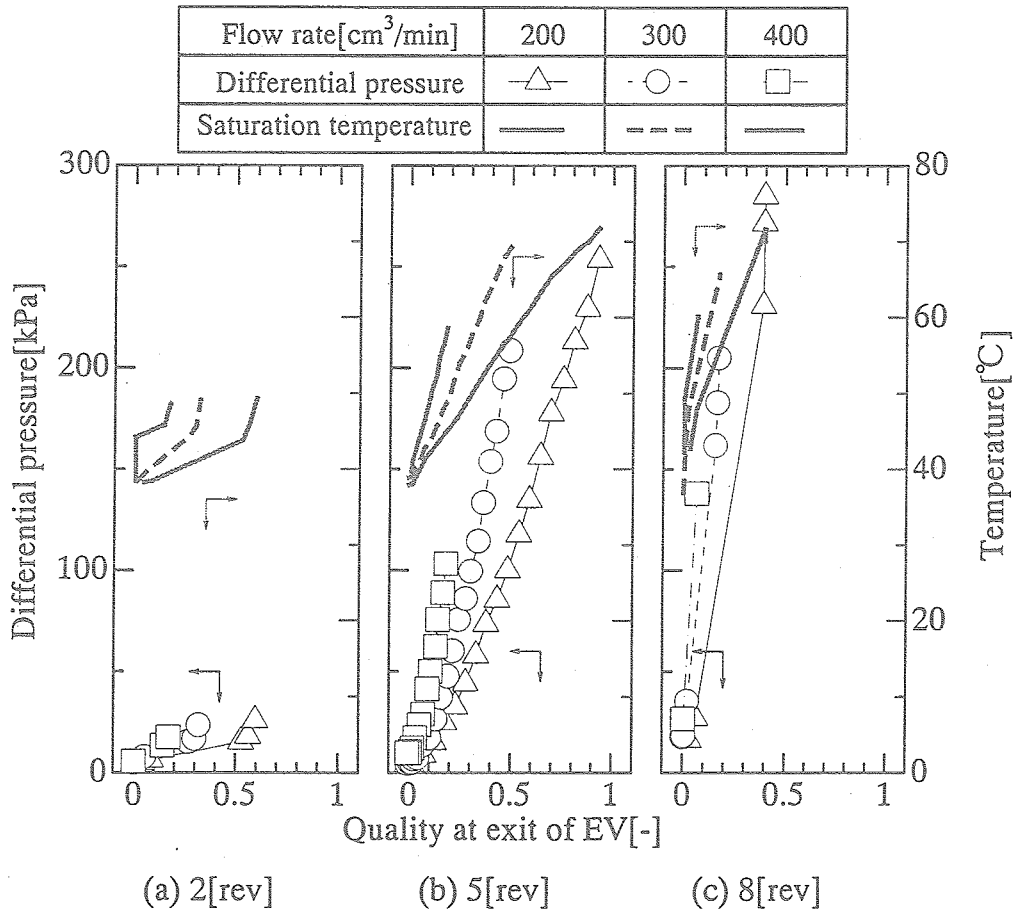


図 6.3 蒸気バルブの圧力損失特性

(ii) 試験ループ静特性

図 6.4(a)～(i)に熱負荷 600[W]時の試験ループの静特性として、圧力、作動流体温度、EV 表面温度 ($T_{2\sim 8}$) および蒸発器内の計算熱平衡クォリティの値を示す。図 6.4(a)～(i)の横軸は図 6.1 に示した各箇所 1～12 に相当する (以降の図中も同様)。EV 表面温度 (図中、破線) と圧力 (一点鎖線) の各記号は測定値で、位置 2～8 での作動流体温度 (実線) とクォリティ (実線) は計算値で、いずれも便宜上、線で結んでいる。

図 6.4(a)～(i)をみると、飽和沸騰を生じている領域では EV 表面温度は長手方向にほぼ一様な温度分布になっていることが確認できるが、クォリティが $x < 0.0$ であるようなサブクール領域では、EV 表面温度は長手方向に線形的な温度分布となる。バルブ閉鎖回転数が大きくなる程 EV 圧力が増加し、それにより流体の飽和温度も上昇している。流体温度の上昇のため、EV 表面温度もバルブ閉鎖回転数が大きくなるほど上昇している。また、同一熱負荷及び流量における静特性を比較することによって、バルブ閉鎖回転数が大きくなる程、蒸発器内で流体温度が線形に変化する領域が広がっていることよりサブクール沸騰領域が拡大していることがわかる (図 6.4(a)～(c)参照)。図 6.3(c), (f), (i)から、バルブ閉鎖回転数が 8[rev]の時、作動流体流量が小さい程 EV 圧力が高くなっている。これは、作動流体流量が小さい蒸気バルブ入口でのクォリティが大きくなり、バルブ特性から圧力損失が増加するためである。

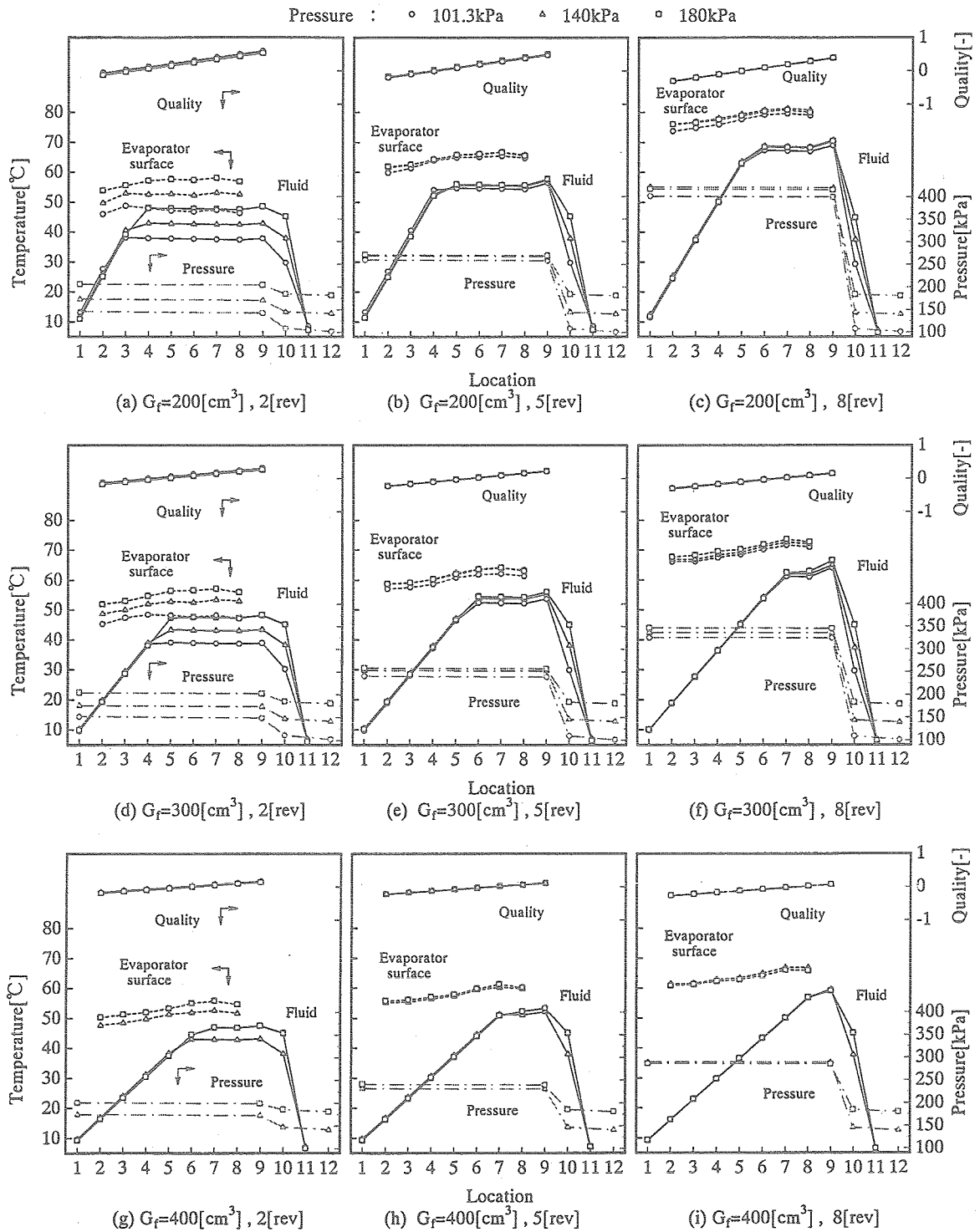


図 6.4 蒸気バルブ設置時の潜熱利用流体ループの静特性 (アルミ製蒸発器)

6.2.3 動特性実験結果

定常状態から蒸気バルブ開度をステップ変化させた時の圧力、差圧、作動流体温度、EV 表面温度、熱量の時間応答を示し、それらについて考察する。

蒸気バルブを絞った結果を ACM 圧力 140[kPa]、熱負荷 600[W]、作動流体流量 300[cm³/min]で、バルブ閉鎖回転数を 5[rev]から 8[rev]に変化させた条件：B1-B-B-B,5→8[rev]の例を代表として図 6.5(a)~(c)に、蒸気バルブを開いた結果を ACM 圧力 140[kPa]、熱負荷 600[W]、作動流体流量 300[cm³/min]で、バルブ閉鎖回転数を 5[rev]から 2[rev]に変化させた条件：B1-B-B-B,5→2[rev]を代表例として図 6.6(a)~(c)に示し、実験における全体的な応答結果について以下に示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 6.5(a)に示すように、EV 圧力 (P_1) は蒸気バルブを絞ると一次遅れの (時定数 40[s]) に変化して、250[kPa]からほぼ 340[kPa]に整定している。一方、蒸気バルブ流出側 (P_{10} , P_{12}) の変化は小さく、2[kPa]程度である。これは、蒸気バルブの開度を変えることでバルブ前後での圧力損失が変化するが、弁の流出側にはアキュムレータが存在するため、その ACM 圧力 (P_{12}) が基底圧力となり、弁の流出側の圧力は変化せず、圧力損失の変化は弁上流側の圧力変化となるためである。差圧は図 6.5(a)に示すように、バルブを絞ると EV 差圧、CD 差圧は各々 2, 1[kPa]程度減少している。これは蒸発器の圧力が上昇し沸騰が抑制され、蒸発量 (クオリティ) が減少したためと考えられる。

逆に、蒸気バルブを開くと図 6.6(a)に示すように、EV 圧力 (P_1) は時定数 13[s]の一次遅れ状に 70[kPa]程度減少している。これも蒸気バルブを絞る時と同様、蒸気バルブを開くことでバルブ前後での圧力損失が減少、CD 圧力 (P_{10}) や ACM 圧力 (P_{12}) が基底圧力となり圧力損失の変化はバルブ上流側の圧力降下となって表れたと考えられる。また、蒸気バルブを開くと ACM 圧力および CD 圧力 (P_{10}) は 2[kPa]程度上昇している。図 6.6(a)に示すように、差圧はバルブを開くと、EV 差圧、CD 差圧共に 1[kPa]程度大きくなっている。これは、蒸発器で生じる蒸気量 (クオリティ) が増加したためである。

(ii) 温度応答

図 6.5(b)に示すように、蒸気バルブを絞ることによって EV 出口での流体温度 (T_9) は 53[°C]から 64[°C]へ時定数 40[s]の一次遅れ状に約 11[°C]上昇する。一方、CD 入口での流体温度 (T_{10}) は蒸気バルブを絞った直後は約 1[°C]減少し、最終的に初期値より 0.4[°C]減少している。CD 出口での流体温度 (T_{11}) は熱負荷変化後もほぼ変化していない。EV 出口ではバルブ開度の変化の前に作動流体は飽和温度に達しており、バルブ開度の変化にともなう圧力変化 (図 6.5(a)参照) によって飽和温度が変化、そのため EV 出口での流体温度が変化した。CD 入口での流体温度 (T_{10}) に変化が少ないのは、CD 入口が蒸気バルブの下流側にあり、バルブ開度の変化による圧力変化は無く、飽和温度も変化しないためである。EV 表面温度 ($T_2 \sim T_8$) は蒸気バルブを閉じると時定数 60[s]程度の一次遅れ状に 9[°C]程上昇している。これは、蒸気バルブを閉じることで蒸発器内の圧力が上昇し、作動流体の飽和温度が上昇、それに伴い EV 表面温度も上昇するためと考えられる。

また、図 6.6(b)に示すように、蒸気バルブを開くと、EV 出口での流体温度 (T_9) は

53[°C]から 45[°C]へ時定数 13[s]の一次遅れ状に減少している。これは EV 出口の作動流体が飽和状態にあり、圧力が変化し飽和温度が変化したためである。CD 入口での流体温度 (T_{10}) は蒸気バルブを開いた直後 1.5[°C]程上昇し、最終的には初期値より 0.3[°C]程度上昇して定常している。EV 表面温度 ($T_2 \sim T_8$) は蒸気バルブを開くと時定数 20[s]程度の一次遅れ状に 10[°C]程度低下している。これは、蒸気バルブを開くことで蒸発器内の飽和圧力が減少し、それに伴って作動流体の飽和温度が減少し、EV 表面温度も減少となったためである。

(iii) 熱量応答

図 6.5(c)をみると、蒸気バルブを絞った直後冷却量が低下し、エネルギーバランスが崩れている。冷却量は冷却水の出入口温度の差から算出しているためである。蒸気バルブを絞った直後に CD 入口の作動流体温度 (T_{10}) が約 1[°C]減少し、それにより冷却水出口温度も約 0.5[°C]程減少している（作動流体と冷却水は対向流である）が、冷却水入口温度は変化していない。従って蒸気バルブを絞った直後冷却水の出入口温度差が小さくなるため冷却量が減少する。しかし、時間が経過するにつれ冷却水の出入口での温度差は変化前と同程度に戻り、バランスが保たれる冷却量に落ち着く。

図 6.6(c)をみると、蒸気バルブを開いた直後冷却量が増加し、エネルギーバランスが崩れている。これは、蒸気バルブを絞った場合の逆に CD 入口の作動流体温度 (T_{10}) が上昇し、それにより冷却水出口温度も上昇、冷却水入口温度は変化していないので冷却水の出入口温度差が小さくなるため冷却量が一時的に増加する。

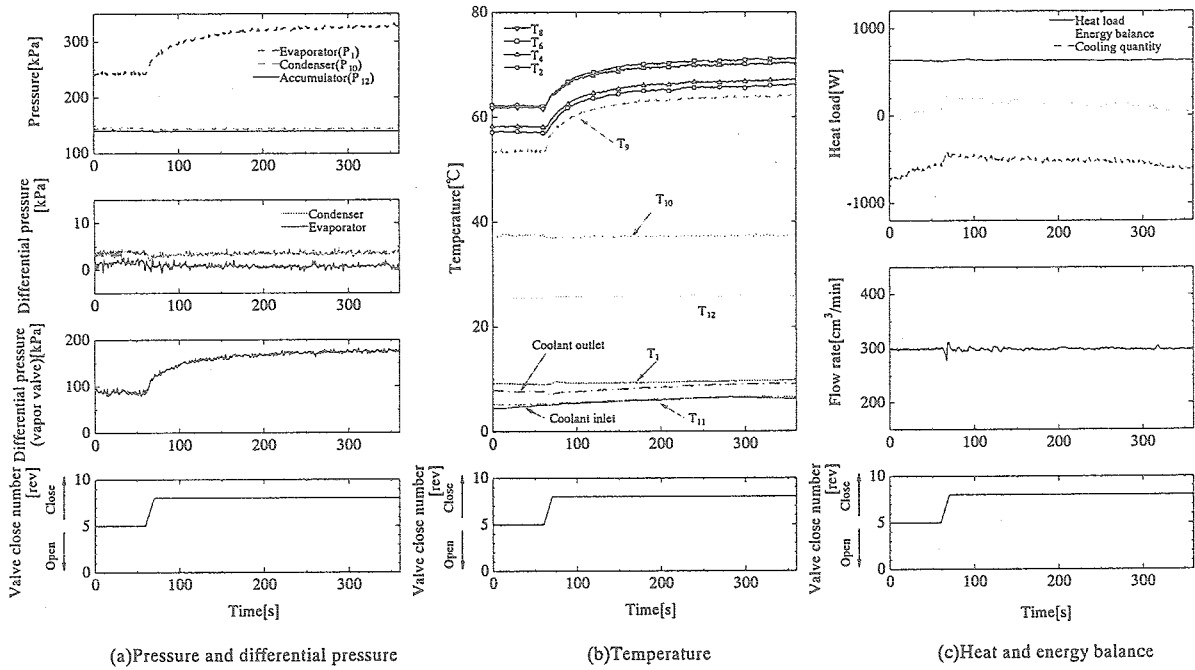


図 6.5 蒸気バルブ閉鎖回転数急増時応答 (条件: B1-B-B-B, 5→8 [rev])

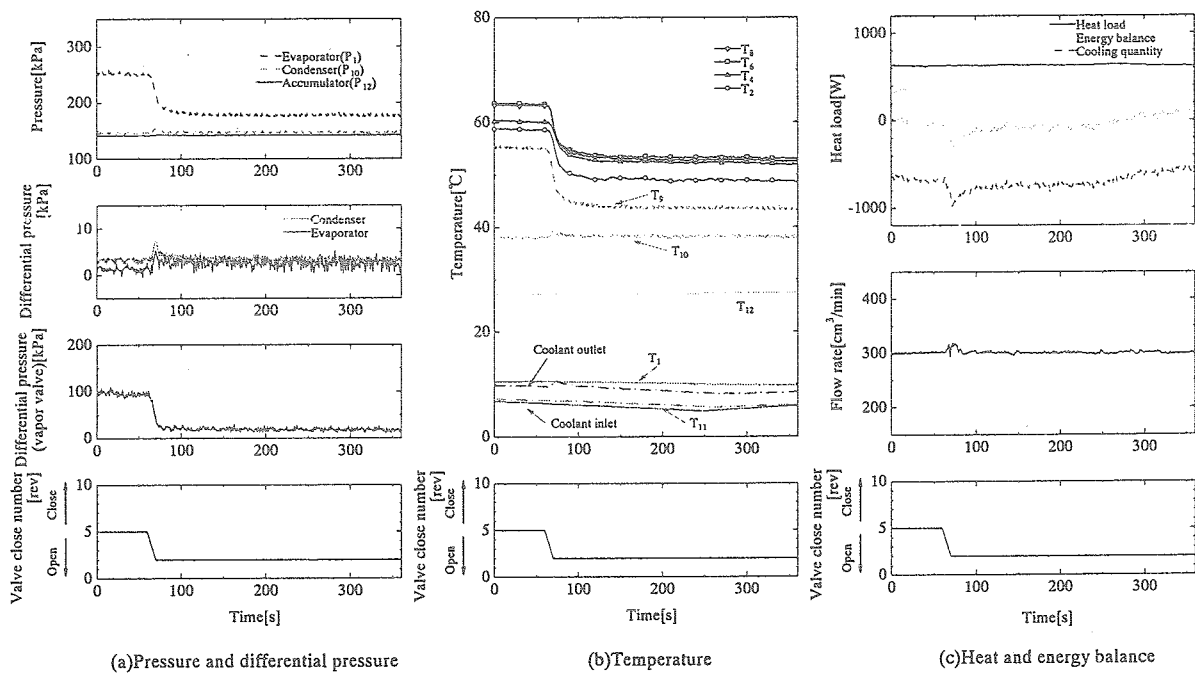


図 6.6 蒸気バルブ閉鎖回転数急減時応答 (条件: B1-B-B-B, 5→2 [rev])

6.2.4 アキュムレータ非接続時の応答

蒸気バルブ開度操作で潜熱利用流体ループの温度を制御する方法では、アキュムレータは制御装置上では不必要となる。従って、アキュムレータの目的をループの圧力脈動の吸収とするならより小型・軽量なものが可能と考えられる。

そこで、試験装置のアキュムレータをループから切り離した場合の蒸気バルブ操作時の応答を確認するための実験を行った。ただし、蒸気バルブ操作後もポンプの回転数の調節により作動流体流量を一定に保った。ACM 初期圧力 (P_{12}) 140[kPa], 熱負荷 (Q) 600[W], 作動流体流量 (G_f) 300[cm³/min], 冷却水流量 (G_w) 3.0[l/min]の節 6.2.3 と同条件 (条件: B1-B-B-B) でバルブ閉鎖回転数を 5[rev]から 8[rev]に急閉した時の応答を図 6.7(a)~(c)に示し、同条件 (条件: B1-B-B-B) でバルブ閉鎖回転数を 5[rev]から 2[rev]に急閉した時の応答を図 6.8(a)~(c)に示す。

(i) 圧力・差圧応答

EV 圧力 (P_1) は図 6.7(a)に示すように、バルブを絞るとアキュムレータを接続した場合と同様に時定数約 60[s]の一次遅れ状に 250[kPa]から 340[kPa]に変化している。一方、CD 圧力 (P_{10}) は 20[kPa]程度減少している。バルブを絞ると蒸発器の圧力が上昇し、ポンプ特性によりポンプ回転数が一定であれば作動流体流量は減少する。実験では、作動流体流量を一定値に保つためにバルブを絞った後ポンプ回転数を増している。そのため凝縮出口-ポンプ入口間にある液がより多量に吸入され CD 圧力が低下した (ACM 接続時もバルブを絞った後ポンプ回転数を増加させたが、アキュムレータから液が供給されるため大きな圧力変化は生じなかった)。また、EV 差圧は蒸気量の減少により 0.5[kPa]程度減少している。

バルブを開いた場合、図 6.8(a)に示すように EV 圧力 (P_1) は時定数約 70[s]の一次遅れ状に 250[kPa]から 190[kPa]に変化している。一方、CD 圧力 (P_{10}) は 20[kPa]程度増加している。これは、バルブを開いた後ポンプ回転数を減少させたため、ポンプによる吸入量が減少し、凝縮出口-ポンプ入口間の液が増し CD 圧力が上昇したものと考えられる (ACM 接続時はアキュムレータに液が吸収されるため大きな圧力変化は生じない)。また、EV 差圧は蒸気量の増加により 1.0[kPa]程度増加している。

(ii) 温度応答

図 6.7(b)より、蒸気バルブを絞ると EV 出口での流体温度 (T_9) は時定数約 80[s]の一次遅れ状に上昇する (54→66[°C])。一方、CD 入口での流体温度 (T_{10}) は蒸気バルブを絞った後は約 5[°C]減少している。CD 出口での流体温度 (T_{11}) は熱負荷変化後もほぼ変化していない。EV 出口、CD 入口では作動流体は飽和状態なのでバルブ開度の変化にともなう圧力変化により流体温度が変化している。EV 表面温度 ($T_2 \sim T_8$) は蒸気バルブを絞ると時定数 80[s]程度の一次遅れ状に約 10[°C]上昇している。

ACM 非接続時に蒸気バルブを開いた場合、図 6.8(b)に示すように EV 出口での流体温度 (T_9) は時定数約 80[s]一次遅れ状に減少する (54→46[°C])。一方、CD 入口での流体温度 (T_{10}) は蒸気バルブを開いた後は約 5[°C]増加している。EV 表面温度 ($T_2 \sim T_8$) は蒸気バルブを開くと時定数 80[s]程度の一次遅れ状に 9[°C]程度減少している。

(iii) 熱量応答

図 6.7(c), 図 6.8(c)より、エネルギーバランスは保たれている。

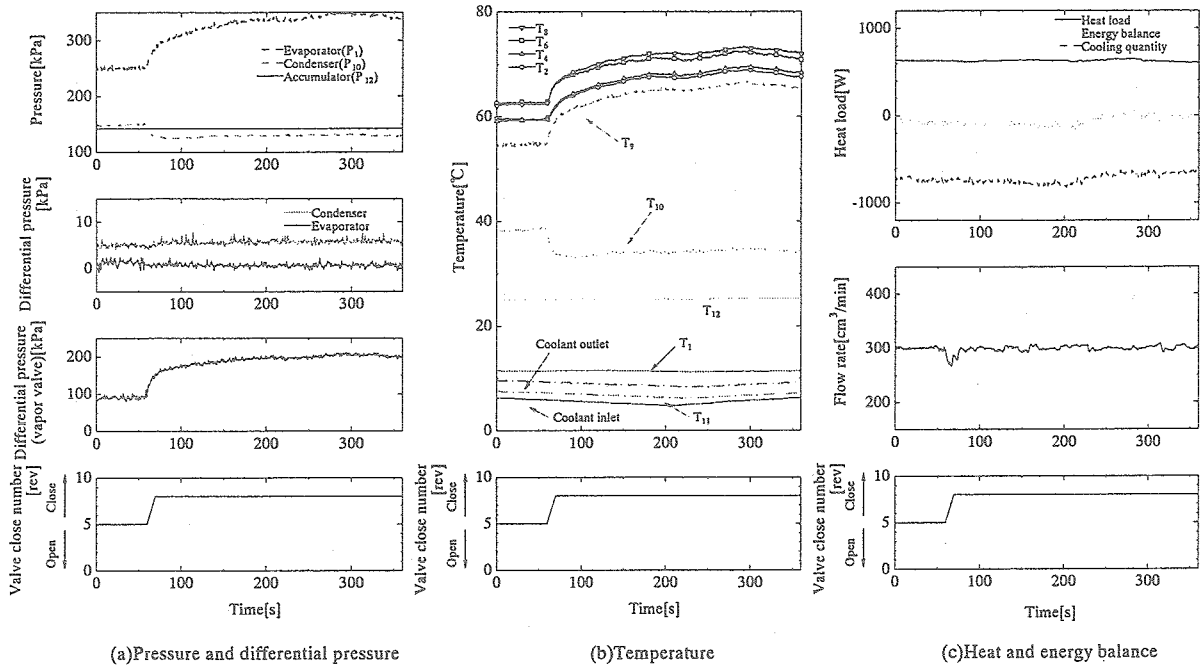


図 6.7 ACM 非接続時における蒸気バルブ閉鎖回転数急増時応答
(条件: B1-B-B-B, 5→8 [rev])

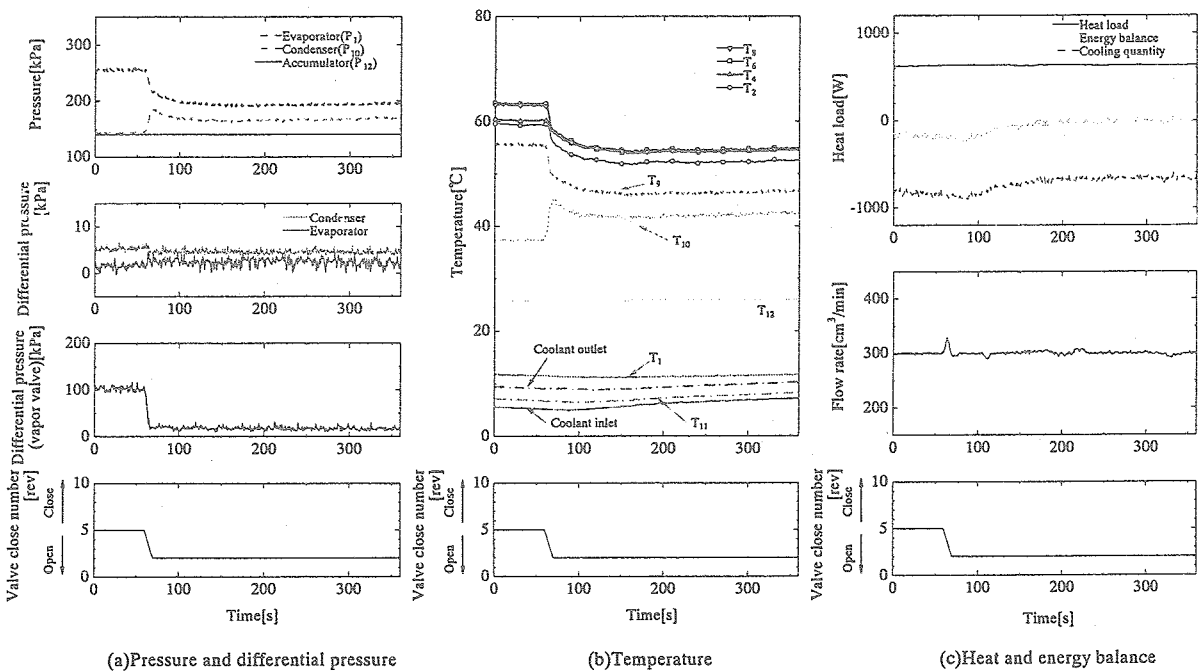


図 6.8 ACM 非接続時における蒸気バルブ閉鎖回転数急減時応答
(条件: B1-B-B-B, 5→2 [rev])

6.2.5 定量的考察

蒸気バルブ開度操作実験において、蒸気バルブ閉鎖回転数変化に対し、ループ全体が定常状態に達したときの EV 表面温度の変化量、EV 熱伝達率及び EV 表面温度変化一次遅れ時定数に関する検討を行い、システムの定量的な特性を考察する。

(i) EV 表面温度変化量

ACM 初期圧力 140[kPa]において蒸気バルブ閉鎖回転数を 5[rev]から±4[rev]変化させた時の EV 表面温度の変化量を図 6.9(a)~(c)に示す。蒸気バルブ閉鎖回転数が増加する(横軸>0)とは蒸気バルブを絞ることを意味し、逆に蒸気バルブ回転数が減少する(横軸<0)とは蒸気バルブを開くことを意味する。図中の Point2~8 は図 6.1 の EV 表面の各点 2~8 を示す(以降の図中も同様)。

蒸気バルブ閉鎖回転数を 5[rev]から増加させると EV 表面温度は増加し、5[rev]から減少させると EV 表面温度は減少しており、その変化は蒸気バルブ閉鎖回転数の変化に対して線形である。

また、蒸気バルブ閉鎖回転数を変化させた場合、EV 熱負荷によって EV 表面温度の変化量が異なる。図 6.9(a)~(c)に示すように、各作動流体流量の場合に熱負荷 200[W]時には蒸気バルブ閉鎖回転数を変化させても EV 表面温度はほぼ変化していないが、EV 熱負荷が 600[W], 1000[W]と大きくなる程 EV 表面温度変化量は大きくなっている。さらに、図 6.9(a), (b), (c)を比較すると EV 熱負荷が同じでも作動流体流量が小さい程蒸気バルブ閉鎖回転数の変化に対して EV 表面温度の変化は大きい。すなわち、蒸発器出口クオリティが大きい条件において EV 表面温度は大きく変化する。バルブ特性より流入する流れのクオリティが大きいほど蒸気バルブの圧力損失が大きいため、蒸発器圧力の変化が大きくなる。つまり、蒸発器内の作動流体の飽和温度変化が大きくなり、EV 表面温度の変化量が大きくなるためである。

(ii) 蒸発器熱貫流率の変化

ACM 初期圧力 140[kPa]において蒸気バルブ閉鎖回転数を 5[rev]から±4[rev]変化させた時の定常後の EV 熱貫流率の値を図 6.10(a)~(c)に示す。図 6.10(a)~(c)に示すように、蒸気バルブ閉鎖回転数の増加に対して熱貫流率は低下している。蒸気バルブの操作によって沸騰状態がサブクール沸騰-飽和沸騰を移行するような点では熱貫流率の変化が顕著である。また、常に飽和沸騰を維持していると思われる点(図 6.10(b)の Point7, 8)では蒸気バルブ閉鎖回転数が増減しても高い熱貫流率を保っている。蒸発器内部がほぼ液単相で満たされている熱負荷 200[W]の場合(作動流体流量 200[cm³/min]時 EV 出口クオリティ約 0.08[-], 作動流体流量 300[cm³/min], 400[cm³/min]の場合の同値はそれぞれ 0.04[-], 0.006[-])には蒸気バルブ閉鎖回転数の操作に対して変化は見られない。

(iii) EV 表面温度変化の時定数

ACM 初期圧力 140[kPa]において蒸気バルブ閉鎖回転数を 5[rev]から変化させた時の EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を図 6.11(a)~(c)に示す。ただし、熱負荷 200[W]の場合は EV 表面温度変化が小さく、時定数を明確に読めなかったため図 6.11 中には示されていない。図 6.11(a)~(c)に示すように、EV 表面温度変化の時定数はほぼ 15~80 秒の範囲にあるが、蒸気バルブ閉鎖回転数が小さくなる(蒸気バルブを開く)ほど

時定数は小さくなり、逆に蒸気バルブ閉鎖回転数が大きくなる（蒸気バルブを絞ると、時定数は大きくなる。図 6.11(a)からは、蒸発器における熱負荷が大きいほど EV 表面温度変化の時定数は小さくなるという傾向が見られる。蒸気バルブを開くと時定数が小さくなるのは、前項 (ii) 蒸発器熱貫流率の変化より、蒸気バルブを開くと EV 熱貫流率の維持・向上が生じて熱の移動が早くなり EV 表面温度が早く定常に達するためである。逆に、蒸気バルブを絞ると時定数が大きくなるのは、蒸気バルブを絞ると EV 熱貫流率が低下し、熱の移動が遅くなり時定数が大きくなると考えられる。

以上より、潜熱利用流体ループ式排熱システムにおいて蒸気バルブ操作によって EV 表面温度を制御するには、蒸気バルブの閉鎖回転数の操作に対して蒸発器圧力が変化するように蒸発器出口クオリティをある程度以上に保つ必要がある。小型・軽量のバルブを用いて簡単な操作のみで蒸発器の表面温度を制御できることは重量的に制限のある宇宙構造物用システムとしては大きな利点であり、蒸気バルブ操作による潜熱利用流体ループ式排熱システムの制御は有効な手法であると考えられる。

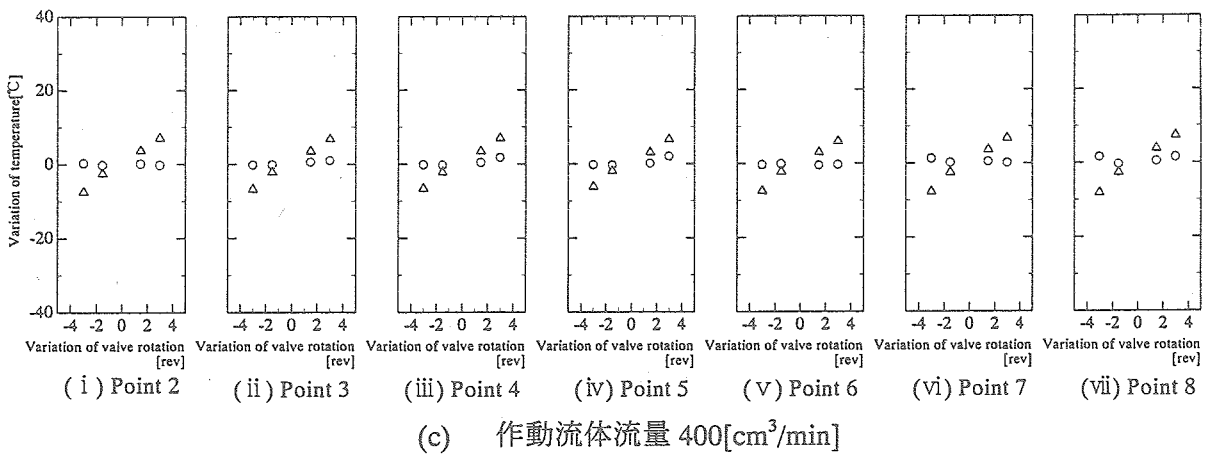
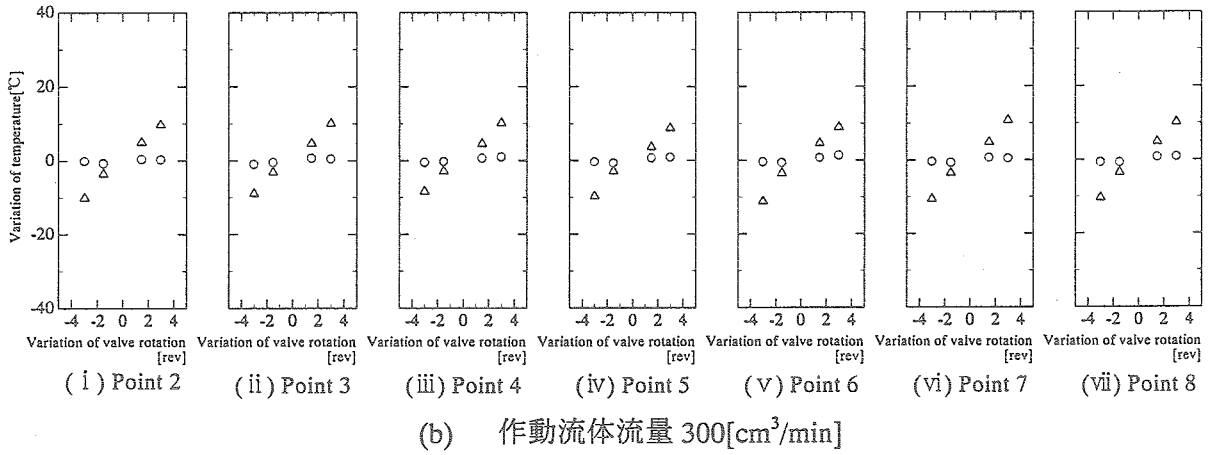
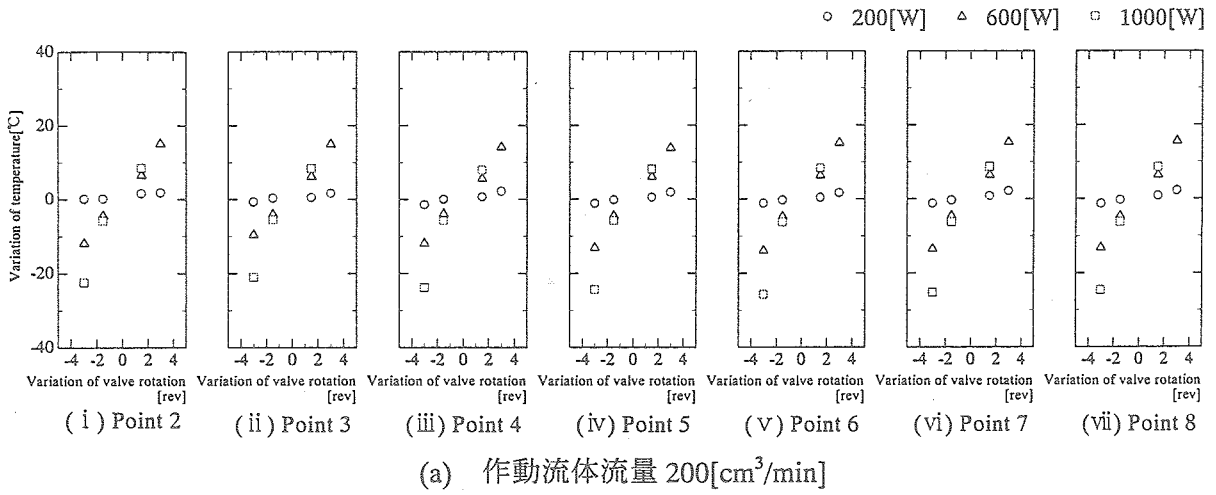


図 6.9 蒸気バルブ開度変化実験時 EV 表面温度変化量

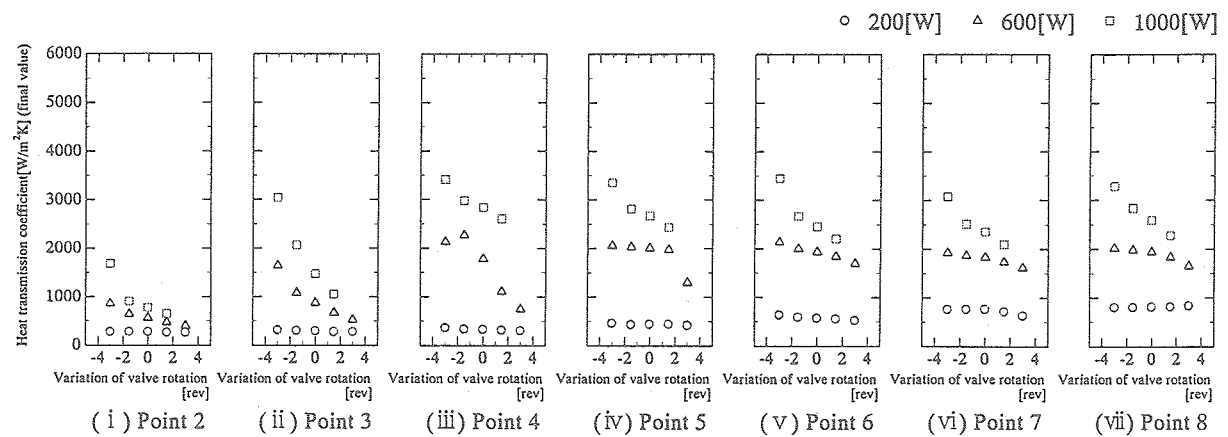
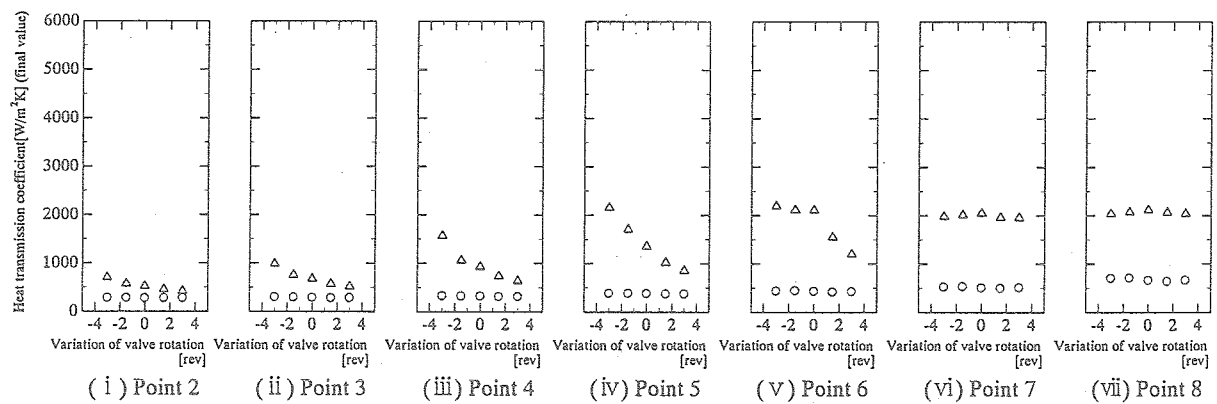
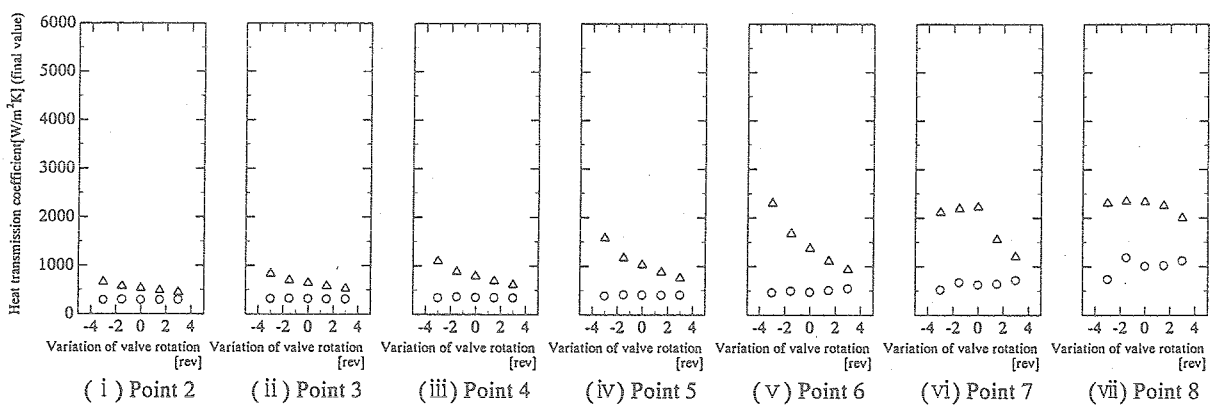
(a) 作動流体流量 200[cm³/min](b) 作動流体流量 300[cm³/min](c) 作動流体流量 400[cm³/min]

図 6.10 蒸気バルブ開度変化実験時 EV 熱貫流率

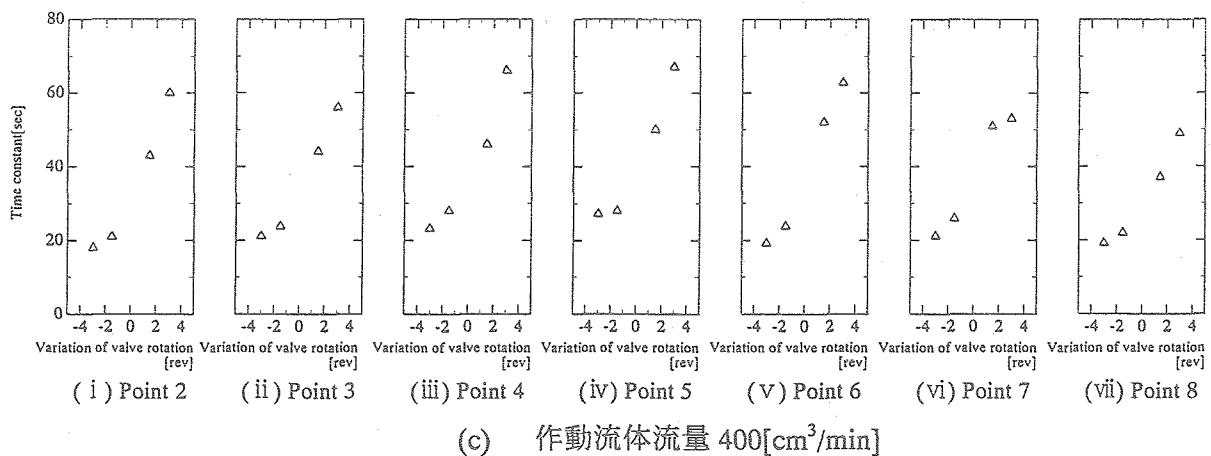
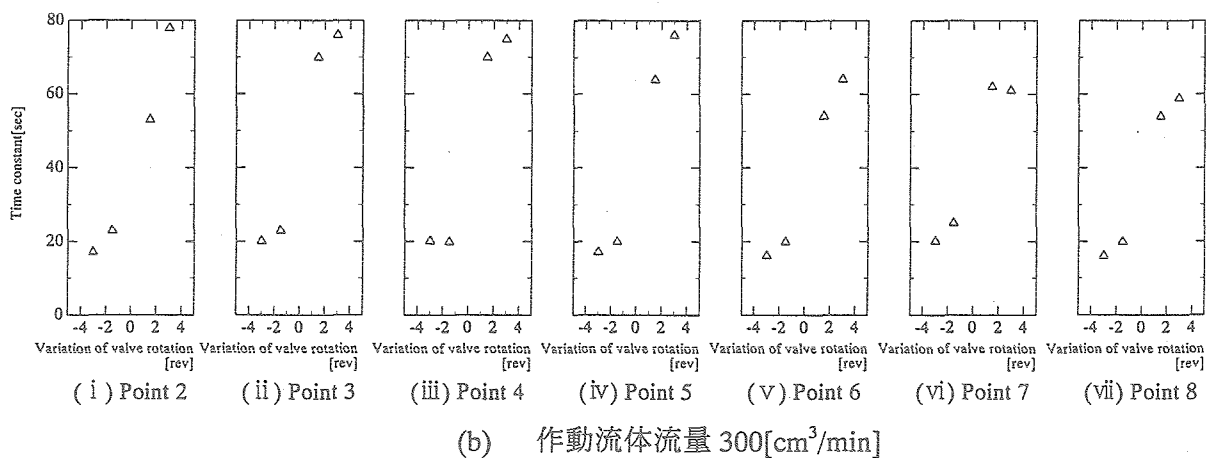
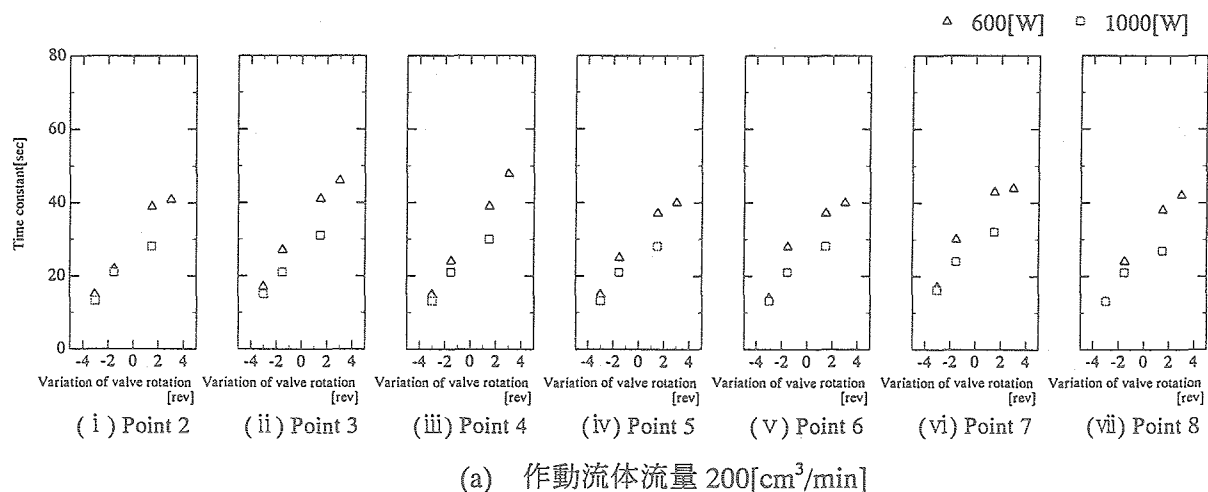


図 6.11 蒸気バルブ開度変化実験時 EV 表面温度変化時定数

6.3 蒸気バルブの自動制御実験

前節 6.2 において、蒸気バルブ開度操作を用いた EV 表面温度制御の可能性が実証できた。ここでは、蒸気バルブ開度変化実験結果を踏まえ、より実用に近い蒸気バルブ操作による EV 表面温度の自動制御実験を行う。実際の排熱システムの目的はコールドプレート上の電子機器やマグネトロンなどの熱源温度を作動許容範囲（例えば、 $100^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ など）に保持することにあるので、発熱量の変化に対して熱源温度を作動許容範囲内に収めるための制御が必要となる。そこで、試験ループに制御用コントローラを接続し、EV 熱負荷を急変させた時に EV 表面温度を検知して蒸気バルブの開度を操作し、EV 表面温度を一定温度範囲内に制御する事を目的に、その時のループの動的応答を調べる。

6.3.1 実験方法及び実験条件

実験には蒸気バルブ開度変化実験で用いた蒸気輸送管に流量調節バルブを蒸気バルブとして設置した試験ループ（Max.1[kW]）を用い、EV 表面温度を検知して、蒸気バルブの開度操作を行う信号を発信するプログラマブルコントローラ（㈱キーエンス、KV-700）を接続する。そして、蒸気バルブに取り付けた 5 相ステッピングモータユニット（オリエンタルモーター㈱、UDX5114 - PK564AW）に信号を送信して蒸気バルブを開閉させる。プログラマブルコントローラ及びステッピングモータの接続図を図 6.12 に示す。

プログラマブルコントローラは任意の制御プログラムが設定可能である。本実験では、EV 表面の現在温度 (T_8) を検知し、その温度が制御目標温度範囲を逸脱するとステッピングモータに信号を発し、ON-OFF 制御により蒸気バルブの開閉を行う（制御イメージを図 6.13 に示す）。制御プログラムのフローを図 6.14 に示す。

流量、圧力、温度、熱負荷、差圧は節 6.2.1 で示した装置で測定する。記録にはデータロガー(ADVANTEST(株) R7326B)を用い、サンプリング周波数 1[Hz]で記録した。

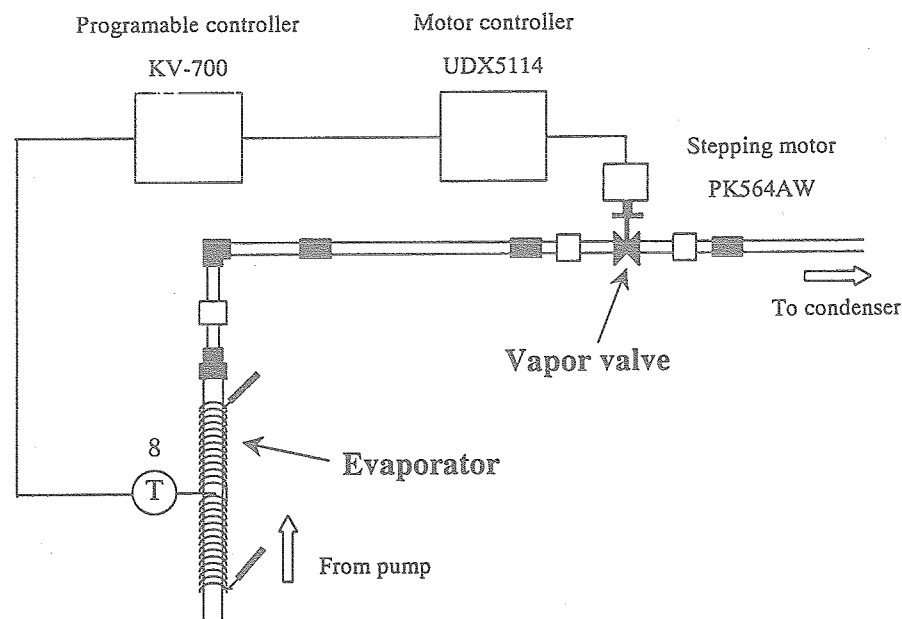


図 6.12 蒸気バルブ制御用各機器接続図

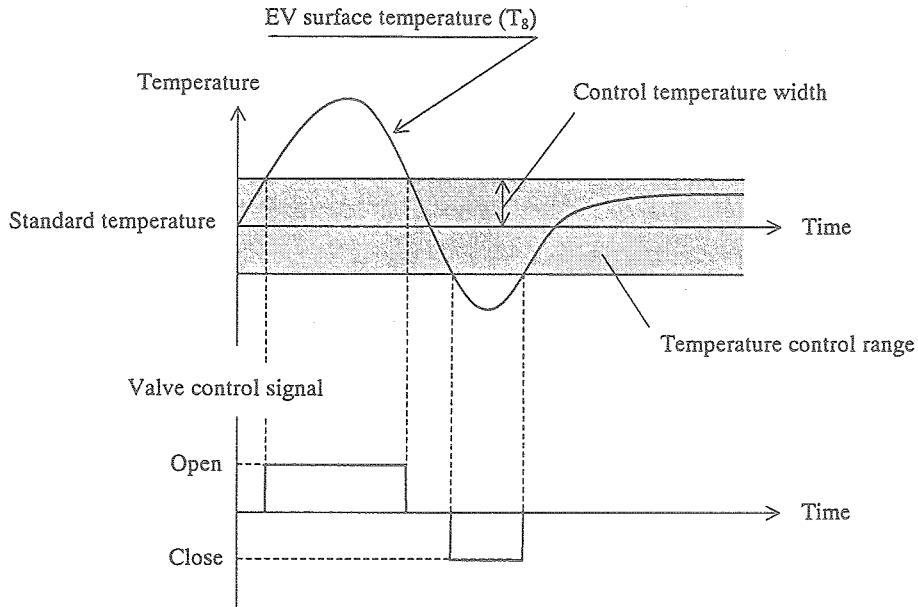


図 6.13 制御イメージ

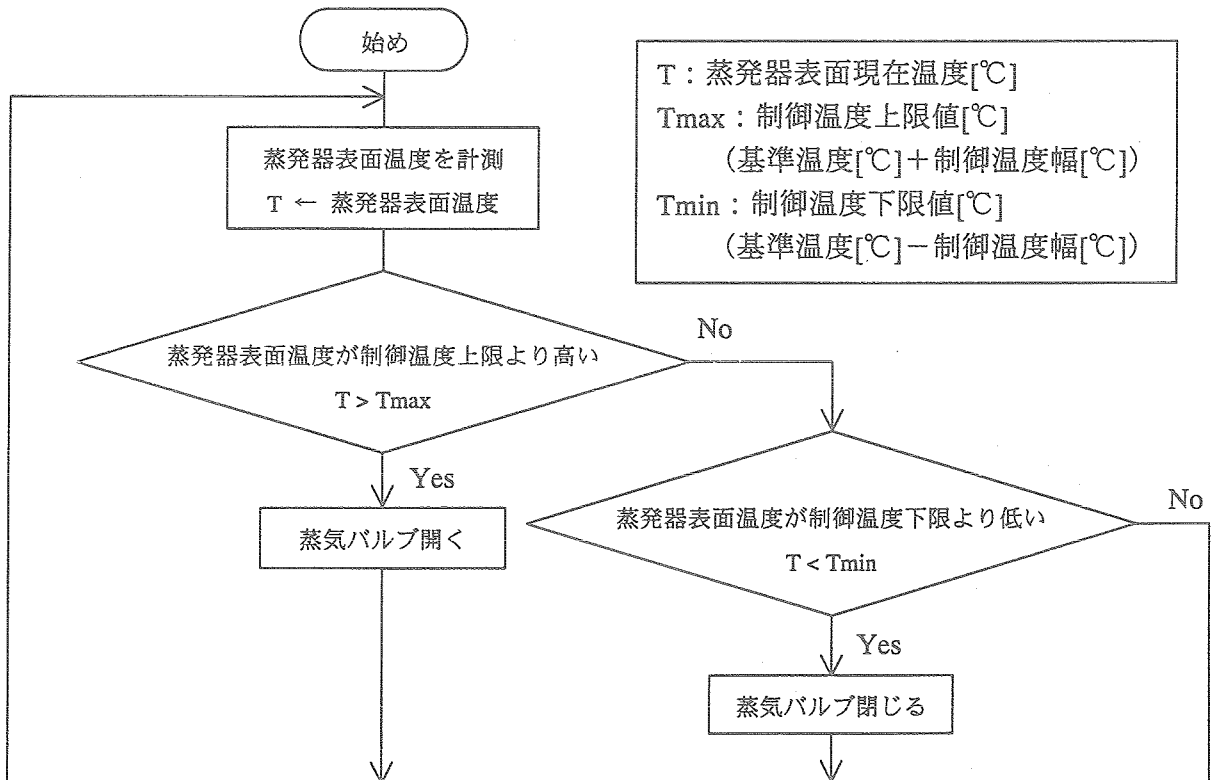


図 6.14 制御フロー

本研究では、アルミ製蒸発器を用いた試験ループにおいて熱負荷変化後の EV 表面温度をコントローラによって検知し、モータに制御信号を送って蒸気バルブを制御する時のループ内の過渡応答特性について研究した。実験手順の流れを図 6.15 に示す。

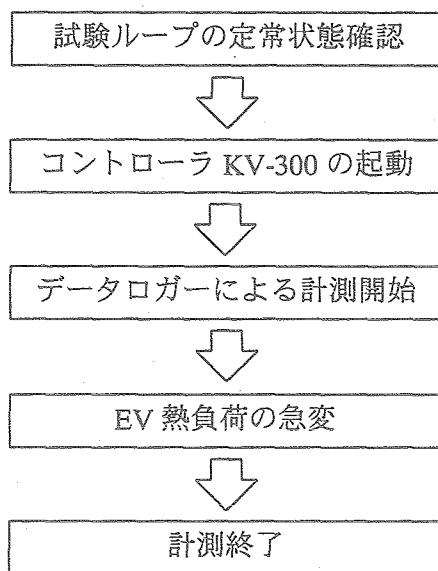


図 6.15 蒸気バルブ自動制御実験の手順

EV 表面温度制御を蒸気バルブ操作によって行う場合のループの最適運転及びコントローラの最適制御を検討するために、各種運転条件、制御条件をパラメータとして比較実験を行った。すなわち、(1) 作動流体流量、(2) 蒸気バルブ回転速度、(3) EV 表面温度制御温度幅 の各比較実験を行った。

(1) 作動流体流量の比較実験

蒸気バルブ単体の圧力特性より、同一のバルブ開度でも作動流体流量によって圧力損失の分布に違いが生じる。このことから、蒸気バルブの開閉に対して作動流体流量の違いによる各応答の違いが考えられ、各応答の差異を調べた。

(2) 蒸気バルブ回転速度の比較実験

熱負荷変化による EV 表面温度変化に対して蒸気バルブを操作する際に、その操作速度によって EV 表面温度が静定するまでの時間に違いがあると考えられるので、蒸気バルブの開閉を行う時の回転速度の違いによる各応答の差異を調べた。

(3) 蒸発器表面温度制御温度幅の比較実験

実際の排熱システムの目的はコールドプレート上の電子機器やマグネトロンなどの熱源温度を作動許容範囲に保持することにあり、より正確に温度制御できることが望まれる。そこで、EV 表面温度制御温度幅の違いによる各応答の差異を調べた。

作動流体流量，蒸気バルブ回転速度，EV 表面温度制御温度幅の各比較の実験条件を表 6.2～6.4 に示す．各項目の頭のアルファベットは条件を識別するためのもので以降の文章や図において使用する（作動流体流量の比較実験時，作動流体流量が 300[cm³/min]で熱負荷が 600[W]→1000[W]に変化する条件：B2-B,600→1000[W]と記す）．

ただし，各実験においてギヤポンプの回転数はデータ計測開始後は調節しないので，表 6.2～6.4 の作動流体流量は初期値を表す．

表 6.2 作動流体流量の比較実験 (B2) 条件

作動流体流量 [cm ³ /min]	バルブ回転速度 [° /s]	温度制御幅 [°C]	ACM 圧力 [kPa]	冷却水流量 [l/min]	EV 熱負荷 [W]
(A) 200 (B) 300 (C) 400	36	±2.0	140	3.0	600→500 600→700 600→800 600→1000

ここで，各作動流体流量における EV 表面設定基準温度及び制御温度範囲は，

(A) 200[cm³/min]：基準温度 65[°C]，制御温度範囲 63～67[°C]

(B) 300[cm³/min]：基準温度 63[°C]，制御温度範囲 61～65[°C]

(C) 400[cm³/min]：基準温度 59[°C]，制御温度範囲 57～61[°C]

表 6.3 蒸気バルブ回転速度の比較実験 (B3) 条件

作動流体流量 [cm ³ /min]	バルブ回転速度 [° /s]	温度制御幅 [°C]	ACM 圧力 [kPa]	冷却水流量 [l/min]	EV 熱負荷 [W]
300	(A) 18 (B) 36 (C) 54 (D) 72	±2.0	140	3.0	600→500 600→700 600→800 600→1000

表 6.4 EV 表面温度制御温度幅の比較実験 (B4) 条件

作動流体流量 [cm ³ /min]	バルブ回転速度 [° /s]	温度制御幅 [°C]	ACM 圧力 [kPa]	冷却水流量 [l/min]	EV 熱負荷 [W]
300	36	(A) ±2.0 (B) ±1.0	140	3.0	600→500 600→700 600→800 600→1000

6.3.2 実験結果

EV 熱負荷変化に対し、蒸気バルブの自動制御によって EV 表面温度を制御した時の圧力、差圧、作動流体温度、EV 表面温度、熱量の応答を示し、考察する。

まず、蒸気バルブ自動制御実験の一般的な応答を示し、後節で各比較実験結果の考察を行う。熱負荷を増加させた時の結果を ACM 圧力 140[kPa]、作動流体流量 300[cm³/min]で、熱負荷を 600[W]から 700[W]に変化させた条件：B2-B,600→700[W]の例を代表として図 6.16(a)～(c)に、熱負荷を減少させた時の結果を ACM 圧力 140[kPa]、作動流体流量 300[cm³/min]で、熱負荷を 600[W]から 500[W]に変化させた条件：B2-B,600→500[W]の例を代表として図 6.17(a)～(c)に示し、実験における一般的な応答について示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 6.16(a)に示すように、EV 圧力は熱負荷が変化開始 (Time=0[s]) と共に一次遅れ的に上昇する (初期値約 250[kPa]から最大 275[kPa]まで上昇)。しかし、熱負荷変化の約 35[s]後に EV 表面温度が制御温度範囲より高温になったため (図 6.16(b)参照) 蒸気バルブが開き、EV 圧力は減少している。その後、EV 表面温度が温度制御範囲に収まり蒸気バルブも初期状態より約 0.8 回転開いた状態で静定、EV 圧力は最終的に約 260[kPa]で整定している。一方、ACM 圧力と CD 圧力は熱負荷変化後共に 1[kPa]程度上昇し、蒸気バルブ開度変化に対して各圧力変化は見られない。これは、蒸気バルブでの圧力損失変化は上流側の蒸発器に影響するためである。また、バルブ差圧は初期値約 80[kPa]であったが、熱負荷の増加により最大 105[kPa]まで上昇し、その後蒸気バルブが開かれたため最終的に 90[kPa]程度で整定している。このバルブ差圧の変化量は EV 圧力の変化量とほぼ一致している。

図 6.17(a)に示すように、EV 圧力は熱負荷が変化開始 (Time=0[s]) と共に一次遅れ的に減少する (初期値約 250[kPa]から最小 225[kPa]まで減少)。しかし、熱負荷変化から約 20[s]後に EV 表面温度が制御温度範囲を下回ったため (図 6.17(b)参照) 蒸気バルブが絞られ、EV 圧力が上昇その後、蒸気バルブは初期状態より約 2.5 回転絞られた状態で静定、EV 圧力は最終的に約 250[kPa]で定常している。ACM 圧力と CD 圧力は熱負荷変化後共に 1[kPa]程度減少し、蒸気バルブ開度変化に対して各圧力変化は見られない。また、バルブ差圧は初期値約 85[kPa]から熱負荷の減少により最小 70[kPa]まで減少、その後蒸気バルブが絞られ最終的に 90[kPa]程度で定常している。

(ii) 温度応答

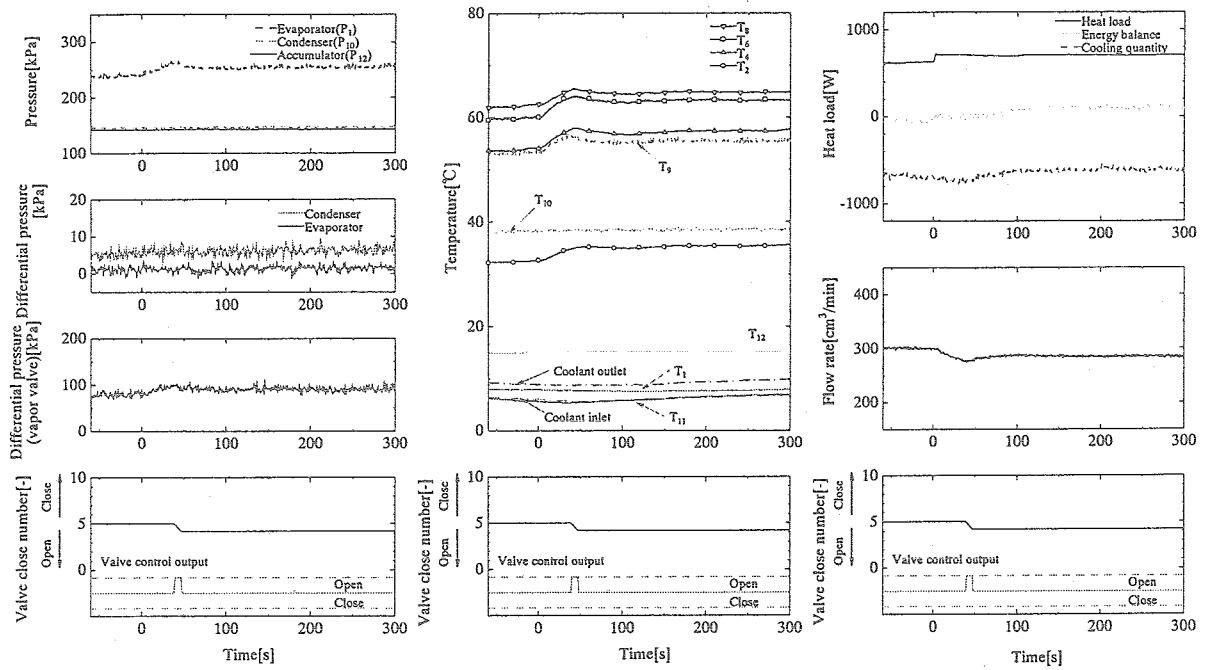
図 6.16(b)に示すように、熱負荷の増加によって EV 表面温度 ($T_{2\sim 8}$) は上昇し始め、蒸気バルブ操作の判断対象である位置 8 の温度 T_8 が制御温度範囲 (基準温度約 62[°C]、制御温度範囲 61～65[°C]) の上限を超える (最大約 65.5[°C]まで上昇) と蒸気バルブが開き、EV 圧力が減少して EV 内飽和温度が減少することで EV 表面温度も減少、 T_8 はおよそ 64.5[°C]で整定している。ただし、位置 2 では EV 内で液単相が流れているため蒸気バルブ開度操作による飽和温度変化の影響が無く、熱負荷増加によって T_2 は一次遅れ状に上昇したまま整定している。EV 出口は飽和状態にあるので EV 出口の流体温度 (T_9) は EV 圧力の変化に合わせて変化している。CD 入口でも作動流体は飽和状態にあるが、蒸気バルブ操作による圧力変化が微小なため、ほぼ変化しない。

図 6.17(b)より、熱負荷の減少により EV 表面温度 ($T_{2\sim 8}$) は減少し、蒸気バルブ操作の判断対象である温度 T_8 が制御温度範囲 (基準温度約 $62[^\circ\text{C}]$, 制御温度範囲 $61\sim 65[^\circ\text{C}]$) の下限を超える (最小約 $60[^\circ\text{C}]$ まで減少) と蒸気バルブが絞られ、EV 圧力が上昇、EV 内飽和温度が上昇し、EV 表面温度が上昇する。 T_8 はおよそ $62.5[^\circ\text{C}]$ で整定している。ただし、位置 2 では EV 内で液単相が流れているため、熱負荷減少によって T_2 は一次遅れ状に減少し、そのまま整定している。EV 出口、CD 入口は熱負荷上昇時と同様に各部の圧力変化に追従した変化をしている。

(iii) 熱量応答

図 6.16(c)より、熱負荷増加後に作動流体流量は減少している (最小 $270[\text{cm}^3/\text{min}]$)。これは、熱負荷の増加によって蒸気バルブ入口のクオリティが大きくなり、蒸気バルブでの圧力損失が増加、それにより EV 圧力が増加し、ポンプ特性より吐出側の圧力が増加するとギヤポンプの回転数が一定では送出液量が減少するためである。蒸気バルブが開くと蒸気バルブの圧力損失が減少、EV 圧力も低下し、作動流体流量は回復し、約 $285[\text{cm}^3/\text{min}]$ で整定している。

図 6.17(c)に示すように、熱負荷減少後に作動流体流量は増加している (最大 $320[\text{cm}^3/\text{min}]$)。これは、熱負荷を増加させた場合と同様、ポンプ特性によるものである。その後、EV 表面温度が制御温度範囲の下限を超えると蒸気バルブが絞られ、蒸気バルブの圧力損失が増加、EV 圧力も上昇し、作動流体流量は減少して約 $295[\text{cm}^3/\text{min}]$ で整定している。

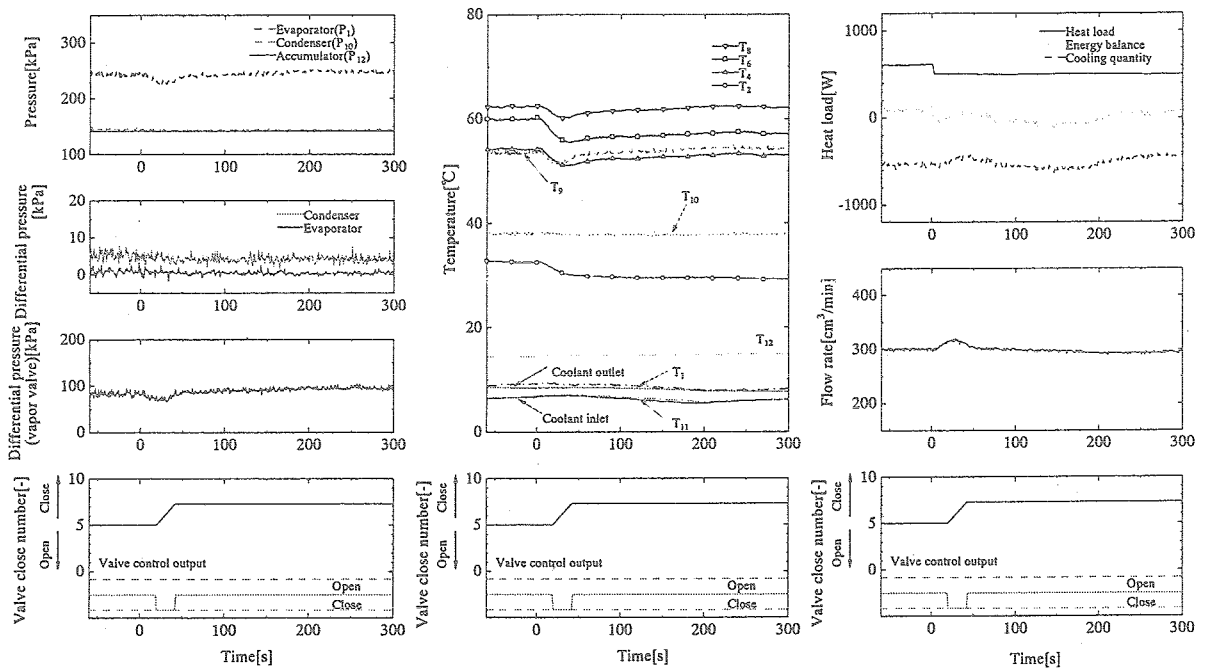


(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 6.16 蒸気バルブ自動制御実験 熱負荷増加時応答 (条件: B2-B, 600→700[W])



(a) Pressure and differential pressure

(b) Temperature

(c) Heat and energy balance

図 6.17 蒸気バルブ自動制御実験 熱負荷減少時応答 (条件: B2-B, 600→500[W])

6.3.2.1 作動流体流量比較

蒸気バルブ単体の圧力特性より，同一のバルブ開度でも作動流体流量によって圧力損失の分布に違いがあることから，蒸気バルブの開閉に対して作動流体流量の違いによる各応答の違いが考えられる．そこで，作動流体流量の違いによる各応答の差異を調べた．

(i) EV 圧力応答

図 6.18(a)～(c)に各作動流体流量において熱負荷を 600[W]から 700[W]に変化させた時 (B2-A,B,C,600→700[W]) の EV 圧力の応答と，その時の蒸気バルブの挙動を示し，図 6.18(d)に各作動流体流量における EV 圧力変化量を示す．図 6.18(a)～(c)に示すように，各流量において熱負荷変化に対して蒸気バルブは開く動作を一度行い，その後整定している．蒸気バルブの動作時間は作動流体流量 200, 300[cm³/min]では 8[s]であるが，400[cm³/min]では 16[s]となっている．熱負荷が同一であれば作動流体流量が大きいほど EV 出口クオリティは小さく，つまり蒸気バルブ入口クオリティが小さい蒸気バルブの圧力損失特性より，蒸気バルブ入口クオリティが大きいほど圧力損失が大きく，また流量が小さいほどバルブ開度の変化に対して圧力損失の変化が大きいので，作動流体流量が 400[cm³/min]の場合では蒸気バルブの回転角度当たりの圧力損失変化が小さい．そのため，バルブの動作時間が長いと考えられる．

図 6.19(a)～(c)に各作動流体流量において熱負荷を 600[W]から 800[W]に変化させた時 (B2-A,B,C,600→800[W]) の EV 圧力の応答と，その時の蒸気バルブの挙動を示し，図 6.19(d)に各作動流体流量における EV 圧力変化量を示す．図 6.19(a)～(c)より，共通する動作として熱負荷の増加後，一度蒸気バルブが開かれ，次に絞られている．この動作は以下のような現象から生じている．熱負荷の増加により EV 表面温度が上昇し，制御温度範囲の上限を超え，蒸気バルブが開く (EV 圧力を下げる)．蒸気バルブを開くことで EV 表面温度が減少するが，今度は制御温度範囲の下限を下回り蒸気バルブが絞られ (EV 圧力を上げる)，EV 表面温度が増加して制御温度範囲で定常する．各流量において熱負荷変化に対して蒸気バルブが動作を始めてから完全に停止するまでの時間を比較すると，流量 200[cm³/min]時 41[s]，300[cm³/min] 時 42[s]，400[cm³/min] 時 62[s]と作動流体流量が大きいほど蒸気バルブの動作時間が長くなっており，図 6.19(d)に示すように，作動流体流量が大きくなるほど EV 圧力の定常に要する時間が大きくなっている．これは，流量が小さいほどバルブ開度の変化に対して圧力損失の変化が大きいというバルブ特性より，作動流体流量 200[cm³/min]時の蒸気バルブ開度変化に対する回転角度当たりの EV 圧力変化に比べ 400[cm³/min]時の EV 圧力変化が小さく，EV 表面温度を制御温度範囲に収めるのに必要な圧力操作を行うには，より大きなバルブ開度操作が必要になるためである．

図 6.20(a)～(c)に各作動流体流量において熱負荷を 600[W]から 500[W]に変化させた時 (B2-A,B,C,600→500[W]) の EV 圧力の応答と，その時の蒸気バルブの挙動を示し，図 6.20(d)に各作動流体流量における EV 圧力変化量を示す．図 6.20(a)～(c)に示すように，作動流体流量 200, 400[cm³/min]の場合，熱負荷の減少後，一度蒸気バルブが絞られ，その後開かれている．これは，熱負荷減少により EV 表面温度が減少して制御温度範囲の下限を下回り，蒸気バルブが絞られ，EV 表面温度が上昇するが，制御温度

範囲の上限を越え蒸気バルブが開かれるためである。ただし、200[cm³/min]の場合は500[W]に熱負荷を減少した後実験終了までの蒸気バルブ入口クオリティは0.325～0.355[-]と比較的大きく、蒸気バルブ開度の変化に対して圧力変化も大きくなる。そのため、熱負荷減少後にEV表面温度を制御温度範囲に回復させるため蒸気バルブを絞ったが、その回転量に行き過ぎがあり、EV表面温度が制御温度範囲上限を超えたため蒸気バルブが開かれたのに対し、400[cm³/min]の場合は蒸気バルブ入口クオリティは0.035～0.069[-]と比較的小さく、蒸気バルブ開度の変化に対して圧力変化が小さいので、熱負荷減少に対して蒸気バルブが全閉近くまで絞られ、蒸気バルブの圧力損失が大きくなってしまったためにEV表面温度が制御温度範囲上限を超えたため蒸気バルブが開かれた。図6.20(b)に示すように、作動流体流量300[cm³/min]では熱負荷減少に対して蒸気バルブは開く動作のみで整定している。これより、蒸気バルブ操作でEV表面温度を制御する場合、運転条件によってはよりシンプルな挙動で制御が行えると考えられる。

(ii) 蒸気バルブ差圧応答

図6.21(a)～(c)に各作動流体流量において熱負荷を600[W]から700[W]に変化させた時(B2-A,B,C,600→700[W])の蒸気バルブ差圧の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示し、図6.21(d)に各作動流体流量における蒸気バルブ差圧変化量を示す。図6.22(a)～(d)に熱負荷を600[W]から800[W]に(B2-A,B,C,600→800[W])、図6.23(a)～(d)に熱負荷を600[W]から500[W]に変化させた時(B2-A,B,C,600→500[W])の同値の応答と変化量を示す。

図6.21(a)～(d)に示すように、各流量においてEV圧力の応答と同様の傾向が見られる。変化量を見ると熱負荷増加により各流量とも約20[kPa]増加しているが、蒸気バルブが開かれることでほぼ初期状態と同等の値で定常している。図6.22(a)～(d)に示すように、熱負荷が600[W]から800[W]に増加した場合は作動流体流量が大きいほど蒸気バルブの動作時間が長く、蒸気バルブ差圧の定常に要する時間が大きくなっている。また、各流量とも熱負荷増加に対する蒸気バルブ差圧の変化量は最大約30[kPa]増加、約30[kPa]減少、最終的に初期状態と同等の値で定常に至っている。図6.23(a)～(d)に示すように、熱負荷の減少によって蒸気バルブ差圧が約20[kPa]減少するのは各流量において共通しているが、作動流体流量200, 400[cm³/min]では熱負荷減少による差圧減少後、蒸気バルブが絞られることで蒸気バルブ差圧は最大約30[kPa]上昇している。最終的には各流量とも初期状態と同等の値で整定している。

(iii) EV表面温度(T_g)応答

図6.24(a)～(c)に各作動流体流量において熱負荷を600[W]から700[W]に変化させた時(B2-A,B,C,600→700[W])のEV表面位置8の温度(T_g)の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示し、図6.21(d)に各作動流体流量におけるT_gの変化量を示す。図6.25(a)～(d)に熱負荷を600[W]から800[W]に(B2-A,B,C,600→800[W])、図6.26(a)～(d)に熱負荷を600[W]から500[W]に変化させた時(B2-A,B,C,600→500[W])の同値の応答と変化量を示す。

図6.24(a)～(d)に示すように、各流量においてEV圧力の応答と同様の傾向が見られる。各流量において熱負荷が増加するとT_gが増加し、制御温度範囲の上限(流量

200[cm³/min]では 67[°C], 300[cm³/min]では 65[°C], 400[cm³/min]では 61[°C]) を越えると蒸気バルブの動作が開き, T_8 が制御温度範囲に収まる. 変化量を見ると熱負荷増加により各流量とも約 4[°C]増加しているが, 蒸気バルブが開かれることで制御温度範囲内で整定している. 図 6.25(a)~(d)に示すように, 熱負荷が 600[W]から 800[W]に増加した場合は作動流体流量が大きいほど蒸気バルブの動作時間が長くなっており, T_8 の定常に要する時間が大きくなっている. また, 各流量とも熱負荷の増加により EV 表面温度が上昇し, 制御温度範囲の上限を超え, 蒸気バルブが開き (EV 圧力を下げる) EV 表面温度が減少するが, 今度は制御温度範囲の下限 (流量 200[cm³/min]では 63[°C], 300[cm³/min]では 61[°C], 400[cm³/min]では 57[°C]) を下回り蒸気バルブが絞られ (EV 圧力を上げる), EV 表面温度が増加して制御温度範囲で整定する. 図 6.26(a)~(d)に示すように, 作動流体流量 200, 400[cm³/min]の場合, 熱負荷の減少後, 一度蒸気バルブが絞られ, その後開かれている. これは, 熱負荷減少により T_8 が減少して制御温度範囲の下限を下回り, 蒸気バルブが絞られて T_8 が上昇するが, 制御温度範囲の上限を越え蒸気バルブが開かれるためである. 最終的には各流量とも初期状態と同等の値で定常に至っている.

以上より, 蒸気バルブ操作による EV 表面温度制御において作動流体流量には最適流量が存在すると言える. 蒸発器で受ける熱負荷に対して比較的作動流体流量が大きく蒸気バルブ入口クオリティが小さい場合, 蒸気バルブの絞りに対する圧力変化が小さく, 熱負荷減少時に過度な蒸気バルブ閉鎖によって正常な流体循環が行えない恐れがある. 排熱システムを設計する際, バルブ特性や運転クオリティ域の検討が重要となる.

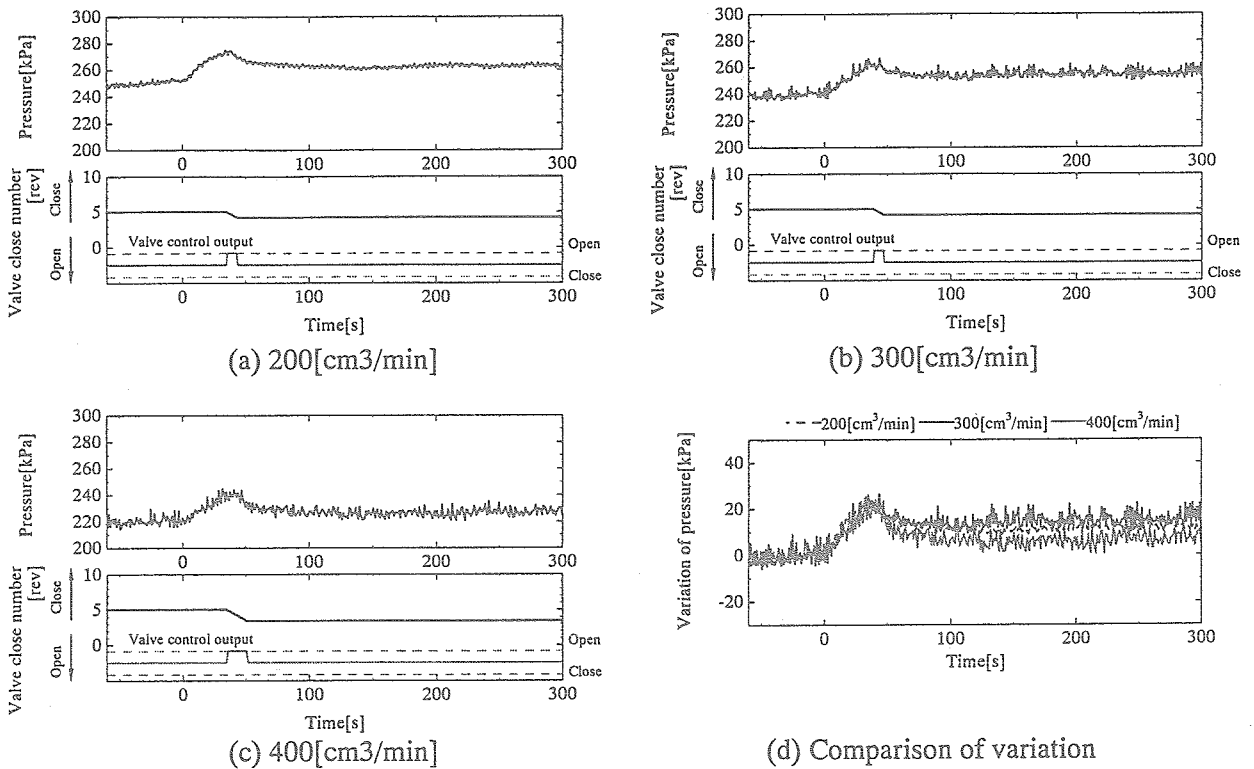


図 6.18 作動流体流量比較実験 EV 圧力応答及び変化量 (熱負荷 600→700[W])

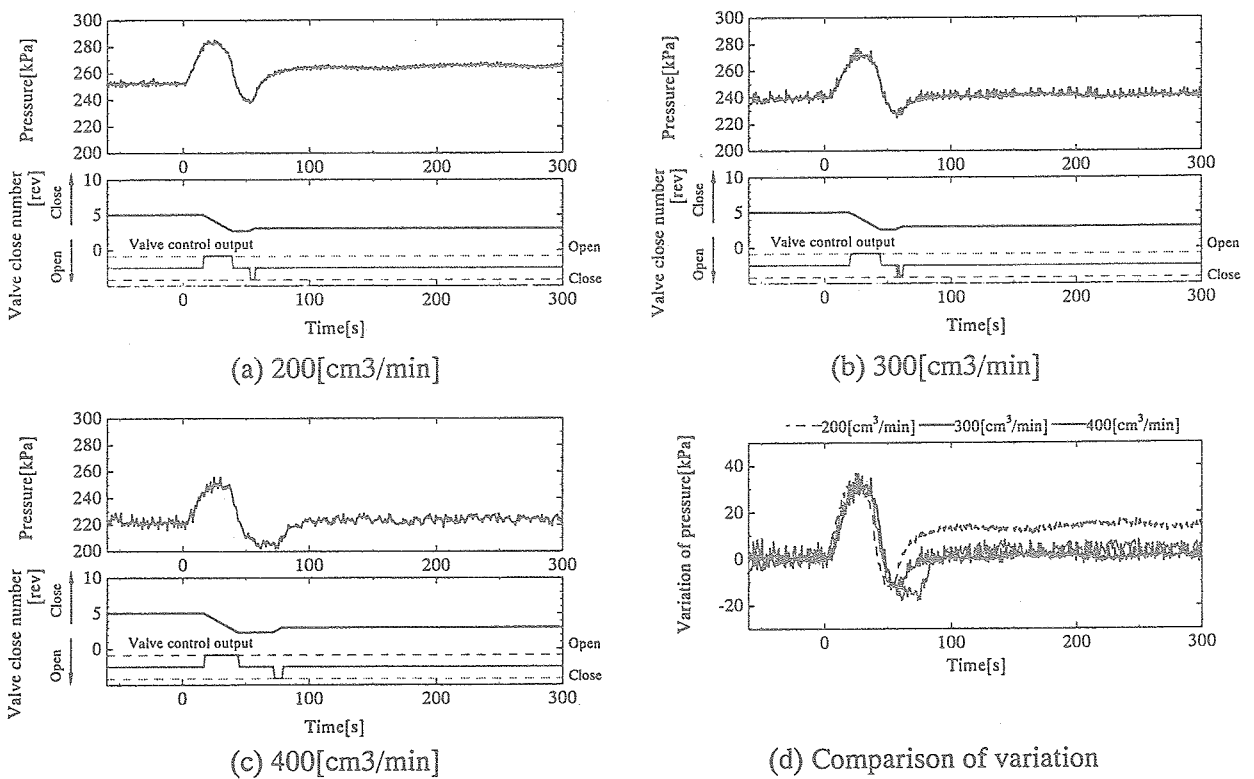
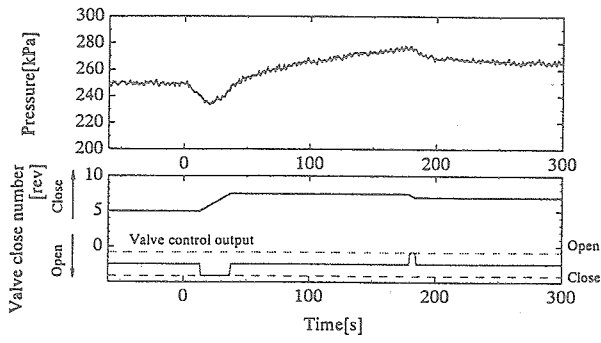
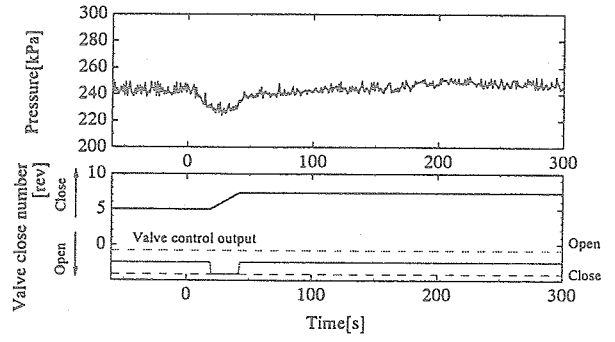


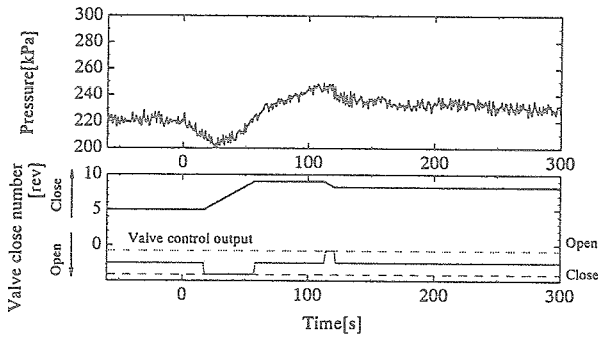
図 6.19 作動流体流量比較実験 EV 圧力応答及び変化量 (熱負荷 600→800[W])



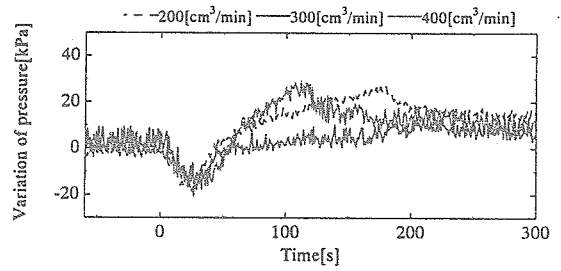
(a) 200[cm³/min]



(b) 300[cm³/min]



(c) 400[cm³/min]



(d) Comparison of variation

図 6.20 作動流体流量比較実験 EV 圧力応答及び変化量 (熱負荷 600→500[W])

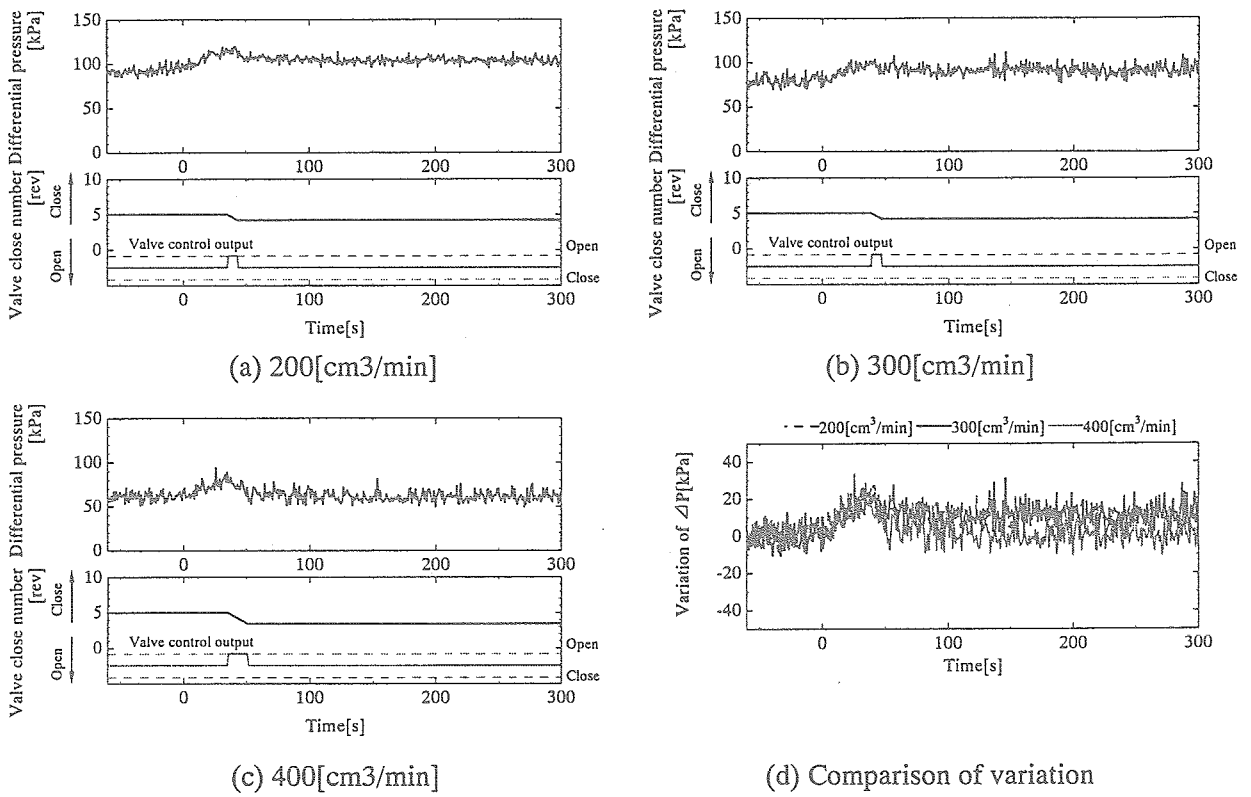


図 6.21 作動流体流量比較実験 バルブ差圧応答及び変化量 (熱負荷 600→700[W])

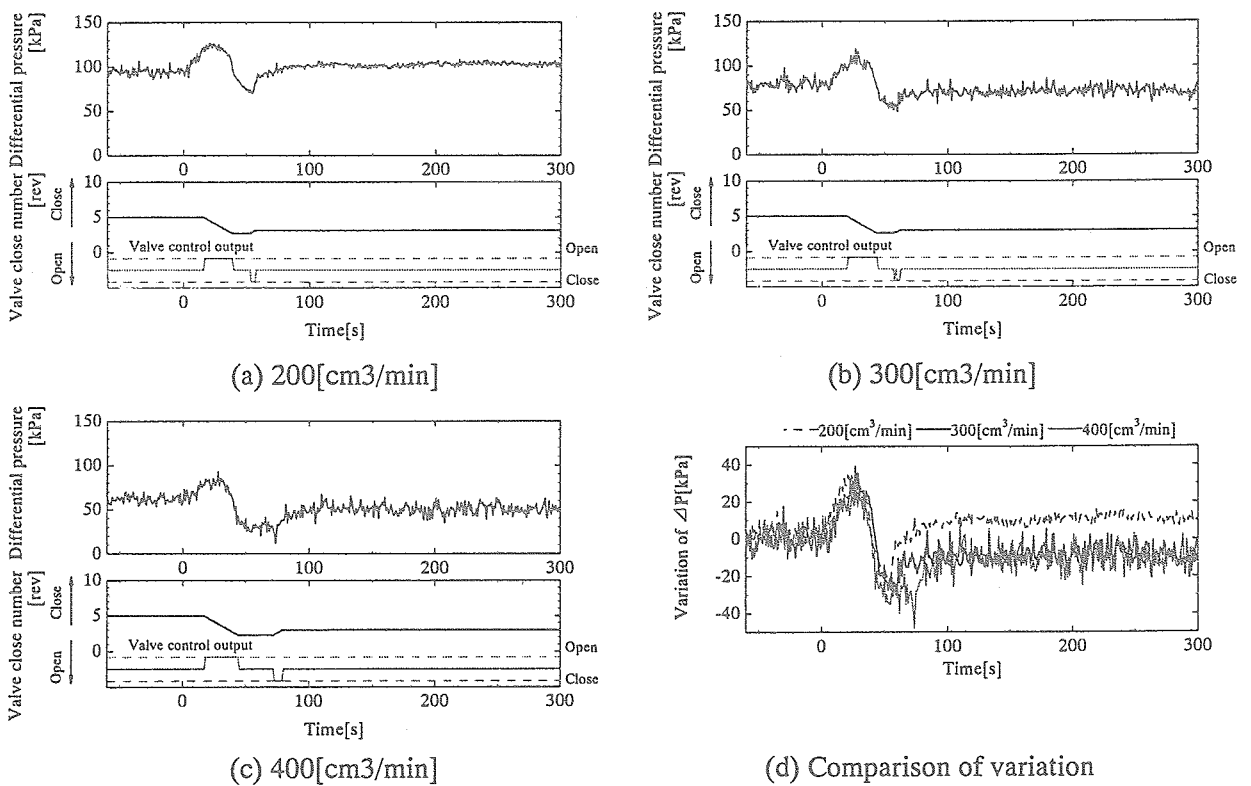


図 6.22 作動流体流量比較実験 バルブ差圧応答及び変化量 (熱負荷 600→800[W])

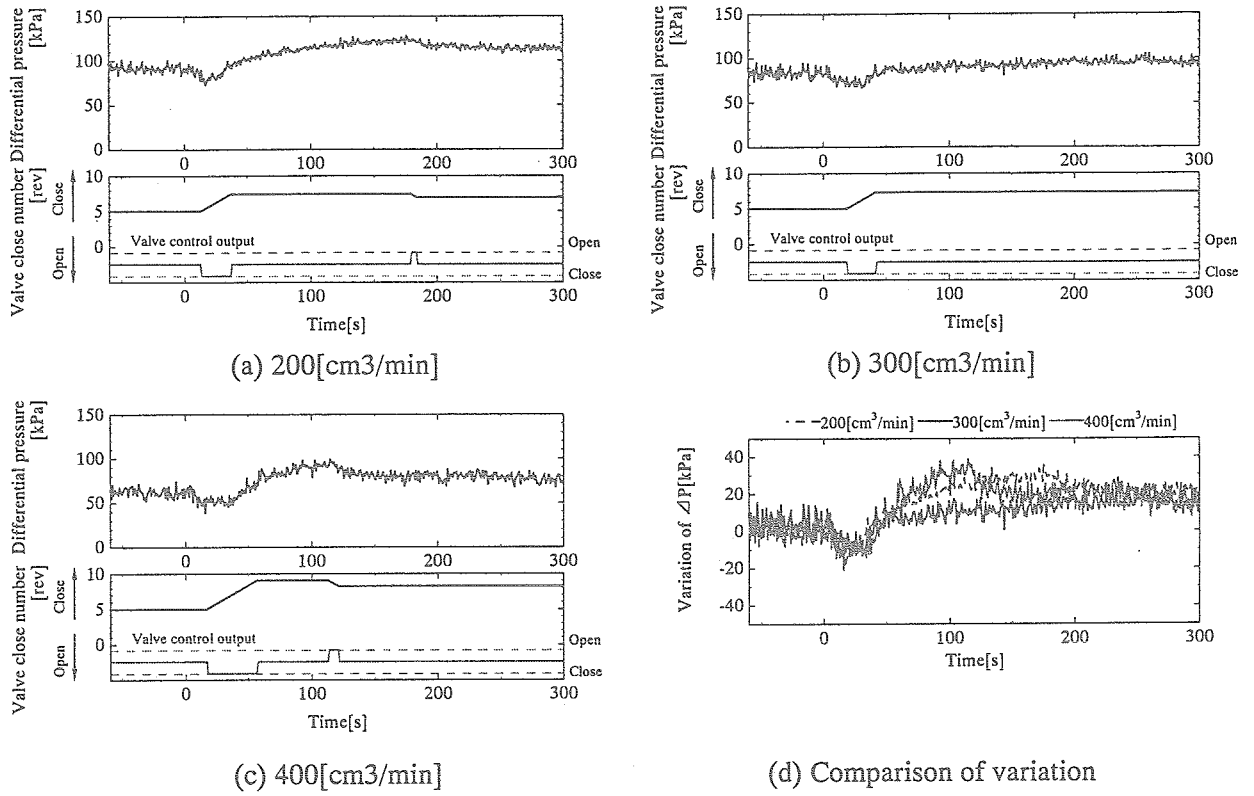


図 6.23 作動流体流量比較実験 バルブ差圧応答及び変化量 (熱負荷 600→500[W])

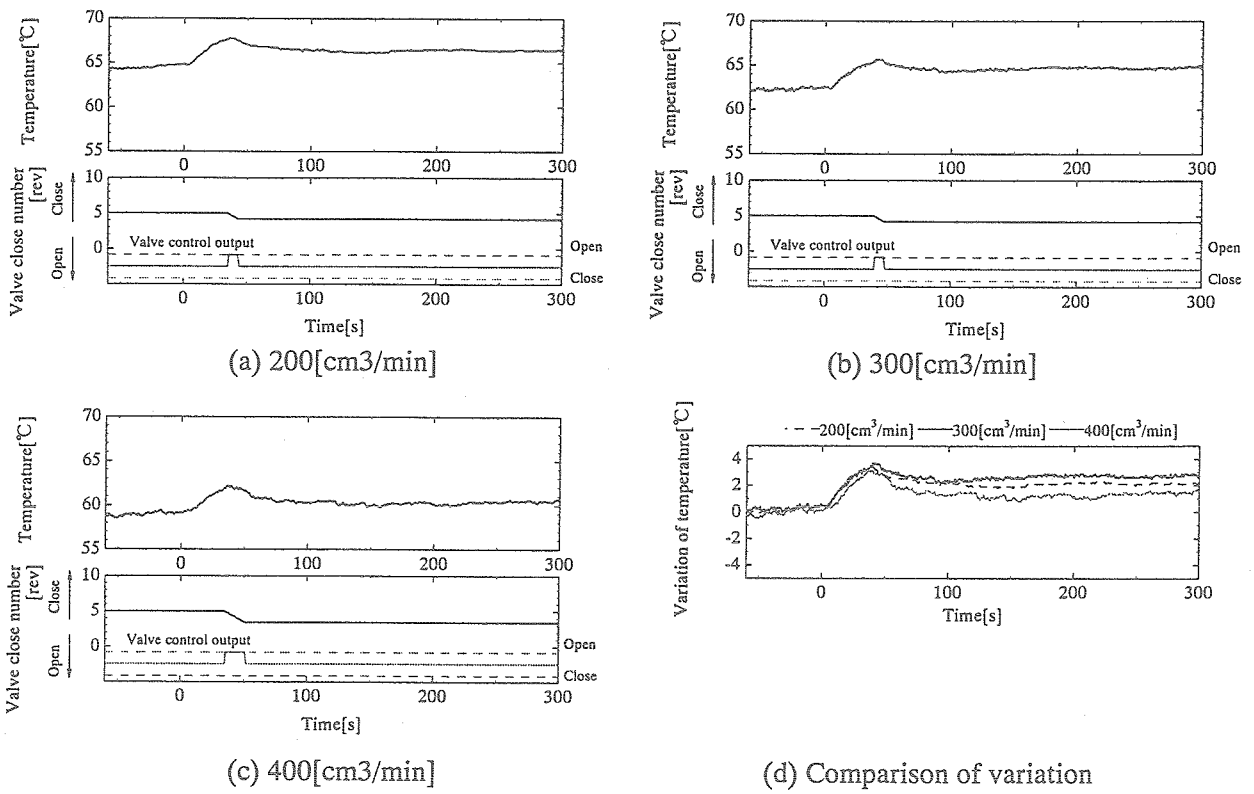


図 6.24 作動流体流量比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答及び変化量 (熱負荷 600→700[W])

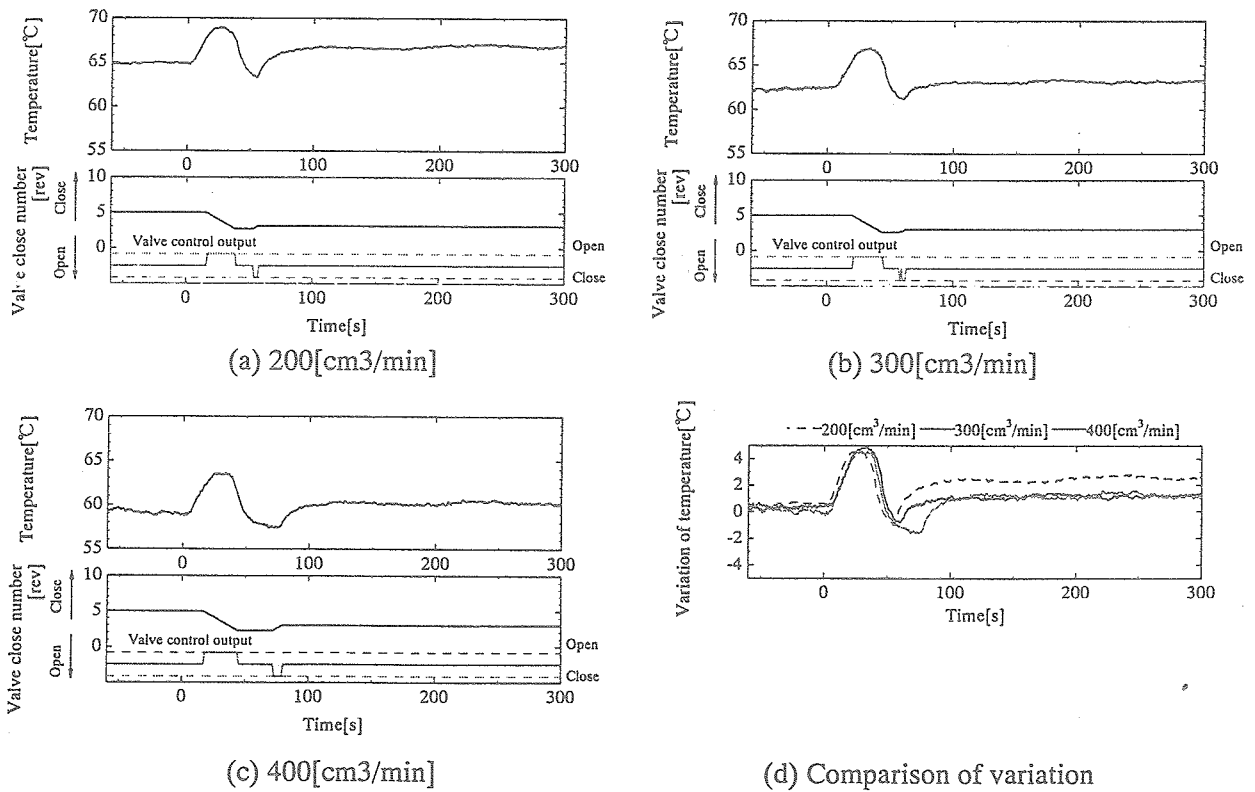


図 6.25 作動流体流量比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答及び変化量 (熱負荷 600→800[W])

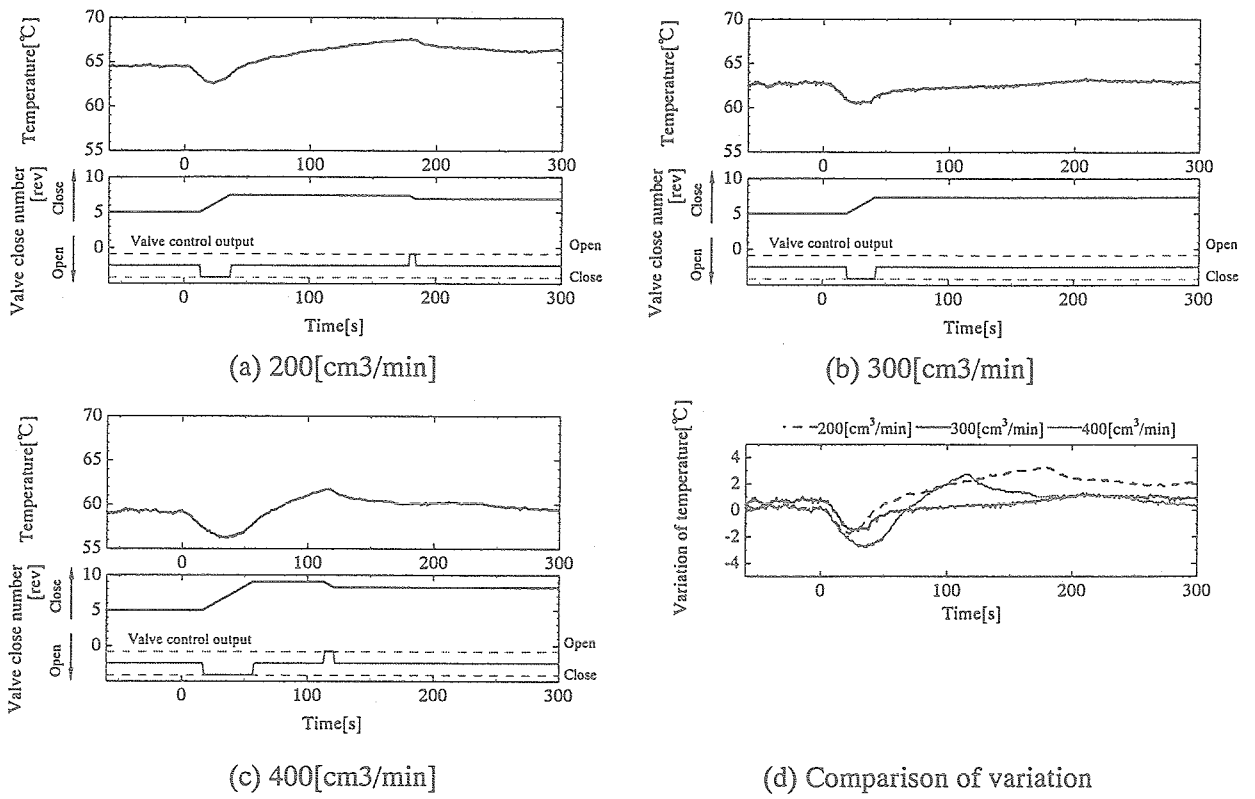


図 6.26 作動流体流量比較実験 EV 表面温度 (T_g) 応答及び変化量 (熱負荷 600→500[W])

6.3.2.2 蒸気バルブ回転速度比較

EV 熱負荷変化による EV 表面温度変化に対して蒸気バルブを操作する際に、その操作速度によって EV 表面温度が静定するまでの時間に違いがあると考えられるので、蒸気バルブの開閉を行う時の回転速度の違いによる各応答の差異を調べた。

(i) EV 圧力応答

図 6.27(a)～(d)に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 500[W]に変化させた時 (B3-A,B,C,D,600→500[W]) の EV 圧力の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示す。また、EV 圧力の応答図中の薄い破線はバルブを初期状態のまま動作させない無制御時の応答である (以降の応答図でも同様)。

図 6.27(a)～(d)に示すように、熱負荷減少直後の蒸気バルブの初動はバルブ回転速度が速いほど動作時間は小さい(回転速度 18[°/s]の時 46[s], 回転速度 36[°/s]の時 21[s], 回転速度 54[°/s]の時 21[s], 回転速度 72[°/s]の時 17[s])。しかし、回転速度 18, 36[°/s]では熱負荷減少直後の蒸気バルブの初動(絞る方向に回転)のみで EV 圧力は定常状態に達しているが、回転速度 54, 72[°/s]では初動が停止した後に再び動作(開く方向に回転)している。これは、蒸気バルブ回転速度が速いと単位時間あたりのバルブ操作量が大きく、EV 圧力の単位時間変化量も大きくなるので、蒸気バルブの回転に行き過ぎがあり EV 圧力が増加を続け、EV 内の作動流体の飽和温度が上昇、それにより EV 表面温度も増加して制御温度範囲の上限を越えたためである。各回転速度において定常時の蒸気バルブは同程度の閉鎖回転数(約 7.5[rev])となっている。図 6.28(a)～(d)に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 700[W]に変化させた時 (B3-A,B,C,D,600→700[W]) の EV 圧力の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示すが、熱負荷を 500[W]に減少させた時と同様、熱負荷減少直後の蒸気バルブの初動はバルブ回転速度が速いほど動作時間は小さい(回転速度 18[°/s]の時 24[s], 回転速度 36[°/s]の時 8[s], 回転速度 54[°/s]の時 7[s], 回転速度 72[°/s]の時 5[s])。

図 6.29(a)～(d)に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 800[W]に変化させた時 (B3-A,B,C,D,600→800[W]) の EV 圧力の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を 図 6.30(a)～(d)に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させた時 (B3-A,B,C,D,600→1000[W]) の EV 圧力の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示す。図 6.29(a)～(d)より、熱負荷が増加すると蒸気バルブ無操作の場合は EV 圧力は 330[kPa]まで増加している。これは熱負荷の増加により蒸気バルブ入口コオリティが増大したためである。蒸気バルブを操作することで熱負荷変化前とほぼ同じ圧力値に整定しているが、バルブ回転速度が速くなるほど EV 圧力応答は上下の行き過ぎ回数が多くなっている。蒸気バルブ操作による EV 表面温度変化のメカニズムは、蒸気バルブの開度変化によってバルブの圧力損失が変化、それにより EV 表面温度が変化するということである。そのため、バルブ回転速度が速いと単位時間当たりのバルブ操作量が大きく、EV 表面温度の単位時間変化量も大きくなり、制御温度範囲を越えることが多くなる。また、EV 圧力の最大上昇値を比較するとバルブ回転速度が遅い方が大きい(回転速度 18[°/s]の時 285[kPa], 回転速度 36[°/s]の時 275[kPa], 回転速度 54[°/s]の時 270[kPa], 回転速度 72[°/s]の時 270[kPa])。これは、熱負荷の増加による蒸気バルブ圧力損失の増加に対してバルブの開放が緩やかなため、バルブ開

放による圧力損失低減よりもクォリティ増加による圧力損失増加の影響が大きく表れるためである。図 6.30(a)~(d)より、熱負荷を 600[W]から 1000[W]に増加させた時の EV 圧力応答はバルブ回転速度が大きくなるほど上下の行き過ぎ回数が多くなる傾向がより顕著に現れている。バルブ回転速度 $72[^\circ /s]$ では熱負荷変化後ハンチングを生じ、定常に至っていない。

(ii) 蒸気バルブ差圧応答

図 6.31(a)~(d)に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 500[W]に変化させた時 (B3-A,B,C,D,600→500[W]) の蒸気バルブ差圧の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示す。また、蒸気バルブ差圧の応答図中の薄い破線はバルブを初期状態のまま動作させない無制御時の応答である (以降の応答図でも同様)。図 6.32(a)~(d)に熱負荷を 600[W]から 700[W]に (B3-A,B,C,D,600→700[W])、図 6.33(a)~(d)に熱負荷を 600[W]から 800[W]に変化させた時 (B3-A,B,C, D,600→800[W])、図 6.34(a)~(d)に熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させた時 (B3-A,B,C, D,600→1000[W]) の同値の応答を示す。

図 6.31(a)~(d)に示すように、各回転速度において EV 圧力の応答と同様の傾向が見られる。蒸気バルブ無制御では熱負荷減少により約 $50[kPa]$ 減少しているが、蒸気バルブが絞られることでほぼ初期状態と同等の値で定常に至っている。図 6.32(a)~(d)より、熱負荷減少の時と同様に熱負荷減少直後の蒸気バルブの初動はバルブ回転速度が速いほど動作時間は小さい。図 6.33(a)~(d)に示すように、熱負荷が 600[W]から 800[W]に増加した場合はバルブ回転速度が大きくなるほど EV 圧力応答は上下の行き過ぎ回数が多くなっており、蒸気バルブ差圧の定常に要する時間が大きくなっている。図 6.34(a)~(d)に示すように、熱負荷を 600[W]から 1000[W]に増加させた時の蒸気バルブ差圧応答もバルブ回転速度が速くなるほど上下の行き過ぎ回数が多くなる傾向が見られ、バルブ回転速度 $72[^\circ /s]$ では熱負荷変化後ハンチングを生じ、定常に至っていない。

(iii) EV 表面温度 (T_s) 応答

図 6.35(a)~(d)に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 500[W]に変化させた時 (B3-A,B,C,D,600→500[W]) の EV 表面温度 (T_s) の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示す。また、 T_s の応答図中の薄い破線はバルブを初期状態のまま動作させない無制御時の応答である (以降の応答図でも同様)。図 6.36(a)~(d)に熱負荷を 600[W]から 700[W]に (B3-A,B,C,D,600→700[W])、図 6.37(a)~(d)に熱負荷を 600[W]から 800[W]に変化させた時 (B3-A,B,C, D,600→800[W])、図 6.38(a)~(d)に熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させた時 (B3-A,B,C, D,600→1000[W]) の T_s の応答を示す。

図 6.35(a)~(d)に示すように、熱負荷減少直後の蒸気バルブの初動はバルブ回転速度が速いほど動作時間は小さい。しかし、回転速度 $54, 72[^\circ /s]$ では初動が停止した後再び動作している。これは、蒸気バルブ回転速度が大きいと単位時間あたりのバルブ操作量が大きく、EV 圧力の単位時間変化量も大きくなるので、蒸気バルブの回転に行き過ぎがあり EV 圧力が増加を続け、EV 内の作動流体の飽和温度が上昇、それにより EV 表面温度も増加して制御温度範囲の上限を越えたためである。図 6.36(a)~(d)より、600[W]から 700[W]に変化させた時、バルブ無制御の場合には約 $68[^\circ C]$ まで上昇している T_s が各回転速度において約 $63[^\circ C]$ で定常している。また、熱負荷を 500[W]

に減少させた時と同様に熱負荷減少直後の蒸気バルブの初動はバルブ回転速度が大きいほど動作時間は短い。図 6.37(a)～(d)に示すように、バルブ無操作の場合には最高約 74[°C]まで上昇している EV 表面温度が、熱負荷増加直後の最大値でも約 67[°C]に抑えられ、最終的に熱負荷変化前とほぼ同様の状態に戻っている。また、EV 表面温度は EV 圧力と連動して変化しており、EV 圧力に対するバルブ回転速度の傾向と同様、バルブ回転速度が速くなるほど EV 表面温度応答は上下の行き過ぎ回数が多くなっている。EV 表面温度は蒸気バルブの開度変化によるバルブの圧力損失変化により変化するので、バルブ回転速度が大きいと単位時間当たりのバルブ操作量が大きく、EV 表面温度の単位時間変化量も大きくなり、制御温度範囲を越えることが多くなる。また、EV 表面温度の最大上昇値を比較するとバルブ回転速度の小さい方が大きいという傾向を示している。図 6.38(a)～(d)より、熱負荷を 600[W]から 1000[W]に増加させた時、EV 表面温度はバルブ回転速度が大きくなるほど上下の行き過ぎ回数が多くなる傾向がより顕著に現れ、バルブ回転速度 72[°/s]では熱負荷変化後ハンチングして定常に至っていない。

以上より、蒸気バルブ操作による EV 表面温度制御において蒸気バルブの回転速度には最適速度が存在すると言える。また、ON-OFF 制御では EV 表面温度の変化に対応できない場合も存在する。これらのことより、蒸気バルブ操作によって排熱システムを制御する際、バルブ特性や運転クオリティ域、EV 表面温度の定常時間等の検討により ON-OFF 制御による非常に簡単な制御が可能と考えられる。

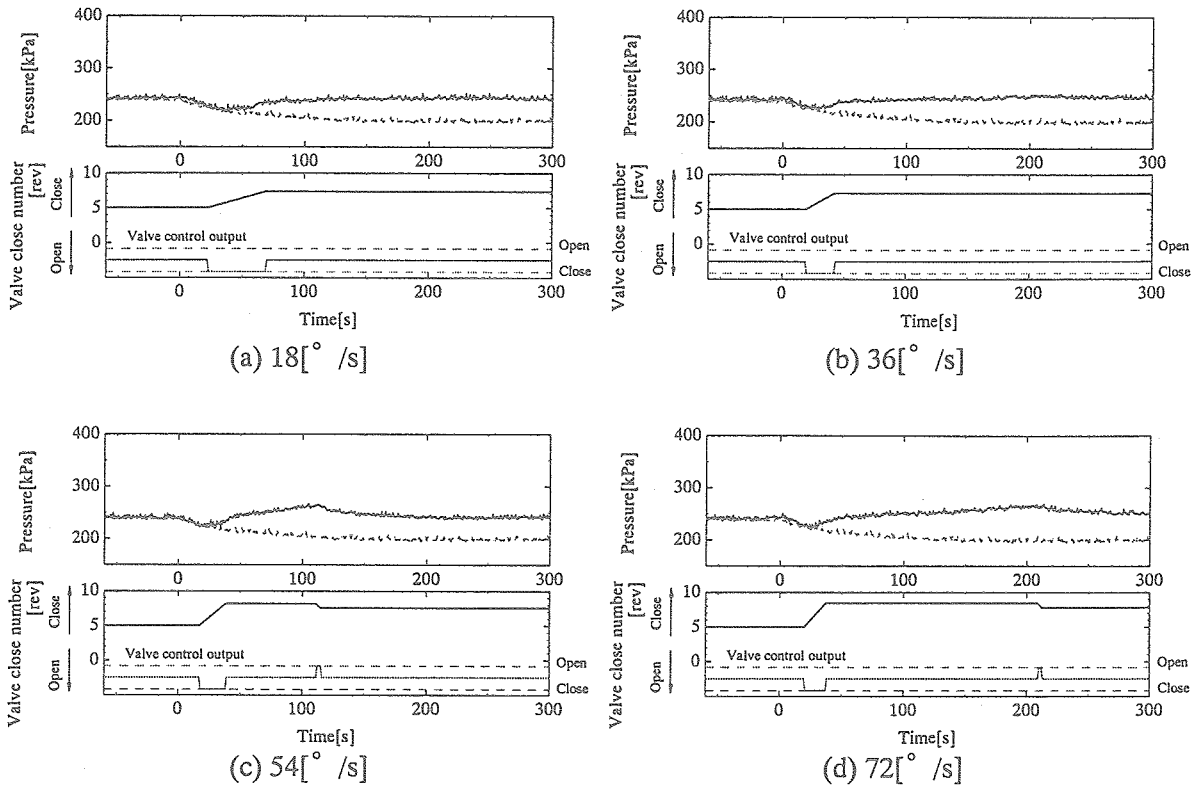


図 6.27 蒸気バルブ回転速度比較実験 EV 圧力応答 (熱負荷 600→500[W])

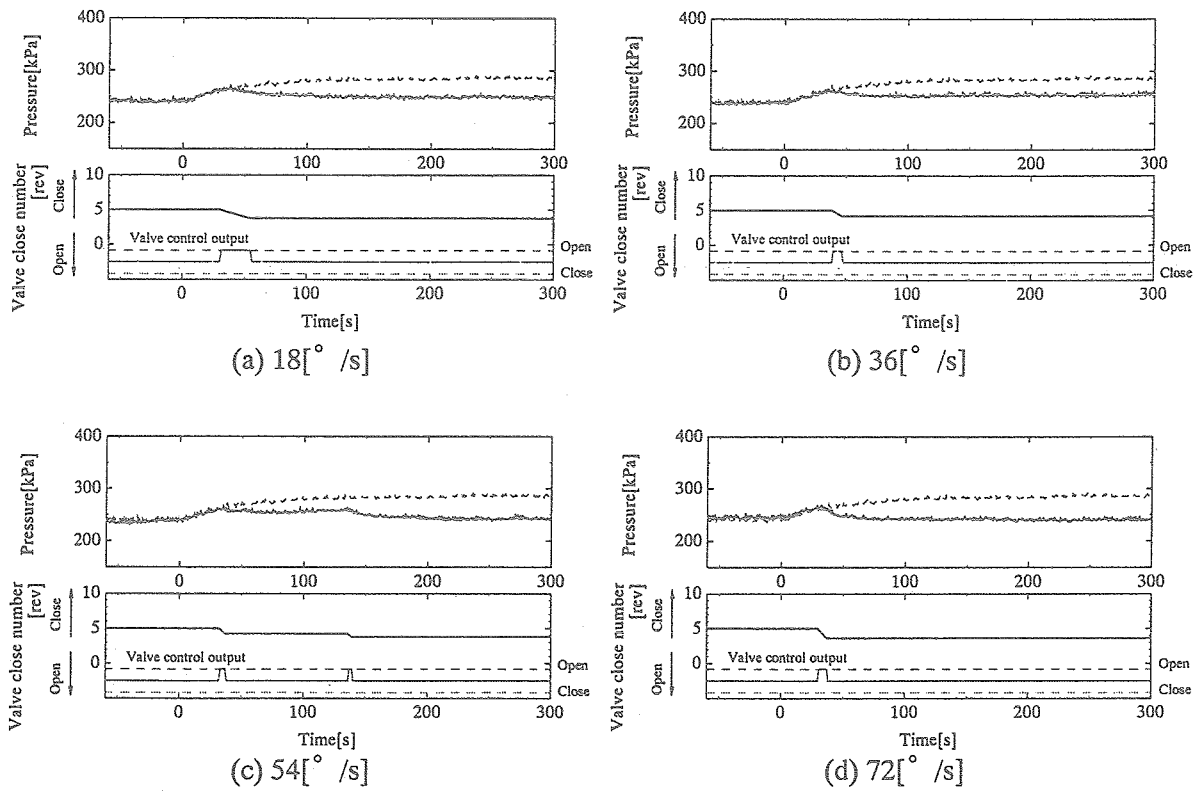


図 6.28 蒸気バルブ回転速度比較実験 EV 圧力応答 (熱負荷 600→700[W])

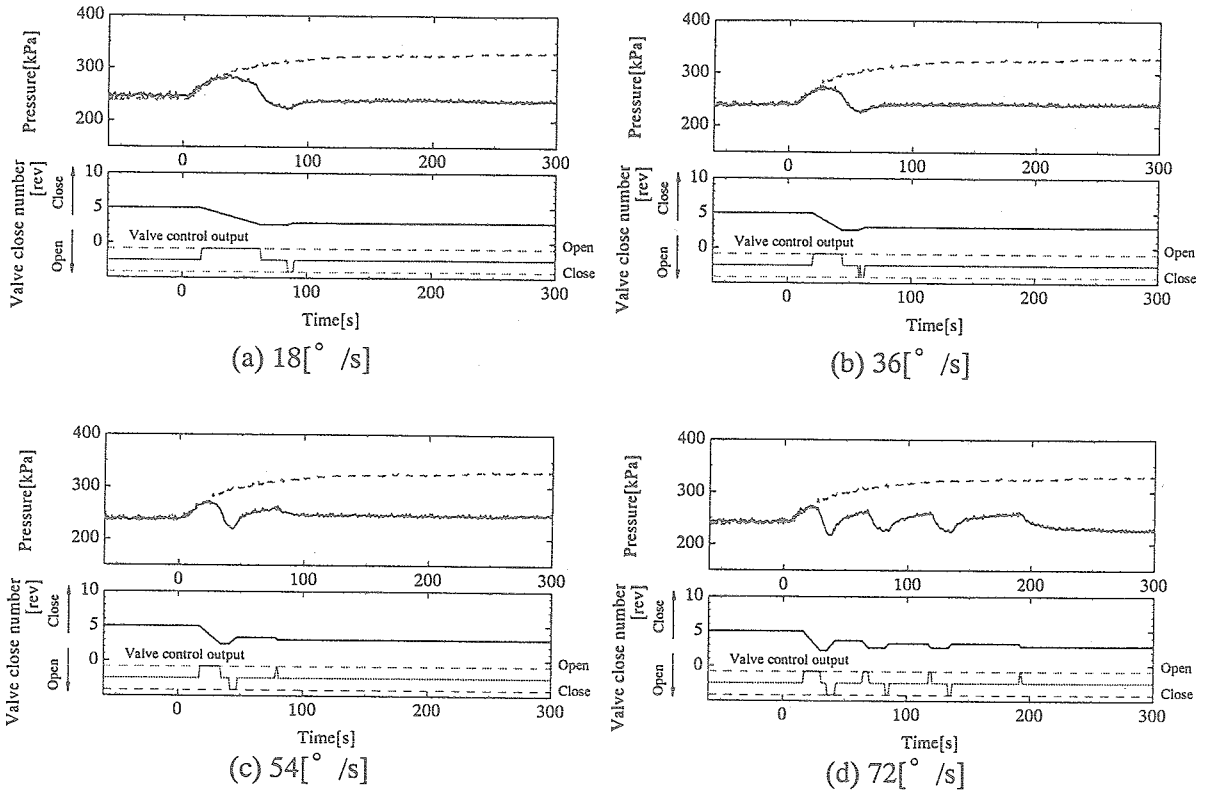


図 6.29 蒸気バルブ回転速度比較実験 EV 圧力応答 (熱負荷 600→800[W])

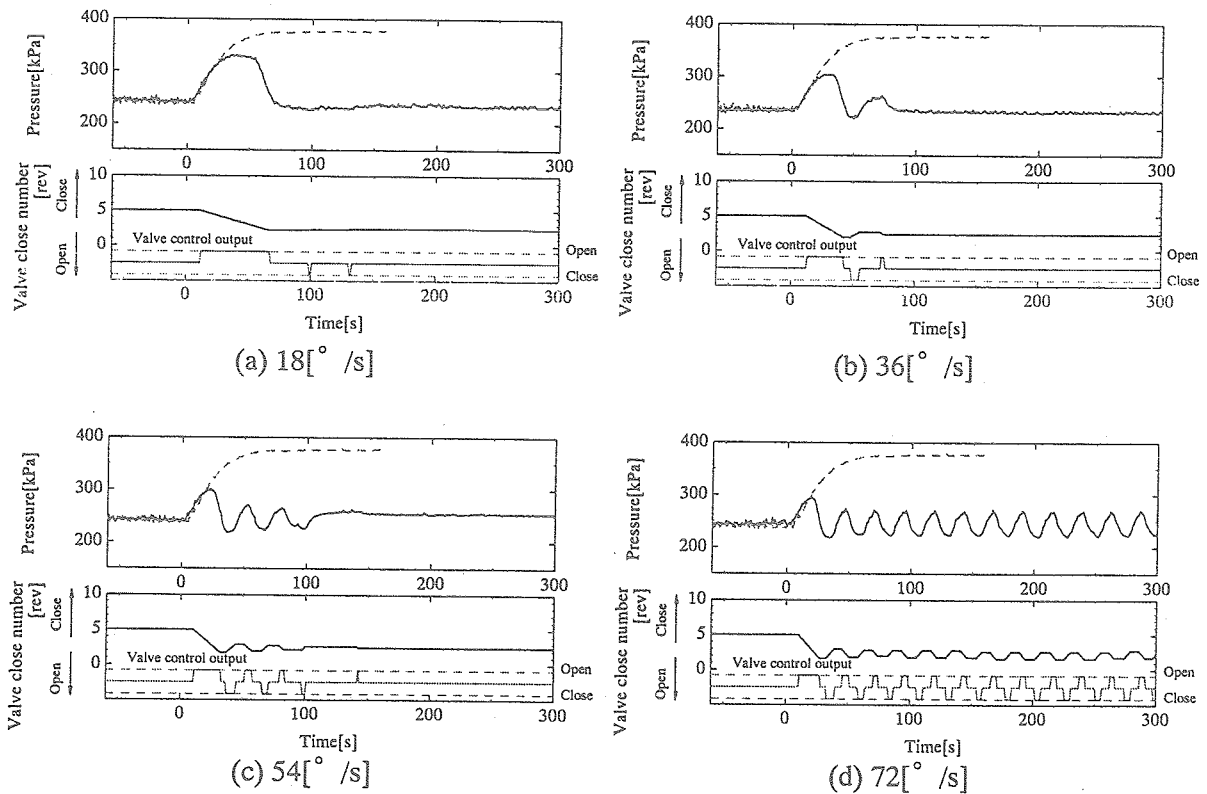


図 6.30 蒸気バルブ回転速度比較実験 EV 圧力応答 (熱負荷 600→1000[W])

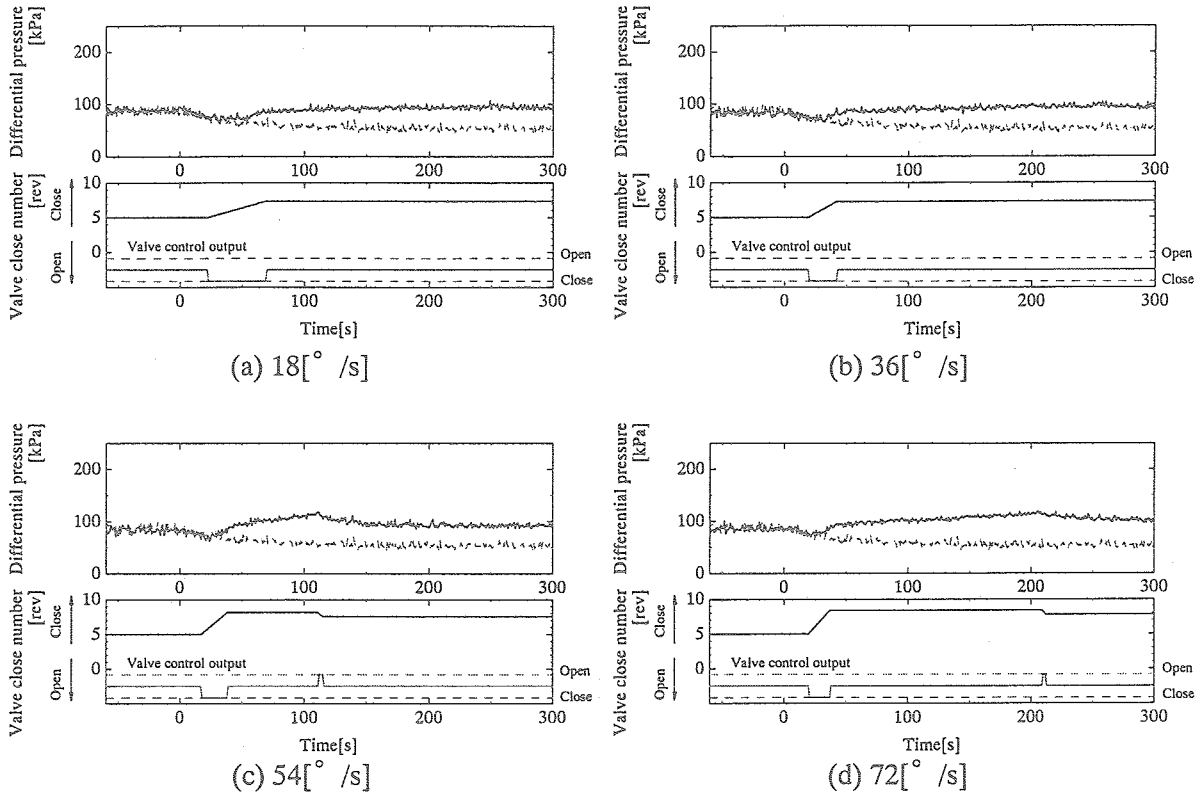


図 6.31 蒸気バルブ回転速度比較実験 バルブ差圧応答 (熱負荷 600→500[W])

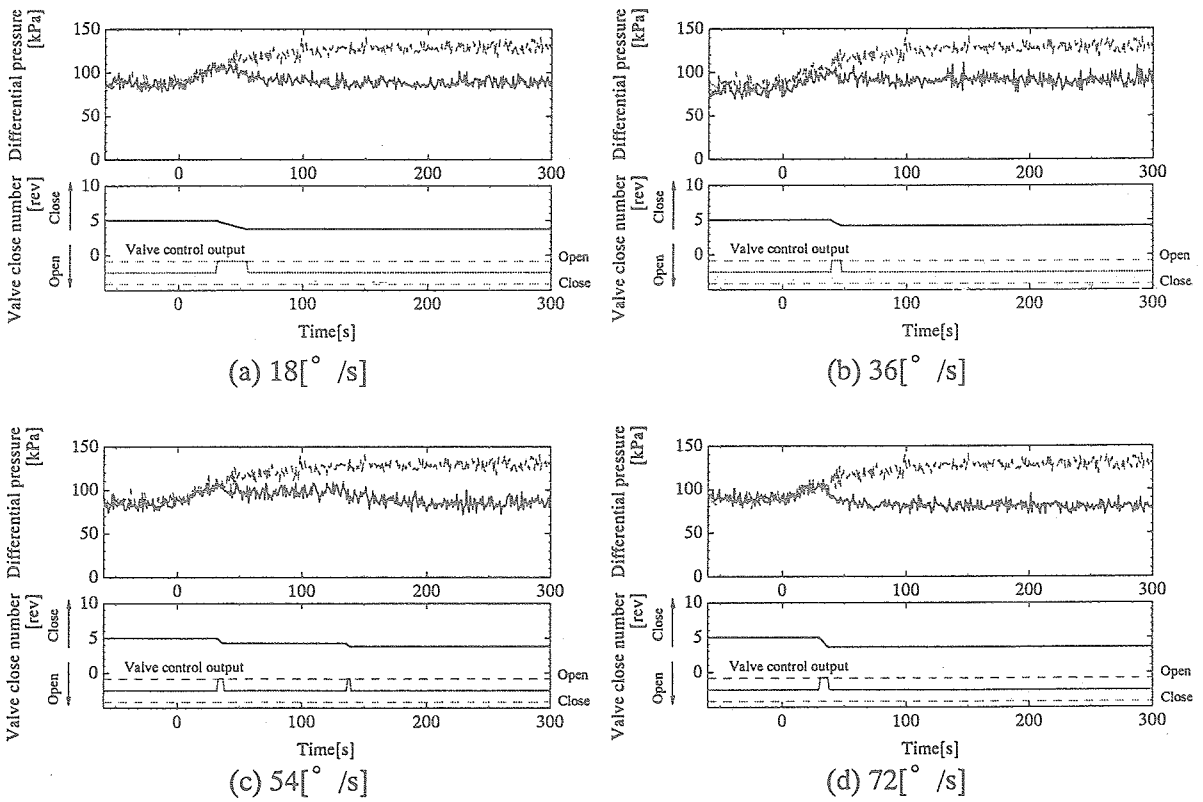


図 6.32 蒸気バルブ回転速度比較実験 バルブ差圧応答 (熱負荷 600→700[W])

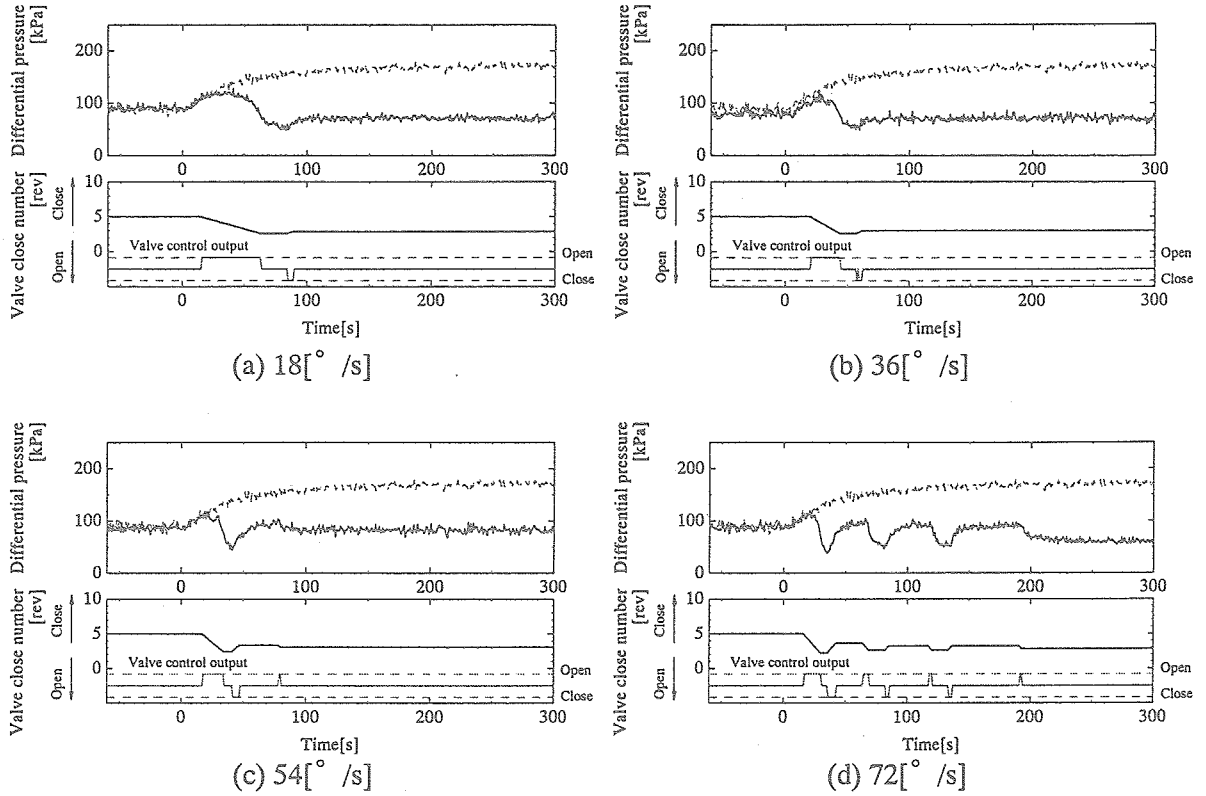


図 6.33 蒸気バルブ回転速度比較実験 バルブ差圧応答 (熱負荷 600→800[W])

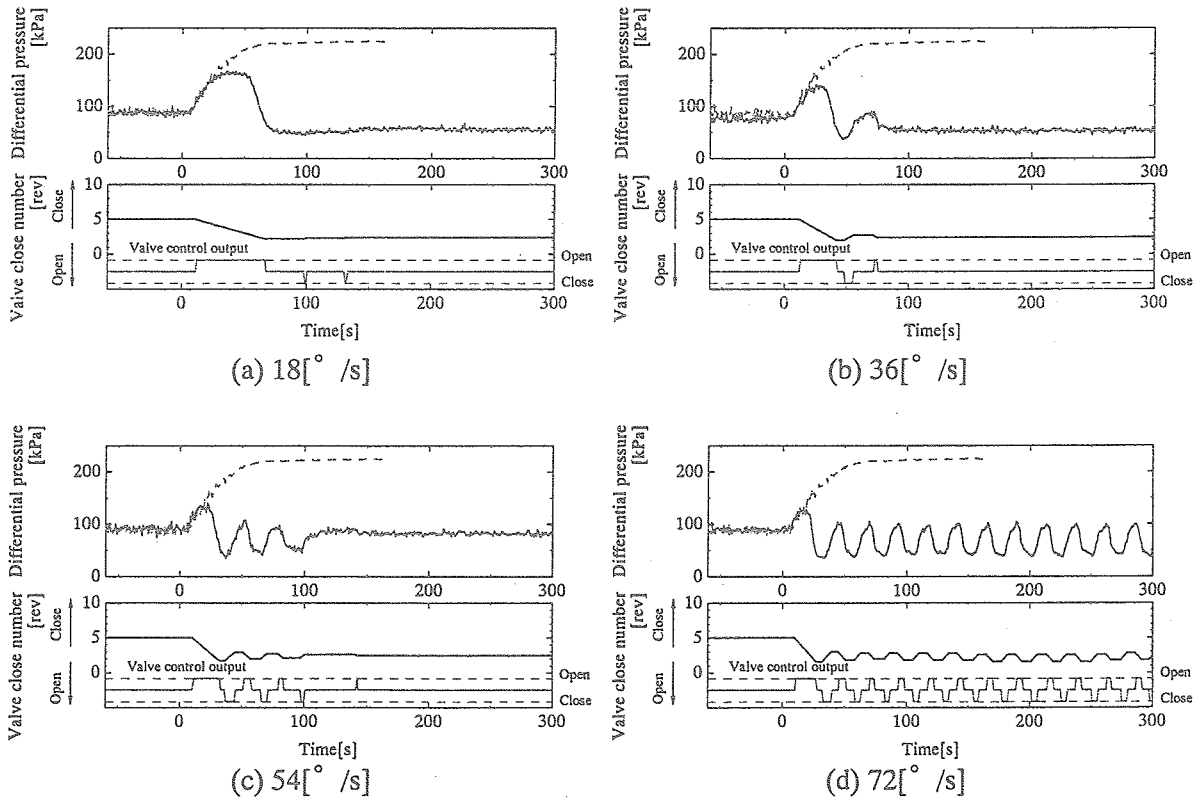


図 6.34 蒸気バルブ回転速度比較実験 バルブ差圧応答 (熱負荷 600→1000[W])

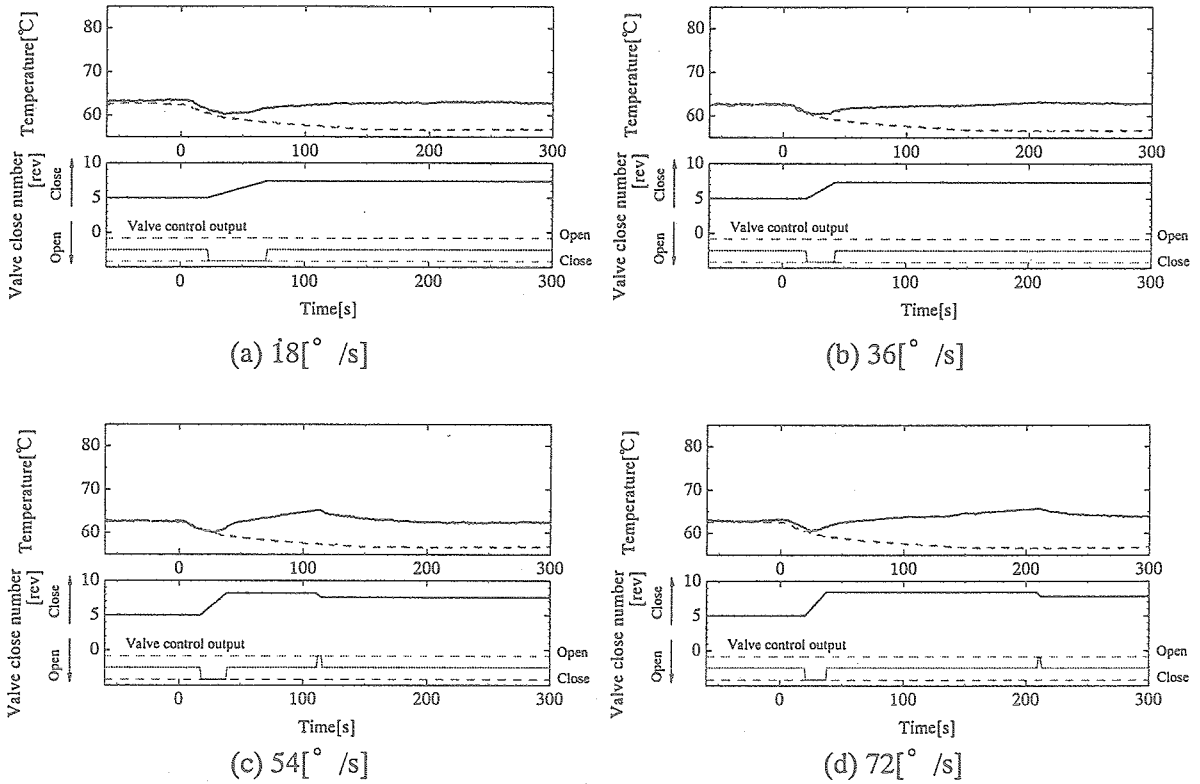


図 6.35 蒸気バルブ回転速度比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答 (熱負荷 600→500[W])

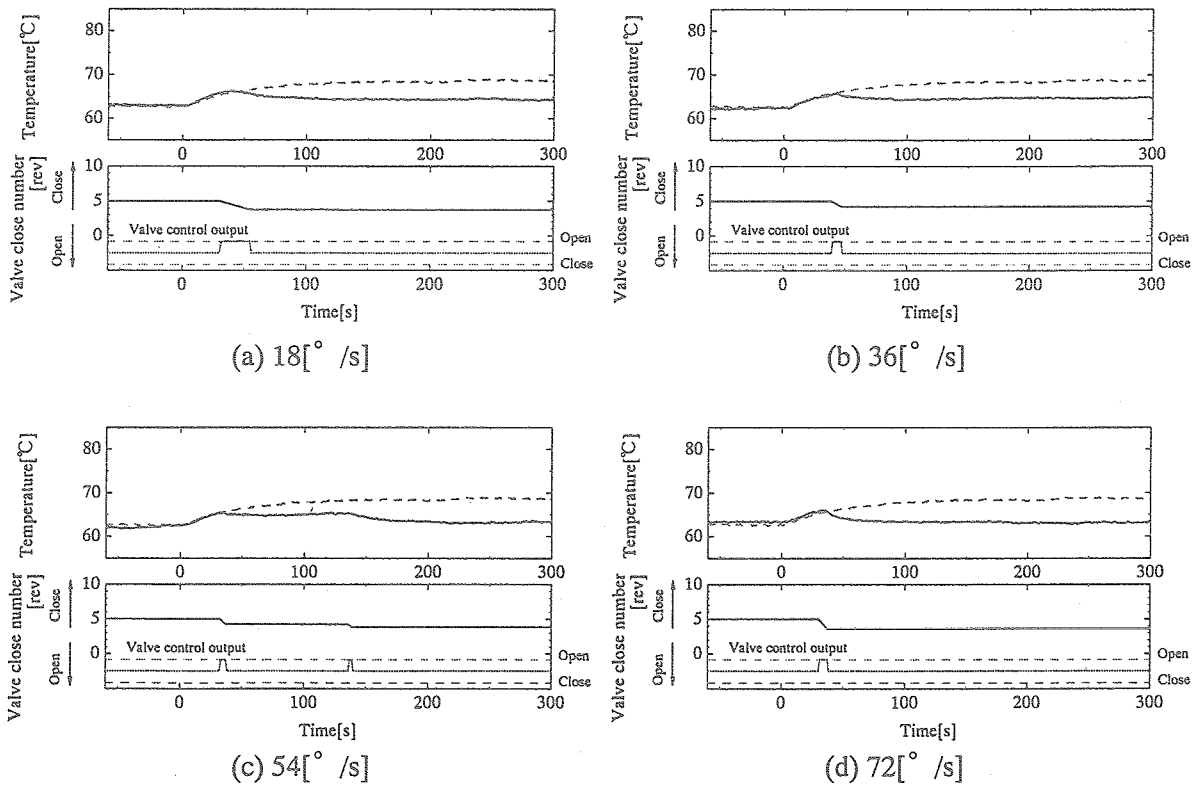


図 6.36 蒸気バルブ回転速度比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答 (熱負荷 600→700[W])

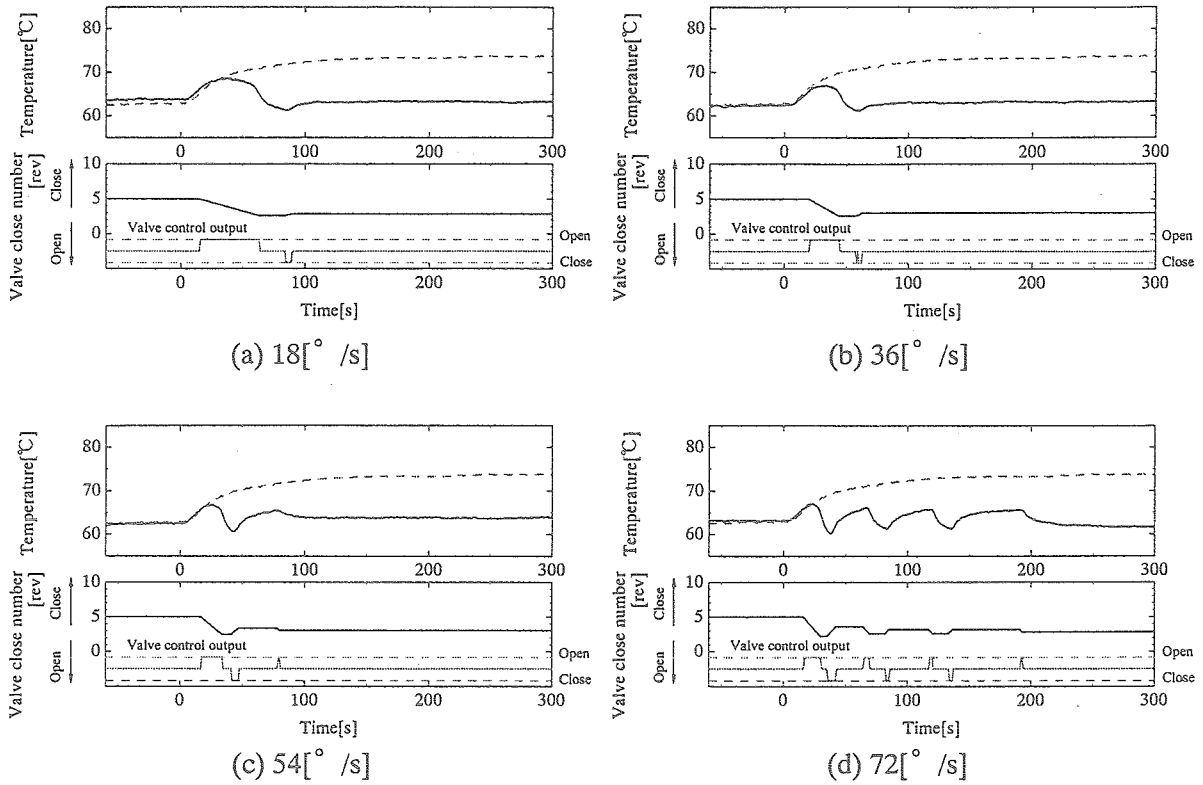


図 6.37 蒸気バルブ回転速度比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答 (熱負荷 600→800[W])

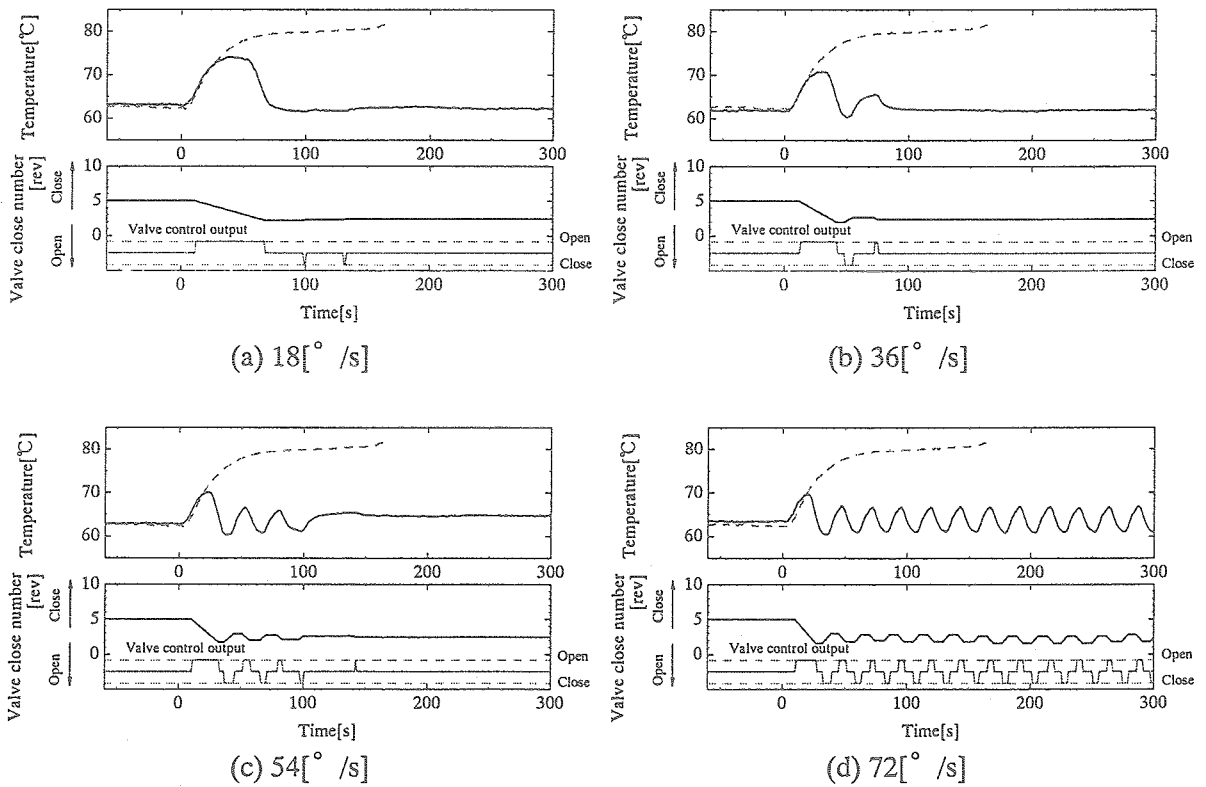


図 6.38 蒸気バルブ回転速度比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答 (熱負荷 600→1000[W])

6.3.2.3 EV 表面温度制御温度幅比較

実際の排熱システムの目的はコールドプレート上の電子機器やマグネトロンなどの熱源温度を作動許容範囲に保持することにあり、より正確に温度制御できることが望まれる。そこで、EV 表面温度制御温度幅の違いによる各応答の差異を調べた。

(i) EV 圧力応答

図 6.39～図 6.42 に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 500[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→500[W])、600[W]から 700[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→700[W])、600[W]から 800[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→800[W]) 及び 600[W]から 1000[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→1000[W]) の EV 圧力の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示す。各図 (a)は制御温度幅 $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$ の場合の応答、(b)は制御温度幅 $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ の場合の応答を示す。また、EV 圧力の応答図中の薄い破線はバルブを初期状態のまま動作させない無制御時の応答である。

図 6.39～図 6.42 に示すように、各熱負荷変化時において制御温度幅が小さい $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ の方が熱負荷変化時刻 (Time=0[s]) から蒸気バルブの動作開始までの時間が短くなっている。(熱負荷 600→500[W]の場合熱負荷変化から蒸気バルブ動作開始までの時間間隔は制御温度幅 $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$ の時 19[s]、制御温度幅 $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ の時 10[s]。熱負荷 600→700[W]の場合 $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$ で 39[s]、 $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ で 15[s]。熱負荷 600→800[W]の場合 $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$ で 21[s]、 $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ で 11[s]。熱負荷 600→1000[W]の場合 $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$ で 13[s]、 $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ で 9[s]。)これは、制御温度幅が小さい方が EV 表面温度の温度制御範囲の上限/下限が基準温度に近い(制御温度幅 $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$ の場合基準温度 $63[^\circ\text{C}]$ に対して上限 $65[^\circ\text{C}]$ /下限 $61[^\circ\text{C}]$ 、 $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ の場合上限 $64[^\circ\text{C}]$ /下限 $62[^\circ\text{C}]$ 。)ため熱負荷の変化により EV 表面温度が制御範囲の上限及び下限に早く到達、逸脱するためである。また、各熱負荷変化時において制御温度幅が小さい方が蒸気バルブ動作回数が多く、EV 圧力も上下に振動するような応答が多く見られる。熱負荷を 600[W]から 1000[W]に変化させた時、温度制御幅 $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ では定常に至らず、ハンチングを起こしている。

蒸気バルブは EV 表面温度が温度制御範囲を逸脱すると動作するため、制御温度幅が小さいほど熱負荷が変化した時に EV 表面温度が制御範囲を逸脱するのが早く、蒸気バルブの動作開始も早くなる。そして、蒸気バルブの操作によって基準温度に復帰する方向に EV 表面温度は変化するが、制御温度幅が小さいほど EV 表面温度が温度制御範囲内に復帰するまでの時間は長くなるため、同一熱負荷変化に対して、制御温度幅が小さいほど蒸気バルブの操作時間が長くなり、EV 表面温度の変化量も大きくなる。そのため、一方の温度限界を超えることによる蒸気バルブ操作が反対の温度限界を超える結果を生み、上下の行き過ぎ回数が増えて EV 圧力も振動する。

(ii) 蒸気バルブ差圧応答

図 6.43～図 6.46 に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 500[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→500[W])、600[W]から 700[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→700[W])、600[W]から 800[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→800[W]) 及び 600[W]から 1000[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→1000[W]) の蒸気バルブ差圧の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示す。各図 (a)は制御温度幅 $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$ の場合の応答、(b)は制御温度幅 $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$ の場合の応答を示す。また、蒸気バルブ差圧の応答図中の薄い破

線はバルブを初期状態のまま動作させない無制御時の応答である。

図 6.43～図 6.46 に示すように、各熱負荷変化時、制御温度幅の違いによる蒸気バルブ差圧応答の傾向は EV 圧力応答と同様、制御温度幅が小さい方が熱負荷変化時刻 (Time=0[s]) から蒸気バルブの動作開始までの時間が短くなっており、蒸気バルブ動作回数が多く、EV 圧力も上下に振動するような応答が多く見られる。

また、蒸気バルブ差圧の変化量は EV 圧力の変化量とほぼ同じである。これは、蒸気バルブの出口側にはアキュムレータが存在し、圧力がほぼ一定なため、蒸気バルブ圧力損失の変化は上流側にある EV 圧力の変化に現れるためである。

(iii) EV 表面温度 (T_g) 応答

図 6.47～図 6.50 に各蒸気バルブ回転速度において熱負荷を 600[W]から 500[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→500[W])、600[W]から 700[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→700[W])、600[W]から 800[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→800[W]) 及び 600[W]から 1000[W]に変化させた時 (B4-A,B,600→1000[W]) の EV 表面温度 (T_g) の応答と、その時の蒸気バルブの挙動を示す。各図 (a)は制御温度幅 ± 2.0 [$^{\circ}\text{C}$]の場合の応答、(b)は制御温度幅 ± 1.0 [$^{\circ}\text{C}$]の場合の応答を示す。また、EV 表面温度 (T_g) の応答図中の薄い破線はバルブを初期状態のまま動作させない無制御時の応答である。

図 6.47～図 6.50 に示すように、B4-B,600→1000[W]の条件を除き、熱負荷変化に対して蒸気バルブを操作することで T_g を温度制御範囲に収められている。また、EV 圧力応答と同様に各熱負荷変化時において制御温度幅が小さい方が熱負荷変化時刻 (Time=0[s]) から蒸気バルブの動作開始までの時間が短い傾向及び蒸気バルブ動作回数が多いため T_g も上下に振動するような応答が多くなる傾向が見られる。これは、蒸気バルブは EV 表面温度 (T_g) が温度制御範囲を逸脱すると動作するので、制御温度幅が小さいほど熱負荷が変化した時に T_g が制御範囲を逸脱するのが早く、蒸気バルブの動作開始も早くなる上、制御範囲逸脱後に蒸気バルブの操作によって基準温度に復帰する方向に T_g は変化するが、制御温度幅が小さいほど T_g が温度制御範囲内に復帰するまでの時間は長く、同一熱負荷変化に対して制御温度幅が小さいほど蒸気バルブの操作時間が長くなり、EV 表面温度の変化量も大きくなるので、一方の温度限界を超えることによる蒸気バルブ操作が反対の温度限界を超える結果を生み、上下の行き過ぎ回数が増えるためである。

以上より、本実験では一部条件を除き、蒸気バルブ操作によって EV 表面温度を ± 1 [$^{\circ}\text{C}$]の幅に制御することが可能であった。しかし、蒸気バルブ回転速度比較実験の結果から、熱負荷変化時刻から温度制御範囲に復帰、定常に達するための時間の検討により蒸気バルブ回転速度を適切に設定することでハンチングの問題は解消出来ると考えられる。

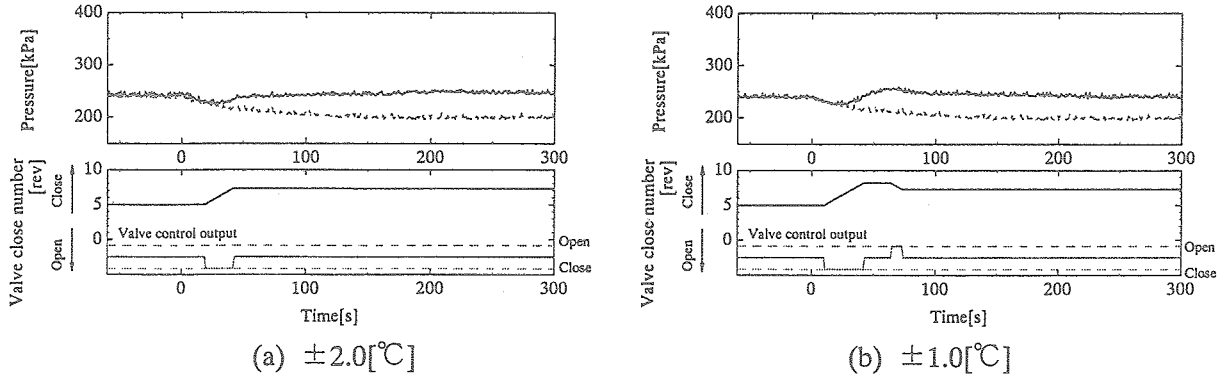


図 6.39 EV 表面温度制御温度幅比較実験 EV 圧力応答 (熱負荷 600→500[W])

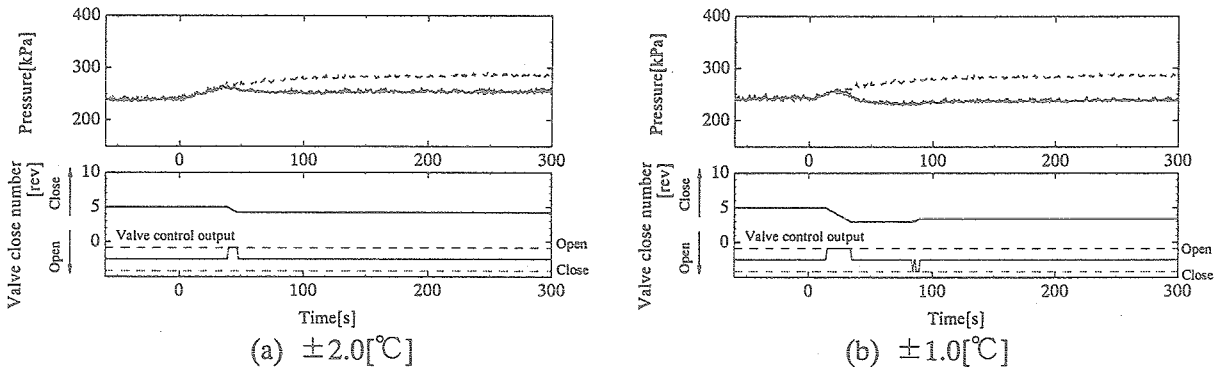


図 6.40 EV 表面温度制御温度幅比較実験 EV 圧力応答 (熱負荷 600→700[W])

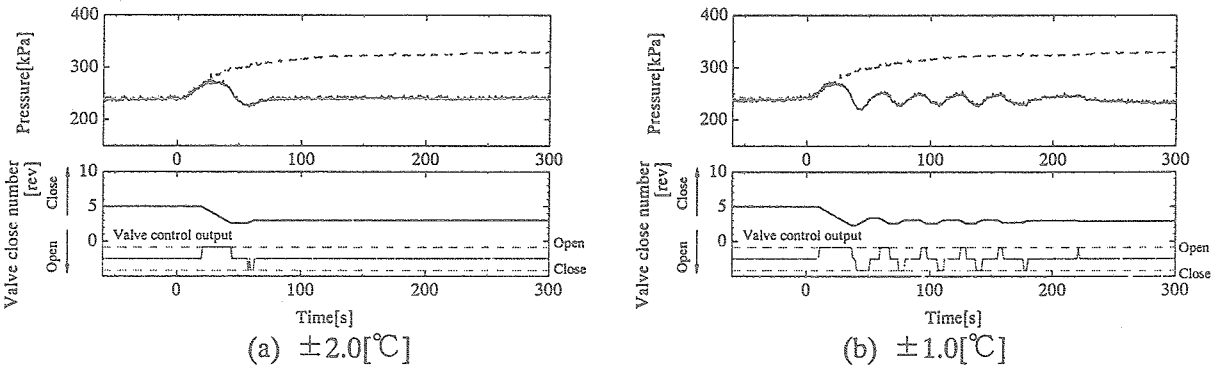


図 6.41 EV 表面温度制御温度幅比較実験 EV 圧力応答 (熱負荷 600→800[W])

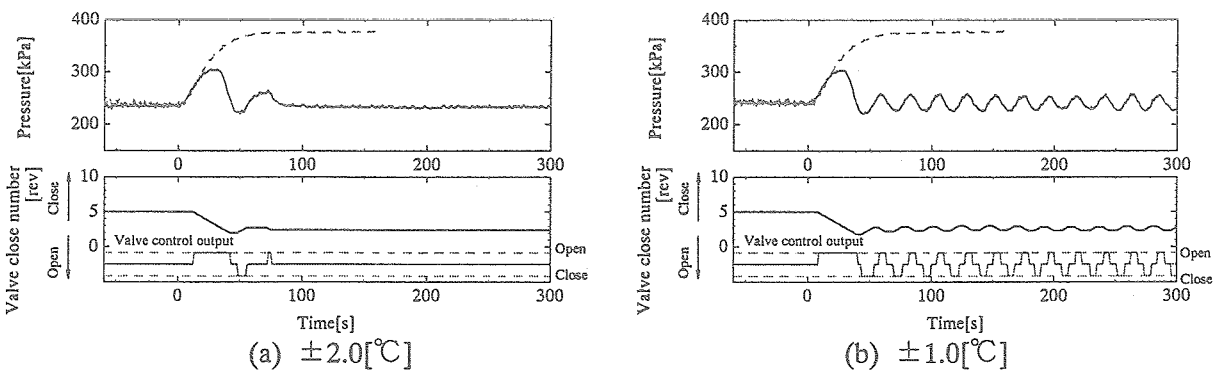
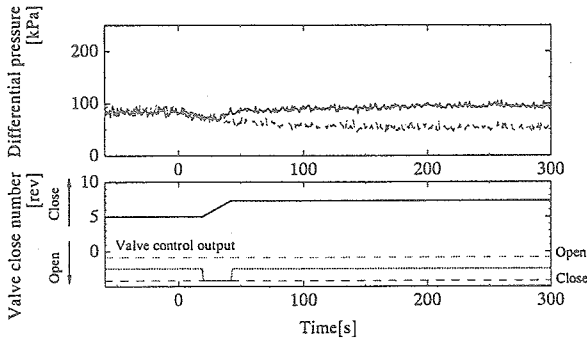
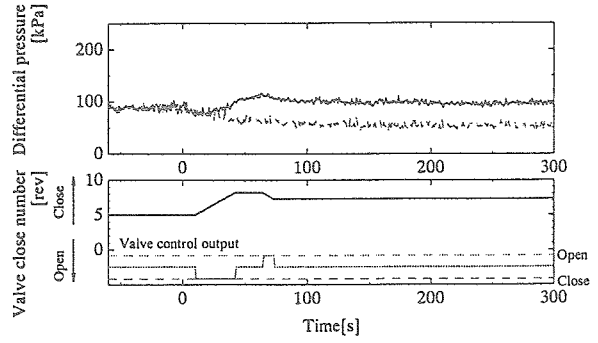


図 6.42 EV 表面温度制御温度幅比較実験 EV 圧力応答 (熱負荷 600→1000[W])



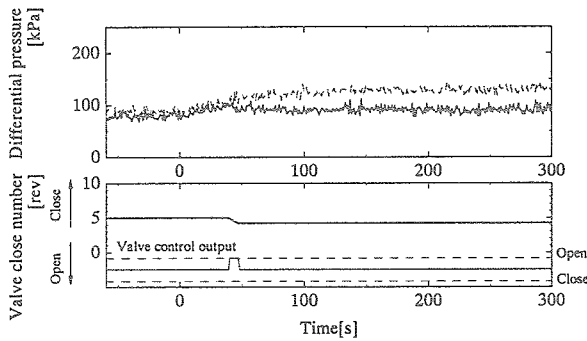
(a) $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$



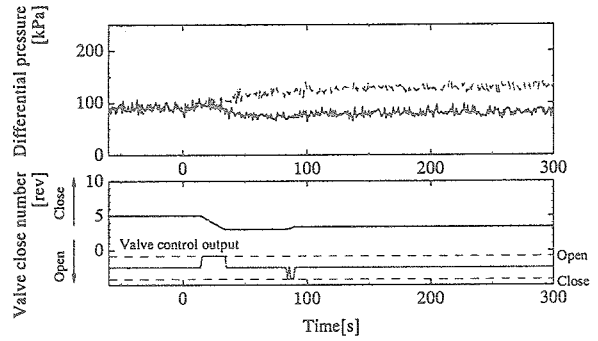
(b) $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$

図 6.43 EV 表面温度制御温度幅比較実験

バルブ差圧応答 (熱負荷 600→500[W])



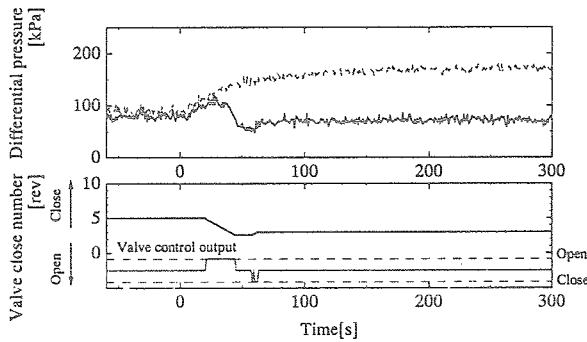
(a) $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$



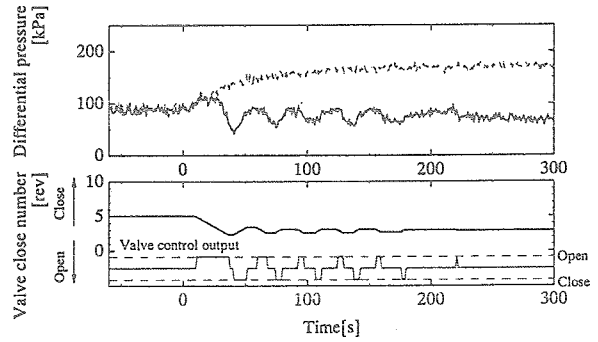
(b) $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$

図 6.44 EV 表面温度制御温度幅比較実験

バルブ差圧応答 (熱負荷 600→700[W])



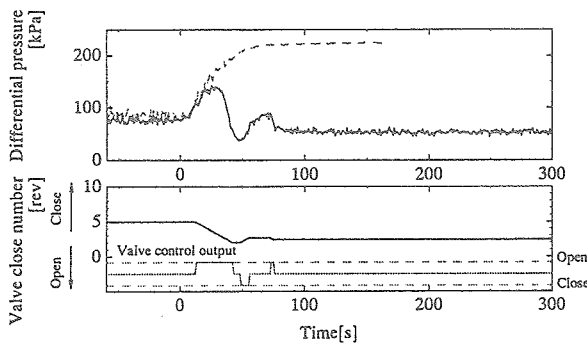
(a) $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$



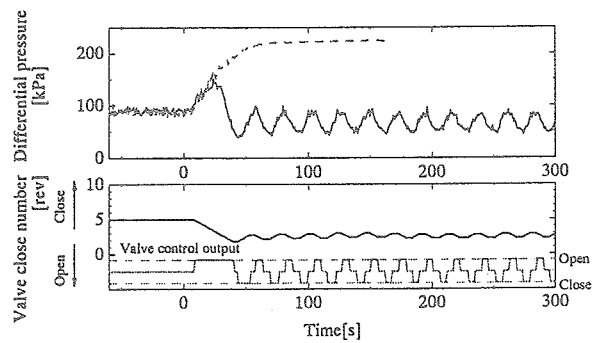
(b) $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$

図 6.45 EV 表面温度制御温度幅比較実験

バルブ差圧応答 (熱負荷 600→800[W])



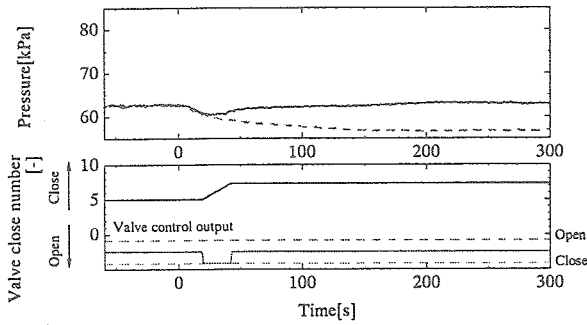
(a) $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$



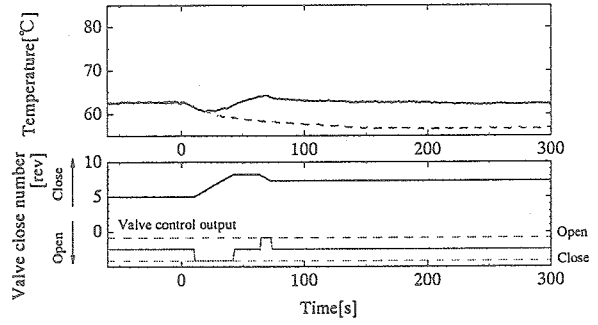
(b) $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$

図 6.46 EV 表面温度制御温度幅比較実験

バルブ差圧応答 (熱負荷 600→1000[W])

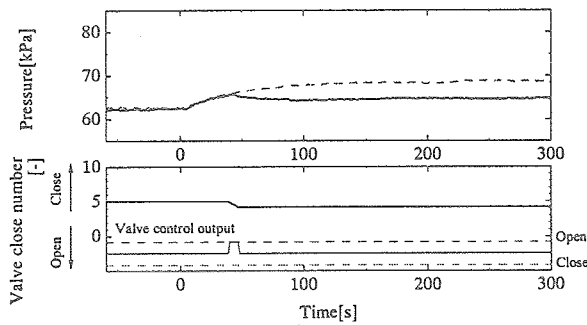


(a) $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$

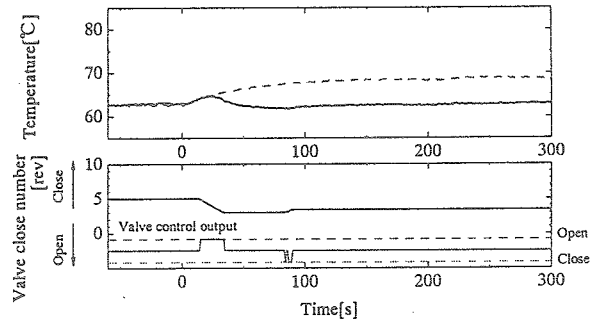


(b) $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$

図 6.47 EV 表面温度制御温度幅比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答 (熱負荷 600→500[W])

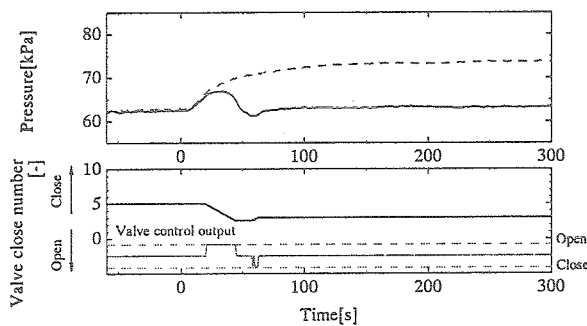


(a) $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$

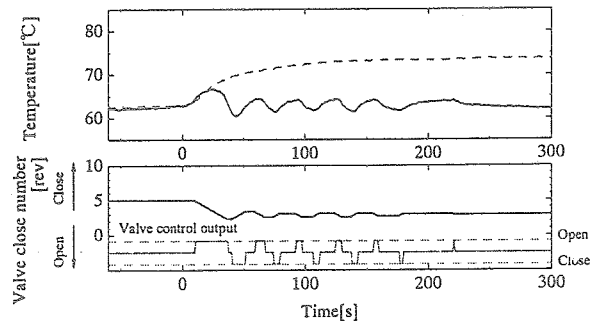


(b) $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$

図 6.48 EV 表面温度制御温度幅比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答 (熱負荷 600→700[W])

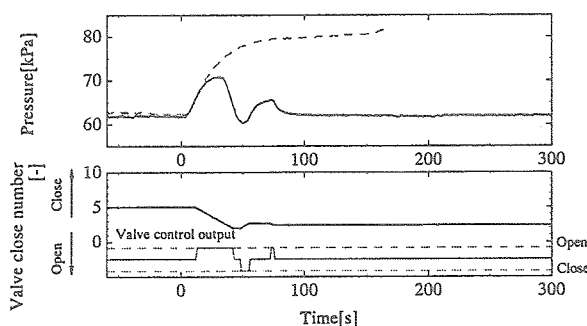


(a) $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$

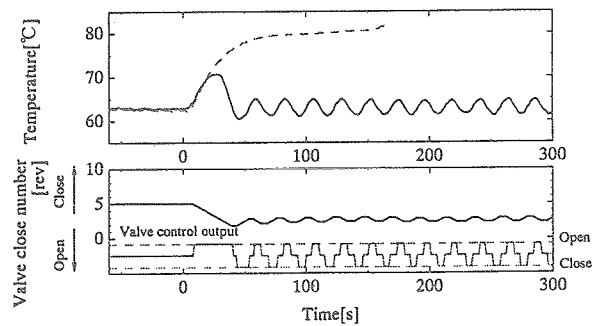


(b) $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$

図 6.49 EV 表面温度制御温度幅比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答 (熱負荷 600→800[W])



(a) $\pm 2.0[^\circ\text{C}]$



(b) $\pm 1.0[^\circ\text{C}]$

図 6.50 EV 表面温度制御温度幅比較実験 EV 表面温度 (T_8) 応答 (熱負荷 600→1000[W])

6.3.2.4 熱負荷連続変化運転実験

(1) 作動流体流量の比較実験, (2) 蒸気バルブ回転速度の比較実験, (3) EV 表面温度制御温度幅の比較実験 の3実験より, 蒸気バルブの自動操作によるEV表面温度制御は熱負荷の単数回変化に対しては有効であることが確認できた。しかし, 実際の排熱システムは長期間に亘り連続的に変化する熱負荷に対して制御を行う必要がある。

そこで, 連続的に熱負荷を変化させた時の蒸気バルブの自動操作による排熱システムの制御可能性を検討する。

運転条件を表 6.5 に示す。以下の運転条件において表 6.6 のような手順で熱負荷を計測開始より 300[s]毎に変化させる。

表 6.5 熱負荷連続変化運転実験における運転条件

作動流体流量 [cm ³ /min]	ACM 圧力 [kPa]	冷却水流量 [l/min]	バルブ回転速度 [° /s]	温度制御幅 [°C]
300	140	3.0	36	±2.0

表 6.6 熱負荷連続変化運転実験における熱負荷変化手順

EV 熱負荷[W]
600 → 700 → 600 → 500 → 600
0[s] ~ 300[s] ~ 600[s] ~ 900[s] ~ 1200[s] ~ 1500[s]

図 6.51(a)~(c)に熱負荷を連続的に変化させた時のループの応答と, その時の蒸気バルブの挙動を示す。また, 各応答図中の薄い破線はバルブを初期状態のまま動作させない無制御時の応答である。

図 6.51(a)より, 蒸気バルブ無制御時にはEV圧力は初期値 250[kPa]から熱負荷増加時には最大約 290[kPa]まで上昇, 熱負荷減少時には最低約 200[kPa]まで低下している。また, バルブ差圧は初期値約 95[kPa]から熱負荷増加時最大約 130[kPa]まで上昇, 熱負荷減少時最低約 50[kPa]まで低下している。しかし, 蒸気バルブ自動制御時には熱負荷が増加するとEV表面温度の増加を検知して蒸気バルブを開くことで, EV圧力が減少する。熱負荷減少時には逆の操作が行われている。また, 熱負荷増加時のEV圧力の最大値は約 260[kPa], 熱負荷減少時の最低値は約 220[kPa]であり, バルブ無制御時よりも変化幅が狭められている。バルブ差圧も同様の傾向が見られる(最大値約 105[kPa], 最低値約 60[kPa])。

図 6.51(b)より, 蒸気バルブ無制御時のEV表面温度(T_8)を見ると初期状態では63[°C]であるが, 熱負荷増加時には最大約 70[°C]まで増加, 熱負荷減少時は 57[°C]まで減少している。また, EV出口温度(T_9)は初期状態では54[°C]であるが, 熱負荷増加時には最大約 60[°C]まで増加, 熱負荷減少時は 48[°C]まで減少している。蒸気バルブ自動制御時は T_8 の初期値は63[°C]であり, 熱負荷増加直後は最大約 66[°C]まで増加, 熱負

荷減少直後は約 61[°C]まで減少しているが、各熱負荷において温度制御範囲内 63±2.0 [°C]で維持されている。EV 出口温度も熱負荷変化直後は大きく変化しているが、蒸気バルブ自動制御により初期値とほぼ等しい値で推移している。

図 6.51(c)より、蒸気バルブ無制御時は作動流体流量は初期値約 300[cm³/min]であるが、熱負荷増加時には最大約 340[cm³/min]まで増加、熱負荷減少時は約 250[cm³/min]まで減少している。蒸気バルブ自動制御時には、作動流体流量は熱負荷増加 (600[W] →700[W])後には定常しても初期値 300[cm³/min]に復帰していない(約 290[cm³/min])。しかし、ドライアウトを起こす危険性の無い程度の流量の低下であるため問題は無いと考えられる。また、冷却量とエネルギーバランスが一致していないのは、実験に用いた冷却水循環装置が周期的に冷却作業の ON・OFF を繰り返すため、常に冷却水温度が振幅 1[°C]程度、周期 600[s]程度で周期的変動をしているためである。

バルブの閉鎖回転数を見ると、連続的に熱負荷を変化させ、最終的に初期値に戻すとバルブ閉鎖回転数も初期の 5 回転閉鎖に復帰しており、バルブの閉鎖回転数による EV 表面温度の変化には再現性があると言える。

以上より、潜熱利用流体ループ式排熱システムの連続的熱負荷変動に対し、蒸気バルブ自動制御による蒸発器の温度制御は有効であると言える。

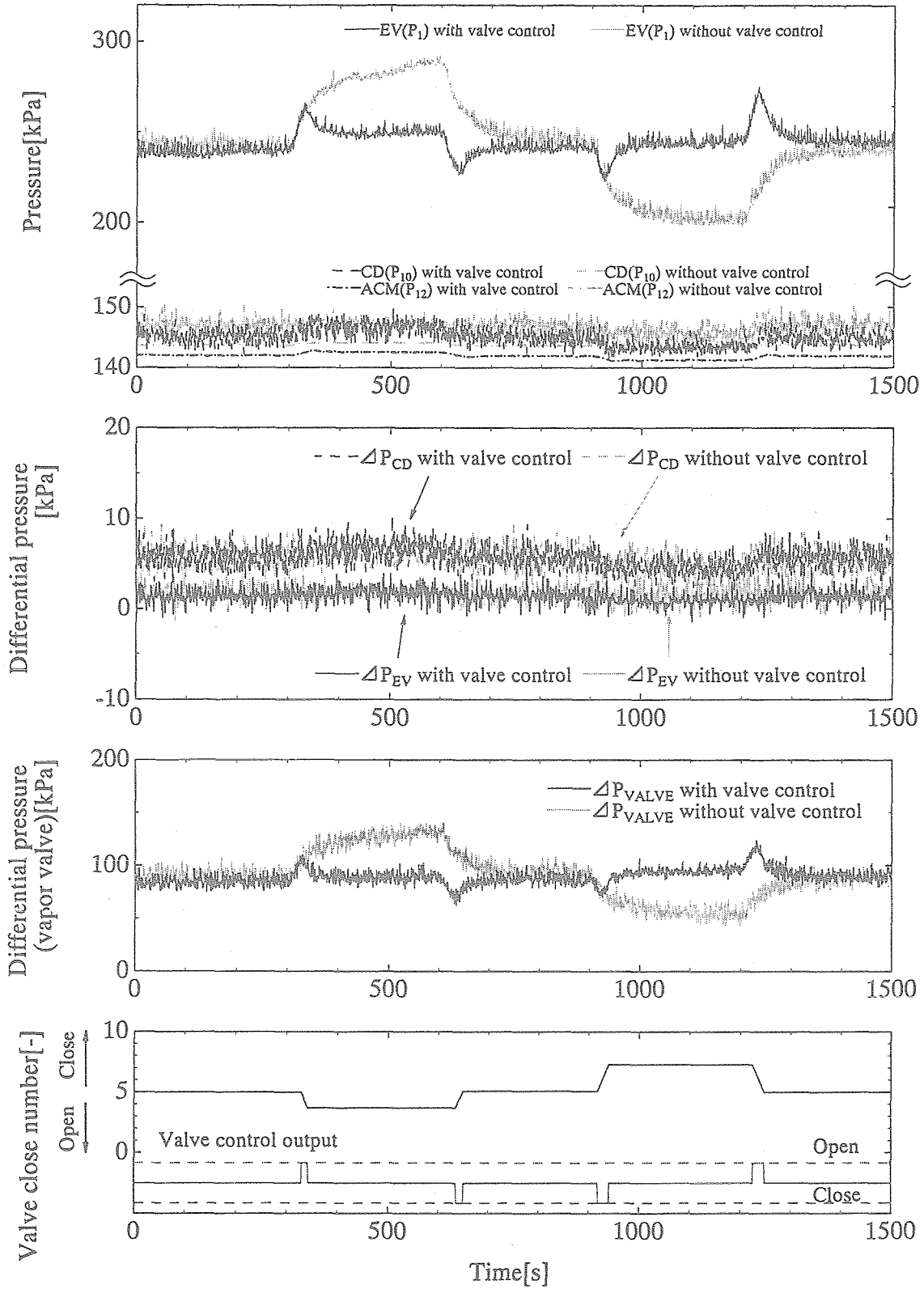


図 6.51(a) 熱負荷連続的变化実験 圧力・差圧応答

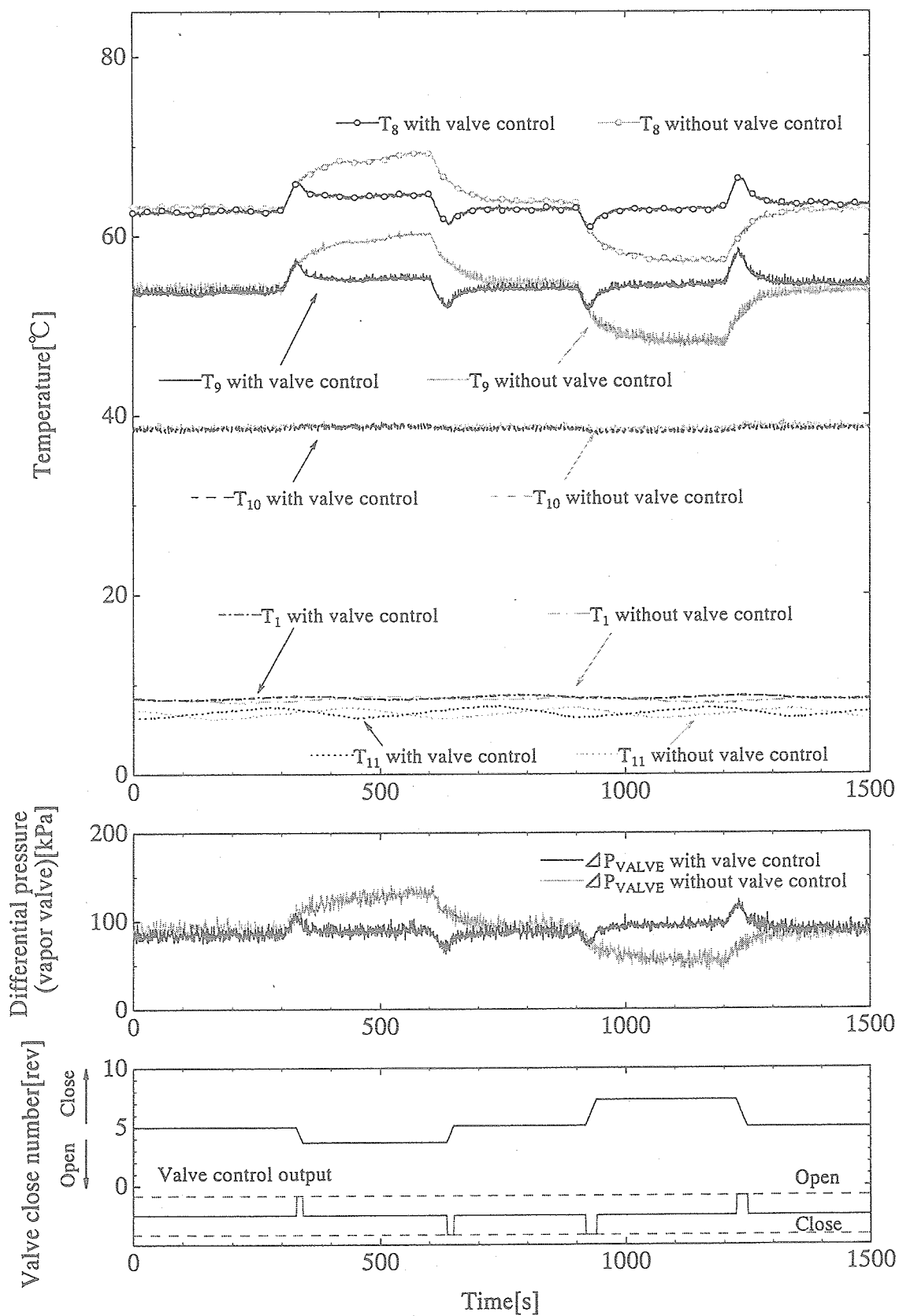


図 6.51(b) 熱負荷連続的变化実験 温度応答

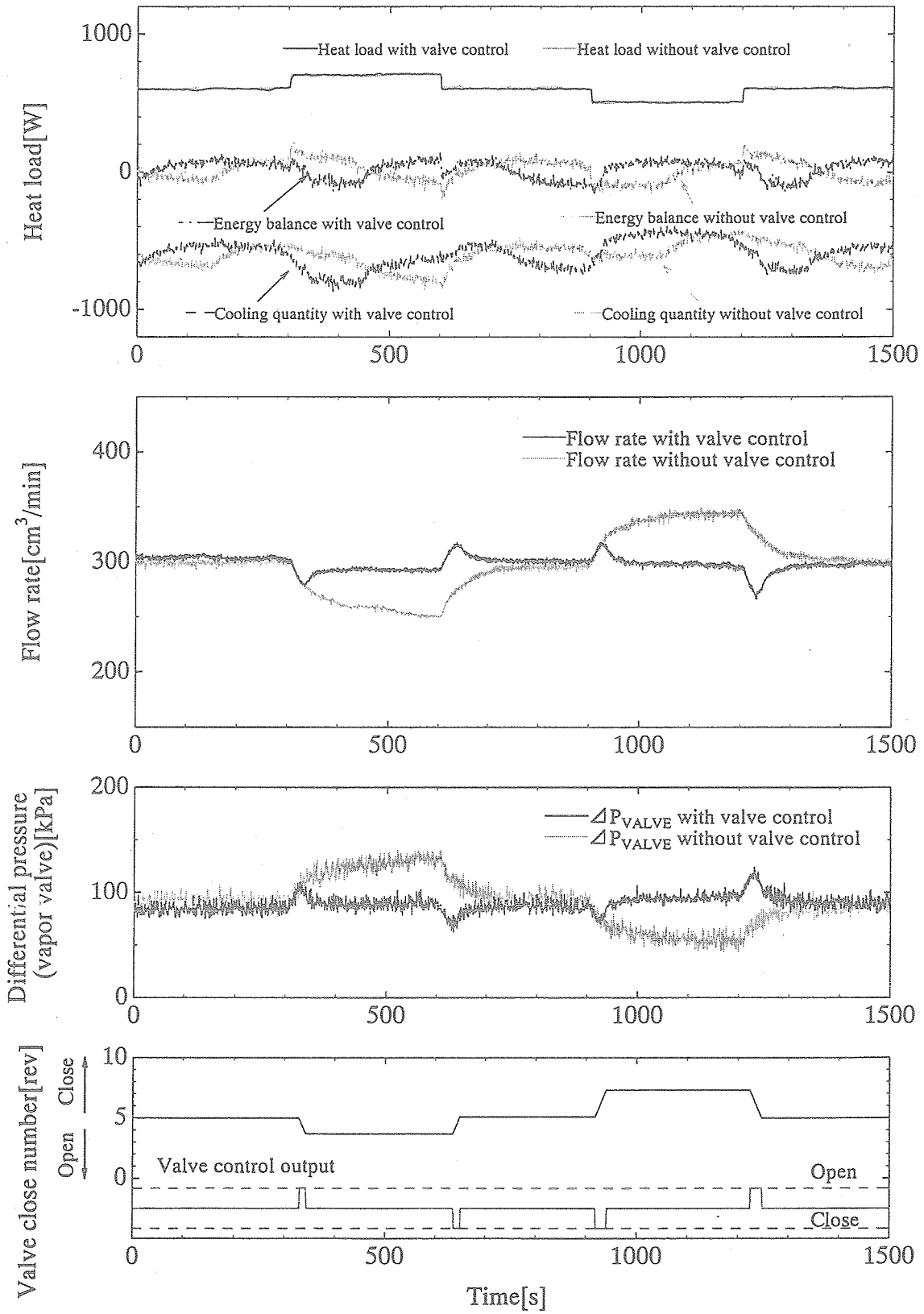


図 6.51(c) 熱負荷連続的变化実験 熱量・流量応答

第7章 動的シミュレータの構築

潜熱利用流体ループ式排熱システムの制御技術の確立には数値解析によりシステム制御の予測や指針を示す事が非常に有効である。そこで、実験室レベルの実機で動特性実験を行うと同時に、同システムの動的シミュレーションモデルを構築した。

7.1 基礎式

潜熱利用流体ループ式排熱システムの動的シミュレーションモデルの構築に、プロセスシミュレーター-HYSYS PLANT+ ver.2.4.1 (アスペンテックジャパン (株)) を用いた。プロセスシミュレーター-HYSYS PLANT+ ver.2.4.1 (以後 HYSYS と記す) は化学プロセスの基本設計及び詳細設計のためのダイナミックシミュレータであり、定常・ダイナミック (非定常) の両シミュレーションが可能で、流体の蒸発・凝縮や熱の移動などが表現できるので、排熱利用流体ループのシミュレーションモデルの構築に使用できる。

HYSYS は物質の流れを表すマテリアルストリームと熱量の流れを表すエネルギーストリーム、及び各種装置を表すユニットを連結させてフローシートを構築し、各ストリームをユニット毎の基礎式に基づき計算してシミュレーションを行う。本節では HYSYS での計算に用いられている各種基礎式及び構成式を示す。

(i) 質量保存の式

$$\frac{d(\rho_0 V_u)}{dt} = F_i \rho_i - F_o \rho_o \dots \dots \dots (7.1)$$

記号 F : 体積流量
 ρ : 密度
 V_u : ユニットの体積
 添え字 i : ユニット入口
 o : ユニット出口

(ii) エネルギーバランスの式

$$\frac{d}{dt} [(u+k+\phi)V] = F_i \rho_i (u_i + k_i + \phi_i) - F_o \rho_o (u_o + k_o + \phi_o) + Q + Q_r - (W + F_o P_o - F_i P_i) \dots \dots (7.2)$$

記号 u : 内部エネルギー (単位質量当たりのエネルギー)
 k : 運動エネルギー (単位質量当たりのエネルギー)
 ϕ : ポテンシャルエネルギー (単位質量当たりのエネルギー)
 V : 流体の体積
 W : 仕事
 P : 圧力
 Q : 境界から与えられる熱量
 Q_r : 反応によって生じる熱量

添え字 i : ユニット入口
 o : ユニット出口

二相流の場合

$$\frac{d}{dt} [\rho_v V_v h_v + \rho_l V_l h_l] = F_i \rho_i h_i - F_l \rho_l h_l - F_v \rho_v h_v + Q + Q_r \dots \dots \dots (7.3)$$

記号 h : エンタルピー
 添え字 l : 液相
 v : 蒸気相

(iii) 状態方程式 (Peng Robinson) ^{(8),(9)}

$$P = \frac{R \cdot T}{V - b} - \frac{a}{V(V + b) + b(V - b)} \dots \dots \dots (7.4)$$

$$Z^3 + (1 - B)Z^2 + (A - 2B - 3B^2)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \dots \dots \dots (7.5)$$

ここで,

$$b = \sum_{i=1}^N x_i b_i \quad , \quad b_i = 0.077796 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}} \quad , \quad a = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij})$$

$$a_i = a_{ci} \alpha_i \quad , \quad a_{ci} = 0.457235 \frac{(RT_{ci})^2}{P_{ci}} \quad , \quad \alpha_i^{0.5} = 1 + m_i (1 - T_{ri}^{0.5})$$

$$m_i = 0.37464 + 1.54226 \omega_i - 0.26992 \omega_i^2 \quad , \quad A = \frac{aP}{(RT)^2} \quad , \quad B = \frac{bP}{RT}$$

記号 P : 圧力
 R : 気体定数
 T : 温度
 T_r : 対臨界温度
 V : 体積
 Z : 圧縮係数
 x : モル分率
 k_{ij} : 相互作用係数 (定数)
 ω : 偏心因子
 a, b, m, α : 定数
 添え字 c : 臨界
 i, j : 気体成分

ここで, 作動流体 HCFC123 の臨界温度 T_c は 456.86 ± 0.05 [K], 臨界圧力 P_c は 3.666 ± 0.0008 [MPa]である⁽¹⁰⁾.

(iv) 蒸発器及び凝縮器でのエネルギーバランスの式

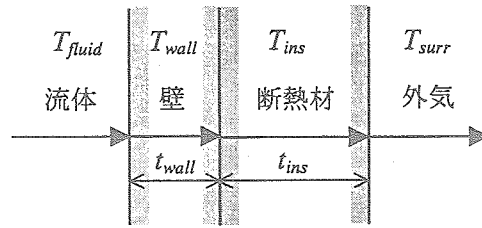


図 7.1 ヒートロスモデル

壁を介してのエネルギーバランス

$$\frac{d}{dt} [A_q t_{wall} C_p T_{wall}] = h_{(fluid, wall)} A_q (T_{fluid} - T_{wall}) - \frac{\lambda_{ins}}{t_{ins}} A_q (T_{wall} - T_{ins}) \dots \dots \dots (7.6)$$

(壁の熱量変化) = (流体から壁に伝わる熱量) - (壁から断熱材に伝わる熱量)

断熱材を介してのエネルギーバランス

$$\frac{d}{dt} \left[A_q t_{ins} C_p \left(\frac{T_{wall} + T_{ins}}{2} \right) \right] = \frac{\lambda_{ins}}{t_{ins}} A_q (T_{wall} - T_{ins}) + h_{(ins, surr)} A_q (T_{ins} - T_{surr}) \dots \dots \dots (7.7)$$

(断熱材での熱量変化) = (壁から断熱材に伝わる熱量) + (断熱材から外気に伝わる熱量)

- 記号 A_q : 伝熱面積
 t : 厚さ
 C_p : 比熱
 T : 温度
 λ : 熱伝導率
 h : 熱伝達率
- 添字 $wall$: 壁
 ins : 断熱材
 $surr$: 外気

(v) ポンプの式

$$W_p = \frac{(P_2 - P_1) \cdot F_m \cdot M}{\rho} \dots \dots \dots (7.8)$$

- 記号 W_p : 圧力上昇とそれに必要な理論動力
 P_1 : 入口圧力
 P_2 : 出口圧力
 ρ : 流体の入口密度
 F_m : 流体のモル流量
 M : 流体の分子量

(vi) 飽和沸騰熱伝達率の式

飽和沸騰熱伝達率計算に用いた計算方法を示す。この計算方法は日本機械学会基準、熱交換器の熱的設計法で紹介されている Lui Z. and Winterton の式^{(11),(12)}である。この式は円管内または環状部を水平または垂直に流れる飽和沸騰流の局所熱伝達率の計算方法である。

レイノルズ数 Re_l

$$Re_l = \frac{G \cdot d}{\eta_l} \dots \dots \dots (7.9)$$

フルード数 Fr

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l \cdot g \cdot d} \dots \dots \dots (7.10)$$

液単相流熱伝達率 h_l [$W/(m^2 \cdot K)$]

$$h_l = 0.023 \frac{\lambda_l}{d} Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \dots \dots \dots (7.11)$$

強制対流熱伝達改善係数 F

$$F = \left\{ 1 + x \cdot Pr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right\}^{0.35} \dots \dots \dots (7.12)$$

強制対流熱伝達改善係数 S

$$S = \left\{ 1 + 0.055 F^{0.1} Re_l^{0.16} \right\}^{-1} \dots \dots \dots (7.13)$$

修正係数 ef, es

$$ef = 1 \quad es = 1 \dots \dots \dots (7.14)$$

ただし水平管で、 $Fr < 0.05$ の時は

$$ef = Fr^{(0.1-2Fr)} \quad es = \sqrt{Fr} \dots \dots \dots (7.15)$$

プール沸騰熱伝達率 h_{pool} [$W/(m^2 \cdot K)$]

$$h_{pool} = 55 p^{0.12} q^{2/3} (-\log_{10} p)^{-0.55} M^{-0.5} \dots \dots \dots (7.16)$$

二相流熱伝達率 h [$W/(m^2 \cdot K)$]

$$h = \left\{ (ef \cdot F \cdot h_l)^2 + (es \cdot S \cdot h_{pool})^2 \right\}^{1/2} \dots \dots \dots (7.17)$$

以上の計算を行う時、物性値は飽和温度の値を用いる。

- 記号 G : 質量流束 $[kg/(m^2 \cdot s)]$
 d : 管内径, 環状部の場合は相当直径 d_e を用いる $[m]$
 $d_e \equiv 4 \times (\text{流路面積}) / (\text{加熱面の濡れ縁長さ})$
 η : 粘性係数 $[Pa \cdot s]$
 g : 重力の加速度 $[m/s^2]$
 ρ : 密度 $[kg/m^3]$
 λ : 熱伝導率 $[W/(m \cdot K)]$
 Pr : プラントル数
 x : クオリティ
 p : (絶対圧力) / (臨界圧力)
 q : 熱流束 $[W/m^2]$
 M : 流体の分子量
- 添字 l : 液相
 v : 気相

(vii) 凝縮熱伝達率の式

凝縮熱伝達率計算に用いた計算方法を示す。この計算方法は日本機械学会基準、熱交換器の熱的設計法で紹介されている水平管内凝縮の式⁽¹¹⁾である。この式は飽和純蒸気が細長い水平な平滑管内で凝縮する場合の局所熱伝達率の計算方法である。

局所ヌセルト数 Nu の定義式

$$Nu = h_z d / \lambda_L \quad \dots \dots \dots (7.18)$$

強制対流凝縮域の局所ヌセルト数 Nu_F

$$Nu_F = 0.018 \left[Re_{Ld} (\rho_v / \rho_L)^{1/2} \right]^{0.9} \left\{ x / (1-x) \right\}^{0.1x+0.8} Pr_L^{1/3} (1 + C_1 Ph / Pr_L) \quad \dots \dots \dots (7.19)$$

ここで,

$$C_1 = 0.071 Re_{Ld}^{0.1} (\rho_L / \rho_v)^{0.55} Pr_L^{1/3} \left\{ x / (1-x) \right\}^{0.2-0.1x}$$

共存対流凝縮域の局所ヌセルト数 Nu_B

$$Nu_B = 0.725 (Ga_{Ld} Pr_L / Ph)^{1/4} \left\{ 1 + 0.003 Pr_L^{1/2} C_3^{(3.1-0.5/Pr_L)} \right\}^{0.3} / (1 + C_2 C_4)^{1/4} \quad \dots \dots \dots (7.20)$$

ここで,

$$C_2 = \left\{ 1 + 1.6 \times 10^{11} (Ph / Pr_L)^5 \right\}^{1/4} (\rho_v / \rho_L)^{1/2} \left[(Ga_{Ld} Pr_L / Ph)^{1/4} \left\{ 4(1-x) / (\pi Re_{Ld} x) \right\} \right]^{0.8}$$

$$C_3 = 0.47 (\rho_L / \rho_v)^{1/2} (Ph / Pr_L)^{1/12} \left\{ Re_{Ld} x / (1-x) \right\}^{0.9} / (Ga_{Ld} Pr_L / Ph)^{0.275}$$

$$C_4 = 20 \exp \left[-\pi Re_{Ld} / \{ 12000 (1-x) \} \right]$$

記号	c_p : 冷媒定圧比熱 [kJ/(kg·K)]
	C_1, C_2, C_3, C_4 : 係数
	d : 円管内径 [m]
	Ga_{Ld} : ガリレイ数 ; $Ga_{Ld} = gd^3 / \nu_L^2$
	Δh_v : 凝縮潜熱 [kJ/kg]
	Nu : 局所ヌセルト数
	Ph : 相変化数 ; $Ph = c_{pL}(T_{sat} - T_w) / \Delta h_v$
	T_{sat} : 飽和蒸気温度 [K]
	T_w : 平滑管内壁面温度 [K]
	x : クオリティ
	h_z : 冷媒入口から管軸方向距離 z における局所熱伝達率 [W/(m ² ·K)]
	λ : 冷媒熱伝導率 [W/(m·K)]
	η : 冷媒粘性係数 [Pa·s]
	ν : 冷媒動粘性係数 [m ² ·s]
	ρ : 冷媒密度 [kg/m ³]
添字	L : 液相
	V : 気相

(viii) 凝縮器冷却水の熱伝達率の式

凝縮器の冷却水側における熱伝達率計算には Dittus-Boelter の式⁽¹¹⁾を用いた。ただし、プレート型熱交換器なので式中の円管直径 d を相当直径 d_e に変える必要がある。相当直径は次の式で求めた。

Dittus-Boelter の式 (液単相流熱伝達率 h [W/(m²·K)])

$$h = 0.023 \frac{\lambda}{d} Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \dots \dots \dots (7.21)$$

記号	Re : レイノルズ数
	Pr : プラントル数
	λ : 熱伝導率 [W/(m·K)]
	d : 管内径 [m]

相当直径 d_e [m]

$$d_e = \frac{4A_f}{W_p} \dots \dots \dots (7.22)$$

記号	A_f : 断面積 [m ²]
	W_p : 濡れ縁長さ [m]

(ix) サブクール沸騰の条件

蒸発器においてサブクール沸騰の開始を次の式^{(13), (14)}で判定した.

$$q \geq \frac{\lambda_l \cdot \Delta h_v \cdot \Delta T_s^2}{8 \cdot \sigma \cdot T_s \cdot v_g} \dots\dots\dots (7.23)$$

$$x < 0 \dots\dots\dots (7.24)$$

- 記号 q : 熱流束 [W/m²]
 λ_l : 液体の熱伝導率 [W/(m·K)]
 Δh_v : 蒸発潜熱 [J/kg]
 ΔT_s : 過熱度 (壁温と飽和温度の差) [°C]
 σ : 表面張力 [N/m]
 T_s : 飽和温度 [°C]
 v_g : 蒸気の比体積 [m³/kg]
 x : クオリティ

(x) 圧力損失の式

HYSYS によるシミュレーションで圧力損失の計算に用いた式を示す. 均質流モデル⁽¹⁵⁾に基づき圧力損失は次式で与える.

$$\left(-\frac{dP_f}{dz} \right) = \frac{\lambda_{TP}}{2d} \cdot \frac{1}{\rho_H} G^2 \dots\dots\dots (7.25)$$

- 記号 d : 管内径
 G : 質量流束
 ρ_H : 均質流モデルによる平均密度
 $\frac{1}{\rho_H} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L}$
 x : クオリティ
 ρ : 密度
 λ_{TP} : 二相流の摩擦係数
 $\lambda_{TP} = 0.3164 Re_H^{-0.25}$ ただし $Re_H = DG / \mu_H$
 μ_H : 二相流の粘性係数
 $\mu_H = \mu_L$
 μ : 粘性係数
 添字 L : 液相
 G : 気相

全質量流量が液体として流れたときの圧力損失に対する二相流の圧力損失の比

$$\Phi_{Lo}^2 = \frac{(-dP_f/dz)}{(-dP_f/dz)_{Lo}} = \left\{ 1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) \right\} \dots\dots\dots (7.26)$$

7.2 数値解析モデル

HYSYS によるシミュレーションにおいて行った各要素の数値解析モデルを示す。

7.2.1 システム構成

システムを複数のセクションの集合体であるとし、ポンプ、蒸発器、凝縮器、アキュムレータ、及びそれらを繋ぐ4つの配管の計8セクションに分割する。

また、蒸発器内部を45分割、凝縮器を92分割する。HYSYSは熱交換用のユニットが用意されているが、各ユニットは単容量系であり、1つのユニットでは蒸発器、凝縮器内の温度やクォリティの分布が表現できないため複数のユニットを連結させることで分布定数系の計算を行った。システム系統図を図7.2に示す。ただし、実機の試験ループでは凝縮器として同型のプレート型熱交換器を2個直列に繋いでおり、2個目の凝縮器内では作動流体は液単相で温度的にも安定しており、流路方向に対して温度、クォリティ等の分布は微小なので、2個目の凝縮器の分割数は2としている。

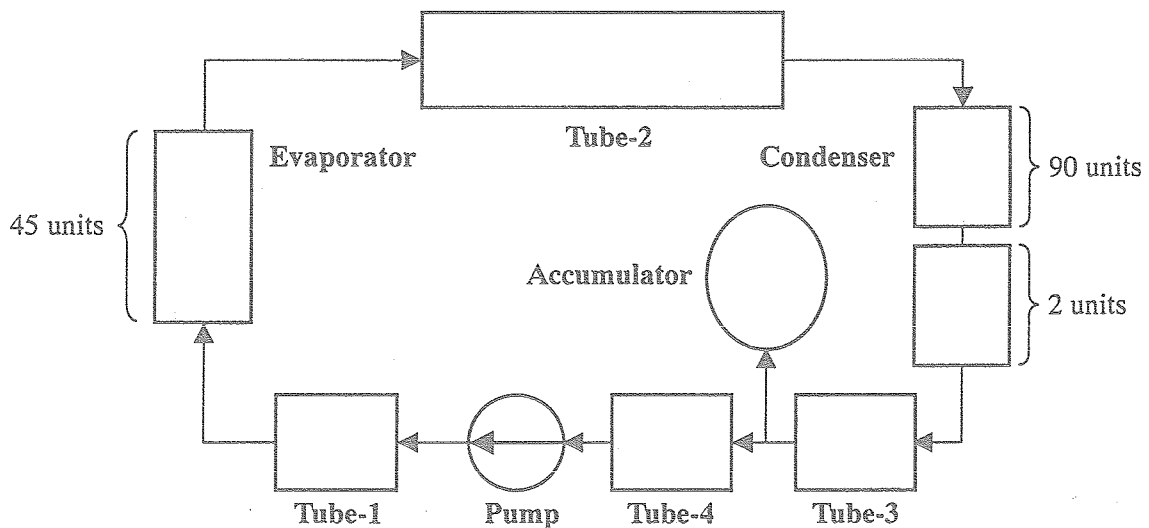


図 7.2 システム系統図

7.2.2 蒸発器

(i) 熱負荷入力

蒸発器は HYSYS のヒーターユニットを用いて構成した。しかし、HYSYS における各機器の熱容量は放熱においてのみ考慮される。つまり、エネルギー・ストリームによる加熱では、熱が機器の壁を介さずに直接流体に入るといった形になり、放熱分が流体からヒーターの壁面に伝わり外界に放熱されることとなる。したがって、エネルギー・ストリームを用いては本実験のような蒸発器表面温度に遅れが生じる現象を模擬することはできないので、各ユニットの外界温度の設定により、次のようなモデル化を行うことで熱の伝わりを蒸発器の壁を介して流体に伝える事を模擬する。

蒸発器における熱負荷入力は HYSYS におけるヒートロスモデル (節 7.1 (iv) 参照) を利用した。断熱材の物性値を蒸発器と同じ材質の値にして外気と蒸発器が直に接す

る形にすると、外気の温度を変えることで蒸発器の熱負荷を調節できる。そのイメージを図 7.3 に示す。 Q_w は外界から蒸発器に伝わる熱量[W] (蒸発器熱負荷)、 T_{surr} は外気温度[°C]、 T_{Wout} は蒸発器外壁表面温度[°C]、 A は伝熱面積[m²]を示す。

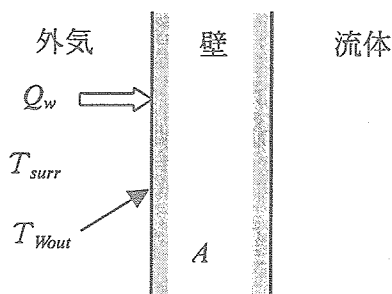


図 7.3 蒸発器熱負荷のモデル化

蒸発器外壁表面と外気との間の熱伝達の式は次式(7.27)で表される。ここで、 h_w は外気と蒸発器外壁表面の間の熱伝達率である。

$$Q_w = h_w \cdot A \cdot (T_{surr} - T_{Wout}) \dots \dots \dots (7.27)$$

式(7.27)の h_w 、 A 、 T_{surr} に適当な値を与えると HYSYS はそれに見合った Q_w を算出し、蒸発器への入力熱量が決定される。式(7.27)を T_{surr} について解くと、

$$T_{surr} = \frac{Q_w}{h_w \cdot A} + T_{Wout} \dots \dots \dots (7.28)$$

式(7.28)より、蒸発器外壁表面温度に比べ $Q_w/(h_w \cdot A)$ だけ高い温度を外気の温度として入力することになる。ここで、 h_w 、 A は HYSYS 上で任意設定可能な定数であり、 h_w 、 A の値を変更しても Q_w を決めておけば、式(7.28)から入力すべき外気温度 T_{surr} が求まり、それを計算ステップ毎に更新することで HYSYS は式(7.27)から蒸発器に入る熱量 Q_w を算出する。つまり、エネルギーストリームによる流体の直接加熱に代わり、蒸発器の壁に Q_w の熱量を負荷するような外界温度 T_{surr} を式(7.28)で求めたわけである。

(ii) 長手方向の熱伝導

本研究で用いた蒸発器は円管 (図 2.2 参照) であり、その形状から長手方向に熱伝導があると考えられる。シミュレーションでは蒸発器の長手方向熱伝導は、蒸発器を構成するユニット間の熱のやりとりによって模擬した。

ユニット EV i ($i=1 \sim 45$) において熱のやりとりは隣接する EV $i-1$ 、EV $i+1$ との間で行われるとする ($i=1$ の場合、熱のやりとりは EV2 のみ、同様に $i=45$ の場合は EV44 のみ)。EV3 を例にとると、EV3 は EV2 と EV4 との間で熱のやりとりを行う。EV2、3、4 の壁温を T_{w2} 、 T_{w3} 、 T_{w4} 、蒸発器の長手方向に直角な断面の壁の断面積を A_{\square} 各ユニット間の中心間距離を x 、蒸発器材質の熱伝導率を λ とすると、EV3 と EV2 の間の熱伝導 Q_{32} 、EV3 と EV4 の間の熱伝導 Q_{34} は蒸発器に入る熱を正とすると、フーリエの式より式(7.29)、(7.30)と表すことができる。

$$Q_{32} = -\frac{\lambda}{x} \cdot A \cdot (T_{W3} - T_{W2}) \dots\dots\dots (7.29)$$

$$Q_{34} = -\frac{\lambda}{x} \cdot A \cdot (T_{W3} - T_{W4}) \dots\dots\dots (7.30)$$

従って、熱伝導により EV3 に流入する熱量 $Q_{\lambda 3}$ は、

$$Q_{\lambda 3} = Q_{32} + Q_{34} = -\frac{\lambda}{x} \cdot A \cdot (2 \cdot T_{W3} - T_{W2} - T_{W4}) \dots\dots\dots (7.31)$$

となる。これを考慮すると EV3 に入力される熱量は、

$$Q_{W3} = \frac{Q_W}{45} - \frac{\lambda}{x} \cdot A \cdot (2 \cdot T_{W3} - T_{W2} - T_{W4}) \dots\dots\dots (7.32)$$

式(7.32)において Q_W を 45 で除しているのは蒸発器を 45 分割しているからである。

(iii) サブクール沸騰領域の熱伝達率

サブクール沸騰領域での熱伝達率はサブクール沸騰開始点 (節 7.1 (ix) 参照) から飽和沸騰開始点 ($x_{cq}=0$) まで流路方向に対して空間的に線形に上がっていくと仮定する^{(14),(16)}。その概念図を図 7.4 に示す (横軸：流路距離, 縦軸：熱伝達率)。

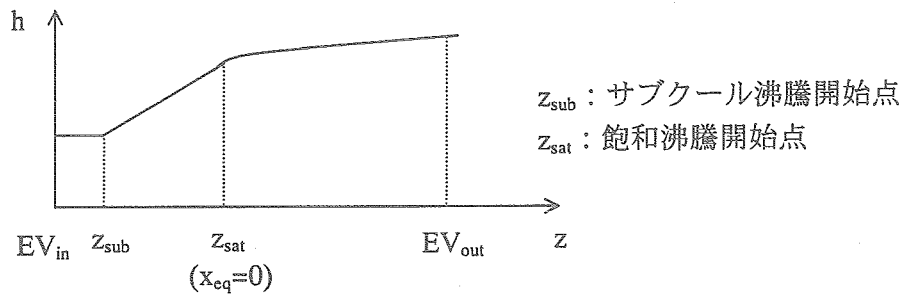


図 7.4 蒸発器内部における熱伝達率分布

(iv) 蒸発器表面温度

蒸発器での熱負荷入力に HYSYS のヒートロスモデルを利用し、ヒートロスモデルの壁の厚さは実機の蒸発器の熱容量を基に決定した。しかし、この壁の厚さは実機の蒸発器の管肉厚より大きいため、温度は壁内で線形に分布するものとし、蒸発器外表面温度は実機の蒸発器と熱抵抗が等しくなる位置の温度とした (図 7.5 参照)。

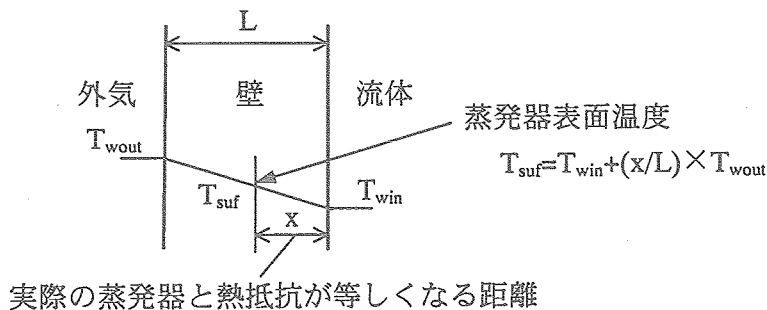


図 7.5 蒸発器表面温度の算出

7.2.3 凝縮器

(i) 熱負荷入力

凝縮器は HYSYS のヒーターユニットを用いて構成した。凝縮器では、熱の流れが作動流体から外部への放熱となる。HYSYS では放熱分の計算には熱容量が考慮され、作動流体からヒーターの壁面に伝わり外界に放熱されることとなる。したがって、蒸発器のようなモデル化を行う必要はない。凝縮器における熱の流れのイメージを図 7.6 に示す。Q は作動流体から冷却水に伝わる熱量[W] (排熱量), T_{fluid} は流体のユニット出入口平均温度[°C], T_{cool} は冷却水ユニット出入口平均温度[°C], T_{w1} は凝縮器内壁表面温度[°C], T_{w2} は凝縮器外壁表面温度[°C], A は伝熱面積[m²], L は壁の厚さ[m], λ は壁の熱伝導率[W/(m·K)], h_f は作動流体と凝縮器内壁間の熱伝達率[W/(m²·K)], h_c は凝縮器外壁と冷却水間の熱伝達率[W/(m²·K)], G_{cool} は冷却水質量流量[kg/s], $C_{p_{cool}}$ は冷却水の比熱[J/(kg·K)]を示す。

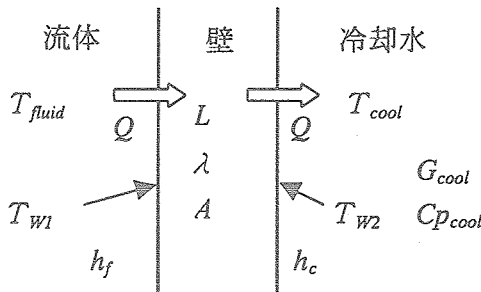


図 7.6 凝縮器における熱の流れ

作動流体と凝縮器内壁面間の熱伝達により排出される熱量は式(7.33)で表される。また、凝縮器内壁温度は凝縮器内部の熱伝導 (式(7.34)) と、排熱量と冷却水温度を基に決定される凝縮器外壁温度 (式(7.35)) から算出される。その冷却水温度は冷却水ユニット入口温度に作動流体から排出された熱量を受け取る形で計算される (式(7.36))。ここで、式(7.36)の添字 *in*, *out* はそれぞれユニット入口, ユニット出口を示す。

$$Q = h_f \cdot A \cdot (T_{fluid} - T_{w1}) \dots \dots \dots (7.33)$$

$$T_{w1} = T_{w2} + \frac{QL}{\lambda A} \dots \dots \dots (7.34)$$

$$T_{w2} = \frac{Q}{h_c \cdot A} + T_{cool} \dots \dots \dots (7.35)$$

$$T_{coolout} = T_{coolin} + \frac{Q}{G_{cool} \cdot C_{p_{cool}}} \dots \dots \dots (7.36)$$

7.2.4 アキュムレータ

シミュレーションにおいてアキュムレータは窒素のカバーガスを封入するタンクとした。ループとアキュムレータの接続のモデルを図 7.7 に示す。図 7.7 の P は圧力、 Q は体積流量、添字は図中における位置を表す。また、図 7.7 におけるアキュムレータ (Accumulator) と外気 (Surroundings) とのバルブ (Valve) はアキュムレータ圧力を調節する時以外は閉じた状態である。

アキュムレータとループの間での接続は、プログラム上 P_1 , Q_2 は境界条件としてそれぞれ P_2 , Q_1 をそのまま代入するようになっている。 P_2 , Q_1 が変化するとそれが図 7.7 のように各々に影響を及ぼす。

例えば、蒸発器の熱負荷が上昇し、ループ内での蒸気量が増えるとループ内の圧力 P_{Loop} が上昇し、 $P_{Loop} > P_1$ となり Q_1 が発生、その値は Q_2 にそのまま反映される。 Q_2 が生じるとアキュムレータ内の液が増加し、ガス部の体積が変化する。この変化から状態方程式 (節 7.1 (iii) 参照) を解き、アキュムレータの圧力 P_2 が増加、 P_1 に反映される。 P_1 が変化するとループ内の圧力との大小で Q_1 が計算され再び図 7.7 の循環を繰り返す。

次にアキュムレータ内の圧力を操作した場合、まず P_2 が変化、それがそのまま P_1 に反映されループ内の圧力との大小により Q_1 が決定される。 Q_1 が決まれば Q_2 に反映されアキュムレータ内で再び状態方程式を解き、図 7.7 の循環を繰り返す。ここで、アキュムレータ圧力を調節する時は外気との間のバルブを開け、外気圧力 P_{sur} を境界条件としてアキュムレータのカバーガスを出入りさせることで圧力調節した。

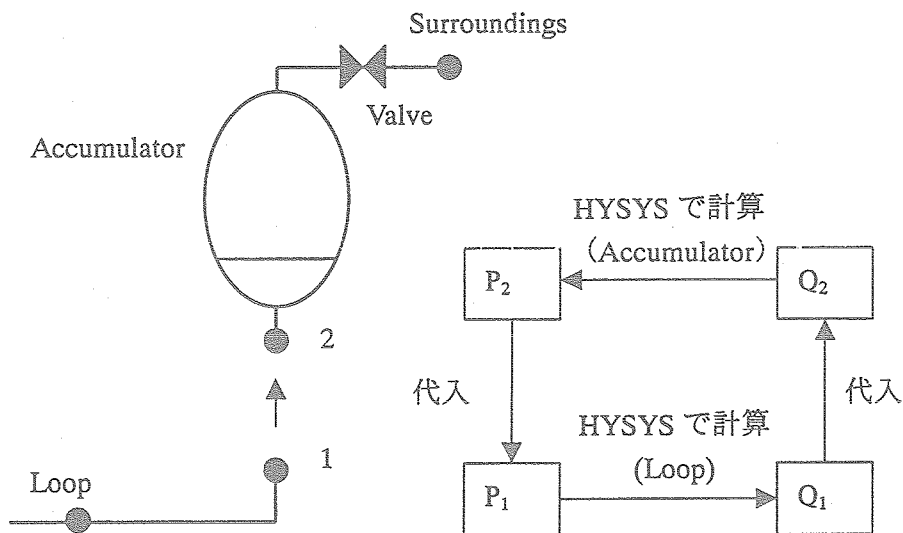


図 7.7 アキュムレータループ接続モデル図

第 8 章 数値解析と実験結果の比較

HYSYS で構築した動的シミュレーションによる数値解析結果と実機による実験結果とを比較し、HYSYS による潜熱利用流体ループ式排熱システムの動的シミュレーション適用への有効性を確認する。

8.1 計算方法及び条件

本研究では、アルミ製の蒸発器（第 2 章の節 2.1 参照）を用いたループの動的シミュレーションを行う。数値解析と実験結果の比較を行うため、操作量として (1) EV 熱負荷、(2) 作動流体流量、(3) ACM 圧力 の各ステップ変化を用いて解析する。

- (1) 熱負荷変化：定常状態から蒸発器熱負荷をステップ変化させる。
- (2) 作動流体流量変化：定常状態から作動流体流量をステップ変化させる。
- (3) 圧力変化：定常状態からアキュムレータ圧力をステップ変化させる。アキュムレータ (Accumulator) は外気 (Surroundings) とバルブ (Valve) を介して繋がっており、外気を目標圧力とし、バルブ開くことでアキュムレータ圧力を調節する。実験と同様に開放後 5 秒間で再びバルブを閉め、アキュムレータと外気を分断させる。

熱負荷、作動流体流量及び圧力の各変化のシミュレーション条件を表 8.1 に示す。

表 8.1 計算条件

		熱負荷 [W]	ACM 圧力 [kPa]	作動流体流量 [cm ³ /min]	冷却水流量 [l/min]
(1)	600W 基準 熱負荷変化	600→400	140	300	3.0
		600→500			
		600→700			
		600→800	180		
		600→900			
		600→1000			
(2)	300cm ³ /min 基準 作動流体流量変化	600	140	300→200	3.0
		1000	180	300→250	
				300→350	
				300→400	
				但し、1000[W]-140[kPa]は計算せず	
(3)	140kPa 基準 圧力変化	600	140→120	300	3.0
			140→130		
			140→150		
			140→160		
			140→170		
			140→180		
		1000			

8.2 静特性比較

3種類の操作量を変化させてシミュレーションを行い、ループ各点の圧力、温度及びEV熱貫流率を実験結果と比較する。

8.2.1 静特性

熱負荷、圧力、流量を個別に変化させた場合の静特性結果について比較する。

図8.1(a)~(e)に数値解析と実験結果の静特性の比較として、圧力、作動流体温度、EV表面温度($T_{2\sim 8}$)および蒸発器内の熱平衡クォリティの値を示す。図8.1(a)~(e)の横軸はいずれも第2章の図2.1の各箇所1~12を意味する。図中において、EV表面温度を破線、圧力を一点鎖線、位置2~8での作動流体温度を実線で示し、クォリティを図の上部に実線で示す。また、濃線はシミュレーション結果を示し、薄線は実験結果を及び実験結果から算出したものである。

実験結果(薄線)はEV表面温度(図中、破線)と圧力(一点鎖線)の各記号が測定値で、位置2~8での作動流体温度(実線)とクォリティ(実線)が計算値であり、いずれも便宜上、線で結んでいる。ここで、凝縮器において作動流体温度は実際は直線的ではないが、便宜上各プロット点(測定点)を結んでいる。

図8.1(a)~(e)より、作動流体温度(実線)は蒸発器内(位置2~8)において違いが見られる。これは、実験では蒸発器内(位置2~8)の作動流体温度を計測していないので、飽和沸騰するまでは線形に温度上昇すると仮定して便宜上線で結んでいるためである。実際には蒸発器内部の飽和に達していない領域でも、蒸発器内表面で細かな気泡が発生し、サブクール沸騰が生じているので熱の伝わりは向上しているはずであり、蒸発器入口に近い部分で急速に作動流体温度は上昇すると考えられ、シミュレーション結果の温度分布に近いと考えられる。図8.1(b)においてシミュレーションによる作動流体がEV出口で急上昇しているのはクォリティが $x=1$ になり、過熱蒸気となっているためである。また、作動流体温度は飽和状態の部分ではシミュレーションの方が高温になっている。これは数値解析で用いる物性値推算式、Peng Robinsonの式が圧力に対する飽和温度を実際より高く計算するためと考えられる(付録2参照)。

EV表面温度(破線)を見ると、シミュレーションにおいても実験結果と同様に飽和沸騰を生じている領域では長手方向にほぼ様な温度分布になっていることが確認できる。EV表面温度については、全体的にシミュレーションの方が高温になっているが、これは上述の作動流体温度が実験結果よりも高温となっているためである。また、図8.1(e)に示すように、作動流体のクォリティが $x<0.0$ であるような部分ではEV表面温度は長手方向にやや線形的な温度分布となることもシミュレーションで表現されている。

圧力(一点鎖線)は各位置でほぼ一致しており、クォリティ(図上部実線)もほぼ一致している。ただし、シミュレーションでは飽和状態に達するまでクォリティは0と表現するためサブクール状態にある位置では一致していない。

以上より、静特性結果はシミュレーションと実験結果とで良く一致する。

Pressure : \triangle 140kPa \square 180kPa

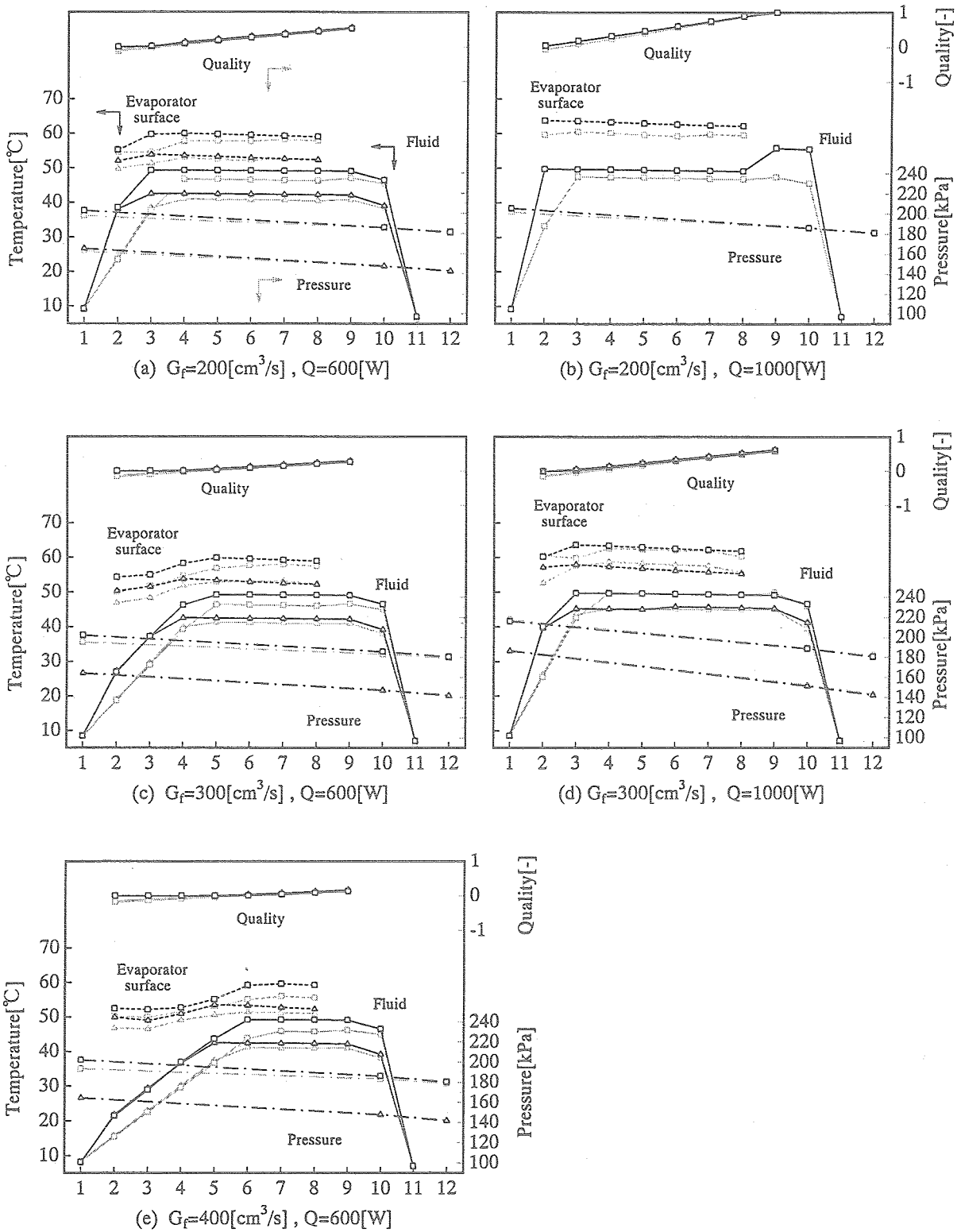


図 8.1 数値解析と実験結果の静特性の比較

8.2.2 熱貫流率

シミュレーションにおいて式(7.9)~(7.17)によって算出した蒸発器の熱貫流率と、実験結果を基に算出した蒸発器の熱貫流率を比較する。実験における熱貫流率は蒸発器から流体に伝わる熱流束を蒸発器全長に対して一様とし、EV 表面と流体の温度差から算出した。図 8.2(a), (b)にクオリティに対する熱貫流率を示す。横軸は熱平衡クオリティであり、負の値はサブクール沸騰領域を意味する。

図 8.2(a), (b)に示すように、飽和沸騰領域において熱負荷が 600[W], 1000[W]の両方の条件で数値解析における熱貫流率の方が約 $600[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ 大きくなっている。数値解析の熱貫流率計算には Lui Z. and Winterton の式を用いたが、この式は複数のデータベースを基に作られた実験式であり、実験値との整合性は平均偏差 20.5%である⁽⁸⁾。本研究における実験値とシミュレーションの平均偏差は 13.8%であり、Lui Z. and Winterton の式の整合性 20.5%に収まり式の適用範囲内である。シミュレーションも実験結果と同様、飽和沸騰領域（熱平衡クオリティが $x > 0$ ）ではクオリティの増加に対して熱貫流率は徐々に大きくなっている。

また、図 8.2(a)より、飽和沸騰に達していない（熱平衡クオリティが $x \leq 0$ ）時に数値解析では $x=0$ で熱貫流率が上昇しているのは、動的シミュレーションモデルでは飽和沸騰に達していない場合 $x=0$ で表現され、サブクールの程度を負値で表現しないために $x=0$ で一定であるが、サブクール沸騰による熱貫流率の向上があるためである。

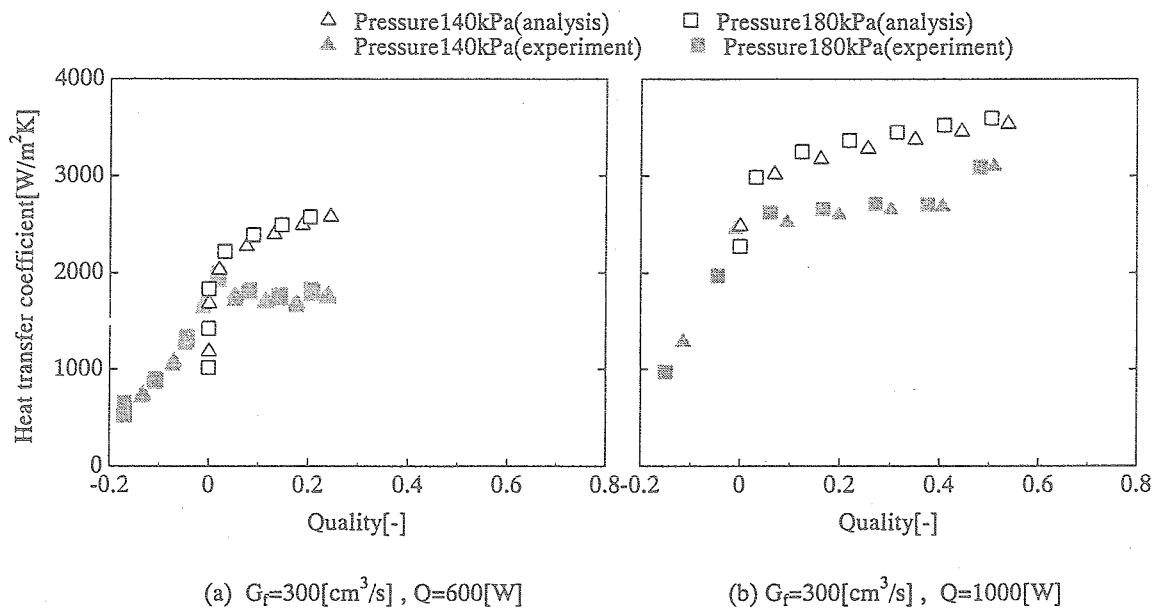


図 8.2 シミュレーションと実験結果の熱貫流率の比較

8.3 動特性比較

潜熱利用流体ループ式熱制御システムの動的シミュレーションモデルにより、(1) EV 熱負荷、(2) 作動流体流量、(3) ACM 圧力 の各操作量のステップ変化に対するループ内の圧力、温度等の時間応答を計算し、数値解析と実験結果の動的特性の比較を行う。

8.3.1 熱負荷変化

熱負荷が急変する時の圧力、温度及び熱量応答に対して数値解析結果と実験結果を比較する。熱負荷増加の比較を ACM 初期圧力 140[kPa]、作動流体流量 300[cm³/min]、冷却水流量 3.0[l/min]で、熱負荷 600[W]から 800[W]に増加させた例（実験条件：A1-B-A1,600→800[W]）を図 8.3(a)～(c)に、熱負荷減少の比較を ACM 初期圧力 140[kPa]、作動流体流量 300[cm³/min]、冷却水流量 3.0[l/min]で、熱負荷 600[W]から 400[W]に減少させた例（実験条件：A1-B-A1,600→400[W]）を図 8.4(a)～(c)に示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 8.3(a)より、数値解析による EV、CD 圧力は実験結果と同様に一次遅れ状に変化し、定性的にはほぼ一致している。定常時における値も良い一致を示している。熱負荷が増加すると数値解析の EV、CD 差圧は増しているが、実験のような脈動は見られない。実際の蒸発器内では蒸気の発生と同時に、圧力は大きく振動している。数値解析ではそのような差圧の脈動は見られないが、実験結果の平均値と同等の値を示す。

熱負荷減少時の図 8.4(a)では、熱負荷減少後の定常状態において数値解析による EV 圧力は実験結果と約 5[kPa]の誤差があり、ACM、CD 圧力は実験結果と約 2[kPa]の誤差があるが、一次遅れ状変化を示し、定性的には一致している。数値解析の EV、CD 差圧は熱負荷が低下すると減少しているが、実験のような脈動は見られない。

(ii) 温度応答

図 8.3(b)より、飽和状態にある EV 出口 (T_9)、CD 入口 (T_{10}) の作動流体温度は数値解析の方が実験結果より約 2[°C]高いが、熱負荷増加に対して一次遅れ状の変化を示し、定性的には良い一致を示す。EV 表面温度は熱負荷の増加に対して一次遅れ状変化を示し、定性的に良い一致を示し、定量的にも良い一致を示す。しかし、表面 2 (T_2) においては数値解析の方が実験結果より約 4[°C]高い。これは、実機の EV 内部表面のキャビティからサブクール沸騰が生じ、数値解析よりも熱貫流率の向上があるため、実際の EV 表面温度が数値解析より小さくなったためである。

図 8.4(b)より、EV 出口 (T_9)、CD 入口 (T_{10}) は熱負荷増加時と同様、数値解析の方が実験結果より終始約 2[°C]高いが、定性的には良い一致を示す。熱負荷減少後も作動流体が飽和沸騰を維持する位置の EV 表面温度 (T_6 、 T_8) は熱負荷の減少に対して一次遅れ状変化を示し、実験結果と定性的に良い一致を示す。しかし、 T_4 は熱負荷の減少後、ある程度の時間は飽和沸騰を保っているが、飽和沸騰を維持できなくなり、作動流体温度が飽和温度より低下し、その温度低下により T_4 も大きく減少する。

(iii) 熱量応答

図 8.3(c)、図 8.4(c)より、熱負荷変化に対する熱量応答は良い一致を示している。

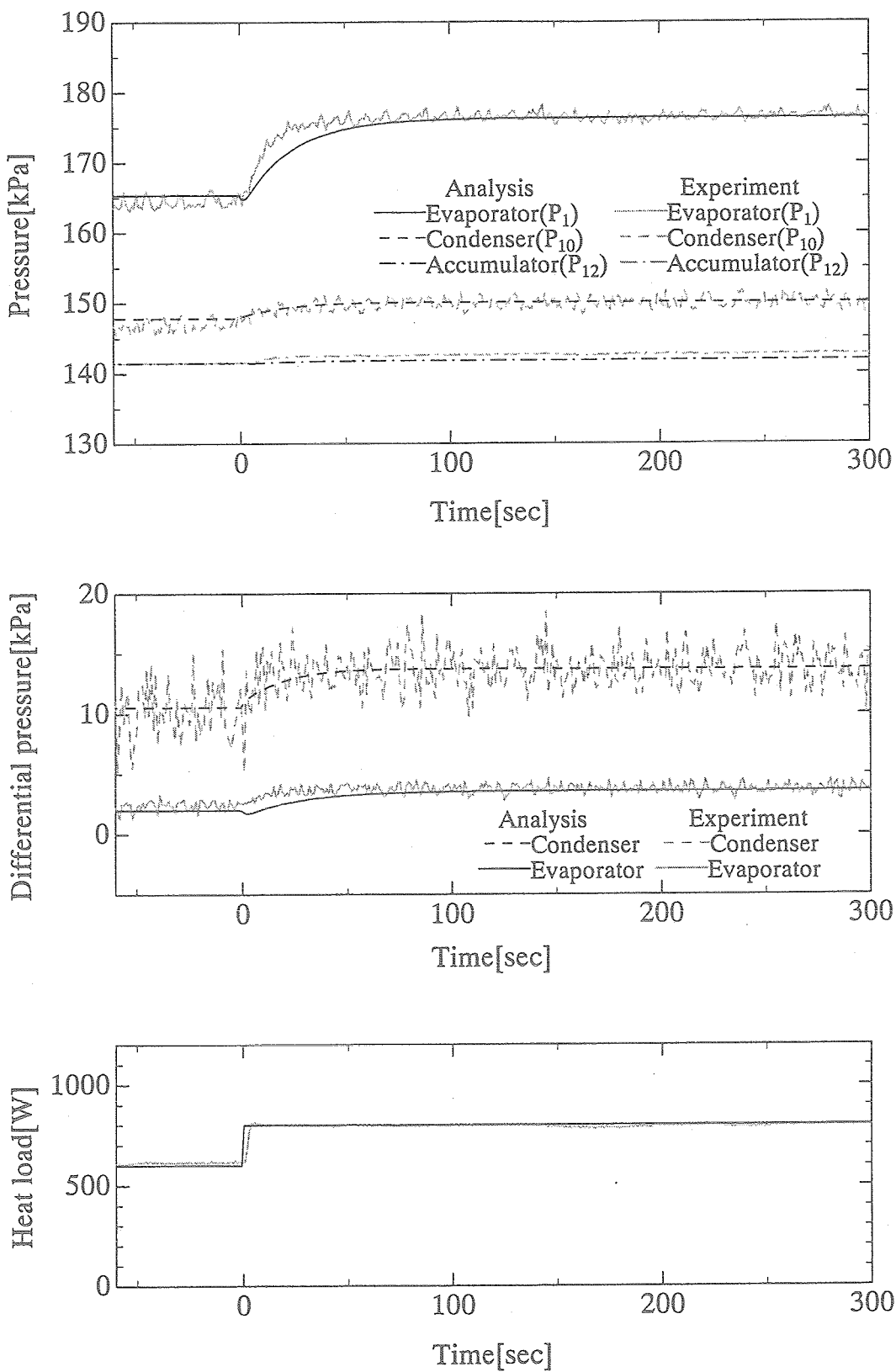


図 8.3(a) 数値解析と実験結果の熱負荷変化時圧力・差圧応答比較
 (実験条件: A1-B-A1,600→800[W])

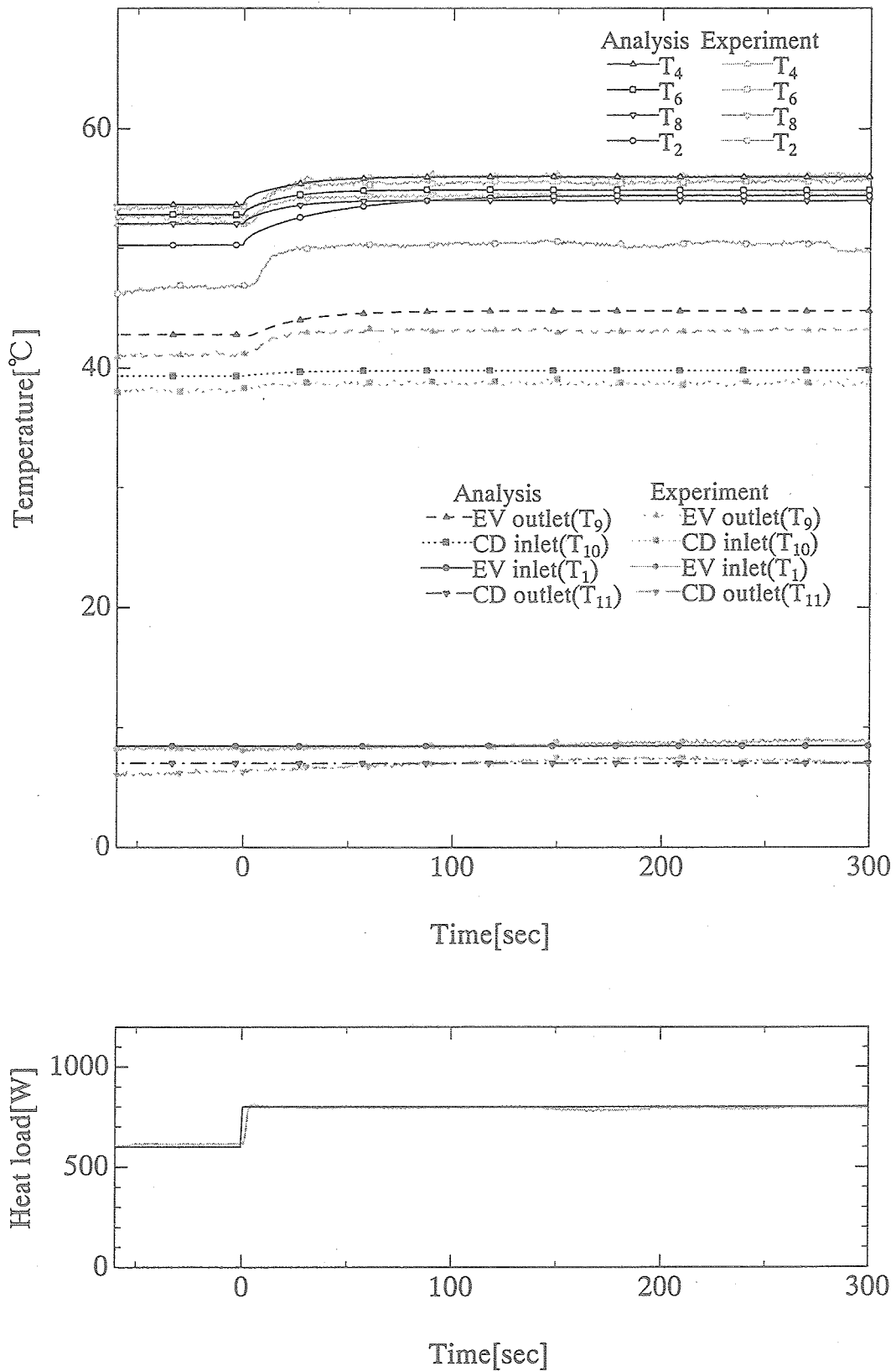


図 8.3(b) 数値解析と実験結果の熱負荷変化時温度応答比較
 (実験条件: A1-B-A1, 600→800[W])

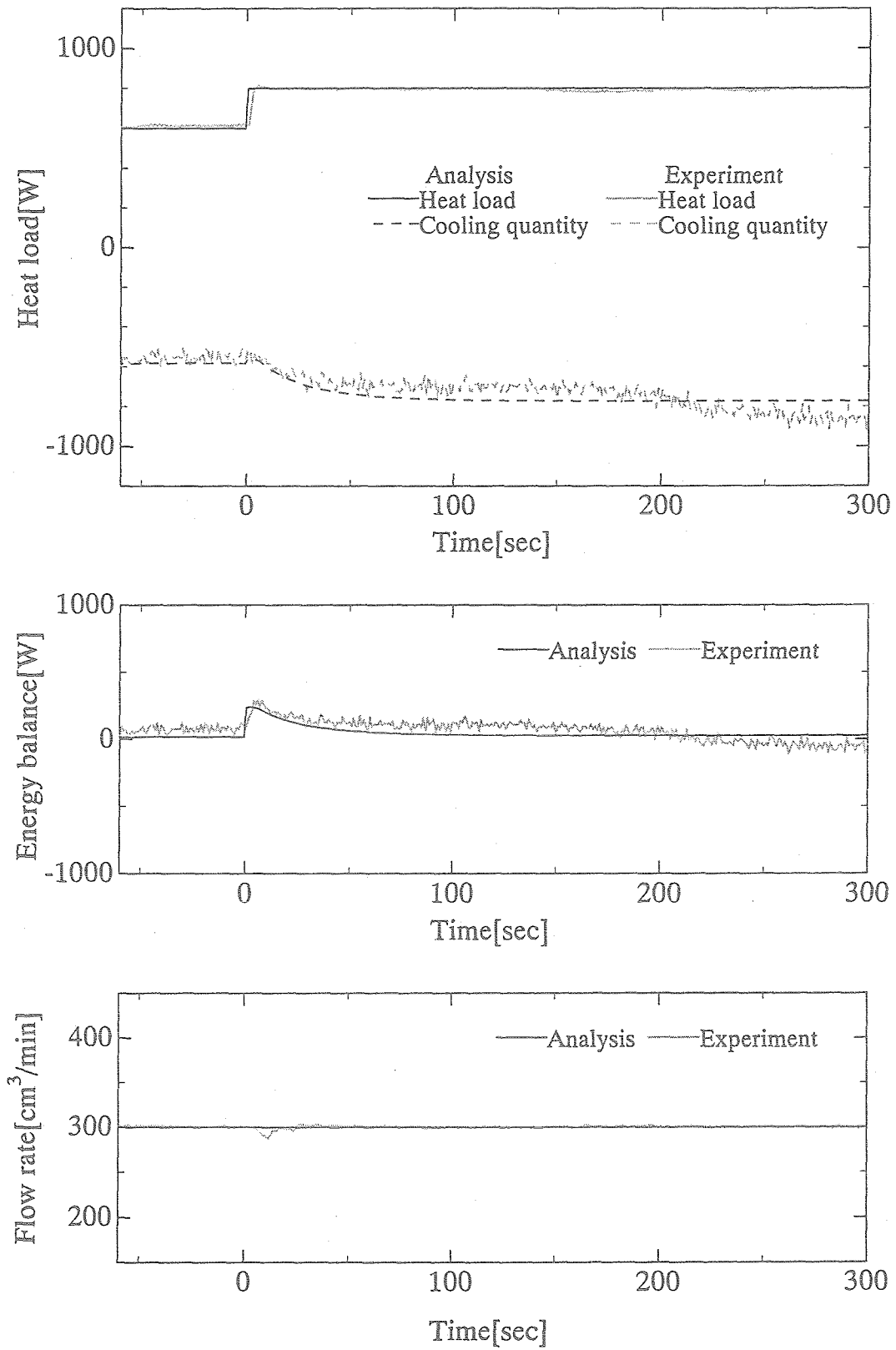


図 8.3(c) 数値解析と実験結果の熱負荷変化時熱量応答比較
(実験条件: A1-B-A1, 600→800[W])

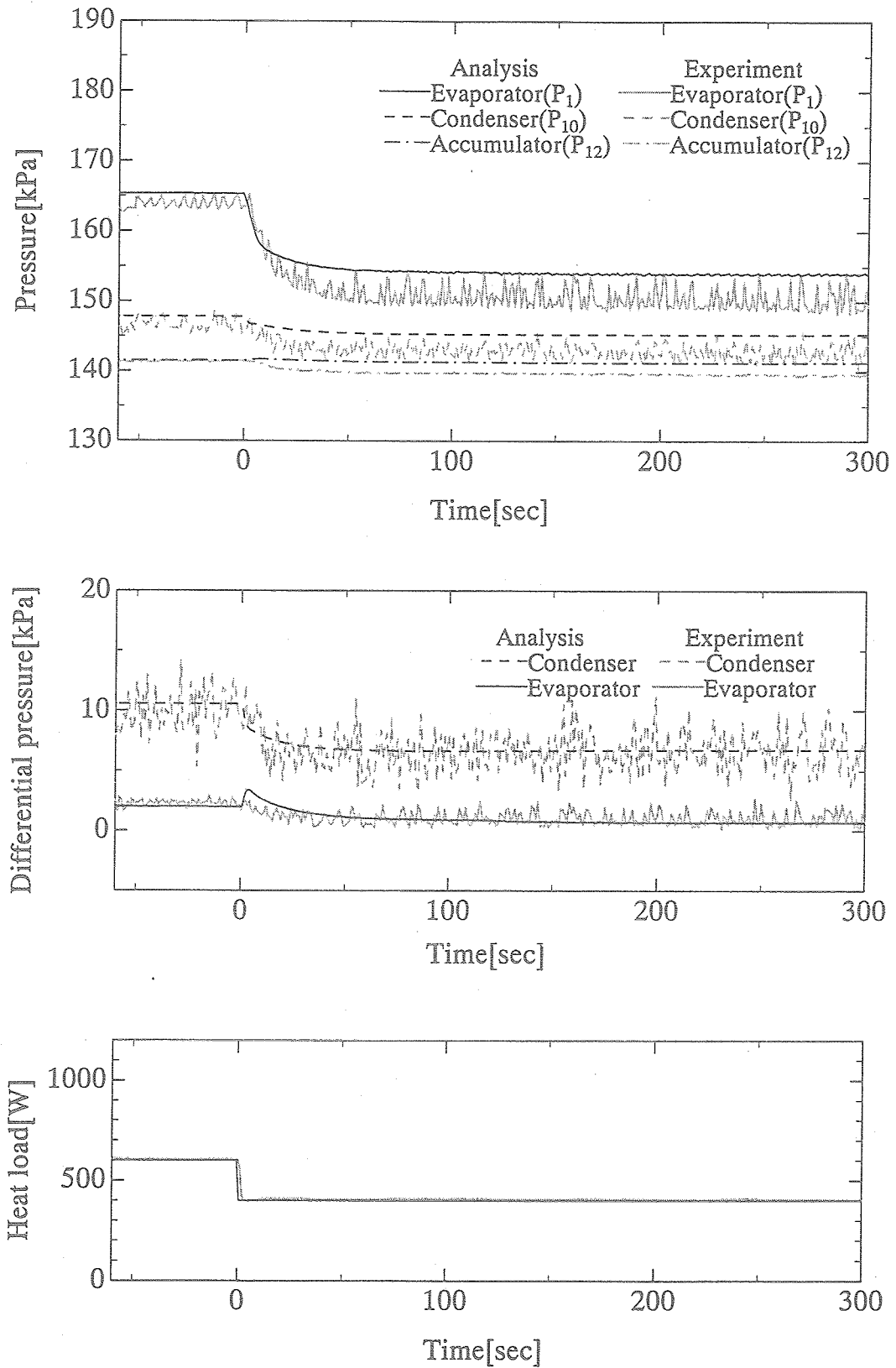


図 8.4(a) 数値解析と実験結果の熱負荷変化時圧力・差圧応答比較
(実験条件: A1-B-A1, 600→400[W])

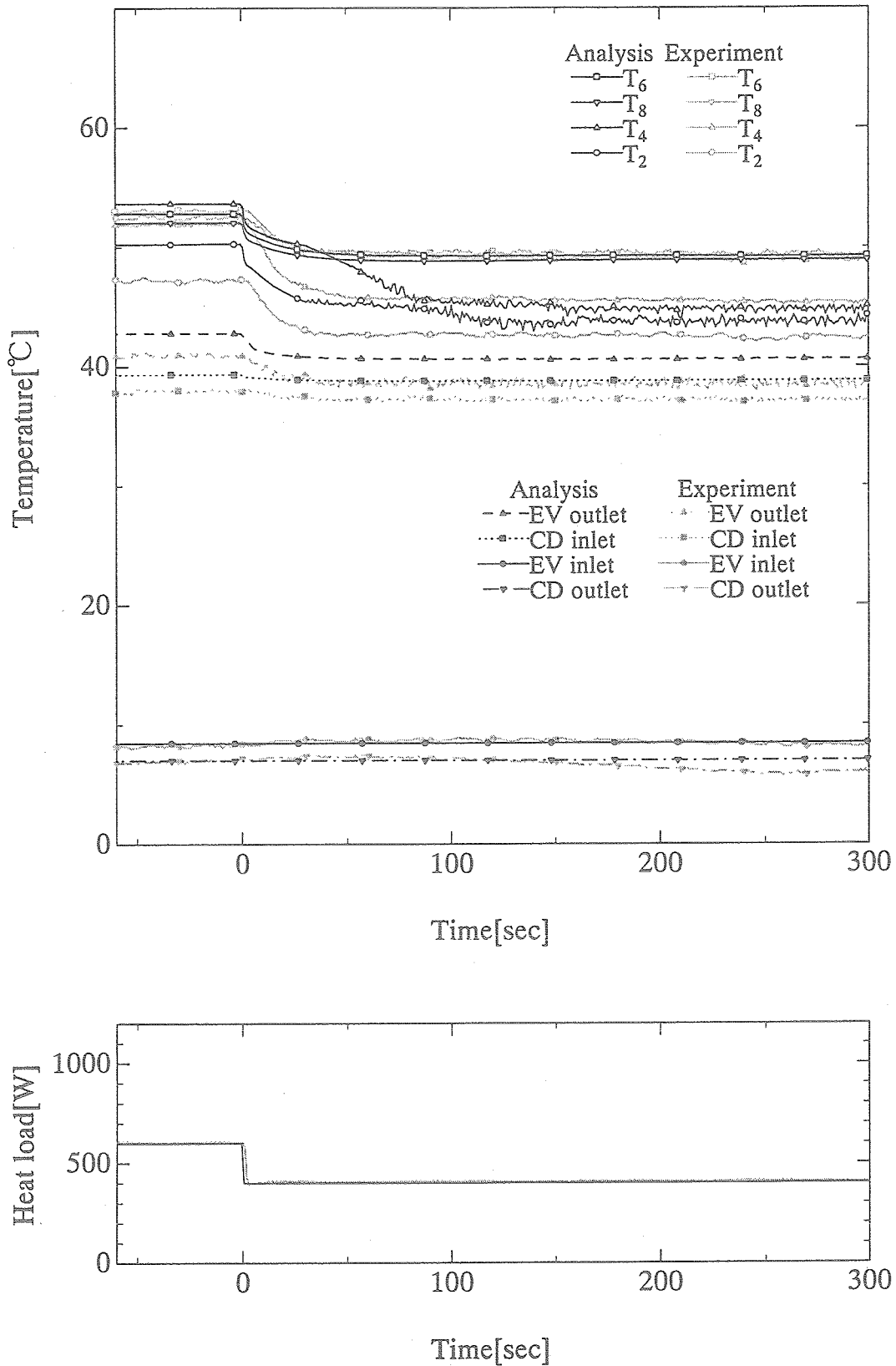


図 8.4(b) 数値解析と実験結果の熱負荷変化時温度応答比較
 (実験条件：A1-B-A1,600→400[W])

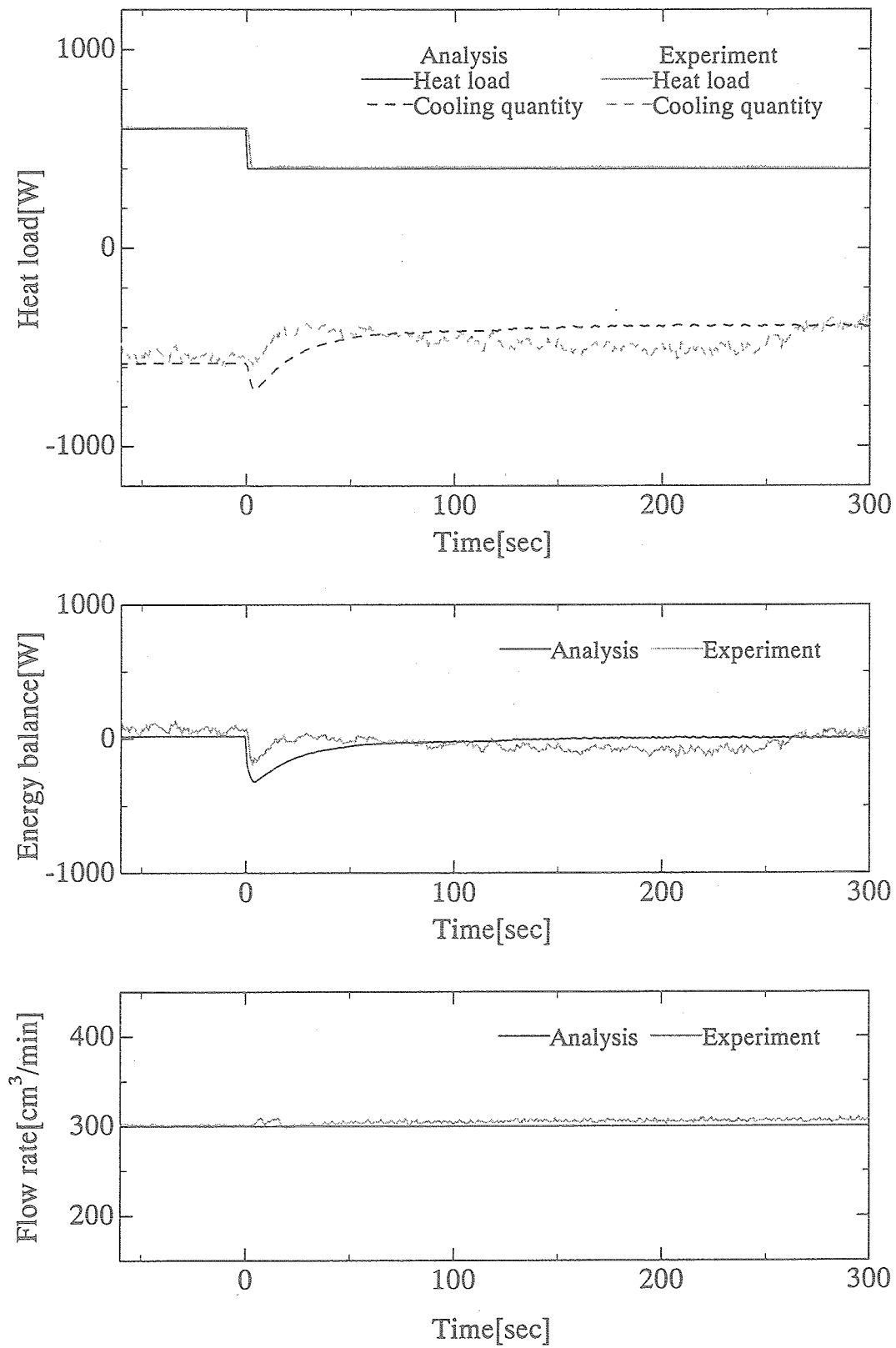


図 8.4(c) 数値解析と実験結果の熱負荷変化時熱量応答比較
 (実験条件：A1-B-A1,600→400[W])

8.3.2 作動流体流量変化

作動流体流量急変時の圧力、温度及び熱量応答に対して数値解析と実験結果を比較する。ACM 初期圧力 140[kPa]、熱負荷 600[W]、冷却水流量 3.0[l/min]で、作動流体流量を 300[cm³/min]から 400[cm³/min]に増加させた例（実験条件：A3-B-B-A1,300→400[cm³/min]）を図 8.5(a)～(c)に、ACM 初期圧力 140[kPa]、熱負荷 600[W]、冷却水流量 3.0[l/min]で、作動流体流量を 300[cm³/min]から 200[cm³/min]に減少させた例（実験条件：A3-B-B-A1,300→200[cm³/min]）を図 8.6(a)～(c)に示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 8.5(a)、図 8.6(a)より、数値解析の圧力応答は作動流体流量の変化に対して実験結果と概ね一致している。EV、CD 差圧を見ると、数値解析の各差圧は実験のような脈動は生じないが、実験値のほぼ平均値を示しており、定性的には一致している。

(ii) 温度応答

図 8.5(b)より、作動流体流量が増加した後、作動流体流量に因らず飽和沸騰状態にある位置の EV 表面温度 (T_6 , T_8) は数値解析と実験結果で定性的に良い一致を示す。また、作動流体流量が増加すると T_4 が減少する実験結果が数値解析でも再現されている。これは、作動流体流量が増加するとクオリティが低下して飽和沸騰状態からサブクール沸騰へと移行し、位置 4 における作動流体温度が減少、その温度減少につられて T_4 が減少するためである。実験結果では作動流体流量が増加すると T_2 が減少しているが、数値解析では作動流体流量の変化に対してほぼ一定である。数値解析において、位置 2 は作動流体流量が 300, 400[cm³/min]の時クオリティが $x=0$ であり、飽和沸騰に達しておらず液単相が流れている。そのため、作動流体流量が変化した時、熱貫流率の変化は僅かしか生じず、EV 表面温度はあまり変化しない。一方、実験では EV 内部表面にキャビティが存在するので、作動流体流量が 300[cm³/min]の時は位置 2 は飽和沸騰に近い状態にあると考えられる。そして、作動流体流量が増加するとクオリティが低下して飽和沸騰状態からサブクール沸騰へと移行し、位置 2 における作動流体温度が減少、その温度減少につられて T_2 が減少するためである。

図 8.6(b)に示すように、作動流体流量を減少させた時、数値解析と実験結果は定性的に良い一致を示す。EV 表面温度を見ると、数値解析の方が全体的に約 2[°C]高いが、これは、数値解析で用いる物性値推算式、Peng Robinson の式が圧力に対する飽和温度を実際より高く計算する影響が現れている。

(iii) 熱量応答

図 8.5(c)、図 8.6(c)より、作動流体流量変化に対する熱量応答は数値解析と実験結果とで良い一致を示している。

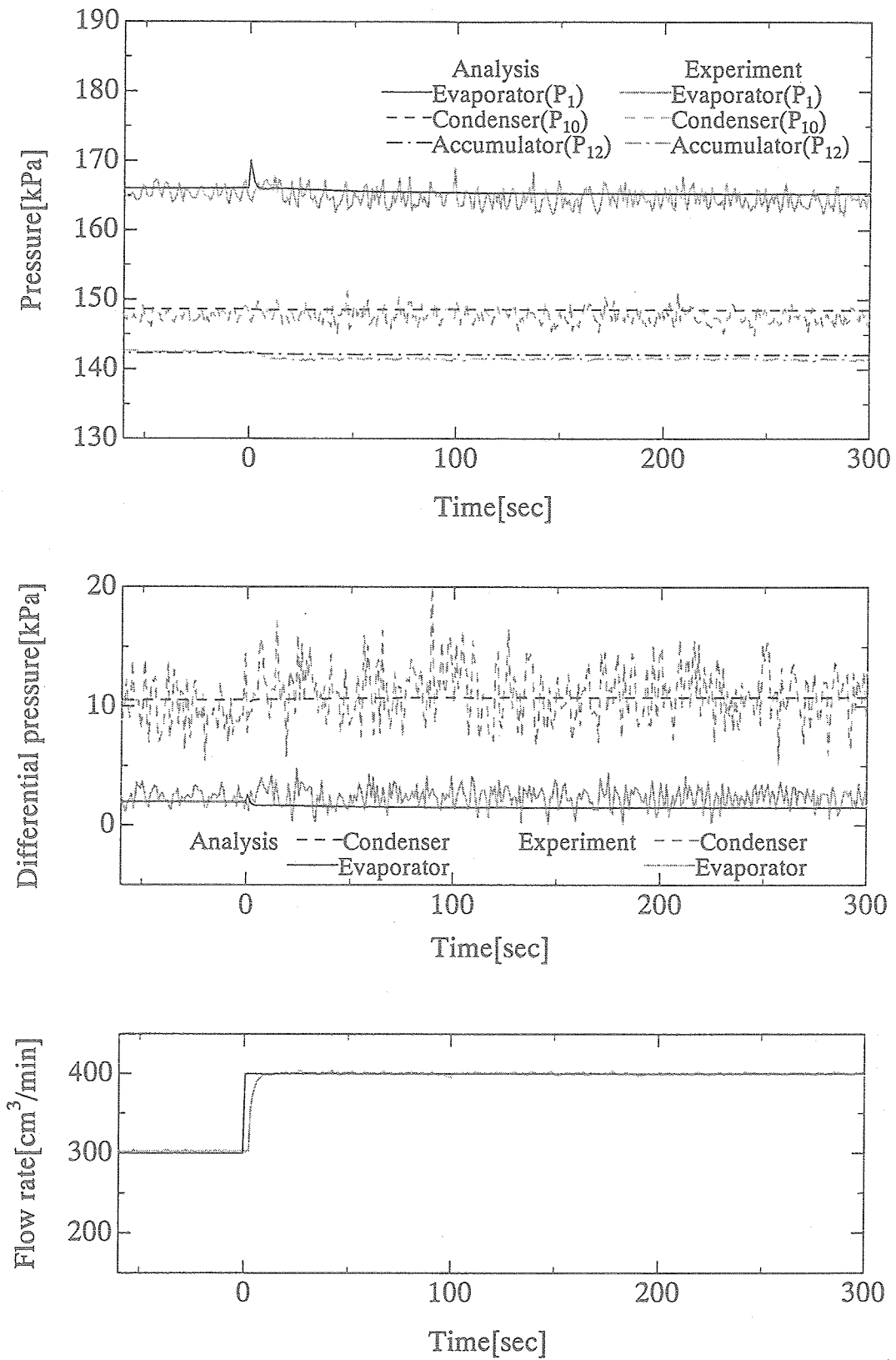


図 8.5(a) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時圧力・差圧応答比較
(実験条件: A3-B-B-A1, 300→400[cm³/min])

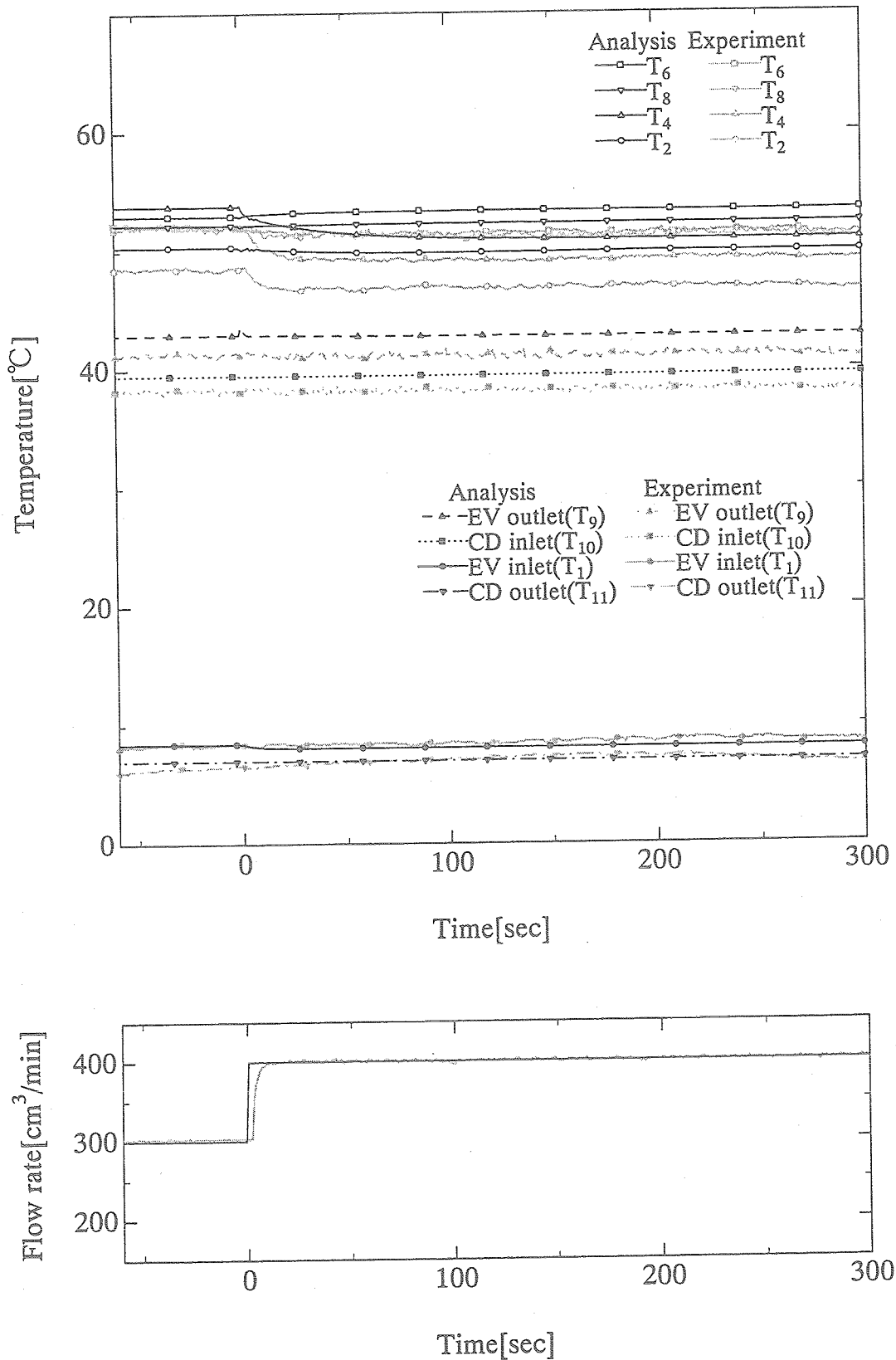


図 8.5(b) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時温度応答比較
 (実験条件: A3-B-B-A1, 300→400[cm³/min])

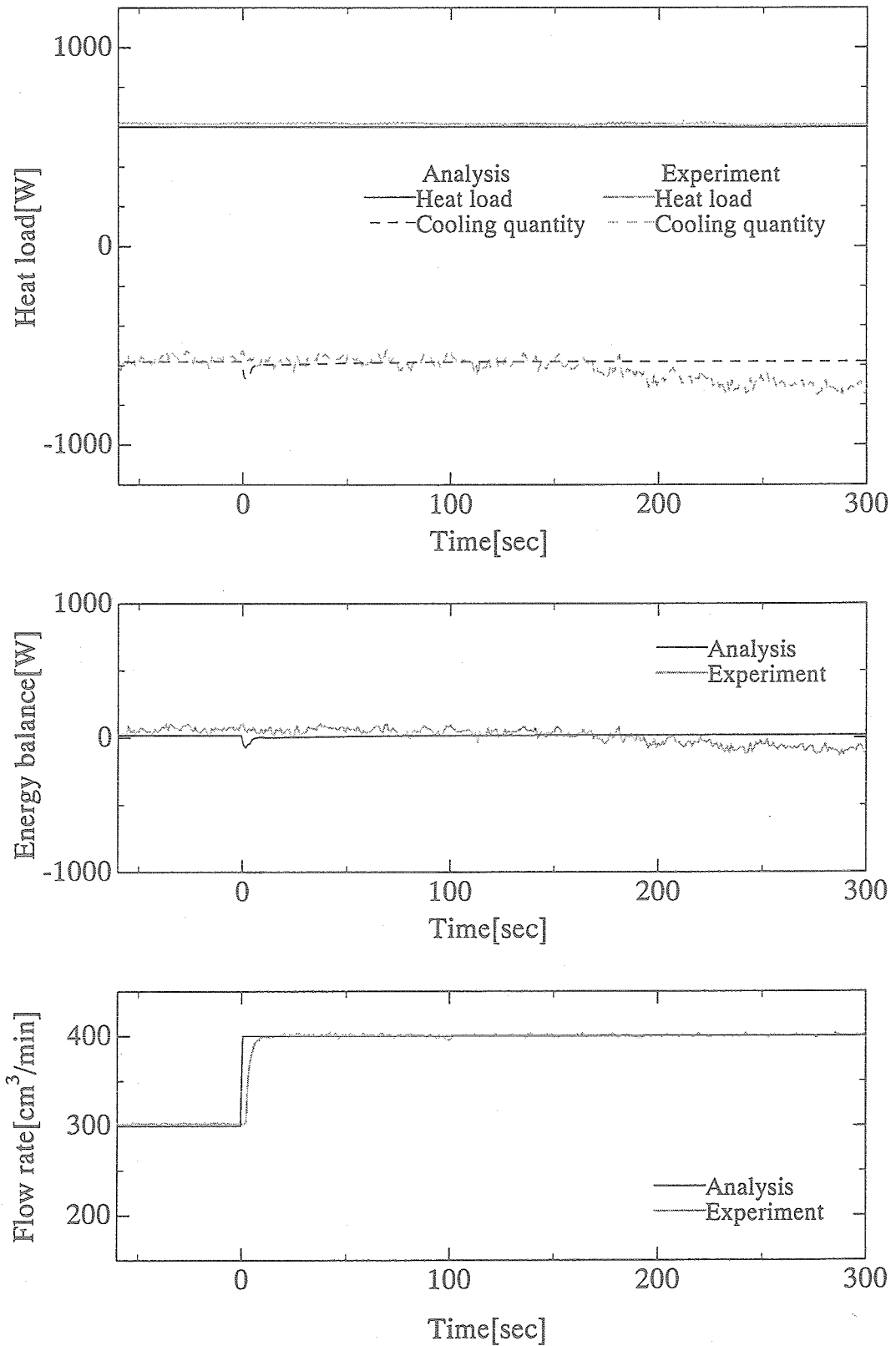


図 8.5(c) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時熱量応答比較
 (実験条件: A3-B-B-A1, 300→400[cm³/min])

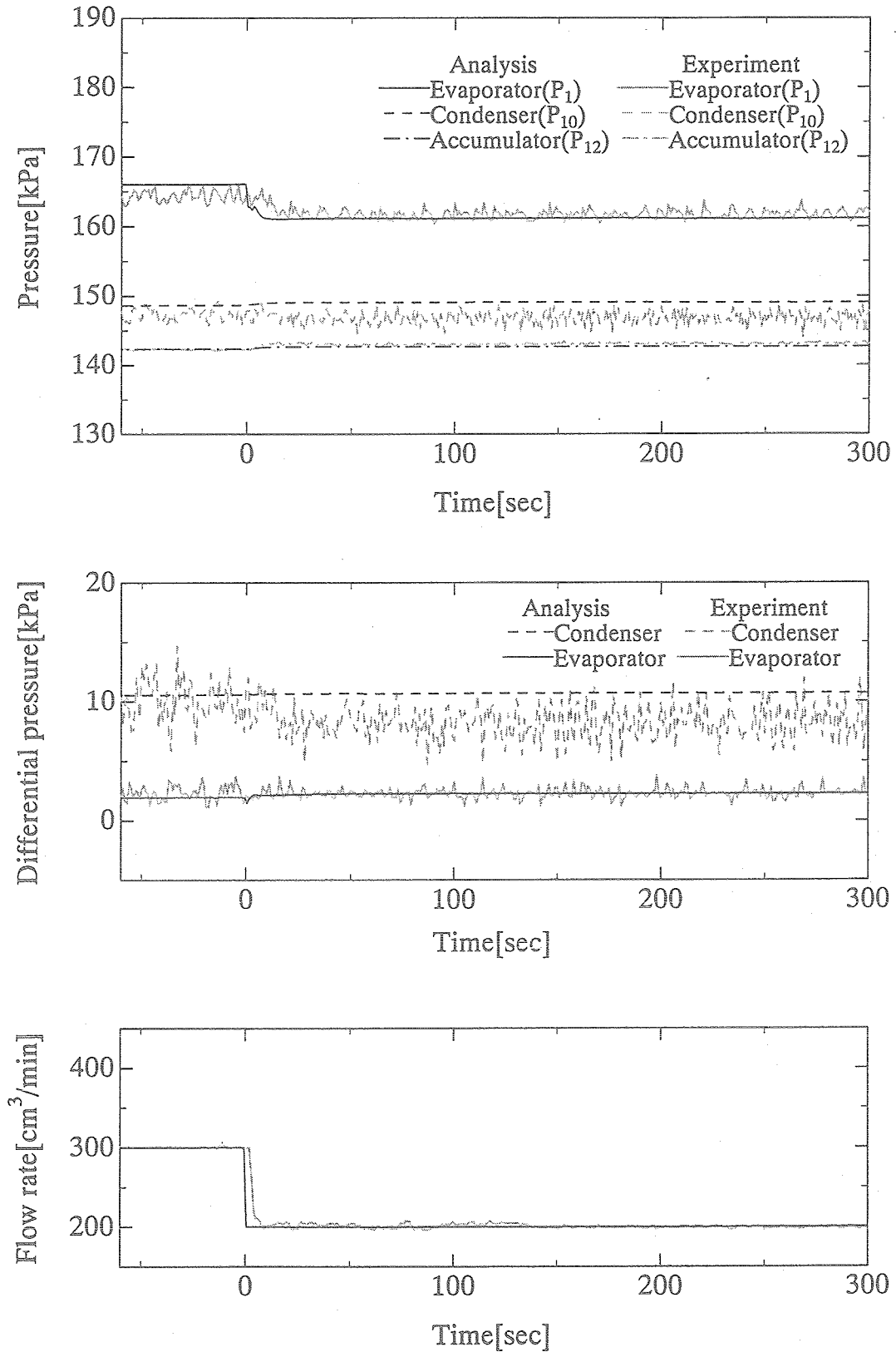


図 8.6(a) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時圧力・差圧応答比較
(実験条件：A3-B-B-A1,300→200[cm³/min])

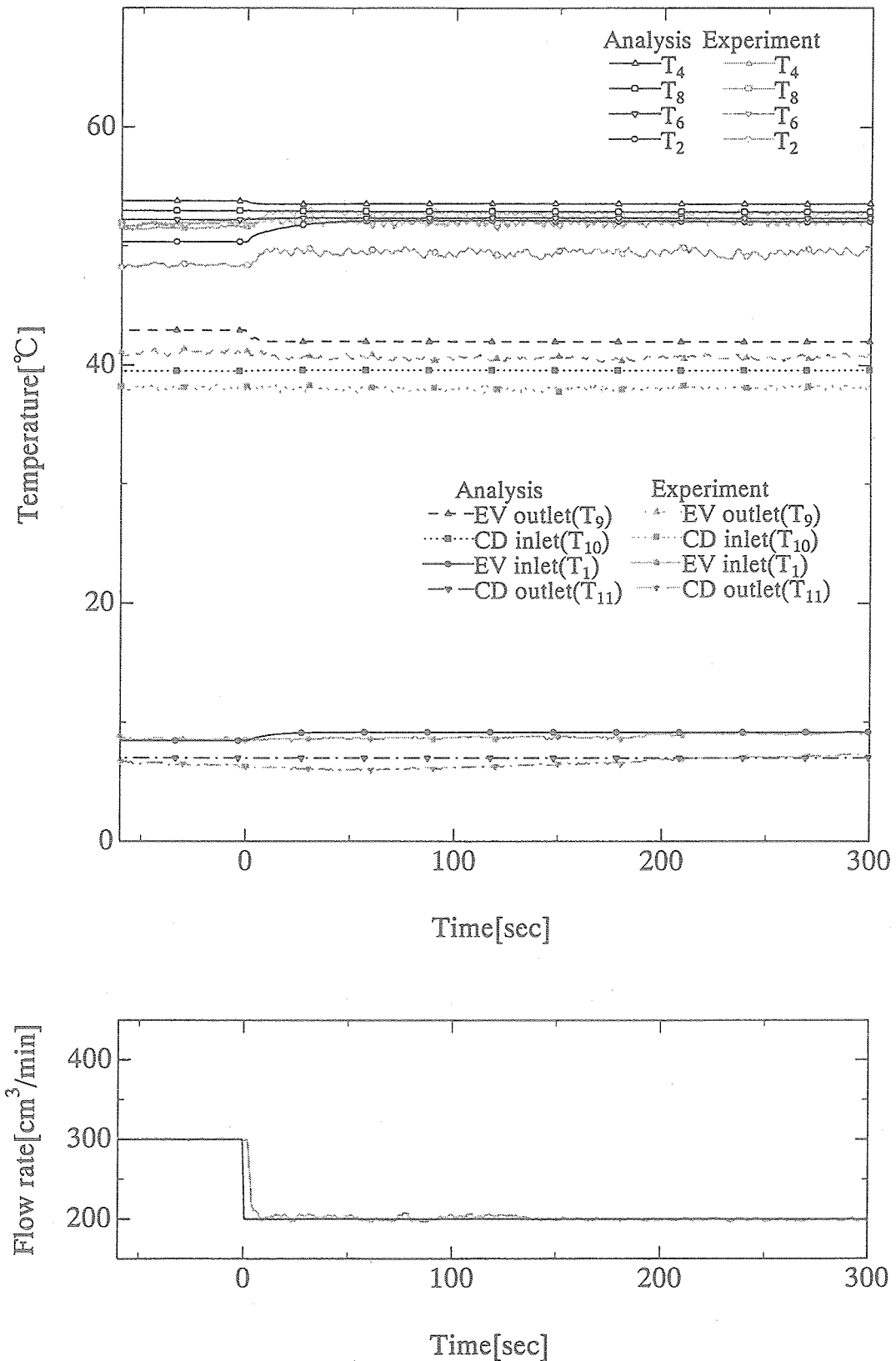


図 8.6(b) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時温度応答比較
(実験条件: A3-B-B-A1, 300→200[cm³/min])

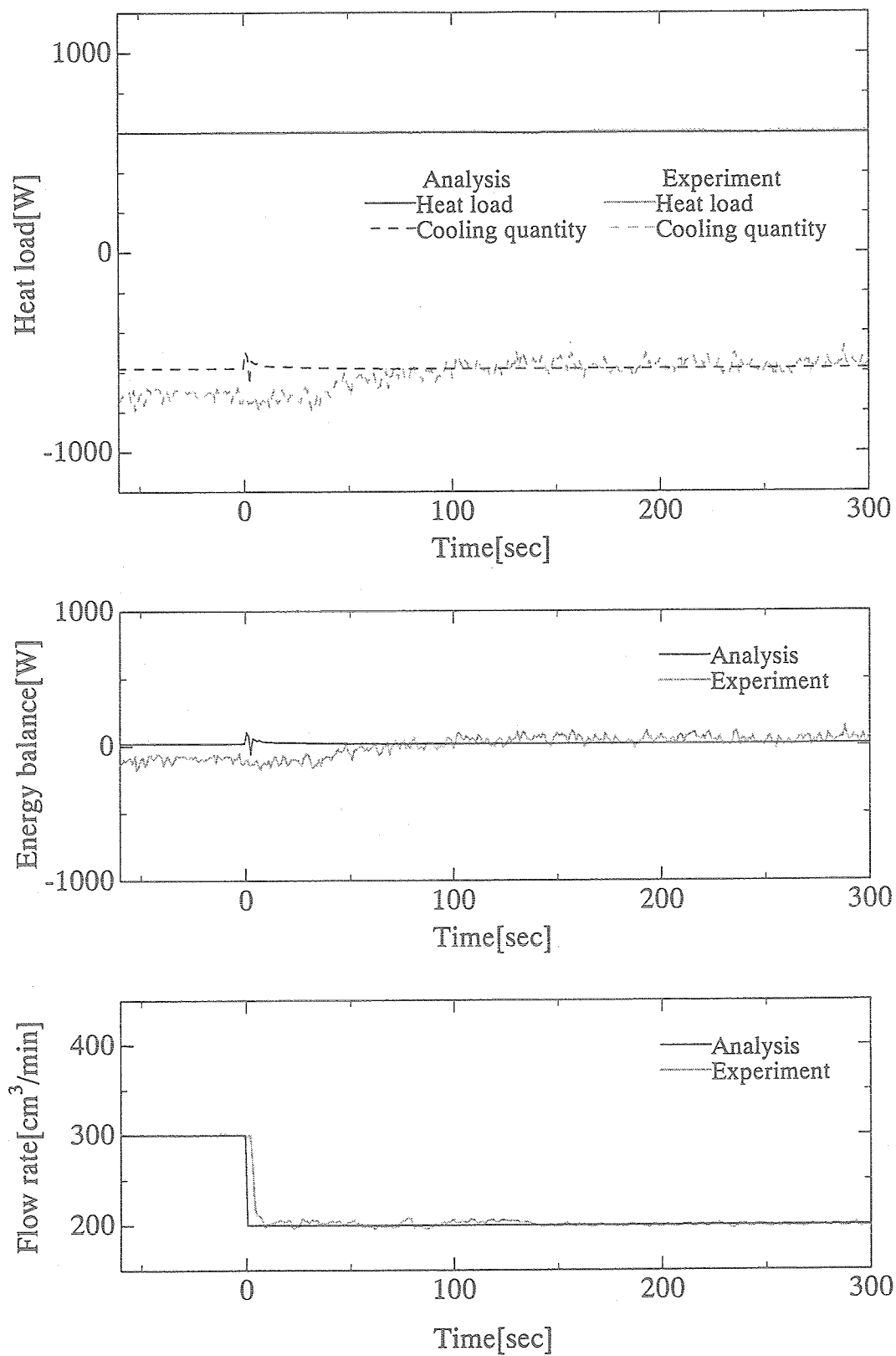


図 8.6(c) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時熱量応答比較
(実験条件: A3-B-B-A1, 300→200[cm³/min])

8.3.3 アキュムレータ圧力変化

ACM 圧力急変時の圧力、温度及び熱量応答に対して数値解析と実験結果を比較する。熱負荷 600[W], 作動流体流量 300[cm³/min], 冷却水流量 3.0[l/min]で, ACM 初期圧力 140[kPa]から 160[kPa]に増加させた例(実験条件: A4-B-A1,140→160[kPa])を図 8.7(a)~(c)に, 熱負荷 600[W], 作動流体流量 300[cm³/min], 冷却水流量 3.0[l/min]で, ACM 初期圧力 140[kPa]から 120[kPa]に減少させた例(実験条件: A4-B-A1,140→120[kPa])を図 8.8(a)~(c)に示す。

(i) 圧力・差圧応答

図 8.7(a)に示すように, ACM 圧力増加後, ループ内で生じたクオリティ低下の行き過ぎの回復による EV 圧力, CD 圧力の上昇も再現され, 数値解析は実験結果と定量的及び定性的に概ね一致している。また, 図 8.7(a)より, EV, CD 差圧は実験においては ACM 圧力のステップアップとともにアキュムレータからループへ作動流体が流れ込み, 逆流が起こるため大きく下がる。数値解析による EV, CD 差圧も実験と同様, ACM 圧力ステップアップの直後の減少が再現され, その後の蒸発量の増加による差圧の増加も再現されており, 定性的に良い一致を示す。

図 8.8(a)に示すように, 実験では $t=0$ [s]において ACM 圧力がステップダウンすると, EV, CD 圧力も少し遅れて追従する。これは差圧応答のグラフを見れば分かるように, 圧力のステップダウンとともに凝縮器, 蒸気輸送管, 蒸発器の差圧が大きくなったため, CD 入口よりも EV 入口の方が差圧の累積が大きくなり, ACM 圧力の応答からは遅れている。数値解析を見ると, 実験結果と同様に ACM 圧力の変化に少し遅れを持って EV, CD 圧力が変化し, 定性的な一致が確認できる。数値解析による EV, CD 差圧では脈動は表われないが, ほぼ実験値の平均値をとり, 定性的に良い一致を示す。

(ii) 温度応答

図 8.7(b), 図 8.8(b)を見ると, 数値解析による作動流体温度, EV 表面温度は ACM 圧力変化に対して一次遅れ状に増加し, 定性的に一致している。EV 表面温度は定常値で実験結果と全体的に 4[°C]程度の差が見られるが, この定量的な不一致は EV 内の数値解析の作動流体温度が実験値より常に 2~5[°C]高いことが影響していると考えられる。

(iii) 熱量応答

図 8.7(c)より, 実験では凝縮器における冷却量が ACM 圧力のステップアップとともに急増している。これは, 圧力を操作した直後にアキュムレータからループへ液が逆流することによって, CD 出口付近の冷却された作動流体が CD 入口へと押し流され, 凝縮器内が低温の流体で満たされる。それにより, 凝縮器において作動流体から冷却水に移動する熱量が一時的に減少するためである。数値解析においても実験結果と同様に ACM 圧力のステップアップとともに冷却量は急増している。この時, 数値解析でも冷却水の出口温度が ACM 圧力の増加直後に減少している。これは, 実験と同様の減少現象が数値解析でも再現され, 凝縮器において作動流体から冷却水に移動する熱量が一時的に減少したためである。

図 8.8(c)に示すように, ACM 圧力ステップダウンの場合も数値解析と実験結果で良い一致が見られる。

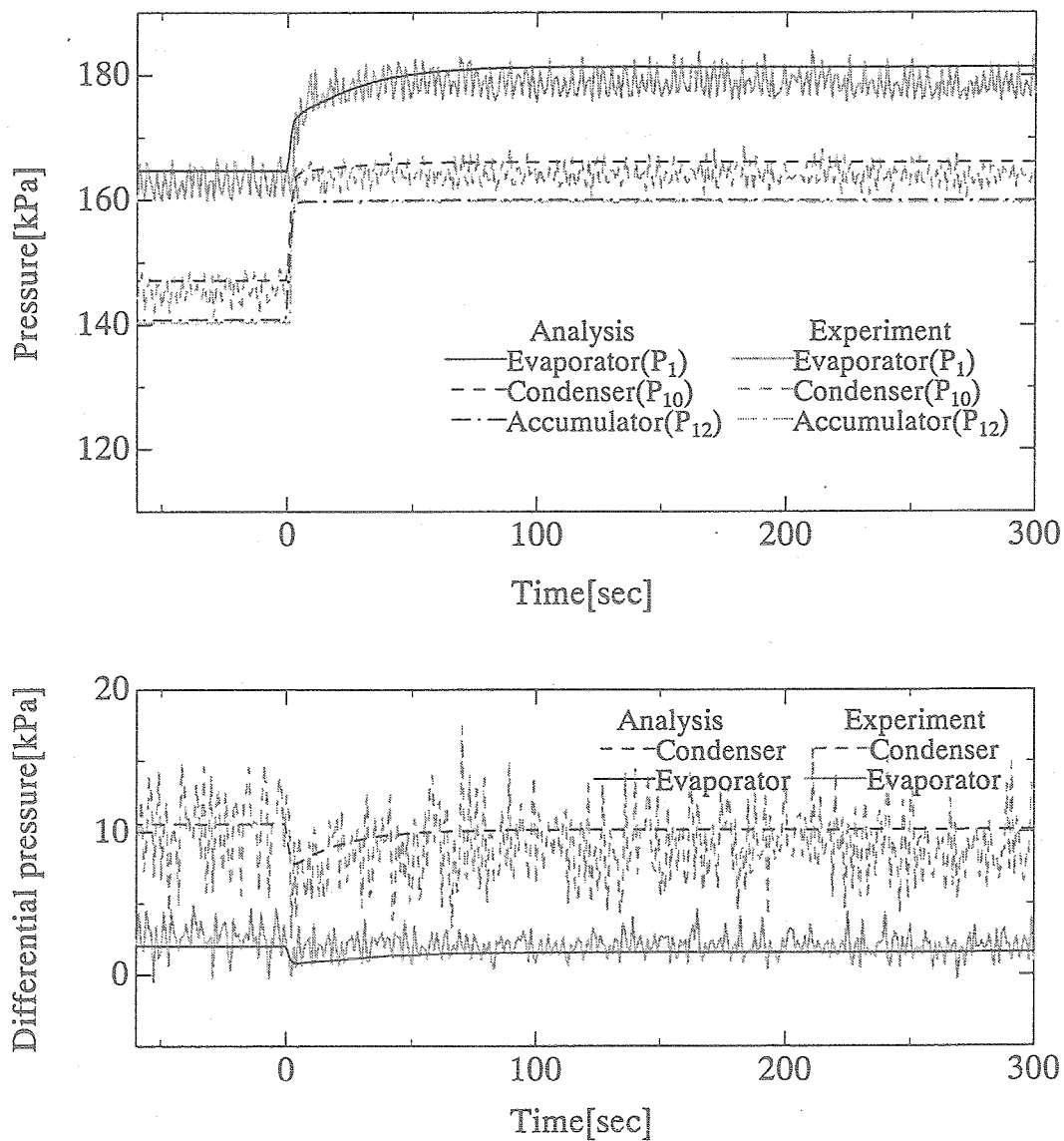


図 8.7(a) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時圧力・差圧応答比較
 (実験条件：A4-B-A1,140→160[kPa])

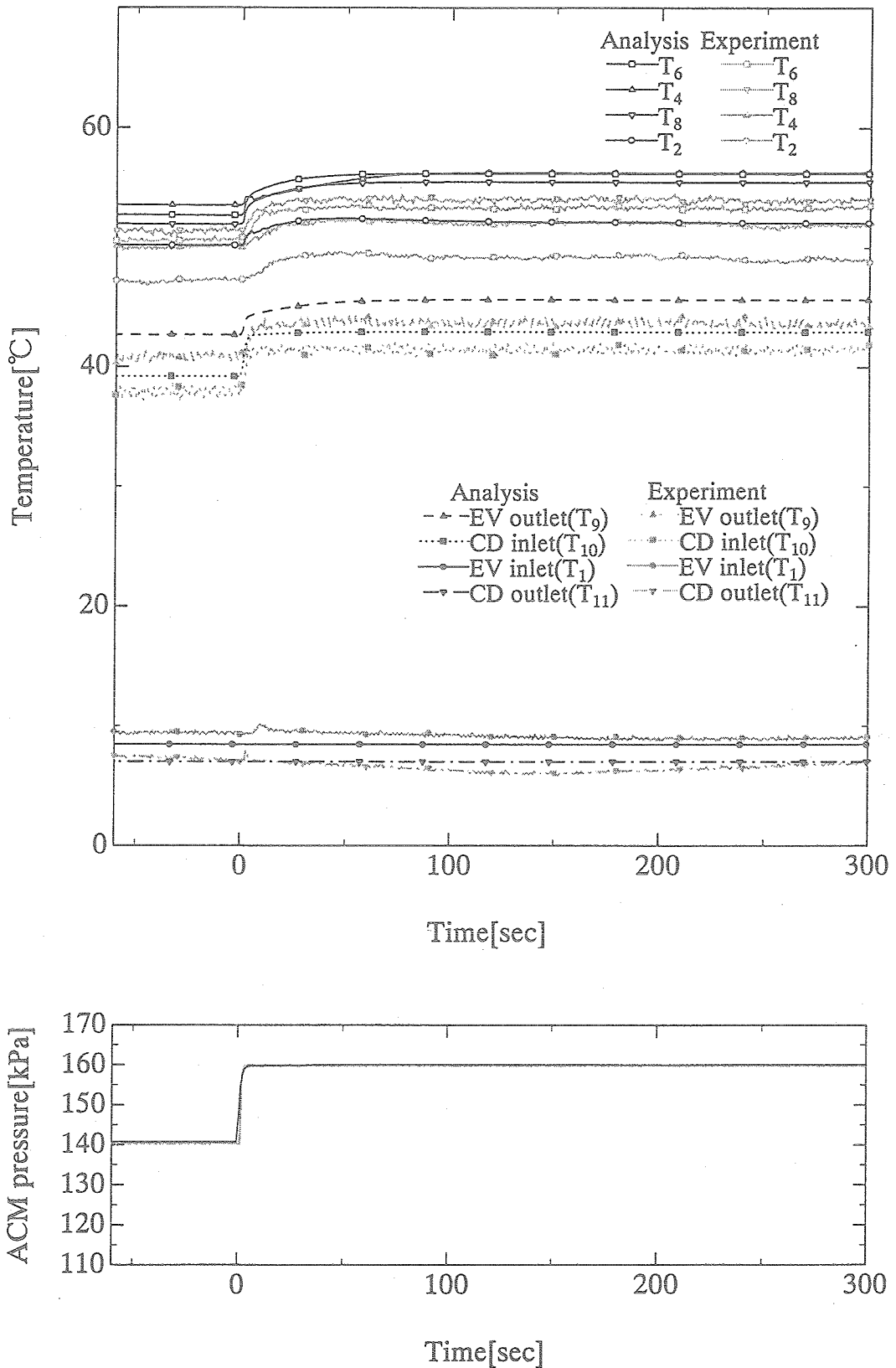


図 8.7(b) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時温度応答比較
(実験条件: A4-B-A1, 140→160[kPa])

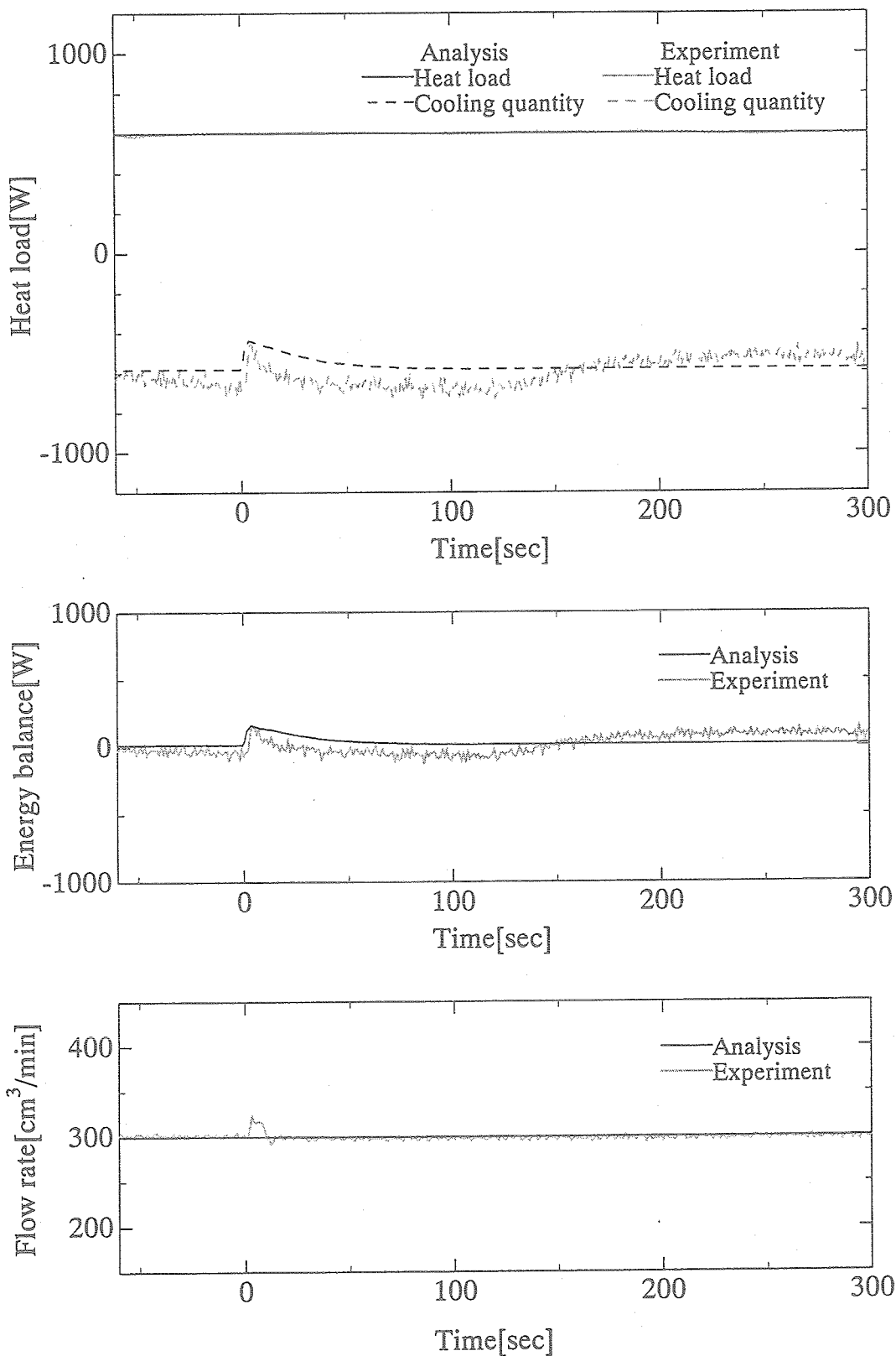


図 8.7(c) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時熱量応答比較
(実験条件: A4-B-A1, 140→160[kPa])

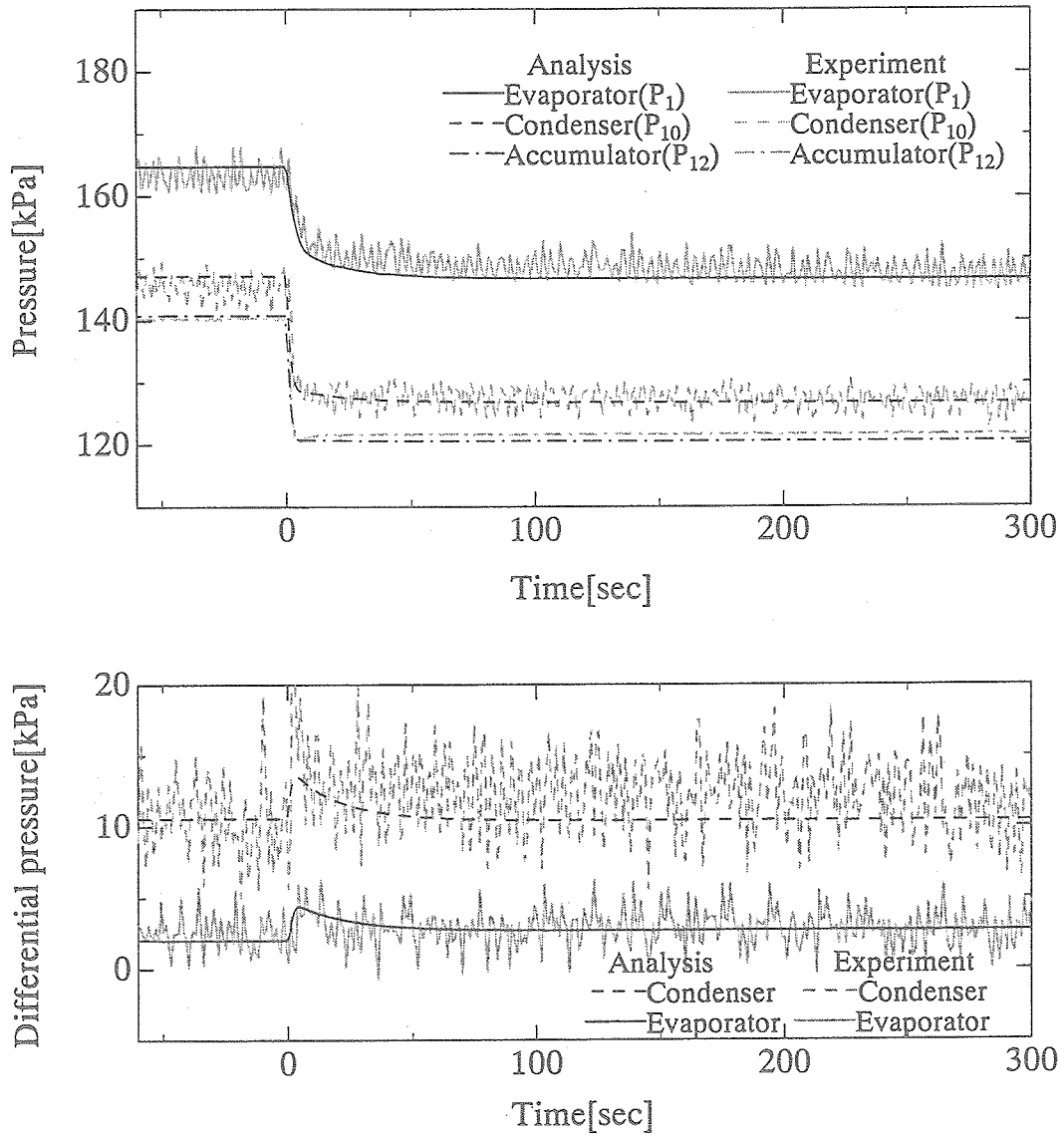


図 8.8(a) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時圧力・差圧応答比較
(実験条件：A4-B-A1,140→120[kPa])

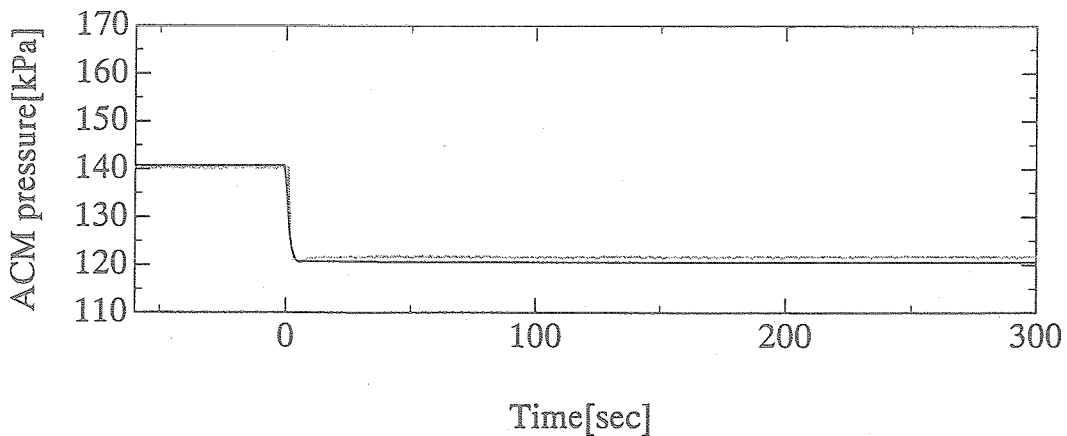
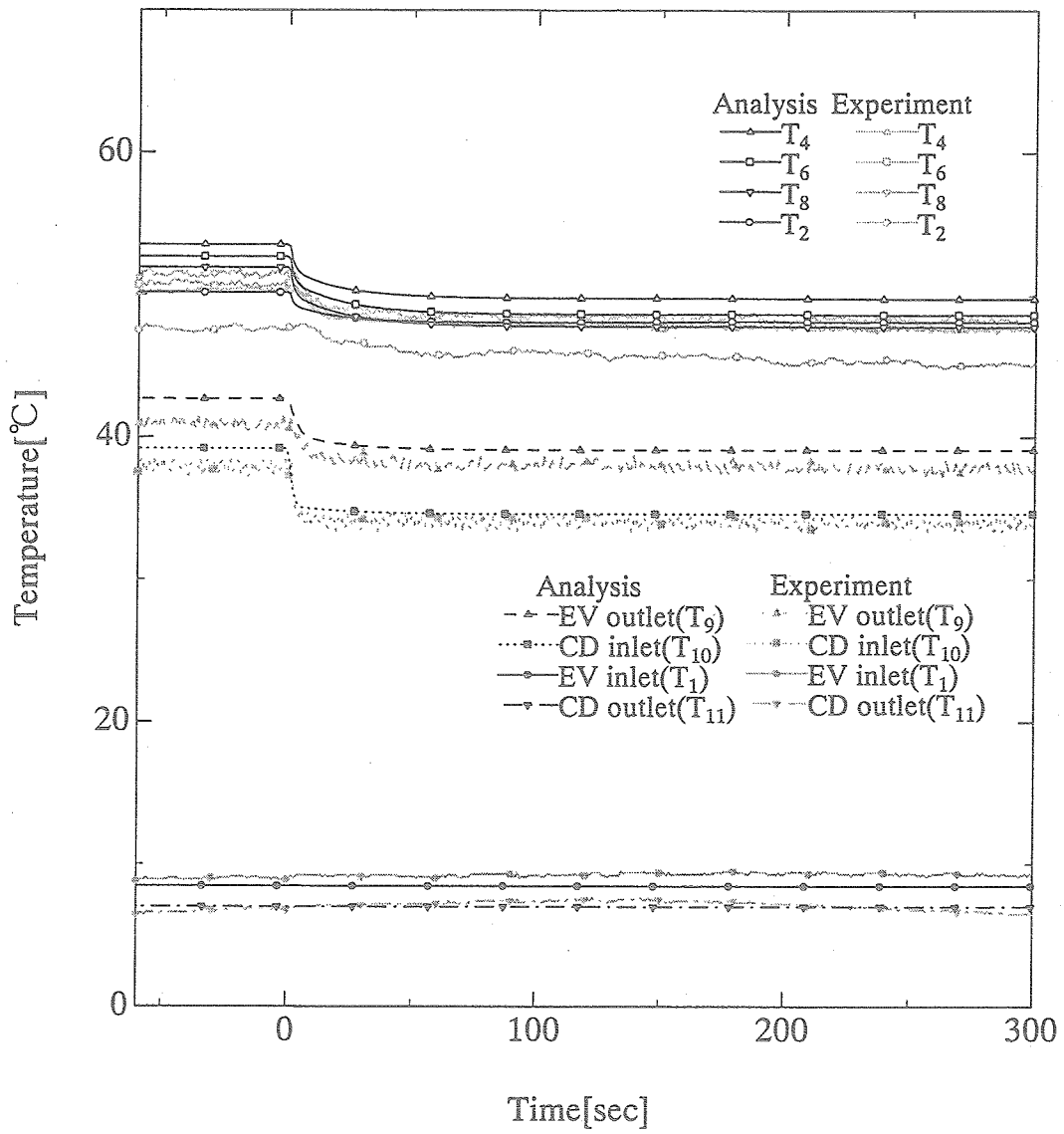


図 8.8(b) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時温度応答比較
 (実験条件: A4-B-A1, 140→120[kPa])

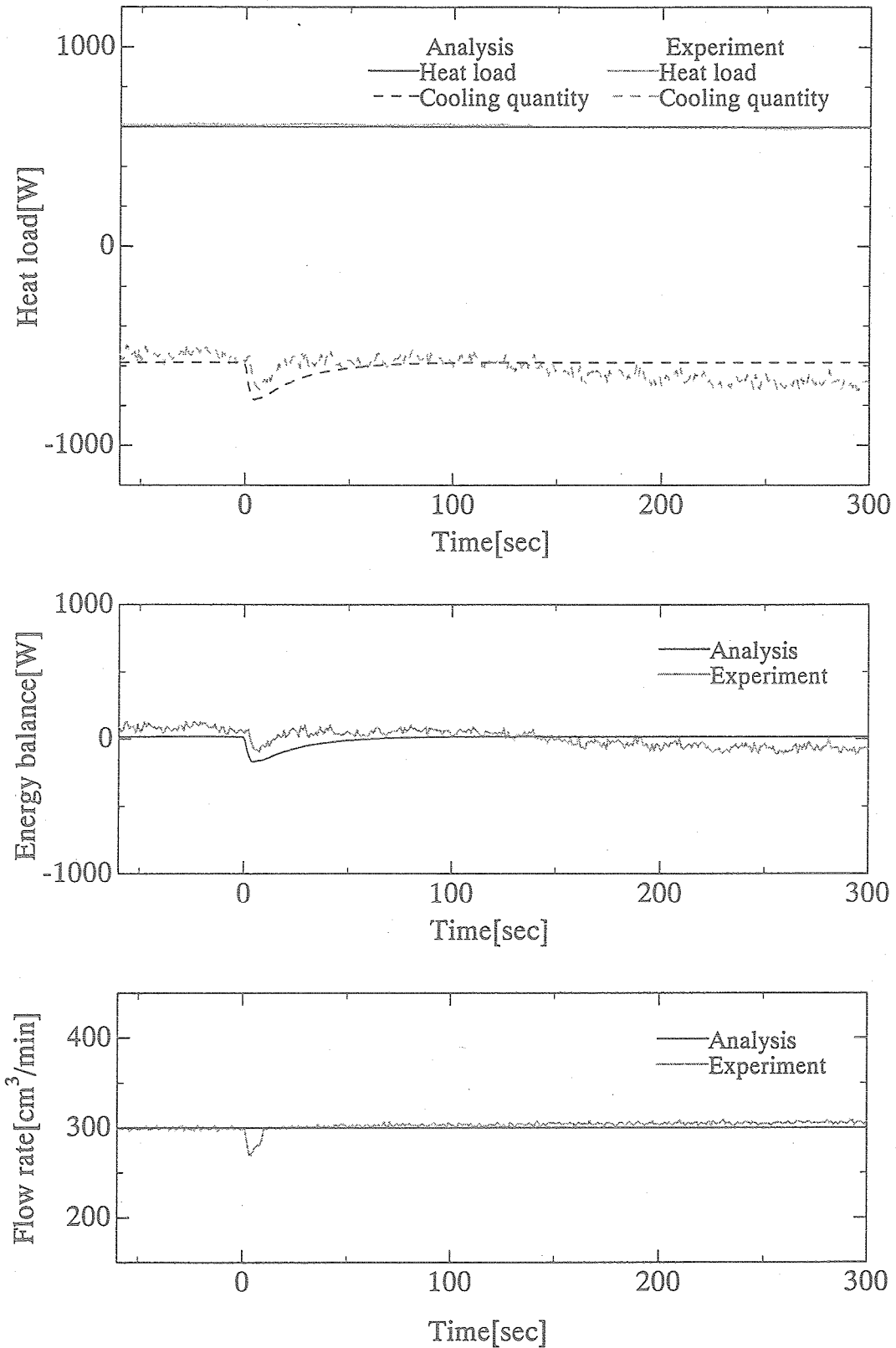


図 8.8(c) 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時熱量応答比較
(実験条件: A4-B-A1, 140→120[kPa])

8.4 動特性実験における定量的特性の比較

動特性実験において熱負荷，作動流体流量，ACM 圧力の各操作量のステップ変化に対し，定量的な値について考察，検討を行った．EV 表面温度の変化量，EV 熱貫流率及び EV 表面温度変化の一次遅れ時定数について数値解析と実験結果を比較する．

8.4.1 熱負荷変化

(i) EV 表面温度変化量

熱負荷を 600[W] (図中，横軸の 0 に相当する) から変化させた時の EV 表面温度変化量を数値解析結果と実験結果を併せて図 8.9 に示す．図中の Point2~8 は EV 表面の各点 2~8 を示す (以降の図も同様)．

図 8.9 に示すように，数値解析による EV 表面温度変化量は熱負荷の増加に対してほぼ線形的に変化し，実験結果と同様の結果が得られている．また，実験結果より蒸発器長手方向に対して後半部になるほど温度変化幅が小さくなっている傾向が見られたが，数値解析においても同様の傾向が見られる．これは，蒸発器後半部では内部の作動流体が高クオリティであり，熱貫流率が向上しているためである．

熱負荷の変化に対して，数値解析でも実験とほぼ同じような傾向が再現できることが確認された．

(ii) 蒸発器熱伝達率の変化

熱負荷を 600[W] (図中，横軸の 0 に相当する) から変化させた時の整定時の EV 熱貫流率の数値解析と実験結果の比較を図 8.10 に示す．図 8.10 に示すように，実験結果と同様，数値解析による熱貫流率は熱負荷の増加に対して向上し，減少に対しては低下している．全体的に数値解析による熱貫流率が実験結果から算出した値より $200[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}] \sim 700[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ 程度大きな値をとるが，節 8.2.2 で述べたように，数値解析の熱貫流率計算には Lui Z. and Winterton の式を用いており，本研究においては式の適用範囲内の誤差である．

(iii) EV 表面温度変化の時定数

熱負荷を 600[W] (図中，横軸の 0 に相当する) から変化させた時の定常後のクオリティに対する EV 表面温度変化の一次遅れ時定数の数値解析と実験結果の比較を図 8.11 に示す．図 8.11 に示すように，Point2~4 ではクオリティが $x=0$ となると時定数が急激に大きくなる傾向が数値解析においても見られた．また，数値解析だと Point5~8 では熱負荷が減少した場合でもクオリティが $x=0$ となることは無く，時定数も 10~17[s] でほぼ一定となる．これより，数値解析においても，実験結果と同様，クオリティが EV 表面温度の変化時定数を決める因子であることがわかる．

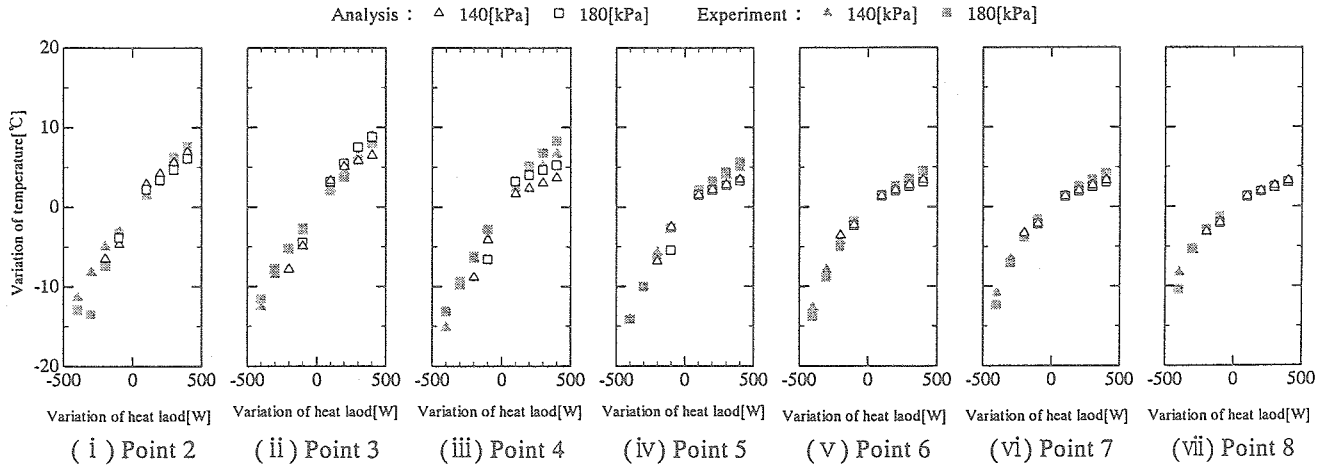


図 8.9 数値解析と実験結果の熱負荷変化時 EV 表面温度変化量比較

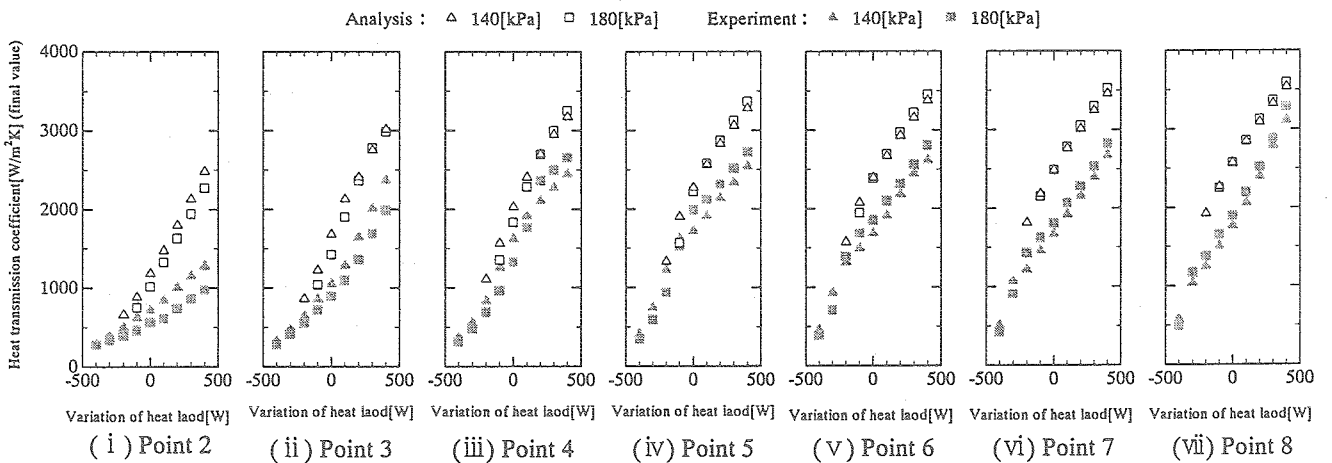


図 8.10 数値解析と実験結果の熱負荷変化時熱貫流率比較

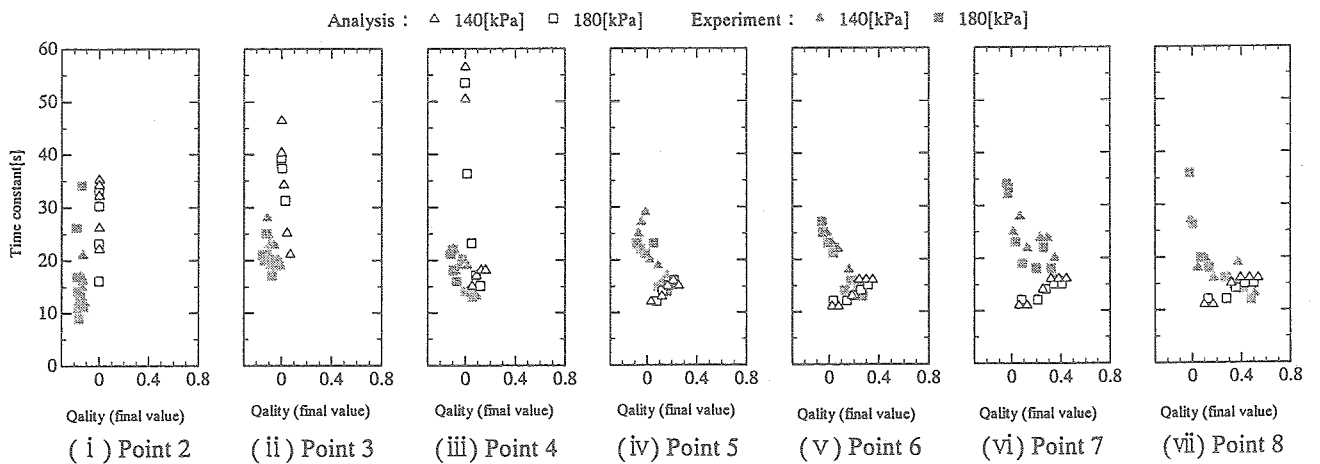


図 8.11 数値解析と実験結果の熱負荷変化時 EV 表面温度変化時定数比較

8.4.2 作動流体流量変化

(i) EV 表面温度変化量

作動流体流量を $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ (図中, 横軸の 0 に相当する) から変化させた時の EV 表面温度変化量の数値解析と実験結果の比較を図 8.12(a), (b) に示す。

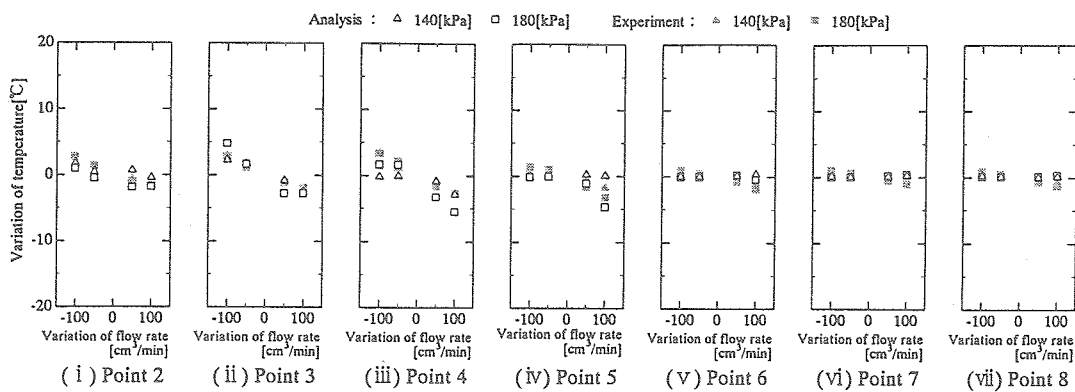
図 8.12(a) より, 熱負荷 $600[\text{W}]$ の場合, 位置 2~4 では作動流体流量が増加すると EV 表面温度は減少し, 逆に作動流体流量が減少すると EV 表面温度は増加し, 位置 5~8 では作動流体流量の変化に対して EV 表面温度はほぼ変化しないという実験結果は, 数値解析によっても再現されている。図 8.12(b) に示すように, 熱負荷 $1000[\text{W}]$ の場合も数値解析と実験結果は概ね一致している。

(ii) 蒸発器熱貫流率の変化

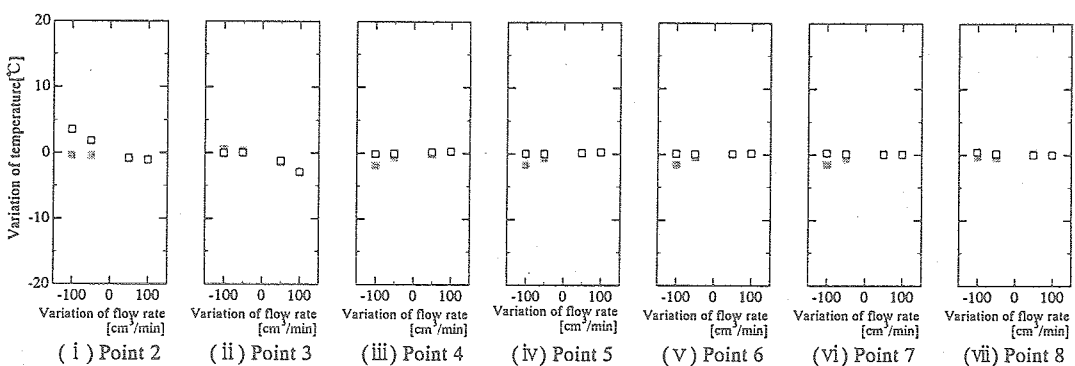
作動流体流量を $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ (図中, 横軸の 0 に相当する) からステップ変化させた時の各流量に対する熱貫流率の数値解析と実験結果の比較を図 8.13(a), (b) に示す。

図 8.13(a), (b) より, 位置 2~4 において, 数値解析と実験結果の両方とも作動流体流量が増加すると熱貫流率は低下し, 逆に作動流体流量が減少すると熱貫流率は向上している。これは, 次のように考えられる。位置 2~4 は基準となる作動流体流量 $300[\text{cm}^3/\text{min}]$ ではサブクール沸騰を生じている。作動流体流量が増加した場合, 熱負荷は変わらないので作動流体が単位質量当たりを受ける熱量が減少し, EV 内部表面での気泡発生が抑制され沸騰現象による熱伝達向上効果が薄れる。この沸騰による熱伝達向上効果の消失の影響は大きく, 流量増加による強制対流熱伝達の向上を相殺するため, 作動流体流量が増加すると熱貫流率は低下する。作動流体流量が減少する場合は逆に, 沸騰現象が活発になるため熱貫流率が向上する。図 8.13(a), (b) に示すように, 数値解析と実験結果が概ね一致していることから, 動的シミュレーションモデルによって上記の現象が表現されていると言える。

また, 図 8.13(a), (b) より, 位置 6~8, つまり飽和沸騰領域においては数値解析も実験結果も作動流体流量の変化に対して熱貫流率は殆ど変化していない。これより, 数値解析での熱貫流率は, 定常値では実験値と誤差が存在するが, 作動流体流量の変化に対する定性的な応答は良く再現できていると考えられる。

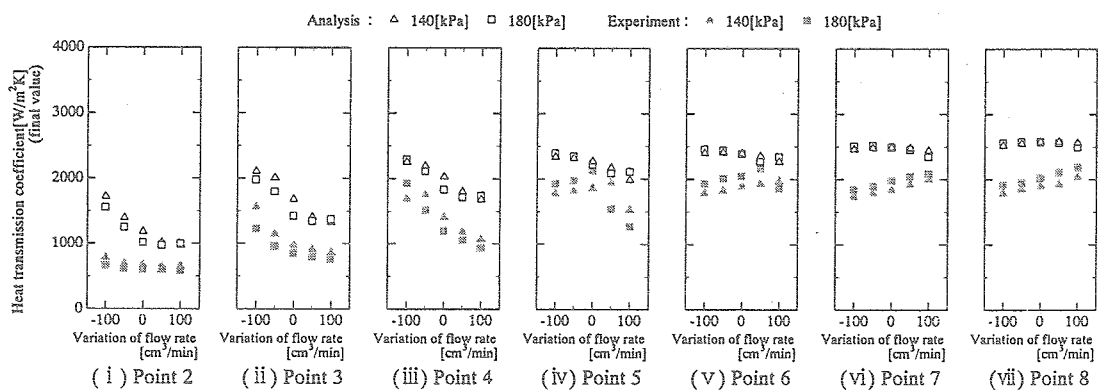


(a) 熱負荷 600[W]

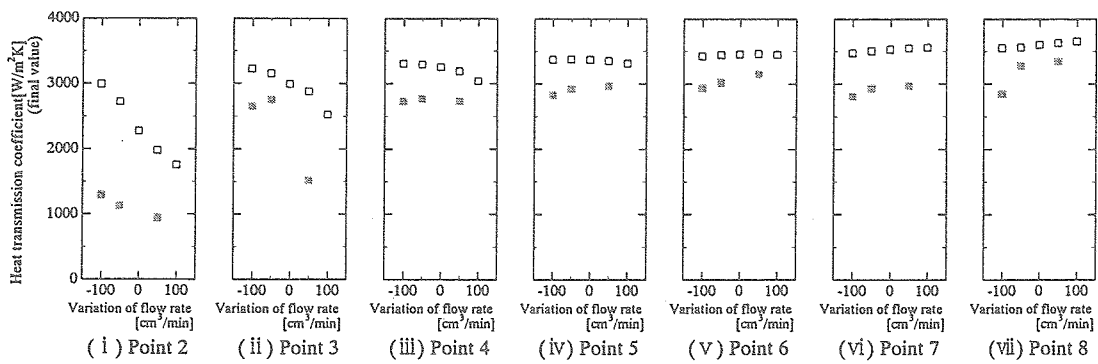


(b) 熱負荷 1000[W]

図 8.12 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時 EV 表面温度変化時定数比較



(a) 熱負荷 600[W]



(b) 熱負荷 1000[W]

図 8.13 数値解析と実験結果の作動流体流量変化時熱貫流率比較

8.4.3 アキュムレータ圧力変化

(i) EV 表面温度変化量

ACM 圧力を 140[kPa] (図中, 横軸の 0 に相当する) から変化させた時の EV 表面温度変化量の数値解析と実験結果の比較を図 8.14 に示す。

図 8.14 に示すように, 圧力変化量に対する数値解析の EV 表面温度は実験結果と同様に線形的に変化しており, その温度変化量も実験値とほぼ等しい。これより, 数値解析における ACM 圧力変化に対する EV 表面温度の変化は実験結果と定性的及び定量的に良い一致を示すと言える。

(ii) 蒸発器熱貫流率の変化

ACM 圧力を 140[kPa] (図中, 横軸の 0 に相当する) から変化させた時の熱貫流率の数値解析と実験結果の比較を図 8.15 に示す。

図 8.15 に示すように, 実験結果では位置 2~4 では ACM 圧力が増加すると熱貫流率が低下する傾向が存在するが, 数値解析もこの傾向を表している。位置 5~8, つまり飽和沸騰領域においては ACM 圧力の変化に対して熱貫流率は殆ど変化していない事も数値解析と実験結果で定性的に良い一致が見られる。

(iii) EV 表面温度変化の時定数

ACM 圧力を 140[kPa] (図中, 横軸の 0 に相当する) から変化させた時の定常後のクォリティに対する EV 表面温度の一次遅れ時定数の数値解析と実験結果の比較を図 8.16 に示す。図 8.16 より, 数値解析による EV 表面温度の一次遅れ時定数はクォリティが大きくなるほど小さくなり, ほぼ一定値に近づいている。また, クォリティが $x=0$ となると時定数は急激に大きくなっている。これは, 実験結果と非常に一致しており, 数値解析のアプローチからも, 潜熱利用流体ループにおける ACM 圧力の変化に対する EV 表面温度の変化は蒸発器内のクォリティの状態に強く依存すると言える。

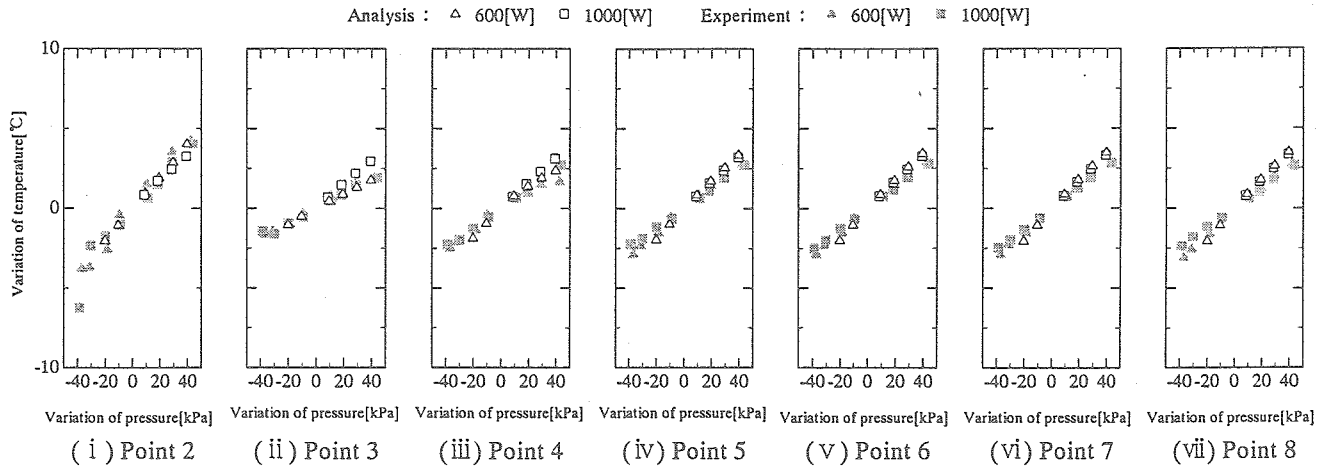


図 8.14 数値解析と実験結果の ACM 圧力変化時 EV 表面温度変化量比較

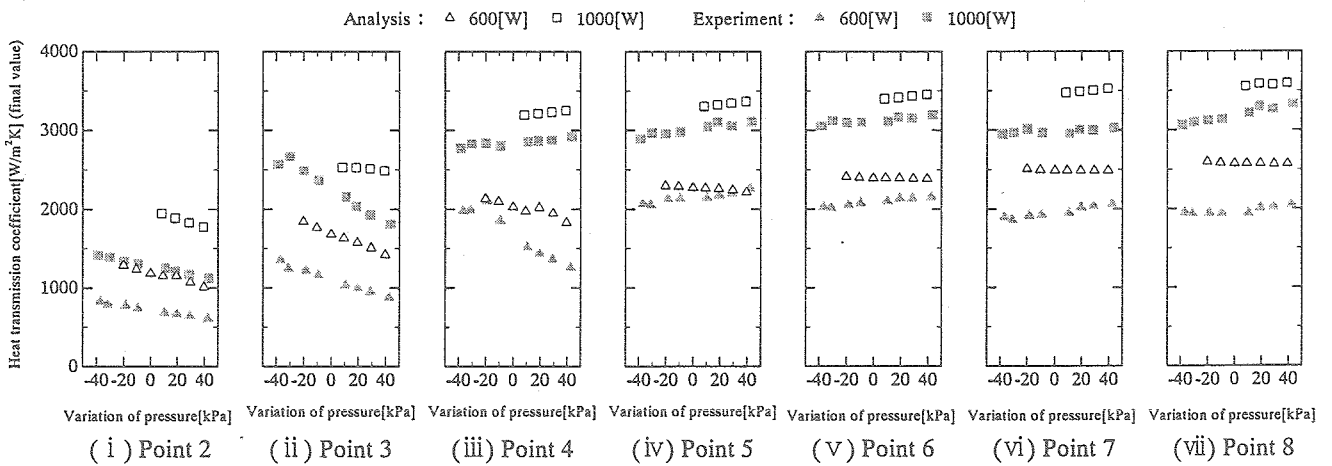


図 8.15 数値解析と実験結果の ACM 圧力変化時熱貫流率比較

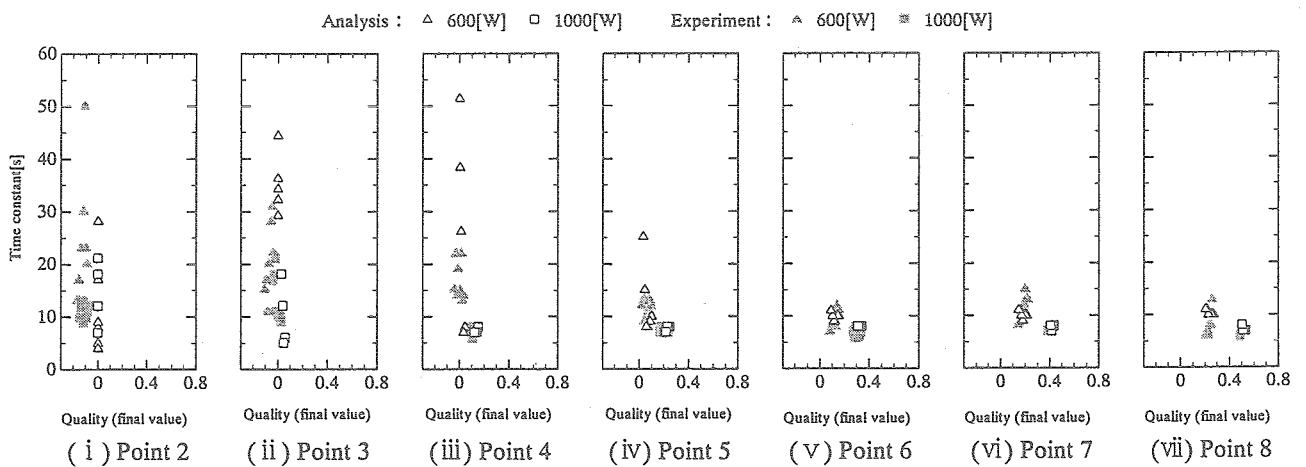


図 8.16 数値解析と実験結果の ACM 圧力変化時 EV 表面温度変化時定数比較

第9章 結論

宇宙ステーションや宇宙太陽発電システム (SSPS) において注目されている潜熱利用流体ループ式排熱システムの動特性の把握を目的に、試験ループを製作し、各種パラメータ変化に対する動特性実験を行った。また、本システムの熱源温度に対する新しい制御方法として、蒸発器と凝縮器を結ぶ配管にバルブを設置し、その開度を操作する事で蒸発器温度を制御する方法を提案し、バルブ開度変化に対するループの動特性実験及び自動制御実験を行った。さらに、動特性実験を行うと同時にシステムの動的シミュレーションモデルを構築し、数値解析と実験との比較検討を行った。これらの実験・数値解析より、以下の結果が得られた。

A 熱負荷変化実験

- (1) 熱負荷変化に対し、EV 表面温度は一次遅れ状に変化する。
- (2) 発器内においてサブクール沸騰領域の占める割合が多いと熱負荷変化に対する EV 表面温度の変化幅が大きくなる。
- (3) 熱負荷変化に対する EV 表面温度時定数は低クオリティ領域では作動流体のクオリティに左右され、サブクール沸騰領域で極端に時定数が大きくなる。
- (4) 熱負荷変化に対する EV 表面温度時定数は蒸発器の熱容量に依存する。

B 冷却水流量変化実験

- (5) 冷却水流量が増加するとループ内圧力及び EV 表面温度は減少する。
- (6) 冷却水流量が減少するとループ内圧力及び EV 表面温度は増加する。

C 作動流体流量変化実験

- (7) 蒸発器内のクオリティが非常に小さい時、作動流体流量を操作し、蒸発器内の作動流体の温度を変化させる事で EV 表面温度を操作する事が可能である。
- (8) 蒸発器内のクオリティが大きい時、作動流体流量を操作する事で蒸発器内の圧力が変化し、その圧力に対応する飽和温度が変化するが、EV 表面温度の変化は微小である。
- (9) 作動流体流量を操作する事は潜熱利用流体ループ式排熱システムの熱源温度を制御する方法としては不適當である。

D アキュムレータ圧力変化実験

- (10) ACM 圧力変化に対し EV 表面温度は一次遅れ状に変化する。
- (11) 蒸発器内のサブクール度が大きい場合、圧力増加時にサブクール沸騰領域において飽和温度の変化が無く、EV 表面温度を制御することができない。
- (12) ACM 圧力変化に対する EV 表面温度変化の時定数はある程度のクオリティ以上 (本研究では約 0.3[-]程度) でほぼ一定となり、それより小さいと時定数は徐々に大きくなり、サブクール沸騰領域になると急激に大きくなる。
- (13) ACM 圧力変化に対する EV 表面温度時定数は蒸発器の熱容量に依存する。

E バルブ開度変化実験

- (14) 蒸気バルブを絞る事でEV圧力及びEV表面温度は一次遅れ状に上昇する事が確認できた。
- (15) 蒸気バルブを開く事でEV圧力及びEV表面温度は一次遅れ状に下降する事が確認できた。
- (16) アキュムレータがループに接続されていない場合も蒸気バルブ開度を操作する事でEV表面が変化する事が確認できた。
- (17) 蒸気バルブ入口のクオリティが大きいほど、蒸気バルブ開度の変化に対する蒸気バルブ差圧の変化量は大きくなる。
- (18) 熱負荷が大きいほど、蒸気バルブ開度の変化に対するEV表面温度変化量は大きくなる。
- (19) 作動流体流量が大きいほど、蒸気バルブ開度の変化に対するEV表面温度変化量は小さくなる。
- (20) 蒸気バルブ開度変化に対するEV表面温度時定数は、蒸気バルブを絞る時は絞り量に比例して大きくなり、開く時は開き量に比例して小さくなる。

F 蒸気バルブ自動制御実験

- (21) EV表面温度を検知し、蒸気バルブ開度を操作する事で自動的に潜熱利用流体ループ式排熱システムの熱源温度を一定範囲に制御する事が可能である事が検証できた。
- (22) 蒸気バルブの自動制御によってEV表面温度を制御する場合、制御の安定性の点で適切な作動流体流量が存在する可能性を確認した。
- (23) 蒸気バルブの自動制御によってEV表面温度を制御する場合、制御の安定性の点で適切な蒸気バルブ回転速度が存在する可能性を確認した。
- (24) 蒸気バルブの自動制御によってEV表面温度を制御する場合、EV表面温度を任意の温度範囲に制御できる可能性を確認した。
- (25) 蒸気バルブの自動制御によって連続的にEV表面温度を一定の温度範囲に制御できる事を確認した。

G 動的シミュレーション

- (26) プロセスシミュレータ HYSYS で構築した数値シミュレーションによる数値解析結果と実験結果との比較検討により、潜熱利用流体ループ式排熱システムの動的シミュレーションへの適用可能性が確認できた。

以上より、潜熱利用流体ループ式排熱システム的设计に対して次の事が言える。

外乱としての熱負荷の変化に対してシステムを安定して運転するためには、EV 表面温度が熱負荷の変化に対して早く定常するように EV 内クオリティをある程度（本研究では約 0.3）以上に保つ必要がある。これは、熱負荷が定格熱量から低下した場合も考慮して、ある程度以上に保つ必要があるという意味である。

蒸発器の熱貫流率がプール沸騰の影響を強く受けるような運転条件においては、アキュムレータによる圧力制御が効果的である。

作動流体流量操作により EV 表面温度の制御を行うためには、EV 出口クオリティを低くし、サブクール沸騰領域を多くする必要がある。しかし、EV 内のサブクール沸騰領域が大きいと熱負荷の変化に対する EV 表面温度の変動幅が大きくなってしまふ事や、圧力変化時にサブクール沸騰領域で EV 表面温度の制御が行えない事から、潜熱利用流体ループを用いた排熱システムによる EV 表面温度制御の手段として作動流体流量操作は適切ではない。作動流体流量の制御は EV 内のドライアウトを防ぐためにクオリティを一定に保つことを目的とし、システムの補助的な役割を当てることが望ましい。

また、新しい制御方法として蒸発器と凝縮器を結ぶ配途に蒸気バルブを設置し、その開度を操作する事で蒸発器温度を制御する方法を提案した。蒸気バルブの開度を操作することで、EV 表面温度が変化することを確認し、自動制御により EV 表面温度を制御できる可能性を示した。

なお、本研究は宇宙航空研究開発機構（JAXA）と神戸大学の共同研究として行われたものである。

付録

付録 1 蒸気バルブ開度変化実験における脈動

蒸気バルブ開度変化実験を実施した際の脈動発生時と通常時の圧力及びポンプ流量の時間的応答を示す。通常時の例として ACM 初期圧力 140[kPa], 作動流体流量 300[cm³/min], 冷却水流量 3.0[l/min], 熱負荷 200[W]で蒸気バルブ閉鎖回転数を 5 回転から 8 回転に変化させた時 (条件: B1-A-B-B,5→8[rev]) の挙動を, 脈動発生時の例として ACM 初期圧力 101.3[kPa], 作動流体流量 300[cm³/min], 冷却水流量 3.0[l/min], 熱負荷 200[W]で蒸気バルブ閉鎖回転数を 5 回転から 8 回転に変化させた時 (条件: B1-A-A-B,5→8[rev]) の挙動を図 A.1(a)~(c)に示す。

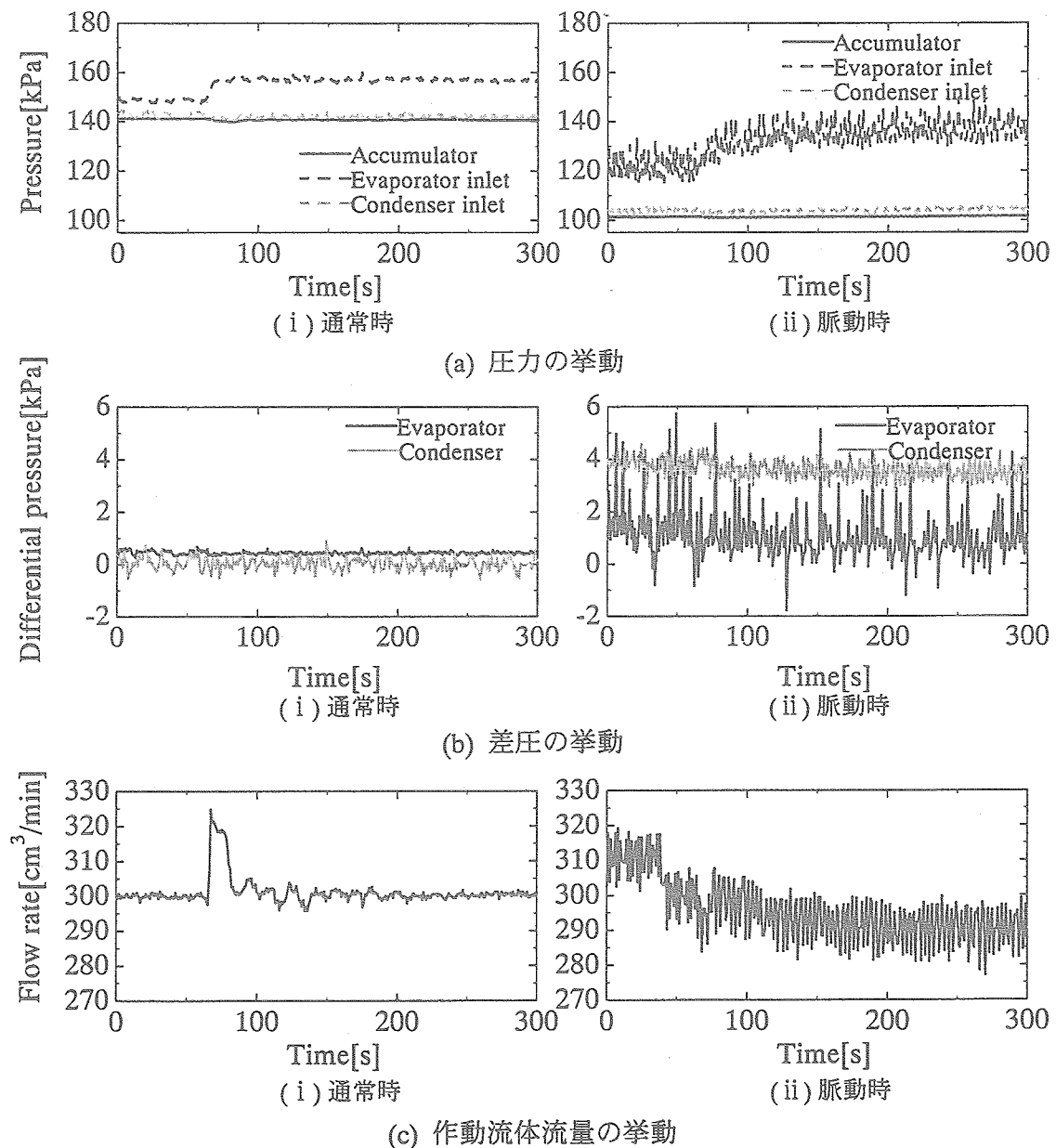


図 A.1 通常時と脈動発生時の圧力・差圧及び流量の挙動比較

図 A.1(a)~(c)より，通常時には，定常状態において EV 圧力，EV 差圧及び作動流体流量の振動は見られない（定常時の EV 圧力の振動幅は約 3[kPa]，EV 差圧の振動幅は約 0.3[kPa]，作動流体流量の振動幅は約 5[cm³/min]）。しかし，脈動発生時には，定常時における EV 圧力の振動幅は約 5[kPa]，EV 差圧の振動幅は約 0.3[kPa]，作動流体流量の振動幅は約 20[cm³/min]であり，通常時に比べ非常に大きな振動現象が生じている。このため，実験として安定したデータが測定できず，さらに実験に使用する機器にも良くないと判断し，脈動の発生する条件では実験を行わなかった。

また，蒸気バルブを設置していない動特性実験においても，ACM 初期圧力 101.3[kPa]，作動流体流量 300[cm³/min]，冷却水流量 3.0[l/min]，熱負荷 200[W]の条件では，定常状態で脈動が発生しており，これら脈動は密度波形流動脈動と考えられる。

付録 2 動的シミュレーションにおける HCFC123 の飽和温度

動的シミュレーションで用いる Peng-Robinson 状態方程式と日本冷凍協会・日本フロンガス協会の飽和圧力 - 飽和温度曲線を図 A.2 に示す。

図 A.2 より，数値解析を行った圧力範囲において Peng-Robinson 状態方程式による飽和温度は実際（日本冷凍協会・日本フロンガス協会）よりも高く算出される。飽和圧力が 160[kPa]以上では Peng-Robinson 状態方程式の方が約 1[°C]高く，100~250[kPa]で日本フロンガス協会の値に対して最大誤差は 2%）。本論文の動的シミュレーションにおいて，蒸発器内の飽和沸騰領域の流体温度及び EV 表面温度が実験値よりも大きかったのはこの影響である。

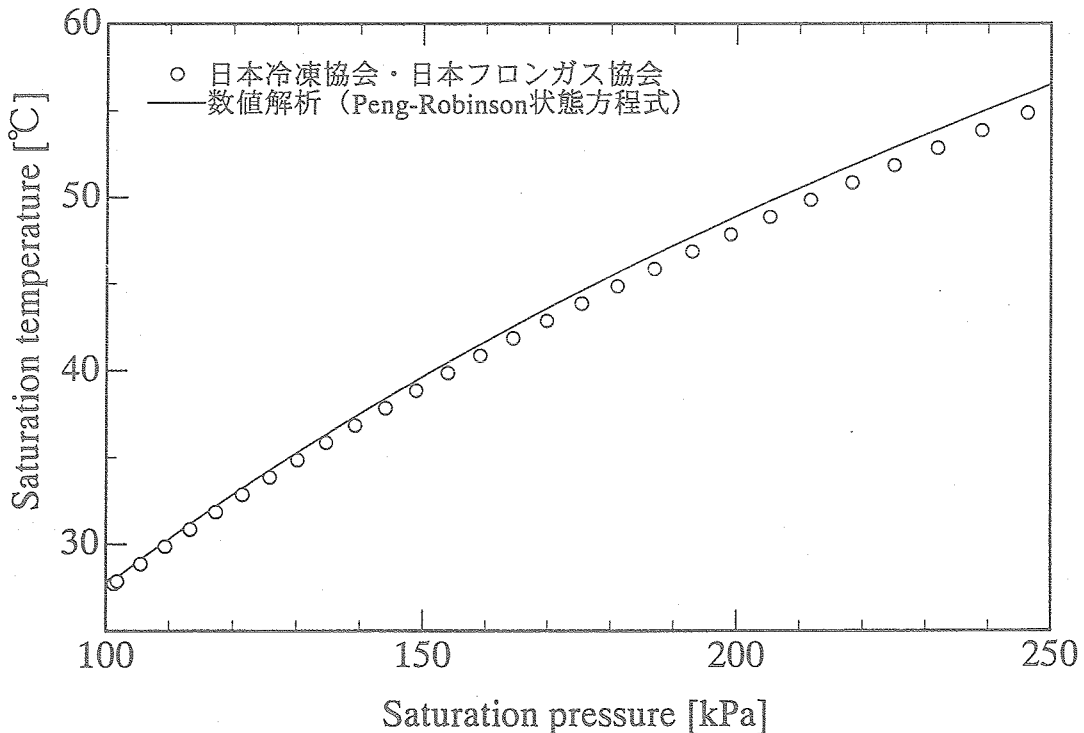


図 A.2 数値解析と実験の HCFC123 飽和温度の比較

参考文献

- (1) K. Mimura, K. Miyaji, M. Komoro, M. Shigeharu, M. Furukawa, and Ishii, and Y. Miyazaki, 41st Congress of the Int. Astronautical Federation, Dresden GDR, IAF-90-223, (1990).
- (2) M. Furukawa and M. Nakamoto, 30th Int. Conf. On Environmental Systems, 2001-01-2320, Toulouse, France, (2000).
- (3) M. Furukawa, 28th Int. Conf. On Environmental Systems, 981688, Danvers, (1998).
- (4) M. Furukawa, 33rd Thermophysics Conf. AIAA99-3445, Norfolk, VA, (1999).
- (5) M. Furukawa, K. Miura and M. Komori, 7th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, AIAA98-2451, Albuquerque, NM, (1998).
- (6) 藤井・ほか 5 名, 潜熱利用二相流体排熱システムループの動特性実験, 日本機械学会論文集 B 編, 69-677, (2003-1).
- (7) 西田, 二相流体ループ式排熱システムの過渡応答特性, 神戸大学修士論文, (2002).
- (8) Peng, D. Y. and Robinson, D. B., A new two-constant equation of state, Ind. Eng. Chem. Fundam. 15 (1976), 59-64.
- (9) 大江修造著, 設計者のための物性定数推算法, 日刊工業新聞社, (1985).
- (10) 日本冷凍協会・日本フロンガス協会, 代替フロン類の熱物性, (1990).
- (11) 福迫尚一郎ら編著, 熱交換器の熱的設計法, 日本機械学会, (1996).
- (12) Liu, Z. and Winterton, R. H. S., Int. J. Heat Mass Transfer, 34-11, (1991), 2759.
- (13) AHMAD, S. Y.: Axial distribution of bulk temperature and void fraction in a heated channel with inlet subcooling, Trans. ASME, Ser. C, 92-4 (1970), 595-609.
- (14) ドイツ技術者協会編, 熱計算ハンドブック, 日本能率協会, (1988).
- (15) 日本機械学会編, 気液二相流技術ハンドブック, コロナ社, (1989).

- (16) 植田辰洋著, 気液二相流－流れと熱伝達, 養猷堂, (1981).

宇宙航空研究開発機構契約報告 JAXA-CR-04-001

発行日 2004年9月30日
作成元 神戸大学 工学部
編集・発行 独立行政法人 宇宙航空研究開発機構
〒182-8522
東京都調布市深大寺東町七丁目4-4番地1
TEL 0422-40-3000 (代表)
印刷所 株式会社 ビー・シー・シー・
東京都港区浜松町2-4-1

©2004 JAXA

※本書(誌)の一部または全部を著作権法の定める範囲を超え、無断で複写、複製、転載、テープ化およびファイル化することを禁じます。

※本書(誌)からの複写、転載等を希望される場合は、下記にご連絡ください。

※本書(誌)中、本文については再生紙を使用しております。

<本資料に関するお問い合わせ先>

独立行政法人 宇宙航空研究開発機構 情報化推進部 宇宙航空文献資料センター

*作成元への直接のお問い合わせ、ご連絡はご遠慮願います。



宇宙航空研究開発機構
Japan Aerospace Exploration Agency