

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	クローズドサイクルMHD発電の蓄熱形高温熱交換器に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	吉川邦夫
Author(English)	KUNIO YOSHIKAWA
出典(和文)	学位:工学博士, 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第1572号, 授与年月日:1986年4月30日, 学位の種別:論文博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第1572号, Conferred date:1986/4/30, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

クローズドサイクルMHD発電の
蓄熱形高温熱交換器に関する研究

東京工業大学総合理工学研究科

エネルギー科学専攻

吉川 邦夫

目次

第1章 序論

1. 1	MHD複合発電	1-1
1. 2	MHD発電と高温熱交換器	1-4
1. 3	蓄熱形熱交換器用の蓄熱体材料	1-8
1. 4	オープンサイクルMHD発電用高温空気加熱器の研究開発の現状	1-11
1. 5	クローズドサイクルMHD発電用高温希ガス加熱器の研究開発の現状	1-15
1. 6	本研究の目的	1-18
1. 7	本論文の構成	1-22

第2章 モデル熱交換器による基礎実験

2. 1	実験装置	2-1
2. 2	ペブル材料	2-4
2. 3	実験方法	2-6
2. 4	測定法	2-7
2. 5	熱特性	2-10
2. 6	ペブル材料の選定	2-23
2. 7	まとめ	2-27

第3章 Fuji-1高温熱交換器の特性に関する実験

3. 1	実験装置	3-1
3. 2	実験方法	3-6
3. 3	測定法	3-8
3. 4	燃焼特性	3-15
3. 5	熱交換特性	3-18
3. 6	真空排気特性	3-22
3. 7	不純物特性	3-24
3. 8	まとめ	3-27

第4章 ペブル床内における伝熱プロセスに関する研究

4. 1	ペブル床蓄熱形熱交換器内での伝熱プロセス	4-1
4. 2	蓄熱形熱交換器の熱特性に関するこれまでの研究	4-3
4. 3	一次元伝熱解析	4-6
4. 4	二次元伝熱解析	4-13
4. 5	連続運転時の熱特性	4-29
4. 6	まとめ	4-35
付録4-1	気体の物性値	4-36
付録4-2	二次元伝熱解析の数値計算法	4-41

第5章 蓄熱形熱交換器の小型化に関する研究

5. 1	蓄熱形熱交換器の熱特性計算	5-3
5. 2	熱特性に影響を与えるパラメータ	5-5
5. 3	気体と蓄熱体との間の伝熱性能	5-8
5. 4	蓄熱形熱交換器の熱特性	5-12
5. 5	蓄熱形熱交換器の小型化の方策	5-15
5. 6	まとめ	5-21
付録5-1	蓄熱形熱交換器の熱特性計算法	5-22

第6章 ペブル床蓄熱形熱交換器における圧力損失の抑制に関する研究

6. 1	ペブル床中での気体の圧力損失に関するこれまでの研究	6-1
6. 2	F u j i - 1 高温熱交換器を用いた圧力損失の測定	6-4
6. 3	熱交換器の圧力損失の抑制と熱特性	6-10
6. 4	まとめ	6-19

第7章 クローズドサイクルMHD発電における作動 気体中の不純物濃度の抑制に関する研究

7.1 蓄熱形熱交換器連続運転システム	7-3
7.2 Fuji-1高温熱交換器を用いてのアルゴン中への不純物 混入量の評価	7-7
7.3 閉ループ中での不純物濃度の経時変化	7-12
7.4 希ガス純化プロセス	7-20
7.5 アルゴンの純化に関する実験	7-26
7.6 まとめ	7-47
付録7-1 式(7-1)の導出	7-48
付録7-2 式(7-4)の導出	7-50

第8章 蓄熱形熱交換器における排出NO_x濃度の抑制に 関する研究

8.1 蓄熱形高温熱交換器における排出NO _x 対策の必要性	8-1
8.2 実験装置および方法	8-2
8.3 初期生成NO _x 濃度の評価	8-4
8.4 ベブル床中でのNOの分解量の評価	8-6
8.5 まとめ	8-13
付録8-1 燃焼ガス中の各成分濃度の決定	8-14
付録8-2 化学平衡を仮定した生成NO濃度の計算	8-16

第9章 クローズドサイクルMHD複合発電システムに 関する研究

9.1 クローズドサイクルMHD/ガスタービン/蒸気タービン複合発電	9-1
9.2 基本サイクル	9-4
9.3 サイクル計算	9-8
9.4 計算結果と考察	9-13
9.5 まとめ	9-25
付録9-1 ガスタービン出力の計算	9-26

第10章	クローズドサイクルMHD発電プラントにおける蓄熱形高温熱交換器の性能の評価	
10.1	クローズドサイクルMHD発電プラントの構成	10-1
10.2	熱特性と圧力損失	10-5
10.3	不純物濃度, アルゴン純化装置ならびに真空排気ポンプ	10-10
10.4	排出NO _x 濃度と発電効率	10-15
10.5	まとめ	10-19
第11章	まとめ	
11.1	本研究のまとめ	11-1
11.2	今後の課題	11-5
主な記号		12-1
文献		12-5
謝辞		12-12

第1章 序論

1.1 MHD複合発電

石油や石炭、天然ガスなどの化石燃料を常温の空気中で燃焼させた場合、約2000K~2200K程度の温度の燃焼ガスを得ることができる。この燃焼ガスの有する熱をエネルギー源とする火力発電においては、現在、燃焼ガスによって水を加熱し、高温、高圧の水蒸気にしてタービンを駆動する、蒸気タービン発電機を用いての発電が中心となっている。ところが、蒸気タービンにおいては、作動流体である水蒸気の最高温度が850K程度であり、燃焼ガスの有する高温域の熱を直接有効に発電に利用することができず、一度、低温域の熱に変換してから発電を行っている。そのため、最新鋭の火力発電所においても、総合発電効率は40%がほぼ限界値となっている。

しかし、近年の石油を中心とする燃料の高騰により、特に、日本の火力発電所では、発電単価に占める燃料費の割合が高くなり、1%でも発電効率を上げることが、重要な課題となっている。ところが、従来からの、蒸気タービンだけによる発電方式では、現在以上の発電効率の大幅な向上を得ることは難しく、そのため、燃焼ガスの有するより高温域の熱を直接発電に利用することによって、発電効率の飛躍的向上を狙った複合発電が考えられるようになった。

複合発電は、高温の作動流体によって発電を行うトッピングサイクルと、比較的低い温度の作動流体によって発電を行うボトムサイクルによって構成される。ボトム用の発電機としては、通常は蒸気タービン発電機が考えられており、また、すでに商用化されているトッピング用の発電機としては、ガスタービン発電機がある。ガスタービンと蒸気タービンを組合わせた複合火力発電所は、全世界ですでに相当数建設されており、従来の蒸気タービンだけの発電所に比べて、3~5%程度の発電効率の上昇が実証されている。しかし、ガスタービン発電機の場合、タービン翼が高温、高圧の下で、高速で回転するため、金属で構成されねばならず、現状のタービン翼の冷却技術で1400K程度、将来の冷却技術の進歩によって1800K程度が、作動燃焼ガス温度の限界と考えられている。しかも、タービン翼が直接燃焼ガスにさらされるため、燃料はクリーンなものに限られており、石炭を熱源とする場合は、一度ガス化する必要があり、ガス化に伴う発電効率の低下を避けることができない。

そこで、より高温域での動作が可能な発電機として、MHD発電機が考えられている。MHD発電の原理は、高温、高速の電気伝導性を有する気体を、磁場中を通過させることによって生ずる起電力によって発電を行うもので、発電機内に可動部分がないため、ガスタービン発電機に比べて、より高温域での動作が可能となる。

MHD発電には、大別して、高温の燃焼ガスを直接作動流体とするオープンサイクルMHD発電と、燃焼ガスの有する熱によって加熱されたアルゴンやヘリウムなどの希ガスを作動流体とするクローズドサイクルMHD発電の二通りの発電方式がある。オープンサイクルMHD発電においては、燃焼ガス中に K_2CO_3 や KOH などのカリウム化合物を1%程度添加することによって、電気伝導性を持たせるが、燃焼ガス中の分子成分と電子との間の衝突断面積が大きいと、電子の温度はほぼ燃焼ガスの温度と等しくなる。そのため、発電に必要な電気伝導度を得るためには、約3000Kという燃焼ガス温度が必要となる。

それに対して、クローズドサイクルMHD発電においては、希ガス中に0.001%~0.1%程度の金属カリウムもしくは金属セシウムを添加することによって電気伝導性を持たせるが、希ガスと電子との間の衝突断面積が小さいため、作動流体中を流れる電流によるジュール加熱によって、電子温度だけを選択的に上昇させることができる(非平衡電離)。そのため、希ガスの温度が2000K程度であっても、電子温度は3000K~7000K程度まで上昇し、発電に必要な電気伝導度を得ることができる。

全世界におけるMHD発電の研究開発を見た場合、これまでの開発の中心はオープンサイクルMHD発電であり、ソ連においては、天然ガスを燃料とする熱入力500MWの発電所の設計・建設が、1980年代末の完成をめざして進められている。一方米国においては、直接石炭燃焼を模擬した発電機の、1000時間の耐久試験の成功[1-1]や、50MWtの石炭燃焼器の実証試験[1-2]などの成果に基づいて、石炭燃焼MHD発電の開発が精力的に進められている。ただ、高温材料の開発に関しては、まだ多くの問題が残されており、特に、発電効率を大きく左右する高温空気が加熱器については、後述するように、まだ開発のめどが立っていない。またオープンサイクルMHD発電では、大容量の発電所でない限り、熱損失が大きくなって、発電効率が上がらないという問題もあり、高効率の発電所の実証という点では、まだ大きな課題が残されていると言える。

一方、クローズドサイクルMHD発電は、作動流体の温度が約2000K程度ですむため、オープンサイクルMHD発電に比べて材料の問題が楽になり、また、比較的小容量の発電所でも、高い発電効率が期待できる。クローズドサイクルMHD発電では、電離不安定による発電機内のプラズマの非均一化の問題が、高い発電性能を得る上での最大の障害の一つであった。しかし、東京工大における衝撃波管での実験により、シード率を低く抑えることで、シード完全電離を達成し、それによって電離不安定が抑制できることが示され[1-3]、高性能の発電機が実現できる可能性が開かれた。一方で、オランダのアイントホーヘン工科大学には、熱入力5MWtのブローダウン実験装置が設置され、数秒間ではあるが、連続的な出力(最大370kW)を取り出すことに成功した[1-4]。し

かし、作動流体を実際に循環させながら、長時間連続的に発電を行った例はまだなく、クローズドサイクルMHD発電は、オープンサイクルMHD発電に比べ、まだ基礎的な実験段階にあると言える。

1. 2 MHD発電と高温熱交換器

オープンサイクルMHD発電においては、作動流体である燃焼ガスの温度としては、3000Kという高温が必要であり、化石燃料を燃焼させてこの高温を得るためには、酸素を富化した空気での燃焼を行うか、2000K程度まで加熱された空気によって燃焼を行わなければならない。酸素を富化した空気による燃焼は、技術的には容易であるが、酸素の製造に動力を必要とするため、加熱空気による燃焼に比べて、相当程度発電効率が低下してしまう。そこで、高効率のオープンサイクルMHD複合発電を実現するためには、2000K程度まで空気を加熱できる高温熱交換器が必要となる。空気を加熱する熱源としては、図1-1(a)に示すように、MHD発電機出口の燃焼排ガスを用いる場合(直接燃焼空気加熱器)と、図1-1(b)に示すように、空気加熱用に別途に燃料を燃焼させる場合(間接燃焼空気加熱器)とがある[1-5]。

クローズドサイクルMHD発電においても、やはり、燃焼ガスの有する熱によって、希ガスを2000K程度まで加熱できる高温熱交換器が不可欠なコンポーネントとなる。この場合、高温希ガス加熱器は、クリーン燃料を燃焼させる場合と、石炭を直接燃焼させる場合の2種類に大別される。

以上より、オープンサイクルMHD発電およびクローズドサイクルMHD発電のいずれにおいても、2000K程度の高温での気体間の熱交換が行える高温熱交換器の開発が必要であることが示された。

一般に、金属の耐熱温度を越えた高温の気体間の熱交換に対しては、セラミックスの蓄熱体を介して熱の授受を行う蓄熱形熱交換器が用いられる。蓄熱形熱交換器においては、加熱気体によって蓄熱体が加熱され、その同じ蓄熱体中を被加熱気体が通過することにより、被加熱気体の加熱が行われる。従って、加熱気体と被加熱気体とが同じ流路中を交互に通過することになり、連続的に加熱を行うためには、最低2台の熱交換器が必要となる。

オープンサイクルMHD発電用の直接燃焼空気加熱器、間接燃焼空気加熱器ならびに、クローズドサイクルMHD発電用の石炭燃焼希ガス加熱器、クリーン燃料燃焼希ガス加熱器では、同じ蓄熱形高温熱交換器と言っても、要求される条件が異なってくる。そこで、表1-1に、それぞれの用途の熱交換器に要求される条件をまとめて示した。

オープンサイクルMHD発電用の直接燃焼空気加熱器においては、MHD発電機を出た燃焼ガスが、直接、空気加熱器に流入するため、燃焼ガス中に含まれるシード剤ならびに、石炭燃焼の場合には、シード剤と石炭スラグに対して耐食性のある材料を蓄熱体として使用しなければならず、その技術開発は困難である。それに対して、空気加熱用に別途にクリーン燃料(石油、天然ガス、ガス化石炭など)を燃焼させる間接燃焼空気加熱器においては、クリーンな燃焼ガスのみが熱交換器中に流入するため、技術開発もそれだけ容易となる。しかし、発電効率は直接燃焼に比べて2%程度落ち

[1 - 5]、ガス化石炭を用いる場合には、さらに発電効率は低下してしまう。

一方、クローズドサイクルMHD発電用の希ガス加熱器に要求される条件の中で、空気加熱器と大きく異なる点は、加熱気体と被加熱気体との分離が必要であるという点である。蓄熱形熱交換器の場合には、加熱気体と被加熱気体とが同一の蓄熱体中を交互に通過するため、熱交換器を切り換える際に、両者の気体のある程度の混合は不可避となる。しかしクローズドサイクルMHD発電の場合、希ガス中にある程度以上の燃焼ガス成分が混入すると、プラズマ中の電子のエネルギーが奪われて、MHD発電機の性能が劣化する。また逆に、燃焼ガス中に混入する希ガスは、そのまま系外に排出されるため、その量が多くなると、供給しなければならない希ガス量が問題となる。そこで、燃焼ガスと希ガスとの混合を極力を抑えるような工夫が必要となる。

また、希ガス中に大量のダストが含まれると、やはり電子のエネルギーが奪われる恐れがあるため、空気加熱器よりも、ダストの発生に関しては、厳しい条件が要求されるものと考えられる。

さらに、シード剤に対する耐食性については、希ガス加熱器に流入する前に、希ガス中のシード剤は大部分回収されているので、あまり問題にならないと考えられる。しかし、微量のシード剤の流入は避けられないため、場合によっては、シード剤に対するある程度の耐食性が必要となる可能性がある。石炭を直接燃焼させた燃焼ガスによって、希ガスの加熱を行う場合には、石炭スラグに対する耐食性も要求される。

そこで次に、それぞれの熱交換器の用途に適した蓄熱体として、どのようなものがあるのかを見たい。

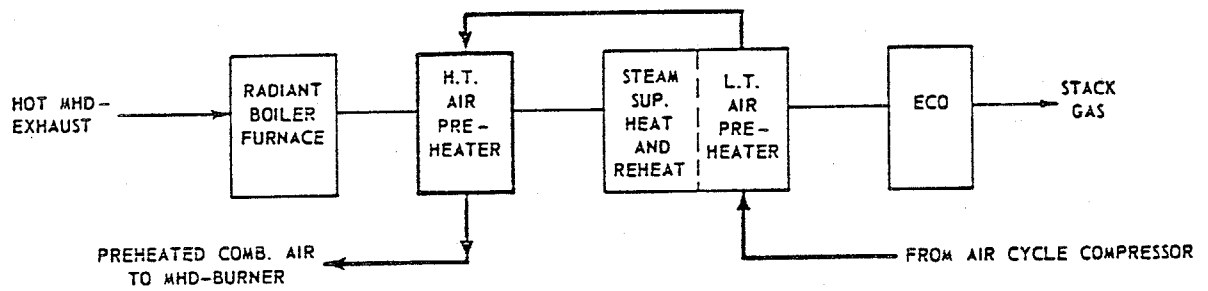


図1-1(a) オープンサイクルMHD発電用直接燃焼空気加熱器システム

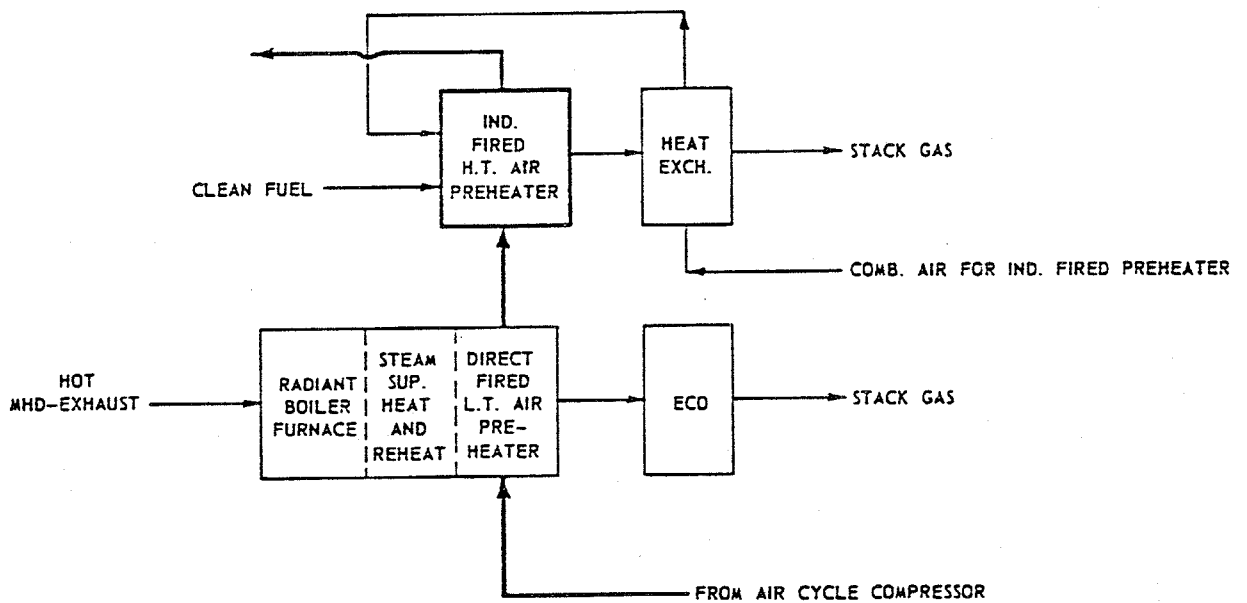


図1-1(b) オープンサイクルMHD発電用間接燃焼空気加熱器システム

表 1-1 MHD 発電用高温熱交換器に要求される条件

	直接燃焼空気 加熱器	間接燃焼空気 加熱器	石炭直接燃焼 希ガス加熱器	クリーン燃料燃 焼希ガス加熱器
加熱気体	石炭もしくはク リーン燃料燃焼 ガス	クリーン燃料燃 焼ガス	石炭燃焼ガス	クリーン燃料燃 焼ガス
被加熱気体	空気	空気	アルゴンまたは ヘリウム	アルゴンまたは ヘリウム
被加熱気体出口温度	2000K	2000K	2000K	2000K
加熱気体と被加熱気 体の分離	不要	不要	必要	必要
石炭スラグに対する 耐食性	石炭燃焼の場合 必要	不要	必要	不要
シード剤に対する耐 食性	必要	不要	場合により必要	場合により必要
発生ダストの低減化	不要	不要	必要	必要

1.3 蓄熱形熱交換器用の蓄熱体材料

蓄熱形熱交換器用の蓄熱体形状としては、大きく分けて、1) 矩形のレンガを種々の方法で積み上げたもの 2) 内部に、気体が通過する円形(コアドブリック)または矩形(チェッカー)の穴があいたレンガを積み上げたもの 3) 球状のペブルまたは粒子を積み上げたもの、の三通りがある。MHD発電用の熱交換器においては、加熱気体の入口温度と被加熱気体の出口温度とがなるべく接近していることが望ましく、高い熱交換性能が要求される。そのため、MHD発電の分野でこれまで開発が行われてきた熱交換器は、大部分が、ペブルかコアドブリックの蓄熱体形状を採用している。

表1-2には、ペブルとコアドブリック(小さな穴径および大きな穴径)の特徴をまとめた。ペブルの場合には、気体との間の伝熱性が非常に良いため、後述するように、同一の熱交換性能を得るために必要な蓄熱床高さは、コアドブリックの場合よりもはるかに低くて済み、必要とする蓄熱体の総重量も少なくすることができる。また同一の品質の材料で比べた場合、一般にペブルのほうがコアドブリックよりも安価であり、製造ならびに積み上げも容易であることから、熱交換器のコストを低減化できる可能性がある。また、ペブルどうしが点接触であるため、ペブル間の熱伝導が悪く、しかもペブルの大きさが小さいことから、単一のペブル内では、比較的均一な温度分布となり、熱応力による割れが発生しにくいという利点もある。

しかしその反面、ペブルの場合には、通過する気体の圧力損失が大きく、また、ペブルの浮き上がりを抑えるためには、蓄熱床の直径を大きくしなければならず、さらに、ペブルどうしが点接触であるために、強い機械的応力を受けてダストが発生しやすいという欠点がある。

それに対してコアドブリックの場合には、蓄熱床の直径を小さくでき、圧力損失が小さくて、発生ダスト量も少なく、大きな穴径のものは、シードやスラグなどによる目詰まりがしにくいという利点がある。しかし、穴径が大きくなるほど、気体との間の伝熱性が悪くなって、必要とする蓄熱体の総重量が増大してしまう。また、伝熱性を向上させるために穴径を小さくすると、今度はレンガの製造や組み上げが困難となり、ペブルに比べてコスト高になる可能性がある。さらに、蓄熱床の周辺部や中間の高さの部分など、比較的溫度勾配が大きくなる場所では、設計の際に十分な考慮を払わないと、単一のコアドブリック内での溫度勾配による応力で、コアドブリックに割れを生じる恐れもある。

以上のペブルおよびコアドブリックの特性から考えると、石炭スラグやシード剤が流入してくる直接燃焼空気加熱器と石炭燃焼希ガス加熱器に対しては、目詰まり防止の観点から、比較的穴径の大きなコアドブリックが適していると考えられる。また、クリーン燃料を用いた間接燃焼空気加熱器と希ガス加熱器に対しては、目詰まりの問題がないため、蓄熱体量を軽減できるという点から、ペブルまたは小さな穴径のコアドブリックが適していると考えられる。

2000K程度の高温に耐えられるセラミックス材料としては、アルミナ(Al_2O_3)が主に考えら

れており、熱交換器の最高温度部分には、蓄熱体と耐火壁の両方に、アルミナを用いることになる。また、熱交換器の動作温度を上げて、最高2300Kまでの高温を必要とする場合には、ジルコニア (ZrO_2) もしくはマグネシア (MgO) を蓄熱体材料として用いることになる。マグネシアは、アルミナやジルコニアに比べて、シード剤に対する耐食性に優れている。ただ、同じ成分の材料でも、気孔率、純度、製法などによって、その性質は異なるため、熱交換器の用途に応じた蓄熱体材料を選択する必要がある。

表1-2 蓄熱体としてのペブルとコアドブリックの比較

	ペブル	コアドブリック (小さな穴径)	コアドブリック (大きな穴径)
圧力損失	大きい	やや大きい	小さい
蓄熱床直径	大きい	小さい	小さい
蓄熱体総重量	少ない	やや少ない	多い
価格	安い	高い	やや高い
熱応力による割れ	割れにくい	割れやすい	割れやすい
発生ダスト量	多い	少ない	少ない
製造の容易さ	容易	難しい	容易
組み上げの容易さ	容易	難しい	やや難しい
目詰まり	しやすい	ややしにくい	しにくい

1. 4 オープンサイクルMHD発電用高温空気加熱器の研究開発の現状

オープンサイクルMHD発電においては、高温空気加熱器は、高効率を得るための重要なコンポーネントであり、各国で精力的に研究開発が進められてきた。表1-3には、高温空気加熱器の開発の現状がまとめられている。

(1) 間接燃焼空気加熱器

間接燃焼空気加熱器としては、ソ連のU-25装置(天然ガス燃焼)用に設置されたものが最初である[1-6]。この熱交換器は、鉄鋼やガラスなどの産業分野で用いられている熱風炉を基礎としたもので、蓄熱体として、矩形のアルミナレンガを使用している。そのため、高さも40m以上で、加熱空気温度も1475Kと比較的低く、熱交換器としての効率はそれほど高いものではない。

そこで空気加熱器の小型化をめざして、ソ連のU-02装置用に、伝熱性に優れた、ペブルを蓄熱体とする空気加熱器が設置された[1-7]。高さ2.5mの蓄熱部の頂上部には、ジルコニア製ペブルが、中間部にはアルミナ製ペブルが、また底部には鉄製ペブルがそれぞれ充填されている。この空気加熱器は、延べ15000時間運転され、天然ガスの燃焼ガスで、最高2325Kの空気温度が得られている。アルミナペブルに関しては、割れや劣化は見られなかったが、バーナーの点火、消火の繰り返しによる熱衝撃によって、頂上部のジルコニアペブルに一部割れが見られ、少数のペブルは破砕していた。また2175Kまでの温度については、接触しているジルコニアとアルミナのペブル間の反応は見られなかった。

一方、米国のAERL(Avco Everett Research Laboratory)社においては、アルミナのコアドリックを蓄熱体とする空気加熱器が2台設置され、延べ1000時間の空気加熱試験が行われた[1-5]。蓄熱体は、天然ガスの燃焼ガスによって加熱され、最高空気温度として、2044K~2072Kが得られた。実験の途中で、コアドリックの様子を調べた結果、上部と下部の周辺部近くにクラックの発生が見られた。これは、この部分で鋭い半径方向の温度勾配が生じ、その結果、強い熱応力がかかったためと考えられる。

(2) 直接燃焼空気加熱器

ペブルを蓄熱体とする直接燃焼空気加熱器は、日本の三菱重工(株)によって、通産省工業技術院の、MHD発電に関する大型技術研究開発プロジェクト用に開発が行われた[1-8、1-9]。蓄熱体としては、マグネシアペブルが用いられ、MHD発電機排ガスを模擬した加熱シードガスによって、燃焼器用空気を模擬した軽油燃焼ガスの加熱が行われた。また、本熱交換器での加熱シードガスによる試験ならびに電気炉での加熱試験によって、空気加熱器の蓄熱体材料の候補であるマグネシア、

アルミナおよびジルコニアの比較が行われた。その結果、電融マグネシアがMHD排ガスの高温条件下で、最も優れた化学的侵食抵抗を示すことが明らかとなった。実用的な蓄熱体材料としては、経済性を考慮して、次の使用区分が提案されている[1-10]。

(a) 蓄熱床上部には、高温での侵食抵抗の大きい電融マグネシアを使用する。

(b) 蓄熱床中間部には、安価な焼成マグネシアを使用する。

(c) 蓄熱床下部には、高温での強度が大きい、高密度の $MgO \cdot Al_2O_3$ (スピネル)を使用する。ただし、ガス中のシード物質としては、約 $1000^{\circ}C$ の蓄熱床内では、 K_2SO_4 の形で存在することが望ましく、 K_2CO_3 、 KOH などについては、さらに今後の研究が必要であるとされている。

一方、米国のAERL社では、コアドブリックを蓄熱体とする直接燃焼空気加熱器を模擬した実験を行うため、アルミナとマグネシアのコアドブリックについて、 K_2SO_4 を添加した天然ガスの燃焼ガスで、12時間の加熱試験を行った[1-5]。その結果、マグネシアのほうがより耐食性に優れていることが示された。また、20%の気孔率を有するマグネシアコアドブリックを、シード剤と石炭灰を添加した燃焼ガスで30時間加熱した結果、シード剤だけの場合に比べて、石炭灰が加わることによって、より侵食が進むことが明らかとなった。

また、米国のFluidyne社においては、fused-cast マグネシアスピネル製のコアドブリックに対して、プロパンの燃焼ガス中に K_2SO_4 ならびに石炭灰を添加して、1000時間以上、最高 $1950K$ までの加熱を行った[1-11]。その結果、よい耐食性が示され、蓄熱床全体が $1400K$ 程度以上に昇温されていれば、シード剤や石炭灰による目詰まりは起こさず、酸化クロムを含む材料に対しては、石炭灰が付着しにくいことが明らかとなった。従って、蓄熱床の上部には、fused-cast マグネシアスピネルを、また下部には、酸化クロムを含んだ材料を用いることが望ましいと結論されている。

以上の高温空気加熱器の開発状況を見ると、クリーンな燃料を熱源とする間接燃焼空気加熱器については、 $2000K$ 程度の空気温度に対してはアルミナを、また、 $2300K$ 程度の空気温度に対してはジルコニアを蓄熱体とすることにより、ペブルおよびコアドブリックのいずれについても、技術的実証がなされたと言ってよい。しかし、直接燃焼空気加熱器については、まだ材料の耐食試験の段階であり、クリーン燃料を用いたオープンサイクルMHD発電では、マグネシアが蓄熱体として利用できる可能性があることが示された程度である。特に、石炭直接燃焼空気加熱器に関しては、技術的に実現できるかどうかの見通しはまだ得られていない。

現在、石炭燃焼オープンサイクルMHD発電の早期の商用化をめざしている米国では、直接燃焼空気加熱器の開発が一時中止されており、第一世代の商用プラントでは、酸素富化空気によって燃焼を

行う方針が出されている [1 - 1 2]。一方、前述したソ連や中国 [1 - 1 3]、インド [1 - 1 4] などでは、ペブル床を用いた間接燃焼空気加熱器が開発の中心となっており、世界的に見ても、直接燃焼空気加熱器の研究開発は、現時点ではほぼ中断されていると言ってよい。

表1-3 オープンサイクルMHD発電用高温空気加熱器の研究開発の現状

	間接燃焼空気加熱器			直接燃焼空気加熱器		
	矩形	ペブル	コアドブリック	ペブル	コアドブリック	コアドブリック
開発国	ソ連	ソ連	米国	日本	米国	米国
設置場所	U-25装置	U-02装置	AERL社	三菱重工	AERL社	Fluidyne社
燃料	天然ガス	天然ガス	天然ガス	重油+K ₂ SO ₄	天然ガス+K ₂ SO ₄ +石炭灰	プロパン+K ₂ SO ₄ +石炭灰
熱交換器台数	4	2	2	2	1	1
蓄熱部直径	7.2m	1.4m	0.36m	2面幅0.3mの正六角形	0.2m	
蓄熱部高さ	44.6m	2.5m	4.5m	6.5m	1m	1m
蓄熱体	230×130×40mmのアルミナ純度62%の矩形レンガ	直径20mmのペブルで、上部1mはジルコニア、中間部1mはアルミナ、また底部0.5mはステンレス製	穴径6mmのコアドブリックで、材質は純度99.5%、気孔率20%のアルミナ(Norton AH299A)	頂上部4mは直径25mmのマグネシアペブル、中間部1.5mは直径10mmのマグネシアペブル、底部1mは穴径12mmのマグネシアコアドブリック	アルミナおよびマグネシア(気孔率20%)製コアドブリック	穴径25mmのコアドブリックで材質はfused-castマグネシアースピネル
加熱空気流量	44kg/s	0.4~1.2kg/s	0.3kg/s	0.2kg/s(軽油燃焼ガス)		
加熱空気温度	1475K	1775~2325K	2044~2072K	1750K	1350K	1950K(蓄熱体温度)
切り換え時間	加熱1時間、放熱1時間	加熱、放熱約4分	加熱8分、放熱4分	加熱15分、放熱8分	加熱3分、放熱4分	
総運転時間	10年	15000時間(最高温度では200時間)	1000時間		100時間	1470時間

1.5 クローズドサイクルMHD発電用高温希ガス加熱器の研究開発の現状

クローズドサイクルMHD発電は、本来は高温ガス炉を熱源とすることが考えられていたが、現状の技術では必要とする高温が得られる見通しがないため、1970年、文献[1-15]において、初めて化石燃料を熱源とすることが提案された。そのためには、化石燃料を燃焼させて得られる燃焼ガスによって希ガスを加熱できる、高温希ガス加熱器が必須のコンポーネントとなり、それ以降、希ガス加熱器の開発が進められてきている。表1-4には、希ガス加熱器の研究開発の現状がまとめられている。

(1) クリーン燃料燃焼希ガス加熱器

文献[1-15]において、著者らは、実際にアルミナペブル床蓄熱形熱交換器を一台製作し、ヘリウムを加熱する予備的な試験を行った。ペブル床は、メタンの燃焼ガスによって、1800℃まで加熱され、1 Torrまで真空排気されたあと、ヘリウムが1.6気圧まで充填された。そして、熱交換器内部に充填されているヘリウム中の不純物濃度を分析したところ、ペブルからの脱ガスは、ヘリウムの充填によって完全になくなり、ヘリウム中の不純物としては、真空排気後に自由空間に残留している燃焼ガスが主にその原因となることが示された。さらに、ヘリウムの閉ループ中に熱交換器を組込んで、10~30分間、連続的にヘリウムの加熱を行ったところ、ヘリウム中の不純物濃度はほぼ0であるという結果が得られている。

以上のペブル床ヘリウム加熱器の成果に引き続いて、米国のGE社においては、コアドブリック床のアルゴン加熱器の製作・試験が行われた[1-16]。使用されたコアドブリックは、AERL社での空気加熱器の実験装置[1-5]に用いられたものと同じ(Norton AH299A)であった。実験の結果、蓄熱体は、プロパンの燃焼ガスによって最高1880Kまで加熱され、10 Torrまで真空排気されたのち、1分間のアルゴンブローが行われ、1780Kの出口アルゴン温度が得られている。また、アルゴンブロー時のアルゴン中の不純物濃度の経時変化を測定した結果、 H_2O 、 CO_2 、 N_2 共に、100 ppm以下に抑えられることが示された。

そこで、この成功に基づき、オランダのアイントホーヘン工科大学においては、熱入力5 MWのブローダウン装置用に、GE社と同一のコアドブリックを蓄熱体とするアルゴン加熱器が設置された[1-17]。実験の結果、蓄熱体頂上部はプロパンの燃焼ガスによって、最高2060Kまで加熱され、熱交換器出口アルゴン温度として、1970Kが得られている[1-18]。また、アルゴン中の不純物濃度も、 N_2 が60 ppm、 H_2O が50 ppm、 CO_2 が20 ppmと、かなり低濃度に抑えうることも示された[1-4]。

(2) 石炭燃焼希ガス加熱器

石炭を直接燃焼させることによって希ガスを加熱する熱交換器を模擬するために、米国のGE社においては、前述のコアドブリック床熱交換器に、石炭灰を吹き込んで、100時間連続の、加熱・放熱試験を行なった[1-19]。加熱は、プロパンの燃焼ガスに石炭灰を添加して行い、加熱時間は50分間であった。一方、放熱は空気によって行い、放熱時間は5分間であった。実験中の蓄熱体頂上部温度は約1500℃、底部の温度は約600℃で、約70時間石炭灰を添加した結果、石炭灰の融点以下の温度の蓄熱体中に、石炭灰による目詰まりが生じ、圧力損失が6倍に増大した。

以上の結果では、石炭を直接燃焼させる希ガス加熱器の技術的実現可能性が実証されなかったため、GE社では、底部の温度が石炭灰の融点よりも高く保たれたホットボトム蓄熱形熱交換器（メイン加熱器）と、中温用蓄熱形熱交換器（予熱器）とを組み合わせ、アルゴン加熱器が建設された[1-20]。しかし、予備的な実験が行われただけで、GE社での熱交換器の開発は中止され、現在に至っている。

以上をまとめると、クリーンな燃料を燃焼させる希ガス加熱器については、コアドブリックを蓄熱体とする場合には、技術的実現可能性がほぼ示されたと言える。しかし、ペブルを蓄熱体とする希ガス加熱器は、予備的な実験が行われただけで、技術的実証がなされたとは言い難い。また、石炭を燃焼させる希ガス加熱器は、開発が中断されており、現在、技術的な見通しは立っていない。

表1-4 クローズドサイクルMHD発電用高温希ガス加熱器の研究開発の現状

	クリーン燃料燃焼希ガス加熱器			石炭燃焼希ガス加熱器
蓄熱体形状	ペブル	コアドブリック	コアドブリック	コアドブリック
開発国	フランス	米国 (GE社, Fluidyne社)	オランダ (Fluidyne社)	米国 (GE社, Fluidyne社)
燃料	メタン	プロパン	プロパン	石炭
熱交換器台数	1	1	1	1
蓄熱部直径	1.1m	0.35m	0.68m	0.35m
蓄熱部高さ	3.2m	3m	4m	
蓄熱体	底部の23cmは直径5cm, その上の23cmは直径3cm, 残りは直径2cmの高密度, 高純度(99.5%)のアルミナペブル	Norton AH299A	Norton AH299A	Norton AH299A
希ガスの種類	ヘリウム	アルゴン	アルゴン	アルゴン
希ガス流量	0.33kg/s	2.5kg/s	5kg/s	0.3kg/s
希ガス加熱時間	10~30分 (閉ループによる実験)	1分 (ブローダウン実験)	1分 (ブローダウン実験)	10分 (閉ループによる実験)
蓄熱体頂上部温度	2073K	1880K	2060K	
加熱希ガス温度		1780K	1970K	
到達真空度	1Torr	10Torr	数Torr	
不純物濃度	ほぼ0	H ₂ O, N ₂ , CO ₂ , とともに 100ppm以下	N ₂ が60ppm, H ₂ Oが50ppm, CO ₂ が20ppm	

1. 6 本研究の目的

本研究で取り上げるクローズドサイクルMHD発電用蓄熱形希ガス加熱器については、クリーン燃料燃焼の場合でも、解決しなければならない課題が数多く残されている。そこで、前節までに述べてきた高温希ガス加熱器について、未解決の問題が何であるかを明らかにし、本研究の目的をまとめてみたい。

(1) 蓄熱体材料ならびに形状の選定

希ガス加熱器の蓄熱体として、どのような材質の、また、どのような形状の蓄熱体を選んだらよいかという問題は、最も重要な課題の一つである。希ガス加熱器の蓄熱体に要求される条件としては、次のようなものが考えられる。

- a) 所定の高温に耐えられる耐熱性を有していること。
- b) 高温の燃焼ガスに対する耐食性を有していること。
- c) 加熱・放熱の繰り返しによる熱衝撃によって割れなどを生じにくいこと。
- d) 加熱時に燃焼ガスの吸着が少ないこと。
- e) 希ガス中ならびに燃焼ガス中に混入するダストの発生量が少ないこと。
- f) コストが安いこと。
- g) 蓄熱体の組み上げが容易であること。

クリーン燃料を燃焼させた燃焼ガスの場合、ガス温度が2000K程度であれば高純度アルミナが、また、2300K程度のガス温度に対しては、安定化ジルコニアが、それぞれ、条件のaおよびbを満足する蓄熱体材料であることが、間接燃焼空気加熱器に関する実験結果から実証されている。そこで当面、2000K程度まで希ガスを加熱できる熱交換器の開発を目標とした場合、高純度アルミナ製のペブルもしくはコアドブリックが蓄熱体の候補として考えられる。

条件cに関しては、蓄熱体一個の大きさが小さく、しかも蓄熱体間の熱伝導が悪いため、比較的蓄熱体内での温度勾配が少なくなるペブルのほうが有利となる。コアドブリックでは、ある場所に熱割れが生じた時に、それが広がるのを防ぐために、比較的気孔率の大きな材料を用いる必要がある。ところが、条件dを満足させるためには、なるべく気孔率の小さな材料が望ましく、コアドブリックでは、cとdの両方の条件を満足する材料の選定は困難と考えられる。また、fとgの条件についても、これまで空気加熱器や希ガス加熱器に用いられてきた、6mmという非常に小さな穴径のコアドブリックと比べた場合、やはりペブルのほうが有利になるものと考えられる。しかし、条件eに関して

は、ペブルでは、ペブルどうしが点接触であり、加熱・放熱の繰り返しの過程で、強い機械的な応力が働き、よりダストを発生させやすいと考えられる。

従って、希ガス加熱器の蓄熱体材料に要求される条件から考えてみた場合、コアドブリックとペブルのそれぞれに長所と短所とがあり、両者の技術的可能性を同時に追求する必要がある。しかし、実際には、希ガス加熱器用のペブル床熱交換器は、予備的な試験がフランスで行われただけで [1-15]、コアドブリックに比べて、技術的実証が十分になされているとは言い難い。

そこで、本研究の第1番目の目的は、希ガス加熱器の蓄熱体として、高純度アルミナペブルを取り上げ、前述の各条件をできるだけ満足できるペブル材料の選定を行うことにある。その際に、オープンサイクルMHD発電用の高温空気加熱器にはそれほど要求されない、条件dとeとを満足する、適当なペブル材料の選定が、特に重要な課題となる。

(2) 蓄熱形熱交換器の熱特性の評価法の確立

蓄熱形熱交換器の最適設計を行うためには、熱交換器内での伝熱現象を正しく評価する必要がある。蓄熱形熱交換器の熱特性に関しては、後述するように、これまで数多くの理論的検討がなされてきたが、2000K程度の高温まで、実際の実測結果との比較を行った例は少ない。

そこで、本研究の第2番目の目的は、ペブル床蓄熱形熱交換器の熱特性を実験によって詳細に調べ、その実験結果を説明できるような計算モデルを確立することにある。

(3) 燃焼ガスと希ガスの混合の抑制

蓄熱形熱交換器においては、隔壁形の熱交換器と異なり、同一の蓄熱体中を交互に燃焼ガスと希ガスとが通過するため、両者の気体のある程度の混合は不可避となる。しかし、希ガス中に燃焼ガスが大量に混入した場合、MHD発電機の特性に悪影響を及ぼし、逆に、燃焼ガス中に大量に希ガスが混入すると、この希ガスは燃焼ガスと共に、大気中に放出されてしまうため、補給を要する希ガスの量が問題となる。

そこで、他の用途に用いられる蓄熱形熱交換器とは異なった、希ガス加熱器特有の問題として、加熱気体と被加熱気体の分離という課題を解決する必要がある。

希ガス中への燃焼ガスの混入を極力を抑えるためには、燃焼ガスによる蓄熱体の加熱が終了したのち、熱交換器を一旦真空排気し、それから希ガスの加熱を開始するという方式が提案され

[1-15]、コアドブリックを蓄熱体とする熱交換器を用いたブローダウン実験で、この真空排気によって、希ガス中に混入する燃焼ガスの残留成分を相当程度減らすことができることが示された [1-4、1-16]。

そこで、本研究の第3番目の目的は、ペブル床蓄熱形熱交換器によるブローダウン実験で、真空排気によって、希ガス中に混入する燃焼ガス量を十分に抑えることができることを実証することにある。

しかし、ブローダウン実験では、熱交換器を通過した燃焼ガスが大気に放出されてしまい、再び熱交換器に戻ってくる閉ループモードでの運転に比べて、希ガス中の不純物量の低減化が容易である。そこで、単に燃焼ガスの真空排気を行うだけで、閉ループモードでの運転時でも、希ガス中の不純物量を十分に低く抑えられるかどうかは問題である。また、燃焼ガス中への希ガスの混入の防止については、これまでほとんど検討されてこなかった。そこで、本研究の第4番目の目的は、熱交換器の閉ループモードでの連続運転時に、燃焼ガスと希ガスとの混合を最小限に抑えうような、希ガス加熱器システムを提案し、そのシステムにおいては、希ガス中に混入する不純物量を十分に抑制できることを実験によって明らかにすることにある。

また、閉ループ中を循環している希ガス中の不純物量は、そのままでは、熱交換器を切り換えるたびに徐々に増加していってしまうため、常時希ガスの一定割合を純化する必要がある。しかし、クローズドサイクルMHD発電用の希ガス純化システムは、これまでほとんど検討されてこなかった。そこで、本研究の第5番目の目的は、希ガス純化システムを提案し、実験に基づいて、希ガス純化システムの定量的検討を行うことにある。

(4) 希ガス加熱器の小型化

クローズドサイクルMHD発電プラントの種々のコンポーネントの中でも、希ガス加熱器は、コストの高いコンポーネントの一つになるものと予想される。従って、どうすれば希ガス加熱器を小型化できるかという問題は、クローズドサイクルMHD発電に経済性を持たせる上で、重要な問題となる。しかし、蓄熱形熱交換器の小型化の問題は、これまで、あまり系統的に論じられたことがなかった。そこで、本研究の第6番目の目的は、希ガス加熱器の小型化の方策を検討することにある。

(5) 希ガス加熱器における圧力損失の低減化

クローズドサイクルMHD発電では、閉ループ内における作動気体の圧力損失が増大するほど、圧縮器の所要動力が増大し、発電プラント全体の効率が低下する。閉ループ内で圧力損失を生じさせる主要なコンポーネントの一つが希ガス加熱器であり、特に、ペブル床の場合には、圧力損失の低減化が重要である。

一方でまた、充填床内での圧力損失を評価するための実験式として、種々の式が提案されているが、高温領域まで適用可能で、蓄熱形熱交換器における圧力損失の予測に利用できる式がどれであるかという点については、これまでに十分検討されていなかった。そこで、本研究の第7番目の目的は、ペ

ブル床蓄熱形熱交換器での作動気体の圧力損失を実測し、その結果を一番良く説明できる式がどれであるのかを明らかにし、その式に基づいて、ペブル床希ガス加熱器での圧力損失の低減化の方策を検討することにある。

(6) クローズドサイクルMHD発電システムにおける希ガス加熱器の動作条件の最適化

希ガス加熱器は、クローズドサイクルMHD発電システムの中の一つのコンポーネントであり、なるべく高い発電効率を得るためには、その動作条件を最適化する必要がある。そこで、本研究の第8番目の目的は、高い発電効率の得られるクローズドサイクルMHD発電システムを検討し、希ガス加熱器に要求される動作条件を明らかにすることにある。

(7) 排出NO_x濃度の抑制

オープンサイクルMHD発電においては、燃焼ガス温度が3000Kという非常に高温であるため、10000ppmを越えるNO_xが燃焼器内で生成される。そこで、排出されるNO_x濃度を減らすための方策が種々検討されてきた。一方で、クローズドサイクルMHD発電においては、燃焼ガス温度が2000K程度ですむため、これまでNO_x対策については、ほとんど論じられてこなかった。しかし、希ガス加熱器入口での燃焼ガス中には、1000ppm程度以上のNO_xが含まれており、排出されるNO_x濃度の低減化は、クローズドサイクルMHD発電にとっても重要な問題である。そこで、本研究の第9番目の目的は、希ガス加熱器出口での燃焼ガス中のNO_x濃度をどの程度減らすことができるのかを、実際にペブル床蓄熱形熱交換器を用いた実験によって調べ、その実験結果に基づいて、発電システム全体とのかかわり合いを考慮に入れながら、排出されるNO_x濃度の抑制策を検討することにある。

1. 7 本論文の構成

前節で述べた本研究の目的に基づき、本論文は、以下の内容の各章によって構成される。

第1章の序論に引き続いて、第2章では、小型のペブル床蓄熱形熱交換器（モデル熱交換器）を用いて、適当なペブル材料の選定と、熱交換器の運転法の検討を目的として行った基礎実験の結果をまとめる。

第3章においては、モデル熱交換器での成果に基づいて設計・製作が行われた、クローズドサイクルMHD発電実験装置F u j i - 1用の大型のペブル床蓄熱形高温熱交換器（F u j i - 1高温熱交換器）を用いてのブローダウン実験の結果をまとめる。特に、希ガス加熱用の高温熱交換器としての基本特性である、熱・不純物特性に力点が置かれ、ほぼ満足できる特性が得られたことが示される。

第4章では、F u j i - 1高温熱交換器の熱特性の実測結果に基づき、ペブル床内での伝熱プロセスについての詳細な検討を行う。そして、ペブル床蓄熱形熱交換器の熱特性を予測するための計算モデルを確立させる。

第5章では、前章で示した計算モデルを用いて、連続運転時の蓄熱形熱交換器の熱特性計算を行い、熱交換器を小型化するための方策を検討する

第6章では、最初に、F u j i - 1高温熱交換器でアルゴン加熱時に実測した圧力損失のデータを解析し、高温域までのペブル床中での圧力損失が予測できる計算式を明らかにする。そして、その計算式を用いて、ペブル床における圧力損失を評価し、圧力損失低減化のための方策を検討する。

第7章では、まず、燃焼ガスと希ガスとの混合が最小限に抑えられるような、希ガス加熱器連続運転システムを提案する。そして、そのシステムにおいて、希ガス中の不純物濃度をどの程度まで減らすことができるのかを、F u j i - 1高温熱交換器での実測結果に基づいて検討する。また、希ガスの閉ループ中に混入した不純物の挙動についても、シード剤であるカリウムとの化学反応を考慮に入れて検討する。さらに、希ガス中に混入した不純物を除去するための希ガス純化システムを提案し、実際に、アルゴン中から不純物を除去する実験を行った結果を用いて、希ガス純化システムの定量的検討を行う。

第8章では、クローズドサイクルMHD発電プラントから排出されるNO_x濃度の抑制をめざして、F u j i - 1高温熱交換器を用いて行った、ペブル床中でのNO_xの分解に関する実験結果を示す。そして、実験結果に基づき、希ガス加熱器出口でのNO_x濃度を予測する手法を確立する。

第9章では、希ガス加熱器に要求される動作条件を、発電システム全体との関係の中で明らかにするために、複合発電システムのサイクル計算を行う。ここでは、従来にない高い発電効率が期待できる新たな発電システムとして、クローズドサイクルMHD/ガスタービン/蒸気タービンの3種類の熱機関を組み合わせた複合発電システムを提案し、これまで考えられてきた複合発電システムと比較

する。そして、高効率を得るために希ガス加熱器に要求される条件について論じる。

第10章では、前章までに明らかにされた希ガス加熱器の諸特性に関する結果を用いて、商用規模でのクロードサイクルMHD複合発電プラント用の希ガス加熱器の性能の評価を行う。

最後に、第11章では、本研究で得られた結果をまとめ、希ガス加熱用の高温熱交換器について、解決された課題と今後解決しなければならない課題とを明らかにする。

第2章 モデル熱交換器による基礎実験

本研究を開始するにあたって、小型のペブル床蓄熱形熱交換器（モデル熱交換器）を試作し、適当なペブル材料の選定、熱交換器の運転法の検討ならびに、熱交換器の基本的な特性の把握を目的とした基礎実験を行った。本章では、この基礎実験の結果をまとめる。

2.1 実験装置

図2-1に、モデル熱交換器の実験装置のシステム図をまた、表2-1にはモデル熱交換器の仕様をそれぞれ示す。実験装置は、熱交換器本体、燃烧用空気送風器、温風器、ロータリー真空ポンプならびに各部配管によって構成されており、燃料であるプロパン、火炎温度を上昇させるための酸素ならびに加熱されるアルゴンはポンベより供給される。

熱交換器胴体はステンレス製であり、頂上部にバーナーが取り付けられている。熱交換器の内部は、燃烧室、ペブル床、ペブル支持板（穴があいたアルミナ製板）ならびに、耐火壁によって構成されている。ペブル床の直径は0.2 m、高さは1.05 mである。

耐火壁は厚さ0.25 mで、3層構造となっており、その材質は表2-2に示す通りである。最内層は、気孔率20%の高純度アルミナレンガ（厚さ0.1 m）であり、以下に述べるペブル材料と同程度の耐熱性を有するという観点で選定されている。また第2層は、気孔率57%の高純度アルミナレンガ（厚さ0.14 m）であり、耐熱性と断熱性の両方の観点から選定されている。また最外層は、アルミナファイバー（厚さ0.01 m）であり、ここで最終的な断熱を行っている。

昇温中に、熱交換器の一部でも冷たい箇所があると、そこに燃烧ガス中の水分が凝縮し、アルゴン中の不純物の原因となるため、熱交換器胴体にはマントルヒーターを、また各配管にはリボンヒーターを巻いて、水の凝結を防ぐようにした。

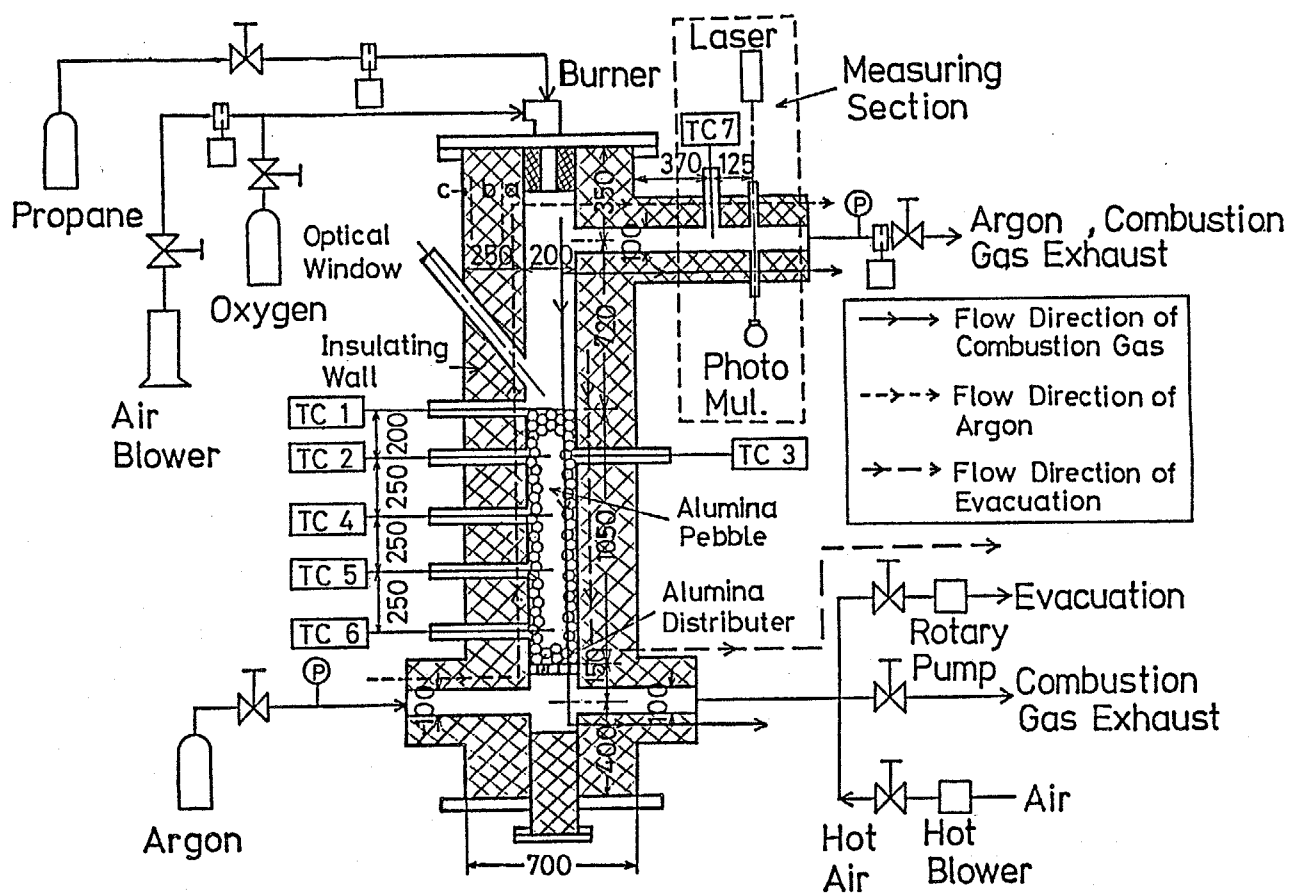


図 2 - 1 モデル熱交換器実験装置システム

表2-1 モデル熱交換器の仕様

Pebble bed diameter	200 mm
Pebble bed height	1050 mm
Pebble weight	67~75 Kg
Pebble bed void fraction	0.4
Thickness of insulating wall	250 mm
Rated capacity of burner	72.6 W
Combustion gas mass flow	0.003~0.027 Kg/s
Argon gas mass flow	0.1~0.15 Kg/s
Heating time	20~40 h
Argon blowing time	70~120 s
Pumping speed of the rotary pump	0.05 m ³ /s

表2-2 耐火壁材料

Layer No.	a	b	c
Name	CORANDEX-E3	TOLITE-HA-S	F.F #150 BOARD
Maker	TOSHIBA CERAMICS		
Thickness (mm)	100.0	140.0	10.0
Alumina purity (%)	99.1	99.1	72.0
Apparent porosity (%)	20.0	57.1	—
Specific gravity	3.15	1.48	0.30
Specific heat (KJ/KgK)	1.3	1.3	1.3
Thermal conductivity (W/mK)	3.1	0.9	0.08

2. 2 ベブル材料

第1章で述べたように、2000K程度以上の高温に耐えられるセラミック材料としては、アルミナ、マグネシアならびにジルコニアが考えられるが、本実験では、2000Kまでのアルゴン加熱に適した、比較的安価な材料として、アルミナを選定した。アルミナのベブルについては、純度、気孔率、製法などの違いにより、種々のものが市販されており、それらのアルミナベブルから、クローズドサイクルMHD発電用熱交換器の蓄熱体材料として、最も適したものを選ぶ必要がある。本実験では、表2-3に示す3種類の代表的なベブルを取り上げ、それらの比較を行った。以下に各ベブルの特徴を簡単にまとめる。

(1) アルコア社製タビュラーアルミナベブルT-162

このベブルは、1950年、米国のALCOA社によって、化学プロセス用の蓄熱形熱交換器の蓄熱体として開発され、その後、触媒の保持などの他の用途にも広く用いられるようになっていく。本ベブルは、1900℃以上の高温で焼成されているため、気孔率は3%と少なく、アルミナの純度も99.5%と高純度である。内部の結晶構造が平板上であることから、タビュラーという名がつけられている。カタログによれば、化学的に安定であるため、大部分の環境下で、長時間の使用に耐え、熱的、機械的応力に対して強く、ダストを発生しにくく、しかも、表面が滑らかであるため、ベブル床を通過する流体の圧力損失も少なくすむなど、種々の利点を有している。

(2) 日本化学陶業(株)製HD、SSA-995アルミナベブル

一方、日本化学陶業(株)製のHD、SSA-995アルミナベブルは、粉碎用ベブルとして開発されたもので、ラバープレス法で原料のアルミナの粉を球状に成形し、高温焼結させて製造される。アルミナの純度は、HDボールが92%、SSA-995ボールが99.5%であり、気孔率は両者のベブルともほとんど0%である。カタログによれば、HD、SSA-995ベブルは、ねばりがあって硬度、機械的衝撃強度が高く、磨耗度が非常に小さいという特長を有している。ただ価格は、ALCOA社のタビュラーベブルに比べて高く、HDボールが約2倍、SSA-995ボールが約6倍の価格となっている。

表2-3 ベブル材料

Name	T-162	HD	SSA-995
Maker	ALCOA	NIPPON KAGAKU TOGYO	
Fabrication method	Sintered alpha alumina	Isostatically pressed sintered alpha alumina	
Diameter (mm)	20	20,25	20
Alumina purity (%)	99.5	90	99.5
Apparent porosity (%)	3.0	0	0
Specific gravity	3.6-3.8	3.6	3.9
Specific heat (KJ/KGK)	1.3	1.3	1.3
Thermal conductivity (W/mK)	1.6	6.7	8.4

2.3 実験方法

燃焼ガスによる昇温時に、熱交換器ならびに配管の内部に水分が凝結するのを防ぐため、温風機によって約100℃に加熱された空気を、底部から熱交換器内に吹き込み、上部のアルゴン排気管を通して排気することにより、熱交換器の予熱を行う。また同時に、前述のマントルヒーターとリボンヒーターにより、熱交換器胴体と配管の加熱も行う。

以上の予熱を一昼夜行って、ペブル床内が100℃のほぼ均一な温度になったところで、バーナーが点火され、燃焼ガスによる熱交換器の加熱が開始される。バーナーでは、プロパンが常温の空気または酸素富化した空気によって、ほぼ空気過剰率1で燃焼され、徐々に燃焼ガス流量を増加させることによって火炎温度を上昇させる。燃焼ガスは、ペブル床を頂上部から底部へと通過することにより、20～40時間かけて、ペブル床を昇温する。

ペブル床頂上部が、必要な温度まで昇温されたところで、燃焼を停止し、熱交換器内部を、底部から、ロータリーポンプによって、数分間真空排気する。真空排気終了後、熱交換器内に、圧力0.15MPaまでアルゴンを充填し、アルゴン排気管出口のバルブを開いて、常温のアルゴンを所定流量で、ペブル床底部から上部へと1～2分間ブローする。加熱されたアルゴンはそのまま大気へと放出される。その後再びバーナーを点火して、ペブル床を再加熱し、真空排気、アルゴンブローを繰り返す。

以上をまとめると、本熱交換器の運転は、予熱、加熱、真空排気、アルゴンブロー、再加熱の五つの異なる運転モードによって構成される。

2. 4 測定法

本実験の目的は、必要な熱特性を得るための熱交換器の運転法の検討ならびに、耐熱性、耐熱衝撃性に優れ、飛散ダスト量の少ないペブル材料の選定にあるため、主な測定項目は、加熱時ならびにアルゴンブロー時のペブル床内の温度分布の測定、加熱後のアルゴン温度ならびにアルゴン中のダスト量の測定である。以下に、各測定法の概略を説明する。

(1) ペブル床内温度の測定

ペブル床内の各高さでの温度は、図2-1に示すように、ペブル床中に挿入された、TC1~TC6の熱電対によって測定を行った。各熱電対の種類ならびに形状は、表2-4に示す通りである。

(2) 加熱後のアルゴン温度の測定

ペブル床を通過したのちのアルゴン温度を測定するため、アルゴン流路中に図2-1に示すように、熱電対TC7を挿入した。TC7は、流路壁からの輻射の影響をなるべく少なくして、しかも時間応答性良くアルゴン温度を測定するため、先端を割ったアルミナ保護管中に、白金ロジウム(20%-40%)の素線を通し、熱電対の先端が、ガス流中に露出するようにした。それでも、熱電対の指示温度は、流路壁への輻射熱損失ならびに時間応答の遅れにより、実際のアルゴン温度より相当程度低くなっているものと考えられる。そこで、実測温度に対して、以下に述べる補正を加えて、アルゴン温度の推定を行った。

熱電対先端部に対するエネルギー収支より

$$\rho c \frac{\pi d^2 L}{4} \frac{dT_s}{d\tau} = \pi d L h_c (T_f - T_s) - E_s \sigma \pi d L (T_s^4 - T_w^4) \quad (2-1)$$

よって

$$T_f = \frac{d\rho c}{4h_c} \frac{dT_s}{d\tau} + \frac{E_s \sigma}{h_c} (T_s^4 - T_w^4) + T_s \quad (2-2)$$

この式より、 T_s 、 T_w の値から T_f を求めることができる。アルゴンブロー開始直前には、熱電対の指示温度はほぼ T_w に等しいと考えられるので、この値を T_w とした。

ここで、

ρ : 熱電対先端部の密度 (18690 kg/m³)

c : 熱電対先端部の比熱 (167 J/kgK)

d : 熱電対先端部の直径 (1 mm)

L : 熱電対先端部の長さ (m)

T_s : 熱電対の指示温度 (K)

T_f : アルゴンの真温度 (K)

T_w : 流路壁温度 (K)

E_s : 熱電対先端部の輻射率 (0.29)

h_e : アルゴンから熱電対への対流熱伝達係数 (W/m² K)

$$= 0.615 \text{Re}^{0.466} \frac{\text{kg}}{\text{d}}$$

(3) アルゴン流中のダスト量の測定

加熱されたアルゴン流中のダスト量は、図2-1に示すように、アルゴン流中を透過してくる He-Ne レーザー光を光電子増倍管で受け、透過光の強度の変動を記録することによって、評価を行った。

表 2 - 4 使用された熱電対

番号	熱電対の種類	形状
TC 1	白金ロジウム (20% - 40%)	6 ϕ x 6001 のアルミナ保護管に入れ、ペブル床中心部まで挿入
TC 2	白金ロジウム (20% - 40%)	6 ϕ x 6001 のアルミナ保護管に入れ、ペブル床中心部まで挿入
TC 3	白金ロジウム (20% - 40%)	6 ϕ x 5001 のアルミナ保護管に入れ、ペブル床外周まで挿入
TC 4	白金ロジウム (13%)	6 ϕ x 5001 のアルミナ保護管に入れ、ペブル床外周まで挿入 (Run 6) 6 ϕ x 6001 のアルミナ保護管に入れ、ペブル床中心部まで挿入 (Run 10)
TC 5 TC 6	クロメル-アルメル	6 ϕ x 6001 のシース型で、ペブル床中心部まで挿入
TC 7	白金ロジウム (20% - 40%)	先端を割った 6 ϕ x 4951 のアルミナ保護管に入れ、アルゴン流路の中心部まで挿入

2. 5 熱特性

本実験においては、熱交換器は、室温から数十時間かけて昇温され、1～2分間程度のアルゴンブローを行う、「ブローダウン」モードで運転される。そのため、なるべく高温のアルゴンを得るためには、加熱と放熱とが周期的に繰り返される、蓄熱形熱交換器の通常の連続運転とは異なった注意が、熱交換器の運転に際して必要となる。それは、以下の2点である。

- a) ブローダウン実験では、常温のアルゴンが熱交換器底部より流入するため、底部のペブルの温度が高過ぎると、急冷されて、熱割れを起こす恐れがある。また一方で、熱交換器出口のアルゴン温度は、ペブル床頂上部の温度で決まる。そこで、ペブル床底部の温度上昇を抑えながら、頂上部がなるべく高温となるように、熱交換器の昇温を行う必要がある。
- b) ペブル床頂上部ならびに加熱されたアルゴンから、燃焼室内壁への熱の逃げを少なくするため、燃焼室内壁をなるべく高温に昇温する必要がある。

ブローダウンモードで熱交換器を運転する場合、加熱時間は長くなる。そのため、燃焼ガスの全量をペブル床を通過させた場合、ペブル床の高さが相当高くない限り、底部の温度が著しく上昇してしまう。そこで、燃焼ガスの一部を、ペブル床を通過させずに、アルゴン排気管へとバイパスさせて直接排出する「バイパス加熱法」をとることにより、ペブル床の高さが比較的低い場合でも、底部の温度上昇を抑えながら、頂上部を高温に加熱することが可能となる。このバイパス加熱法は、ブローダウン実験用の熱交換器の運転にすでに採用されているが[1-17]、その運転法や効果についての報告はなされていない。

そこで、最初に、バイパス加熱法を用いなかったRun6と、バイパス加熱法を用いたRun10における熱交換器の熱特性を比較し、バイパス加熱法がどのような効果を持っているのかを明らかにしたい。

(1) 加熱時

両者のRunにおける、ペブル床に充填されたペブルの種類ならびにペブル床内に挿入された熱電対の位置を図2-2に示す。また、各Runの加熱時における燃焼ガス流量の変化の様子をそれぞれ図2-3(a)、(b)に示す。図中でMainと記したのが、ペブル床を通過した燃焼ガス流量、また、Bypassと記したのが、アルゴン排気管を通して排出させた燃焼ガス流量である。

Run6においては、全燃焼ガスが、ペブル床を通過している。

以上のような加熱法を行った時の、各Runでの加熱時のペブル床内温度分布の経時変化を、それぞれ図2-4(a)、(b)に示す。両図を比較すると、Run10ではRun6よりも、頂上部温

度が約100℃高くなっているにもかかわらず、底部温度は約100℃低く抑えられていることがわかる。Run 6では、ペブル床頂上部から燃焼室内壁への熱の逃げによって、頂上部よりも20cm下の位置のほうが温度が高くなる、温度分布の逆転が起こっている。

この結果は、ペブル床底部の温度上昇を抑えながら、頂上部を高温に昇温するうえで、バイパス加熱法が非常に有効であることを示している。その理由は、以下のように考えることができる。

ペブル床頂上部の温度は、燃焼ガスの入口温度で決まるのに対して、底部の温度上昇の速さは、燃焼ガス流量に強く依存している。そこで、底部の温度上昇を抑えるためには、燃焼ガス流量を少なくすればいいわけであるが、燃焼ガスの流量が少ないと、相対的に、燃焼室内壁への熱損失が大きくなり、燃焼ガスの入口温度が低下してしまう。そこで、バイパス加熱法を用いれば、燃焼室を通過する燃焼ガス流量を減らさずに、ペブル床を通過する燃焼ガス流量を落とすことができ、底部の温度上昇を抑えながら、頂上部を高温に加熱できることになる。

(2) 真空排気時

熱交換器の昇温終了後、バーナーを止め、熱交換器内の真空排気を行うが、その際に、燃焼室内壁への熱の逃げによって、ペブル床頂上部の温度がある程度低下してしまう。そこで、なるべく高温のアルゴンを得るためには、この温度低下を最小限に抑えることが望ましい。図2-5(a)、(b)にはそれぞれ、Run 6の初期昇温時、Run 10の初期昇温時の、バーナー停止後のペブル床内温度の経時変化を示している。図中では、最初の約3分間が、真空排気時に相当している。両図を比較してみると、Run 10の場合のほうがRun 6よりも、真空排気時の温度低下が相当程度少なくなっていることがわかる。これは、Run 10のほうが、バイパス加熱法をとることによって、燃焼室内壁が長時間加熱され、内壁が十分に昇温されたためと考えられる。これが、バイパス加熱法の第2の効果である。

(3) アルゴンブロー時

図2-5(a)、(b)、(c)には、それぞれのRunにおけるアルゴンブロー時の、ペブル床中心部直上でのアルゴン温度(TC1)ならびに、アルゴン排気管でのアルゴン温度(TC7)の経時変化が示されている。各Runとも、TC1の指示温度は、アルゴンブロー時に上昇しており、ペブル床頂上部よりやや下部の、最高温度部分で加熱されたアルゴンによって、ペブル床頂上部が逆に加熱されていることがわかる。このことは、約1mという比較的低いペブル床高さでも、アルゴンが十分に昇温されていることを示している。TC1とTC7の温度差は、Run 6では約200℃あるのに対して、Run 10ではそれが約100℃に縮まっている。Run 6における大きな温度差の理

由の一つは、加熱されたアルゴンからの燃焼室内壁への熱逃げによって、アルゴン温度が低下することが考えられる。この熱逃げは、バイパス加熱法によって減らすことができ、図2-5(c)に示すRun 10の3回目のアルゴンブロー時には、熱交換器出口温度に相当するアルゴン排気管でのアルゴン温度として、約1600°Cが得られている。このように、加熱されたアルゴンから燃焼室内壁への熱の逃げを減らすことができるというのが、バイパス加熱法の第3の効果である。

Run 10において、TC1とTC7との間にはまだ約100°Cの温度差が見られるが、その主な原因の一つとして、ペブル床内の半径方向の温度勾配の影響が考えられる。ペブル床内においては、中心部よりも耐火壁との境界部分のほうが、空隙率が大きくなる。そこで、文献[2-1]によれば、ペブル床を空隙率の異なる二つの領域に別けて考えることができ、空隙率の大きな壁面領域の厚さは、ペブル直径の約半分となる。従って、ペブル床全体の断面積に対する、壁面領域の面積の割合は、

$$\phi = d_p/R_0 \quad (2-3)$$

となり、本熱交換器ではこの値は0.2となる。均一な大きさのペブルが充填されている場合には、中心領域を通過するアルゴン流量と、壁面領域を通過するアルゴン流量との比は、以下の式で表わされる[2-1]。

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_c} = \frac{1 + \frac{1.75}{150} \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c + \dot{m}_w} \frac{1}{1-\phi} \frac{Re}{1-\epsilon_c}}{1 + \frac{1.75}{150} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_c + \dot{m}_w} \frac{1}{\phi} \frac{Re}{1-\epsilon_w}} \left(\frac{1-\epsilon_c}{1-\epsilon_w} \right)^2 \left(\frac{\epsilon_w}{\epsilon_c} \right)^3 \quad (2-4)$$

この式より、本熱交換器においては、ペブル床を通過する全アルゴンのうちの約30%が、壁面領域を通過することがわかる。TC2とTC3は、高さ0.85mでの、ペブル床中心部温度と耐火壁との境界部温度とをそれぞれ測定しているが、図2-5(c)より、壁面領域のアルゴン温度が、中心領域のアルゴン温度より約300°C低いことがわかる。そこで、壁面領域を通過してきたアルゴンが、中心領域を通過してきたアルゴンと混合することにより、ちょうど100°C温度が低下することになり、TC1とTC7との間の100°Cの温度差は、ほぼこれで説明することができる。

以上のような、半径方向の温度勾配の影響は、 d_p/R_0 に反比例して小さくなるため、ペブル床の直径が大きくなれば、それほど問題ではなくなるものと考えられる。

(4) 再加熱時

一度アルゴンブローを行ったのち、再びブローダウン実験を続けるためには、ペブル床を再加熱する必要がある。この再加熱時においても、バイパス加熱法は重要となる。

もしバイパス加熱法をとらないとすると、アルゴンブロー時に低下したペブル床頂上部の温度を回復させるために、相当な流量の燃焼ガスを、ペブル床を通じて流さなければならなくなる。そうすると、頂上部の温度上昇よりも、ペブル床底部の温度上昇のほうが速くなり、底部の温度を低く保つことができなくなってしまう。

しかし、Run 10においては、再加熱時の初期に、全燃焼ガスをバイパスを通じて排気することにより、頂上部の温度低下を少なく抑えながら、底部の温度を下げる事ができた。その結果、再加熱の終了時には、最初の昇温の終了時とほぼ同様の温度分布を得ることができている。

図2-6には、2回目の再加熱時におけるペブル床内温度の経時変化を示す。この時には、火炎温度を上げるために、最高20%の酸素を富化した空気が燃焼に用いられており、ペブル床頂上部の温度は、1870℃まで上昇した。

以上の結果から、蓄熱形熱交換器をブローダウン実験用に運転する場合には、高温のアルゴンを得る上で、バイパス加熱法が有効であることが明らかとなった。

バイパス加熱法の特長をまとめると、

- a) 最初の昇温時においては、バイパス加熱法を用いることにより、ペブル床を通過する燃焼ガス流量とはほとんど独立に、燃焼ガス温度を上昇させることができる。従って、ペブル床底部の温度上昇を抑えながら、頂上部を高温に加熱することが可能となる。
- b) バイパス加熱法によって、燃焼室内壁を十分に昇温することができるため、真空排気時ならびにアルゴンブロー時におけるペブル床頂上部ならびに加熱されたアルゴンからの、燃焼室内壁への熱損失を少なくすることができる。その結果、熱交換器出口のアルゴン温度を上昇させることができる。
- c) 再加熱時においては、バイパス加熱法を用いることにより、ペブル床底部の温度を上昇させずに、頂上部の温度を回復させることができる。

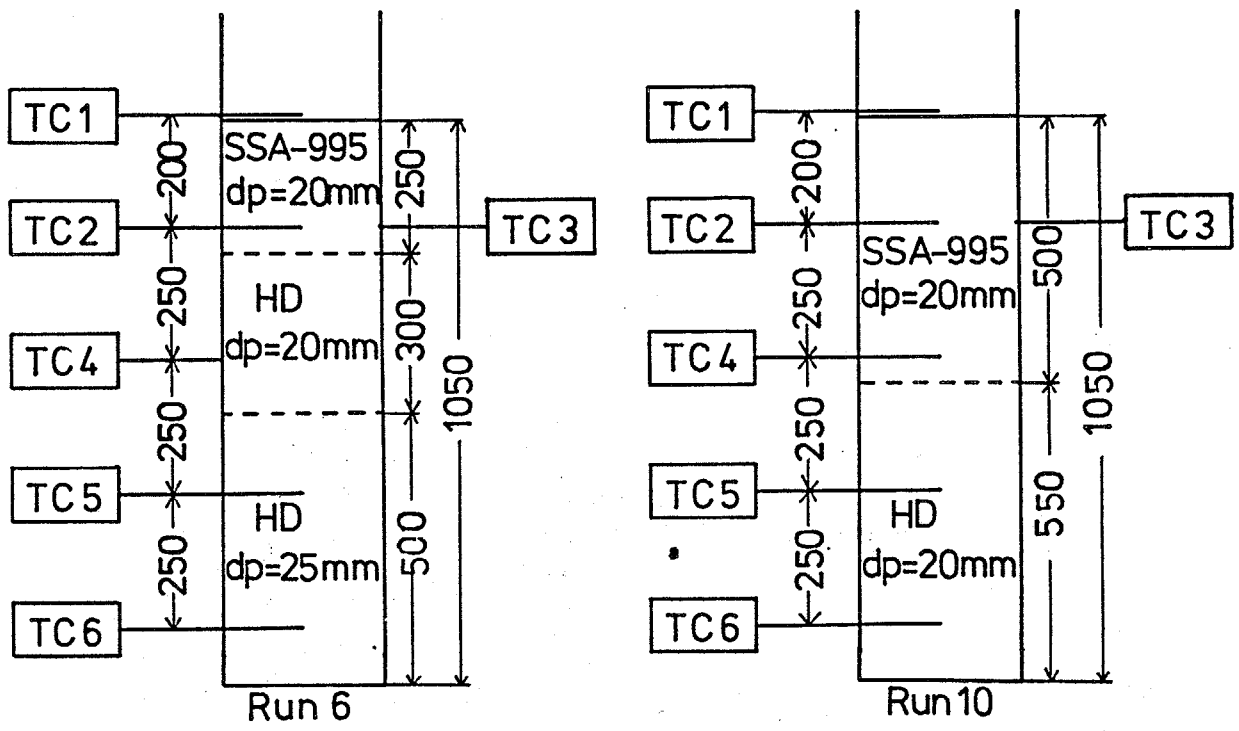


図2-2 ヘブル床の構成法

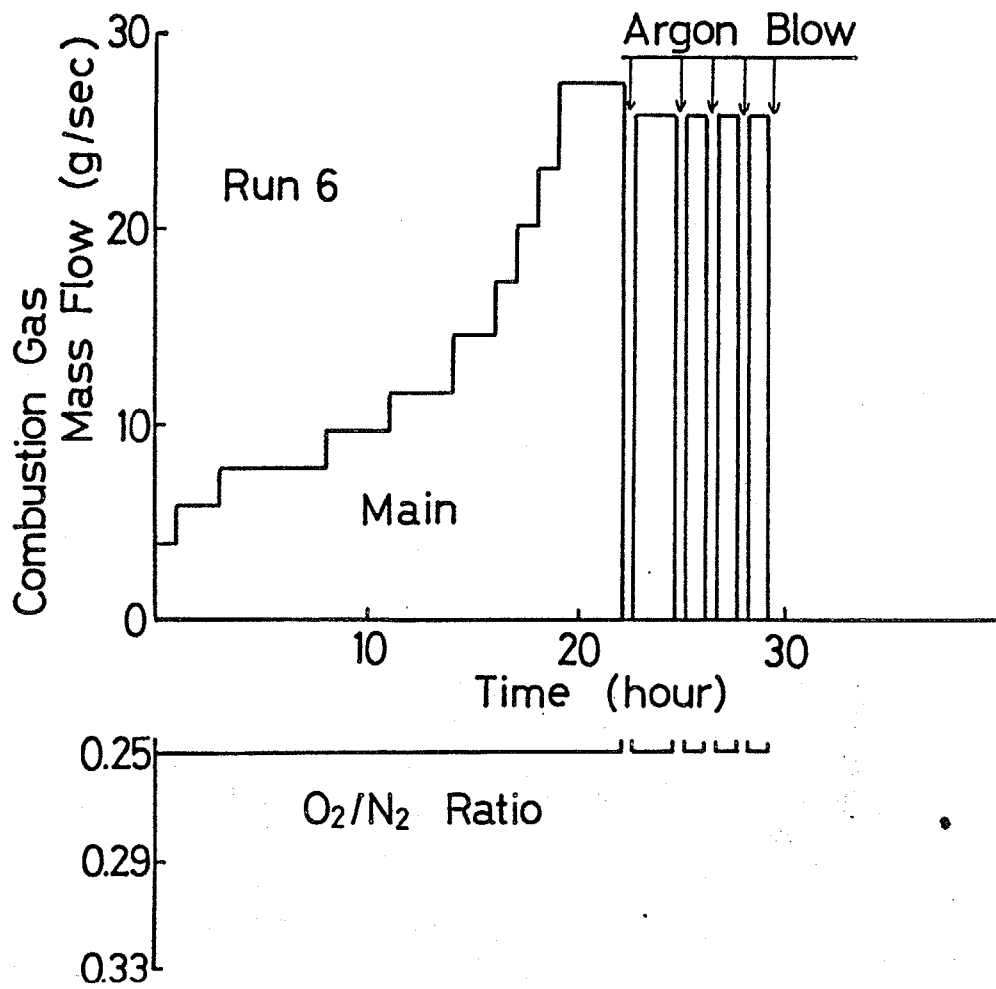


图2-3(a) 加热法 (Run 6)

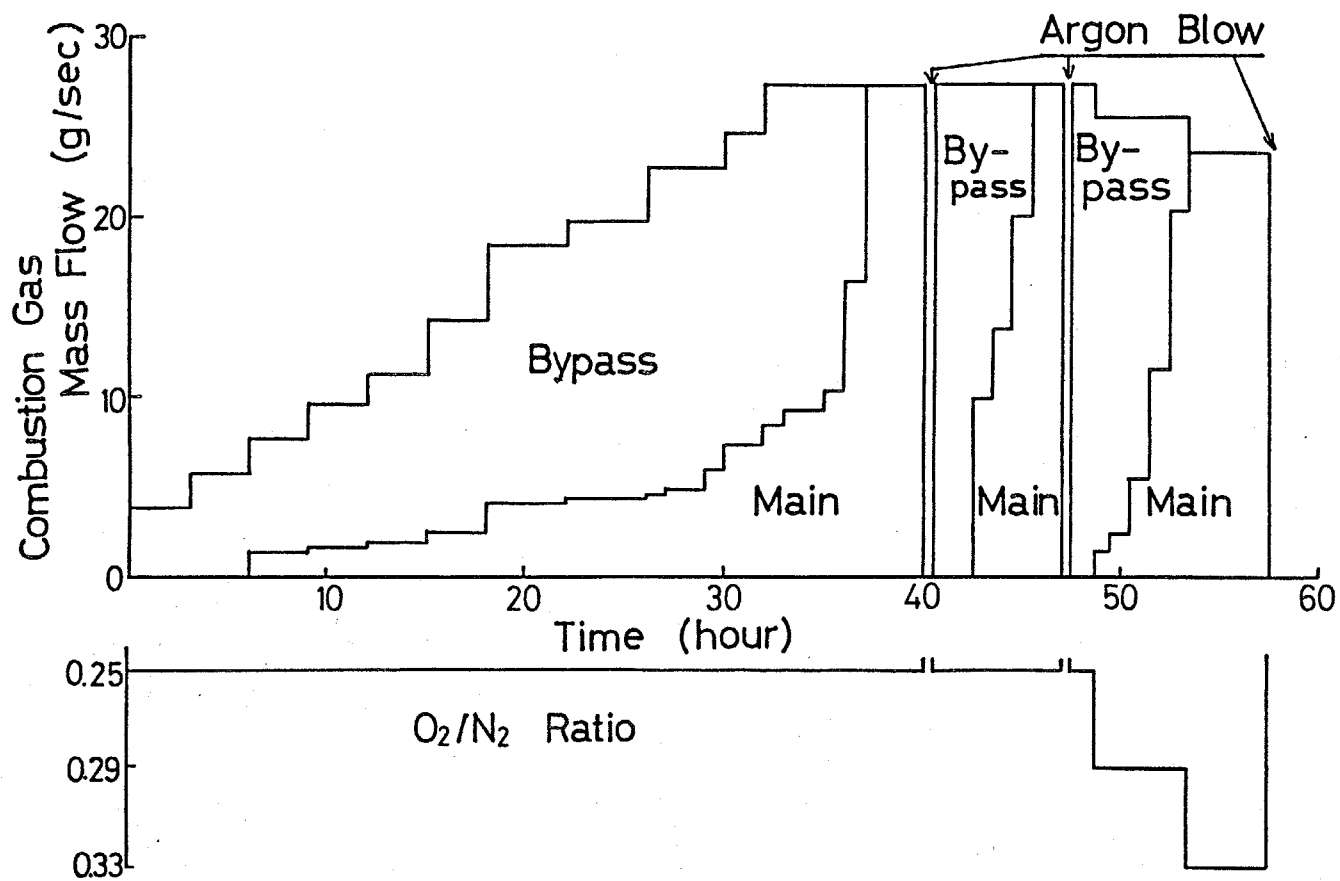


图2-3(b) 加热法 (Run 10)

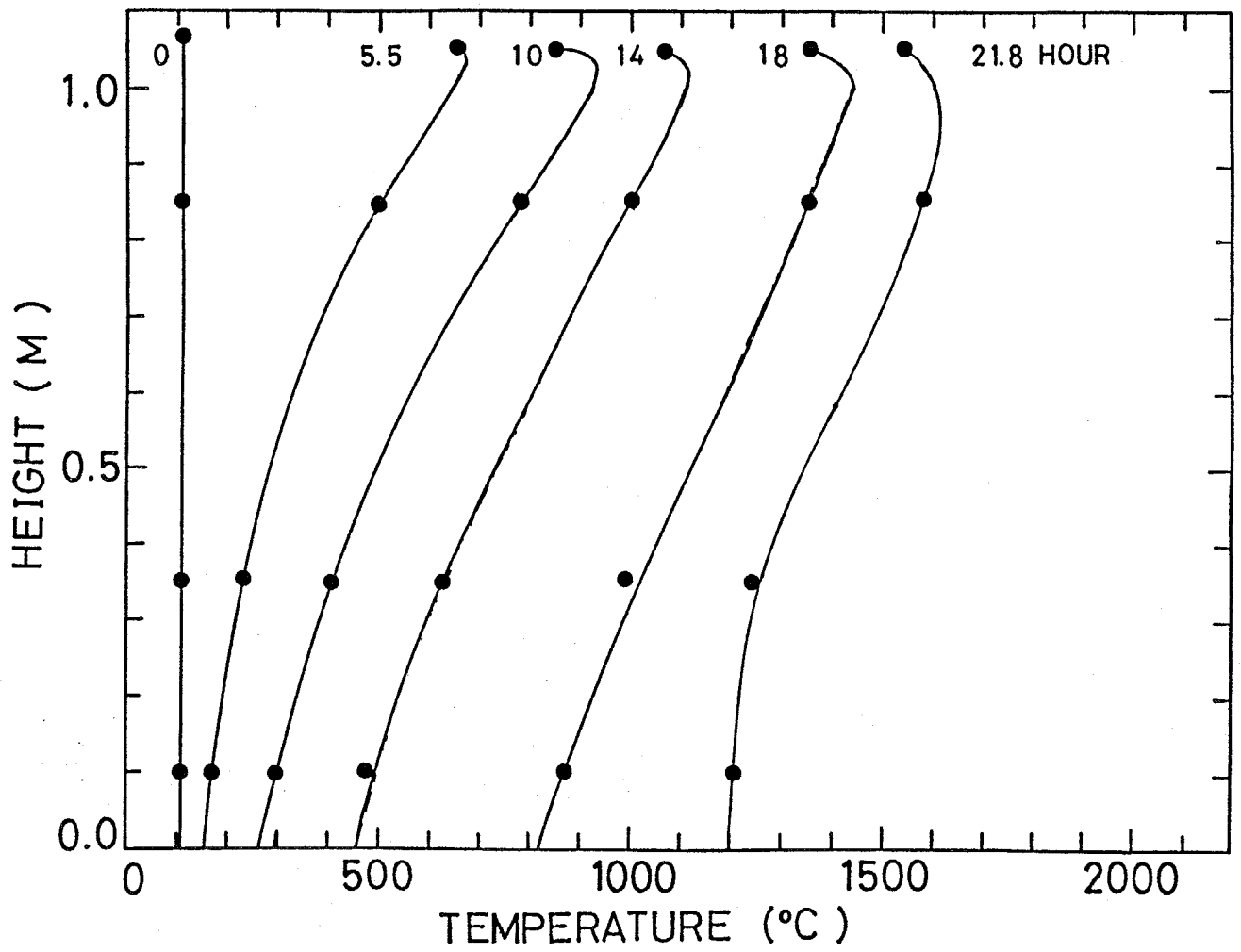


図2-4(a) 加熱時のペブル床内温度の経時変化
(Run 6)

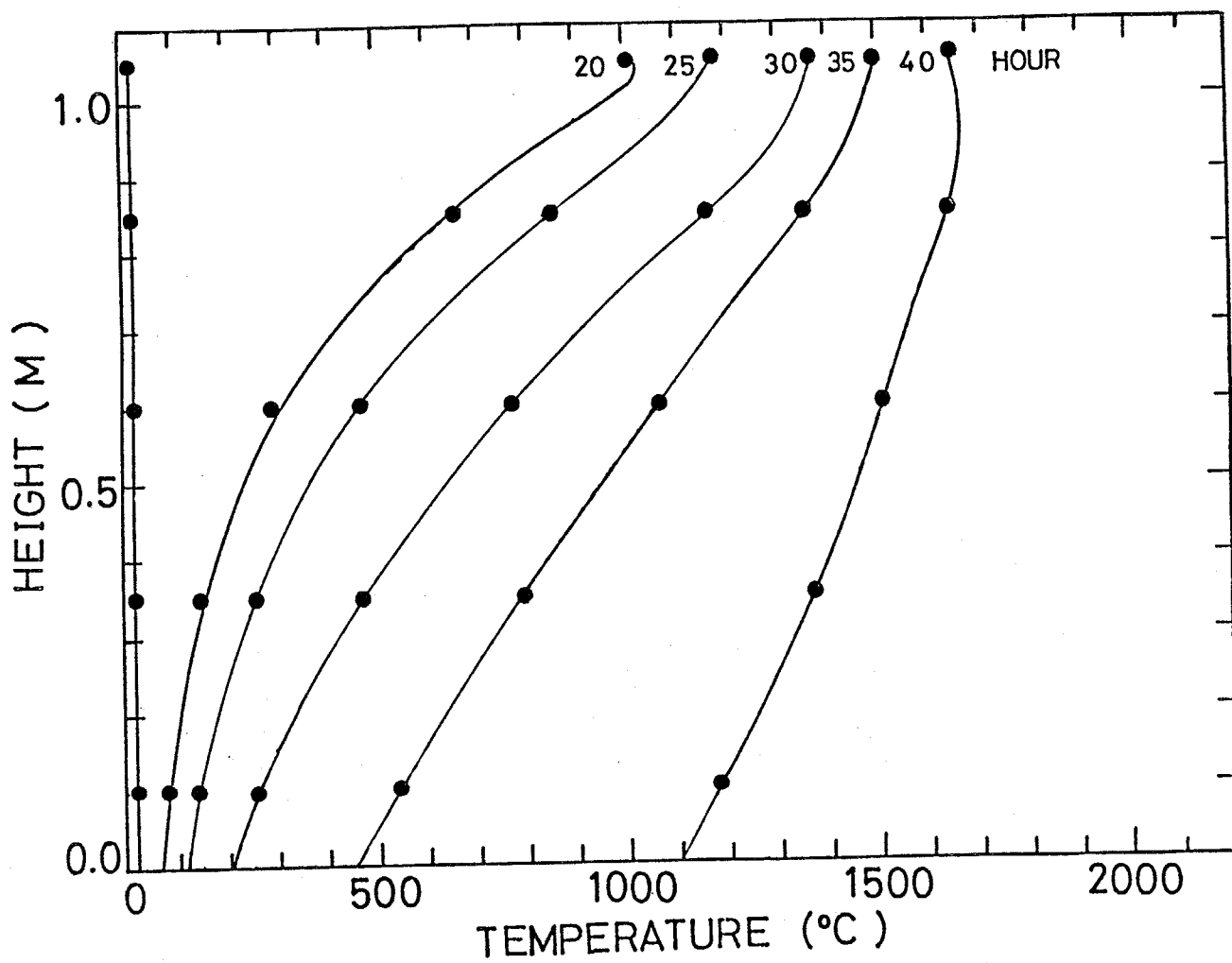


図2-4 (b) 加熱時のペブル床内温度の経時変化
(Run 10)

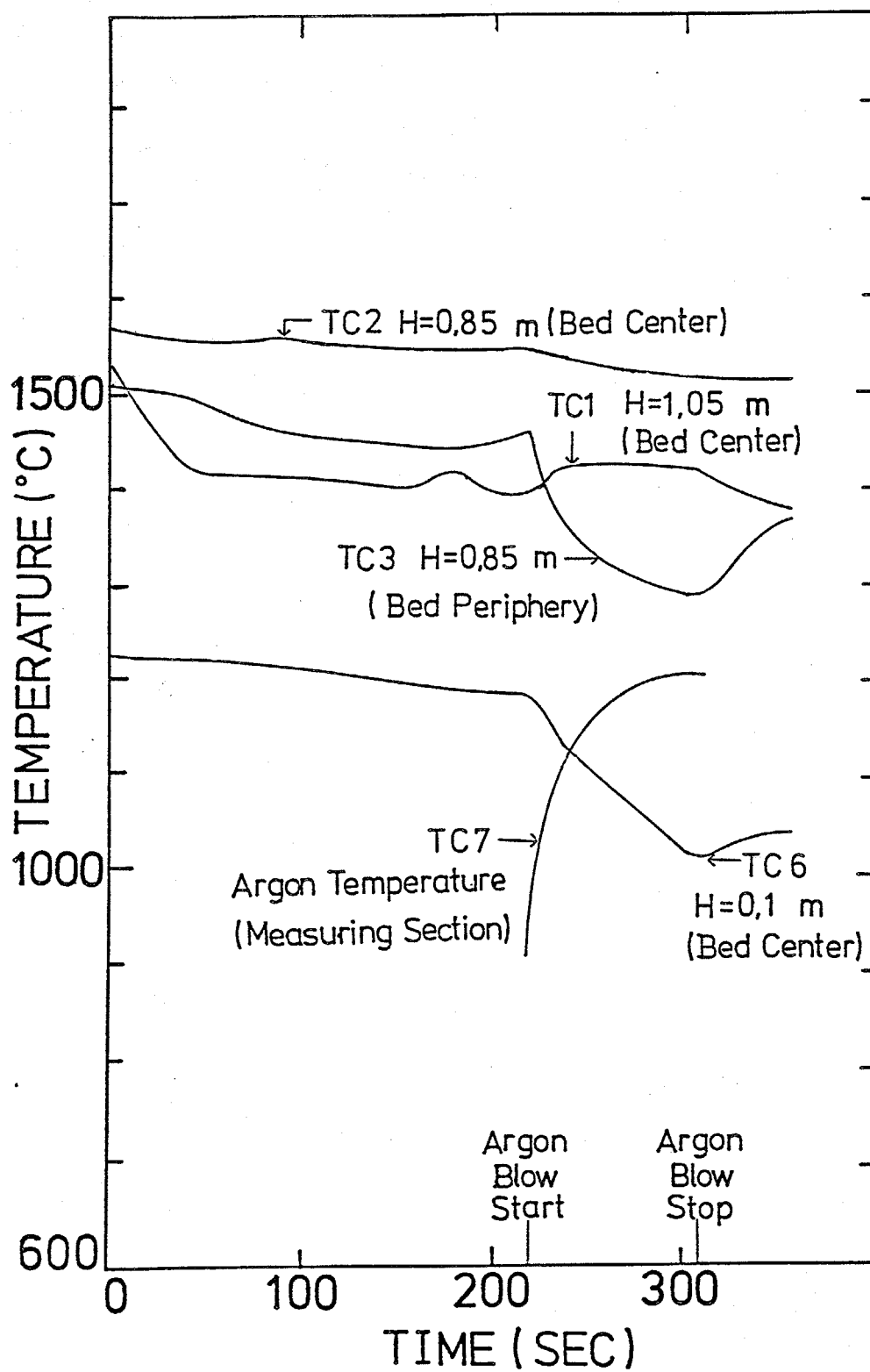


図2-5(a) 加熱停止後のペブル床内温度の経時変化
(Run 6の1回目のアルゴンブロー)

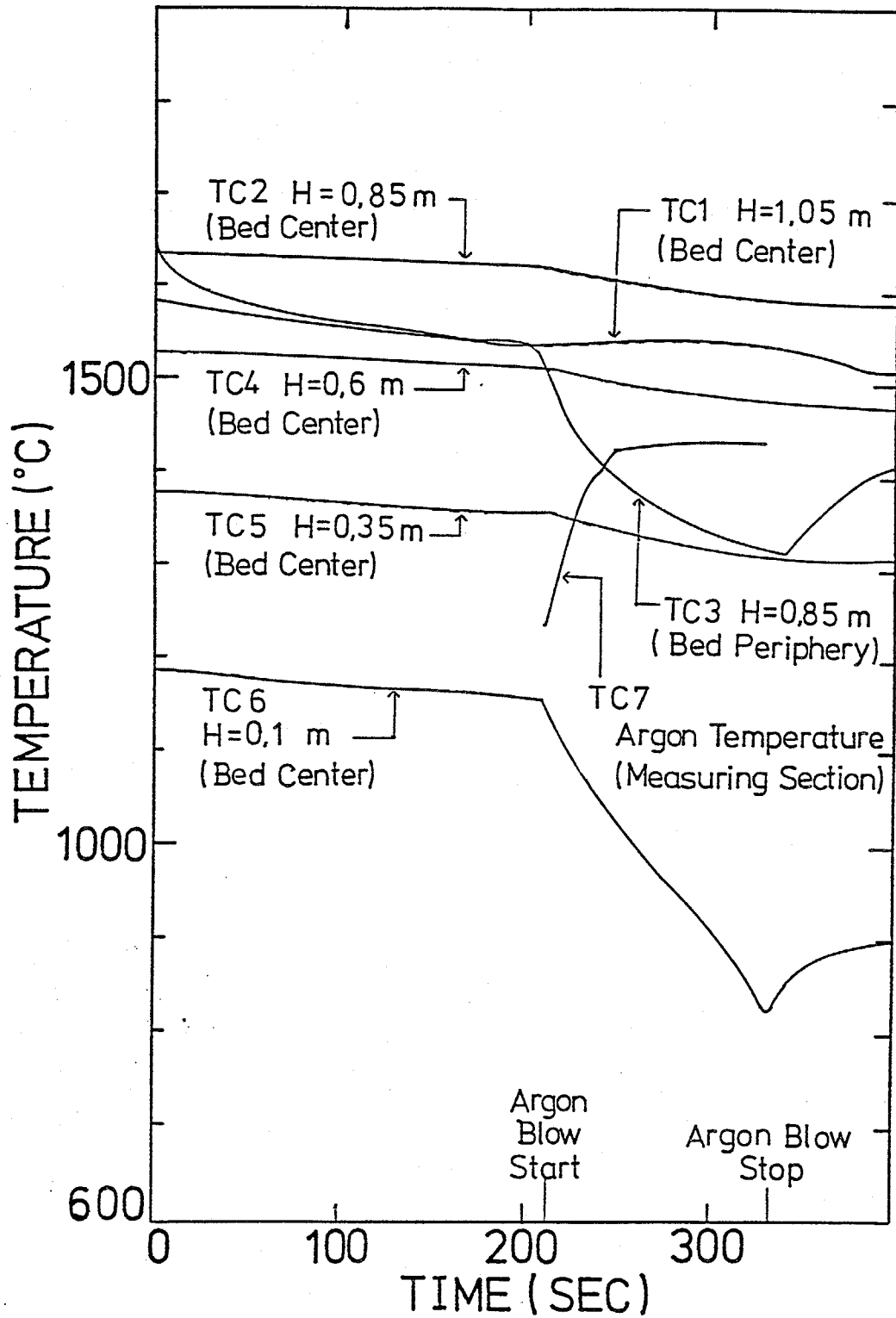


図2-5 (b) 加熱停止後のペブル床内温度の経時変化
(Run 10の1回目のアルゴンブロー)

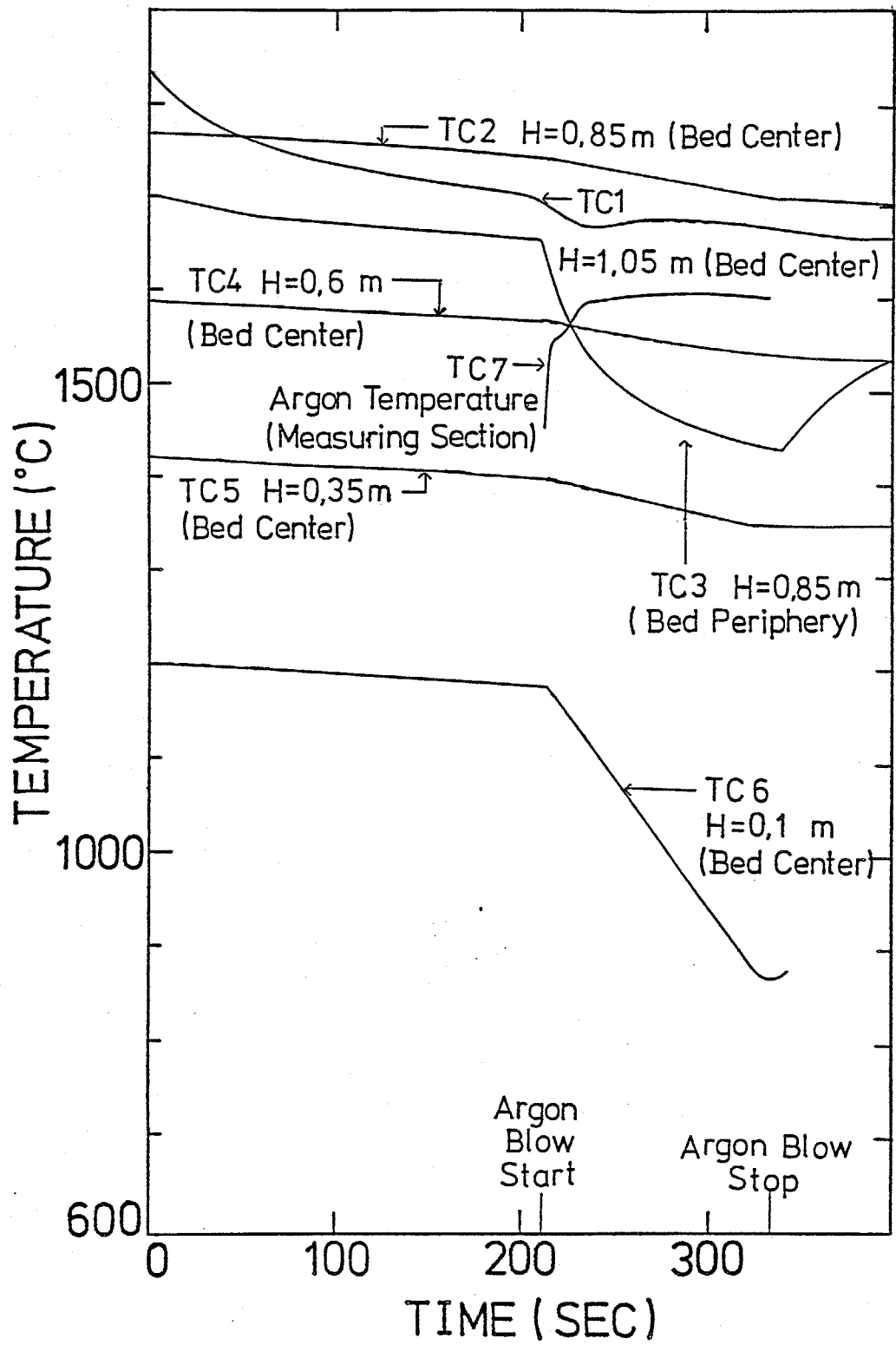


図2-5(c) 加熱停止後のベブル床内温度の経時変化
(Run 10の3回目のアルゴンブロー)

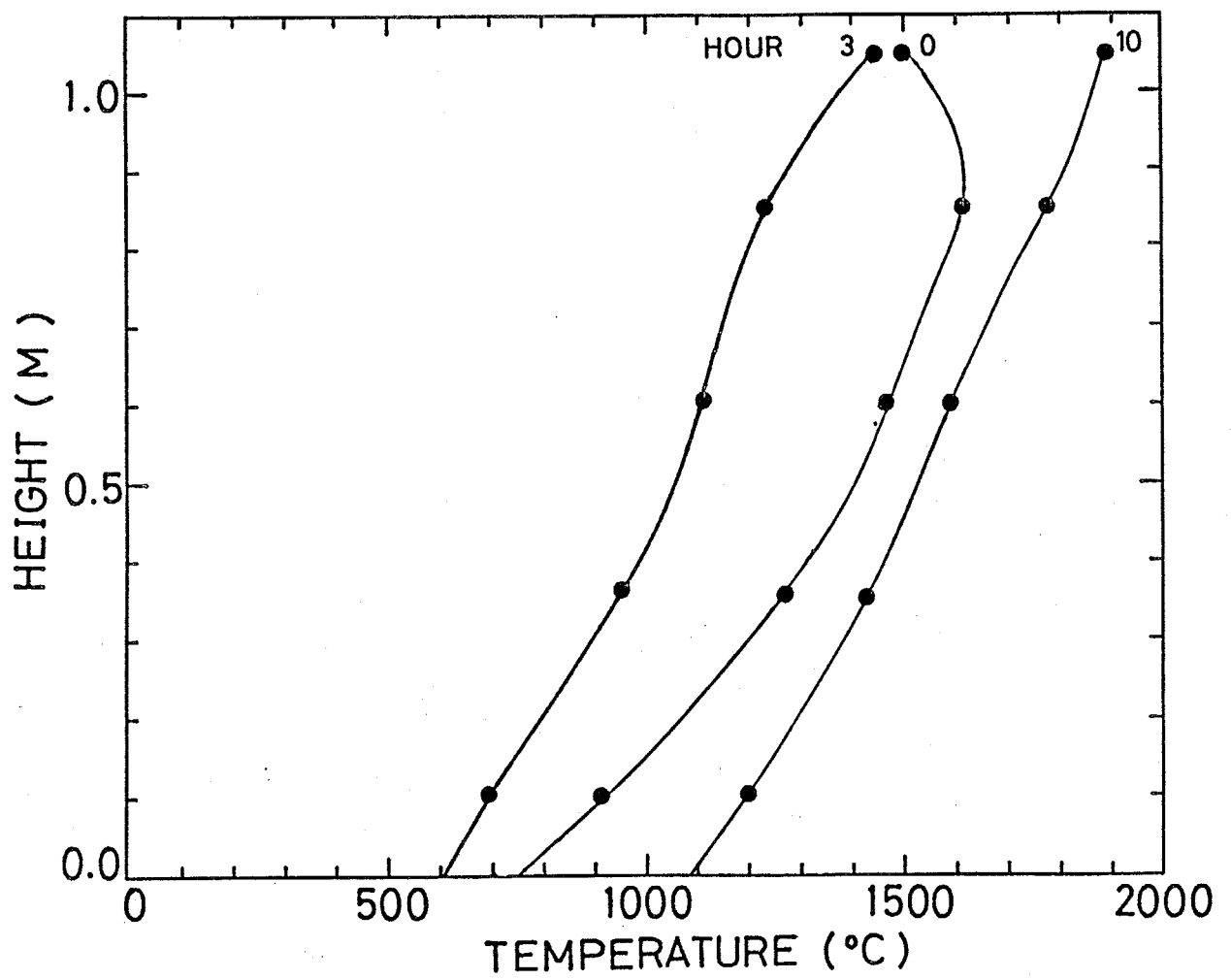


図2-6 再加熱時のペブル床内温度の経時変化
(Run 10の2回目の再加熱)

2. 6 ベブル材料の選定

充填されているベブルは、互いに点接触であるため、加熱されて熱膨張する際に、接触部分に強い機械的応力が働き、割れを生じやすくなる。また、急速に加熱されたり、冷却されたりした場合には、ベブルの表面と中心部に温度差ができ、熱応力によって、やはり割れを生じることが考えられる。このような割れを起こしたベブルの小片は、アルゴンブローの際に、ダストとしてアルゴン流中に伴送されてくるものと考えられる。そこで、加熱されたアルゴン流中のダスト量を観察することにより、より磨耗の少ないベブル材料の選定を行うことができる。

T-162ベブルと、SSA-995、HDベブルについて、前述のように、アルゴン流中を透過するレーザー光の強度の変動から、発生ダスト量の比較を行った。図2-7がその結果である。透過光強度の大小は、ダストの濃度と粒径分布の両方に依存するため、図2-7から、アルゴン流中のダストに関して定量的な議論をすることはできない。しかし、T-162ベブルを充填した場合のほうが、SSA-995ベブルとHDベブルとを充填した場合に比べて、はるかに透過光の変動が大きく、従って、前者のベブルのほうが、多量のダストを発生していることがわかる。実際、実験後にベブルの様子を観察したところ、T-162ベブルは、多くのベブルの表面が一部欠けており、中には、完全に割れているものもあった。一方、ベブル床の上部に充填されたSSA-995ベブルは、約1900°Cの燃焼ガスで加熱されても、融着などの損傷は見られず、十分な耐熱性を有していることが明らかとなった。また、ベブル床下部に充填されたHDベブルも、1000°C以上に加熱された状態で、常温のアルゴンによって急冷されたにもかかわらず、熱割れなどは見られず、耐熱衝撃性に優れていることが明らかとなった。

粉砕用に用いられているSSA-995ベブルならびにHDベブルが、機械的応力に対して強いことは当然予想される。しかし、セラミックスは一般に、気孔率が高いほうが、熱応力によって生じた割れが広がらずにすむため、熱割れしにくいという点から考えた場合、気孔率の高いT-162ベブルのほうが、熱応力による割れは少ないのではないかと考えられる。そこで、3種類のベブルについて、アルゴンブローによって急冷される際に、ベブルの表面と中心部とで、どの程度の温度差が生じるのかを検討してみる。

単一ベブル内の熱伝導の方程式は、次式で与えられる。

$$\frac{\partial T_p}{\partial \tau} = \frac{k_p}{c_p \rho_p} \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial r_p^2} + \frac{2}{r_p} \frac{\partial T_p}{\partial r_p} \right) \quad (2-5)$$

図2-5(c)において、アルゴンブロー時に、最も温度変化が大きいTC6の位置でのベブルを取りあげ、時刻0で均一な温度にあったベブル表面が、TC6の温度変化に示されるように急冷される

と仮定する。すると初期条件は、

$$T_p(r_p, 0) = 1175 \quad (2-6)$$

境界条件は、

$$\frac{\partial T_p}{\partial r_p} = 0 \quad (r_p=0) \quad (2-7)$$

$$T_p\left(\frac{d_p}{2}, \tau\right) = 1175 - \frac{310}{120}\tau \quad (0 < \tau < 120) \quad (2-8)$$

以上の式を差分法で解き、各ペブルについて、表面温度の変化に対して、中心部の温度変化がどの様になるかを図2-8に示した。この図より、SSA-995ならびにHDペブルでは、気孔率が少なく熱伝導率が高いために、中心部と表面の温度差が、最大でも30℃程度であるのに対して、T-162ペブルでは、100℃以上の温度差があることがわかる。

以上より、SSA-995ならびにHDペブルは、気孔率が少ないにもかかわらず、熱応力による割れが生じにくい理由が説明される。

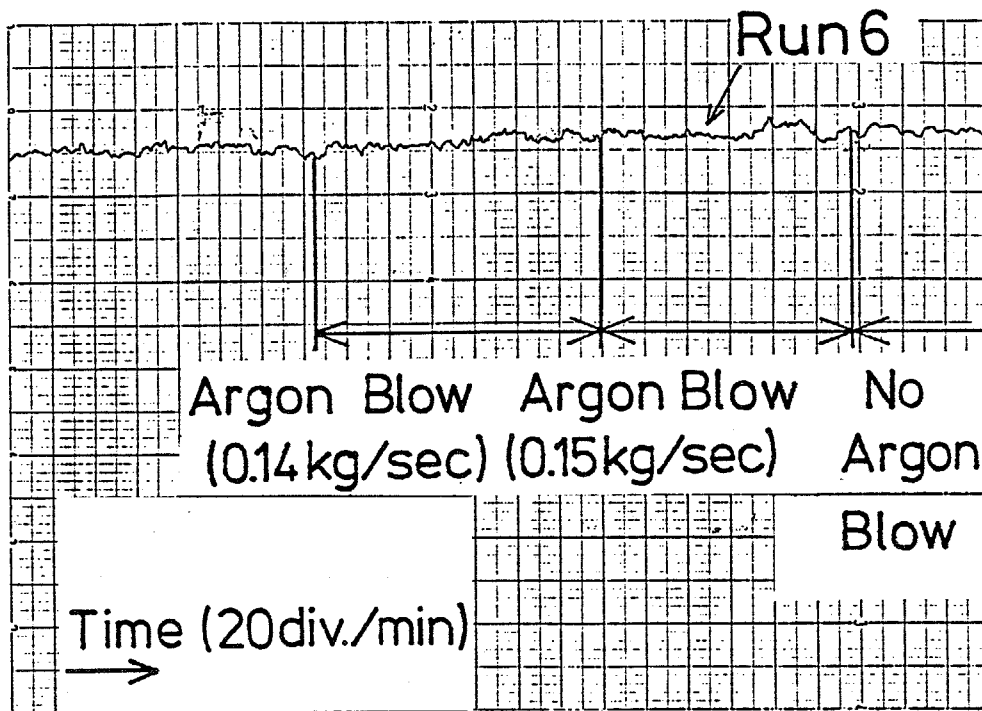
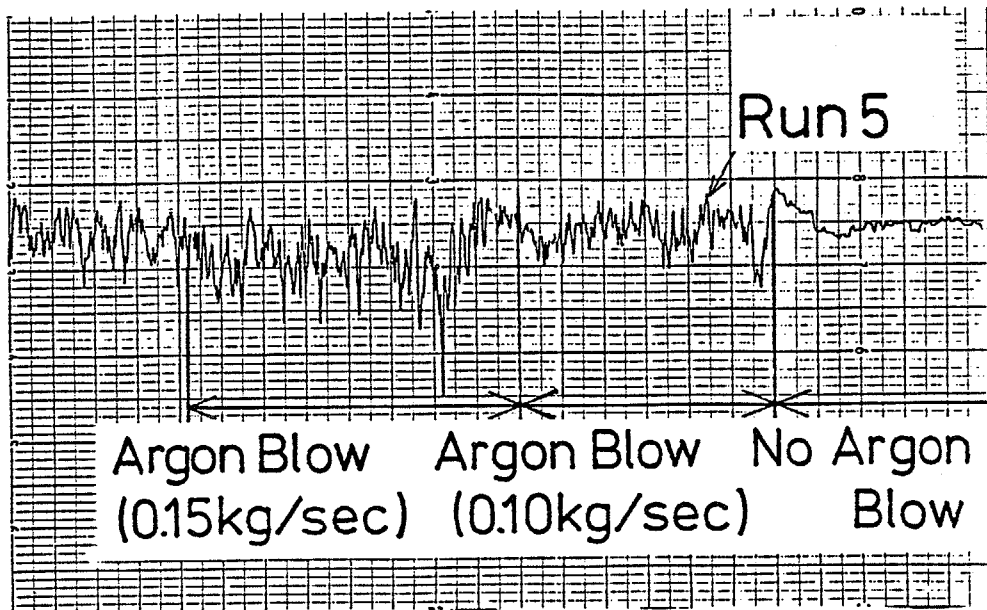


図2-7 アルゴン流中のダストによる透過レーザー光の散乱

Run 5 ベブル床全体にT-162ペブルを充填

Run 6 ベブル床上部にSSA-995ペブルを、
下部にHDペブルを充填

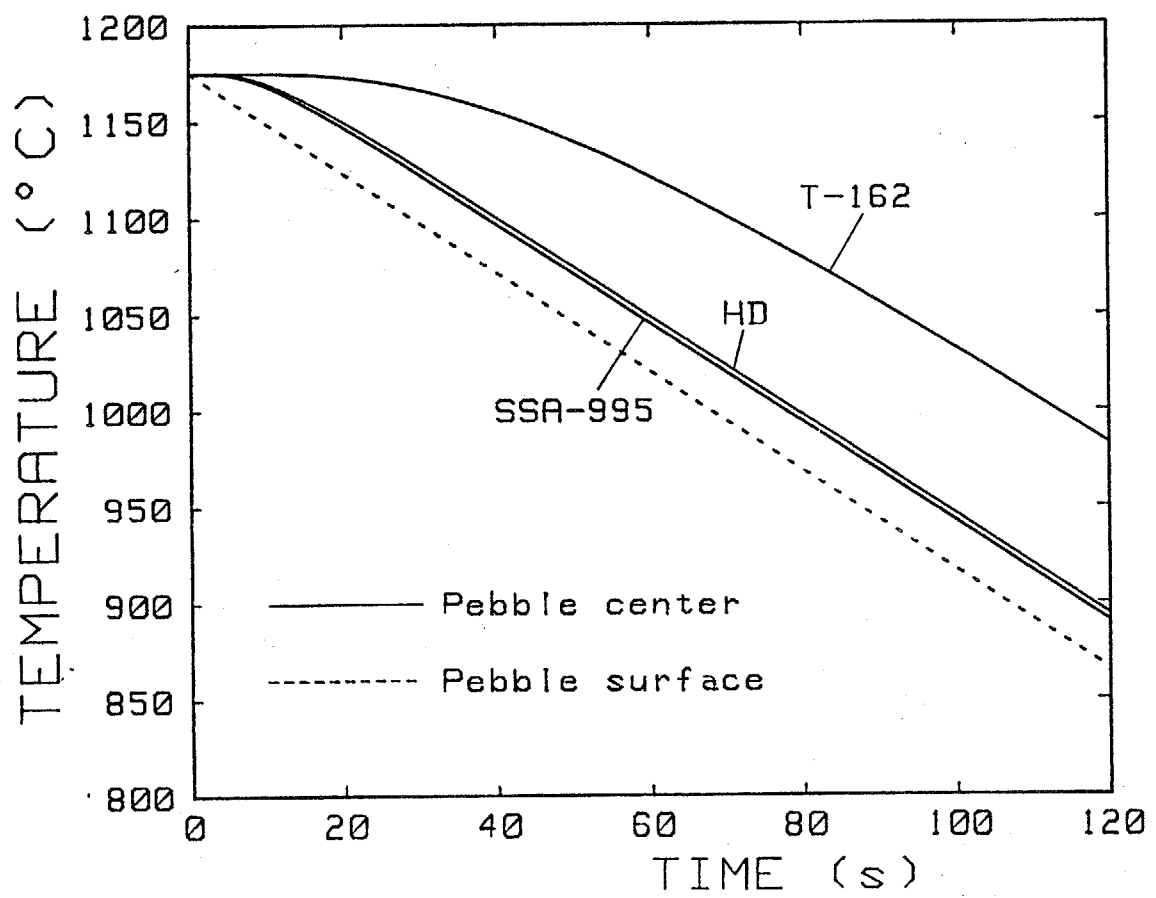


図2-8 アルゴンブロー時の単一ペブルの表面と中心部の温度の経時変化

2.7 まとめ

モデル熱交換器による実験から、熱交換器の運転法ならびに適当なペブル材料に関して、以下のことが明らかとなった。

- a) ペブル床頂上部を2000Kまで加熱するためには、熱交換器の大きさに応じたバーナー容量が必要であり、たとえ断熱火炎温度が2300Kとなる空気過剰率1でプロパンを燃焼させても、ある程度の燃焼ガス流量がないと、十分な高温を得ることはできない。
- b) 熱交換器をブローダウン実験用に運転する場合には、室温から長時間かけて、ゆっくり昇温せねばならず、燃焼ガスの全量をペブル床中に流した場合、ペブル床の高さが相当高くない限り、ペブル床底部の温度が高くなり過ぎてしまう。そこで、比較的小型の熱交換器で、高温のアルゴンを得るためには、燃焼ガスの一部を燃焼室から直接排気するバイパス加熱法が有効となる。
- c) 本熱交換器のペブル床高さは約1mと比較的低いにもかかわらず、ペブル床頂上部では、アルゴンはほぼペブルと同じ温度まで加熱されており、ペブル床は、高い伝熱性能を有していることが示された。ただ、ペブル床の直径が、ペブル直径に比べてある程度大きくないと、半径方向の温度分布が問題となり、熱交換器出口で、耐火壁との境界部を通過してきた十分に加熱されていないアルゴンによって、ペブル床中心部を通過してきたアルゴンが冷却され、アルゴン温度の低下を招くことになる。
- d) ラバープレス法によって製造された、気孔率0%の高純度アルミナペブルは、必要な耐熱性、耐熱衝撃性を有しており、また、アルゴン流中へのダストの発生も少ない。

第3章 F u j i - 1 高温熱交換器の特性に関する実験

前章で示したモデル熱交換器での基礎実験の結果、必要な熱特性を得る上で有望なベブル材料の選定がなされ、蓄熱形熱交換器をブローダウン実験用に運転する場合は、バイパス加熱法をとることにより、比較的小型の熱交換器でも、高いアルゴン温度を得ることが可能となることが示された。

この成果に基づき、クローズドサイクルMHD発電実験装置F u j i - 1の、大型のベブル床蓄熱形高温熱交換器を設計した。これは、天然ガスの燃焼ガスの熱で蓄熱体を加熱したあと、アルゴンを吹き込み、加熱するブローダウン実験用熱交換器である。本章では、この熱交換器による実験結果をまとめ、必要とする基本的な特性が得られたことを示す。

3. 1 実験装置

最初に、F u j i - 1装置システムの概略を図3-1に示す。F u j i - 1装置は、作動気体であるアルゴンを供給するアルゴン供給系、アルゴンを高温に加熱するためのベブル床蓄熱形高温熱交換器、熱交換器を加熱するための天然ガスならびに空気供給系、加熱後の熱交換器を真空排気するための真空排気装置、加熱後のアルゴン中にシード剤である金属カリウムを注入するシード注入装置、電磁石（中心磁場2.7 Tの常電導電磁石もしくは、中心磁場4.6 Tの超電導電磁石）ならびに、ディスク型MHD発電機などによって構成されている。また装置全体は、T O S D I C 2 4 6コントロールシステムにより制御されている。実験は、常電導電磁石を用いた発電機熱入力2 MWの実験と、超電導電磁石を用いた発電機熱入力6 MWの実験の二段階に分けて実施された。

図3-2には、ベブル床蓄熱形高温熱交換器の構造を示す。熱交換器は、バーナー、燃焼室、ベブル床、耐火壁、鉄製容器、ベブル支持用金属製網格子、バイパスならびに高温弁によって構成されている。蓄熱部の直径は1.1 mであり、高さは、熱入力2 MWの実験時には3 m、熱入力6 MWの実験時には2.9 mである。蓄熱部には、直径20 mmのS S A - 9 9 5アルミナベブルが充填されている。ただ熱入力6 MWの実験時には、ベブルの浮き上がり防止のため、ベブル床の頂上部に高さ0.1 mだけ、直径30 mmのS S A - 9 9 5ベブルを充填した。蓄熱部の周りは、4層の耐火壁で囲まれている。ベブルならびに耐火壁の材料を表3-1に、また熱交換器の仕様を表3-2に示す。

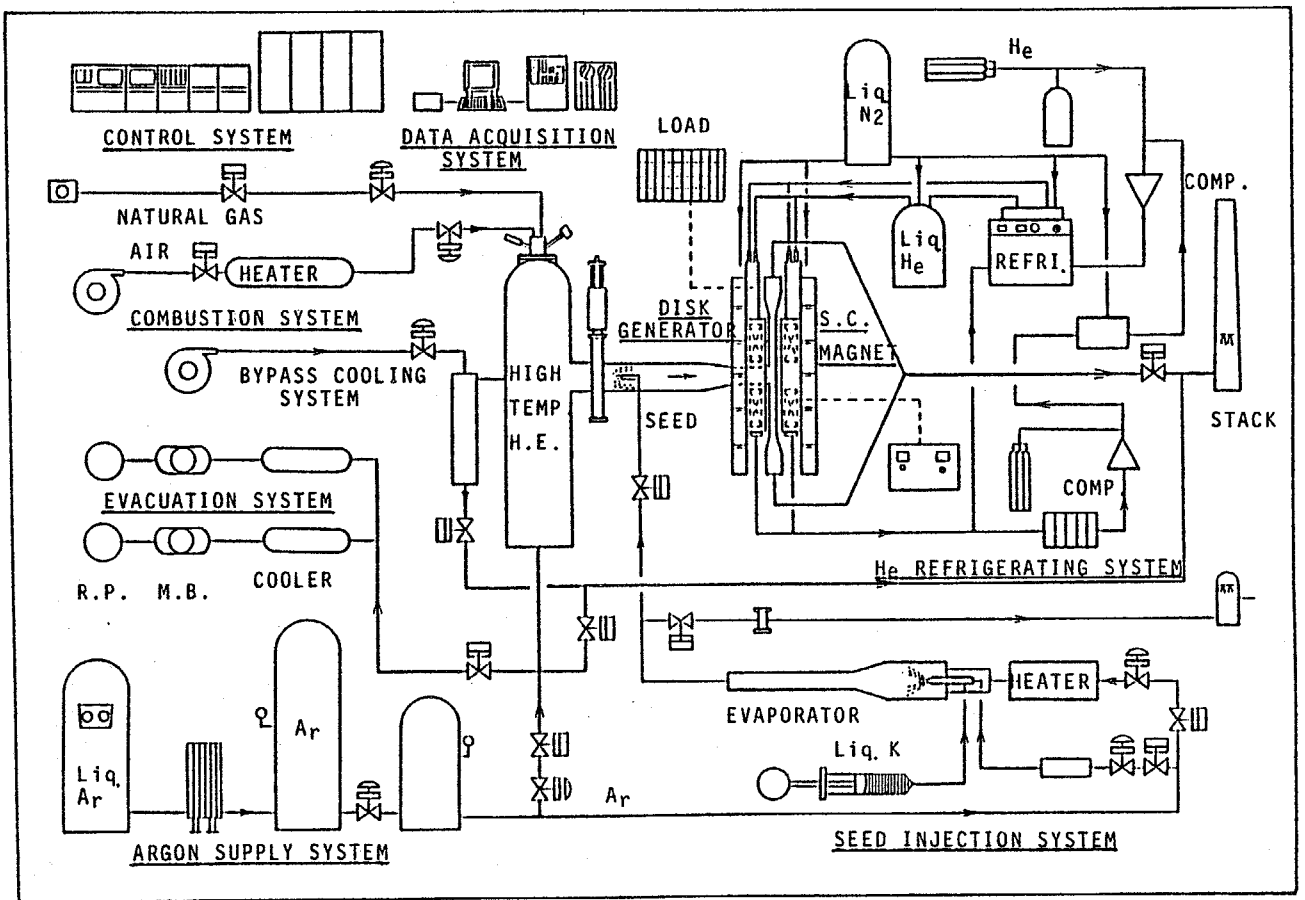


図3-1 Fuji-1装置システム

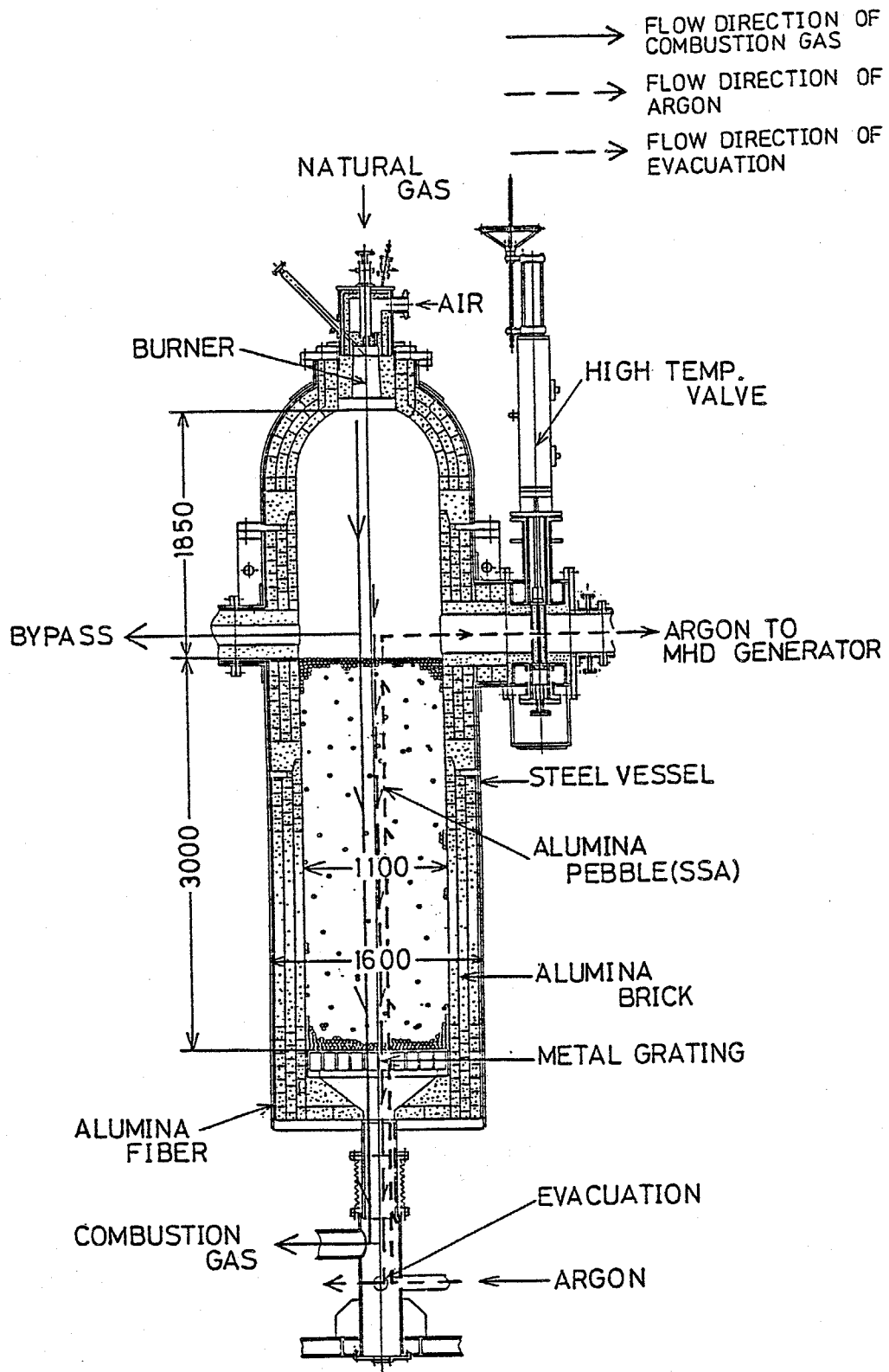


図3-2 Fuji-1高温熱交換器の構造

表3-1 ペブルならびに耐火壁材料

Layer number	Pebble	Insulating wall			
		1	2	3	4
Name	SSA-995	CORANDEX -E3	TOLITE -HA-S	E-K141	F.F #150 BOARD
Maker	NIPPON KAGAKU TOGYO	TOSHIBA CERAMICS			
Fabrication method	Isostatically pressed sintered alpha alumina				
Diameter (mm)	20				
Thickness (mm)		80	80	80	10
Alumina purity (%)	99.5	99.1	99.1	40.8	72.0
Apparent porosity (%)	0	20.0	57.1	42.8	
Specific gravity	3.9	3.15	1.48	1.55	0.30
Specific heat (kJ/kgK)	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
Thermal conductivity (W/mK)	8.4	3.1	0.9	0.6	0.08

表3-2 熱交換器の仕様

Pebble bed diameter (m)	1.1
Pebble bed height (m)	3
Pebble weight (kg)	6800
Pebble bed void fraction	0.39
Rated capacity of burner (kW)	766
Combustion gas pressure (kPa)	130
Argon pressure (kPa)	800
Combustion gas mass flow (kg/s)	0.2 ~ 0.3
Argon mass flow (kg/s)	2 ~ 6
Heating time (h)	40 ~ 50
Argon blowing time (s)	60 ~ 120
Pumping speed of vacuum pump (m ³ /s)	0.1 ~ 0.55

3.2 実験方法

室温状態にある熱交換器は、最初、約220℃に加熱された空気がバーナー部より吹き込まれることによって、一昼夜予熱される。これは、燃焼ガスによるペブル床の加熱時に、熱交換器内部ならびに配管に水分が凝結するのを防ぐためである。同時に、熱交換器容器ならびに底部配管が、同様な理由から、電気ヒーターによって加熱される。

以上の予熱が完了したのち、バーナーが点火され、約220℃に加熱された空気によって天然ガスが燃焼される。燃焼ガスは、ペブル床中を上部から下部へと通過し、約40時間かけてペブル床が昇温される。その間、大部分の燃焼ガスは、バイパスを通じて、ペブル床を通過せずに、燃焼室から直接排気される。これは、モデル熱交換器での実験結果に基づいた加熱法であり、これにより、比較的低い高さのペブル床でも、底部の温度上昇を抑えながら、頂上部を高温に加熱することが可能となる。このバイパスへの燃焼ガスの排気は、実用時には使用できないが、ブローダウン実験では、熱損失はそれほど重要ではなく、ペブル床の容量を抑え、熱交換器のコストを下げるという意味を持っている。バイパスから排気された燃焼ガスは、常温の空気を吹き込むことによって冷却され、大気中へ放出される。図3-3には、典型的な昇温法を示す。バーナー一点火時は、すすの発生を防ぐため、空気過剰率3で燃焼が行われ、徐々に空気過剰率を下げていくことにより、燃焼ガス温度が上昇していく。加熱中は、全燃焼ガス流量はほぼ一定値に保たれており、ペブル床中を通過する燃焼ガス流量(図中でMainと記されている)を徐々に増加させる。

ペブル床の昇温が完了したのち、熱交換器は数Torr程度まで、数分間真空排気され、その後約2分間、所定流量の常温のアルゴンが、ペブル床底部から熱交換器内に吹き込まれる。そして、ペブル床頂上部、高温弁を経て、MHD発電機へと導かれ、大気中へ放出される。その後熱交換器は、自然放冷により冷却される。

以上のように、本ブローダウン実験は、モデル熱交換器と同様に、常温から長時間かけて熱交換器を昇温し、短時間吹き流してアルゴンを加熱するものであり、全体は、予熱・加熱・真空排気・アルゴンブロー・放冷の五つの運転モードによって構成されている。

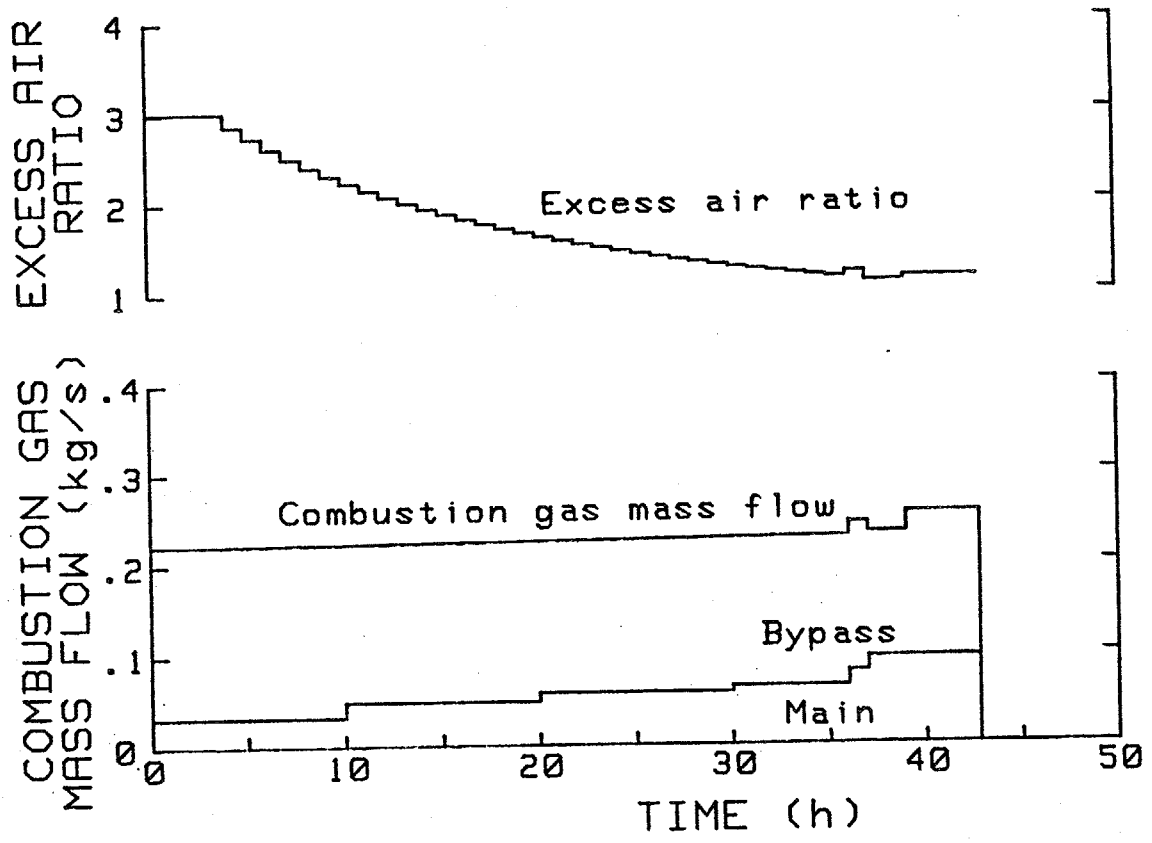


図3-3 熱交換器の昇温法

3.3 測定法

(1) ベブル床内温度

モデル熱交換器での実験結果から、アルミナの保護管中に入れた白金ロジウム(20%–40%)熱電対を、直接ベブル床中に挿入することにより、ベブル床内の高温部分の温度計測が可能となることが示された。そこで、Fuji-1高温熱交換器においては、ベブル床内の軸方向温度分布に加えて、半径方向の温度分布も測定するため、温度が1200℃以上となる高さ(3m、2.6m、2.5m、2m、1.5m、1m)においては、図3-4に示す、直径17mmのアルミナ保護管中に長さの異なる3本の白金ロジウム(20%–40%)熱電対を入れた3本組熱電対をベブル床中に挿入した。また温度が1200℃以下の高さ(0.5m、0.15m、0m)においては、図3-5に示す直径3.2mmの異なる長さの3本のシース型クロメル–アルメル熱電対を組にした熱電対を用いた。それぞれ3本の熱電対のうち、一番長い熱電対がベブル床中心に、次に長い熱電対がベブル床の中心から0.25mに位置することになり、一番長さの短い熱電対は最初、ちょうどベブル床と耐火壁との境界に位置する長さにした。そして、必要な熱特性計測を行ったあとで、一番短い熱電対の長さを10cm長くし、ベブル床と耐火壁との境界からベブル床中に10cm入った位置での温度計測が行えるようにした。その後、再びほぼ同一条件で熱交換器を運転することによって、熱特性計測を行い、この両者の結果をつき合わせることで、上述の各高さで、半径方向の4箇所の位置(中心軸から0m、0.25m、0.45m、0.55m)での温度情報を得た。

また、ベブル床頂上部には、輻射による影響をなるべく少なくして、ベブル床に流入する燃焼ガス温度を測定するため、先端を露出させた白金ロジウム(20%–40%)熱電対を、中心軸から0m、0.25m、0.55mの3箇所に設置した。

(2) アルゴン温度

加熱されたアルゴンの温度を計測するための熱電対には、高温ダクト内壁への輻射による熱損失が少なく、時間応答性の良いものを用いる必要がある。そこで、発電機熱入力2MWの実験においては、図3-6に示すような全温度プローブを製作し、高温弁の下流約1.5mの高温ダクト内に挿入した。本プローブは、白金ロジウム(20%–40%)熱電対を、三重のモリブデン円筒によって輻射遮蔽したもので、円筒に斜線で示した穴を互い違いにあけて、流速を落としてアルゴン流を通過させることにより、時間応答性良く、壁温の影響を少なくして、アルゴンの全温度が測定できるように工夫されている。

しかし、高温ダクト内のアルゴンの流速はそれほど速くなく、アルゴンの静的温度と全温度とがほとんど変わらないことから、熱電対を通過するアルゴンの流速を落とさないほうが、より指示温度が真

温度に近づくことが予想される。そこで、熱入力6 MWの実験においては、図3-7に示す全温度プローブを用いた。このプローブは、図3-6に示すものと異なり、五重のモリブデン円筒によって、白金ロジウム(20%-40%)熱電対に輻射遮蔽がなされている。また、モリブデン円筒の中心軸が、アルゴン流に平行になっており、熱電対先端部でのアルゴン流速が落ちないようにしている。

(3) アルゴン中の不純物濃度

加熱後のアルゴン中の不純物濃度は、本熱交換器の性能を評価する上で、重要なデータである。そこで、アルゴンブロー中に、発電機を出たあとのアルゴン流中からガスサンプリングを行って、アルゴン中の各不純物濃度の経時変化を調べた。計測システムとしては、短時間に複数の不純物成分濃度の経時変化を測定する必要があることから、図3-8に示す計測システムを組んだ。不純物成分のうち、 H_2O はバナメトリックス(株)製水分分析計(MODEL3000)で、 N_2 、 O_2 、 CO_2 は、日本真空(株)製質量分析計(MSQ-150A)で測定した。これらの測定器は、不純物濃度が増加する場合には、比較的時間応答性が良いが、不純物濃度が減少する場合には時間応答性が悪くなる。そこで、発電実験時の不純物濃度をなるべく正確に測定するため、初期に熱交換器内に残留していた燃焼ガス成分がある程度吹き飛ばされた後に、ガスサンプリングを開始し、それまでは、純アルゴンを測定系に流しておいた。従って、時刻0秒での不純物濃度が、本計測システムの検出限界と考えられる。

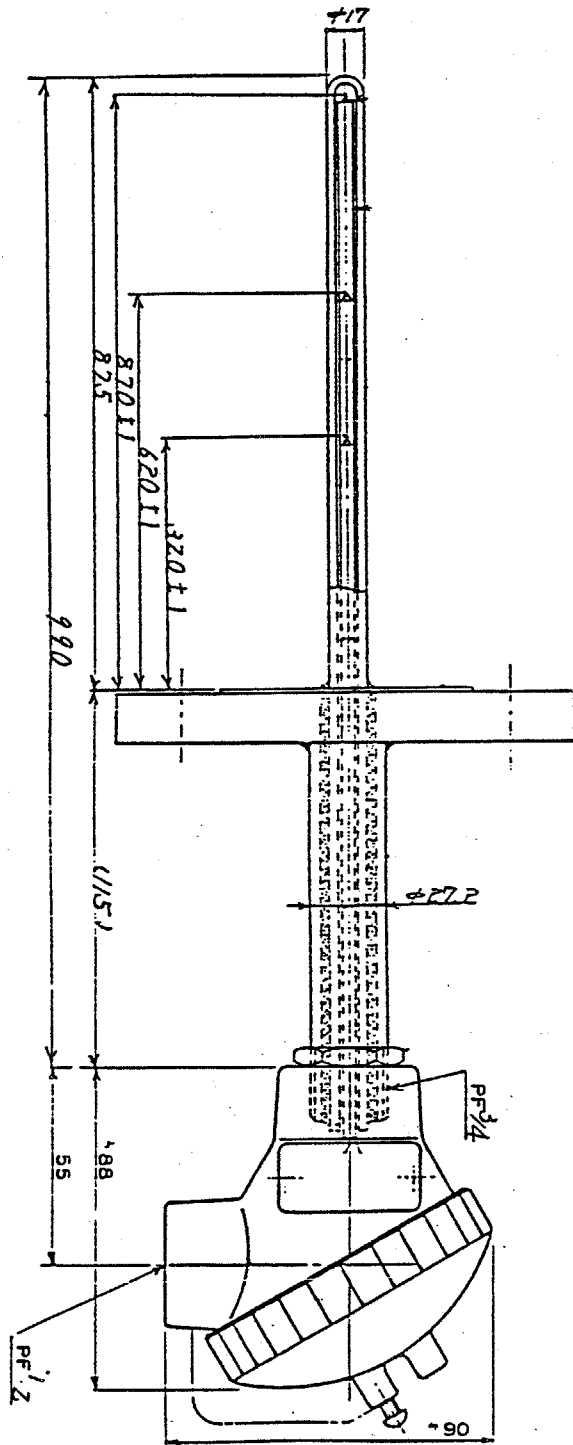


図3-4 3本組白金ロジウム(20%-40%)熱電対

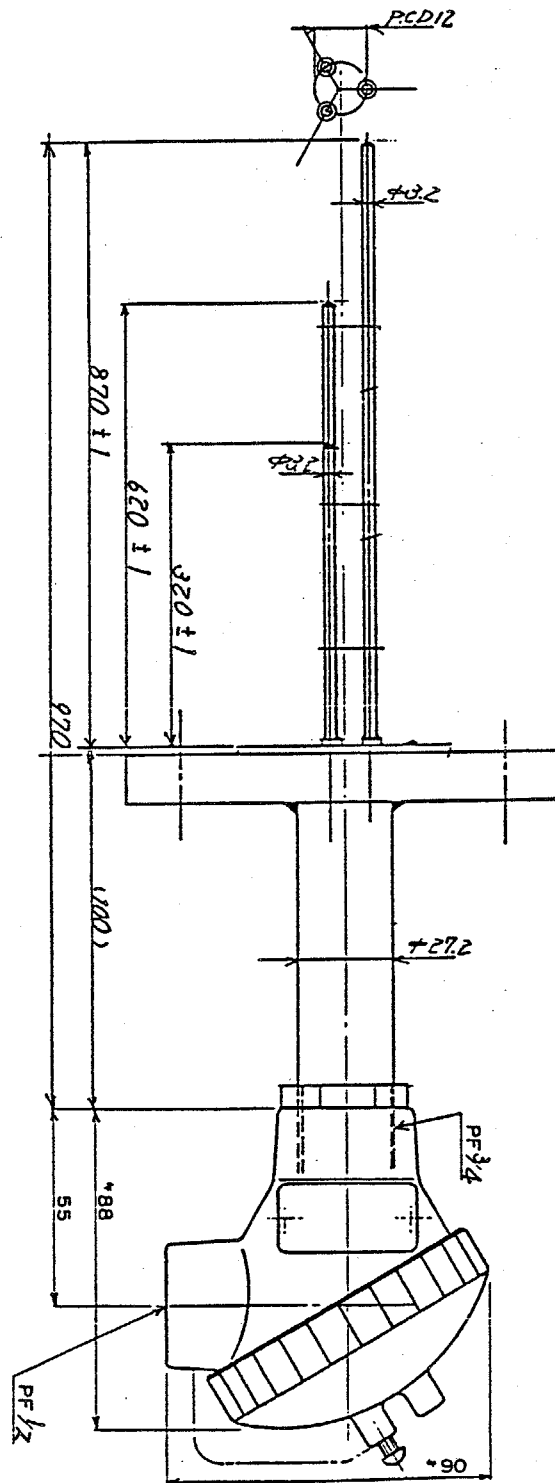


図3-5 3本組クロメル-アルメル熱電対

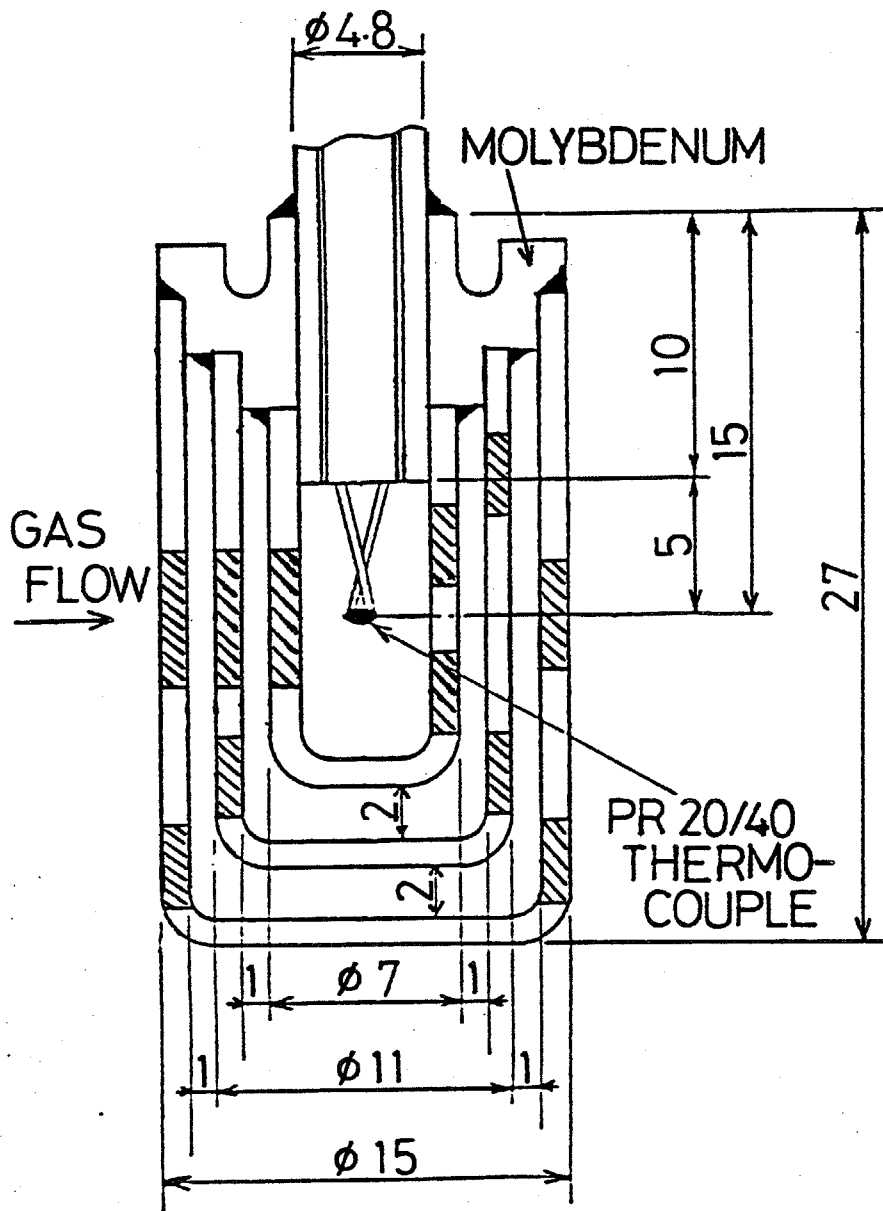


図3-6 発電機熱入力2 MWの実験で用いた全温度プローブ

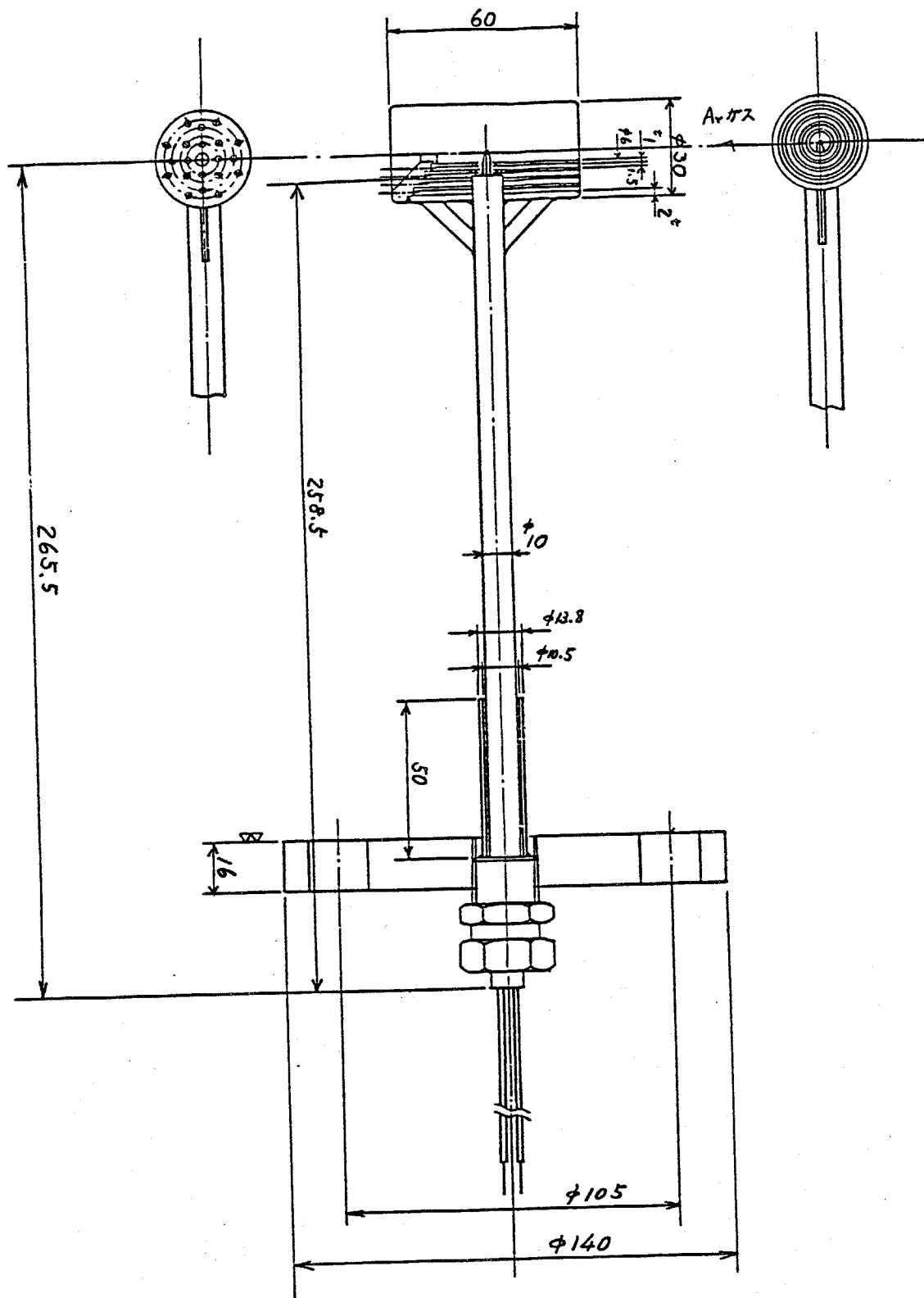


図3-7 発電機熱入力6 MWの実験で用いた全温度プローブ

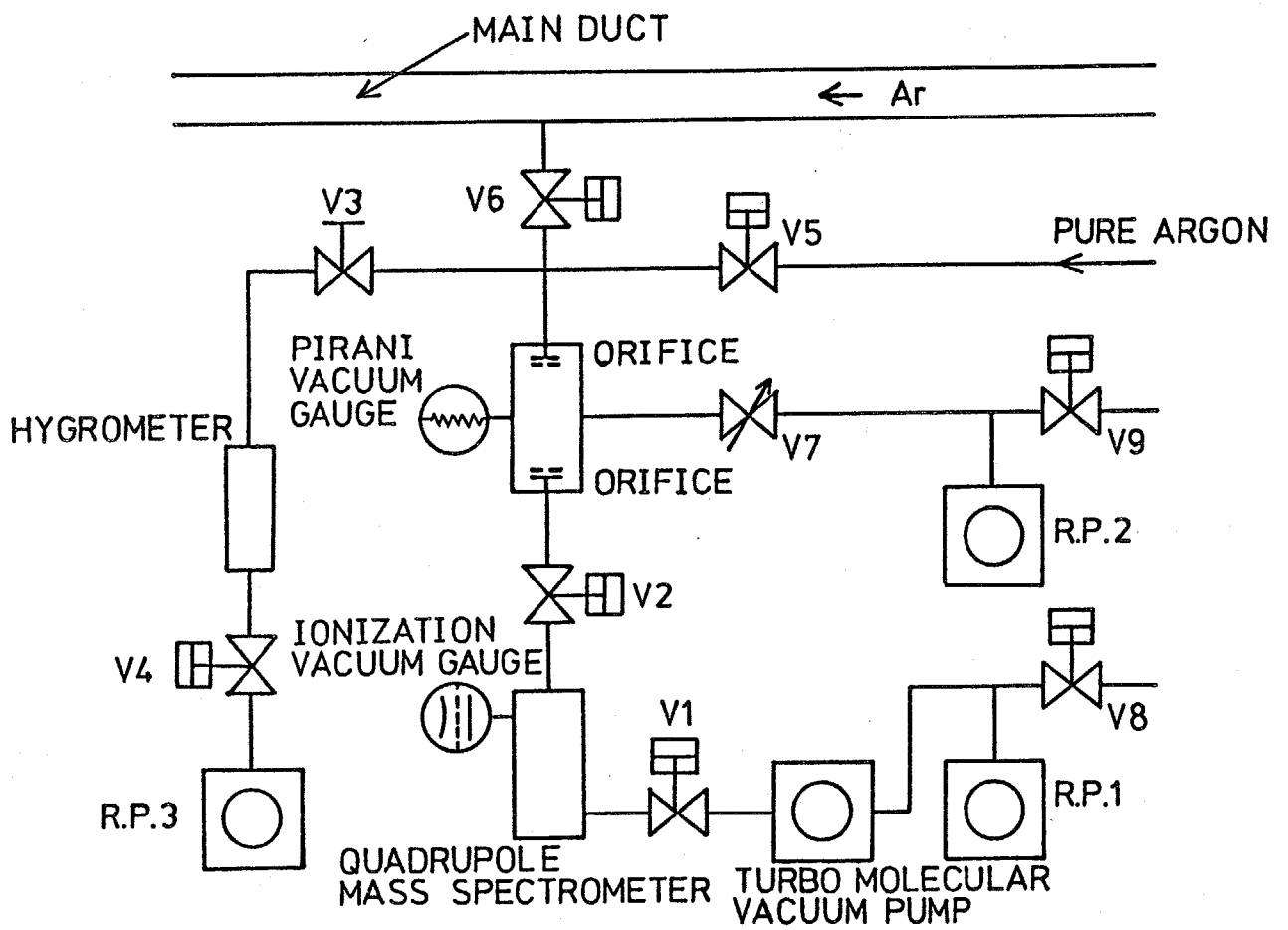


図3-8 不純物計測システム

3. 4 燃焼特性

天然ガスを空気過剰率1の常温の空気中で燃焼させた場合、断熱火炎温度は2000℃を越える。しかし、燃焼室内壁への熱の逃げがあるため、ペブル床頂上部で、1800℃を越える燃焼ガス温度を得るためには、与えられたバーナー容量に対して、適当な断熱火炎温度ならびに燃焼室形状を必要とする。そこで、下の表に示すように、ペブル床高さならびに燃焼空気温度が異なる、Run 4、Run 7ならびにRun 9の3種類のRunについて、熱特性を比較した。各Runとも、昇温法はほぼ同じであり、発電機熱入力2MWの実験である。

	Run 4	Run 7	Run 9
ペブル床高さ	2.5 m	2.5 m	3 m
燃焼空気温度	25℃	220℃	220℃

図3-9には、各Runにおける、加熱停止後のペブル床頂上部温度ならびに、バーナー下1.15mの位置での燃焼室内壁温度の経時変化を示す。また図3-10には、アルゴンブロー時の熱交換器出口アルゴン温度の経時変化を示す。燃焼空気を220℃に加熱することならびにペブル床高さを0.5m高くすることで、それぞれ、ペブル床頂上部温度ならびに燃焼室内壁温度が約50℃ずつ上昇し、その結果、熱交換器出口アルゴン温度は、約100℃ずつ上昇していることがわかる。以上の結果に基づき、ペブル床高さは3m、燃焼空気温度は220℃に設定し、以後の実験を行った。

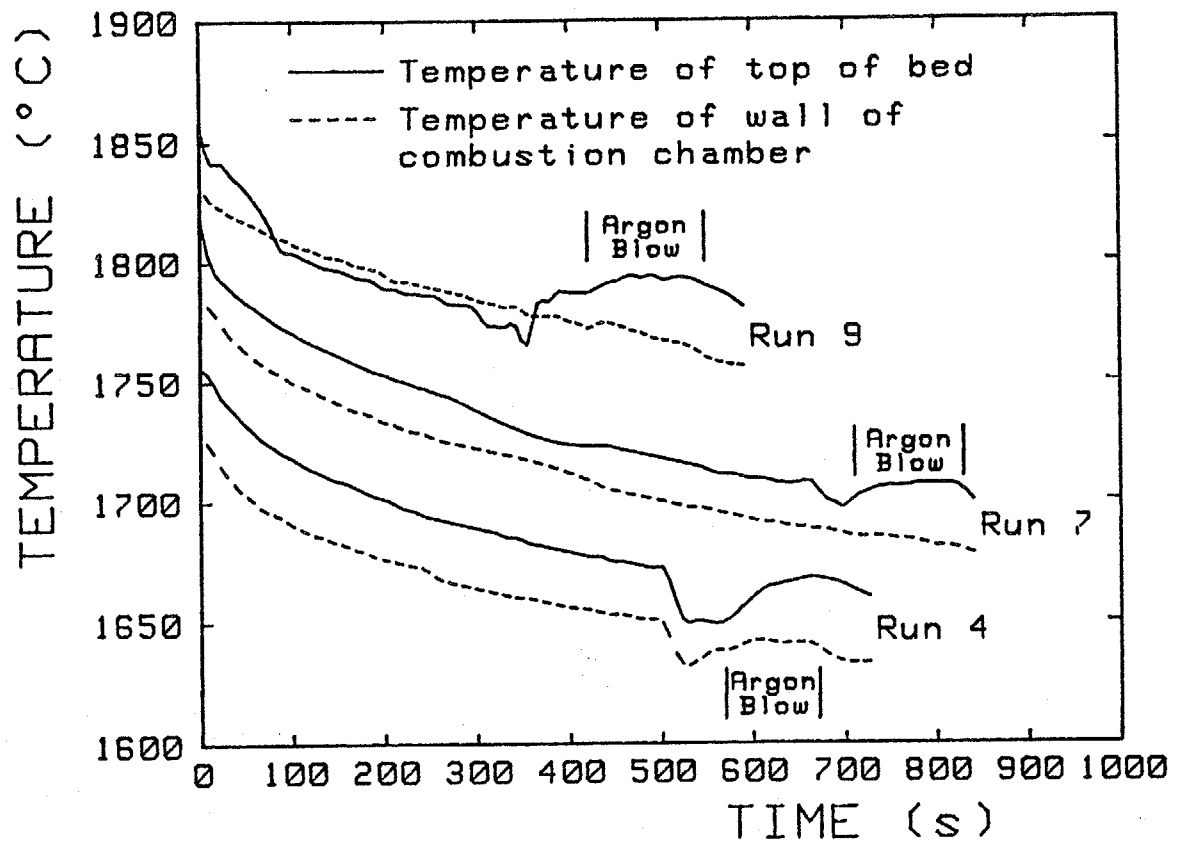


図3-9 加熱停止後のペブル床頂上部ならびに燃焼室内壁の温度の経時変化

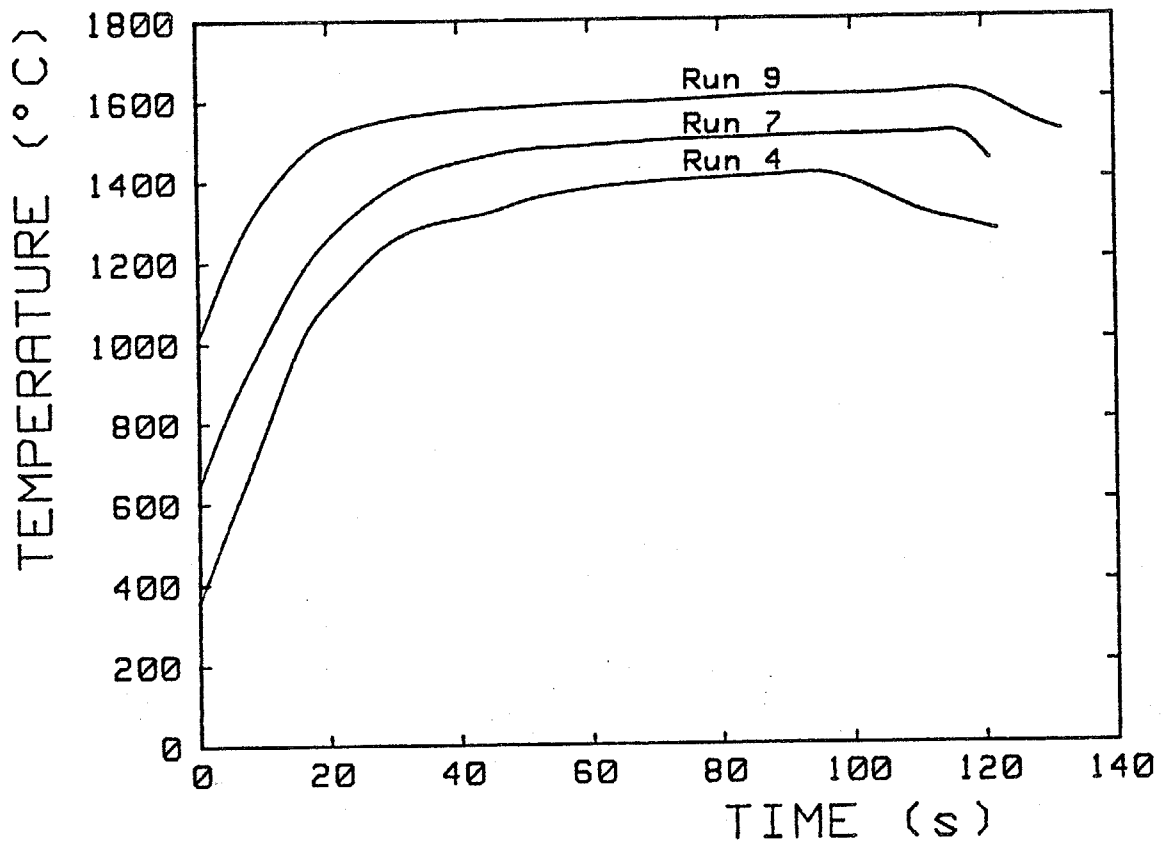


図3-10 熱交換器出口アルゴン温度の経時変化

3. 5 熱交換特性

図3-11には、図3-3のような熱交換器昇温法をとった時の、ペブル床中心軸上での、ペブル床内温度分布の経時変化を示す。加熱終了時において、ペブル床頂上部は約1850℃まで昇温されており、一方で、ペブル床底部の温度は、約400℃に抑えられている。これは、バイパス加熱法をとることによって可能となった温度分布である。参考のため、図3-12には、ペブル床高さを10mとし、バイパス加熱法をとらずに、図3-3に示す全燃焼ガスをペブル床中を通過させた時の温度分布の経時変化を示す。この経時変化は、第4章で示す一次元解析によって予測したものである。この図から、ペブル床底部の温度を400℃程度に抑えるためには、10mのペブル床高さが必要となることがわかり、比較的低いペブル床高さでブローダウン実験を行った時に、良好な熱特性を得るためには、バイパス加熱法が有効であることが改めて示される。

図3-13には、ほぼ同様に昇温されたペブル床（アルゴンブロー時頂上部温度約1800℃）に対して、ブローするアルゴンの流量を変えた時の、熱交換器出口に設置された全温度プローブの最高指示温度を示す。アルゴン流量がふえるほど、温度が上昇しているが、これは、流量の増加とともに、高温弁ならびに高温ダクトへの熱損失が相対的に減少するためと考えられる。図3-13から、熱入力6MWの実験において、1700℃のアルゴン温度が得られていることがわかり、ほぼ目標とするアルゴン温度が得られたことが示される。

また、10回程度ブローダウン実験を繰り返したのちに、全ペブルを点検したところ、温度が約1800℃を越えた部分では、ペブルどうしの接点での融着が見られたが、他に特に損傷は見られず、本実験条件下での熱交換器の運転に対しては、SSA-995ペブルは、必要な耐久性を有していることが示された。

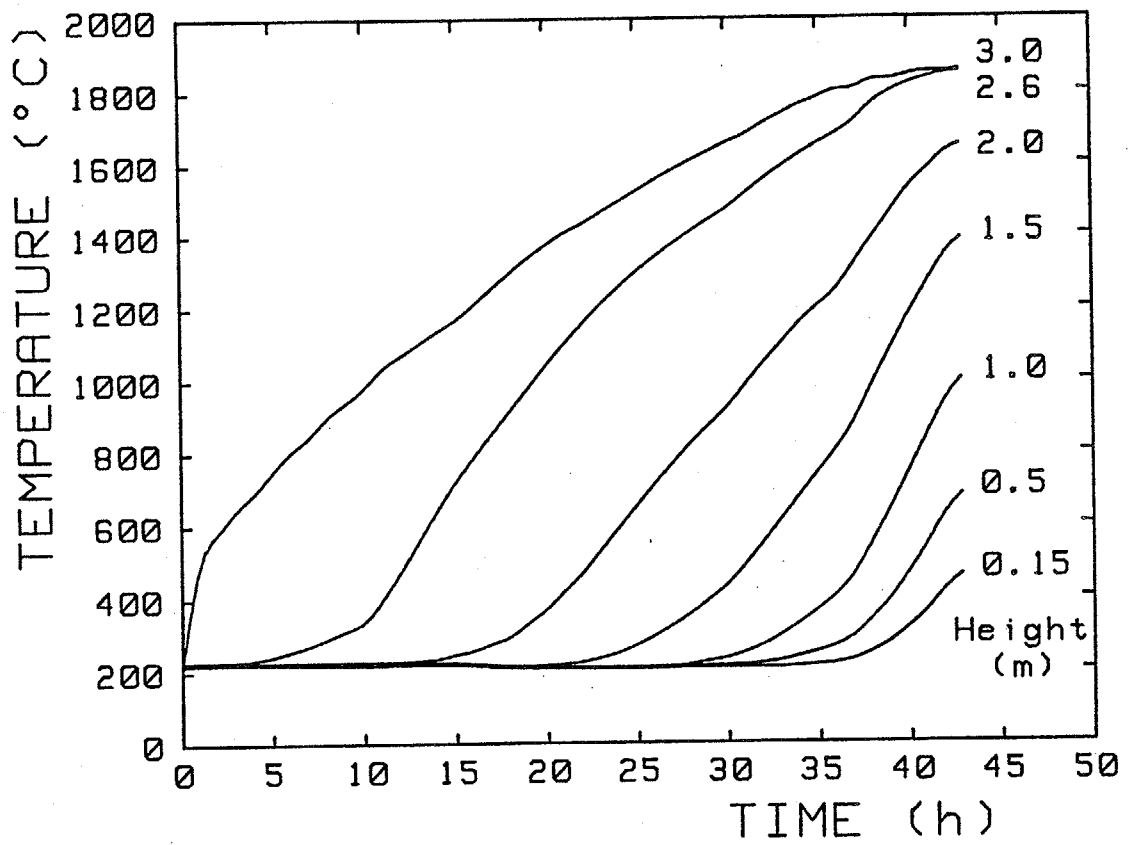


図3-11 加熱時のベブル床内温度の経時変化

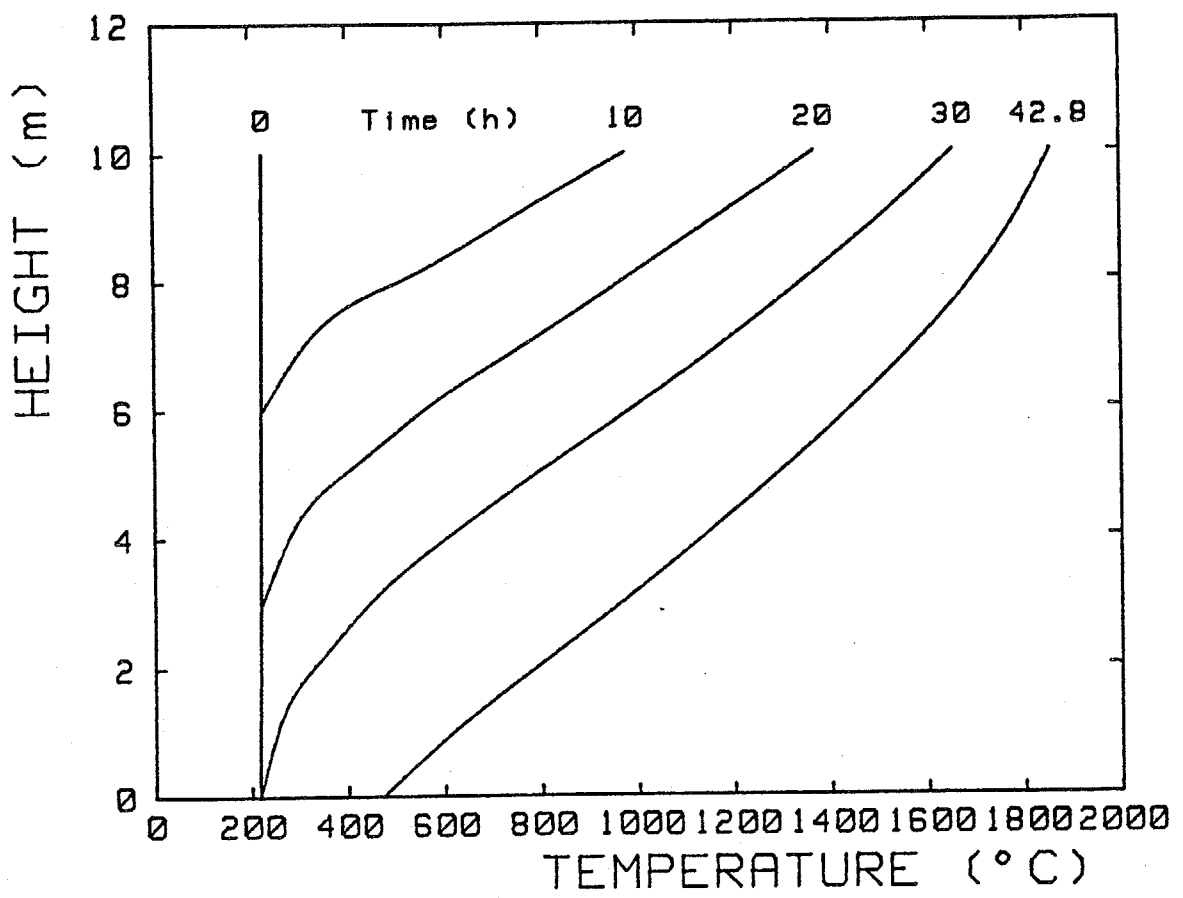


図3-12 ペブル床高さが10mの時に、全燃焼ガスをペブル床中を通過させた場合の、ペブル床内温度の経時変化

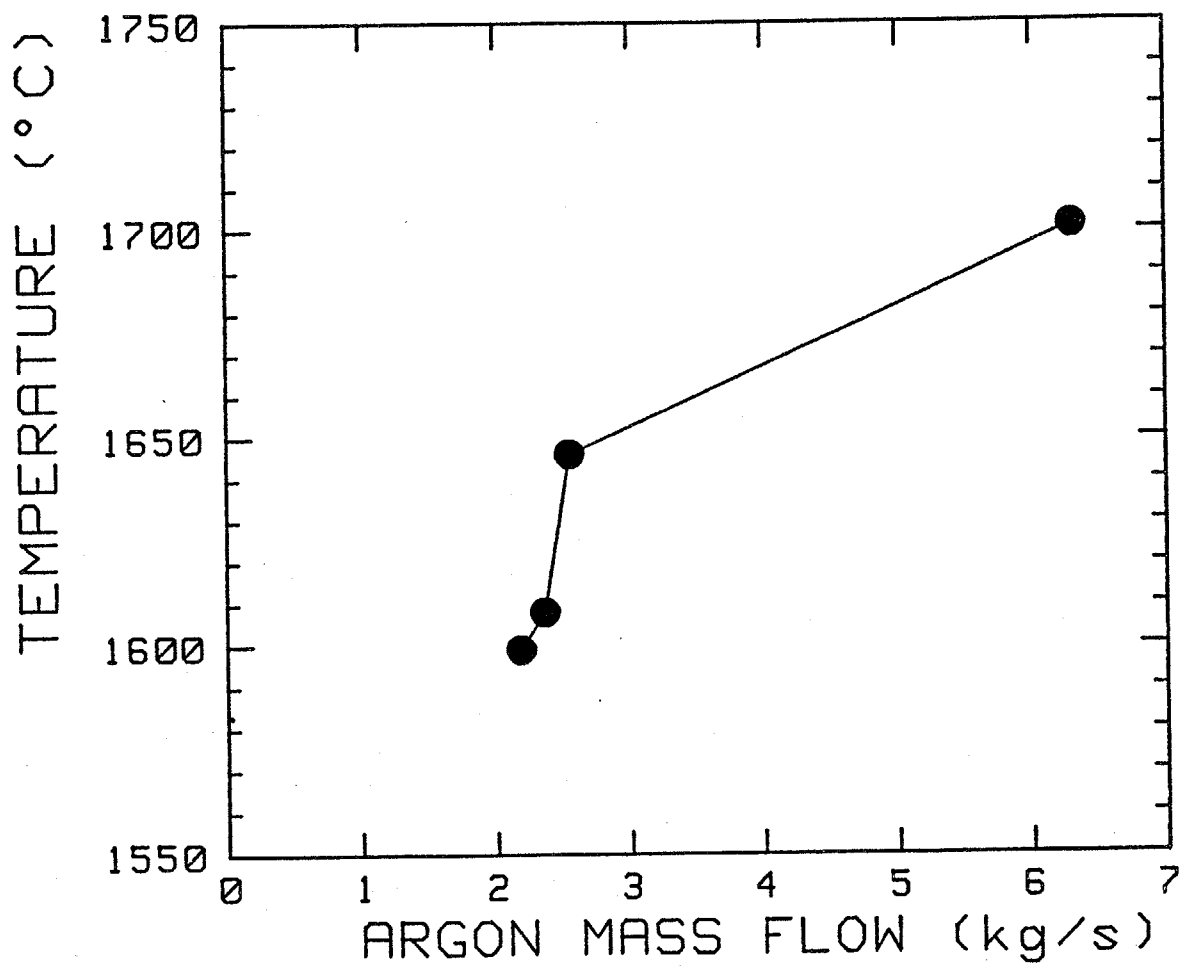


図3-13 アルゴン流量とアルゴン温度との関係

3.6 真空排気特性

アルゴン中に混入する燃焼ガスの残留成分を減らすためには、加熱終了後、アルゴンブロー開始前に、熱交換器内を真空排気する必要がある。しかし、加熱後に熱交換器を真空排気する場合、水分の凝結、熱伸びによる種々の接合フランジ部におけるリークの発生などにより、十分な真空度が得られない恐れがある。そこで、加熱後の真空排気性能を調べた。真空排気装置は、ロータリーポンプとメカニカルブースターポンプが組みになった排気セットを2台用いており、真空度が約100 Torr になったところで、メカニカルブースターポンプが始動する。メカニカルブースターポンプ始動前後での定格排気容量は、それぞれ6000 Nl/min、33000 Nl/minである。

図3-14に加熱後の真空排気時における真空度の経時変化を示す。図中で、白丸が圧力伝送器（測定範囲0～1 MPa）による実測値、また黒丸がピラニゲージによる実測値を示している。同図より、加熱後において、真空排気開始後約3分間で、5 Torr の真空度が得られていることがわかり、ほぼ満足できる真空排気性能が得られていると言える。

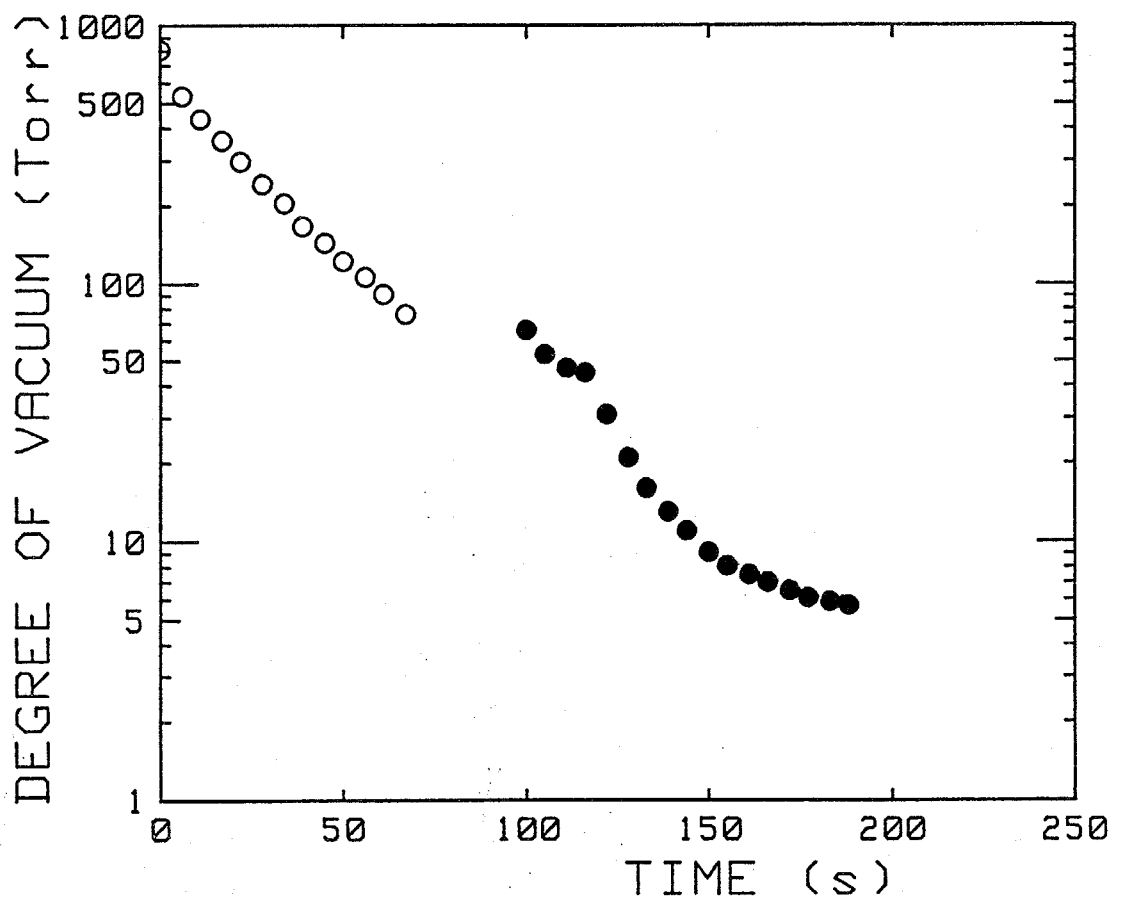


図3-14 加熱後の熱交換器の真空度の経時変化

3.7 不純物特性

図3-15、3-16にそれぞれ、発電機熱入力2 MWと6 MWの実験時における、アルゴン流量とアルゴン中の各不純物濃度の経時変化の典型的なデータを示す。アルゴン流量が多い6 MWの実験のほうが不純物濃度が低く、また両者の実験ともに、アルゴンブローの終了時に、アルゴン流量の低下とともに、不純物濃度の上昇が見られることから、アルゴン流量が多いほど、不純物濃度は低くなっていることがわかる。アルゴン中に N_2 、 O_2 、 CO_2 をそれぞれ100 ppmずつ含む標準ガスを測定系に流してみたところ、質量分析計で測定している不純物成分については、測定した不純物濃度から時刻0秒での不純物濃度（すなわち測定系の検出限界）を引いたものが、実際の不純物濃度となることが明らかとなった。従って、図3-16より、熱入力6 MWの実験において、 N_2 は20 ppm、 O_2 は5 ppm、 CO_2 は5 ppmならびに H_2O は30 ppmまでその濃度を抑えることができたことが示されている。これは、ほぼ満足できる不純物濃度であると言える。

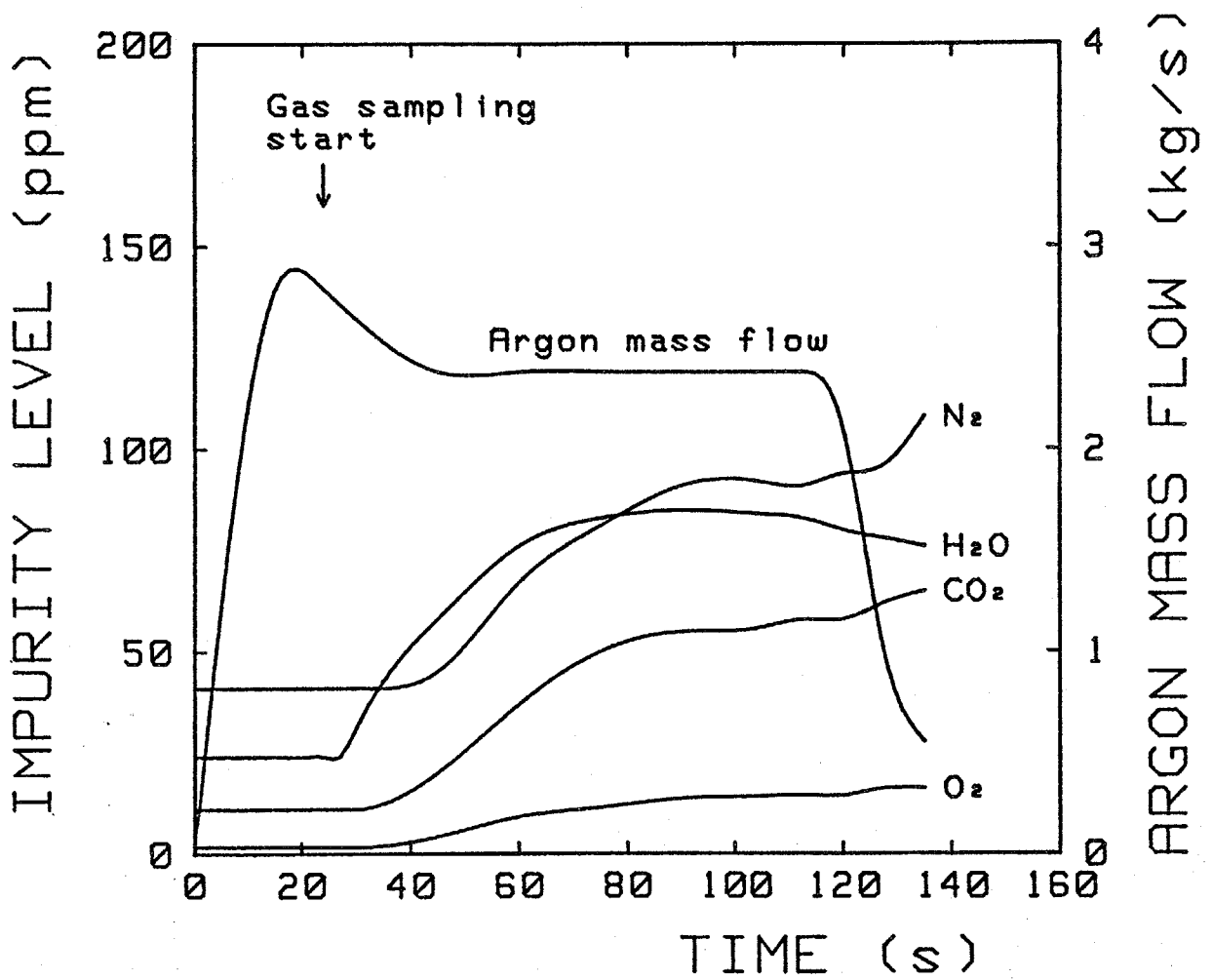


図3-15 アルゴン中の不純物濃度の経時変化
(発電機熱入力2 MW)

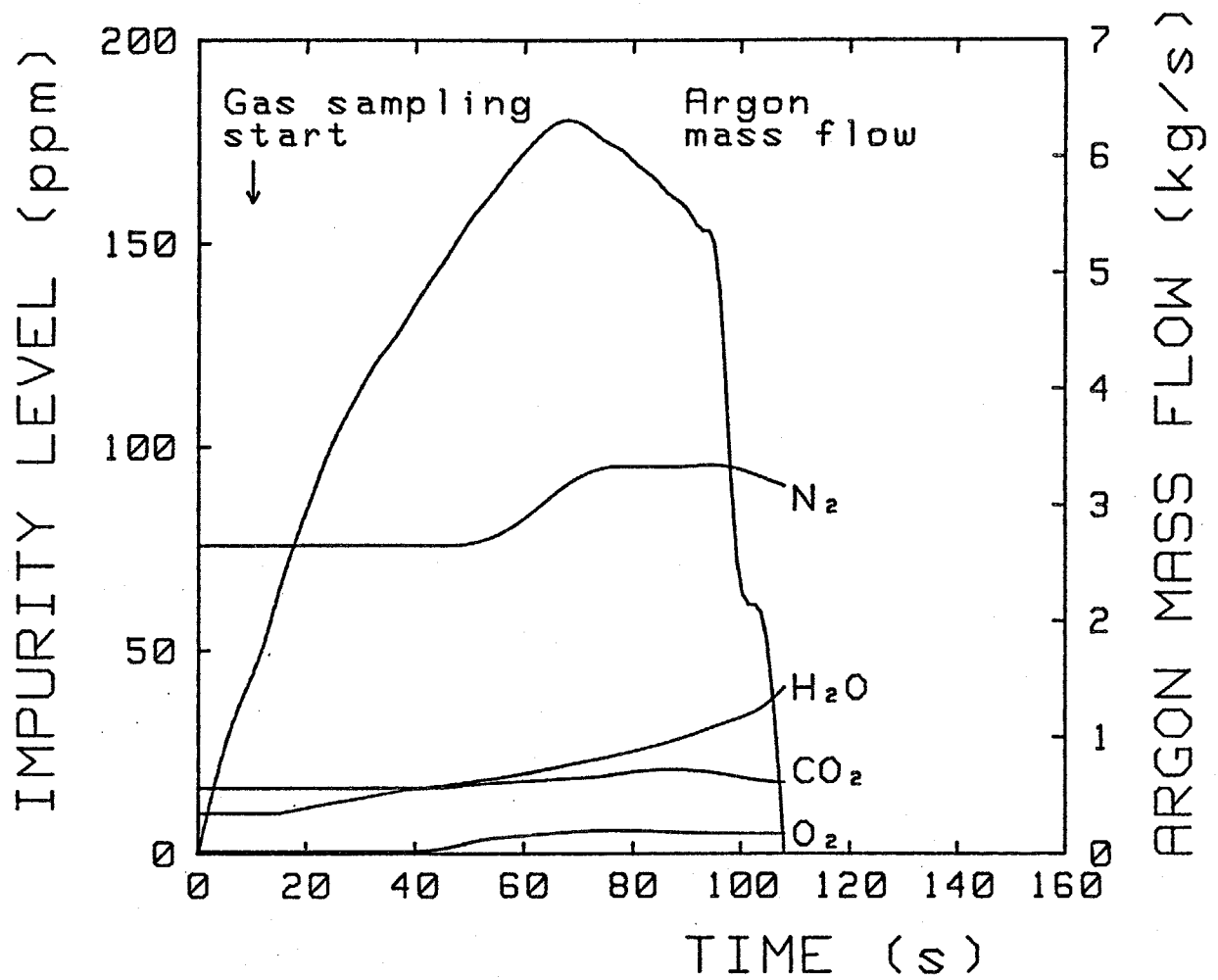


図3-16 アルゴン中の不純物濃度の経時変化
(発電機熱入力6 MW)

3. 8 まとめ

モデル熱交換器での基礎実験に基づいて、Fuji-1 高温熱交換器を設計し、製作を依頼した。そして、天然ガスの燃焼ガスによってアルゴンを加熱するブローダウン実験を行ったところ、以下のようなほぼ満足できる特性が得られた。

- a) 加熱時ならびにアルゴンブロー時のペブル床頂上部最高温度として、それぞれ、 1850°C ならびに 1800°C が得られ、熱交換器出口最高アルゴン温度として 1700°C が得られた。
- b) 加熱後の真空排気性能として、約3分間の真空排気で、 5 Torr の最終到達真空度が得られた。
- c) 加熱されたアルゴン中の不純物濃度として、 N_2 は 20 ppm 、 O_2 は 5 ppm 、 CO_2 は 5 ppm 、 H_2O は 30 ppm まで抑えうることが示された。

以上の結果より、アルミナペブルを蓄熱体とする蓄熱形熱交換器を、クローズドサイクルMHD発電実験用の高温希ガス加熱器として用いることが可能であることが示された。

第4章 ベブル床内における伝熱プロセスに関する研究

4.1 ベブル床蓄熱形熱交換器内での伝熱プロセス

必要とする熱特性が得られるように、蓄熱形熱交換器を設計する場合、熱交換器内での伝熱プロセスをモデル化し、加熱気体と被加熱気体との間で、蓄熱体を媒介として、どのように熱交換がなされるかについて、伝熱解析を行わなければならない。ベブル床蓄熱形熱交換器内での伝熱プロセスは、燃焼室内、ベブル床内ならびに耐火壁内の3種類の伝熱プロセスに大別される。また、希ガス加熱器の場合、その運転モードは、燃焼ガスによる蓄熱体の加熱（加熱）、蓄熱体による希ガスの加熱（放熱）ならびに、燃焼ガスの真空排気と残留する希ガスの回収（真空排気）の三通りに分かれる。そこで、表4-1には、各運転モードにおいて、どのような伝熱プロセスが起こっているのかをまとめて示した。

まず燃焼室内においては、高温であるために、主要な伝熱プロセスは輻射熱伝達となる。輻射熱伝達は、気体、ベブル床上面、耐火壁のそれぞれの間で起こる。また、気体の流れに伴う熱輸送もあり、気体と耐火壁との間の対流熱伝達や燃焼反応による発熱などもある。これらの伝熱プロセスのモデル化は、それほど容易ではなく、特に、上記のすべての伝熱プロセスを考慮に入れなければならない加熱時においては、燃焼における伝熱、流体ならびに化学反応を同時にモデル化しなければならない。

次に、ベブル床内の伝熱プロセスに関しては、一番重要となるのが、気体とベブルとの間の熱伝達である。しかしそれ以外にも、気体の混合・拡散による熱伝達、ならびにベブル床内の熱伝導があり、ベブルが急速に加熱、冷却される場合には、単一のベブル内での熱伝導も考慮に入れる必要がある。さらに、ベブル床と耐火壁との境界においては、気体と耐火壁ならびに、ベブル床と耐火壁との間の熱伝達も考えなければならない。

また、耐火壁については、内部での熱伝導が主となるが、外壁容器から外気への熱逃げを考えねばならず、熱交換器全体から見た場合、これが熱損失となるため、その評価はやはり重要である。

そこで本章では、モデル化が困難な燃焼室内での伝熱プロセスを除いた、ベブル床内ならびに耐火壁内における伝熱プロセスについて、詳細な検討を行う。

表 4-1 ベブル床蓄熱形熱交換器内での伝熱プロセス

		加熱時	放熱時	真空排気時
燃焼室	ベブル床上面と気体との間の輻射熱伝達	○		
	ベブル床上面と耐火壁との間の輻射熱伝達	○	○	○
	気体間の輻射熱伝達	○		
	気体と耐火壁との間の輻射熱伝達	○		
	耐火壁間の輻射熱伝達	○	○	○
	気体と耐火壁との間の対流熱伝達	○	○	
	気体の混合・拡散による熱伝達	○	○	
	燃焼反応による発熱	○		
ベブル床	気体とベブルとの間の熱伝達	○	○	
	気体の混合・拡散による熱伝達	○	○	
	ベブル床中での熱伝導	○	○	○
	単一ベブル内での熱伝導	○	○	○
	気体から耐火壁への熱伝達	○	○	
	ベブル床から耐火壁への熱伝達	○	○	○
耐火壁	耐火壁内での熱伝導	○	○	○
	耐火壁外壁から外気への熱伝達	○	○	○

4. 2 蓄熱形熱交換器の熱特性に関するこれまでの研究

蓄熱形熱交換器においては、同一の蓄熱体中を交互に、加熱気体と被加熱気体とが通過する。この加熱と放熱の一回ずつの組み合わせを一周期とした時、加熱・放熱の繰り返しのよって、熱交換器は「定常状態」に達し、ある周期内での熱交換器内の温度変化は、その前の周期のそれと等しくなる。蓄熱形熱交換器のこのような周期的な運転に対する熱特性解析が、これまでの研究の中心となってきた。

固体壁によって隔てられた流路中を、加熱気体と被加熱気体が通過することによって熱交換が行われる隔壁形熱交換器においては、定常状態では、両気体ならびに固体壁の温度は、空間のみの関数となり、時間には依存しない。しかし、蓄熱形熱交換器では、定常状態においても、気体温度ならびに蓄熱体温度は、空間と時間の両方に依存する。従って、その熱特性の解析も複雑であり、これまで様々な研究がなされてきた。

蓄熱形熱交換器の加熱時と放熱時における伝熱プロセスは、同一の微分方程式で表わすことができる。まず、気体が蓄熱体中を通過する過程で、蓄熱体に熱を与える（もしくは、蓄熱体から熱をもらう）ことによって温度が変化することを、方程式で表わせば、次式のようなになる。

$$-\dot{m}c_g \left(\frac{\partial T_g}{\partial z} + \frac{1}{v} \frac{\partial T_g}{\partial \tau} \right) = A_{gp} h_{gp} (T_g - T_p) \quad (4-1)$$

一方、蓄熱体が気体から熱をもらう（もしくは、気体に熱を与える）ことによって温度が変化することは、次式で表わされる。

$$(1-\epsilon) \rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial \tau} = A_{gp} h_{gp} (T_g - T_p) \quad (4-2)$$

加熱時と放熱時の方程式を結びつける周期条件として、加熱終了時の蓄熱床内温度分布は、放熱開始時のそれに等しく、逆に、放熱終了時の蓄熱床内温度分布は、加熱開始時のそれに等しい、という条件がある。そこで、加熱時の記号をh、放熱時の記号をcとし、軸方向の原点を、加熱時は蓄熱床頂上部に、放熱時は蓄熱床底部にとる（すなわち、気体の流入する側を原点にとる）と、上記の条件は、加熱開始時に対しては、

$$T_p^h(z, 0) = T_p^c(H-z, P^c) \quad (4-3)$$

と表わされ、放熱開始時に対しては、

$$T_P^C(z, 0) = T_P^h(H-z, P^h) \quad (4-4)$$

と表わされる。

以上の式(4-1)～(4-4)は、加熱時間が P^h 、放熱時間が P^c の周期的な連続運転下にある蓄熱形熱交換器の伝熱プロセスを表わす、最も単純化された解析モデルである。このモデルでは、以下のような条件が仮定されている。

- a) 加熱、放熱気体ともに、蓄熱床内の半径方向には均一であり、その流量は時間によって変化しない。
- b) 蓄熱床中ならびに気体中のいずれにおいても、気体の流れに沿う方向(すなわち軸方向)の熱伝導は無視される。
- c) 加熱時ならびに放熱時において、蓄熱体と気体の各物性値ならびに熱伝達係数は、時間的・空間的に変化しない。ただし、それらの値は、加熱時と放熱時とは異なってもよい。

以上の条件に、加熱気体ならびに被加熱気体の流入温度は時間的に変化しない、という条件が加えられたものが、初期の研究の大部分であり、Anzelius [4-1]、Nusselt [4-2]、Housen [4-3]、Schumann [4-4]らによって詳細に研究がなされた。

これらの成果に基づき、その後、気体の流入温度が変化する場合や、蓄熱体の初期温度を任意に選ぶ場合[4-5]、蓄熱床内の流れと垂直な方向の熱伝導を考慮する場合[4-6、4-7]、蓄熱床内の流れに沿う方向の熱伝導を考慮する場合[4-8]、気体中の流れと垂直な方向の熱伝導を考慮する場合[4-9]ならびに、気体の流量が変化する場合[4-10、4-11]など、種々の条件下での蓄熱形熱交換器の熱特性解析がなされてきた。

これらの研究の大部分は、蓄熱形熱交換器の熱特性を解析的に求めようとしているため、比較的単純な計算モデルしか扱えず、前節に述べたような種々の伝熱プロセスをすべて考慮に入れた計算は、ほとんどなされていない。また、計算結果と実測結果とを比較した例は少なく、特に、蓄熱床内の温度計測が困難な、高温域での実測結果に対する解析を行った例はほとんどない。

近年の大型計算機の進歩に伴い、複雑な方程式も、数値計算によってその解を求めることが可能になってきた。そのため、前述したような様々な伝熱プロセスを考慮に入れた計算モデルを立て、それを解くこと自体は、比較的容易になってきている。しかし、その際に、各伝熱プロセスを定量化する上で重要となる、種々の伝熱パラメータ(熱伝達係数、熱伝導率など)の値をどのように決定すれば

よいか問題となる。

粒状物質の充填床中での各種の伝熱パラメータに関しては、これまで、主として化学工学の分野で数多くの研究がなされてきた。充填床中での現象が非常に複雑であるため、理論的に伝熱パラメータの値を求めることは困難であり、多数の実測データを一番うまく説明できる相関式を求めるという手法で、各伝熱パラメータの種々の評価式が提案されてきた。ただ、それらのデータは、ほとんどが比較的低い温度の、しかも、小さな粒子を充填した小型の充填床を用いての実験によって得られたものである。そのため、大型の蓄熱床中に充填された、粒径の大きなペブルが高温に加熱される、ペブル床蓄熱形熱交換器に対して、従来から提案されている充填床中での伝熱パラメータの評価式をそのまま適用できるという保証は必ずしもないと考えられる。

そこで、ペブル床中ならびに耐火壁中での軸方向・半径方向の詳細な温度分布計測が行われた Fuji-1 高温熱交換器に対して、前章で示した各運転モードでの実測結果に対して伝熱解析を行い、実測データとの比較を行うことにより、各伝熱パラメータの妥当な値を推定できるものと考えられる。Fuji-1 高温熱交換器の場合、加熱過程においては、ペブル床を通過する燃焼ガスの有する熱量の約30%は、耐火壁の昇温に用いられる。そのため、ペブル床中での熱伝達だけでなく、耐火壁内での熱伝達をも同時に考慮に入れなければならない。また、この耐火壁への熱伝達は、ペブル床と耐火壁との境界において起こるため、ペブル床内に半径方向の温度分布が生じ、実際の現象に近い解析を行うためには、軸方向と半径方向とを考えた二次元解析を行う必要がある。ただ、モデルを単純化させて、ペブル床内での半径方向の温度分布を無視し、ペブル床内では軸方向、耐火壁内では半径方向の温度分布のみを考慮した、準一次元解析によって、主要な伝熱プロセスのみを追うことも可能である。そこで以下に、一次元と二次元の両方の解析結果を示し、その両者を比較しながら、各伝熱パラメータの詳細な検討を行う。

4.3 一次元伝熱解析

最初に、最も単純な解析モデルとして、気体とペブルとの間の熱伝達と、気体と耐火壁との間の熱伝達のみを考えた、一次元モデルについて検討する。基礎方程式は、以下の通りである。

$$-\dot{m}c_g \left(\frac{\partial T_g}{\partial z} + \frac{1}{v} \frac{\partial T_g}{\partial \tau} \right) = A_{gp}h_{gp}(T_g - T_p) + A_{gw}h_{gw}(T_g - T_{w0}) \quad (4-5)$$

$$(1-\varepsilon)\rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial \tau} = A_{gp}h_{gp}(T_g - T_p) \quad (4-6)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial \tau} = \frac{k_w}{c_w \rho_w} \left(\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} \right) \quad (4-7)$$

式(4-5)は気体に関するエネルギー収支を示す式で、右辺第1項は気体とペブルとの、第2項は気体と耐火壁との間の伝熱項である。左辺については、第1項に比べ、第2項は無視できるので、式(4-5)は、式(4-8)のように簡略化される。

$$-\dot{m}c_g \frac{\partial T_g}{\partial z} = A_{gp}h_{gp}(T_g - T_p) + A_{gw}h_{gw}(T_g - T_{w0}) \quad (4-8)$$

式(4-6)はペブルに関するエネルギー収支を示しており、式(4-7)は、耐火壁内の半径方向の非定常熱伝導を示している。

計算の初期条件として、ペブル床ならびに耐火壁の一樣温度(=23℃)を仮定し、最初に、加熱空気による予熱時のペブル床内ならびに耐火壁内の温度の経時変化を計算した。そして、得られた最終温度分布を、ペブル床ならびに耐火壁の加熱時の初期温度分布とした。また、アルゴンブロー時には、ペブル床内の初期温度分布は、ペブル床の中心軸上で測定した実測値に合わせてあり、耐火壁の初期温度分布は、加熱時の計算で得られた最終温度分布を用いている。

ペブル床入口の気体温度としては、加熱時は図3-11に示す中心軸上の高さ3mでの燃焼ガス温度の実測値を使用し、アルゴンブロー時は23℃の一定温度を仮定した。またペブル床を通過する気体の流量は、加熱時には図3-3にMainと記された燃焼ガス流量を、またアルゴンブロー時には、図3-16に示すアルゴン流量を仮定した。さらに、ペブル床と耐火壁の境界における境界条件として、

$$h_{gw}(T_g - T_{w0}) + k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = 0 \quad (4-9)$$

を仮定し、耐火壁の外壁にあたる鉄製容器は、電気ヒーターで加熱されているため、その温度の経時変化は、実測値で与えた。

式(4-6)～(4-8)に含まれる伝熱パラメータとしては、気体とベブルとの間の熱伝達係数 h_{gp} と、気体と耐火壁との間の熱伝達係数 h_{gw} があるが、それらは、以下の式で与えた。

$$h_{gp} = F_{hgpp} \left[\frac{0.255}{\epsilon} Pr^{1/3} Re^{2/3} \frac{k_g}{d_p} + \frac{\sigma}{T_g - T_p} (E_g T_g^4 - E_g T_p^4) \right] \quad (4-10)$$

$$h_{gw} = F_{hgw} \left[0.2 Pr^{1/3} Re^{0.8} \frac{k_g}{d_p} + \frac{\sigma}{T_g - T_w0} (E_g T_g^4 - E_g T_w0^4) \right] \quad (4-11)$$

両式とも、右辺の第1項は、対流熱伝達係数〔式(4-10)は文献[4-12]、式(4-11)は文献[4-13]〕、第2項は輻射熱伝達係数であり、全体に補正係数 F がかけられている。気体の種々の物性値ならびに輻射率 E_g は、付録4-1に示す方法で求めた。

式(4-6)～(4-8)は、中心差分法による数値計算によって解いた。文献[4-14]に示された数値計算の安定条件を満足するように、ベブル床内の軸方向の刻み幅は0.05mに、また、耐火壁内の半径方向の刻み幅は0.025mに選んだ。時間の刻み幅は、加熱時は60秒、アルゴンブロー時は0.5秒に選んだが、時間、距離とも、刻み幅を小さくしても、計算結果にほとんど違いは見られなかった。

加熱時のベブル床内温度の経時変化の計算にあたって、前述した耐火壁への熱伝達の項の影響がどの程度あるのかを調べるため、式(4-11)の F_{hgw} の値を変えて計算を行い、得られた加熱終了時の温度分布を実測値とともに図4-1に示した。この図から、 $F_{hgw} = 1$ とすれば、比較的実測値と一致する計算を行えることがわかる。ただ、ベブル床上部では、実際の温度分布は、耐火壁への熱伝達を無視した $F_{hgw} = 0$ の場合に近くなっている。これは、燃焼ガスがベブル床に流入した直後は、半径方向の混合があまり起こらず、式(4-8)の右辺第2項がないほうが、むしろ実測結果と一致するためと考えられる。また、アルゴンブロー時については、計算結果が F_{hgw} の値にほとんど依存しなかったため、以下の h_{gp} に関する考察においては、 $F_{hgw} = 1$ として計算を行った。

気体とベブルとの間の対流熱伝達係数については、式(4-10)を含めて、種々の式が提案されており、それらの間には、最大±25%の違いがある[4-15]。

そこで、熱特性を決める重要なパラメータである h_{gp} の値によって、計算結果にどの程度の違いがでるのかを調べるため、 F_{hgp} の値を変えて、加熱時及びアルゴンブロー時のベブル床内温度の経時変化の計算を行った。そして、各高さの中心軸上での実測値と計算値との誤差の二乗を、加熱時は2

時間おきのデータについて、またアルゴンブロー時は10秒おきのデータについて平均し、その二乗根をとったものを、時間的、空間的平均誤差と考え、図4-2に $F_{h_{gp}}$ の関数として示した。加熱時は、各高さで燃焼ガス温度とベブル温度の計算値がほぼ同じであるため、ベブル温度の計算値と実測値との誤差をとった。しかしアルゴンブロー時は、特にベブル床下部で両者の値が大きく違うため、ベブルで囲まれた閉空間内にある熱電対が、アルゴンによって冷却されると考えて、ベブルとアルゴンの温度の計算値から、熱電対の応答遅れを考慮に入れて、熱電対の指示温度の予測値を計算し、それと実測値との誤差をとった。

図4-2より、 $\pm 25\%$ 程度の h_{gp} の違いならば、計算結果にそれほど大きな影響はないことがわかる。図4-3、4-4には、 $F_{h_{gp}} = 1$ の場合のベブル床内温度の経時変化の計算結果が示されている。また、 $F_{h_{gp}} = 1$ の場合について、式(4-10)の右辺第2項、すなわち輻射熱伝達の項をとって計算した結果を、図4-2中に黒丸印で示したが、この項は、計算結果に影響がないことがわかる。

以上より、 h_{gp} としては、式(4-10)の対流熱伝達係数を使用して、ほぼ問題がないことが示された。なお、式(4-10)の対流熱伝達係数が与えられている文献[4-12]においては、レイノルズ数が約4000までの領域の実験データに基づいて熱伝達係数の評価式を決定しており、本実験条件下のレイノルズ数は、この範囲内に入っている。

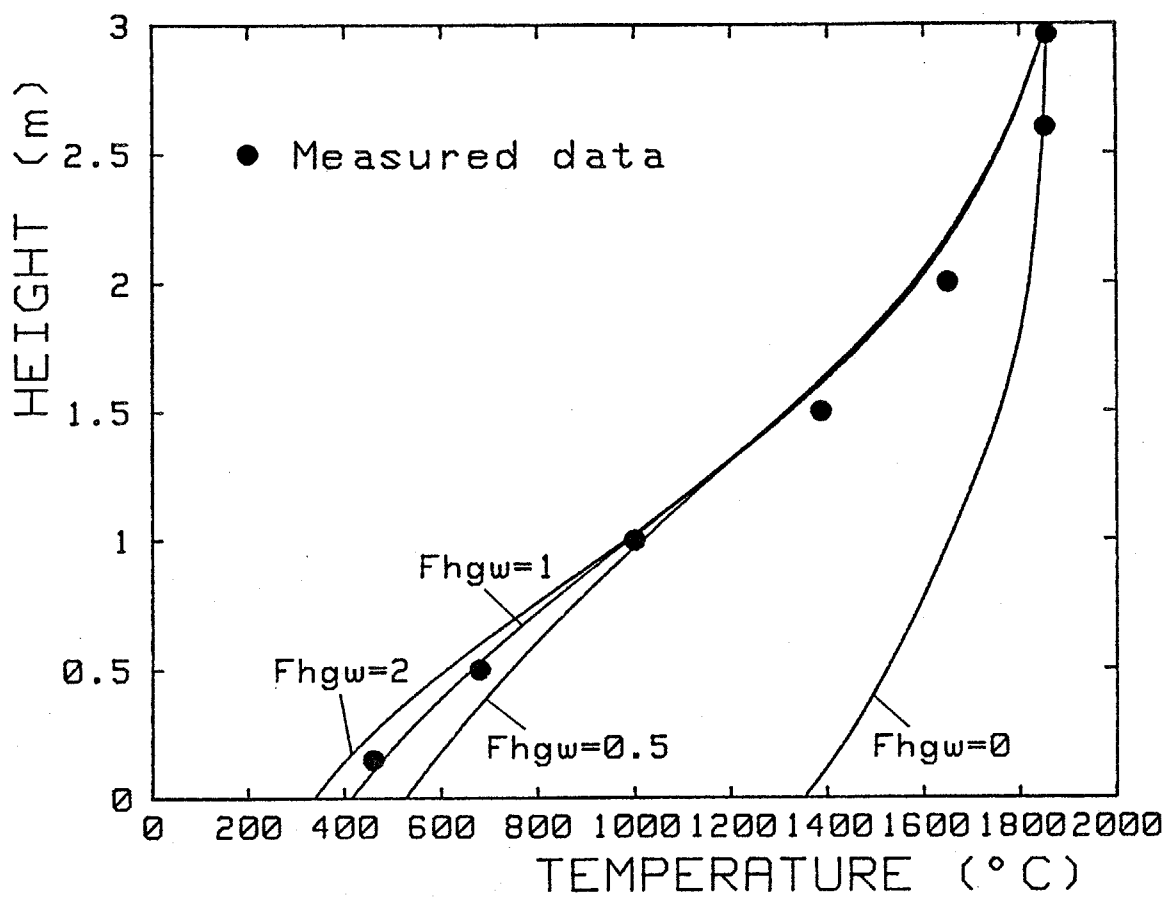


図4-1 加熱時の温度分布計算に与える F_{hgw} の影響

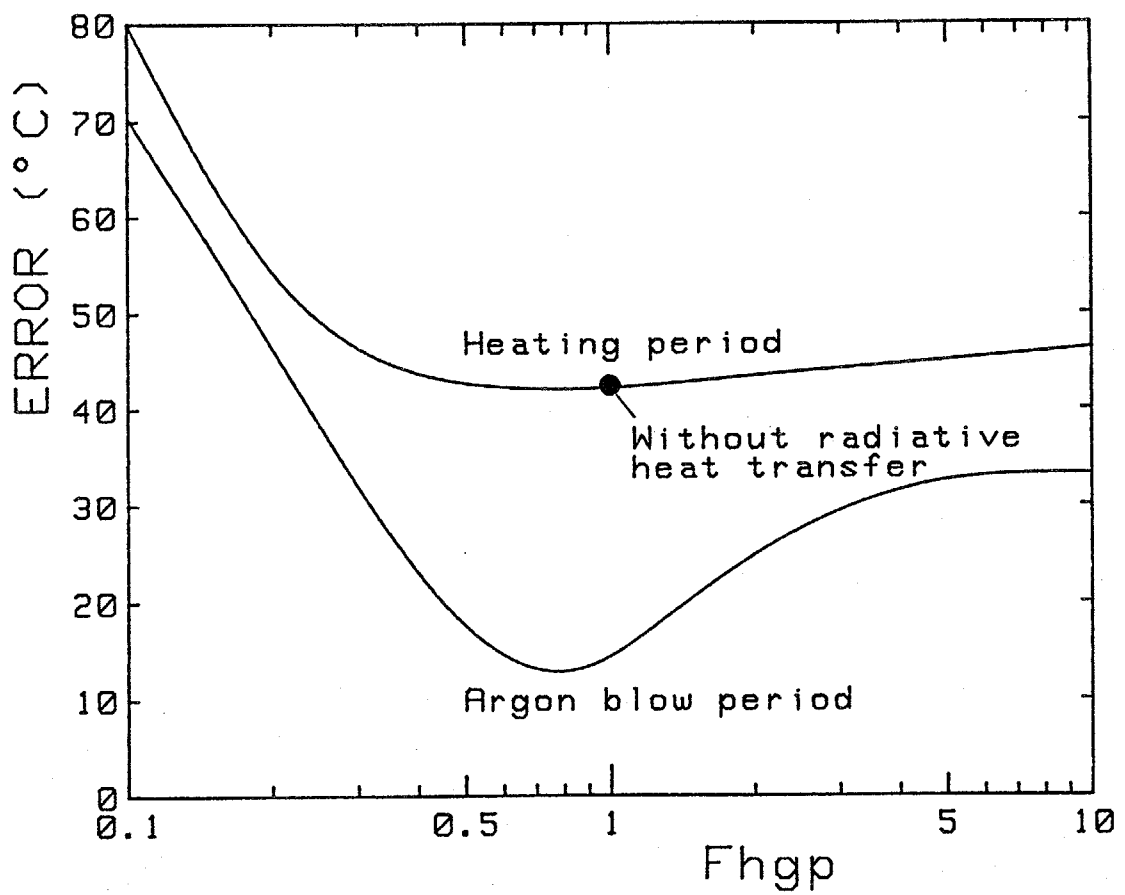


図4-2 計算結果と実測結果との誤差と F_{hgp} の関係

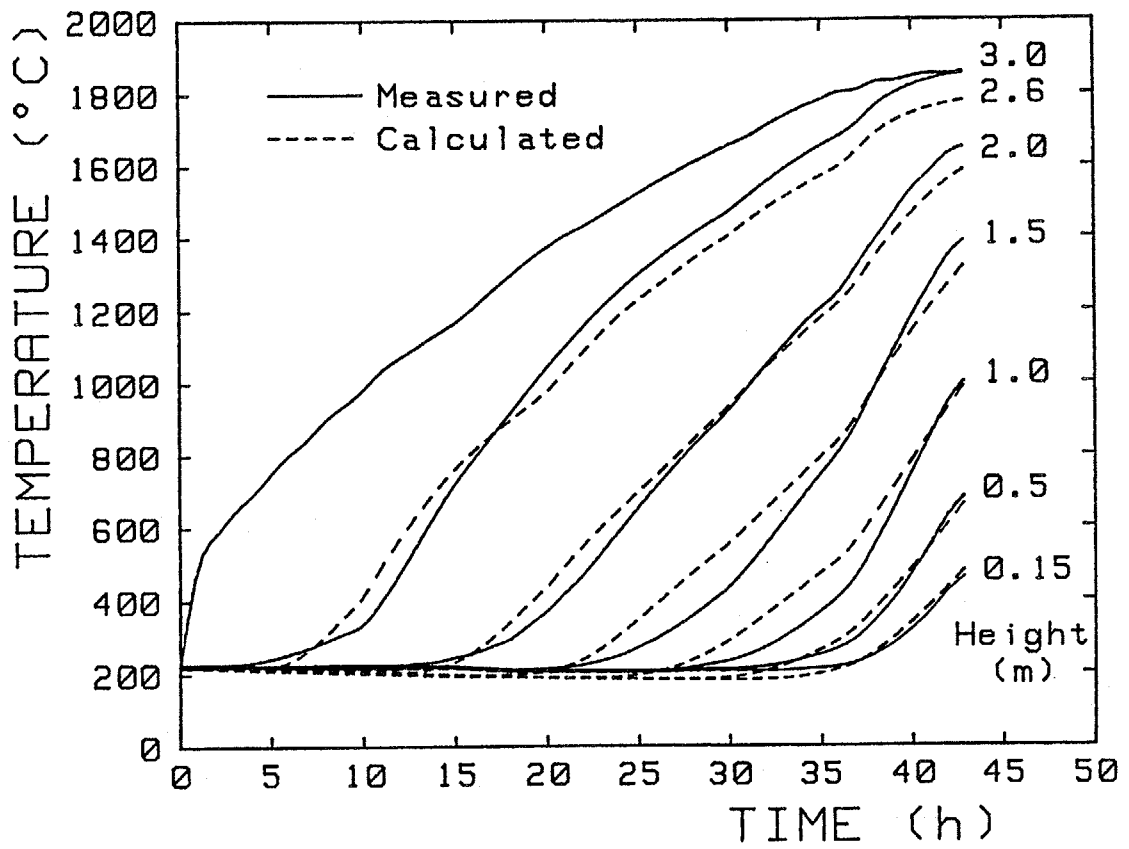


図4-3 加熱時のペブル床内温度の経時変化

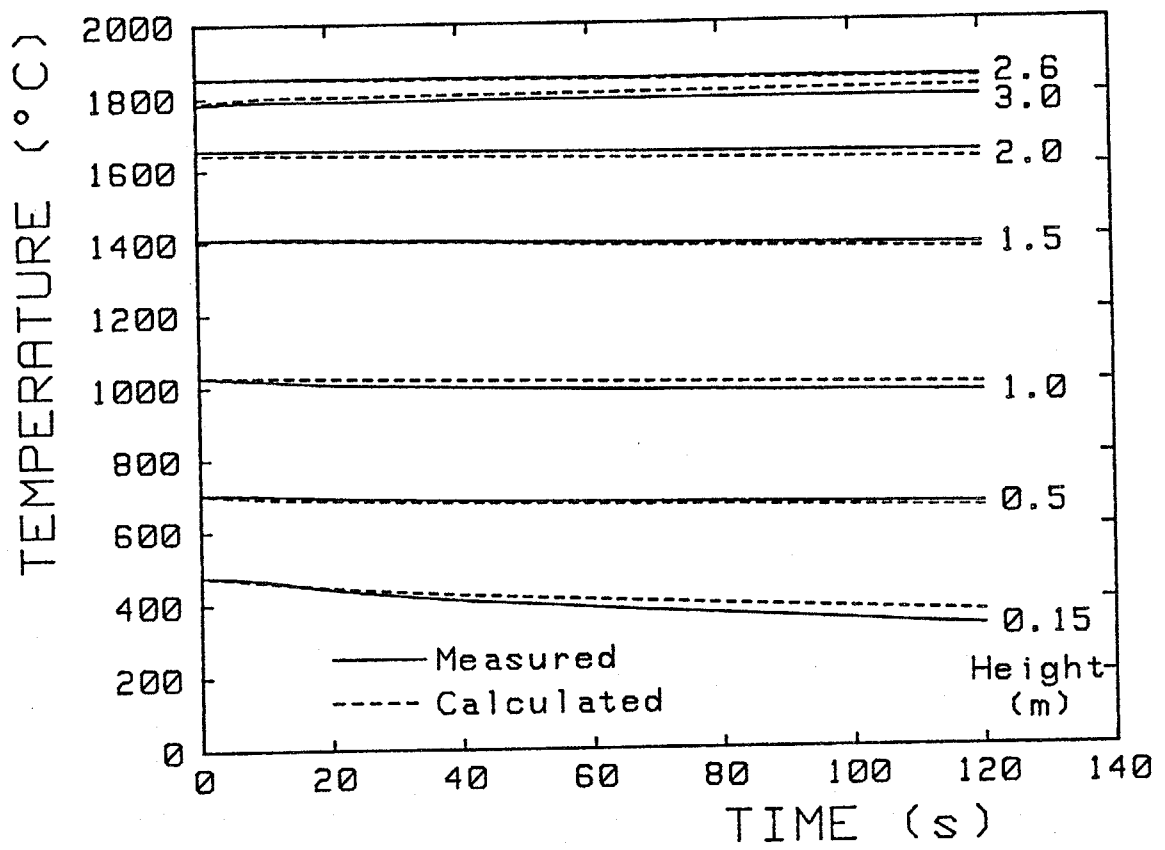


図4-4 アルゴンブロー時のペブル床内温度の経時変化

4. 4 二次元伝熱解析

以上の一次元伝熱解析により、主要な伝熱パラメータである、気体とペブルとの間の熱伝達係数の評価を行うことができた。しかし、ペブル床内においては、実際には、表4-1に示したように、種々の伝熱プロセスが起こっており、それらを考慮に入れた解析モデルを用いることにより、実測結果をより正確に評価できるものと考えられる。

そこで本節では、前節の一次元解析では無視されていた、ペブル床中の軸方向・半径方向熱伝導、混合による気体中の軸方向・半径方向熱伝導、耐火壁内の軸方向の熱伝導ならびに、ペブル床と耐火壁との境界におけるペブル床から耐火壁への熱伝達、をも考慮に入れた二次元伝熱解析を行う。そして、この解析結果を、加熱時、アルゴンブロー時ならびに放冷時に実測された、ペブル床内、耐火壁内の軸方向・半径方向温度分布の経時変化と比較し、各伝熱パラメータの詳細な検討を行う。

最初にまず、表4-1に示した種々の伝熱プロセスの中で、単一ペブル内での熱伝導を考慮に入れる必要があるかどうかを調べる。アルゴンブロー時に最も温度変化の大きかった、高さ0.15mでのペブルの表面温度変化を与えた時の、単一ペブル中心部の温度変化を、第2章2.6節で述べた手法を用いて計算した。図4-5に破線でその結果を示す。SSA-995ペブルは、熱伝導率が比較的大きいため、本実験条件下では、単一ペブル表面と中心部の温度差は、せいぜい5℃程度であり、単一ペブル中での熱伝導は無視してよいことが示される。

そこで、表4-1に示した他の伝熱プロセスをすべて考慮した解析モデルとして、次のような二次元モデルを考える。

$$\begin{aligned} -\dot{m}c_g \frac{\partial T_g}{\partial z} &= A_{gp}h_{gp}(T_g - T_p) - k_{gr} \left(\frac{\partial^2 T_g}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_g}{\partial r} \right) \\ &\quad - k_{gz} \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} \end{aligned} \quad (4-12)$$

$$\begin{aligned} (1-\varepsilon) \rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial \tau} &= A_{gp}h_{gp}(T_g - T_p) + k_{pr} \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) \\ &\quad + k_{pz} \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} \end{aligned} \quad (4-13)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial \tau} = \frac{k_w}{\rho_w c_w} \left(\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \right) \quad (4-14)$$

式(4-12)は、気体に関するエネルギー収支を示す式で、気体とペブルとの間の熱伝達ならびに、気体の混合による軸方向・半径方向の熱伝導が考慮されている。ここでは、気体の流れは軸方向のみとし、半径方向の流れによる熱輸送を有効熱伝導率によって与えている。また、式(4-13)は、ペブル床に関するエネルギー収支を表わしており、気体とペブルとの間の熱伝達ならびに、ペブル床中の軸方向・半径方向の熱伝導が考慮されている。なお、単一ペブル内の温度は、上述の理由から、均一と仮定している。式(4-14)は、耐火壁内の軸方向・半径方向の非定常熱伝導を示す。気体の流れがない、真空排気時ならびに放冷時については、右辺第1項を無視した式(4-13)と式(4-14)のみを考える。

軸方向の境界条件として、まず気体温度については、ペブル床入口では温度の経時変化を実測値で与え、ペブル床出口では温度勾配を零とした。

$$T_g = T_{gi}(\tau) \quad (\text{at } z=0) \quad (4-15)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial z} = 0 \quad (\text{at } z=H) \quad (4-16)$$

また、ペブル床頂上部ならびに底部の温度は、予熱時、加熱時ならびにアルゴンブロー時では、勾配を零とし、

$$\frac{\partial T_p}{\partial z} = 0 \quad (\text{at } z=0, z=H) \quad (4-17)$$

真空排気時ならびに放冷時では、その経時変化を実測値で与えた。

$$T_p = T_{pi}(\tau) \quad (\text{at } z=0) \quad (4-18)$$

$$T_p = T_{pe}(\tau) \quad (\text{at } z=H) \quad (4-19)$$

さらに、耐火壁については、ペブル床頂上部ならびに底部での温度勾配を零とした。

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} = 0 \quad (\text{at } z=0, z=H) \quad (4-20)$$

次に、半径方向の境界条件として、ペブル床中心部での気体温度、ペブル床温度の勾配を零とした。

$$\frac{\partial T_g}{\partial r} = 0 \quad (\text{at } r=0) \quad (4-21)$$

$$\frac{\partial T_p}{\partial r} = 0 \quad (\text{at } r=0) \quad (4-22)$$

ペブル床と耐火壁との境界では、気体と耐火壁ならびに、ペブル床と耐火壁との間の熱伝達を考慮に入れた。

$$h_{gw}(T_g - T_w) + h_{pw}(T_p - T_w) + k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = 0 \quad (\text{at } r=R_0) \quad (4-23)$$

また、耐火壁の外壁にあたる鉄製容器の温度は、予熱時ならびに加熱時は、電気ヒーターで加熱されているため、その経時変化を実測値で与え、

$$T_w = T_v(\tau, z) \quad (\text{at } r=R_1) \quad (4-24)$$

真空排気時、アルゴンブロー時、放冷時ならびに、次章で述べる連続運転時においては、自然対流 [4-16] と輻射による外気への熱伝達を仮定した。

$$h_{wa}(T_w - T_a) + k_w \frac{\partial T_w}{\partial r} = 0 \quad (\text{at } r=R_1) \quad (4-25)$$

$$h_{wa} = 1.3 \left(\frac{T_w - T_a}{2R_1} \right)^{0.25} + \frac{\sigma E_v}{T_w - T_a} (T_w^4 - T_a^4) \quad (4-26)$$

以上の式中での各伝熱パラメータは、文献 [4-13] にまとめられているものを基準に、以下の各式で与えた。

$$h_{gp} = F_{hgp} \left[\frac{0.255}{\epsilon} Pr^{1/3} Re^{2/3} \frac{k_g}{d_p} + \frac{\sigma}{T_g - T_p} (E_g T_g^4 - E_g T_p^4) \right] \quad (4-27)$$

$$h_{gw} = F_{hgw} \left[0.2 Pr^{1/3} Re^{0.8} \frac{k_g}{d_p} + \frac{\sigma}{T_g - T_w} (E_g T_g^4 - E_g T_w^4) \right] \quad (4-28)$$

$$h_{pw} = F_{hpw} (2.12 \frac{k_{pr}}{d_p}) / F_{kpr} \quad (4-29)$$

$$k_{pr} = F_{kpr} \left\{ (1-\varepsilon)^{0.5} \frac{2}{k_g B} \left[\frac{(1-\frac{k_g}{k_p})^B}{k_g B} \ln\left(\frac{k_p}{B k_g}\right) - \frac{B+1}{2} - \frac{B-1}{k_g B} \right] k_g \right\}$$

$$B = 1.25 \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right)^{10/9} \quad (4-30)$$

$$k_{pz} = k_{pr} \quad (4-31)$$

$$k_{gr} = F_{kgr} \left[\left(\frac{1}{10} + \frac{2/3\varepsilon}{RePr} \right) \dot{m} c_g d_p \right] \quad (4-32)$$

$$k_{gz} = F_{kgz} \left\{ \left[\frac{0.73\varepsilon}{RePr} + \frac{0.5}{(1+\frac{9.7\varepsilon}{RePr})} \right] \dot{m} c_g d_p \right\} \quad (4-33)$$

各伝熱パラメータには、その値を変化させた時に、解析結果にどの程度の影響があるのかを調べるため、それぞれ補正係数Fがかけられている。また式(4-30)で、真空排気時ならびに放冷時における k_p は、ベブル床と同じ温度の燃焼ガスならびにアルゴンがそれぞれ充填されていると仮定して、その値の評価を行った。

計算の初期条件として、ベブル床ならびに耐火壁内の一様温度(=23°C)を仮定し、あとで示す理由から、 $F_{kgr} = 5.0$ 、 $F_{hgp} = F_{hgw} = F_{hpw} = F_{kpr} = F_{kgz} = 1$ とにおいて、最初に、予熱時のベブル床、耐火壁内温度の経時変化を計算した。そして、得られた最終温度分布を、加熱時の初期温度分布とした。以下同様に、各運転モードで計算された最終温度分布を次の運転モードの初期温度分布とした。各運転モードにおいて、伝熱パラメータの補正係数を変化させて、計算結果への影響を見る場合でも、初期温度分布としては、上記のようにして得られたものを用いている。

式(4-12)～(4-25)は、中心差分法による、数値計算で解かれ、計算に必要な物性値ならびに気体の流量等は、前節で示した一次元解析と同じものを用いた。数値計算の詳細は、付録4-2に示す。

上記の解析において、各伝熱パラメータの値が、解析結果にどの程度影響を与えるかを調べるため、

各パラメータの補正係数の値を変化させて計算を行った。そして、ペブル床内の温度変化が大きい、加熱時、アルゴンブロー時ならびに放冷時について、計算結果を実測結果と比較するため、図4-12に示された各実測点での、実測値と計算値との間の時間的・空間的平均誤差を、前節に示した手法で求めた（放冷時については加熱時と同様）。アルゴンブロー時については、時間が短く、耐火壁の温度がほとんど変化しないため、ペブル床内温度についてのみ実測値と計算値の平均誤差を求めた。

最初に、加熱時とアルゴンブロー時についての結果を示す。図4-6には、他の伝熱パラメータの補正係数の値を1において、 F_{kgr} の値を変化させた場合の結果を示した。加熱時の計算結果は、燃焼ガスの半径方向の混合による熱伝導の影響を強く受け、従来から提案されている k_{gr} の評価式では、ペブル床中心部の温度が、実測値に比べて高くなりすぎてしまう。図4-6より、 $F_{kgr} = 50 \sim 70$ で、実測値との間の平均誤差が最も小さくなることがわかり、また、図4-12に示されるような加熱終了時の温度分布も、 $F_{kgr} = 50$ とした時に、一番実測結果に近くなることが示された。

F_{kgr} は、ペブル床内での気体の流動に直接関係したパラメータであり、厳密には、ペブル床内での半径方向への気体の流れをも考慮した、二次元の流体方程式を解いて、その値を評価する必要がある。しかし、本解析モデルでは、気体の流れは軸方向のみと仮定されており、 F_{kgr} の値に大幅な修正を要するのは、半径方向の気体の流れが正しく評価できていないためと考えられる。なお、図4-12に示されるように、特にペブル床上部で半径方向の温度分布が均一になっている。そこで、半径方向の熱伝達に関係したパラメータである k_{gr} と k_{pr} についてもう少し詳しく見てみると、 k_{gr} については、式(4-32)で、 $F_{kgr} = 2$ とおいた程度の値を与える報告例もある[4-13]。また k_{pr} の値に関しては、文献によってかなり違いがある。たとえば、ペブル間の輻射による熱伝達も考慮に入れた、矢木ら[4-17]の提案した式を用いた場合には、 1700°C で k_{pr} の値がほぼ $F_{kpr} = 20$ とおいた程度の値となる。 $F_{kgr} = 50$ 、 $F_{kpr} = 1$ とした時と、 $F_{kgr} = 2$ 、 $F_{kpr} = 20$ とした時では、同程度に半径方向の熱伝達が促進されると考えられるので、従来からの報告結果に基づいても、 $F_{kgr} = 50$ としなければならなかった理由がある程度説明できる。

一方、アルゴンブロー時については、 F_{kgr} の値は、計算結果にほとんど影響を与えない。

そこで以後、 $F_{kgr} = 50$ とし、他の変化させない補正係数の値は1として、各補正係数の値を0.1~1.0の範囲で順番に変化させた。それらの結果を図4-7、4-8、4-9に示す。まず図4-8、4-9から、 F_{hgw} 、 F_{kpr} ならびに F_{kgz} の値は、計算結果にあまり影響を与えず、加熱時ならびに、アルゴンブロー時のペブル床中の伝熱プロセスとして、ペブル床中の軸方向・半径方向の熱伝導、気体の軸方向の混合による熱伝導ならびに、気体から耐火壁への熱伝達は、それほど重要ではないことが示される。また図4-7から、 F_{hgp} については、その値を1とおくことで、加熱時ならびにアルゴンブロー時ともに、実測結果との誤差をほぼ最小にすることができることがわかる。さ

らに、図4-8から、 F_{hpw} は1以上であれば、加熱時の計算結果にあまり影響を与えず、アルゴンブロー時の計算結果は、 F_{hpw} の値にほとんどよらないことが示される。

以上の結果から、ペブル床内の主要な伝熱プロセスは、加熱時には、燃焼ガスとペブルとの間の熱伝達、燃焼ガスの半径方向の混合による熱伝導ならびに、ペブル床から耐火壁への熱伝達であり、アルゴンブロー時には、アルゴンとペブルとの間の熱伝達だけであることが示された。

図4-10、4-11には、 $F_{kgr} = 50$ 、 $F_{hgp} = F_{hgw} = F_{hpw} = F_{kgr} = F_{kgz} = 1$ とおいた時の、加熱時、アルゴンブロー時の、ペブル床中心軸上での温度変化の実測値と計算値とを示した。両図の計算結果は、前節で示した一次元解析の計算結果と大体一致している。これは、 $F_{kgr} = 50$ とおくことで、半径方向の温度分布が均一化され、二次元解析が一次元解析に近くなっているためと考えられる。図4-12には、加熱終了時の、ペブル床内ならびに耐火壁内の半径方向の温度分布の計算結果と実測結果とを、種々の高さについて示した。本解析モデルにより、ほぼ実測結果が説明されている。

次に、放冷時においては、主要な伝熱プロセスは、ペブル床中の軸方向・半径方向の熱伝導ならびに、ペブル床から耐火壁への熱伝達となる。そこで、放冷時のペブル床内の温度低下の解析により、ペブル床内の熱伝導をより正確に評価できると考えられる。

図4-13には、 F_{hpw} が0.1、1、10の三通りについて F_{kpr} の値が、放冷時の計算結果にどの程度の影響を与えるかを示した。この図から、 $F_{hpw} = 1$ 、 $F_{kpr} = 10$ とおくことで、実測結果と一番合う解析が行えることがわかる。 k_r の値に関しては、前述の文献[4-17]に示された式を用いた場合には、ペブル床内の平均温度である1000℃において、 k_r の値が、ほぼ $F_{kpr} = 10$ とおいた程度の値となり、上記の結果が支持される。図4-14には、 $F_{hpw} = 1$ 、 $F_{kpr} = 10$ とした時の、放冷時の、ペブル床中心軸上での温度変化の実測値と計算値を示す。放冷時についても、本解析モデルで、実測結果がほぼ説明されている。なお、式(4-18)で示される境界条件として与えてある、高さ3mでのペブル床温度は、燃焼室内の熱損失により、急激な温度低下を示している。

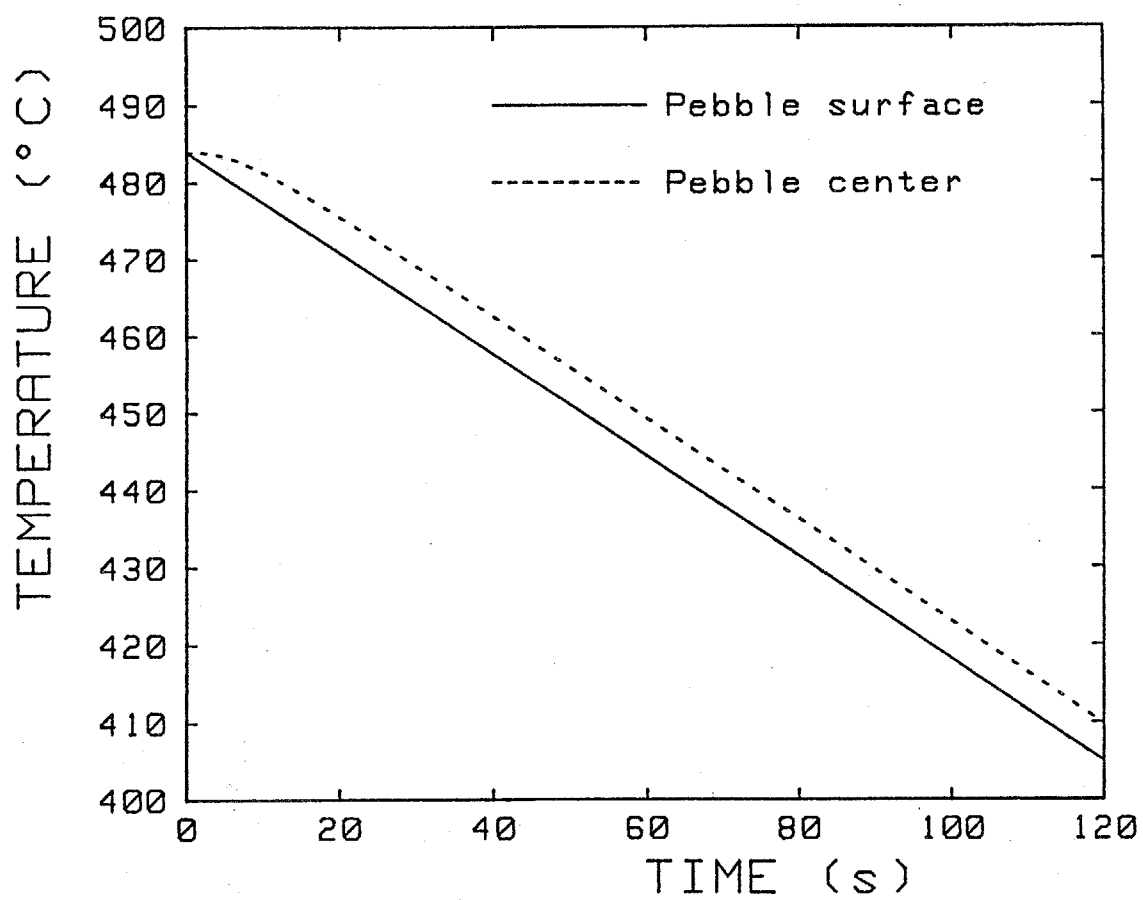


図4-5 アルゴンブロー時の単一ペブル表面と中心部の温度変化

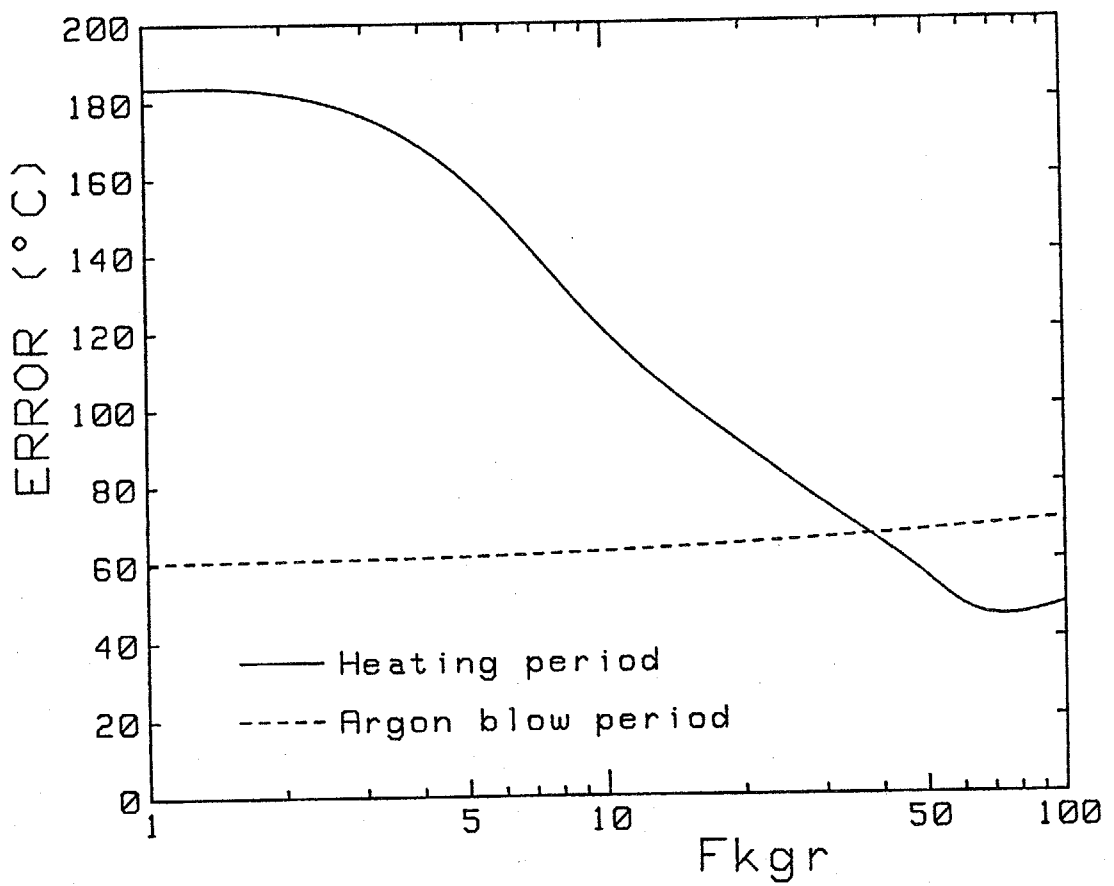


図4-6 計算結果と実測結果との誤差と F_{kgr} の関係

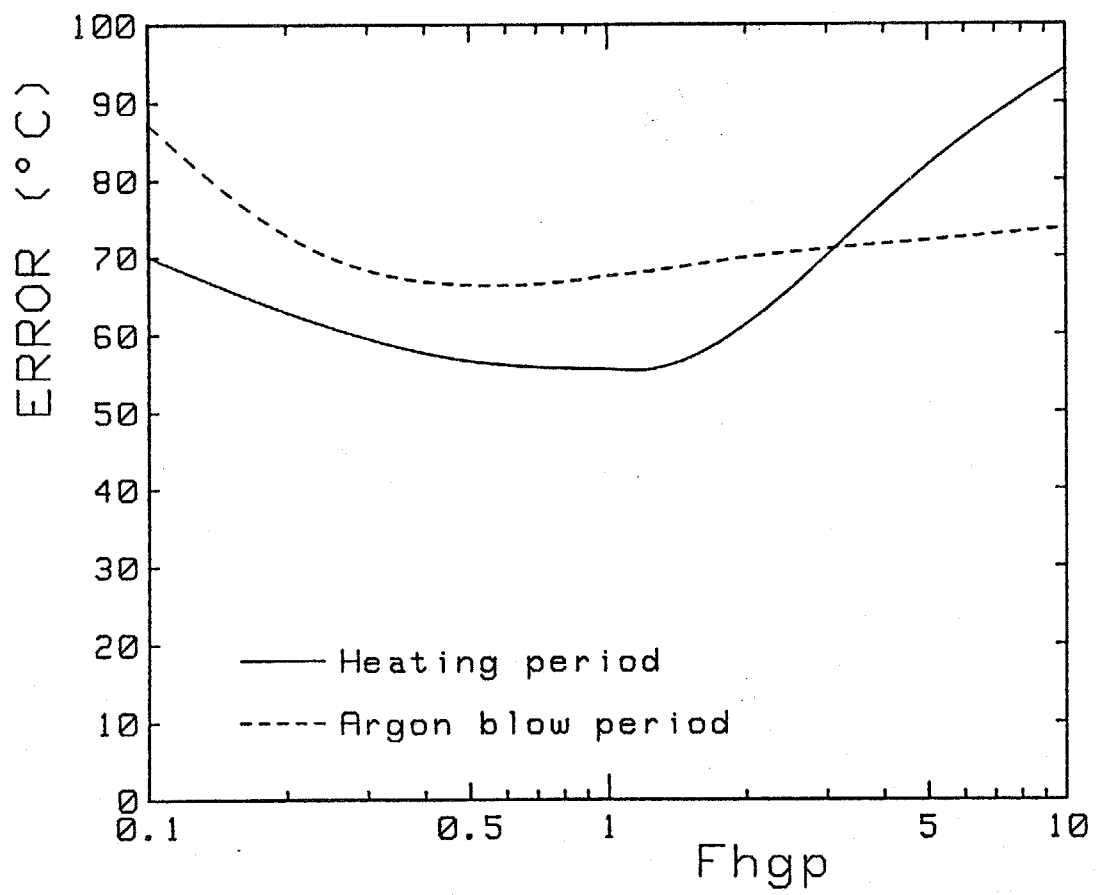


図4-7 計算結果と実測結果との誤差と F_{hgp} の関係

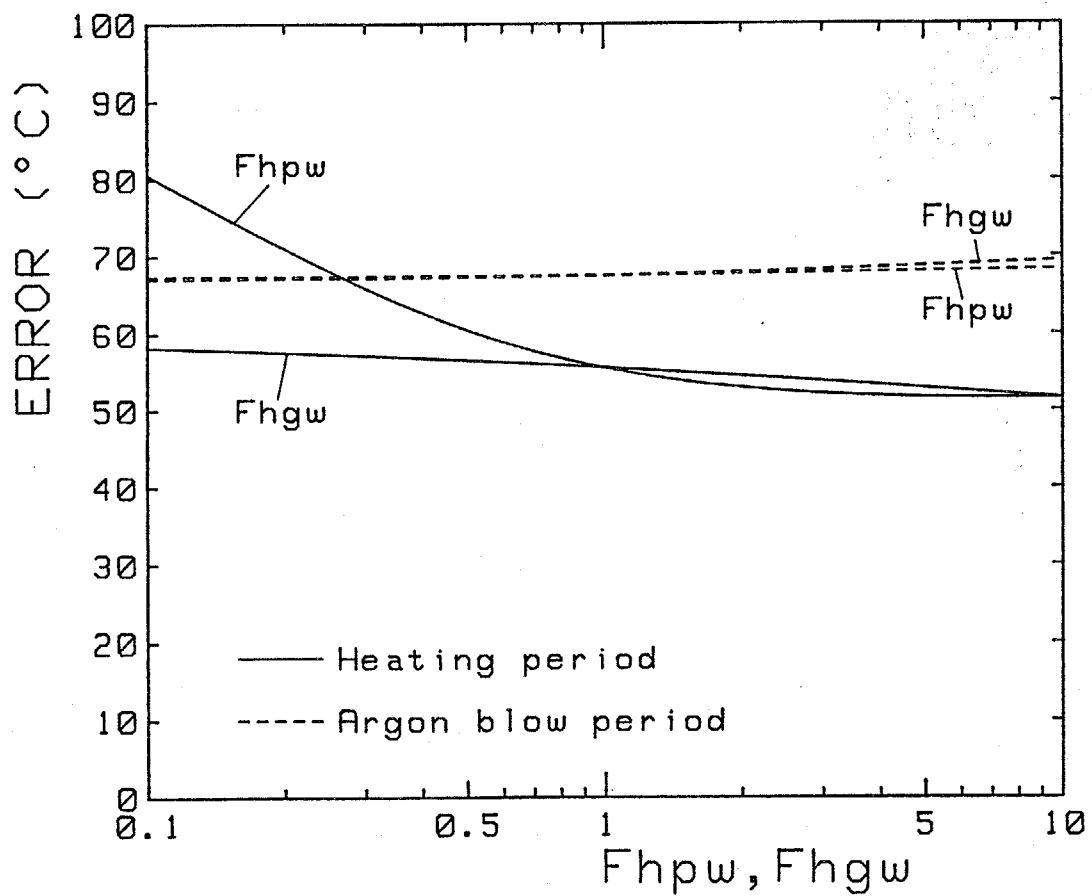


図4-8 計算結果と実測結果との誤差と F_{hpw} 、 F_{hgw} の関係

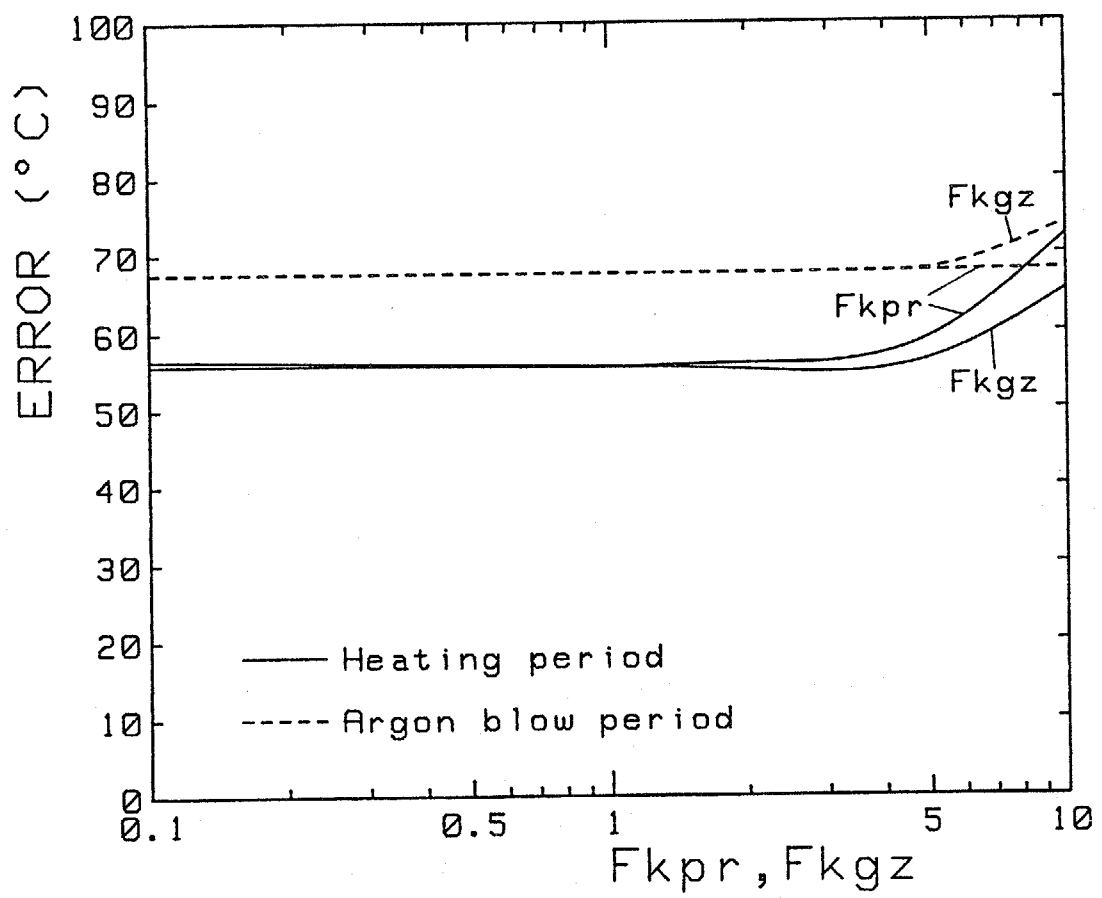


図4-9 計算結果と実測結果との誤差と F_{kpr} 、 F_{kgz} の関係

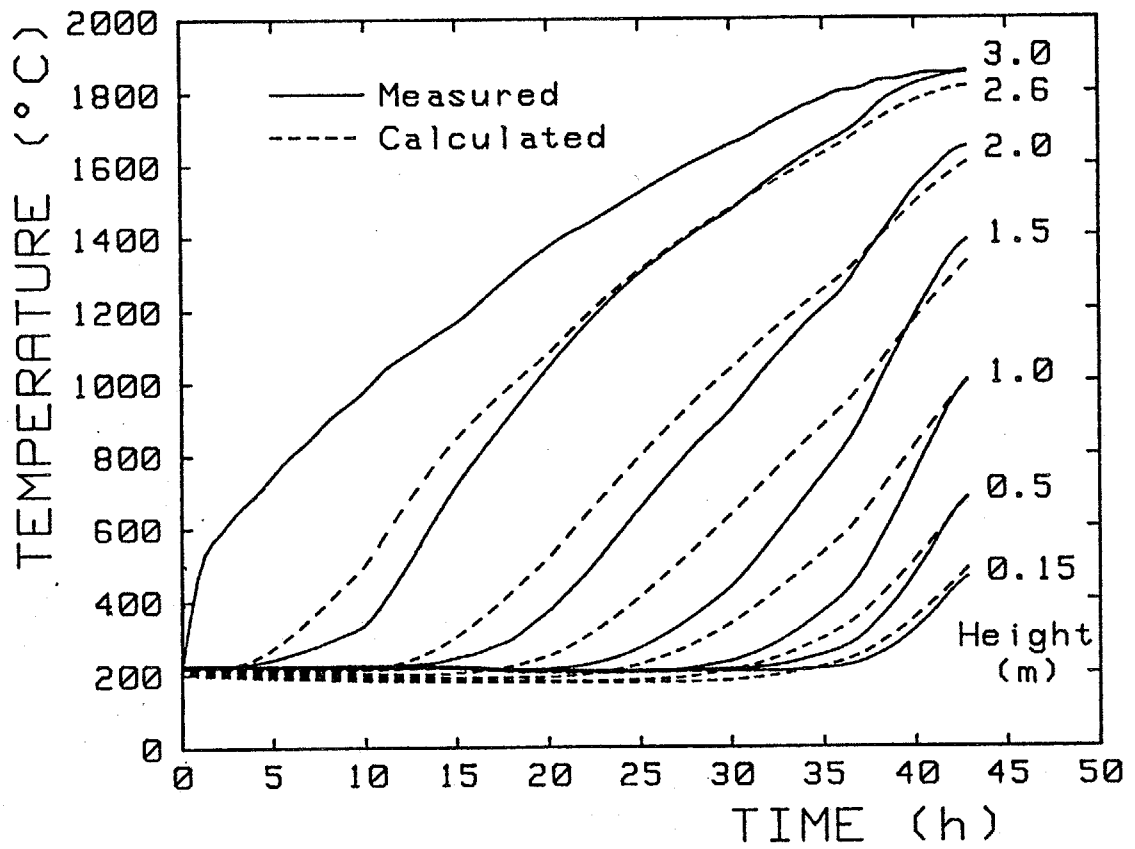


図4-10 加熱時のベブル床内温度の経時変化 ($r = 0\text{ m}$)

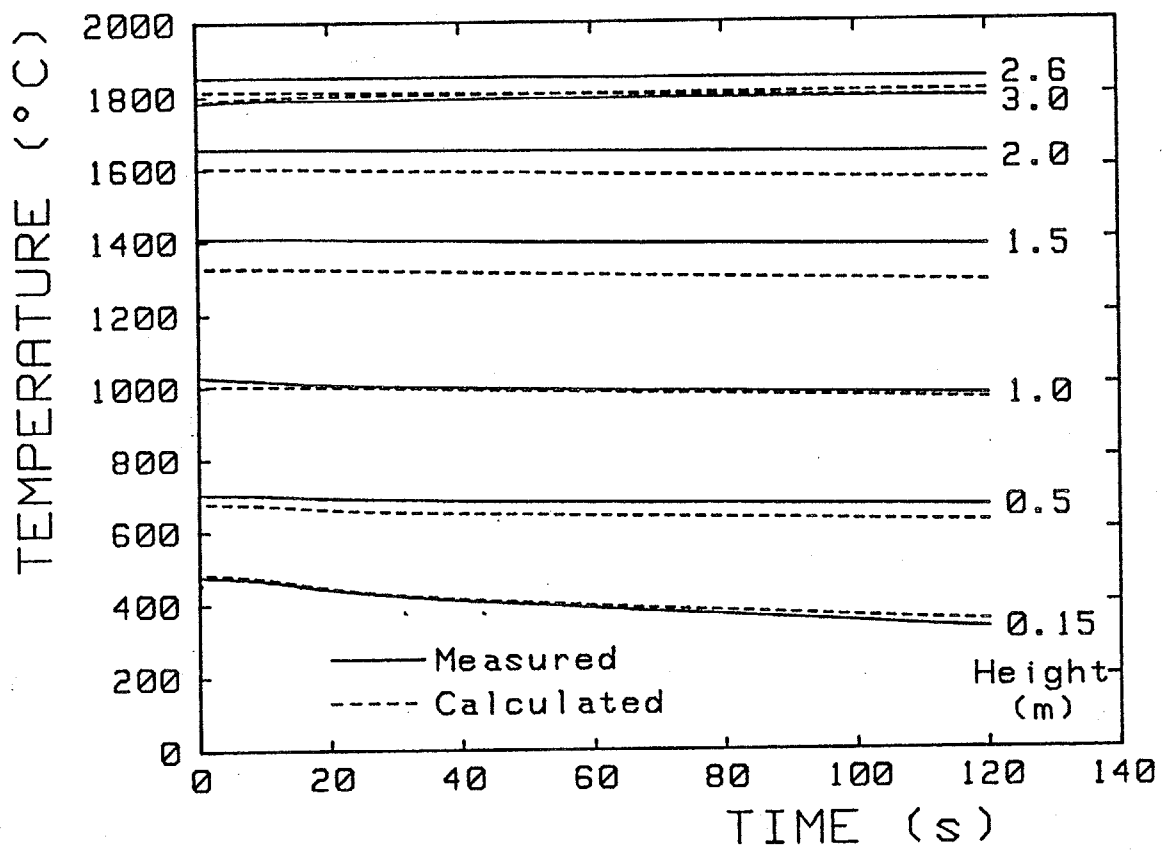


図4-11 アルゴンブロー時のベブル床内温度の経時変化 (r=0m)

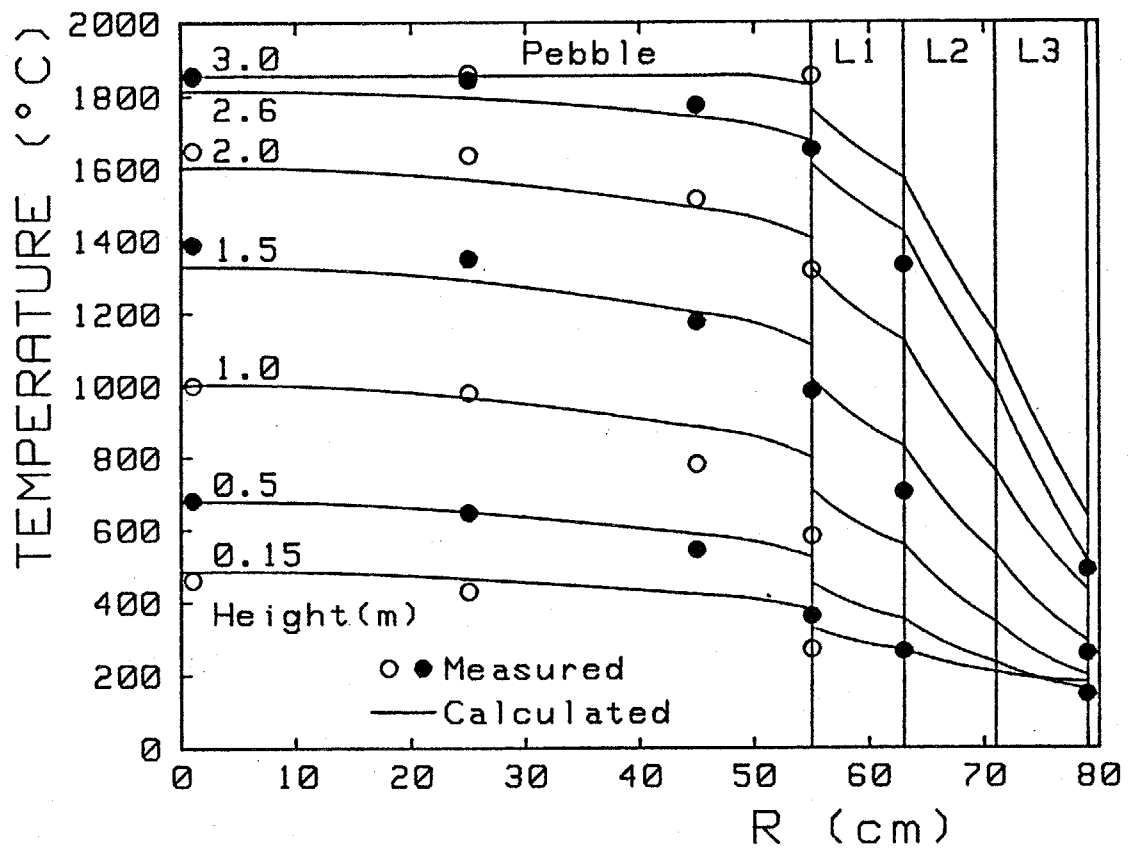


図4-12 加熱終了時のペブル床内、耐火壁内の半径方向温度分布

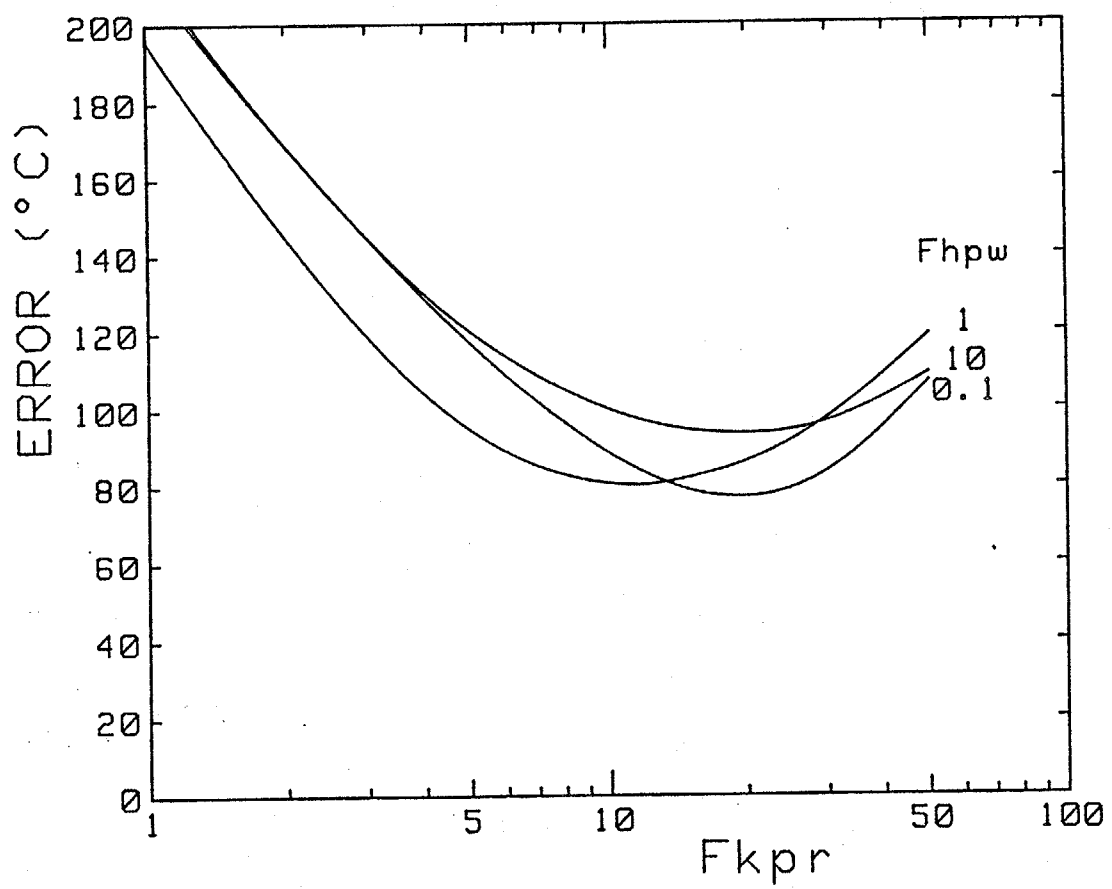


図4-13 放冷時の計算結果と実測結果との誤差と F_{hpw} 、 F_{kpr} の関係

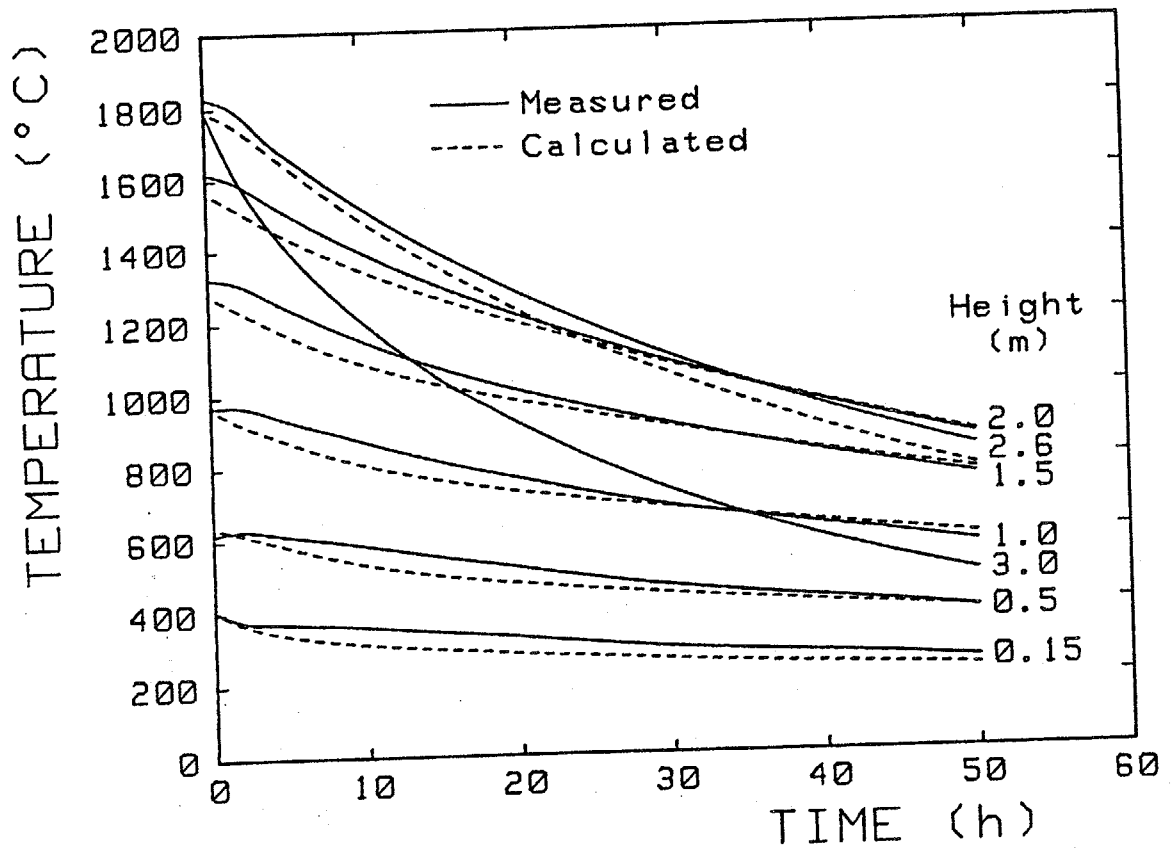


図4-14 放冷時のペブル床内温度の経時変化 (r = 0 m)

4. 5 連続運転時の熱特性

蓄熱形熱交換器を用いて、連続的に気体間の熱交換を行うためには、複数台の熱交換器を設置し、加熱と放熱とを交互に繰り返す必要がある。この連続運転時の熱特性に関しては、上述したように、これまで、種々の手法で解析がなされてきた。しかし、それらの多くは、耐火壁の影響を無視し、蓄熱床中での伝熱プロセスとして、気体と蓄熱体間の熱伝達のみを考慮した一次元解析であり、しかも、気体と蓄熱体間の熱伝達係数を温度によらない一定値としている。このような解析は、熱交換器の大きさが十分に大きく、耐火壁の影響が無視できる場合には、妥当性を有すると考えられるが、小型の熱交換器では、耐火壁の影響の検討を要する。また、耐火壁の影響が無視できる場合でも、蓄熱床中の軸方向の熱伝導ならびに、気体の軸方向の混合による熱伝導が、連続運転時においても無視できるかどうかについても調べる必要がある。

そこで本節では、前節に示した二次元解析モデルを用いて、ペブル床蓄熱形熱交換器の、連続運転時の熱特性解析を行う。表4-2に計算条件を示す。ペブル床の高さは3mとし、一定温度、流量の燃焼ガスとアルゴンが、それぞれ300秒ずつ交互にペブル床中に流入すると仮定する。また、耐火壁の構成は、Fuji-1高温熱交換器と同一とする。計算にあたっては、ペブル床ならびに耐火壁の初期温度分布を適当に与え、燃焼ガスによる加熱開始時の温度分布が定常となるまで、300秒ずつの加熱と放熱を繰り返し計算した。そして、熱特性として、その時点からの300秒間の加熱時における、ペブル床出口の燃焼ガス温度の経時変化ならびに、引き続いての300秒間のアルゴン加熱時における、ペブル床出口のアルゴン温度の経時変化を計算した。気体温度に、半径方向の分布がある場合には、気体が混合された状態での温度を出口温度とした。

最初、基準熱特性として、気体とペブルとの間の熱伝達のみを考えた場合（すなわち、 $F_{h_{gp}} = 1$ 、 $F_{h_{gw}} = F_{h_{pw}} = F_{k_{pr}} = F_{k_{gr}} = F_{k_{gz}} = 0$ ）の計算を行った。その結果を図4-15に実線で示す。続いて、以下に示すように計算条件を変えて熱特性を計算し、基準熱特性からのずれの程度を示す値として、時間的平均誤差（30秒おきの出口燃焼ガス温度ならびにアルゴン温度について、基準熱特性のそれとの差の二乗を平均し、その二乗根をとったもの）を求めた。

図4-16には、耐火壁への熱伝達が無視できる場合について（すなわち、 $h_{pw} = h_{gw} = k_{pr} = k_{gr} = 0$ ）、伝熱プロセスとして、気体とペブルとの間の熱伝達以外にペブル床中の軸方向の熱伝導を考慮した時（ $F_{k_{pr}} = 1$ として k_{pz} を計算）ならびに、気体の軸方向の混合による熱伝導を考慮した時（ $F_{k_{gz}} = 1$ として k_{gz} を計算）の熱特性が、それぞれ基準熱特性からどの程度ずれるかを示した。この図から、連続運転時においても、両者の伝熱プロセスは、それほど重要ではないことがわかる。また、同じく図4-16には、 $F_{h_{gp}}$ の値を変化させた時ならびに、 h_{gp} を一定値（ペブル床内の平均温度である965°Cで評価した値）に固定した時の熱特性についても、基準熱特性からのず

れを示した。この結果から、 h_{gp} を大きめに評価するほうが、小さめに評価するよりも、計算結果に与える影響が少ないことがわかる。常温に比べて、 1800°C では h_{gp} の値は約2倍になるため、 h_{gp} を一定値とする場合には、高めの温度で評価した値を用いたほうが、より正しい熱特性の予測ができることが示される。

最後に、ペブル床の半径を大きくしていった時に、耐火壁への熱伝達の影響がどの程度小さくなるのかを調べた。まず、Fuji-1 高温熱交換器の場合（ペブル床半径 0.55 m ）について、 $k_{pz} = h_{gz} = 0$ 、 $F_{hgp} = F_{hgw} = F_{hgw} = 1$ 、 $F_{kpr} = 10$ 、 $F_{kgr} = 50$ とおいて計算した結果を図4-15に破線で示す。出口燃焼ガス温度、アルゴン温度ともに、耐火壁への熱損失のために、基準熱特性よりも低くなっていることがわかる。次に、各伝熱パラメータを上記のようにおいて、ペブル床の半径を大きくしていった時の結果を図4-17に示す。この図から、本計算条件下では、ペブル床の半径が 2 m 程度以上あれば、耐火壁への熱伝達を無視しても、解析結果にあまり影響を与えないことがわかる。

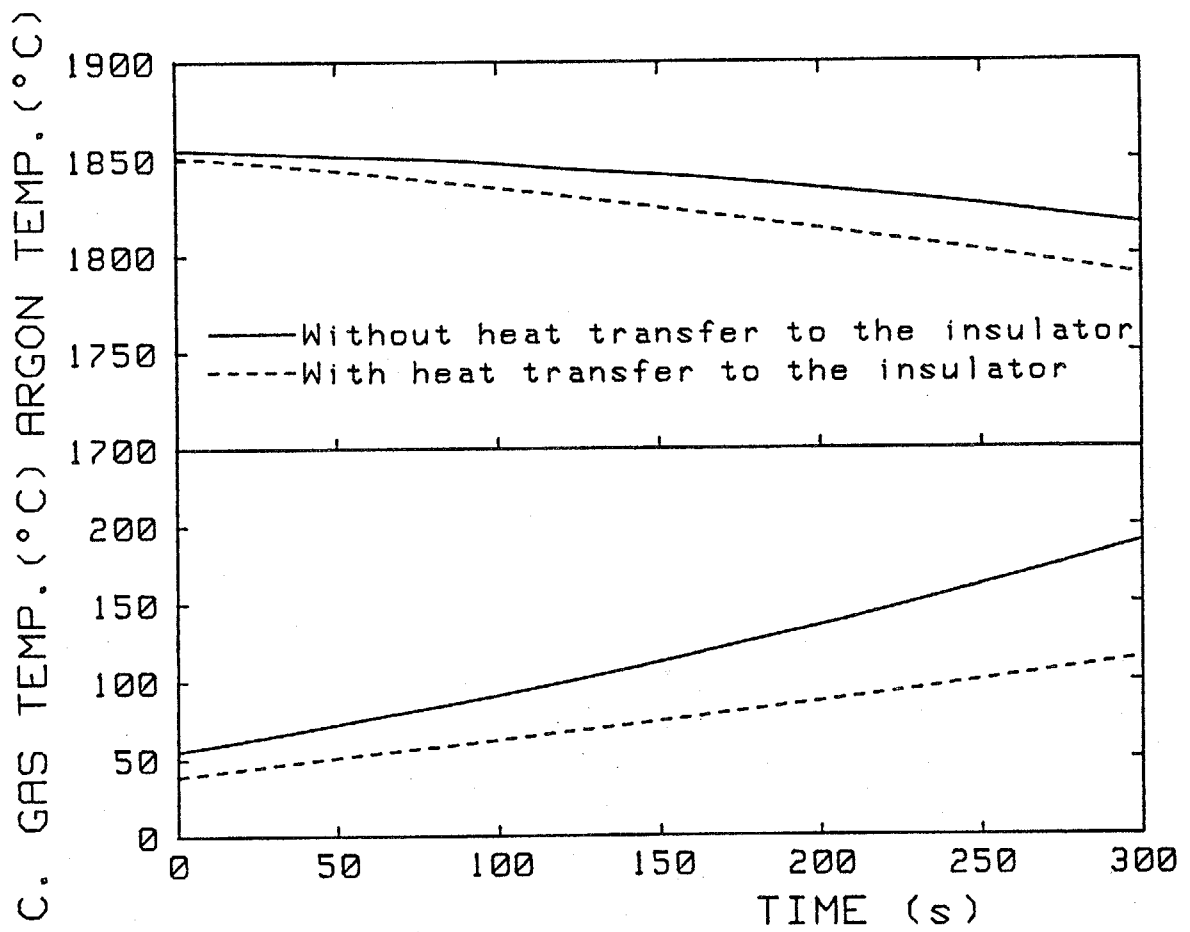


図4-15 基準熱特性と耐火壁への熱伝達を考慮した場合の熱特性

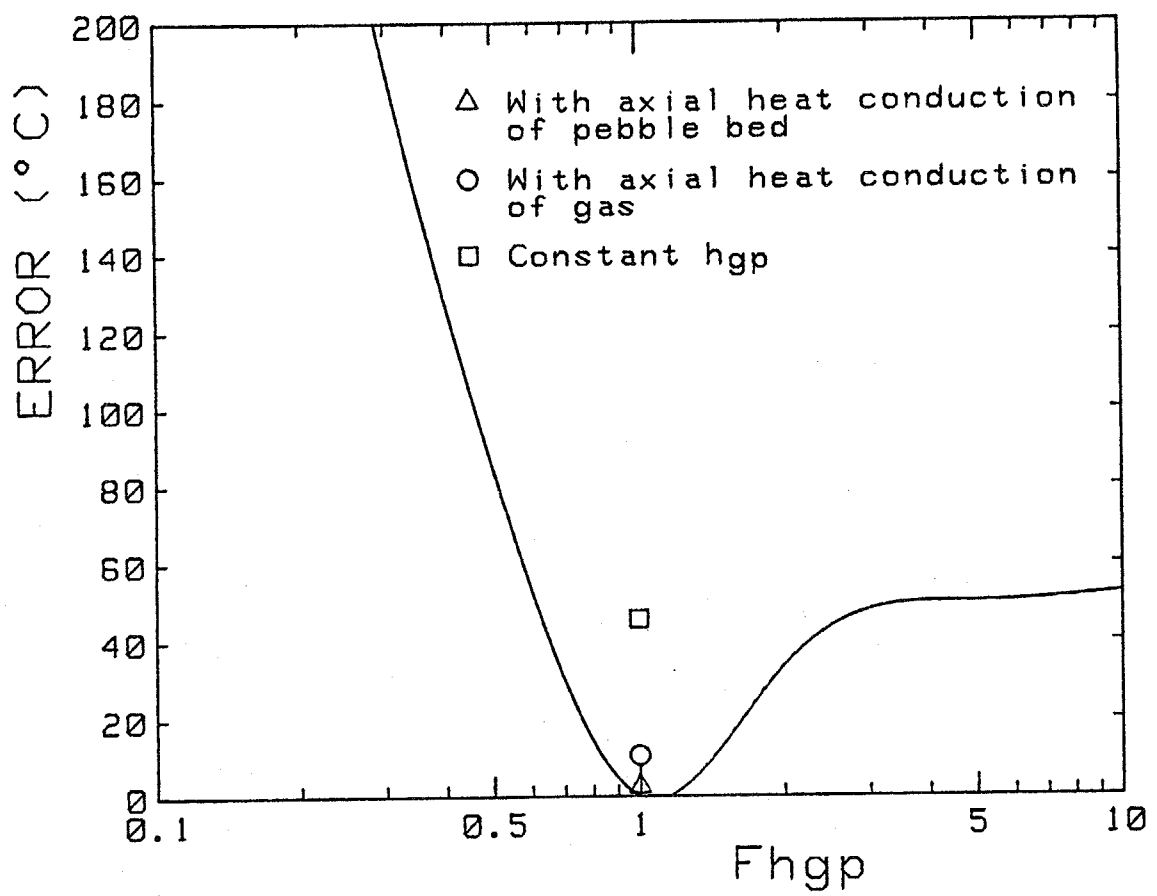


図4-16 軸方向の伝熱パラメータを変えた場合の熱特性の基準熱特性からのずれ

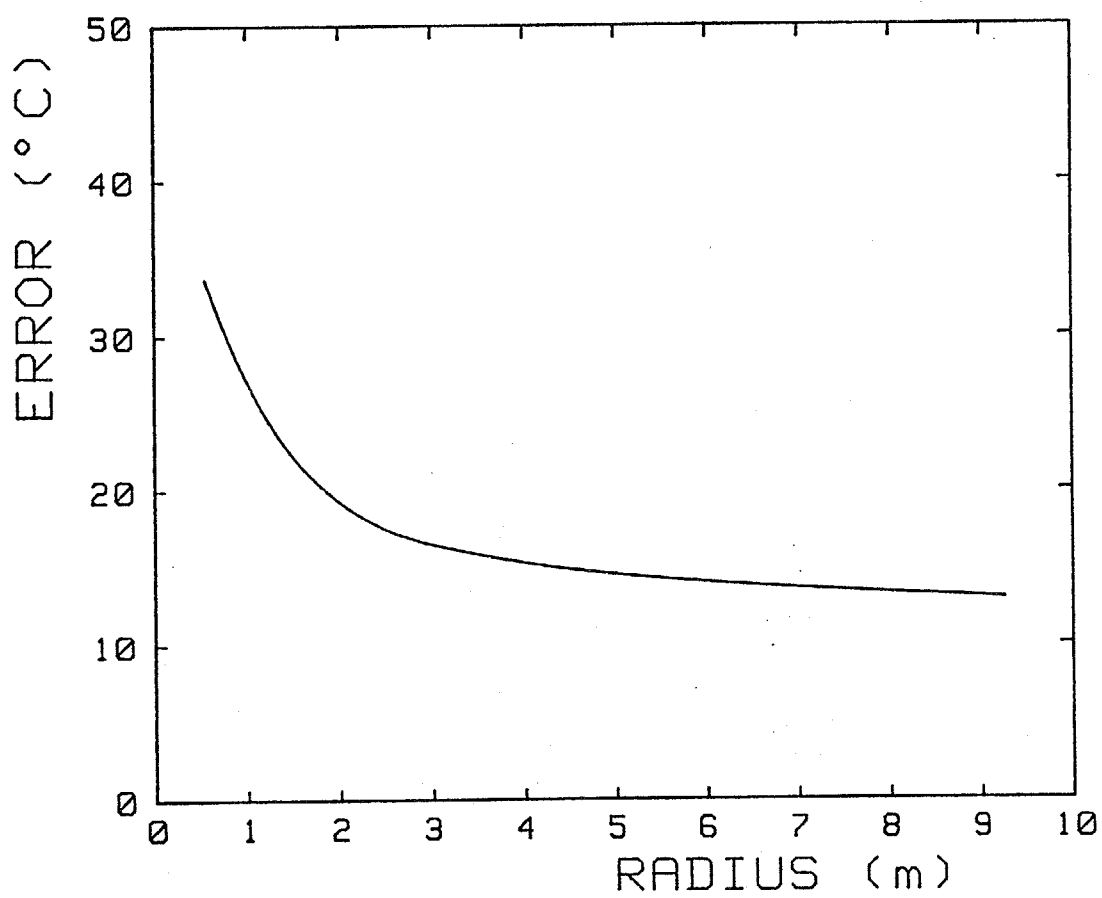


図4-17 蓄熱床の半径を変えた場合の熱特性の基準熱特性からのずれ

表4-2 連続運転時熱特性の計算条件

Pebble bed height	3 m
Mass flow of combustion gas	2.5 kg/m ² s
Mass flow of argon	6.3 kg/m ² s
Time length of combustion gas heating period	300 s
Time length of argon blowing period	300 s
Inlet temperature of combustion gas	1857 °C
Inlet temperature of argon	27 °C
Pressure of combustion gas	0.13 MPa
Pressure of argon	0.8 MPa

4.6 まとめ

F u j i - 1 高温熱交換器の加熱時ならびにアルゴンブロー時について、ペブル床内温度の経時変化の実測値を、一次元ならびに二次元の伝熱解析の結果と比較したところ、気体とペブルとの間の熱伝達係数としては、従来から提案されているものを用いることにより、実測結果をほぼ説明できる解析が行えることが示された。また、ペブル床内の主要な伝熱プロセスについては、加熱時は、燃焼ガスとペブルとの間の熱伝達、燃焼ガスの半径方向の混合による熱伝導ならびに、ペブル床から耐火壁への熱伝達であり、アルゴンブロー時は、アルゴンとペブルとの間の熱伝達であることが明らかとなった。さらに、連続運転時の、ペブル床蓄熱形熱交換器の熱特性解析を行った結果、検討した条件下では、ペブル床半径が2 m程度以上あれば、気体とペブルとの間の熱伝達のみを考えた一次元解析で、熱交換器の熱特性をほぼ予測できることが示された。ただ、発電所において、負荷変動に対応するため、夜間一時的に熱交換器を停止するような場合には、放冷時のペブル床内温度の経時変化を予測するために、ペブル床内の二次元の熱伝導を考慮した解析モデルが必要となる。

付録4-1 気体の物性値

(1) 燃焼ガスの組成

Fuji-1 高温熱交換器の燃料として使用している都市ガス13Aの組成は、モル分率でCH₄: 88.2%、C₂H₄: 5.3%、C₃H₈: 4.8%、C₄H₁₀: 1.7%である。従ってこれらを平均すると、燃料はC_{1.2}H_{4.4}と表わされる。この燃料を空気過剰率λで完全燃焼させた時の燃焼ガス中のCO₂、H₂O、N₂、O₂の各モル分率Xは、

$$X_{CO_2} = 1.2 / (10.95\lambda + 1.1) \quad (4-34)$$

$$X_{H_2O} = 2.2 / (10.95\lambda + 1.1) \quad (4-35)$$

$$X_{N_2} = 8.65\lambda / (10.95\lambda + 1.1) \quad (4-36)$$

$$X_{O_2} = 2.3(\lambda - 1) / (10.95\lambda + 1.1) \quad (4-37)$$

となる。

(2) 分子量

(a) 燃焼ガス

$$\begin{aligned} M_g &= X_{CO_2} M_{CO_2} + X_{H_2O} M_{H_2O} + X_{N_2} M_{N_2} + X_{O_2} M_{O_2} \\ &= 44X_{CO_2} + 18X_{H_2O} + 28X_{N_2} + 32X_{O_2} \quad (\text{kg/kmol}) \end{aligned} \quad (4-38)$$

(b) アルゴン

$$M_g = 40 \quad (\text{kg/kmol}) \quad (4-39)$$

(3) 比熱

(a) 燃焼ガス

$$c_g = (X_{CO_2}c_{CO_2} + X_{H_2O}c_{H_2O} + X_{N_2}c_{N_2} + X_{O_2}c_{O_2})/M_g \quad (4-40)$$

(kcal/kgK)

各成分の比熱は文献[4-18]に示されている表から、温度の3次関数として以下のように与えた。

$$c_{CO_2} = 9.85 \times 10^{-10} T_g^3 - 5.75 \times 10^{-6} T_g^2 + 1.17 \times 10^{-2} T_g + 6.03 \quad (kcal/kmolK) \quad (4-41)$$

$$c_{H_2O} = -3.11 \times 10^{-10} T_g^3 + 8.31 \times 10^{-7} T_g^2 + 2.09 \times 10^{-3} T_g + 7.24 \quad (kcal/kmolK) \quad (4-42)$$

$$c_{N_2} = -7.70 \times 10^{-10} T_g^3 - 3.74 \times 10^{-8} T_g^2 + 1.50 \times 10^{-3} T_g + 6.41 \quad (kcal/kmolK) \quad (4-43)$$

$$c_{O_2} = 2.92 \times 10^{-10} T_g^3 - 1.67 \times 10^{-6} T_g^2 + 3.68 \times 10^{-3} T_g + 6.01 \quad (kcal/kmolK) \quad (4-44)$$

(b) アルゴン

$$c_g = 0.124 \quad (kcal/kgK) \quad (4-45)$$

(4) 粘性係数

(a) 燃焼ガス

文献[4-20]より、燃焼ガスの粘性係数は、

$$\mu_g = \frac{\mu_{CO_2} X_{CO_2} \sqrt{M_{CO_2}} + \mu_{H_2O} X_{H_2O} \sqrt{M_{H_2O}} + \mu_{N_2} X_{N_2} \sqrt{M_{N_2}} + \mu_{O_2} X_{O_2} \sqrt{M_{O_2}}}{X_{CO_2} \sqrt{M_{CO_2}} + X_{H_2O} \sqrt{M_{H_2O}} + X_{N_2} \sqrt{M_{N_2}} + X_{O_2} \sqrt{M_{O_2}}} \quad (4-46)$$

(kg/ms)

と表わされ、各成分の粘性係数は、温度の関数として、以下の式で与えられる。

$$\mu_{\text{CO}_2} = (36.875T_g - 134) \cdot 75 \times 10^{-9} \text{ (kg/ms)} \quad (4-47)$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 4.9 \left(\frac{T_g}{1273} \right)^{0.7} \times 10^{-5} \text{ (kg/ms)} \quad (4-48)$$

$$\mu_{\text{N}_2} = 4.61 \left(\frac{T_g}{1273} \right)^{0.65} \times 10^{-5} \text{ (kg/ms)} \quad (4-49)$$

$$\mu_{\text{O}_2} = 5.59 \left(\frac{T_g}{1000} \right)^{0.65} \times 10^{-5} \text{ (kg/ms)} \quad (4-50)$$

(b) アルゴン

文献 [4-20] より、アルゴンの粘性係数は、温度の関数として、次の式で表わされる。

$$\mu_g = 2.4112 \frac{T_g^{1.5}}{T_g + 240} \times 10^{-6} \text{ (kg/ms)} \quad (4-51)$$

(5) 熱伝導率

(a) 燃焼ガス

燃焼ガスの熱伝導率は、近似的に次の式で与えた。

$$k_g = X_{\text{CO}_2} k_{\text{CO}_2} + X_{\text{H}_2\text{O}} k_{\text{H}_2\text{O}} + X_{\text{N}_2} k_{\text{N}_2} + X_{\text{O}_2} k_{\text{O}_2} \text{ (kcal/msK)} \quad (4-52)$$

各成分の熱伝導率は、文献 [4-19] より、温度の関数として、以下の式で表わされる。

$$k_{\text{CO}_2} = (24.18T_g - 3557.9) \times 10^{-9} \text{ (kcal/msK)} \quad (4-53)$$

$$k_{\text{H}_2\text{O}} = (17.67T_g - 1242.24) \times 10^{-9} \text{ (kcal/msK)} \quad (4-54)$$

$$k_{\text{N}_2} = 17.19 \left(\frac{T_g}{1273} \right)^{0.7} \times 10^{-6} \text{ (kcal/msK)} \quad (4-55)$$

$$k_{\text{O}_2} = 20.54 \left(\frac{T_g}{1273} \right)^{0.8} \times 10^{-6} \text{ (kcal/msK)} \quad (4-56)$$

(b) アルゴン

アルゴンの熱伝導率は、文献 [4-20] より、温度の関数として、次の式で与えた。

$$k_g = 0.185904 \mu_g \text{ (kcal/msK)} \quad (4-57)$$

(6) 輻射率

(a) 燃焼ガス

燃焼ガス中の輻射性を有する成分はCO₂とH₂Oであり、文献 [4-21] より、それらの輻射率は次式で近似的に表わされる。

$$E_{CO_2} = 0.7 (P_{CO_2} L)^{0.5} / \left(\frac{T_g}{100}\right)^{0.5} \quad (4-58)$$

$$E_{H_2O} = 7.0 (P_{H_2O} L)^{0.8} / \left(\frac{T_g}{100}\right) \quad (4-59)$$

ここで、P_{CO₂}、P_{H₂O} はそれぞれCO₂、H₂Oの分圧 (atm) であり、ガス有効厚さL (m) は、次式で与えられる [4-22]。

$$L = 4 \times \text{ガスの容積} / \text{ガスの表面積} \quad (4-60)$$

ペブルの場合、単位体積中のガスの容積はε、ガスの表面積 (すなわちペブルの表面積) は 6(1-ε)/d_pとなるので、

$$L = \frac{4\varepsilon}{6(1-\varepsilon)} d_p \quad (4-61)$$

燃焼ガスの輻射率は、P_{CO₂}・LならびにP_{H₂O}・Lの値が小さいため、E_{CO₂}とE_{H₂O}の和で与えられる [4-21]。

$$E_g = E_{CO_2} + E_{H_2O} \quad (4-62)$$

(b) アルゴン

$$E_g = 0$$

(4-63)

付録4-2 二次元伝熱解析の数値計算法

(1) 空間・時間のきざみ幅

図4-18ならびに図4-19に、ペブル床内ならびに耐火壁内のそれぞれについて、差分法によって数値計算を行うための格子点が示されている。ペブル床内の半径方向のきざみ幅は、半径0.3mまでは0.1m ($=\Delta r_1$)とし、半径0.3mから0.55mまでは0.05m ($=\Delta r_2$)とした。また耐火壁内の半径方向のきざみ幅は、第3層までは0.02m ($=\Delta r_3$)、第4層は0.01m ($=\Delta r_4$)とし、ペブル床内ならびに耐火壁内の軸方向のきざみ幅は0.1m ($=\Delta z$)とした。従って、半径方向の格子点の数は、ペブル床が9、耐火壁が14となり、軸方向の格子点の数は、両者とも31となる。

一方、時間のきざみ幅 Δt は、予熱時、加熱時ならびに放冷時は240秒、真空排気時ならびにアルゴンブロー時は0.5秒とした。各伝熱パラメータの補正係数を大きくした時に、上記のきざみ幅では、数値計算の安定条件が満足されなくなる場合には、必要に応じてきざみ幅を小さくした。なお、安定条件が満たされている限り、きざみ幅の大きさが、計算結果にほとんど影響を与えないことを予め確認した。

(2) 差分方程式

軸方向の格子点の番号をI (ペブル床、耐火壁とも $1 \leq I \leq 31$)、半径方向の格子点の番号をJ (ペブル床は $1 \leq J \leq 9$ 、耐火壁は $1 \leq J \leq 14$)とし、時刻 $t - \Delta t$ におけるペブル温度 $TP_0(I, J)$ 、気体温度 $TG_0(I, J)$ 、耐火壁温度 $TW_0(I, J)$ がわかっている時に、時刻 t におけるペブル温度 $TP(I, J)$ 、気体温度 $TG(I, J)$ 、耐火壁温度 $TW(I, J)$ を求める差分方程式を導出する。格子点(I, J)での半径を、ペブル床内では $r_p(J)$ 、耐火壁内では $r_w(J)$ とする。

(a) 耐火壁温度 $TW(I, J)$ の計算

代表的な格子点として(I, 13)を取り上げ、 $TW(I, 13)$ を求める方程式をたてる。図4-20に示すようなコントロールボリュームABCDを考え、i層目の耐火壁の密度、比熱、熱伝導率をそれぞれ ρ_{wi} 、 c_{wi} 、 k_{wi} として、式(4-14)で表わされるエネルギー収支をとると、

$$\begin{aligned}
& \frac{\Delta r_3 \rho_{w1} c_{w1} + \Delta r_4 \rho_{w2} c_{w2}}{\Delta r_3 + \Delta r_4} \frac{TW(I, 13) - TW_0(I, 13)}{\Delta t} \\
&= \frac{1}{\Delta r_3 + \Delta r_4} \left[k_{w3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(13)} \right) TW_0(I, 12) - \left\{ k_{w3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(13)} \right) \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + k_{w4} \left(\frac{2}{\Delta r_4} + \frac{1}{r_w(13)} \right) \right\} TW_0(I, 13) \right. \\
&\quad \left. + k_{w4} \left(\frac{2}{\Delta r_4} + \frac{1}{r_w(13)} \right) TW_0(I, 14) \right] \\
&+ \frac{\Delta r_3 k_{w3} + \Delta r_4 k_{w4}}{(\Delta r_3 + \Delta r_4) \Delta z^2} \{ TW_0(I-1, 13) - 2TW_0(I, 13) + TW_0(I+1, 13) \}
\end{aligned}
\tag{4-64}$$

J = 13 以外の他の J についても、同様な方程式をたて、それをまとめると、

$$\begin{aligned}
TW(I, J) &= a_1(J) TW_0(I, J) + a_2(J) TW_0(I, J+1) \\
&+ a_3(J) TW_0(I, J-1) + a_4(J) TW_0(I+1, J) \\
&+ a_5(J) TW_0(I-1, J) + a_6(J) TW_0(I, 9)
\end{aligned}
\tag{4-65}$$

となる。ここで J = 1 の時は TW₀(I, J-1) の代わりに TP₀(I, 9) を、J = 14 の時は TW₀(I, J+1) の代わりに外気温度 T_a を、I = 1 の時は TW₀(I-1, J) の代わりに TW₀(I+1, J) を、I = 31 の時は TW₀(I+1, J) の代わりに TW₀(I-1, J) を、それぞれ代入する。また、a₁(J) ~ a₆(J) は、以下の各式で表わされる。

$$a_1(J) =$$

$$1 - \frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1}} \left\{ \frac{2h_{pw}}{\Delta r_3} + \frac{2h_{gw}}{\Delta r_3} + \frac{k_{w1}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) + \frac{2k_{w1}}{\Delta z^2} \right\} \quad (J=1)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1}} \left(\frac{2k_{w1}}{\Delta r_3^2} + \frac{2k_{w1}}{\Delta z^2} \right) \quad (J=2 \sim 4)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1} + \rho_{w2}c_{w2}} \left\{ \frac{k_{w1}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) + \frac{k_{w2}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) + \frac{2(k_{w1} + k_{w2})}{\Delta z^2} \right\} \quad (J=5)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{\rho_{w2}c_{w2}} \left(\frac{2k_{w2}}{\Delta r_3^2} + \frac{2k_{w2}}{\Delta z^2} \right) \quad (J=6 \sim 8)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{\rho_{w2}c_{w2} + \rho_{w3}c_{w3}} \left\{ \frac{k_{w2}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) + \frac{k_{w3}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) + \frac{2(k_{w2} + k_{w3})}{\Delta z^2} \right\} \quad (J=9)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{\rho_{w3}c_{w3}} \left(\frac{2k_{w3}}{\Delta r_3^2} + \frac{2k_{w3}}{\Delta z^2} \right) \quad (J=10 \sim 12)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{\Delta r_3 \rho_{w3} c_{w3} + \Delta r_4 \rho_{w4} c_{w4}} \left\{ k_{w3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) + k_{w4} \left(\frac{2}{\Delta r_4} + \frac{1}{r_w(J)} \right) + \frac{2(\Delta r_3 k_{w3} + \Delta r_4 k_{w4})}{\Delta z^2} \right\} \quad (J=13)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{\rho_{w4}c_{w4}} \left\{ \frac{k_{w4}}{\Delta r_4} \left(\frac{2}{\Delta r_4} - \frac{1}{r_w(J)} \right) + \frac{2k_{w4}}{\Delta z^2} + \frac{2}{\Delta r_3} (h_{wa} + E_v \sigma_{TWO} (I, 14)^3) \right\} \quad (J=14)$$

(4-66)

$$a_2(J) =$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1}} \frac{k_{w1}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=1)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1}} \frac{k_{w1}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=2 \sim 4)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1} + \rho_{w2}c_{w2}} \frac{k_{w2}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=5)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w2}c_{w2}} \frac{k_{w2}}{2\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=6 \sim 8)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w2}c_{w2} + \rho_{w3}c_{w3}} \frac{k_{w3}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=9)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w3}c_{w3}} \frac{k_{w3}}{2\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} + \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=10 \sim 12)$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta r_3 \rho_{w3} c_{w3} + \Delta r_4 \rho_{w4} c_{w4}} k_{w4} \left(\frac{2}{\Delta r_4} + \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=13)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w4}c_{w4}} \frac{2}{\Delta r_3} (h_{wa} + E_v \sigma_{TWO}(I, 14)^3) \quad (J=14)$$

(4-67)

$$a_3(J) =$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1}} \frac{2h_{pw}}{\Delta r_3} \quad (J=1)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1}} \frac{k_{w1}}{2\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=2 \sim 4)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1} + \rho_{w2}c_{w2}} \frac{k_{w1}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=5)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w2}c_{w2}} \frac{k_{w2}}{2\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=6 \sim 8)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w2}c_{w2} + \rho_{w3}c_{w3}} \frac{k_{w2}}{\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=9)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w3}c_{w3}} \frac{k_{w3}}{2\Delta r_3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=10 \sim 12)$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta r_3 \rho_{w3} c_{w3} + \Delta r_4 \rho_{w4} c_{w4}} k_{w3} \left(\frac{2}{\Delta r_3} - \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=13)$$

$$\frac{\Delta t}{\rho_{w4}c_{w4}} \frac{k_{w4}}{\Delta r_4} \left(\frac{2}{\Delta r_4} - \frac{1}{r_w(J)} \right) \quad (J=14)$$

(4-68)

$$\begin{aligned}
a_4(J) = a_5(J) = & \\
& \frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1}} \frac{k_{w1}}{\Delta z^2} \quad (J=1\sim 4) \\
& \frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1} + \rho_{w2}c_{w2}} \frac{k_{w1} + k_{w2}}{\Delta z^2} \quad (J=5) \\
& \frac{\Delta t}{\rho_{w2}c_{w2}} \frac{k_{w2}}{\Delta z^2} \quad (J=6\sim 8) \\
& \frac{\Delta t}{\rho_{w2}c_{w2} + \rho_{w3}c_{w3}} \frac{k_{w2} + k_{w3}}{\Delta z^2} \quad (J=9) \\
& \frac{\Delta t}{\rho_{w3}c_{w3}} \frac{k_{w3}}{\Delta z^2} \quad (J=10\sim 12) \\
& \frac{\Delta t}{\Delta r_3 \rho_{w3} c_{w3} + \Delta r_4 \rho_{w4} c_{w4}} \frac{k_{w3}}{\Delta z^2} \quad (J=13) \\
& \frac{\Delta t}{\rho_{w4}c_{w4}} \frac{k_{w4}}{\Delta z^2} \quad (J=14)
\end{aligned}$$

(4-69)

$$\begin{aligned}
a_6(J) = & \\
& \frac{\Delta t}{\rho_{w1}c_{w1}} \frac{2h_{gw}}{\Delta r_3} \quad (J=1) \\
& 0 \quad (J=2\sim 14)
\end{aligned}$$

(4-70)

ここで、 h_{pw} は温度 $\{TP0(I, 9) + TW0(I, 1)\} / 2$ で、 h_{gw} は温度 $\{TG0(I, 9) + TW0(I, 1)\} / 2$ で、 h_{wa} は $TW0(I, 14)$ でそれぞれ評価する。

(b) ベブル温度 $TP(I, J)$ の計算

代表的な格子点として $(I, 4)$ を取り上げ、 $TP(I, 4)$ を求める方程式をたてる。図4-21に示すようなコントロールボリュームEFGHを考え、式(4-13)で表わされるエネルギー収支をとると、

$$\begin{aligned}
& (1-\varepsilon)\rho_p c_p \frac{TM(I,4) - TM0(I,4)}{\Delta t} \\
= & A_{gp} h_{gp} (TG0(I,4) - TM0(I,4)) \\
& + \frac{k_{pr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} \left\{ \left(\frac{2}{\Delta r_1} - \frac{1}{r_p(4)} \right) TM0(I,3) - 2 \left(\frac{1}{\Delta r_1} + \frac{1}{\Delta r_2} \right) TM0(I,4) \right. \\
& \quad \left. + \left(\frac{2}{\Delta r_2} + \frac{1}{r_p(4)} \right) TM0(I,5) \right\} \\
& + \frac{k_{pz}}{\Delta z^2} (TM0(I-1,4) - 2TM0(I,4) + TM0(I+1,4))
\end{aligned} \tag{4-71}$$

ここで、 h_{gp} は温度 $\{TG0(I,4) + TP0(I,4)\} / 2$ で評価し、 k_r 、 k_{pz} は温度 $TG0(I,4)$ で評価する。

$J = 4$ 以外の他の J についても、同様な方程式をたて、それをまとめると、

$$\begin{aligned}
TM(I,J) = & b_1(J) TG0(I,J) + b_2(J) TM0(I,J) \\
& + b_3(J) TM0(I,J+1) + b_4(J) TM0(I,J-1) \\
& + b_5(J) TM0(I+1,J) + b_6(J) TM0(I-1,J)
\end{aligned} \tag{4-72}$$

となる。ここで、 $J = 1$ の時は $TP0(I, J-1)$ の代わりに 0 を、 $J = 9$ の時は $TP0(I, J+1)$ の代わりに $TW0(I, 1)$ を、 $I = 1$ の時は $TP0(I-1, J)$ の代わりに $TP0(I+1, J)$ を、 $I = 31$ の時は $TP0(I+1, J)$ の代わりに $TP0(I-1, J)$ を、それぞれ代入する。また、 $b_1(J) \sim b_6(J)$ は以下の各式で表わされる。

$$b_1(J) = \frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} A_{gp} h_{gp} \tag{4-73}$$

$$b_2(J) =$$

$$1 - \frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} (A_{gp} h_{gp} + \frac{4k_{pr}}{\Delta r_1} + \frac{2k_{pz}}{\Delta z}) \quad (J=1)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} (A_{gp} h_{gp} + \frac{2k_{pr}}{\Delta r_1} + \frac{2k_{pz}}{\Delta z}) \quad (J=2, 3)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \{A_{gp} h_{gp} + \frac{2k_{pr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} (\frac{1}{\Delta r_1} + \frac{1}{\Delta r_2}) + \frac{2k_{pz}}{\Delta z}\} \quad (J=4)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} (A_{gp} h_{gp} + \frac{2k_{pr}}{\Delta r_2} + \frac{2k_{pz}}{\Delta z}) \quad (J=5 \sim 8)$$

$$1 - \frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \{A_{gp} h_{gp} + A_{gw} h_{gw} + \frac{k_{pr}}{\Delta r_2} (\frac{2}{\Delta r_2} - \frac{1}{r_p(J)}) + \frac{2k_{pz}}{\Delta z}\} \quad (J=9)$$

(4-74)

$$b_3(J) =$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \frac{4k_{pr}}{\Delta r_1} \quad (J=1)$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \frac{k_{pr}}{2\Delta r_1} (\frac{2}{\Delta r_1} + \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=2, 3)$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \frac{k_{pr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} (\frac{2}{\Delta r_2} + \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=4)$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \frac{k_{pr}}{2\Delta r_2} (\frac{2}{\Delta r_2} + \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=5 \sim 8)$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} A_{gw} h_{pw} \quad (J=9)$$

(4-75)

$$b_4(J) =$$

$$0 \quad (J=1)$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \frac{k_{pr}}{2\Delta r_1} (\frac{2}{\Delta r_1} - \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=2, 3)$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \frac{k_{pr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} (\frac{2}{\Delta r_1} - \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=4)$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \frac{k_{pr}}{2\Delta r_2} (\frac{2}{\Delta r_2} - \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=5 \sim 8)$$

$$\frac{\Delta t}{(1-\varepsilon)\rho_p c_p} \frac{k_{pr}}{\Delta r_2} (\frac{2}{\Delta r_2} - \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=9)$$

(4-76)

$$b_5(J) = b_6(J) = \frac{\Delta t}{(1-\epsilon)\rho_p c_p} \frac{k_{pz}}{\Delta z^2} \quad (4-77)$$

ここで、 h_{gp} は温度 $\{TG_0(I, J) + TP_0(I, J)\} / 2$ で、 h_{pw} は温度 $\{TP_0(I, 9) + TW_0(I, 1)\} / 2$ で、 k_r 、 k_{pz} は温度 $TG_0(I, J)$ で評価する。

(c) 気体温度 $TG(I, J)$ の計算

代表的な格子点として $(I, 4)$ を取り上げ、 $TG(I-1, J)$ がわかっている時に $TG(I, 4)$ ($I=2\sim 31$) を求める方程式をたてる。図4-22に示すようなコントロールボリュームOPQRを考え、式(4-12)で表わされるエネルギー収支をとると、

$$\begin{aligned} & \dot{m}c_g \frac{TG(I-1, 4) - TG(I, 4)}{\Delta z} \\ &= A_{gp}h_{gp} \left\{ \frac{1}{2}(TG(I-1, 4) + TG(I, 4)) - \frac{1}{2}(TM(I-1, 4) + TM(I, 4)) \right\} \\ &+ \frac{k_{gr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} \left\{ \left(\frac{2}{\Delta r_1} - \frac{1}{r_p(4)} \right) \frac{1}{2}(TG(I-1, 3) + TG(I, 3)) \right. \\ &\quad \left. - 2 \left(\frac{1}{\Delta r_1} + \frac{1}{\Delta r_2} \right) \frac{1}{2}(TG(I-1, 4) + TG(I, 4)) \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{2}{\Delta r_2} + \frac{1}{r_p(4)} \right) \frac{1}{2}(TG(I-1, 5) + TG_0(I, 5)) \right\} \\ &+ \frac{k_{gz}}{2\Delta z} (-TG(I-2, 4) + TG(I-1, 4) + TG(I, 4) - TG_0(I+1, 4)) \end{aligned} \quad (4-78)$$

ここで、 h_{gp} は温度 $\{TG(I-1, 4) + TG_0(I, 4) + TP(I-1, 4) + TP(I, 4)\} / 4$ で評価し、 k_{gr} 、 k_{gz} は温度 $\{TG(I-1, 4) + TG_0(I, 4)\} / 2$ で評価する。

$J=4$ 以外の他の J についても、同様な方程式をたて、それをまとめると、

$$\begin{aligned} c_0(J)TG(I, J) &= c_1(J)(TM(I-1, J) + TM(I, J)) \\ &+ c_2(J)(TG(I-1, J+1) + TG_0(I, J+1)) \\ &+ c_3(J)(TG(I-1, J-1) + TG(I, J-1)) \\ &+ c_4(J)TG(I-1, J) \\ &+ c_5(J)(TG(I-2, J) + TG_0(I+1, J)) \end{aligned} \quad (4-79)$$

となる。ここで、 $J=1$ の時は $TG(I-1, J-1)$ 、 $TG(I, J-1)$ の代わりにそれぞれ0を、 $J=9$ の時は $TG(I-1, J+1)$ 、 $TG(I, J+1)$ の代わりにそれぞれ $TW(I-1, 1)$ 、 $TW(I, 1)$ を、 $I=2$ の時は $TG(I-2, J)$ の代わりに0を、 $I=3$ の時は $TG(I+1, J)$ の代わりに0を代入する。また、 $c_0(J) \sim c_5(J)$ は以下の各式で表わされる。

$$\begin{aligned}
 c_0(J) = & \\
 1 + \frac{2\Delta z}{mC_g} & (A_{gphgp} + \frac{4k_{gr}}{\Delta r_1^2} + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2}) \quad (J=1) \\
 1 + \frac{2\Delta z}{mC_g} & (A_{gphgp} + \frac{2k_{gr}}{\Delta r_1^2} + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2}) \quad (J=2, 3) \\
 1 + \frac{2\Delta z}{mC_g} & \{A_{gphgp} + \frac{2k_{gr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} (\frac{1}{\Delta r_1} + \frac{1}{\Delta r_2}) + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2}\} \quad (J=4) \\
 1 + \frac{2\Delta z}{mC_g} & (A_{gphgp} + \frac{2k_{gr}}{\Delta r_2^2} + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2}) \quad (J=5 \sim 8) \\
 1 + \frac{2\Delta z}{mC_g} & \{A_{gphgp} + A_{gwhgw} + \frac{k_{gr}}{\Delta r_2} (\frac{2}{\Delta r_2} - \frac{1}{r_p(J)}) + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2}\} \quad (J=9)
 \end{aligned}$$

(4-80)

ただし、 $I=2$ の時は $k_{gz}/\Delta z^2$ の項が入らない。

$$c_1(J) = \frac{2\Delta z}{mC_g} A_{gphgp} \quad (4-81)$$

$$\begin{aligned}
 c_2(J) = & \\
 \frac{2\Delta z}{mC_g} \frac{4k_{gr}}{\Delta r_1^2} & \quad (J=1) \\
 \frac{2\Delta z}{mC_g} \frac{k_{gr}}{2\Delta r_1} & (\frac{2}{\Delta r_1} + \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=2, 3) \\
 \frac{2\Delta z}{mC_g} \frac{k_{gr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} & (\frac{2}{\Delta r_2} + \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=4) \\
 \frac{2\Delta z}{mC_g} \frac{k_{gr}}{2\Delta r_2} & (\frac{2}{\Delta r_2} + \frac{1}{r_p(J)}) \quad (J=5 \sim 8) \\
 \frac{2\Delta z}{mC_g} A_{gwhgw} & \quad (J=9)
 \end{aligned}$$

(4-82)

$$c_3(J) =$$

$$0 \quad (J=1)$$

$$\frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \frac{k_{gr}}{2\Delta r_1} \left(\frac{2}{\Delta r_1} - \frac{1}{r_p(J)} \right) \quad (J=2,3)$$

$$\frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \frac{k_{gr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} \left(\frac{2}{\Delta r_1} - \frac{1}{r_p(J)} \right) \quad (J=4)$$

$$\frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \frac{k_{gr}}{2\Delta r_2} \left(\frac{2}{\Delta r_1} - \frac{1}{r_p(J)} \right) \quad (J=5\sim 8)$$

$$\frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \frac{k_{gr}}{\Delta r_2} \left(\frac{2}{\Delta r_2} - \frac{1}{r_p(J)} \right) \quad (J=9)$$

(4-83)

$$c_4(J) =$$

$$1 - \frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \left(A_{gph_{gp}} + \frac{4k_{gr}}{\Delta r_1^2} + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2} \right) \quad (J=1)$$

$$1 - \frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \left(A_{gph_{gp}} + \frac{2k_{gr}}{\Delta r_1^2} + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2} \right) \quad (J=2,3)$$

$$1 - \frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \left\{ A_{gph_{gp}} + \frac{2k_{gr}}{\Delta r_1 + \Delta r_2} \left(\frac{1}{\Delta r_1} + \frac{1}{\Delta r_2} \right) + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2} \right\} \quad (J=4)$$

$$1 - \frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \left(A_{gph_{gp}} + \frac{2k_{gr}}{\Delta r_2^2} + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2} \right) \quad (J=5\sim 8)$$

$$1 - \frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \left\{ A_{gph_{gp}} + A_{gwh_{gw}} + \frac{k_{gr}}{\Delta r_2} \left(\frac{2}{\Delta r_2} - \frac{1}{r_p(J)} \right) + \frac{k_{gz}}{\Delta z^2} \right\} \quad (J=9)$$

(4-84)

ただし、 $I=31$ の時は $k_{gz}/\Delta z^2$ の項が入らない。

$$c_5(J) = \frac{2\Delta z}{\dot{m}c_g} \frac{k_{gr}}{\Delta z^2}$$

(4-85)

ここで、 h_{gp} は温度 $\{TG(I-1, J) + TG_0(I, J) + TP(I-1, J) + TP(I, J)\} / 4$ で、 h_{gw} は温度 $\{TG(I-1, 9) + TG_0(I, 9) + TW(I-1, 1) + TW(I, 1)\} / 4$ で、 k_{gr} 、 k_{gz} は温度 $\{TG(I-1, J) + TG_0(I, J)\} / 2$ で評価する。

(3) 計算のフローチャート

本二次元解析の数値計算コードは、主プログラムと、耐火壁内温度を求める〔GETTW〕、耐火壁外壁温度を求める〔TW14〕、ペブル温度を求める〔GETTP〕、気体温度を求める〔GETTG〕ならびに、各伝熱パラメータを計算する〔GETHK〕の各サブローチンにより構成されている。それぞれのプログラムのフローチャートは、図4-23~4-29に示す通りである。

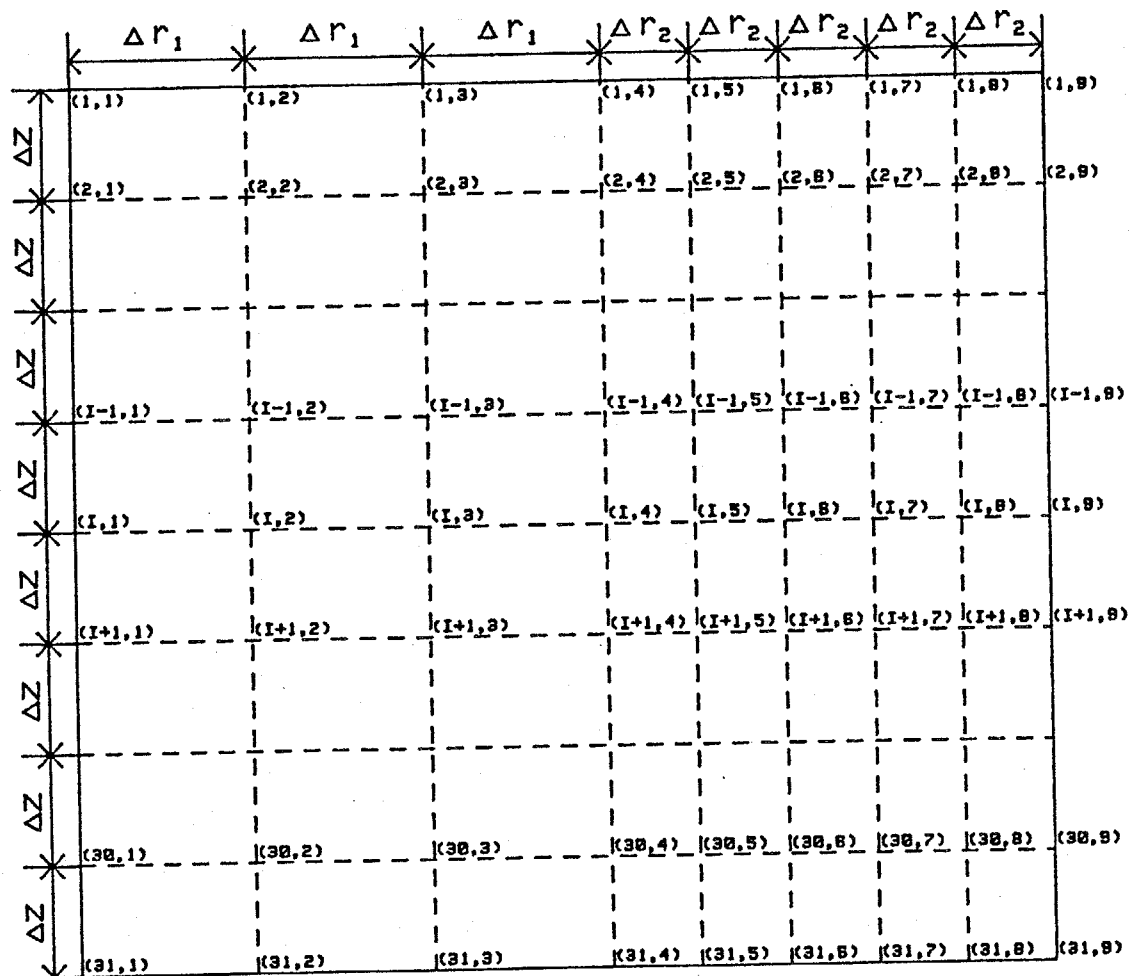


図4-18 ベブル床内の格子点

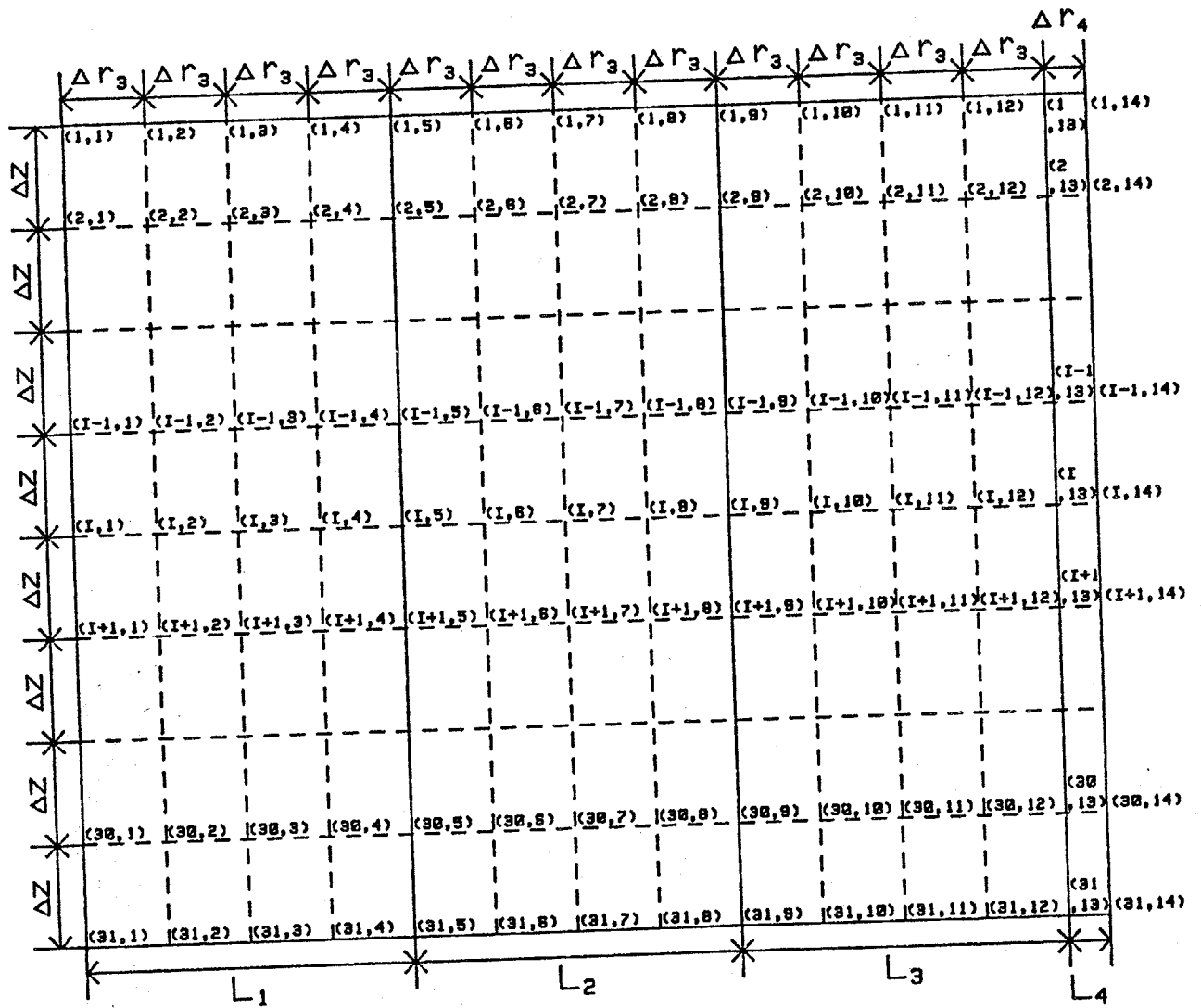


図4-19 耐火壁内の格子点

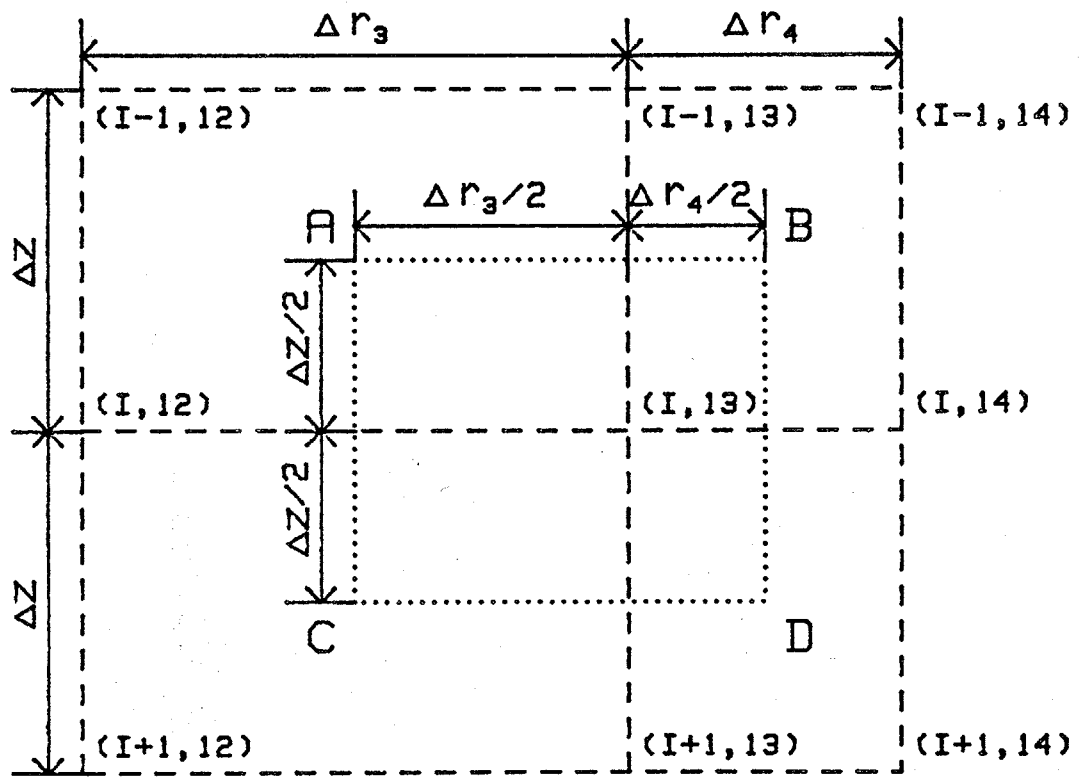


図4-20 耐火壁温度を求めるためのコントロールボリューム

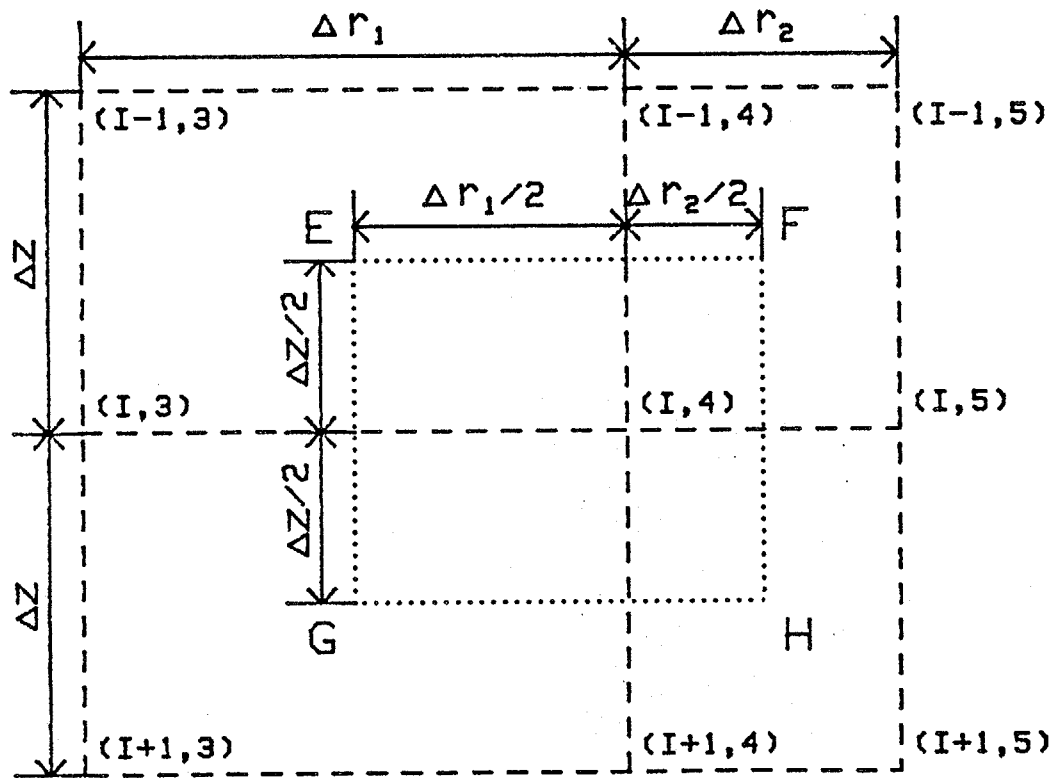


図4-21 ベブル温度を求めるためのコントロールボリューム

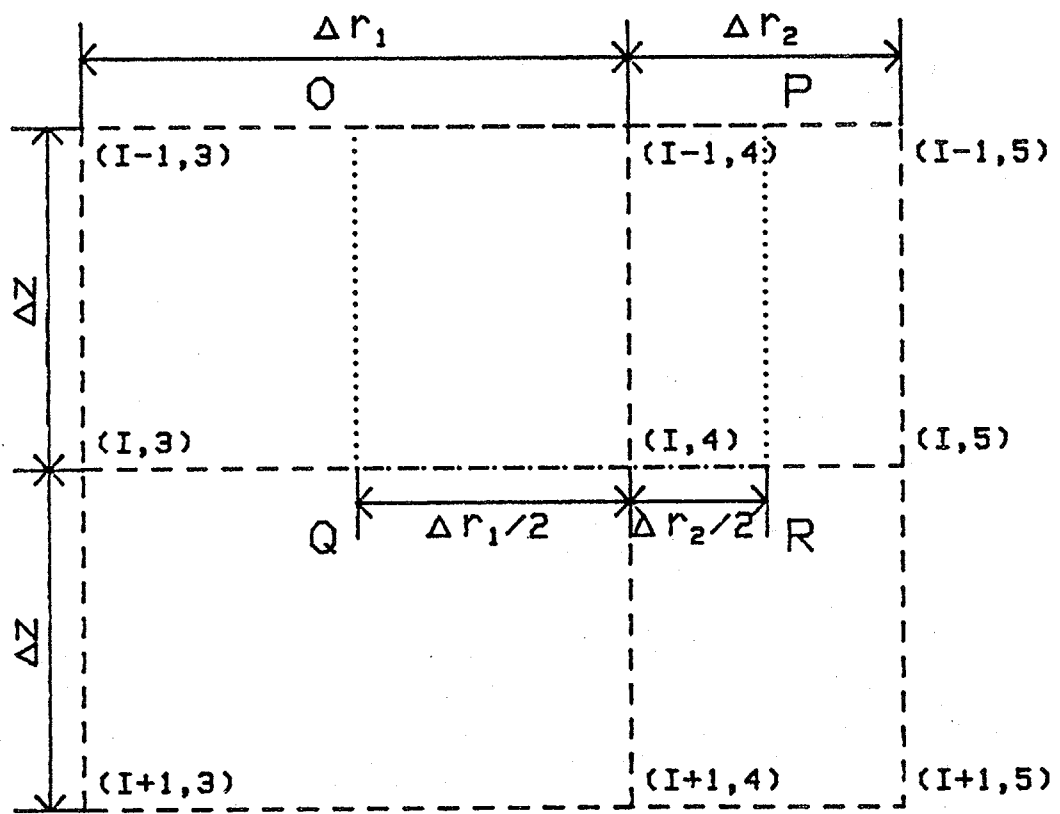


図4-22 気体温度を求めるためのコントロールボリューム

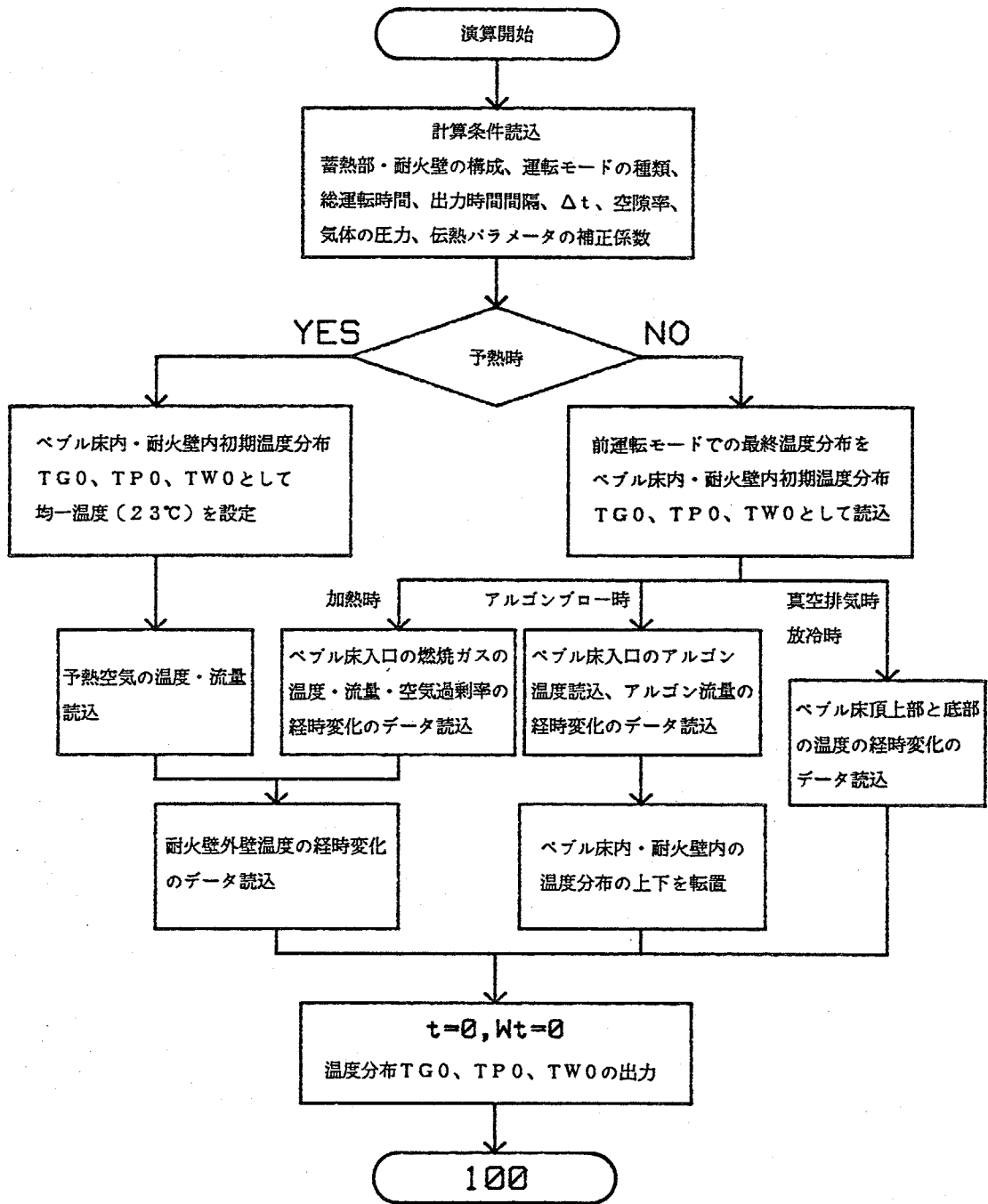


図4-23 主プログラムのフローチャート

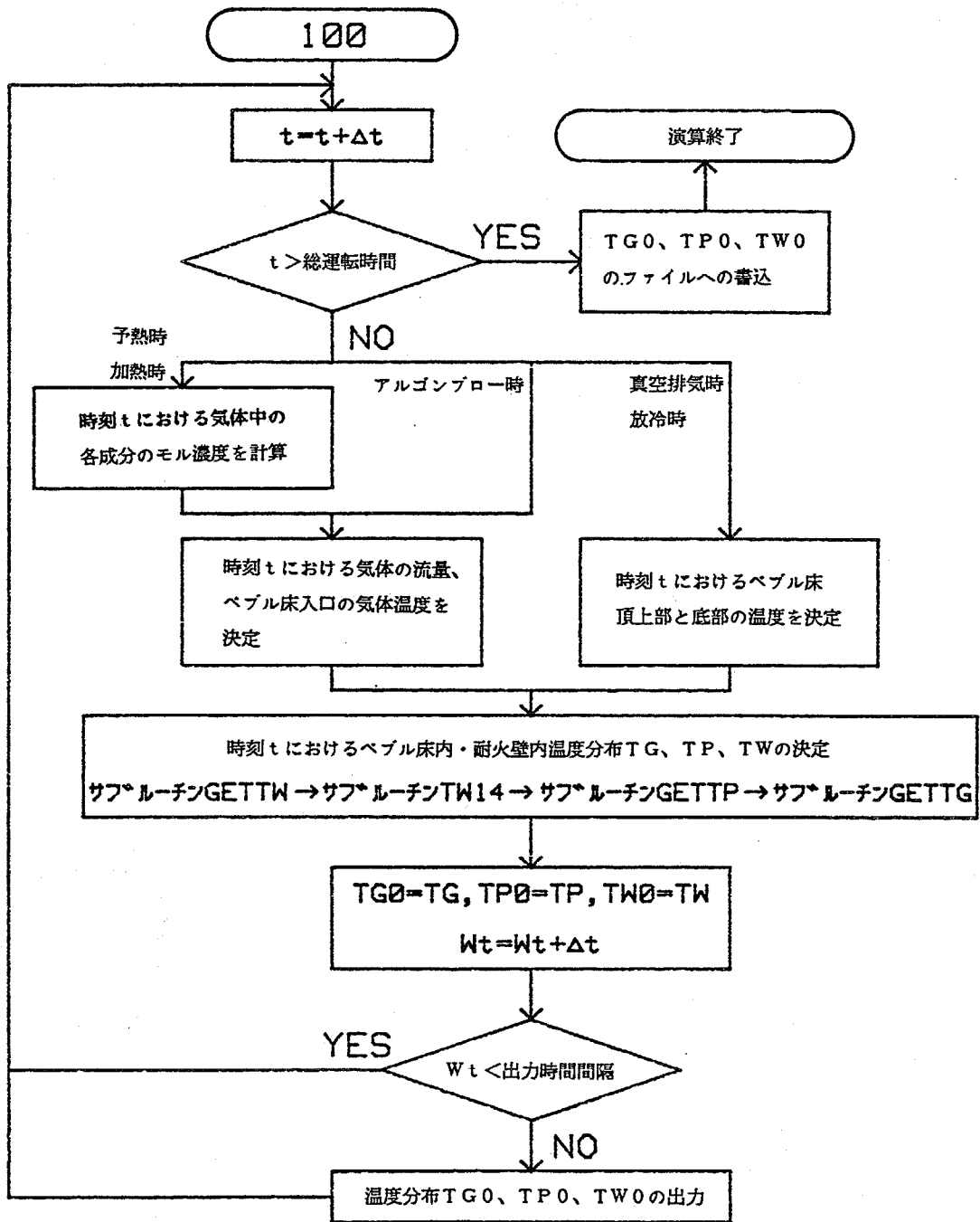


図4-24 主プログラムのフローチャート (続き)

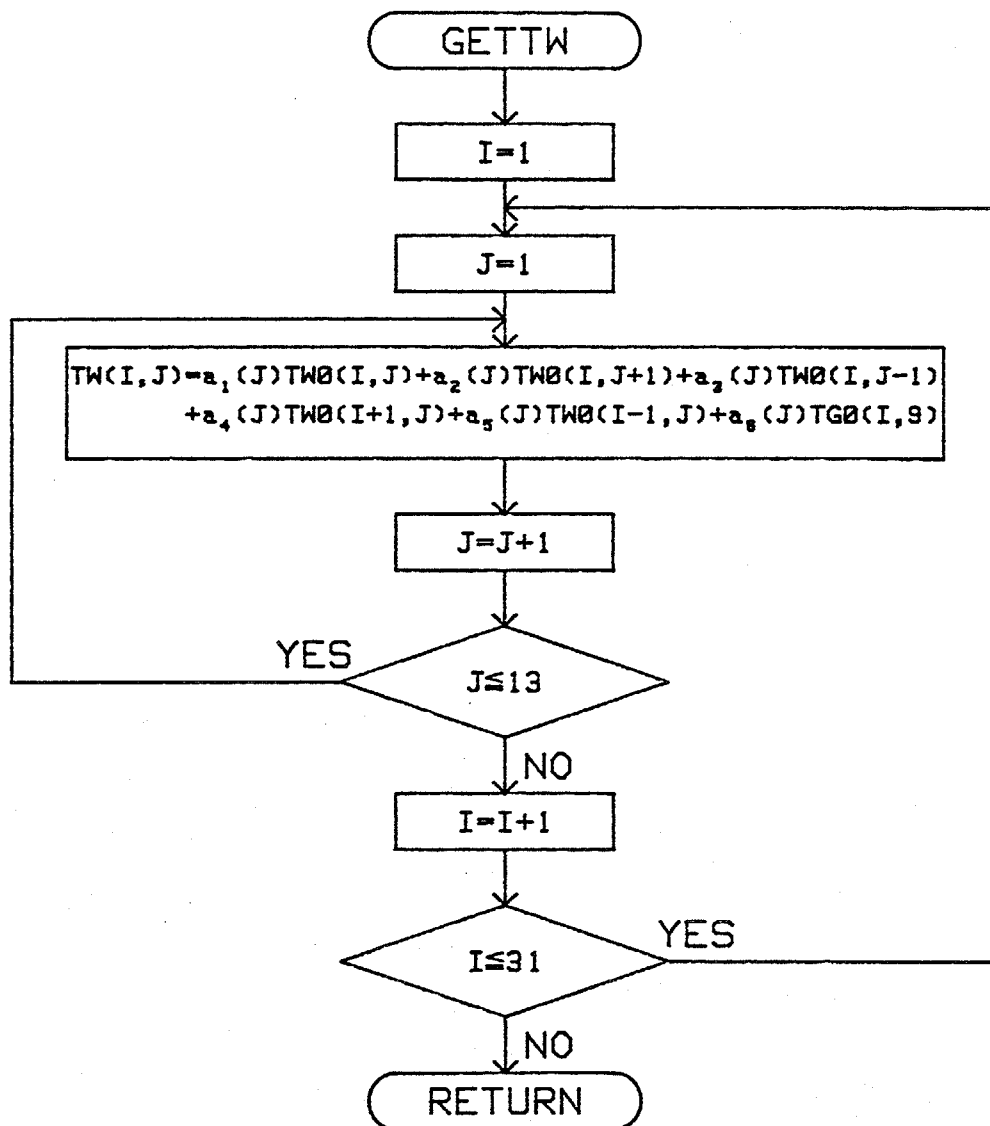


図4-25 耐火壁内温度を求めるためのサブプログラムのフローチャート

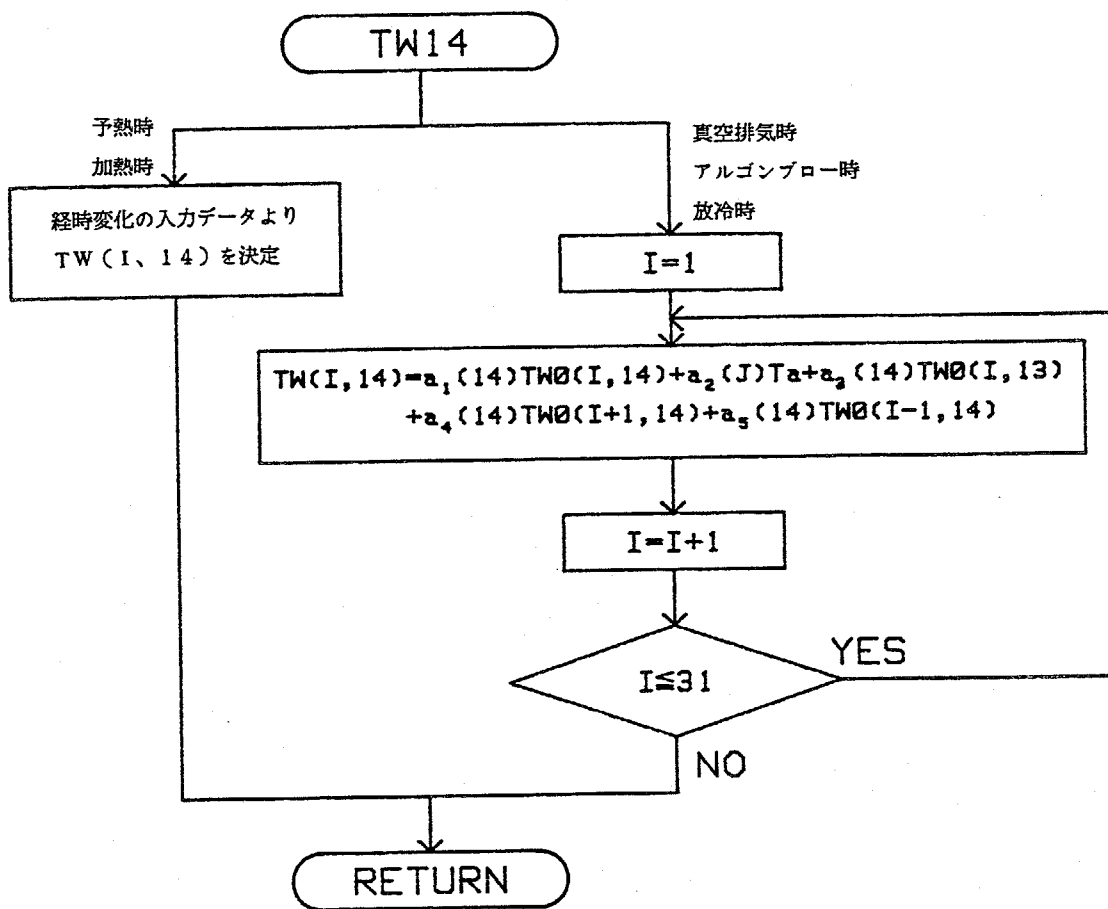


図4-26 耐火壁外壁温度を求めるためのサブプログラムのフローチャート

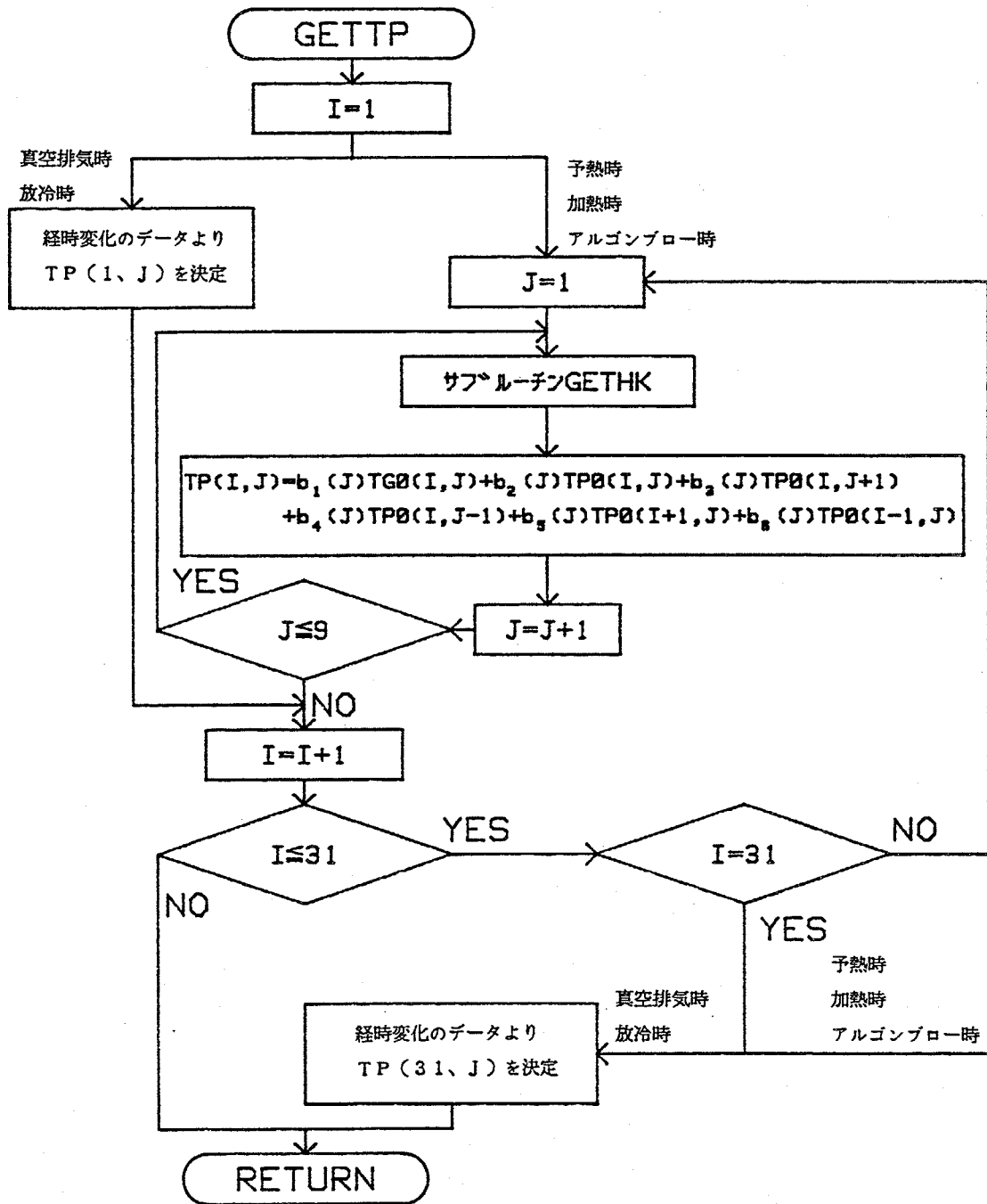


図4-27 ベブル温度を求めるためのサブプログラムのフローチャート

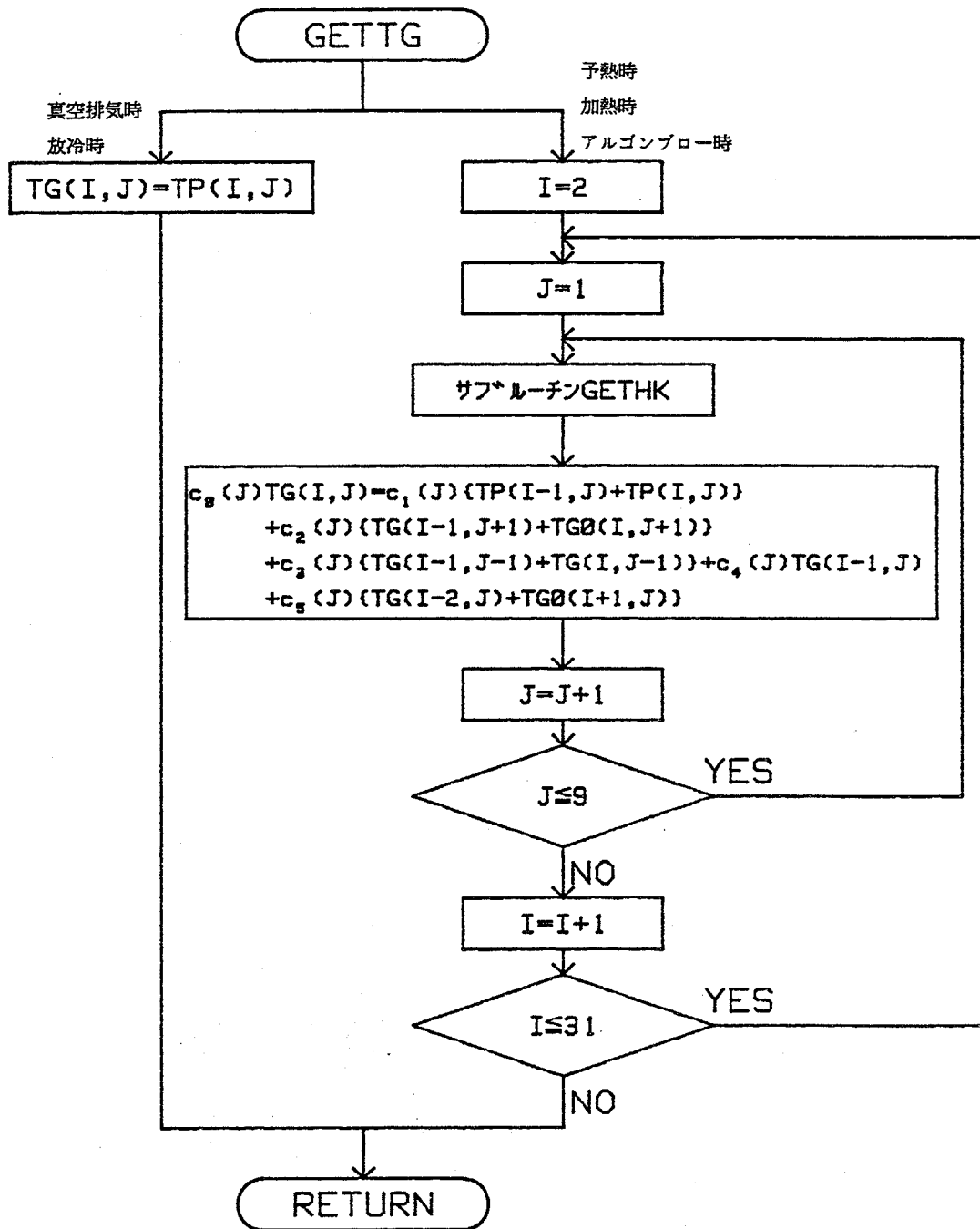


図4-28 気体温度を求めるためのサブプログラムのフローチャート

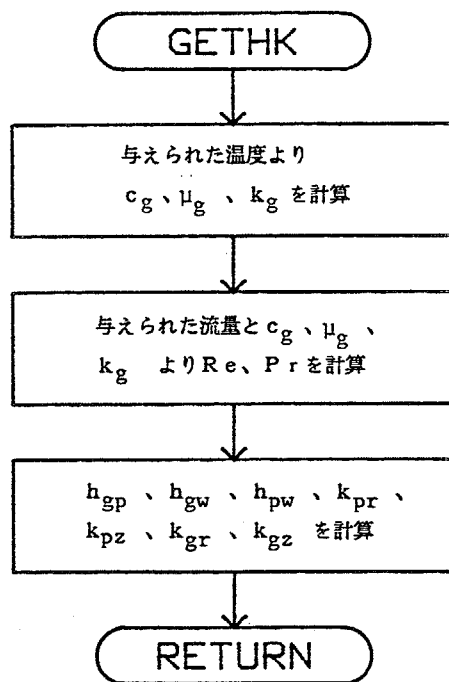


図4-29 伝熱パラメータを求めるためのサブプログラムのフローチャート

第5章 蓄熱形熱交換器の小型化に関する研究

耐火性のセラミックスを蓄熱体とする蓄熱形熱交換器は、高温に加熱された気体を必要とする様々な分野で利用されている。その多くは、鉄鋼業やガラス製造業、オープンサイクルMHD発電プラントやガスタービン発電プラントなどの、廃熱回収用の空気加熱器として用いられている。また、原油の熱分解用の蒸気加熱器としても用いられている [5-1]。一方、クローズドサイクルMHD発電では、これまで述べてきたように、希ガス加熱器として、蓄熱形熱交換器を使用する。

オープンサイクルならびにクローズドサイクルMHD発電や化学プロセス用の蒸気加熱器などのように、気体を2000K以上の超高温に加熱する場合には、耐熱性の点から、使用できる材料の種類に限られており、熱交換器に流入する加熱気体の温度を、必要とする被加熱気体の流出温度になるべく近づけ、蓄熱体の温度が必要以上に上昇しないようにしなければならない。すなわち、熱交換器に高い熱交換性能が要求されるわけで、気体と蓄熱体との間の伝熱性能が低いと、蓄熱床の高さを非常に高くしなければならなくなる。そこで、気体を超高温に加熱する場合は、通常、気体との間の伝熱性能に優れたペブルもしくはコアドブリックが蓄熱体として使用される。しかしそれでも、蓄熱床の高さが、ペブルで数m程度、コアドブリックで10~20m程度は必要となり、熱特性を低下させずに、熱交換器を小型化する方策を検討することは、重要な課題である。

蓄熱形熱交換器においては、加熱気体の有する熱が一度蓄熱体に蓄えられ、その後蓄熱体からの放熱によって、被加熱気体が加熱される。従って、気体と蓄熱体との間の伝熱性能ならびに蓄熱体の蓄熱容量の両者が、熱交換器の熱特性に影響を与える。蓄熱形熱交換器の熱特性は、主として、被加熱気体の無次元平均流出温度に相当する、放熱時の熱交換効率 $\eta^c = (T_{g1a}^c - T_{g0}^c) / (T_{g0}^h - T_{g0}^c)$ がどれだけ高いか、また、被加熱気体の流出温度の無次元温度変動幅 $\delta^c = \Delta T_{g1}^c / (T_{g0}^h - T_{g0}^c)$ がどれだけ小さいかによって記述される [5-2]。そこで、気体と蓄熱体との間の伝熱性能ならびに蓄熱体の蓄熱容量がそれぞれ η^c と δ^c にどのような影響を与えるかを明らかにする必要がある。

この問題に対するこれまでの研究としては、Khandwawalaらが、空気加熱器の場合、空气中に水蒸気や炭酸ガスのような輻射性のガスを混入させることにより、輻射熱伝達が促進され、空気と蓄熱体間の熱伝達係数を増加させることができることを指摘し、それによって η^c を大きくできることを明らかにした [5-3、5-4]。またHeggsらは、蓄熱体の材料、大きさ、充填法などを最適化することによって蓄熱体の有効な蓄熱容量を増加させ、それによって δ^c が小さくできることを示した [5-5]。しかし、これらの研究では、蓄熱体としては、矩形レンガを積み上げたものが想定されており、気体と蓄熱体との間の熱伝達係数として、ペブルやコアドブリックに比べて、はるかに低い値が仮定されている。そのため、彼らの検討結果をそのまま、ペブル床やコアドブリッ

ク床の蓄熱形熱交換器に適用することはできず、気体と蓄熱体との間の伝熱性能がより高い状況下での、その伝熱性能と蓄熱体の蓄熱容量とが、 η° と δ° に与える影響を明らかにする必要があると考えられる。

本章では、最初に、熱交換器の熱特性を左右する種々のパラメータについて考察し、気体と蓄熱体との間の伝熱性能に関するパラメータと、蓄熱体の蓄熱容量に関するパラメータとに分類する。続いて、種々の気体とペブル床もしくはコアドブリック床との間でどの程度の伝熱性能が得られるかを評価し、その伝熱性能の範囲内で、上記の種々のパラメータが η° と δ° に与える影響を明らかにする。そして最後に、以上の考察に基づき、ペブル床ならびにコアドブリック床の蓄熱形熱交換器を小型化するための方策を検討する。

5.1 蓄熱形熱交換器の熱特性計算

蓄熱形熱交換器の熱特性計算については、第4章で数値計算による手法を示した。しかしここでは、種々のパラメータが熱特性に与える影響を明らかにすることが目的であるため、従来から多くの研究がなされている単純な解析モデルを用いて、熱特性計算を行う。

今、一定温度 T_{g0}^h の加熱気体と、一定温度 T_{g0}^c の被加熱気体とが、交互に蓄熱床中に流入すると仮定する。蓄熱床中における熱伝達の基礎方程式は、第4章の式(4-1)、(4-2)で示されるが、式(4-1)の左辺第二項を無視して、この両式を無次元化すると次式のようなになる[5-6]。

$$\frac{\partial V}{\partial \psi} = U - V \quad (0 \leq \psi \leq \Pi) \quad (5-1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \xi} = V - U \quad (0 \leq \xi \leq \Lambda) \quad (5-2)$$

ここで、 U 、 V 、 ψ 、 ξ 、 Π 、 Λ は、それぞれ以下の式で定義される無次元化された気体温度、蓄熱体温度、時間、軸方向座標、熱交換器の切り換え周期、蓄熱床高さである。

$$U = \frac{T_g - T_{g0}^c}{T_{g0}^h - T_{g0}^c} \quad (5-3)$$

$$V = \frac{T_m - T_{g0}^c}{T_{g0}^h - T_{g0}^c} \quad (5-4)$$

$$\psi = \frac{Ah\tau}{(1-\varepsilon)\rho_m c_m} \quad (5-5)$$

$$\xi = \frac{Ahz}{Gc_g} \quad (5-6)$$

$$\Pi = \frac{AhP}{(1-\varepsilon)\rho_m c_m} \quad (5-7)$$

$$\Lambda = \frac{AhH}{Gc_g} \quad (5-8)$$

加熱気体温度 U^h ならびに被加熱気体温度 U^c に関する境界条件は、

$$U^h(0, \psi^h) = 1 \quad (5-9)$$

$$U^c(0, \psi^c) = 0 \quad (5-10)$$

となり、加熱と放熱が周期的に繰り返される定常状態における蓄熱体温度 V^h 、 V^c に対する初期条件は、

$$V^h(\xi^h, \Pi^h) = V^c[\Lambda^c(1-\xi^h/\Lambda^h), 0] \quad (5-11)$$

$$V^h(\xi^h, 0) = V^c[\Lambda^c(1-\xi^h/\Lambda^h), \Pi^c] \quad (5-12)$$

と表わされる。

以上の式(5-1)、(5-2)、(5-9)、(5-10)、(5-11)、(5-12)を、文献[4-5]に基づき、付録5-1に示す手法を用いて解き、 $U^c(\Lambda^c, 0)$ ならびに $U^c(\Lambda^c, \Pi^c)$ が求まると、 η^c ならびに δ^c の定義から、両者の値を以下の式で計算できる。

$$\eta^c = [U^c(\Lambda^c, 0) + U^c(\Lambda^c, \Pi^c)]/2 \quad (5-13)$$

$$\delta^c = U^c(\Lambda^c, 0) - U^c(\Lambda^c, \Pi^c) \quad (5-14)$$

5.2 熱特性に影響を与えるパラメータ

式(5-5)～(5-8)より、蓄熱形熱交換器の熱特性に影響を与える独立なパラメータは、 Ah^h 、 Ah^c 、 $H/G^h c_g^h$ 、 $H/G^c c_g^c$ 、 $P^h/(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ ならびに $P^c/(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ の六つであることがわかる。ここで、 $P^h=P^c$ ならびに $\eta^h=\eta^c$ と仮定すれば、以下のようにして、独立なパラメータの数を減らすことができる。

最初に、 Ah^h と Ah^c の二つのパラメータは、 Ah^h と h^c/h^h の二つのパラメータに置き換えることができる。この二つのパラメータは、気体と蓄熱体との間の伝熱性能にかかわるパラメータで、 Ah^h が加熱気体と蓄熱体との間の熱伝達コンダクタンスを、また、 h^c/h^h が被加熱気体と加熱気体のそれぞれの蓄熱体との間の熱伝達係数の比を表わしている。

次に、 $H/G^h c_g^h$ と $H/G^c c_g^c$ について考えると、加熱気体と被加熱気体との間のエネルギーバランスから、次式が成り立つ。

$$G^h c_g^h P^h (T_{g0}^h - T_{g1a}^h) = G^c c_g^c P^c (T_{g1a}^c - T_{g0}^c) \quad (5-15)$$

ここで、 $P^h=P^c$ ならびに $\eta^h=\eta^c$ という仮定から、上式は次式のようになる。

$$G^h c_g^h = G^c c_g^c \quad (5-16)$$

従って、 $H/G^c c_g^c$ は $H/G^h c_g^h$ と同じ値をとることになる。また、加熱気体は通常燃焼ガスであるため、 c_g^h の値は決まり、結局、 $H/G^h c_g^h$ と $H/G^c c_g^c$ の二つのパラメータは、 H/G^h の二つのパラメータに減らすことができる。 H/G^h は、加熱気体単位質量流量あたりの蓄熱床の容積を示し、蓄熱体の蓄熱容量に関係したパラメータとなる。

最後に、 $P^h/(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ 、 $P^c/(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ について考えると、 $P^h=P^c$ の仮定から、 $P^c/(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ は $P^h/(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ と同じ値をとる。また表5-1に、2000K以上の超高温に耐えられる蓄熱体材料の候補として、アルミナ(Al_2O_3)、ジルコニア(ZrO_2)ならびにマグネシア(MgO)の ρ_m と c_m の値を示したが、これらの材料の $\rho_m c_m$ の値は、大体同程度の値をとることがわかる。さらに、 ε については、ペブル床の場合、ペブル床直径がペブル直径に比べて十分大きければ、 ε は大体0.4前後の値をとることが知られている。コアドブリック床の場合は、 ε の値は任意に選べるが、 ε が小さ過ぎると、次節で示すように、気体との間の熱伝達コンダクタンスが低くなってしまい、また逆に、 ε が大き過ぎると、 $(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ が小さくなって、十分な蓄熱容量を確保するためには、蓄熱床の容積を大きくしなければならなくなる。従って、 $(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ の値はそ

れほど大きく変えることはできないことがわかり、ここでは、アルミナペブル床を想定して、 $\varepsilon = 0.4$ 、 $\rho_m = 3900 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ 、 $c_m = 1.3 \text{ (kJ/kgK)}$ に設定した。すると $P^h / (1-\varepsilon)\rho_m c_m$ 、 $P^c / (1-\varepsilon)\rho_m c_m$ の二つのパラメータは、 P^h だけに減らすことができる。ここで、 $P^h (=P^c)$ は、熱交換器の加熱と放熱の切り換え時間であるが、 $P^h / (1-\varepsilon)\rho_m c_m$ の値が変わらなければ、熱交換器の熱特性は変わらないため、 P^h を減らすことは、 $(1-\varepsilon)\rho_m c_m$ をふやすのと同じ効果をもつことになる。従って、 P^h も蓄熱体の蓄熱容量に関係したパラメータであるということが出来る。

以上の考察より、蓄熱形熱交換器の熱特性は、気体と蓄熱体との間の伝熱性能に関係した Ah^h と h^c/h^h ならびに、蓄熱体の蓄熱容量に関係した H/G^h と P^h の四つのパラメータによって、主に記述できることが示された。そこで次に、ペブル床とコアドブリック床で、 Ah^h ならびに h^c/h^h がどの程度の値をとるかを検討し、それらの値の範囲内で、これらの四つのパラメータが熱特性にどのような影響を与えるのかを調べる。

表 5 - 1 高温用の種々の蓄熱体材料の密度と比熱

Material	ρ_m (kg/m ³)	c_m (kJ/kgK)
Alumina	3900	1.3
Zirconia	5500	0.75
Magnesia	3600	1.4

5.3 気体と蓄熱体との間の伝熱性能

気体と蓄熱体との間の伝熱性能を示すパラメータは、 Ah^h と h^h/h^c である。そこで、本節では、加熱気体として天然ガスの燃焼ガスを、また被加熱気体として空気、アルゴン、ヘリウムもしくは水蒸気を選んだ時の、ペブルもしくはコアドブリックとの間の両パラメータの値を調べる。

気体と蓄熱体との間の、蓄熱床単位体積あたりの伝熱面積 A ならびに、熱伝達係数 h は、ペブル床については、

$$A = \frac{6(1-\varepsilon)}{d} \quad (5-17)$$

$$h = \frac{0.255}{\varepsilon} Pr^{1/3} Re^{2/3} \frac{k_g}{d} [4-12] \\ + \frac{\sigma}{T_{ga}-T_{ma}} [E_g(T_{ga})^4 - E_g(T_{ma})^4] \quad (5-18)$$

の両式で、またコアドブリック床については、

$$A = \frac{4\varepsilon}{d} \quad (5-19)$$

$$h = 0.023Pr^{0.4} Re^{0.8} \frac{k_g}{d} [5-7] \\ + \frac{\sigma}{T_{ga}-T_{ma}} [E_g(T_{ga})^4 - E_g(T_{ma})^4] \quad (5-20)$$

の両式で、それぞれ与えられる。ここで、式(5-18)と式(5-20)の右辺第一項と第二項は、それぞれ、対流熱伝達係数と輻射熱伝達係数を示す。輻射熱伝達係数の計算に必要な、気体と蓄熱体のそれぞれの平均温度は、以下の式で与え、

$$T_{ma} = (T_{g0}^h + T_{g0}^c) / 2 \quad (5-21)$$

$$T_{ga}^h = (T_{g0}^h + T_{g1a}^h) / 2 \\ = T_{ma} + (1-\eta^h) (T_{g0}^h - T_{g0}^c) / 2 \quad (5-22)$$

$$\begin{aligned}
T_{ga}^c &= (T_{g0}^c + T_{g1a}^c) / 2 \\
&= T_{ma} - (1 - \eta^c) (T_{g0}^h - T_{g0}^c) / 2
\end{aligned}
\tag{5-23}$$

対流熱伝達係数の計算に必要な気体の物性値は、温度 T_{ma} での値を用いた。

式(5-17)～(5-20)より、ペブル床とコアドブリック床の両者とも、熱伝達コンダクタンス Ah は、主に、 d 、 ε 、 G ならびに気体の種類に依存することがわかる。そこで、図5-1には、両者の蓄熱床に対する Ah^h の値を、 d と G^h の関数として示した。ここで、 ε は、前節の議論より $\varepsilon = 0.4$ とおいてあり、 d と G^h は妥当と考えられる範囲内で変化させた。 h^h の値の計算にあたっては、 $T_{g0}^h = 2100\text{K}$ 、 $T_{g0}^c = 700\text{K}$ 、 $\eta^c = 0.9$ を仮定した。図5-1より、同じ d の値に対して、ペブル床の Ah^h は、コアドブリック床の Ah^h よりも、約一桁大きいことがわかる。また両蓄熱床に対して、 Ah^h のとりえる範囲は、ほぼ $0.5 \sim 100\text{kW/m}^3\text{K}$ であることが示される。

次に、図5-2に、種々の被加熱気体に対する h^c/h^h の値を、 d の関数として示した。ここで G^h の値は、 h^c/h^h の値にあまり影響を与えないので、 $G^h = 3\text{kg/m}^2\text{s}$ としてある。本図より、ペブル床、コアドブリック床ともに、空気とアルゴンはほぼ同じ h^c/h^h の値をとり、ヘリウムと水蒸気がそれより大きい値をとることが示される。ヘリウムの場合は、対流熱伝達係数が、また水蒸気の場合は、輻射熱伝達係数がそれぞれ大きくなるため、結果として、大きな h^c/h^h の値をとることになる。図5-2に示された、各被加熱気体に対する h^c/h^h の値は、大体 $0.5 \sim 2$ の範囲内にあることがわかる。

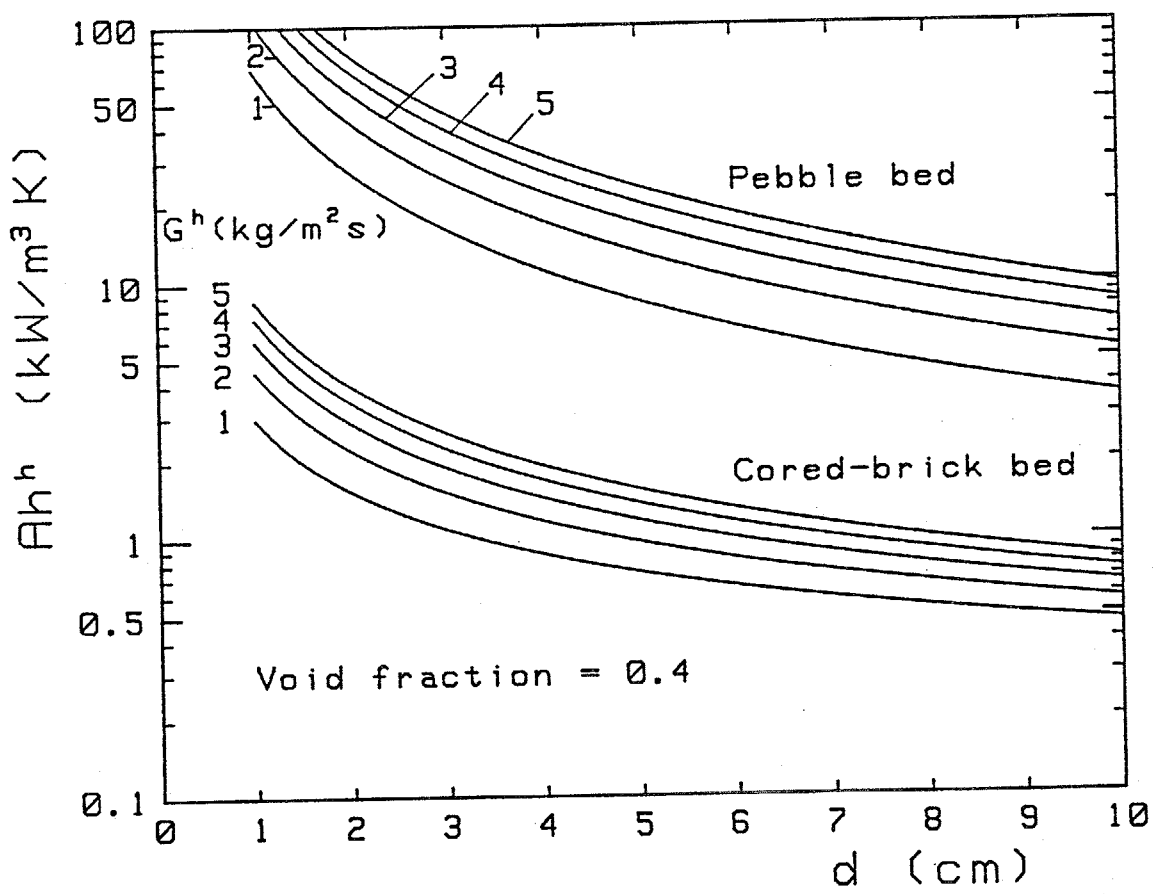


図5-1 燃焼ガスとペブル床ならびにコアドブリック床との間の熱伝達コンダクタンスと d 、 G^h との関係

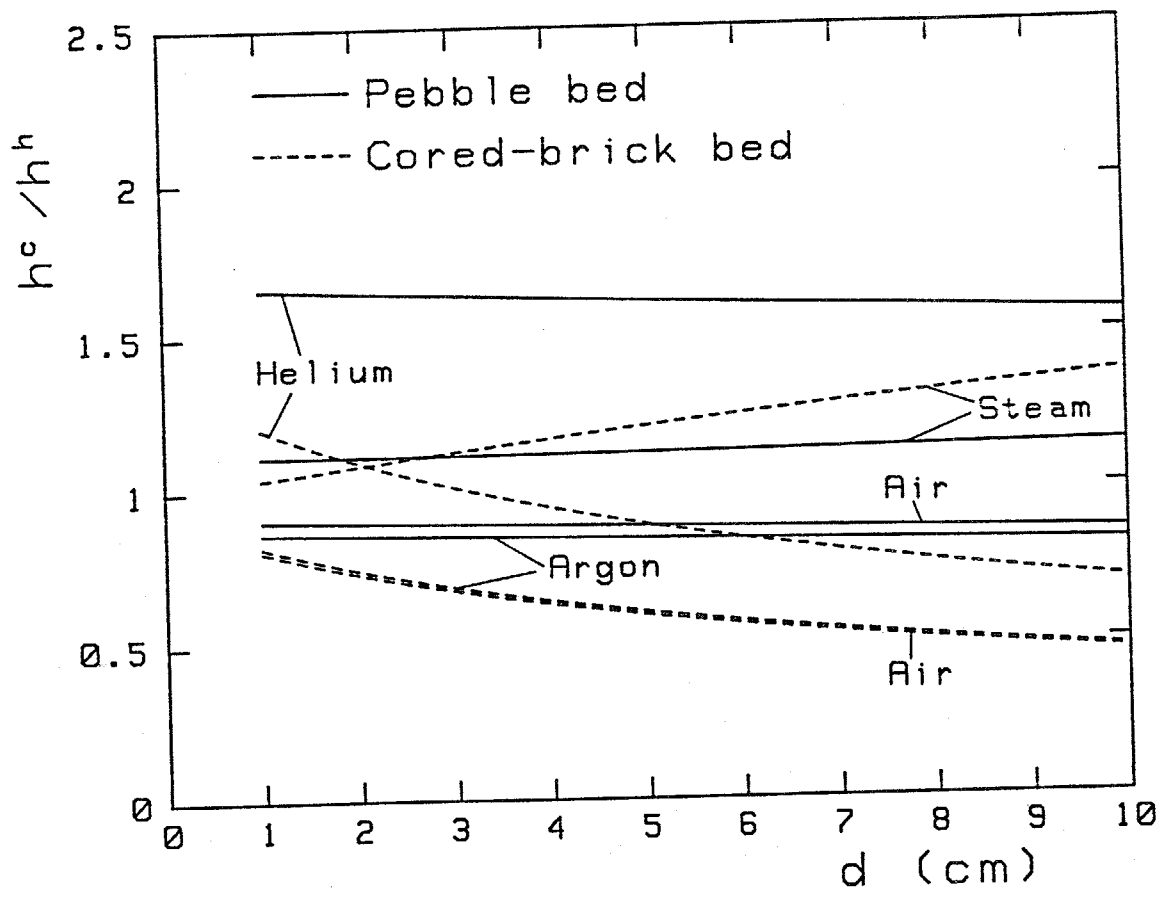


図5-2 種々の被加熱気体と燃焼ガスのそれぞれの、ペブル床もしくはコアドブリック床との間の熱伝達係数の比とdとの関係

5. 4 蓄熱形熱交換器の熱特性

以上より、ペブル床ならびにコアドリック床の伝熱性能が明らかとなったので、次に、この伝熱性能の範囲内で、伝熱性能と蓄熱体の蓄熱容量のそれぞれに関係した各パラメータの値が、蓄熱形熱交換器の熱特性にどのような影響を与えるかを調べる。パラメータ H/G^h については、

$G^h = 3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ とおいて H を変化させるものとし、各パラメータは、 $0.1 \leq Ah^h \leq 100$

($\text{kW/m}^3\text{K}$)、 $h^c/h^h = 0.5, 1, 2$ 、 $H = 2, 5, 10, 20, 50$ (m)、

$P^h = 150, 300, 600$ (s) の各範囲内で変化させた。

図5-3には、 $P^h = 300$ s おいて、 Ah^h 、 h^c/h^h ならびに H の値が、放熱時の熱交換効率 η^c ならびに、被加熱気体の流出温度変動幅 δ^c に、どのような影響を与えるかを示した。 η^c は、 Ah^h 、 h^c/h^h ならびに H のいずれにも依存することがわかるが、この三つのパラメータに対する依存性は、 Ah^h が大きくなると弱くなることが示されている。一方、 δ^c は、 Ah^h がある程度以上大きければ、ほとんど H の値にのみ依存することが示されている。 Ah^h が非常に小さい領域では、蓄熱体と気体との間の熱伝達が悪く、放熱時の蓄熱体からの放熱量が少なくなるため、 δ^c は減少している。

次に、図5-4には、 $h^c/h^h = 1$ として、 h^c/h^h の代わりに P^h を変化させた場合の結果を示す。本図から、 Ah^h の大きさによらず、 P^h の値は、 η^c にはほとんど影響を与えず、主に δ^c に影響を与えることがわかる。

以上の結果から、 η^c に影響を与えるパラメータは、気体と蓄熱体との間の伝熱性能の程度（すなわち Ah^h の値）によって異なり、伝熱性能が高い場合には、 η^c はほぼ一定の高い値をとり、伝熱性能が低い場合には、伝熱促進を行って Ah^h もしくは h^c/h^h を大きくするか、蓄熱床高さを高くすることによって、 η^c の値を著しく増加させることができることが示される。また、 δ^c については、主に、蓄熱体の蓄熱容量に関係したパラメータである H と P^h に依存し、蓄熱床の高さを高くするか、熱交換器の加熱・放熱の切り換え周期を短くすることによって δ^c を減らすことができることがわかる。

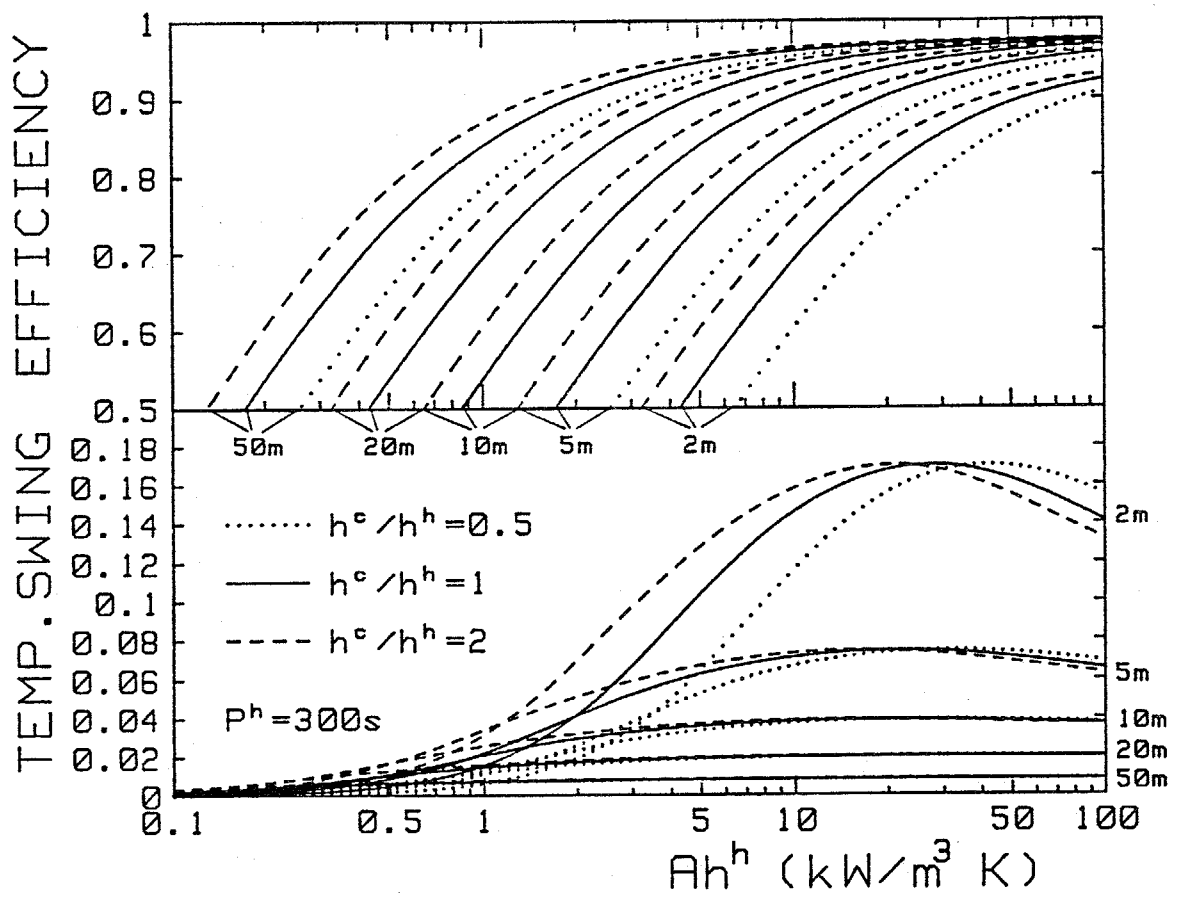


図5-3 被加熱気体に対する熱交換効率、流出温度変動幅と Ah^h 、 H 、 h^c/h^h との関係

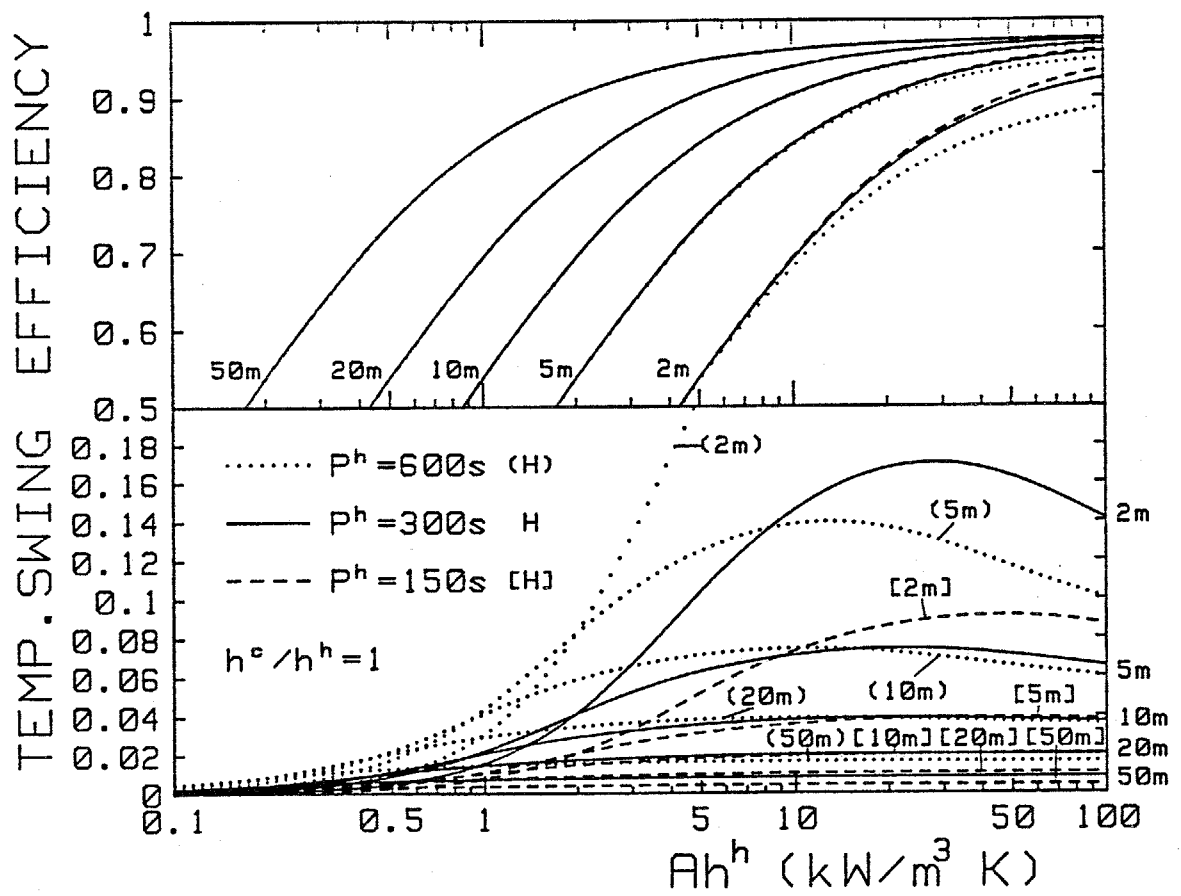


図5-4 被加熱気体に対する熱交換効率、流出温度変動幅と Ah^h 、 H 、 P^h との関係

5. 5 蓄熱形熱交換器の小型化の方策

これまでは、種々のパラメータが η^c と δ^c に与える影響を調べてきたが、熱交換器の設計にあたっては、必要とする η^c の最小値 η_{\min}^c と δ^c の最大許容値 δ_{\max}^c を与えた時に、 $\eta^c \geq \eta_{\min}^c$ 、 $\delta^c \leq \delta_{\max}^c$ が満足される範囲内で、必要とする蓄熱床高さをどうすれば低くすることができるかが重要となる。そこで本節では、与えられた η_{\min}^c 、 δ_{\max}^c の値に対して、 $\eta^c \geq \eta_{\min}^c$ 、 $\delta^c \leq \delta_{\max}^c$ を満足するHの最小値が、 Ah^h 、 h^c/h^h ならびに P^h の値によってどのように変化するかを調べ、蓄熱形熱交換器の小型化の方策を検討する。

図5-5、5-6には、種々の η_{\min}^c の値に対して、 $\eta^c = \eta_{\min}^c$ となる蓄熱床高さHの値と Ah^h の値との関係を、それぞれ h^c/h^h ならびに P^h の値を変化させて示した。コアドブリック床に相当する $1 \sim 10 \text{ kW/m}^3\text{K}$ という低い Ah^h の値の範囲では、 Ah^h もしくは h^c/h^h の値を増加させることにより、著しくHを減らすことができるが、ペブル床に相当する $10 \sim 100 \text{ kW/m}^3\text{K}$ という高い Ah^h の値の範囲では、 η_{\min}^c が非常に大きくない限り、 Ah^h 、 h^c/h^h の値は、Hの値にあまり影響を与えないことが示される。

一方、図5-7、5-8には、種々の δ_{\max}^c の値に対して、 $\delta^c = \delta_{\max}^c$ となるHの値と Ah^h の値との関係を、それぞれ h^c/h^h ならびに P^h の値を変化させて示した。ただし、両図においては、 $\eta^c \geq 0$ 、8を満足する Ah^h の値の範囲内の結果を示した。この両図から、 δ_{\max}^c によって決定されるHは、気体と蓄熱体との間の伝熱性能にはほとんどよらず、 P^h を減らすことによってのみ減少させることができることが示される。

以上の考察より、ペブル床とコアドブリック床とでは、気体との間の伝熱性能が違うため、その小型化の方策も異なったものになることが予想される。

ペブル床の場合には、気体との間の伝熱性能が高いために、蓄熱床高さが低くても、十分に大きな η^c の値を得ることが可能となる。従って、蓄熱床高さは、主として δ_{\max}^c によって決定されることになり、加熱・放熱の切り換え周期を短くすることが、蓄熱床高さを抑えるのに有効であることがわかる。また、熱交換器の位相差運転法(staggered operation) [4-10]を行うことにより、 η^c を変えずに、 δ^c の許容値を2倍にすることができる。位相差運転法においては、2台ずつの熱交換器がそれぞれ加熱と放熱状態にあり、各2台ずつの熱交換器は、 P^h の半分だけ位相をずらして運転される。2台の熱交換器から流出してくる被加熱気体が混合されると、混合前に比べて温度変動の幅は半分になり、その一方で、熱交換効率は、混合の前後で変化しない。従って、熱交換器出口での δ^c の許容値を2倍にすることができるわけで、それによって図5-7、5-8に示されるように、蓄熱床高さを大幅に減らすことが可能となる。なお、この位相差運転法では、合計4台の熱交換器が必要となるが、加熱・放熱を1台ずつの合計2台の熱交換器で行う場合に比べて、各

熱交換器を通過する気体の流量は半分になるため、1台の熱交換器の蓄熱床の断面積も半分ですむ。従って、全熱交換器の蓄熱床の合計断面積は両者の運転法で同じである。

次に、コアドブリック床の場合は、気体との間の伝熱性能が低いために、必要とする蓄熱床高さは、主に η_{min}^c で決まる。従って、蓄熱床高さを抑えるためには、気体と蓄熱体との間の伝熱促進を行い、 Ah^h または h^c/h^h を増加させることが有効である。図5-1に示されているように、 Ah^h は、穴径 d を小さくするか、蓄熱床単位断面積あたりの加熱気体の流量 G^h を増加させるか、空隙率 ε を大きくするか、のいずれかによって増加させることができる。また、 h^c/h^h の値の増加については、被加熱気体が空気の場合は、Khandwawalaらが提案したように、空気中に輻射性ガスを混入させることが有効であり、またクローズドサイクルMHD発電の場合は、作動気体をアルゴンからヘリウムに切り換えることが有効である。

最後に、被加熱気体の流入温度 T_{g0}^c を高くすることにより、 η^c と δ^c の定義から、同じ η^c と δ^c の値に対して、熱交換器出口における、被加熱気体の平均温度 T_{g1a}^c を高め、同時に温度変動幅 ΔT_{g1}^c を小さくすることができる。従って、金属製の隔壁形熱交換器を用いて、蓄熱形熱交換器に流入する被加熱気体を予熱することにより、蓄熱床の種類によらず、与えられた熱特性を得るために必要な蓄熱床高さを低くすることができる。

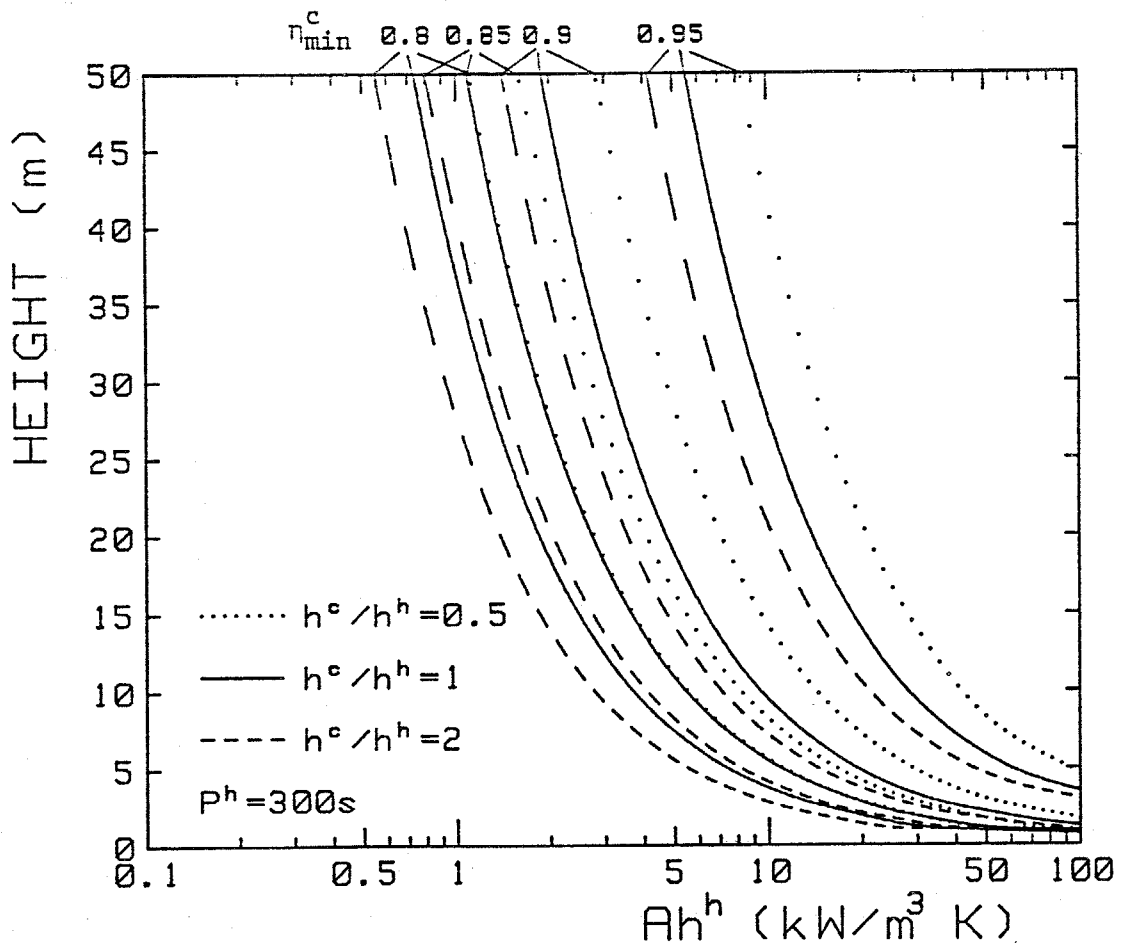


図5-5 与えられた η_{min}^c に対する蓄熱床高さの最小値と
 Ah^h 、 h^c/h^h との関係

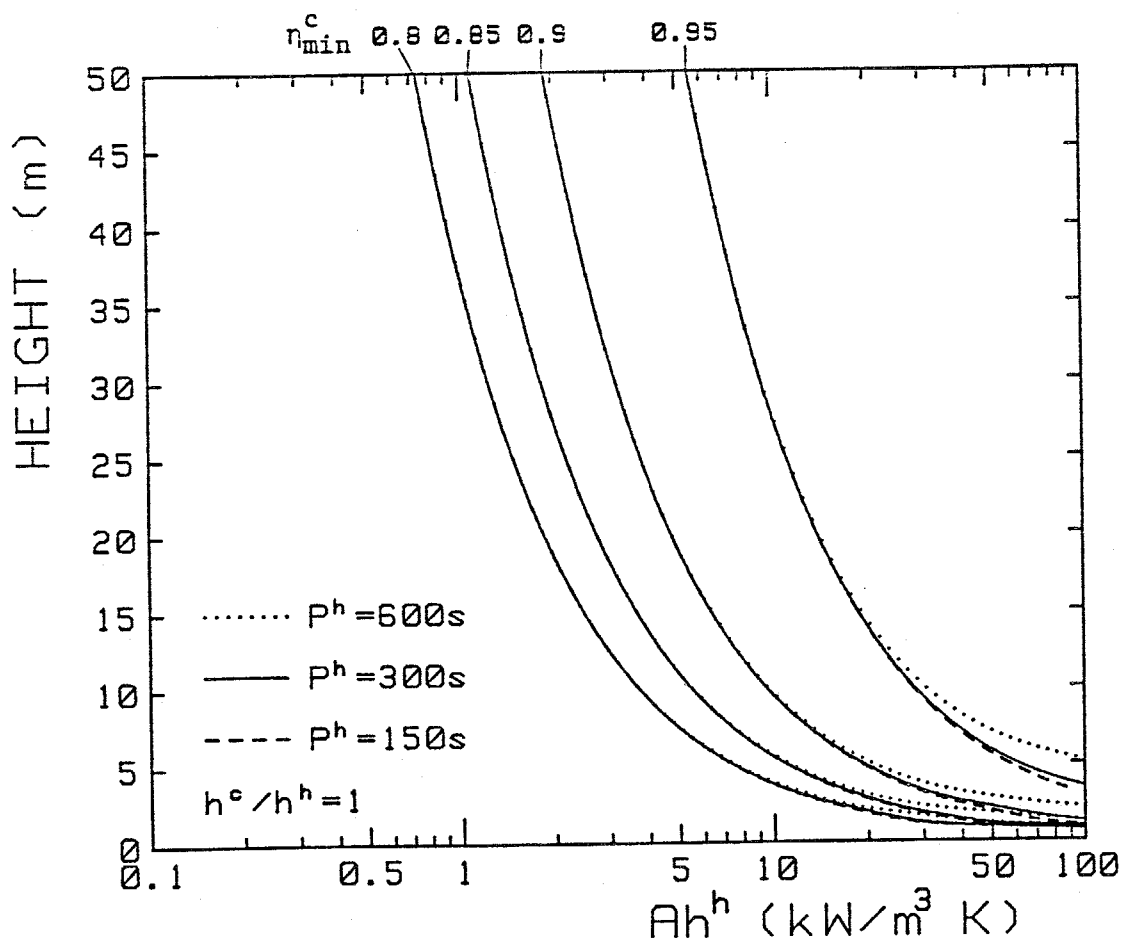


図5-6 与えられた η_{\min}^c に対する蓄熱床高さの最小値と Ah^h 、 P^h との関係

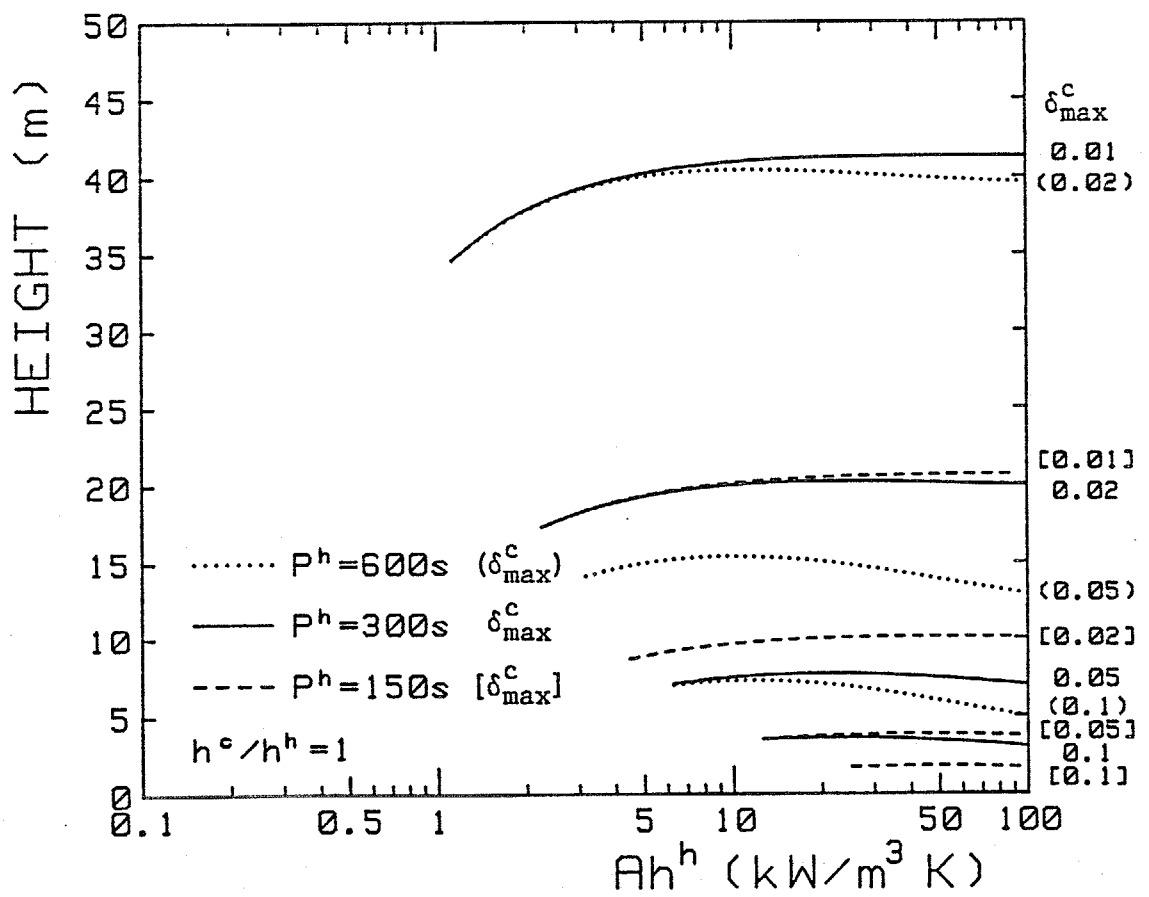


図5-7 与えられた δ_{max}^c に対する蓄熱床高さの最小値と
 Ah^h 、 h^c/h^h との関係

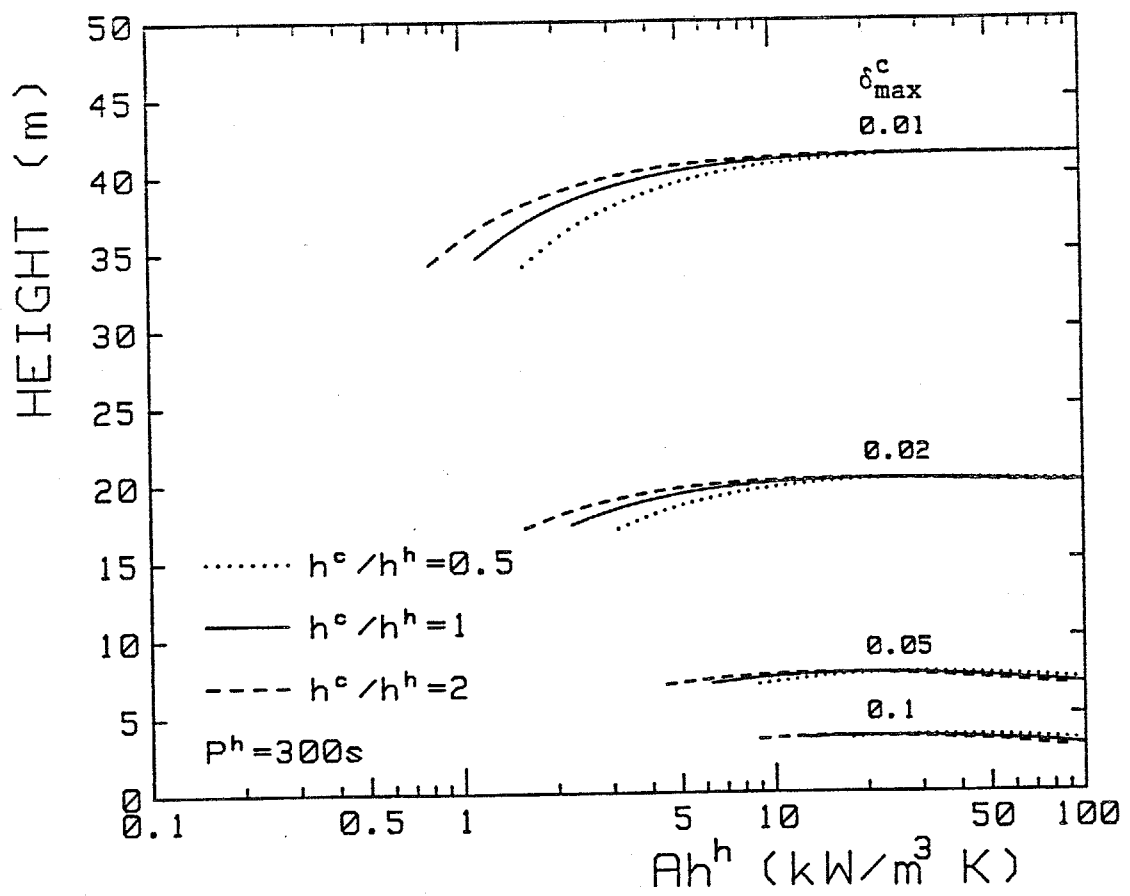


図5-8 与えられた δ_{\max}^c に対する蓄熱床高さの最小値と Ah^h 、 P^h との関係

5.6 まとめ

気体を2000K程度以上の高温に加熱するための蓄熱形熱交換器として、ペブル床とコアドブリック床の熱交換器を取り上げ、熱交換器を小型化するための方策を検討した。最初に、蓄熱形熱交換器の熱特性に影響を与える種々のパラメータについて検討した結果、熱特性は、気体と蓄熱体との間の伝熱性能に関するパラメータである、加熱気体と蓄熱体との間の熱伝達コンダクタンス、被加熱気体と加熱気体の蓄熱体との間のそれぞれの熱伝達係数の比ならびに、蓄熱体の蓄熱容量に関するパラメータである、蓄熱床高さ、加熱・放熱の切り換え周期の合計四つのパラメータによって主に決定されることが示された。

そこで、蓄熱形熱交換器の熱特性を表わす指標として、熱交換器出口における被加熱気体の無次元化された平均流出温度に相当する熱交換効率と、無次元化された流出温度変動幅を考え、この兩者に対して、上記の四つのパラメータがどのような影響を与えるかを調べた。その結果、熱交換効率については、気体と蓄熱体との間の伝熱性能が低く、加熱気体と蓄熱体との間の熱伝達コンダクタンスが小さい場合には、その熱伝達コンダクタンスの大きさ、被加熱気体と加熱気体のそれぞれの熱伝達係数の比ならびに、蓄熱床高さの三つのパラメータの影響を強く受けるのに対して、熱伝達コンダクタンスが大きい場合には、これらのパラメータに対する依存性が小さくなり、ほぼ一定の高い値が得られることが明らかとなった。また、流出温度変動幅については、気体と蓄熱体との間の伝熱性能にあまりよらずに、蓄熱床高さ、加熱・放熱の切り換え周期の二つのパラメータによって主に決定されることが示された。

以上の考察に基づいて、ペブル床とコアドブリック床の蓄熱形熱交換器の小型化の方策を検討した結果、ペブル床については、気体との間の伝熱性能が高いため、蓄熱床の高さは、主に許容される被加熱気体の流出温度の変動幅で決定され、加熱・放熱の切り換え周期を短くして流出温度変動幅を小さくするか、位相差運転法をとって、流出温度変動幅の許容値を増加させるかによって、必要とする蓄熱床高さを低くできることが明らかとなった。また、コアドブリック床については、ペブル床に比べて気体との間の伝熱性能が低いため、蓄熱床の高さは、主に必要とする被加熱気体の平均流出温度で決定され、蓄熱床高さを低くするためには、気体と蓄熱体との間の伝熱促進を計ることが有効であることが示された。さらに、蓄熱形熱交換器に流入する被加熱気体を予熱することは、被加熱気体の平均流出温度の上昇と、流出温度変動幅の減少の両方の効果を持ち、蓄熱床の種類によらず、蓄熱形熱交換器の小型化に有効であることも示された。

付録5-1 蓄熱形熱交換器の熱特性計算法

ここでは、式(5-1)、(5-2)、(5-9)、(5-10)、(5-11)、(5-12)を解くために用いた、文献[4-5]に示された解析手法の概略を述べる。

式(5-1)、(5-2)を解くにあたって、一方の式を差分形で表わすことにより、他方の式を解析的に解くことが可能となる。そこで、ここでは、無次元軸方向座標 ξ について差分化し、任意の初期条件と境界条件に対して、軸方向の各位置における U と V を、無次元時間 ψ の解析的な関数として求める。

今、無次元高さ L を N 個の点に分割し、 $\Delta\xi=L/N$ とすれば、気体の入口側から数えて n 番目の点の距離は $\xi=n\Delta\xi$ となり、その点における無次元気体温度 U_n ならびに無次元蓄熱体温度 V_n は、式(5-1)、(5-2)から、次式に従う。

$$\frac{dV_n}{d\psi} = U_n - V_n \quad (0 \leq n \leq N) \quad (5-24)$$

$$\frac{U_n - U_{n-1}}{\Delta\xi} = V_n - U_n \quad (1 \leq n \leq N) \quad (5-25)$$

ここで、

$$a = \frac{\Delta\xi}{1 + \Delta\xi} \quad (5-26)$$

$$b = \frac{1}{1 + \Delta\xi} \quad (5-27)$$

$$\tau = a\psi \quad (5-28)$$

とおくと、式(5-24)、(5-25)は

$$\frac{dV_n}{d\tau} + V_n = U_{n-1} \quad (1 \leq n \leq N) \quad (5-29)$$

$$U_n = aU_{n-1} + bV_n \quad (1 \leq n \leq N) \quad (5-30)$$

となる。

周期的な連続運転時の熱交換器に対しては、 $U_n^h(\tau)$ 、 $V_n^h(\tau)$ ならびに $U_n^c(\tau)$ 、 $V_n^c(\tau)$ がそれぞれ

れ式(5-29)、(5-30)に従い、境界条件(5-9)、(5-10)より、

$$U_0^h(\tau) = 1 \quad (5-31)$$

$$U_0^c(\tau) = 0 \quad (5-32)$$

となる。

また、初期条件(5-11)、(5-12)は、

$$V_n^h(a^h \Pi^h) = V_{N+1-n}^c(0) \quad (5-33)$$

$$V_n^h(0) = V_{N+1-n}^c(a^c \Pi^c) \quad (5-34)$$

となる。

そこで次に、境界条件(5-31)、(5-32)の下に、式(5-29)、(5-30)の厳密解を求めると次式のようになる。

$$V_n^h = 1 + \exp(-\tau^h) K_n^h \quad (5-35)$$

$$U_n^h = 1 + \exp(-\tau^h) B_n^h \quad (5-36)$$

$$V_n^c = \exp(-\tau^c) K_n^c \quad (5-37)$$

$$U_n^c = \exp(-\tau^c) B_n^c \quad (5-38)$$

ここで、 K_n^h 、 K_n^c 、 B_n^h 、 B_n^c は、以下の式で定義される。

$$K_n^h = A_n^h + \sum_{j=1}^{n-1} A_j^h \alpha_j^n \quad (5-39)$$

$$K_n^c = A_n^c + \sum_{j=1}^{n-1} A_j^c \alpha_j^n \quad (5-40)$$

$$B_n^h = a \sum_{j=1}^n A_j^h b^{n-j} \left\{ \sum_{r=0}^{n-j} \binom{n-j}{r} (a\tau/b)^r / r! \right\} \quad (5-41)$$

$$B_n^c = a \sum_{j=1}^n A_j^c b^{n-j} \left\{ \sum_{r=0}^{n-j} \binom{n-j}{r} (a\tau/b)^r / r! \right\} \quad (5-42)$$

ただし、 A_j^h 、 A_j^c は $2N$ 個の未定定数であり、

$$\alpha_{jn} = b^{n-j} \sum_{k=1}^{n-j} \binom{n-j-k}{k-1} (a\tau/b)^k / k! \quad (5-43)$$

である。上式中の未定定数 A_j^h 、 A_j^c を決定するために、式 (5-35) ~ (5-38) を初期条件 (5-33)、(5-34) に代入すると、次の $2N$ 個の代数方程式が得られる。

$$1 + A_n = \exp(-a^c \Pi^c) \left(\sum_{j=1}^{N-n} A_j^c \lambda_{j, N+1-n}^c + A_{N+1-n}^c \right) \quad (1 \leq n \leq N) \quad (5-44)$$

$$A_m^c = 1 + \exp(-a^h \Pi^h) \left(\sum_{j=1}^{N-m} A_j^h \lambda_{j, N+1-m}^h + A_{N+1-m}^h \right) \quad (1 \leq m \leq N) \quad (5-45)$$

ここで、 λ_{jn}^h ならびに λ_{jn}^c は、それぞれ $\tau^h = a^h \Pi^h$ 、 $\tau^c = a^c \Pi^c$ における a_{jn}^h 、 a_{jn}^c の値を示す。これらの式 (5-44)、(5-45) を連立させて A_j^h 、 A_j^c を求めれば、式 (5-35) ~ (5-38) より、 $U_n^h(\tau)$ 、 $V_n^h(\tau)$ 、 $U_n^c(\tau)$ 、 $V_n^c(\tau)$ を求めることができる。

第6章 ペブル床蓄熱形熱交換器における圧力損失の抑制に関する研究

前章で検討したように、ペブルを蓄熱体とする蓄熱形熱交換器では、気体とペブルとの間の伝熱性能が高いため、熱交換器を小型化できる可能性がある。しかし一方で、それだけ流動抵抗も大きく、コアドブリック床に比べ、通過する気体の圧力損失が大きいことが、ペブル床熱交換器の欠点の一つとなっている。クローズドサイクルMHD発電の場合、熱交換器での圧力損失は、作動気体の圧縮機の所要動力を増大させ、発電効率の低下を招くことになる。従って、熱交換器の熱特性をなるべく低下させずに、圧力損失の低減化を計ることは重要な課題である。

本章では、最初に、Fujii-1高温熱交換器のアルゴンブロー時に測定したアルゴンの圧力損失のデータに基づき、ペブル床蓄熱形熱交換器での圧力損失を予測する上で、妥当と考えられる計算式の選定を行う。そして、その式を用いて、連続運転の条件下での熱交換器の圧力損失を計算し、同時に、熱特性の計算をも行うことによって、熱特性を低下させずに、圧力損失を抑制するための、熱交換器の最適な設計条件について検討する。なお、燃焼ガスの圧力損失については、希ガスの場合と同様な議論が適用できるため、ここでは、希ガス側の圧力損失のみを考える。

6.1 ペブル床中での気体の圧力損失に関するこれまでの研究

ペブル床を含む、種々の充填床中を通過する気体の圧力損失に関しては、主として化学工学の分野で、これまで多くの研究がなされ、圧力損失を表わす多数の実験式が提案されてきた。しかし、それらの実験式の導出に用いられた実験データの多くは、小型の装置を用いた常温付近での実験で得られたデータであり、大きな粒子を用いた、高レイノルズ数領域 ($Re > 1000$) でのデータも限られている。

そこで、クローズドサイクルMHD発電用の実用規模のペブル床蓄熱形熱交換器における作動気体の圧力損失の予測にあたっては、実際の動作条件に近い条件下 (大型装置、高温、大粒子径、高レイノルズ数) で得られた実測データに基づいて、これまで提案されている種々の実験式を評価する必要があるものと考えられる。本節ではまず、これまでの研究をまとめる。

ペブル床内での気体の圧力損失は、管内流の場合と同様に、以下の式で表わされる。

$$\frac{dP}{dz} = \frac{2f_m \dot{m}^2}{g_c \rho_g d_p} \quad (6-1)$$

ここで、摩擦係数 f は、レイノルズ数 Re と、ペブル床の空隙率 ϵ の両者の関数となる。

管内流の場合、層流域では f は Re に反比例し、乱流域では f はほとんど Re に依存しなくなることから、Ergun [6-1] は、充填床中での f として、この両者の項をたし合わせた次のような実験式を提案した。

$$f = \frac{75}{Re} \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} + 0.875 \frac{1-\epsilon}{\epsilon^3} \quad (\text{Ergun}) \quad (6-2)$$

この式は、多数の教科書で引用されており（例えば文献 [6-2]）、充填床中での圧力損失の計算に、広く使われている。

しかし、Handley & Heggs [4-12] ならびに Hicks [6-3] らは、Ergun の式では、乱流域での圧力損失を過大評価することを指摘し、その代わりに、次のような式を提案した。

$$f = \frac{184}{Re} \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} + 0.62 \frac{1-\epsilon}{\epsilon^3} \quad (\text{Handley \& Heggs}) \quad (6-3)$$

$$f = \frac{3.4}{Re^{0.2}} \frac{(1-\epsilon)^{1.2}}{\epsilon^3} \quad (\text{Hicks}) \quad (6-4)$$

一方で、文献 [6-4] では、Leva [6-5] によって提案された式を、また文献 [6-6] では、Carman [6-7] によって提案された式を、それぞれ用いるように記されている。

$$f = \frac{1.75}{Re^{0.1}} \frac{1-\epsilon}{\epsilon^3} \quad (\text{Leva}) \quad (6-5)$$

$$f = \frac{90}{Re} \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} + \frac{1.435}{Re^{0.1}} \frac{(1-\epsilon)^{1.1}}{\epsilon^3} \quad (\text{Carman}) \quad (6-6)$$

図6-1に示すように、これらの実験式は、 $Re = 300$ 付近ではほぼ同程度の f の値を与えるが、 Re の増加にしたがってその差は広がり、 $Re = 5000$ では、例えばErgunの式は、Carmanの式に比べ、約50%も大きい f の値を与えることになる。従って、特に、高いレイノルズ数の範囲での実測データを取り、上に与えた各式の中で、ペブル床蓄熱形熱交換器での気体の圧力損失の予測に対し、最も、妥当な式の選定を行う必要があるものと考えられる。そこで次に、Fuji-1高温熱交換器のアルゴンブロー時におけるアルゴンの圧力損失の実測データを示し、ペブル床における圧力損失の評価式について検討する。

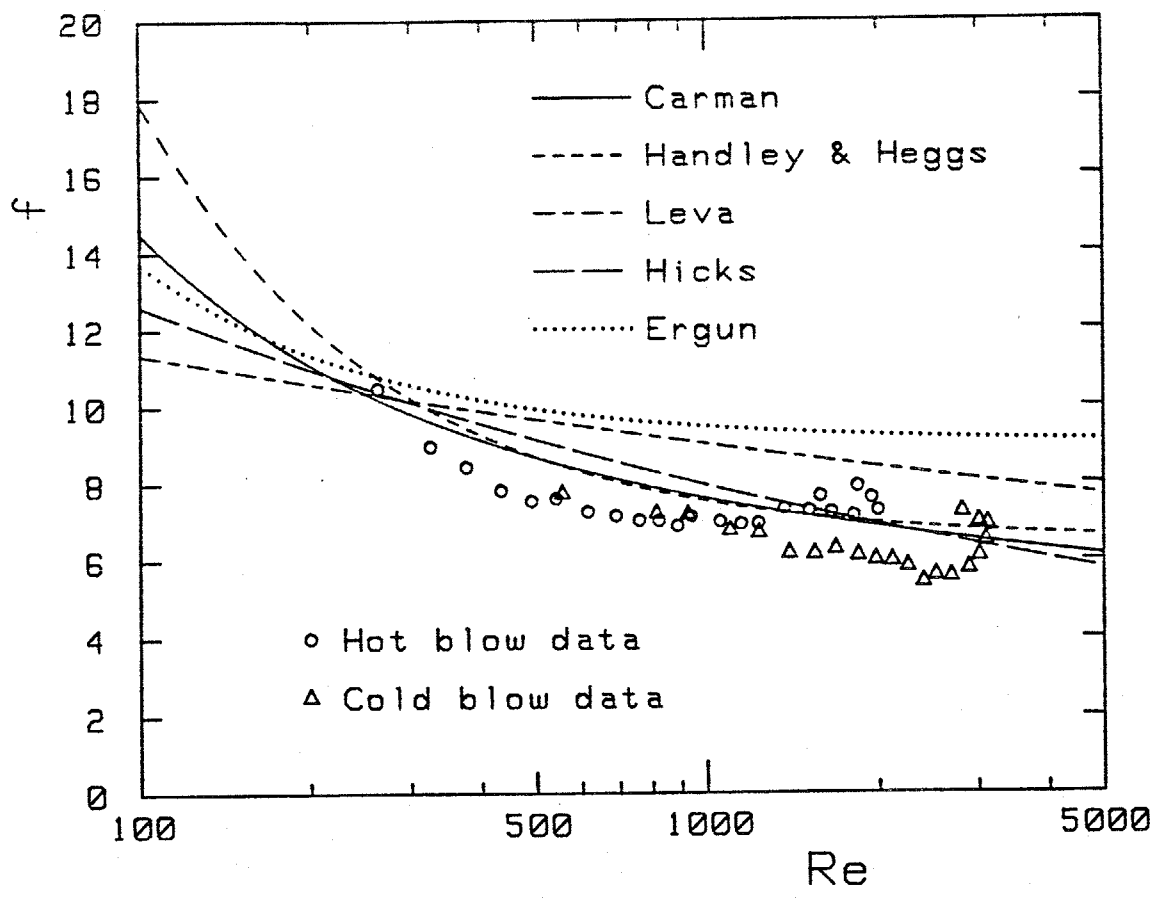


図6-1 摩擦係数 f とレイノルズ数 Re の関係

6.2 Fuji-1高温熱交換器を用いた圧力損失の測定

(1) 実験方法

Fuji-1高温熱交換器は、第3章で述べたのと同様な方法で運転される。ベブル床中でのアルゴンの圧力損失に与える温度の影響を見るため、220℃の空気による予熱終了時（コールドブロー）と昇温終了時（ホットブロー）の2度、アルゴンのブローダウン実験を行い、アルゴンの圧力損失の経時変化を測定した。コールドブロー時においては、ベブル床高さを3mにし、すべて直径20mmのベブルを充填したのに対して、ホットブローにおいては、ベブルの浮き上がりを防ぐため、ベブル床頂上部の高さ0.1m分だけ、直径30mmのベブルを充填し、また、ベブル床の高さも0.1m下げて、2.9mとした。

ベブル床内の温度は、第4章で詳述したように、軸方向・半径方向の各位置で、熱電対によって測定した。また、アルゴン流量はオリフィス流量計で、ベブル床上方の燃焼室内でのアルゴンの圧力は、圧力伝送器で測定した。さらに、ベブル床中でのアルゴンの圧力損失は、ベブルを支持している金属製格子の下部のアルゴン配管におけるアルゴンの圧力と、燃焼室内でのアルゴンの圧力との差圧を、差圧伝送器で測ることによって測定した。なお、この圧力損失の測定値には、ベブル床内での圧力損失のほかに、金属製格子ならびに、アルゴン配管でのアルゴンの圧力損失も加えられているが、その値を見積もったところ、この両者の圧力損失は無視しうることが示された。またアルゴンを加熱した場合の加速による静圧の減少は20Pa程度であり無視できる。

一方、ベブル床の空隙率は、充填したベブルの総重量、単一ベブルの密度ならびに、ベブル床の空間容積から、 $\varepsilon = 0.39$ と決定された。

(2) 実験結果と考察

最初に、コールドブローとホットブローの両者について、図6-2には、アルゴンの流量と圧力の経時変化の実測値を、また図6-3には、アルゴンの圧力損失の経時変化の実測値をそれぞれ示す。アルゴンブロー開始時から、アルゴンの流量が最大になるまでの時間は、コールドブローで約40秒、ホットブローで約65秒となっている。それまで、アルゴン流量は連続的に変化しており、その間の圧力損失の経時変化を見ることで、広いレイノルズ数範囲にわたって、圧力損失とレイノルズ数との関係を調べることができる。

一方、両者のアルゴンブローに対して、ブロー開始時とブロー終了時の、ベブル床中でのアルゴン温度の軸方向分布（半径方向には平均化された分布）を図6-4に示す。この温度分布は、次のようにして得られたものである。最初に、アルゴンブロー開始直前の、ベブル床内の軸方向・半径方向の各位置での温度を測定する。この時点では、ベブル床内は真空排気されているため、実測温度は、各

位置でのベブル温度をほぼ示していると考えられる。そこで、ベブル床内のそれぞれの高さで、各半径方向位置で測定した温度の平均値をとり、それをその高さでのベブル温度とした。それにより、アルゴンブロー開始時のベブル床内温度の軸方向温度分布が得られる。次に、この温度分布を初期条件として、第4章に示した一次元伝熱解析を行って、アルゴンブロー時のアルゴン温度の軸方向温度分布の経時変化を計算し、その最初と最後の温度分布が、図6-4に示されている。

アルゴンブロー中の各時刻での、アルゴンの流量、圧力、圧力損失の各データならびに、上記のようにして計算したアルゴン温度の軸方向分布から、その時刻における Re ならびに f の値が、以下の式で得られる。

$$Re = \frac{\dot{m}}{H} \int_0^H \frac{d_p}{\mu_g} dz \quad (6-7)$$

$$f = \frac{\Delta P_g c}{2\dot{m}^2} / \int_0^H \frac{1}{\rho_g d_p} dz \quad (6-8)$$

アルゴンの温度（従って μ_g ならびに ρ_g ）および d_p が軸方向で変化しているため、上式で計算される Re 、 f の値は、軸方向の平均値となる。ただし、コールドブローにおいては、充填されているベブルはすべて同一直径であり、また、アルゴン温度もベブル床内でほぼ均一であることから、 Re ならびに f は、軸方向の位置によらない一定値となる。

上記のようにして得られた、アルゴンブロー中の各時刻での Re と f のデータを図6-1に示した。コールドブローならびにホットブローの両データとも、ほぼ同様な傾向を示し、測定したレイノルズ数の範囲 ($300 < Re < 3000$) では、Carman、Handley & Hegggs ならびに Hicks によって提案された各式と比較的よい一致を示し、Ergun ならびに Leva の式では、 f の値を過大評価してしまうことがわかる。なお、各実験式の導出にあたって用いられた実験データのレイノルズ数範囲については、Ergun の式では最大1200であり、本実験条件の範囲からやはずれているが、他の式については、本実験条件のレイノルズ数範囲をカバーしている。

ホットブロー時の Re と f のデータは、軸方向の平均値であるため、正確な f と Re との関係を与えていない恐れがある。そこで、上述の結果を確かめるために、式(6-9)に示すように、逆に式(6-1)を積分して、アルゴンブロー中の各時刻におけるアルゴンの圧力損失の予測値を計算した。

$$\Delta P_g = 2\dot{m}^2 \int_0^H \frac{f}{\rho_g d_p} dz \quad (6-9)$$

f の計算式として、Ergun、Leva ならびに Carman の各式を用いた場合の計算結果を

図6-3に示す。他の二つの式については、Carmanの式とほぼ同一の結果を与えるため、図6-3中では省略されている。これらの計算結果を実測結果と比較してみると、コールドブロー、ホットブローともに、やはりCarmanの式が、実測値に一番近い予測値を与えていることがわかる。

fの値は、Reとともに ε にも大きく依存する。しかし、ペブル直径に比べて十分に大きな直径を有する充填床中に、均一な大きさのペブルをランダムに充填する場合、 ε はほぼ0.4前後の値をとる。また、次節で検討する連続運転時の熱交換器は、ほぼ $500 < Re < 5000$ の動作条件下で運転されることになる。従って、本節で得られた結果は、実用規模の熱交換器に対しても適用可能であると考えられる。そこで、以下、fの評価式としてCarmanの式を用いることにし、熱交換器の圧力損失を抑制する方策を検討する。なお、第2章で述べたように、耐火壁近傍では、 ε が大きくなるが、その領域の面積のペブル床全体の面積に対する割合は、式(2-3)より、Fuji-1高温熱交換器においては3.6%であり、その影響はほぼ無視できる。

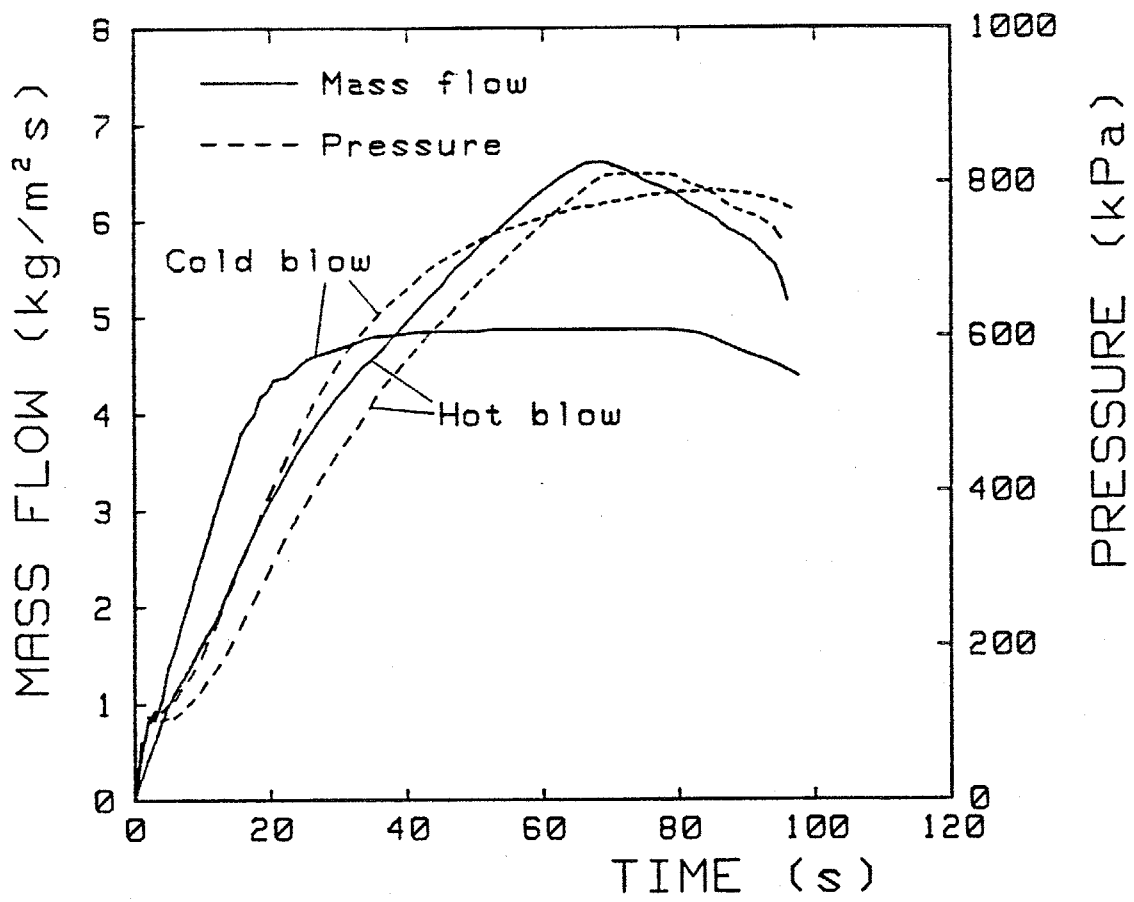


図6-2 アルゴンブロー時のアルゴンの温度と圧力の経時変化

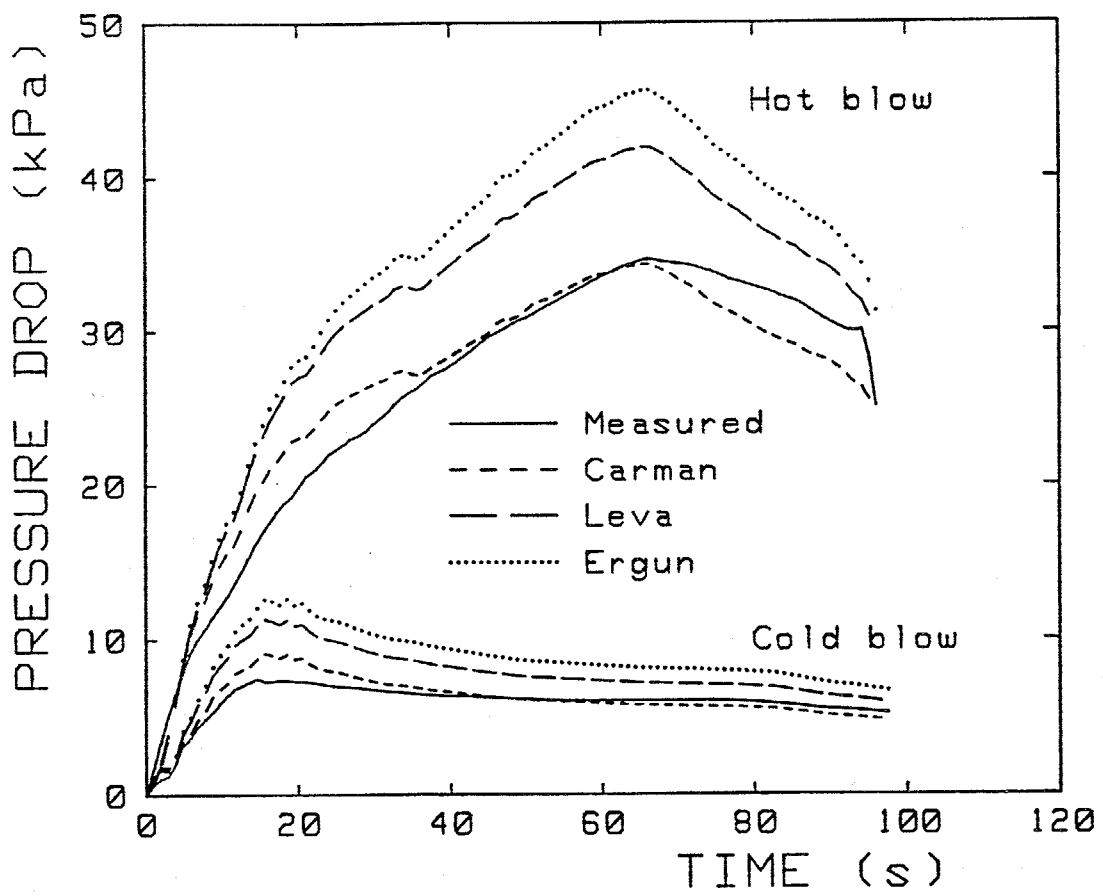


図6-3 アルゴンブロー時のアルゴンの圧力損失の経時変化

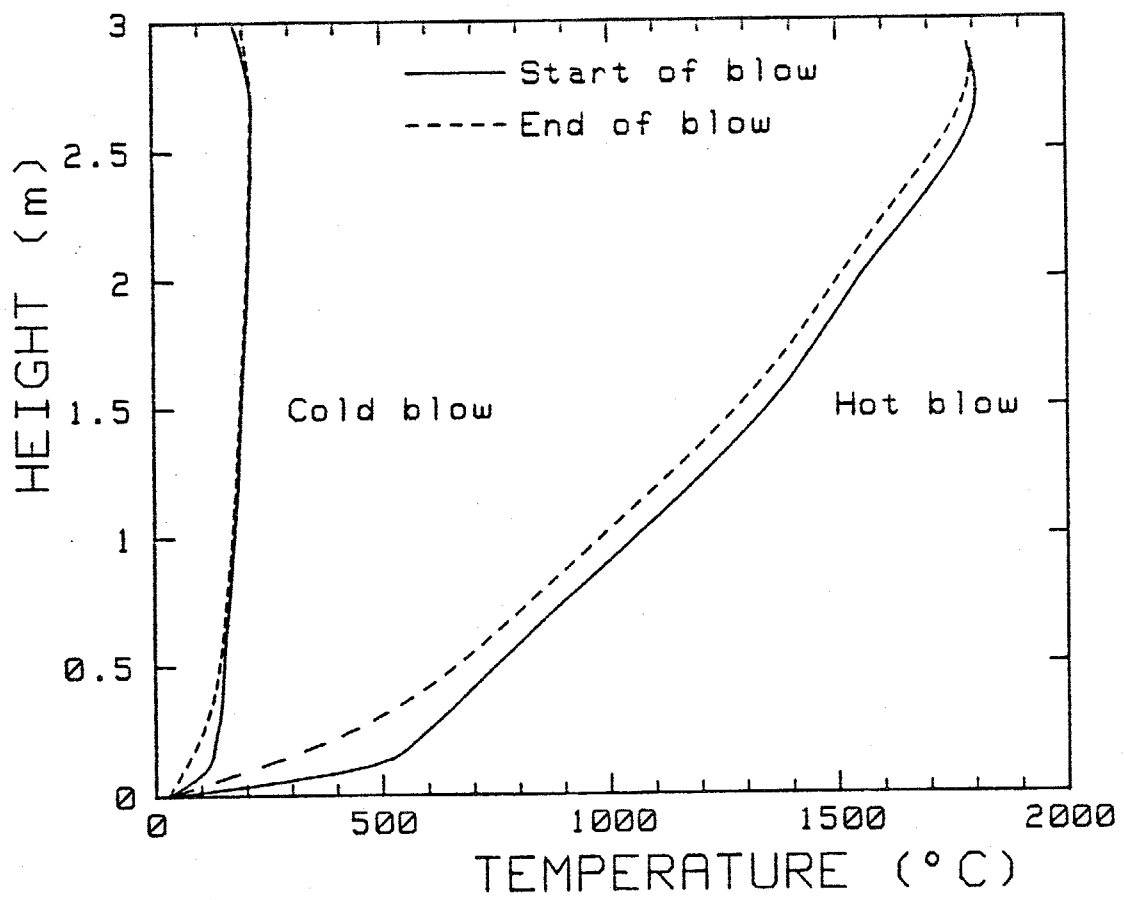


図6-4 アルゴンブロー開始時と終了時のペブル床内におけるアルゴンの軸方向温度分布

6. 3 熱交換器の圧力損失の抑制と熱特性

(1) 熱交換器の圧力損失抑制の方策

以上の結果より、ペブル床中での気体の圧力損失は、式(6-6)と式(6-9)とを用いて計算できることが示され、 Re が大きい範囲では、式(6-6)の右辺第一項は無視でき、圧力損失は $\dot{m}^{1.9} \mu_g^{0.1} / \rho_g d_p$ に比例することがわかる。

一方、蓄熱形熱交換器の熱特性を左右する、最も重要なパラメータである、ペブルと気体との間の熱伝達コンダクタンス $A_{gp} h_{gp}$ は、第4章より、

$$A_{gp} h_{gp} = \frac{1.53(1-\epsilon)}{\epsilon} P_r^{1/3} Re^{2/3} \frac{k_g}{d_p^2} \quad (6-10)$$

で与えられ、 $\dot{m}^{2/3} c_g^{1/3} k_g^{2/3} / \mu_g^{1/3} d_p^{4/3}$ に比例することがわかる。

圧力損失を低減化する方策として、最初に考えられるのが、 \dot{m} を小さくする(すなわち、与えられた気体流量に対して、ペブル床の直径を大きくする)か、 d_p を大きくするかである。この場合、いずれの方策をとっても、熱伝達コンダクタンスも、同時に減少することになり、ある程度の熱特性の低下は避けられない。しかし、圧力損失は、熱伝達コンダクタンスに比べて、 \dot{m} により強く依存しており、逆に、 d_p に対する依存性は、熱伝達コンダクタンスのほうが強い。従って、熱特性をなるべく低下させずに圧力損失を減らすためには、 d_p を大きくするよりも、 \dot{m} を小さくしたほうがよいことが予想される。

また、クローズドサイクルMHD発電の作動気体として、アルゴンの代わりにヘリウムを用いることも可能である。ヘリウムの比熱は、アルゴンのちょうど10倍であるため、熱交換器からの熱出力を一定にした場合、ヘリウムを用いることによって、アルゴンに比べて \dot{m} の値を1/10にすることができる。一方、MHD発電機側の条件から、熱交換器内での圧力は、アルゴンの場合で0.8 MPa、ヘリウムの場合で0.4 MPaとすることが適当であることが示されている[6-8]。そこで、例えば1000°Cにおけるアルゴンとヘリウムの物性値を用いて比較してみると、同じ d_p に対して、ヘリウムはアルゴンと比べて、 $\Delta P_g / P_g$ は約1/4、 $A_{gp} h_{gp}$ は約1.7倍となり、ヘリウムの使用により、圧力損失の低減化と熱特性の向上の両方が期待できることがわかる。

(2) 連続運転時の熱交換機の圧力損失と熱特性

以上の考察に基づき、連続運転状態にあるペブル床蓄熱形熱交換器に対して、作動気体がアルゴンとヘリウムのそれぞれの場合について、 \dot{m} と d_p を変化させることによって、圧力損失と熱特性にどのような影響があるかを調べた。

熱特性の計算条件は、第4章に、連続運転時熱特性の計算条件として示されたものと同一とし、加熱と放熱はそれぞれ300秒ずつ繰り返されるとした。また、ペブル床入口温度は、燃焼ガスが1875°C、アルゴン・ヘリウムが27°Cとし、ペブル床入口の圧力は、アルゴンが0.8 MPa、ヘリウムが0.4 MPaとした。熱特性の計算にあたっては、実用規模の大型の熱交換器を想定して、気体とペブルとの間の熱伝達のみを考慮した次元モデルを用いて、第4章に示したのと同様な手法で計算を行った。 \dot{m} の値を変える時には、ペブル床の総容積(H/\dot{m} に比例)が一定となるように、ペブル床高さ H も同時に変化させた。その際、燃焼ガスの \dot{m} についても、アルゴンもしくはヘリウムの \dot{m} と比例させて変化させた。第4章での仮定条件に基づき、アルゴンに対しては $H/\dot{m} = 0.476 \text{ (m}^3 \text{ s/kg)}$ に、また、ヘリウムに対しては $H/\dot{m} = 4.76 \text{ (m}^3 \text{ s/kg)}$ にそれぞれ設定した。

最初に、アルゴンならびにヘリウムの \dot{m} の値の妥当な範囲を知るため、ペブルの浮き上がり限界から決定される、 \dot{m} の最大値を調べた。 \dot{m} を徐々に増加させる時、ペブル床頂上部でペブルの浮き上がり開始するのは、力の釣り合いから、次の条件が満足された時である。

$$\frac{dP_g}{dz} = (1-\varepsilon)\rho_p g_c \quad (6-11)$$

そこで、式(6-1)、(6-6)、(6-11)を用いて、図6-5に、アルゴンとヘリウムのそれぞれに対して、 \dot{m} の最大値と d_p との関係を示した。あとで示す議論により、高い熱特性を得るためには、 d_p は3 cm以下でなければならないため、アルゴンの場合、流量は $10 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ 以下にする必要がある。また、流量が小さ過ぎると、ペブル床の直径が大きくなるため、 \dot{m} の範囲として、アルゴンに対しては $2 \leq \dot{m} \leq 10 \text{ (kg/m}^2 \text{ s)}$ を、ヘリウムに対してはその $1/10$ の $0.2 \leq \dot{m} \leq 1 \text{ (kg/m}^2 \text{ s)}$ を設定した。

次に、アルゴンとヘリウムのそれぞれについて、 \dot{m} と d_p を変化させて、300秒の放熱時のペブル床内の気体とペブル温度の経時変化ならびに、気体の圧力損失の経時変化を計算した。

図6-6には、300秒間の圧力損失の平均値を、それぞれの作動気体の入口圧力で割った値($= \Delta P_g/P_g$)を%表示した。ペブル直径が3 cm程度以下の領域で、 \dot{m} の減少、 d_p の増加ならびにアルゴンからヘリウムへの切り換えによる、圧力損失抑制の効果が大きいことが示されている。そこで、この領域で最適な \dot{m} ならびに d_p の値を検討するために、以下に、 \dot{m} ならびに d_p の値を変化させることによって、熱特性がどのように変化するかを示す。

蓄熱形熱交換器の熱特性を示す主要な値は、前章で示したように、被加熱気体の流出温度の平均値ならびに、放熱開始から終了までの間の被加熱気体の流出温度の低下幅である。この両者の値をそれ

ぞれ図6-7、6-8に示した。平均流出温度は、 \dot{m} が特に小さい場合を除いて、 d_p が2 cm以下ではほぼ一定であり、 d_p が2 cm以上の領域で、 d_p の増加ならびに \dot{m} の減少に伴って、平均流出温度は減少している。一方、流出温度の温度低下幅のほうは、これも d_p が2 cm以下では比較的小さく、 d_p の増加とともに、温度低下幅が急増することが示されている。ただし、 d_p が大きい領域では、伝熱特性の低下によって、放熱量が少なくなり、逆に温度低下は少なくなっている。また両図とも、アルゴンよりもヘリウムのほうが、優れた熱特性が得られることを示している。

熱交換器の耐久性の観点から、加熱・放熱の繰り返しの際に、ペブル床温度の変化が最も大きい部分での温度変動幅、ならびにその部分での単一ペブルの表面と中心部の最大温度差の両者の値は重要である。そこで、それらの値を図6-9、6-10にそれぞれ示した。ここで、後者の値は、第2章に示したのと同様な手法で求めた。 d_p が小さいと、 $A_{gp}h_{gp}$ が大きくなり、加熱・放熱の繰り返しのよっても、ペブル床上部の温度はほとんど変化せず、気体間の熱交換は、主にペブル床下部で行われる。そのため、 d_p が小さいと、図6-7、6-8に示されるように、優れた熱特性を示すが、一方で、図6-9に示されるように、特に、ペブル床下部の温度変動幅が大きくなる。また同じ理由から、ヘリウムのほうが温度変動幅は大きい。図6-9から、この温度変動幅は、 d_p が3 cm以下の領域で、 d_p の増加と共に急減することが示される。一方、図6-10に示した、単一ペブルの表面と中心部の温度差については、ほぼ d_p に比例して大きくなっている。ただ d_p が小さい領域では、図6-9に示されるように、ペブル表面の温度変化自体が大きくなるため、逆に中心部との温度差が小さくなっている。

以上の結果を総合すると、本計算条件下では、 d_p が3 cm以上では、図6-7、6-8、6-10に示されるように、熱特性の低下と単一ペブル内での温度差が問題となる。また逆に、 d_p が2 cm以下では、図6-6、6-9に示されるように、圧力損失の増大とペブル床温度の変動幅が問題となる。さらに、 \dot{m} の値についても、同様な理由から、多き過ぎても小さ過ぎても不都合を生じることがわかる。従って、圧力損失と熱特性の両方を考慮した d_p の最適値としては2 cmから3 cmの間が良く、 \dot{m} の値も、検討した範囲内の中間程度の値（アルゴンでは4~8 kg/m² s、ヘリウムでは0.4~0.8 kg/m² s）とすることが望ましいことが示される。また、作動気体としては、圧力損失と熱特性の両方の観点から、アルゴンよりもヘリウムのほうが有利であることもわかる。

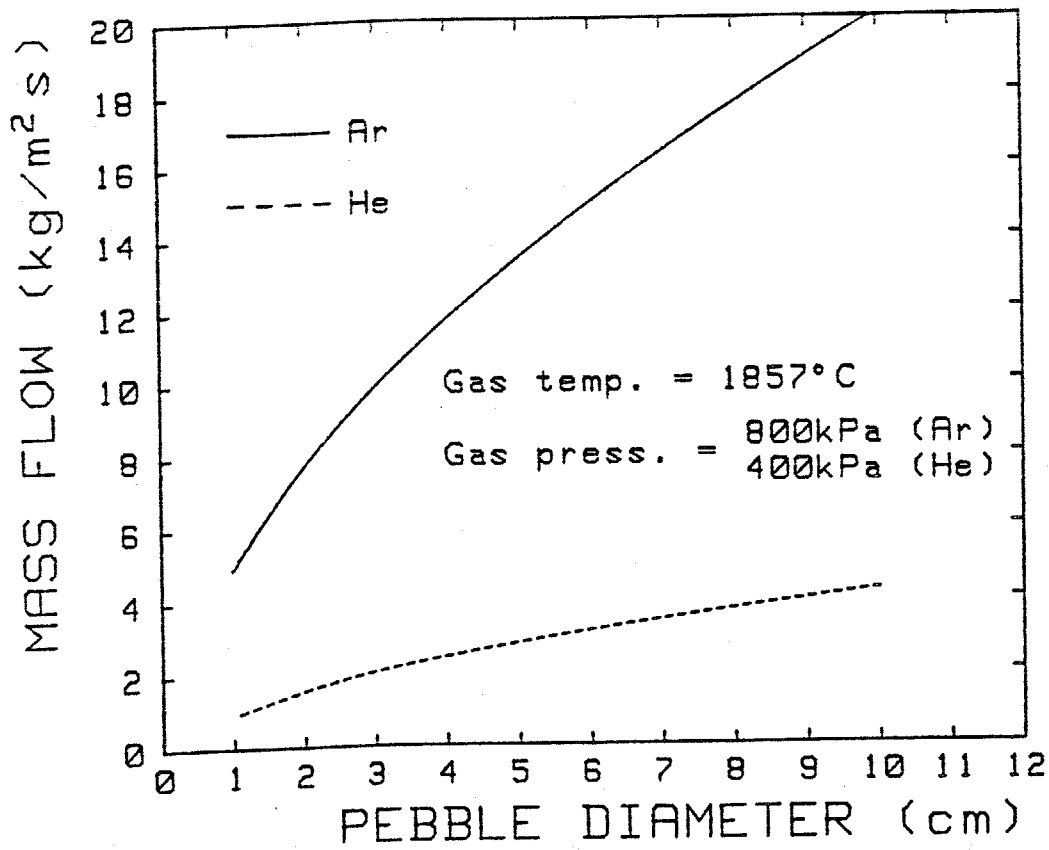


図6-5 ベブルの浮き上がり限界を与える作動気体の最大流量とベブル直径との関係

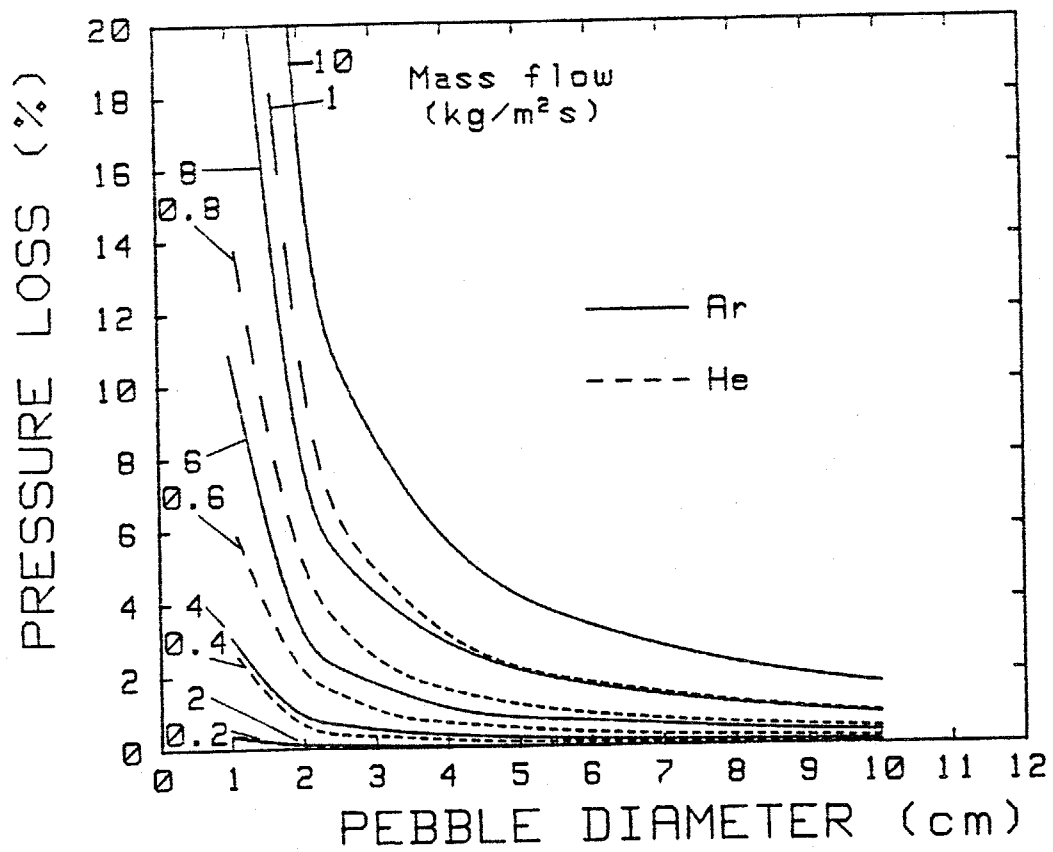


図6-6 放熱時の作動気体の圧力損失の平均値と流量、ペブル直径との関係

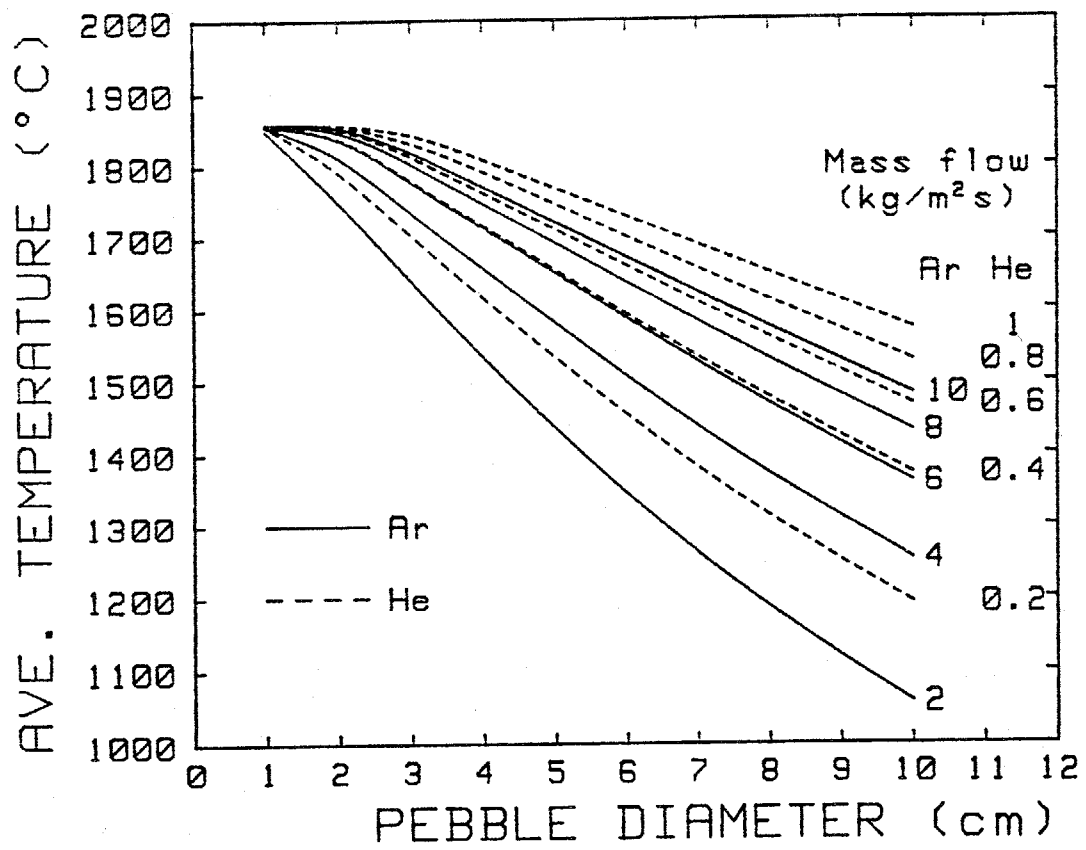


図6-7 放熱時の熱交換器出口作動気体流出温度の平均温度と流量、ペブル直径との関係

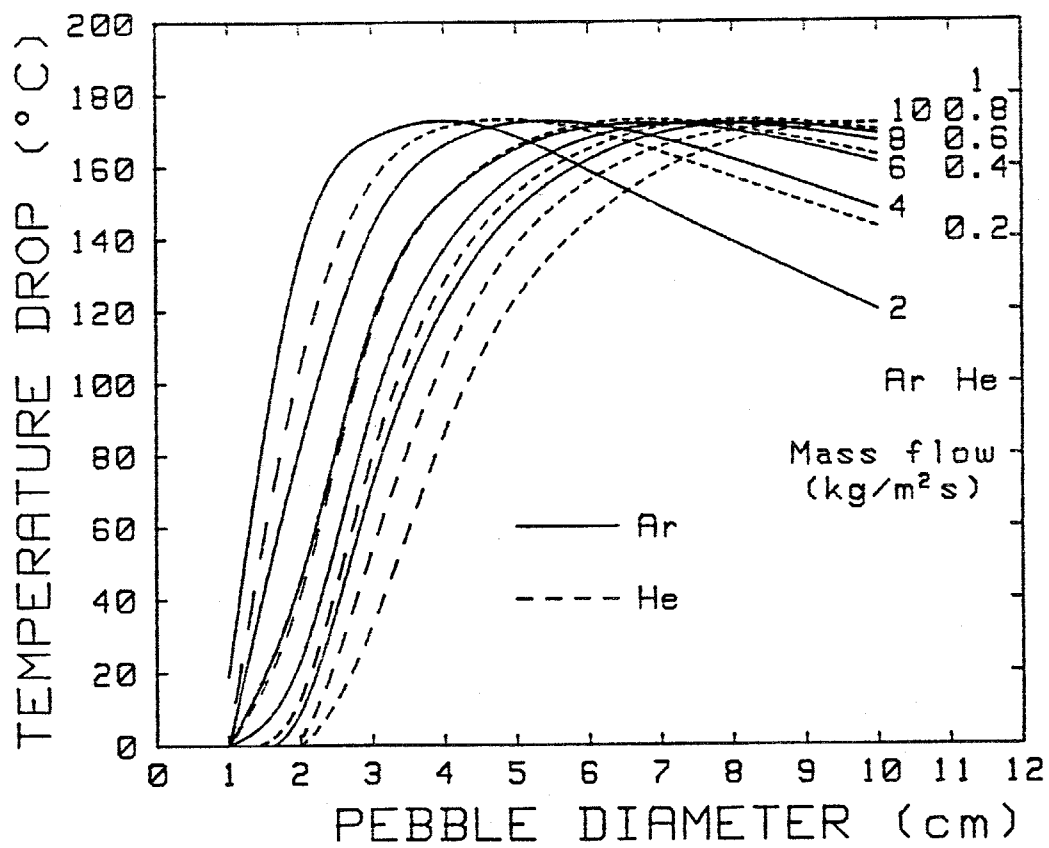


図6-8 放熱時の熱交換器出口作動気体流出温度の温度低下幅と流量、ペブル直径との関係

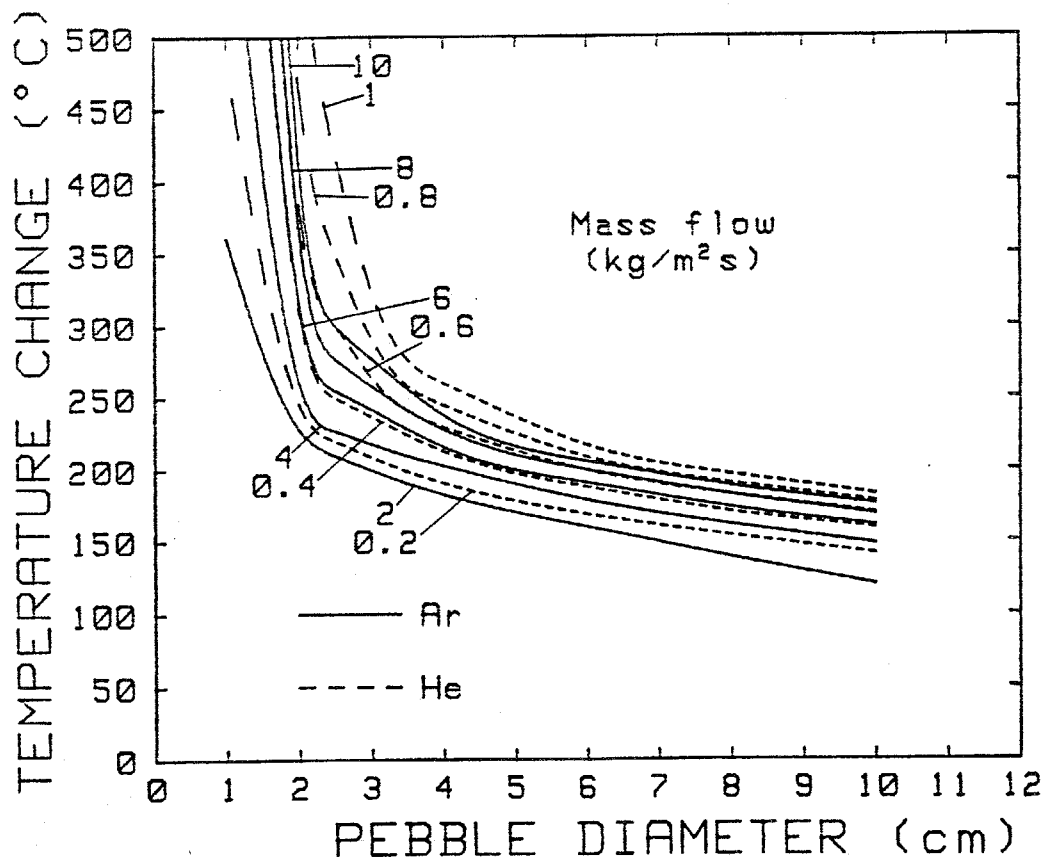


図6-9 ベブル床中での最大温度変動幅と作動気体流量、ペブル直径との関係

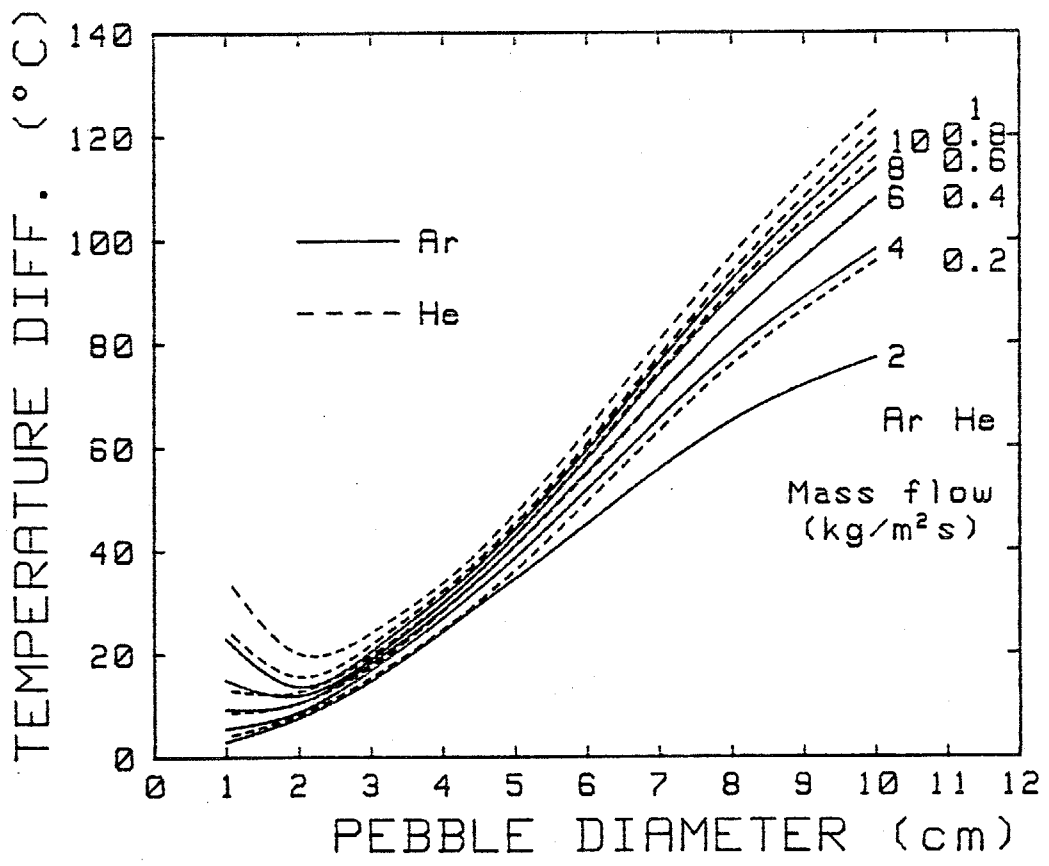


図6-10 単一ペブルの表面と中心部での最大温度差と作動気体流量、ペブル直径との関係

6. 4 まとめ

Fuji-1 高温熱交換器を用いて、220°Cの空気と、天然ガスの燃焼ガスのそれぞれによってアルゴンを加熱する、二通りのブローダウン実験を行い、アルゴンの圧力損失を測定した。この実測結果と、従来から提案されている充填床中での圧力損失を表わす種々の実験式とを比較した結果、Carman、Handley & Hegg s ならびに Hicks によって提案された各式が、実測結果を良く説明することが明らかとなった。

そこで、クローズドサイクルMHD発電用に、連続運転下にあるペブル床蓄熱形熱交換器に対して、圧力損失をCarmanの式によって評価し、熱特性を第4章に示した手法を用いて計算して、ペブル直径、ペブル床単位面積あたりの作動気体の流量ならびに、作動気体の種類(アルゴンもしくはヘリウム)が、熱交換器の圧力損失と熱特性にどのような影響を与えるかを調べた。その結果、検討した条件下で、熱特性をあまり低下させずに、圧力損失を抑制できる最適な値として、ペブル直径は2~3 cmを、また、作動気体の流量は、アルゴンに対しては4~8 kg/m² sを、ヘリウムに対しては0.4~0.8 kg/m² sを選定した。さらに、MHD発電機の作動気体としては、アルゴンよりもヘリウムを用いたほうが、圧力損失と熱特性の両方の点から有利であることが示された。

第7章 クローズドサイクルMHD発電における作動 気体中の不純物濃度の抑制に関する研究

蓄熱形熱交換器は、隔壁形熱交換器と異なり、同一の蓄熱体中を加熱気体と被加熱気体とが交互に通過する。従って、両者の気体のある程度の混合は不可避となる。蓄熱形熱交換器の最も一般的な利用分野は、廃熱回収用の空気加熱器であり、この場合、加熱気体である燃焼ガスと被加熱気体である空気とが多少混合してもそれほど問題とならない。ところがクローズドサイクルMHD発電の場合、作動気体である希ガス中に許容値 (N_2 : 200 ppm, CO_2 : 50 ppm [7-1]) 以上の燃焼ガス成分が混入すると、MHD発電機内の非平衡プラズマ中の電子がエネルギーを奪われ、発電性能が劣化する。また一方で、逆に、燃焼ガス中に大量の希ガスが混入すると、そのまま大気中に放出されることになるため、補給を要する希ガスの量が問題となる。そこでクローズドサイクルMHD発電に対して、蓄熱形熱交換器を利用する場合、加熱気体である燃焼ガスと、被加熱気体である希ガスの混合を極力抑えるという、これまであまり問題にされなかった新たな課題の解決が不可欠となる。

希ガス中への燃焼ガス成分の混入を抑制する手法としては、燃焼ガスによる加熱が終了した熱交換器内を一度真空排気したのち、希ガスの加熱を開始するという手法が提案され [1-15]、第3章で示したブローダウン実験の結果や他のブローダウン実験の結果 [1-4、1-16] から、真空排気によって、希ガス中の不純物濃度の十分な低減化が計れることが示された。ブローダウン実験では、熱交換器から流出した希ガスは、そのまま大気中に放出されるため、真空排気後にある程度の不純物分子が熱交換器内に残留していても、希ガス流によって洗い出され、不純物濃度の低減化は比較的容易であると考えられる。しかし、希ガスの閉ループ中に熱交換器を組込む場合、熱交換器から流出した希ガスは、再び熱交換器に流入することになるため、真空排気後に熱交換器内に残留している不純物分子は、そのまま閉ループ中に混入してしまう。従って、ブローダウン実験に使用する場合に比べ、閉ループ中に組込む場合は、希ガスの加熱を開始する直前の熱交換器内の不純物分子濃度をより落としておく必要がある。

一方、希ガスの閉ループ中の空間容積に占める、蓄熱形熱交換器の空間容積の割合は大きい。従って、もし、希ガスの加熱が終了した熱交換器中に残留している希ガスを回収せずに、そのまま燃焼ガスによる加熱を開始した場合、熱交換器を切り換えるたびに、閉ループ内を循環している希ガスの相当量を新たに供給しなければならなくなり、経済性の点で大きな問題となる。

そこで本章では、最初に、希ガス中への燃焼ガスの混入を防止するためのプロセスと、希ガスの加熱が終了した熱交換器中に残留している希ガスを回収するプロセスの両方を含んだ、蓄熱形熱交換器の連続運転システムを提案する。そして、Fuji-1高温熱交換器を用いた実験により、その運転

法の妥当性を検討する。

しかし一方で、上記のような運転法をとっても、希ガス中にある程度の不純物分子が混入することは避けられない。そこで、次に、希ガスの閉ループ中に混入した不純物分子がシード剤であるカリウムと共存する中でどのようなふるまいをするかを明らかにするため、不純物分子とカリウムとの間の化学反応について考察し、不純物分子が、MHD発電機にどの程度の影響を与えるかを検討する。

また、閉ループ中に混入した不純物分子をそのままにしておくと、熱交換器を切り換えるたびに、徐々に不純物濃度が増加する恐れがある。従って、希ガス中から不純物分子を除去する希ガス純化装置を設置し、閉ループ中を循環している希ガスの一定割合を、常時純化する必要がある。また、希ガスの加熱を終了した熱交換器から回収された希ガスも純化したのち再び使用する必要がある。そこで最後に、希ガスを純化するためのシステムを提案し、希ガス純化装置を設計する上で必要となるデータを求めるために行った、アルゴンの純化に関する実験結果をまとめる。

7. 1 蓄熱形熱交換器連続運転システム

図7-1には、作動気体としてアルゴンを用いる場合の、蓄熱形アルゴン加熱器の連続運転システムとMHD発電の閉ループとの組合わせの例を示す。MHD発電の閉ループでは、アルゴン加熱器→シード注入装置→MHD発電機→再生熱交換器→ボイラー→シード回収装置→アルゴン圧縮機→再生熱交換器→アルゴン加熱器の各コンポーネント間をアルゴンが循環し、複数台のアルゴン加熱器のうちの、最低1台は、常時アルゴンの閉ループ中に組込まれて、アルゴンの加熱を行う。

アルゴン加熱器は、3台で1ユニットを構成し、周辺装置として、加熱後の熱交換器内の残留燃焼ガスを真空排気するための真空ポンプ、アルゴン移送用のポンプ1、2、純アルゴン貯蔵用のタンク1、アルゴン加熱器から回収したアルゴンおよび、閉ループから抜き出した不純アルゴンを貯蔵するタンク2ならびに、アルゴン純化装置が必要となる。図7-1には、アルゴン加熱器の切り換えの1周期を900秒とした時の、最初の300秒間の各アルゴン加熱器の運転モードを示す。最初の0～150秒では、アルゴン加熱器1が閉ループ中に組込まれ、アルゴンの加熱を行い、アルゴン加熱器2が燃焼ガスによって加熱されている。また、アルゴンの加熱が終了したアルゴン加熱器3中の残留アルゴンは、ポンプ2によってタンク2へと回収される。続く150～250秒では、アルゴン加熱器3で燃焼ガスによる加熱が開始され、加熱が終了したアルゴン加熱器2中に残留している燃焼ガスは、真空ポンプによって排気される。そして続く250～300秒で、真空排気されたアルゴン加熱器2中へ、タンク1から純アルゴンが吹き込まれ、タンク2へと回収される。このフラッシング操作により、真空排気後もある程度アルゴン加熱器2中に残留している燃焼ガス成分は、ほとんど完全に洗い出され、アルゴン加熱器2中には、タンク1から純度の高いアルゴンが充填されて、次の、300～600秒の間、アルゴン加熱器1の代わりにアルゴンの加熱を行うことになる。この間、タンク2中に貯えられている不純アルゴンは、ポンプ1によって常時アルゴン純化装置へと送られ、高純度のアルゴンとなってタンク1に貯えられる。

以上の手順を、300～900秒の間、各アルゴン加熱器の役割を替えて繰り返すことにより、常に3台のアルゴン加熱器のうちの1台はアルゴンの加熱を行い、他の1台は燃焼ガスによって加熱されることになり、燃焼ガスによって、アルゴンが連続的に加熱できる。また、アルゴン中に混入する燃焼ガス成分は、真空排気とフラッシングの二つの操作によって、大幅に減らすことが可能となり、一方で、アルゴンの加熱を行ったのちのアルゴン加熱器中に残留しているアルゴンは、回収され、純化されて、再び閉ループ中に戻されることにより、補給を要するアルゴン量も抑えることができる。

一方、MHD発電機として、ディスク型発電機を想定した場合、発電機の両側からアルゴンを流入させることにより、超電導電磁石を小型化することができる[6-8]。その場合、アルゴン加熱の状態にあるアルゴン加熱器が常時2台必要となり、2ユニットの合計6台のアルゴン加熱器を使用す

ることになる。その際、両ユニットを同位相で運転する方法（non-staggered operation）と、半位相ずらして運転する方法（staggered operation）とが考えられる。後者の運転法の例を図7-2に示すが、この運転法では、アルゴンの加熱を行うアルゴン加熱器が、150秒ごとに切り換わっていくことになる。そうすると、300秒ごとにアルゴン加熱器が切り換わる同位相運転法に比べ、第5章で示したように、MHD発電機に流入するアルゴンの温度変動幅が半分に減り、また、あとで示すように、アルゴン中の不純物濃度も低減化される。なお、2ユニットのアルゴン加熱器システムを用いる場合でも、タンク1、2、ポンプ1、2、真空ポンプならびにアルゴン純化装置は、両ユニットで共用可能である。

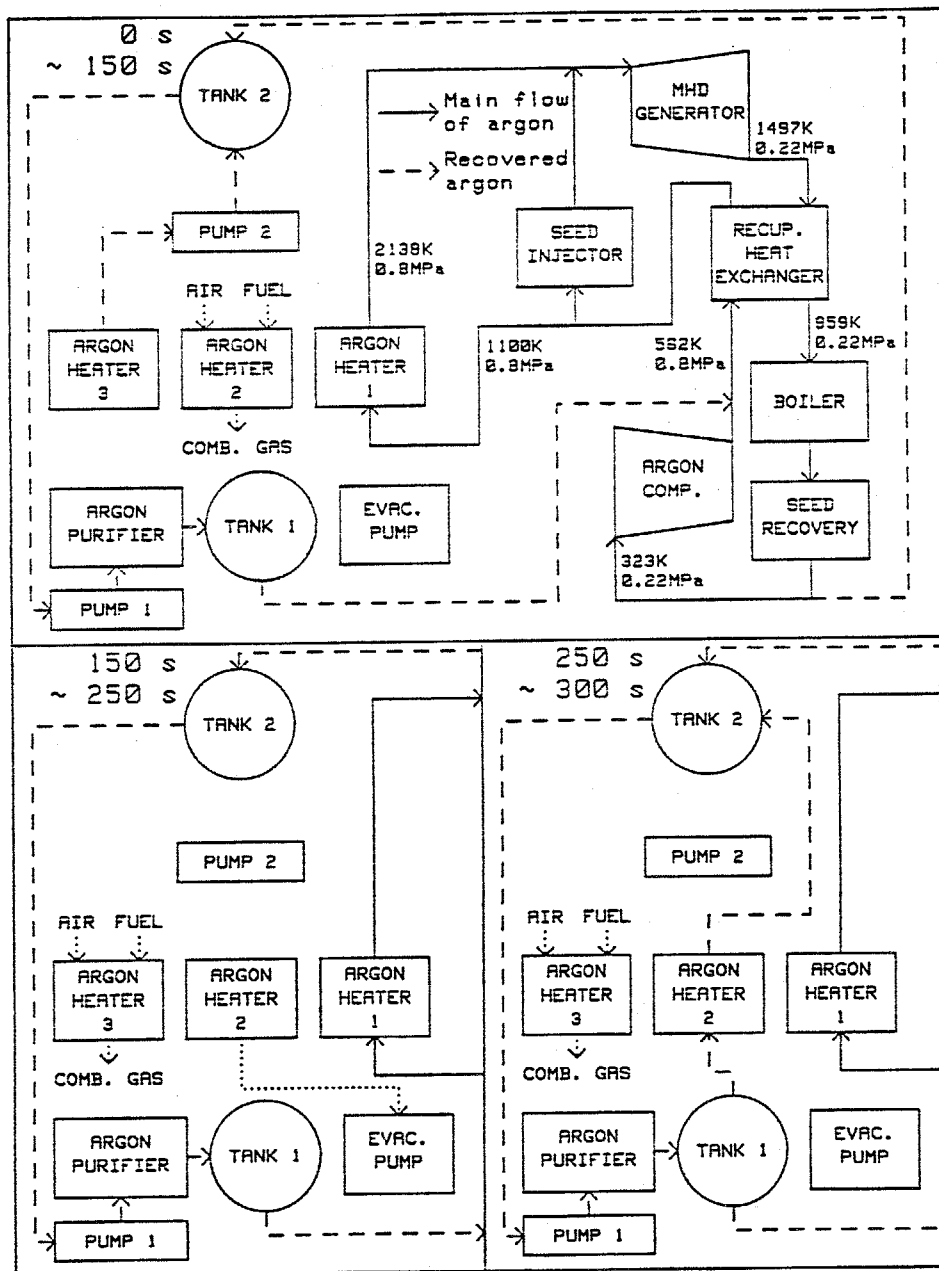


図7-1 蓄熱形熱交換器連続運転システム

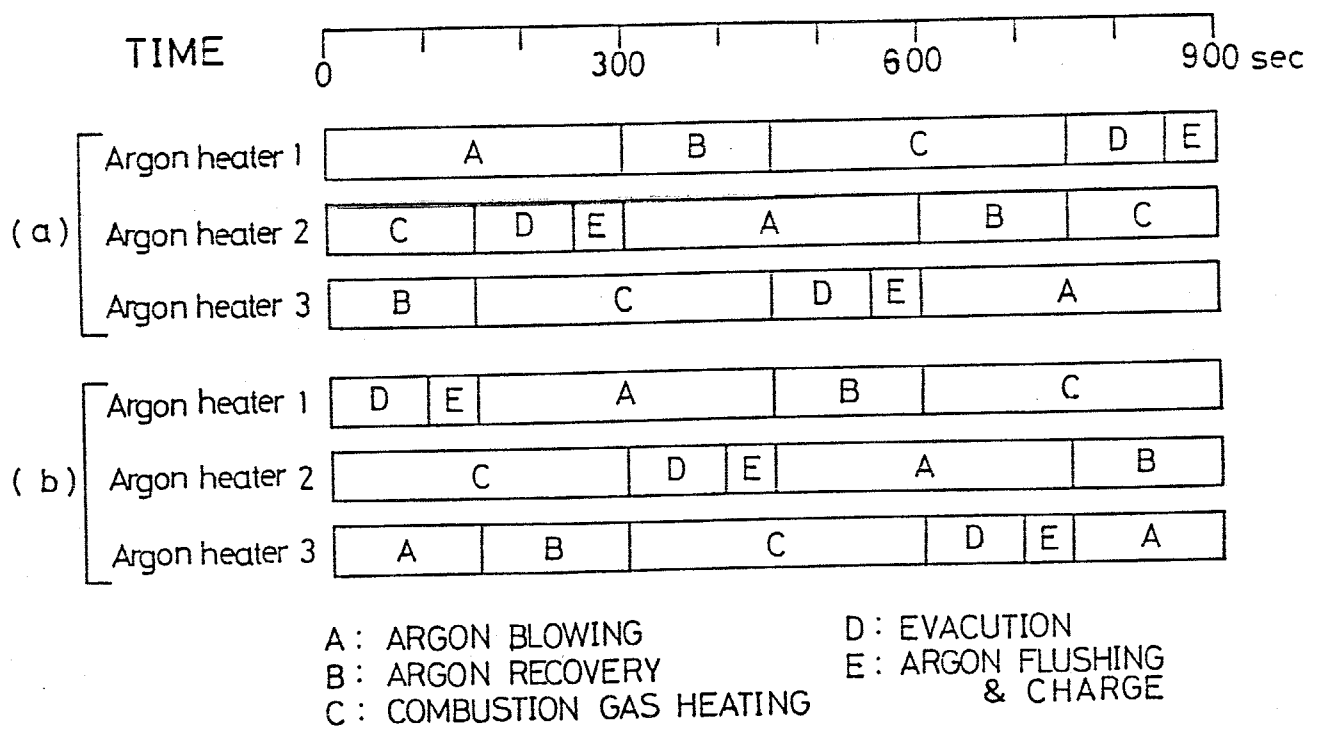


図7-2 蓄熱形熱交換器の2ユニット位相差運転法

7.2 Fuji-1高温熱交換器を用いてのアルゴン中への不純物混入量の評価

以上のような希ガス加熱器連続運転システムを用いた場合に、真空排気とフラッシング操作によって、実際に希ガス中への不純物の混入量をどの程度まで抑制できるのかを定量的に検討することは重要である。

そこで、Fuji-1高温熱交換器を用いて、天然ガスの燃焼ガスによる加熱後の真空排気とフラッシングによって、熱交換器内に残留する燃焼ガス成分を、どこまで減らせるか調べる実験を行った。

実験においては最初、ペブル床を燃焼ガスによって、頂上部の温度が2100K、底部の温度が600K程度となるまで加熱し、その後、熱交換器内を真空排気した。そして、そのまま、アルゴンを0.13MPa程度まで充填し、熱交換器の底部からガスサンプリングを行って、第3章で示した質量分析計で、アルゴン中の各不純物濃度を測定した。続いて、ペブル床底部からバイパスへと、数回にわたってアルゴンを流してフラッシングを行い、各回のフラッシングを行った直後に、それぞれ、熱交換器内のアルゴン中の不純物濃度を測定した。一方、各回のフラッシングに用いたアルゴンの量は、アルゴン貯槽中のアルゴンの減少量から求めた。以上のようにして得られたデータを結ぶことにより、フラッシングに用いるアルゴン量をふやしていくと、熱交換器中に残留する不純物量がどのように減少していくかを知ることができる。また、以上の測定を、真空排気時の到達真空度を変えて行うことにより、真空排気の効果も知ることができる。

図7-3、7-4にはそれぞれ、真空排気時の到達真空度がそれぞれ12kPaと600Paの場合の結果を示す。両図ともたて軸に熱交換器内に充填されたアルゴン中の各不純物濃度 C_{i0} を、横軸に熱交換器内の空間容積で規格化した、フラッシングに用いたアルゴン量をとっている。なお、たて軸の不純物濃度は、実測値そのままの値ではなく、アルゴンの加熱を開始する直前の状態を想定し、圧力0.8MPaのアルゴンを充填した時の値に補正してある。また、 H_2O の濃度については、一応測定を行ったが、ガスサンプリングの配管から混入する H_2O 量が多く、正確な測定ができなかったため、測定結果は両図中には示さなかった。

図7-3、7-4を比べると、真空度が高いほど、またフラッシングに用いるアルゴン量が多いほど、不純物濃度が減少していることがわかる。しかし、実際には、真空排気の時間は限られており、またフラッシングに用いるアルゴン量が増加すると、アルゴン純化装置の容量をふやさなければならなくなるため、真空度、フラッシングのアルゴン量ともに最適な値があるものと考えられる。真空度としては、図7-4に示されている600Pa程度であれば、真空ポンプが必要な排気容量を有していれば1~2分間程度の真空排気で十分到達可能な真空度であり、また同じく図7-4より、フラッシングに用いるアルゴン量としては、不純物濃度の顕著な減少が見られる、熱交換器の空間容積の3

倍程度が妥当であると考えられる。そこで以下、アルゴンの加熱を開始する直前の熱交換器内に充填されたアルゴン中には、図7-4のフラッシング量3に相当する濃度の不純物が存在するとして、それが閉ループ中に放出されたのちの挙動を調べる。なお、 H_2O 濃度については、天然ガスの燃焼ガス中の H_2O と CO_2 のモル分率の比から、 CO_2 濃度の1.8倍と仮定した。

ここで、参考のために、GE社のコアドブリック床のアルゴン加熱器を用いたブローダウン実験から得られた同様なデータを図7-5に示す[1-19]。本図と図7-4とを比較してみると、Fuji-1高温熱交換器のほうが、通過したアルゴン流量に対して、はるかに早く不純物濃度が減少していることがわかる。GE社のアルゴン加熱器の場合は、気孔率80%のアルミナ製コアドブリックを蓄熱体としているため、不純物分子が蓄熱体にある程度吸着され、それが徐々に放出されるため、不純物濃度の減少が遅くなっているものと考えられる。以上の結果は、Fuji-1高温熱交換器で用いているSSA-995ペブルが、不純物分子の吸着性が少ないという点でも、優れた特性を有していることを示している。

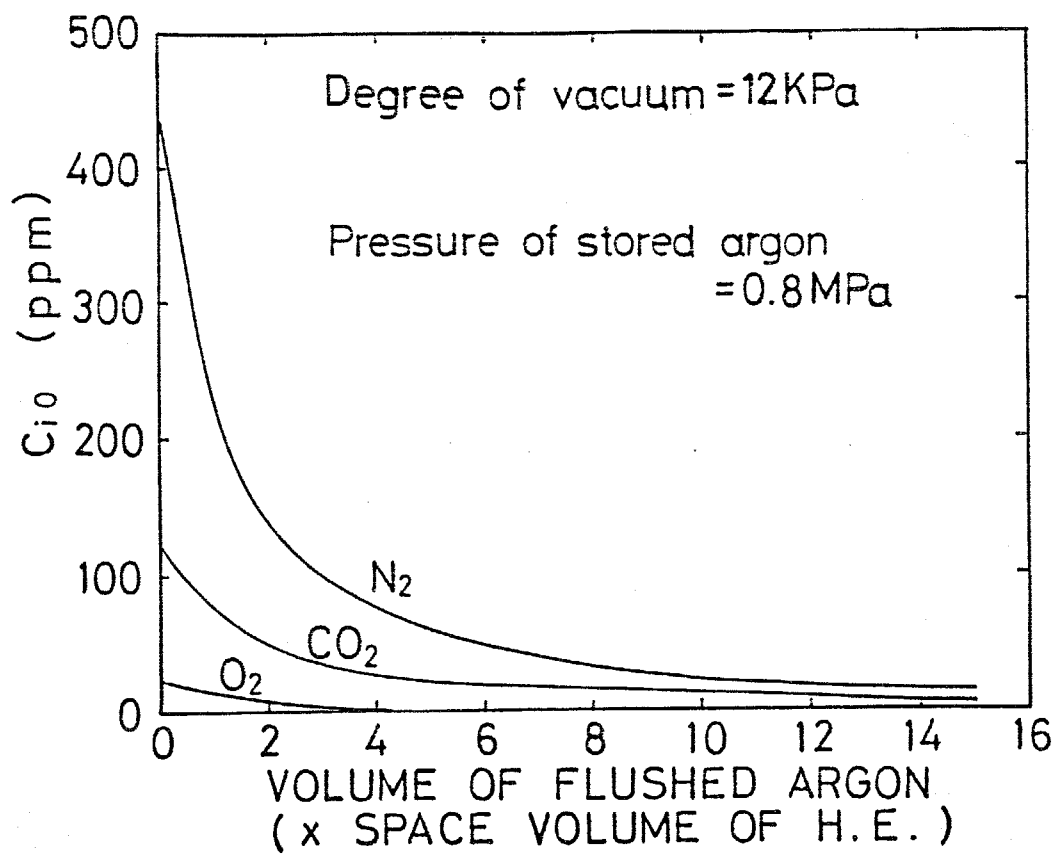


図7-3 アルゴンフラッシングによる熱交換器中の不純物濃度の変化 (低真空度)

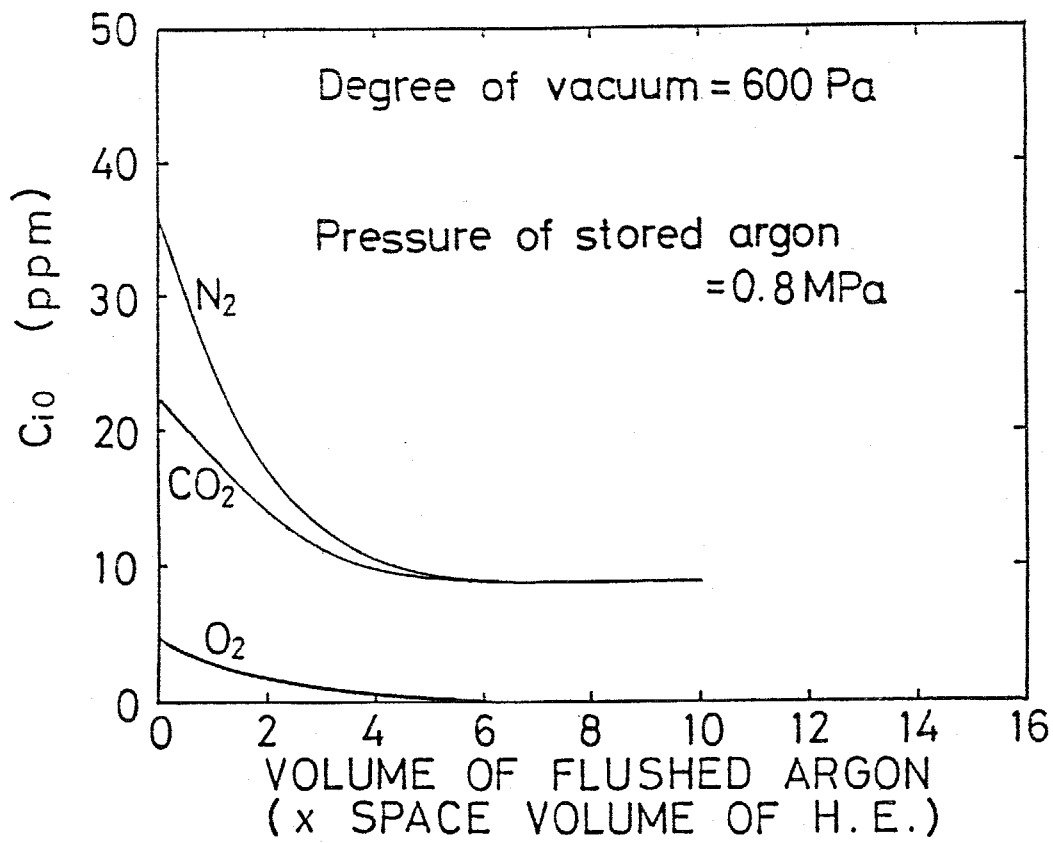


図7-4 アルゴンフラッシングによる熱交換器中の不純物濃度の変化 (高真空度)

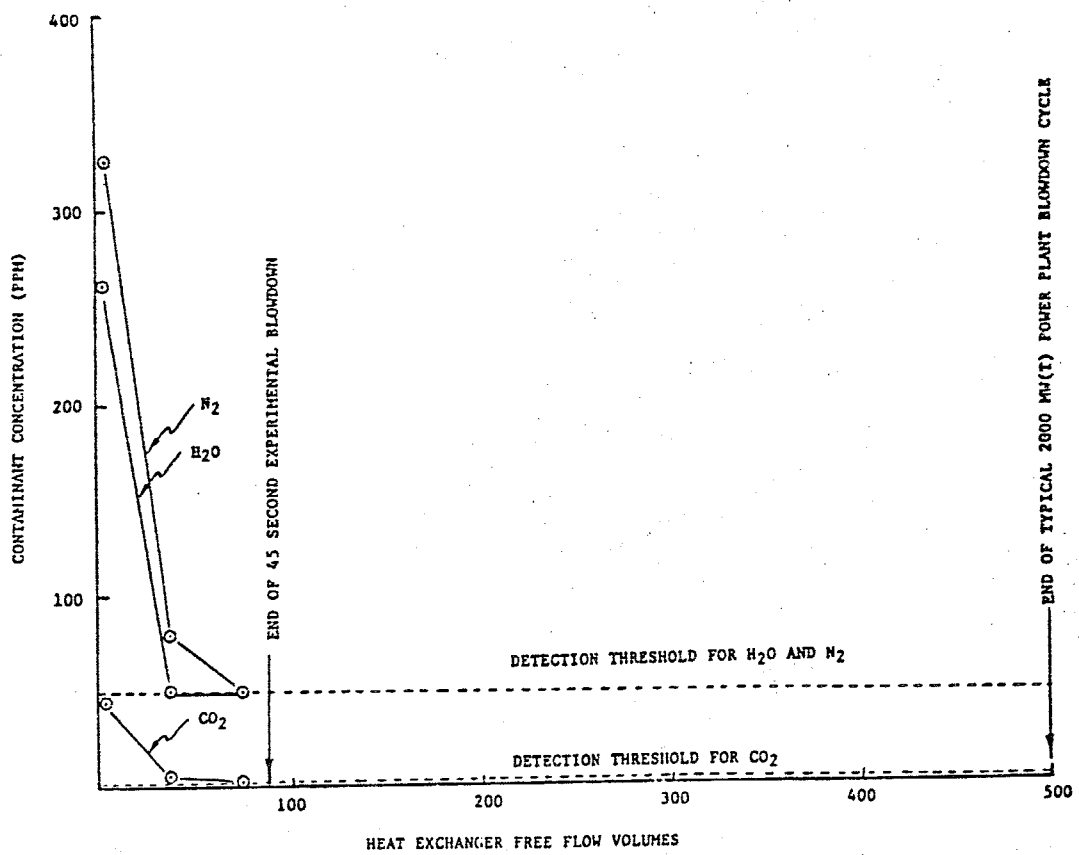


図7-5 コアドブリック床の場合のアルゴンフラッシングによる熱交換器中の不純物濃度の変化

7.3 閉ループ中での不純物濃度の経時変化

作動気体の閉ループ中での不純物分子の挙動を調べる際には、シード剤である金属カリウムが共存していることを考慮に入れる必要がある。そこで、化学平衡を仮定した計算によって、カリウムと不純物分子との間の反応を調べた。この化学平衡の仮定は、作動気体の温度、圧力が急速に変化するMHD発電機内以外では妥当であると考えられる。カリウムは、図7-1に示されるように、MHD発電機の上流で作動気体中に注入され、カリウムならびにカリウム化合物は、ボイラー下流に設けられたシード回収装置ですべて回収されるものと仮定する。気体状態の化学種としては、 CO_2 、 H_2O 、 O_2 、 N_2 、 K 、 CO 、 H_2 、 OH 、 NO 、 NO_2 、 H 、 O 、 N 、 KOH 、 K_2O 、 K_2CO_3 、 KO 、 KH 、 e^- 、 K^+ 、 OH^- 、 O^- の22種を、また、液体または固体の状態の化学種として、 $\text{K}(l, s)$ 、 $\text{KOH}(l, s)$ 、 $\text{K}_2\text{CO}_3(l, s)$ の3種を考慮した。凝縮相の量については、分圧が飽和蒸気圧を越える場合、その差分だけ析出すると仮定した。各化学種の生成平衡定数は、 K_2O は文献[7-2]、 K_2CO_3 は文献[7-3]、その他は文献[4-18]よりとった。また飽和蒸気圧は、 K については文献[4-18]、 KOH 、 K_2CO_3 についてはそれぞれ文献[7-4]、[7-5]の値を用いた。

閉ループ中での作動気体の温度変化、圧力変化による各化学種の濃度変化を知るためには、 CO_2 、 H_2O 、 O_2 、 N_2 、 K の閉ループ中での初期濃度（熱交換器を切り変えた直後のシード注入部での濃度に相当）を与える必要がある。 K に関しては、 10^{-4} と 10^{-5} の二通りのシード率を設定した。またシードと反応しない N_2 の閉ループ中での濃度の経時変化は、次式で与えられる。

$$C_i(\tau) = C_{i0} \frac{T_2 P_1 V_1}{T_1 P_2 V_2} \frac{\exp(nkt_c)}{\exp(nkt_c) - (1 - \frac{T_2 P_1 V_1}{T_1 P_2 V_2})} \exp(-nkt) \quad (7-1)$$

ここで n は閉ループ中を循環する作動気体の速度(1/s)であり、

$$n = \frac{WT_2}{T_0 P_2 V_2} \quad (7-2)$$

で与えられる。また k は、閉ループ中を循環する希ガス流量に対して、常時純化する希ガス流量の割合を示す。この閉ループ中の希ガスの純化は、図7-1に示すように、シード回収装置後流から純化するアルゴンを抜き出し、タンク2に溜めたのちに、純化してタンク1に移送し、再び希ガス圧縮機後流に注入する方式が考えられる。式(7-1)の導出は付録7-1に示すが、その導出にあたっては、熱交換器内の蓄熱体表面での N_2 分子の吸着ならびに脱着は無視できるものとしている。本研究では、蓄熱体として、気孔率の非常に少ないアルミナペブルを想定しており、前述したように、この

仮定は妥当であると考えられる。

また、熱交換器が切り換わるまでの間に、カリウムとの反応で完全に除去される CO_2 、 O_2 、 H_2O の熱交換器切り換え直後の濃度は、

$$C_i(0) = C_{i0} \frac{T_2 P_1 V_1}{T_1 P_2 V_2} \quad (7-3)$$

となる。

ここで、各不純物成分の $C_i(0)$ を具体的に決定するため、まず各不純物成分の C_{i0} は、前述したように図7-4より決定した。また、 $T_1 = 1950\text{K}$ 、 $T_2 = 1600\text{K}$ 、 $P_1 = 0.8\text{MPa}$ 、 $P_2 = 0.5\text{MPa}$ 、 $V_2/W = 1.8\text{s}$ とおき、熱交換器の加熱と放熱の切り換え周期を300秒として、2台ずつの熱交換器が300秒おきに切り換わる同位相運転法では $t_e = 300\text{s}$ 、 $V_1/V_2 = 2$ とし、熱交換器が1台ずつ150秒おきに切り換わる位相差運転法では $t_e = 150\text{s}$ 、 $V_1/V_2 = 4$ とした。

最初に、位相差運転法を想定して、シード率が 10^{-4} と 10^{-5} の場合について、アルゴン加熱器を出たアルゴンが、アルゴン圧縮機に流入するまでの間の温度、圧力変化(図7-1参照)に対応する、各化学種の濃度変化を化学平衡を仮定した計算によって求め、その結果をそれぞれ図7-6、図7-7に示した。化学平衡計算については、第8章の付録8-2に示すのと同様な手法で行った。両図中で、点線の右端は、MHD発電機入口での、圧力0.8MPa、温度2138Kの条件下でのアルゴン中の各化学種濃度を表わしている。この点と、発電機出口での、圧力0.22MPa、温度1497Kの条件下でのアルゴン中の各化学種の濃度は、その間の反応が非平衡であることから、便宜上点線で結んである。両図よりまず、MHD発電機入口の条件下では、シード率の大小によらず、シード剤との化学反応という点では、不純物分子はMHD発電機には影響を与えないことがわかる。また、ボイラー出口(すなわちシード回収装置入口)の条件下では、シード率が 10^{-5} の時は、カリウム原子はすべて他の不純物分子と反応し、 H_2O がわずか残り、シード率が 10^{-4} の時は、 CO_2 、 H_2O 、 O_2 はすべてカリウム化合物となり、カリウム原子が多少残ることがわかる。ただし、以上の結果は、アルゴンが、熱交換器切り換え後に、閉ループ内を最初に1周する場合に相当し、図7-8に示すように、シード率が 10^{-5} の時でも、2周目で H_2O はカリウム化合物として完全に除去される。一方、図7-6～図7-8の各図は、 H_2O とカリウムの反応で生成される H_2 は、低温域でも分子として存在していることを示している。

以上より、熱交換器切り換え直後に閉ループ中に混入する不純物分子のうち、 CO_2 、 H_2O 、 O_2 は短時間のうちにカリウムと反応して除去され、 N_2 と H_2 のみが残されることがわかる。また、シード

回収装置入口部では、カリウムは大部分が金属カリウム単体として存在し、シード回収装置としては、金属カリウムの回収を想定すればよいことも示される。

次に図7-9には同位相運転法の場合について、また、図7-10には、位相差運転法の場合について、それぞれシード率を 10^{-5} とした時の、熱交換器が切り換わる300秒間の不純物濃度の経時変化を示す。作動気体が閉ループ中を2周する間に、熱交換器から混入した CO_2 、 H_2O 、 O_2 はカリウムと反応し、カリウム化合物となって、シード回収装置により系から分離される。一方この間、 H_2O とカリウムとが反応することによって生成された H_2 の濃度が増加する。この H_2 と N_2 については、閉ループ中を循環する作動気体の純化率 k をパラメータとして、その濃度の経時変化を示している。図7-9と図7-10とを比べてみると、 H_2 と N_2 の最大濃度は、位相差運転法のほうが少なくできることがわかる。これは、式(7-1)中の V_1/V_2 の値が、位相差運転法では、同位相運転法に比べて半分となり、位相差運転法をとることにより、不純物濃度の変動幅を小さくできるためである。 H_2 、 N_2 濃度は、 k を大きくすることにより減らすことができ、例えば、図7-10に示す位相差運転法においては、 $k=10^{-3}$ の場合で $k=0$ の時のおよそ80%に、また $k=10^{-2}$ の場合で $k=0$ の時のおよそ30%にまで H_2 、 N_2 濃度を抑えることができることがわかる。しかし、 k を大きくするほど、以下で検討する希ガス純化装置の処理容量をふやさなければならなくなるため、最適な k の値を選ぶ必要がある。ただ $k=0$ とした場合でも、 H_2 、 N_2 の濃度は、MHD発電機の性能に影響を与えるほどの濃度ではなく、また、発電特性に一番悪影響を与える H_2O 、 CO_2 は、真空排気とフラッシングという、熱交換器の運転上の工夫と、カリウムとの化学反応によって、ほぼその影響を取り去ることができる。そこで、熱交換器の蓄熱体表面での不純物分子の吸着・脱着が無視できれば、本章で提案した熱交換器システムによって、作動気体中への不純物分子の混入という問題は、解決可能であると結論できる。

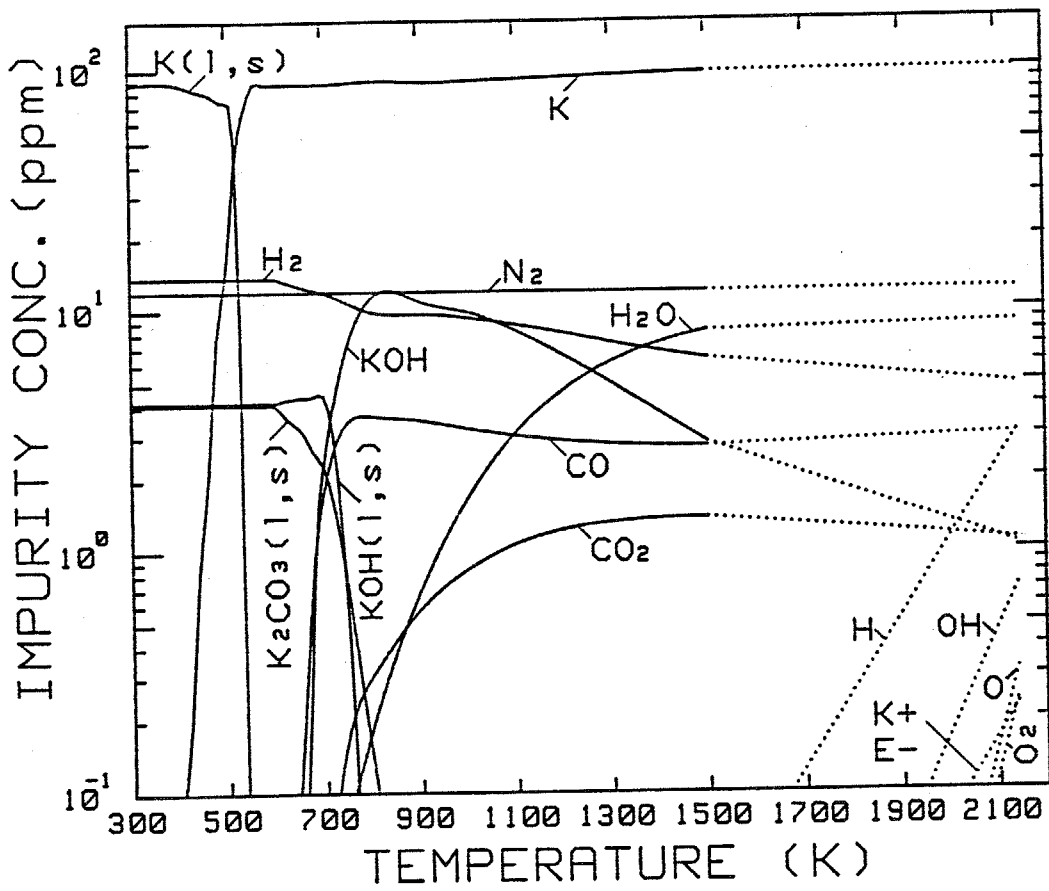


図7-6 閉ループ内の作動気体中の各化学種の濃度と温度との関係
 (シード率= 10^{-4} 、閉ループ内1周目)

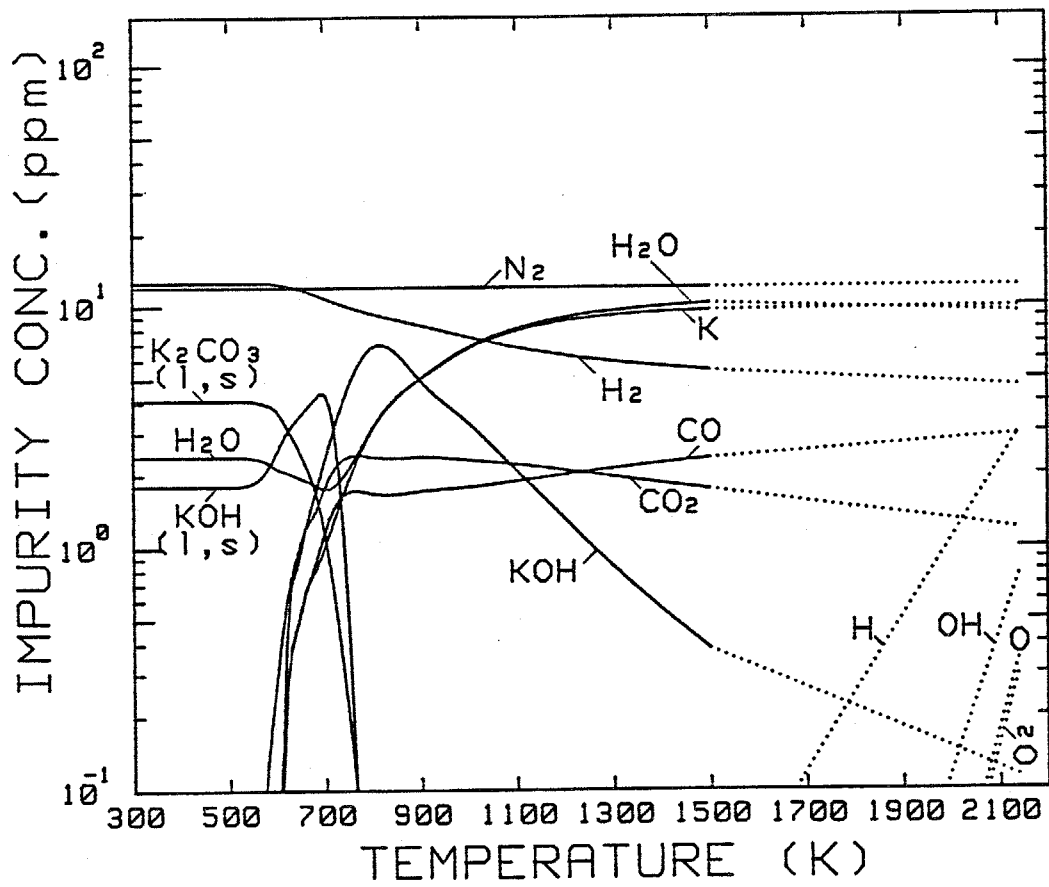


図7-7 閉ループ内の作動気体中の各化学種の濃度と温度との関係
 (シード率=10⁻⁵、閉ループ内1周目)

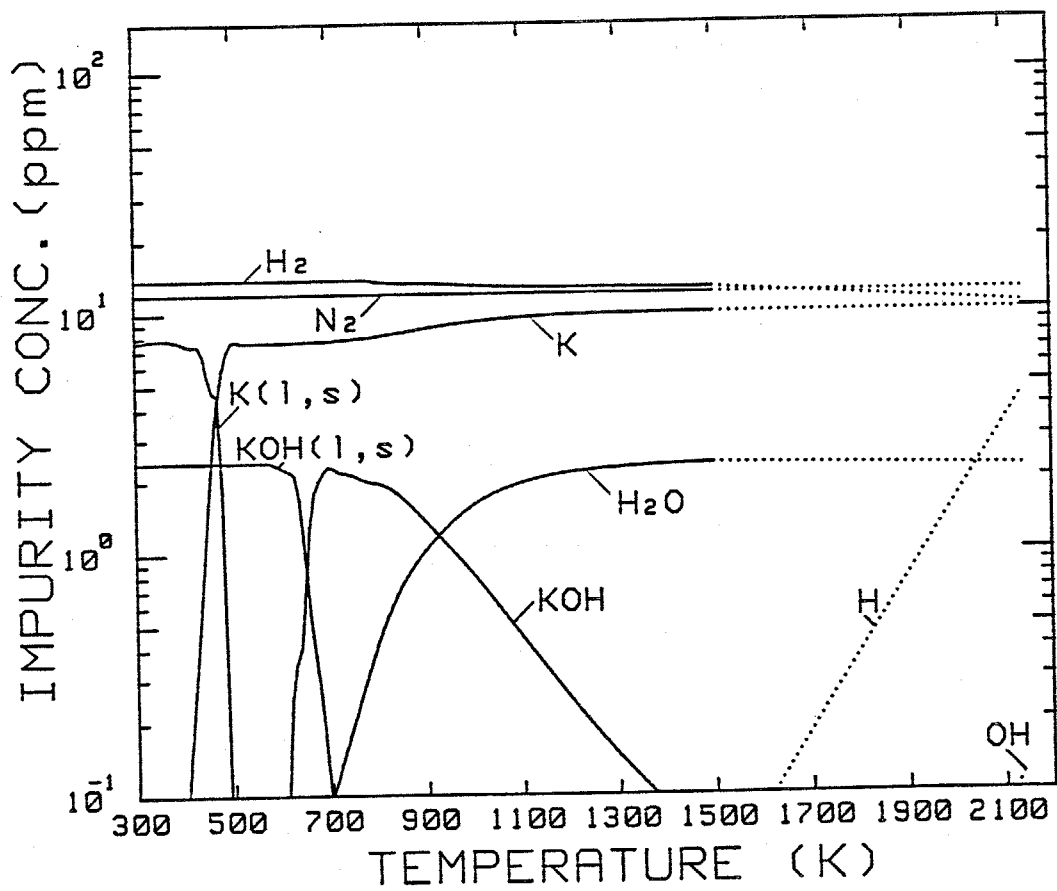


図7-8 閉ループ内の作動気体中の各化学種の濃度と温度との関係
 (シード率= 10^{-6} 、閉ループ内2周目)

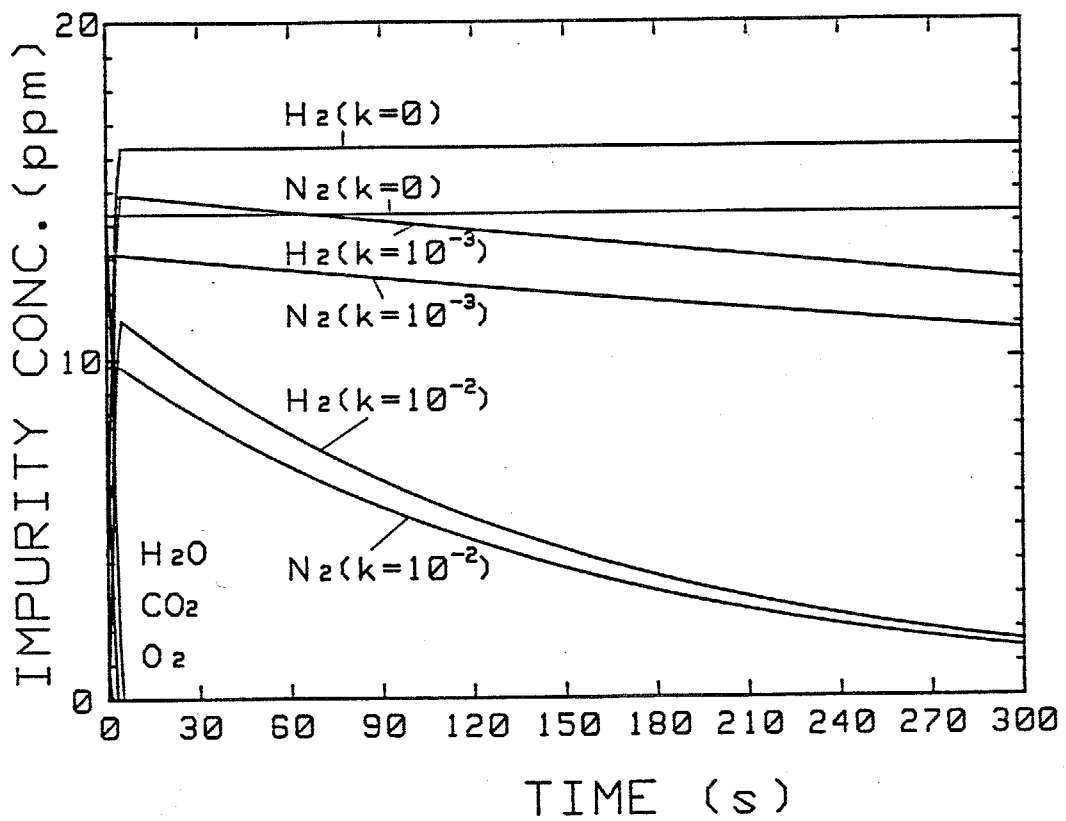


図7-9 閉ループ内の作動気体中の不純物濃度の経時変化
 (シード率=10⁻⁵、同位相運転法)

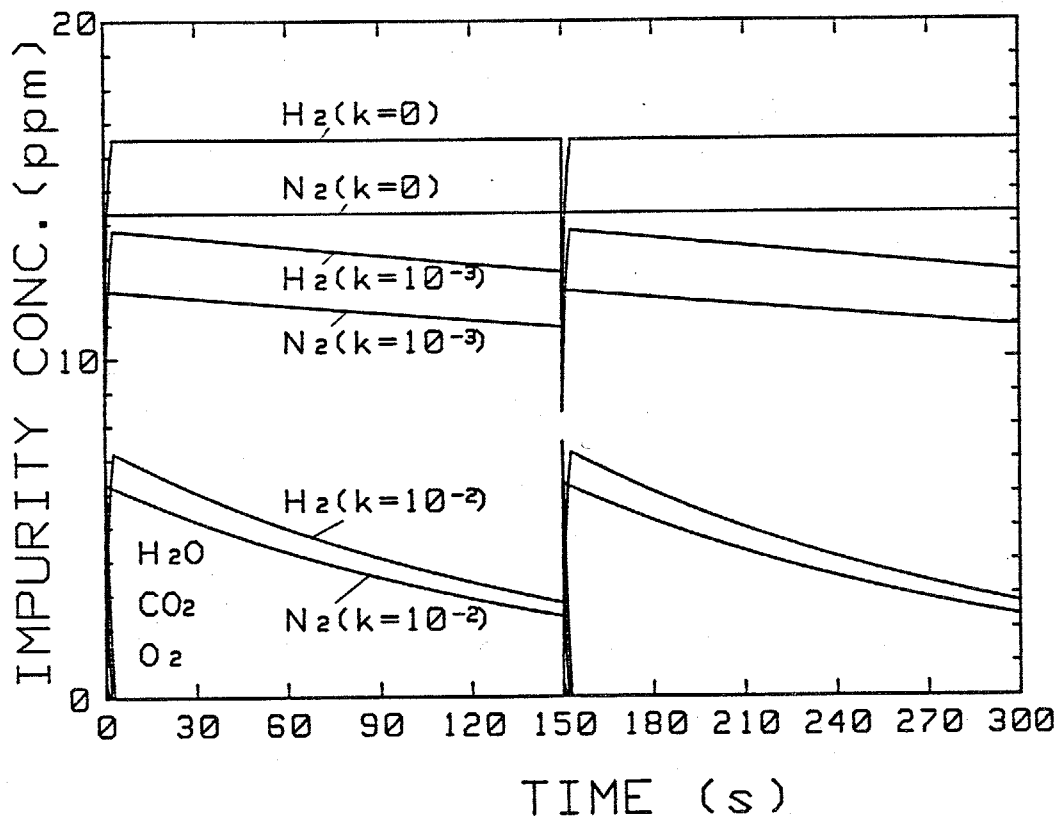


図7-10 閉ループ内の作動気体中の不純物濃度の経時変化
(シード率= 10^{-5} 、位相差運転法)

7. 4 希ガス純化プロセス

7. 2節で述べた蓄熱形熱交換器システムにおいて、希ガスの補給量を減らすために必要な、重要なコンポーネントが希ガス純化装置である。これまでクローズドサイクルMHD発電に関する研究において、希ガス純化装置については、ほとんど検討されてこなかったため、本節では、希ガス純化プロセスの例を提案し、希ガス純化装置の設計にあたって必要な、純化プロセスの定量的取り扱い法について述べる。

(1) 吸着・吸収を利用した希ガス純化プロセス

アルゴンやヘリウムを純化するための方法はいろいろ考えられるが、ここでは装置が単純で、低コストで運転できる可能性がある方法として、固体の充填床中での吸着・吸収反応を利用した希ガス純化プロセスについて考える。

図7-11には、アルゴンならびにヘリウムの純化プロセスの一例を示す。アルゴン純化プロセスでは、最初に常温で、合成ゼオライトによって H_2O 、 CO_2 を吸着し、次に約1000Kに加熱されたジルコニウムスポンジで N_2 、 O_2 、 CO 、 H_2 をジルコニウム化合物を形成することによって吸収し、高純度のアルゴンを得る。一方、ヘリウム純化プロセスでは、アルゴンの場合と同様に、最初、合成ゼオライトで H_2O 、 CO_2 を除去し、続いて、液体窒素温度まで冷却された活性炭で N_2 、 O_2 、 CO を吸着し、最後に約670Kに加熱されたチタンスポンジで、チタンの水素化合物を形成することによって H_2 を吸収して高純度のヘリウムを得る。

これらの純化プロセスでは、吸着・吸収しやすい不純物成分から先に除去するようにしている。例えば、ジルコニウムスポンジは H_2O 、 CO_2 も吸収できるが、その場合、ジルコニウムスポンジの消耗が早くなり、不経済となる。そのため、 H_2O 、 CO_2 は先に合成ゼオライトで吸着し、その残りの不純物をジルコニウムスポンジで吸収するようにしている。

上述の各吸着・吸収剤について見てみると、ジルコニウムスポンジを除く、合成ゼオライト、活性炭ならびにチタンスポンジは、吸収・吸着が飽和に達したのちも、加熱して真空排気することにより、吸着・吸収した分子を放出し、再び吸着・吸収能力を回復させる再生が可能である。しかし、ジルコニウムスポンジではこの再生ができず、飽和に達したのちは、新品と交換することになる。アルゴンの場合は、ヘリウムと違って、 N_2 よりも沸点が高いため、冷却された活性炭での N_2 除去は不可能となるため、 N_2 除去用に、ジルコニウムスポンジ等の金属ゲッターの使用が必要となる。

(2) 吸着・吸収プロセスの定量的検討

以上の吸着・吸収プロセスを利用した希ガス純化装置を設計するためには、各吸着・吸収プロセスを定量的に検討する必要がある。そこで、次に、吸着・吸収プロセスの一般的な定量的取り扱い方法について述べる。吸着と吸収は、類似したプロセスであるため、ここでは吸着プロセスについて示す。吸収プロセスに対しても同様な考え方が適用できる。

今、吸着反応筒に、一定濃度 y_0 の不純物を含む希ガスを流入させて純化する場合、反応筒内での不純物の濃度分布は図7-12のようになる。この図中で、濃度勾配のある部分を吸着帯、その高さ h_z を吸着帯高さという。 h_z は一般に y_0 によって異なる。希ガスの純化を続けると、吸着量が y_0 で飽和した吸着層が吸着筒入口側から徐々に広がり、吸着帯は一定の速度で出口側に移動する。そして吸着帯が出口に達すると、吸着筒出口での不純物濃度は増加し始める。この様子を、横軸に時間、たて軸に吸着筒出口の不純物濃度をとって示すと、図7-13のようになる。このような曲線を破過曲線と呼ぶ。出口濃度が入口濃度の5%になる点を破過点(A)、95%になる点を流出点(B)といい、その点に達するまでの時間をそれぞれ破過時間(θ_B)、流出時間(θ_r)という。破過曲線から、吸着帯高さを次式で求めることができる[7-6]。

$$h_z = h_r \frac{\theta_r - \theta_B}{\theta_r} \quad (7-4)$$

ただし、 h_r は吸着剤の充填高さである。式(7-4)の導出は付録7-2に示す。

吸着剤の吸着能力は、吸着剤単位質量あたりの不純物の吸着量 x_0 で表わすことができ、破過曲線から、次式を用いて x_0 を求めることができる。

$$x_0 = \frac{\text{流出時間までに吸着した不純物の全質量}}{\text{吸着剤の全質量}} \\ = \frac{\frac{F_i \theta_B z_i}{T_0 R} \times 10^{-6} + \int_{\theta_B}^{\theta_r} \frac{G z_i}{T_0 R} (y_0 - y) \times 10^{-6} d\tau}{\text{吸着剤の全質量}} \quad (7-5)$$

ここで、 F_i 、 z_i 、 G はそれぞれ*i*種の不純物の流量、*i*種の不純物の分子量ならびに純化される希ガスの流量を示している。

x_0 の値は一般に、動作温度と不純物の濃度(分圧)によって異なり、ある動作温度における x_0 と分圧との関係を示すものを、等温吸着曲線という。そして、流れている希ガスを純化する場合は動的

等温吸着曲線と呼ばれ、静止している希ガスを純化する場合の静的等温吸着曲線とは通常異なる。

最後に、希ガスを一定時間純化するために必要な反応筒の高さ h は、動的等温吸着曲線と吸着帯高さがわかれば、次式によって決定することができる。

$$h = h_z + \frac{\text{不純物の全吸着量}}{\rho \times 0S} \quad (7-6)$$

そこで、希ガス純化装置における各吸着・吸収筒を設計するためには、各吸着・吸収剤の吸着（吸収）帯高さならびに動的等温吸着（吸収）曲線を知ればよいわけであるが、現在までのところ、図7-11に示した各吸着・吸収剤に関して以下のことが明らかにされている。

*合成ゼオライトとしてモレキュラーシーブス等の静的等温吸着曲線は知られているが [7-7]、

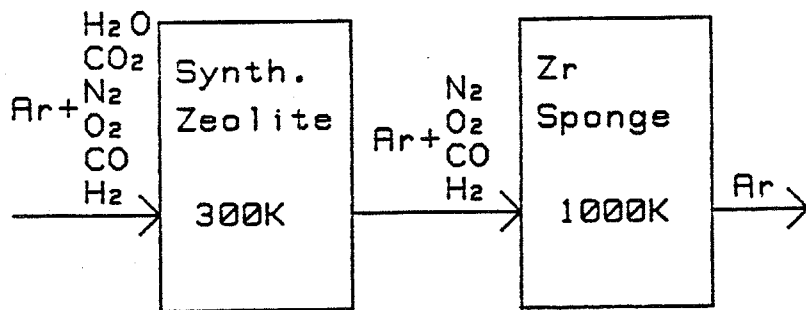
特に、低濃度の不純物の動的等温吸着曲線は明らかにされていない。

*ジルコニウムスポンジに関するデータは何もない。

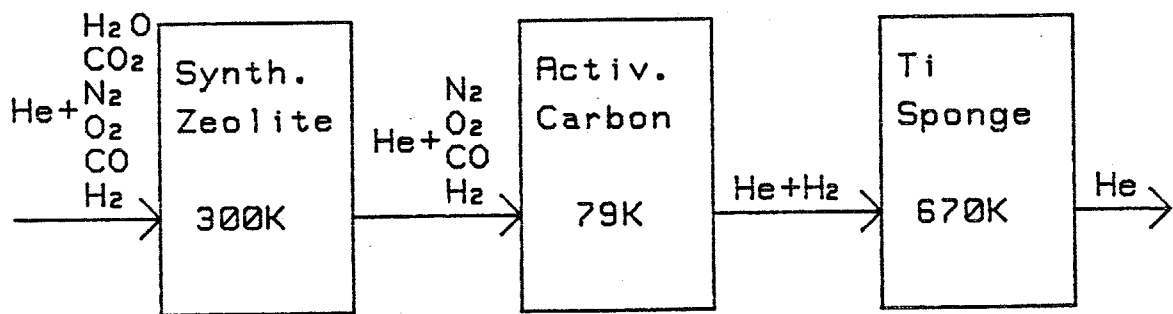
*活性炭に関するデータは公表されていないが、すでに多方面で実用化されており、メーカーでは、設計に必要なデータを有していると考えられる。

*チタンスポンジの動的等温吸着曲線ならびに吸収帯高さについては、報告例がある [7-8]。

そこで、特にアルゴン純化プロセスについて、公表されているデータが少ないと考えられるので、実際に実験を行い、各吸着・吸収筒の設計に必要なデータをとった。次にその結果を示す。



Argon Purification



Helium Purification

図7-11 希ガス純化プロセス

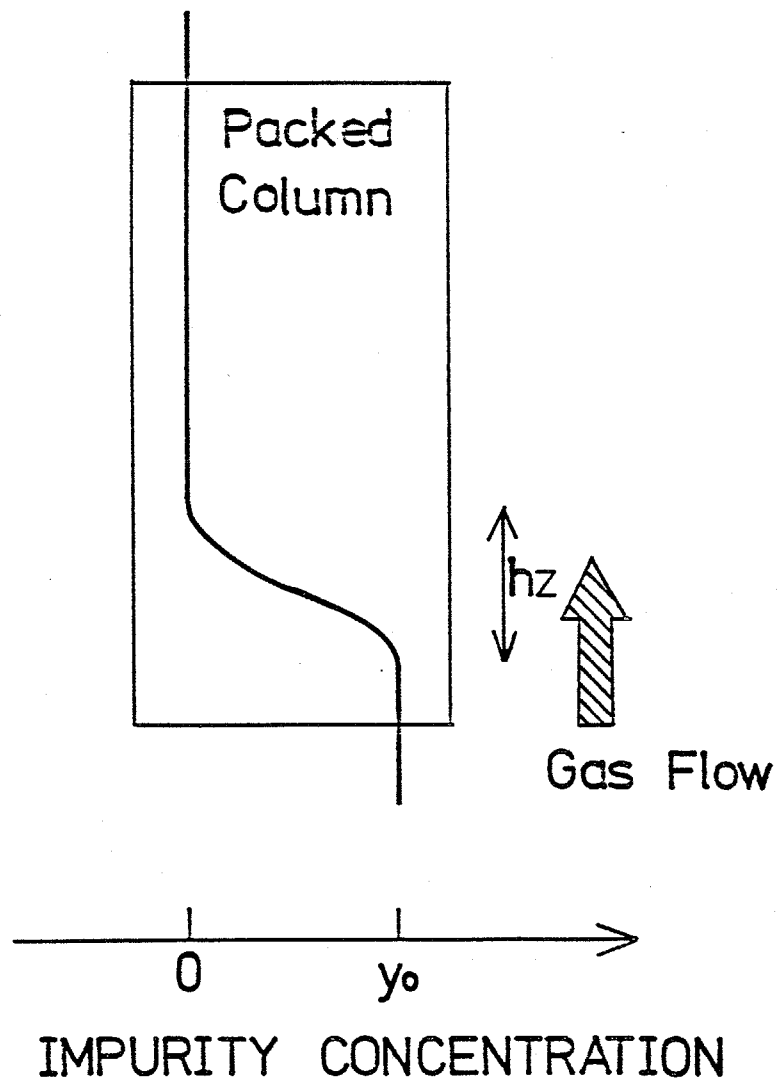


図7-12 吸着筒内の不純物濃度分布

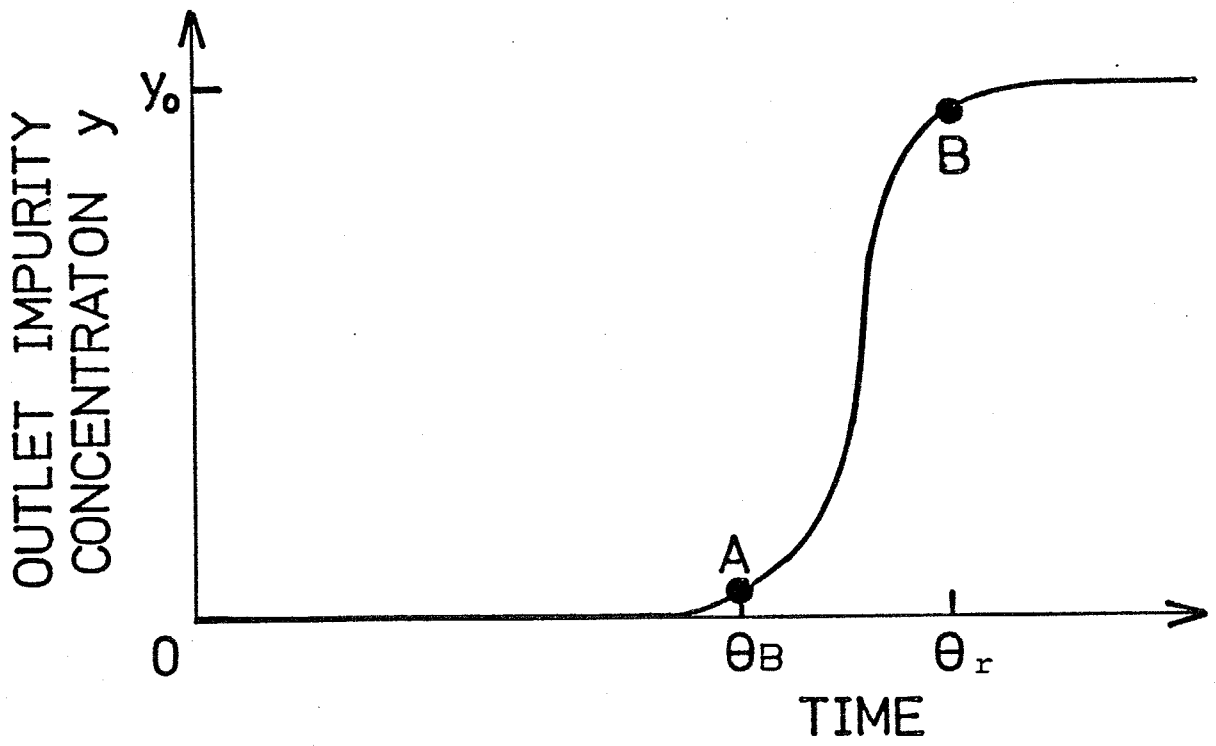


图7-13 破過曲線

7. 5 アルゴンの純化に関する実験

本実験に用いたアルゴン閉ループ実験装置の概略図を図7-14に示す。装置全体はアルゴン循環用ブロー、モレキュラーシーブス筒（合成ゼオライトとしてモレキュラーシーブス5Aを充填）、ジルコニウムスポンジ筒、アルゴン加熱器、ジルコニウムスポンジ筒加熱器、アルゴン冷却器、不純物注入盤によって構成されている。前述したように、モレキュラーシーブス筒では H_2O 、 CO_2 が、また、ジルコニウムスポンジ筒では N_2 、 O_2 、 H_2 、 CO がそれぞれ除去されることになるが、モレキュラーシーブス5Aは H_2O よりも CO_2 を、またジルコニウムスポンジは O_2 、 H_2 、 CO よりも N_2 をそれぞれ吸着・吸収しにくい。そこで、 CO_2 と N_2 がそれぞれ必要量除去できるように各吸着・吸収筒を設計すれば、他の不純物の除去に必要な筒の容量は確保できることになる。本実験では、モレキュラーシーブス5Aによる CO_2 の吸着ならびにジルコニウムスポンジによる N_2 の吸収の2種類の実験を別々に行った。

(1) モレキュラーシーブス5Aによるアルゴン中の CO_2 吸着実験

モレキュラーシーブス筒によるアルゴン中の CO_2 の吸着実験においては、加熱器類は一切昇温せず、常温でアルゴンを閉ループ中を循環させた。モレキュラーシーブス筒に流入するアルゴンの温度は、水冷式冷却器によって一定に保った。そして、不純物注入盤からアルゴン中に CO_2 を注入し、それをモレキュラーシーブス筒内で吸着して、アルゴンを純化した。その際、モレキュラーシーブス筒入口の CO_2 濃度 y_0 を一定に保ち、筒出口の CO_2 濃度 y を常時測定することによって、破過曲線を得ることができる。 y_0 を一定に保つためには、モレキュラーシーブス筒が破過するまでは CO_2 の注入量を一定にし、破過後は y の増加に伴って CO_2 の注入量を少なくした。この実験手法では、アルゴンを放出せずに循環させるので、アルゴンの消費量を抑えて、大流量、長時間の実験を行うことができる。また、ジルコニウムスポンジ筒は常温に保たれているため、 CO_2 との反応は起こさず、アルゴン中にバックグラウンドとして CO_2 と共存している H_2O は、モレキュラーシーブス筒で実験開始後、ただちに除去されるので無視することができる。

モレキュラーシーブス筒の構造を図7-15に、また仕様を表7-1に示す。図7-15中に示すモレキュラーシーブス5Aの充填部は、直径0.44m、高さ1.28mである。アルゴンは、モレキュラーシーブス筒の下部から流入し、上部から流出する。また CO_2 で飽和したモレキュラーシーブスを再生するためには、筒上部の加熱器で約200℃に加熱された高純度のアルゴンを筒上部から下部へと流し、モレキュラーシーブスから放出された CO_2 とともに外気へ放出する。

モレキュラーシーブス筒入口ならびに出口の CO_2 濃度 y_0 、 y の測定には、それぞれ図7-14に示されたS2、S3からアルゴンをサンプリングし、質量分析計MSQ-150Aまたは自動ガスク

ロマトグラフGC20Bによって、アルゴン中のCO₂濃度を測定した。

モレキュラーシーブス5Aの動的等温吸着曲線を求めるためには、ある y_0 の値に対して破過曲線を取り、一度モレキュラーシーブスを再生してから、次の y_0 の値に対して破過曲線をとる、ということを経返せばよいが、これでは実験時間が非常にかかり、また再生に使用するアルゴン量も相当多くなる。そこで、ある y_0 に対してCO₂の吸着が飽和に達したら、続けて、それより大きな y_0 のCO₂を含むアルゴンを流して、その濃度と平衡になるまでさらにCO₂を吸着させるという手法で実験を行った。実験は大きくRUN5-1とRUN5-2に分かれ、RUN5-1ではモレキュラーシーブス筒を再生したのち、 y_0 を1000ppm→1500ppm→2000ppmの順番で増加させ、RUN5-2では同じくモレキュラーシーブス筒を再生したのち、 y_0 を50ppm→200ppm→400ppm→700ppm→1000ppmの順番で増加させた。

RUN5-1によって得られた破過曲線を図7-16に、RUN5-2によって得られた破過曲線を図7-17、7-18にそれぞれ示す。また、これらの図から式(7-5)を用いて動的吸着量を求めると、図7-19のようになる。図中の実線は、ユニオンカーバイト社の公表による[7-7] 298Kにおける静的等温吸着曲線である。本実験で求めた動的吸着量は、静的吸着量よりも10~20%程度少ない。これは、アルゴンの流れがあるためで、その差の大きさは、アルゴンの流速に依存すると考えられる。一方、RUN5-1とRUN5-2の $y_0 = 1000$ ppm (CO₂分圧110, 3Pa)に対する動的吸着量を比較すると、徐々に y_0 を増加させて最終的に1000ppmとしたRUN5-2のほうが、再生後のモレキュラーシーブスに $y_0 = 1000$ ppmのアルゴンを流入させたRUN5-1よりも、 x_0 は約16%小さい。これは、RUN5-2の実験時の水温および外気温が、RUN5-1の時よりも約15K高く、モレキュラーシーブスの温度も高くなり、吸着量が減ったものと考えられる。ユニオンカーバイト社の公表データによると、CO₂分圧が525Paの場合、モレキュラーシーブス5Aの静的CO₂吸着量は、298Kでは、283Kよりも約40%程度少ないことが示されている[7-9]。従って、RUN5-1とRUN5-2の $y_0 = 1000$ ppmに対する x_0 の値は、動作温度の差を考慮すれば、ほぼ一致していると言える。

一方、両者のRUNで、再生直後に得られた最初の破過曲線から、式(7-4)を用いて求めた吸着帯高さを表7-2に示す。この表中の値より、CO₂濃度が50ppmと低濃度では、吸着帯高さは7cmと非常に小さくなり、式(7-6)の右辺第一項はほぼ無視できるようになることがわかる。

(2) ジルコニウムスポンジによるアルゴン中の N_2 吸収実験

ジルコニウムスポンジによるアルゴン中の N_2 の吸収実験は、前述の閉ループ型の実験装置と、小型の吹き流し型の実験装置の2種類の実験装置を用いて行った。閉ループ型の実験装置は吸収筒が大きく、充填するジルコニウムスポンジ量が多いため、条件を種々変えて、実験を多数回数行うことが困難であるため、主として、小型の吹き流し型の実験装置を用いてデータをとった。ただ、小型の装置では、側壁の影響などがある恐れがあるので、両者の装置で同一の実験条件下でデータをとり、吹き流し型実験装置で得られたデータの信頼性を確認した。

図7-14に示す閉ループ実験装置では、ブローアを出たアルゴン中に、 CO_2 の場合と同様に、ジルコニウムスポンジ筒入口の N_2 濃度が所定の値になるように N_2 を注入し、その後にアルゴン加熱器で、アルゴンを約 $600^{\circ}C$ に加熱し、ジルコニウムスポンジ筒へと流入させる。ジルコニウムスポンジ筒は、まわりを囲んだヒーターによって必要温度まで昇温され、この電気ヒーターの温度を変えることによって、ジルコニウムスポンジの温度を任意に設定できる。ジルコニウムスポンジ筒から出たアルゴンは、冷却器によって冷却され、モレキュラーシーブス筒を通過したのちに再びブローアへと戻る。アルゴン中にバックグラウンドとして存在する H_2O 、 CO_2 はモレキュラーシーブス筒で完全に除去されるので、ジルコニウムスポンジと反応するのは N_2 のみとなる。ジルコニウムスポンジ筒入口と出口のアルゴン中の N_2 濃度は、それぞれ図7-14中のS1とS2でガスサンプリングを行って測定し、入口 N_2 濃度を一定に保ちながら、出口 N_2 濃度を測定することにより、破過曲線を得ることができる。 N_2 の吸収量が飽和に達したジルコニウムスポンジは、新品と入れ替えたのちに、新たな条件下での実験を行う。ジルコニウムスポンジ筒の構造と仕様とを、それぞれ図7-20、表7-3に示すが、ジルコニウムスポンジが容易に交換できるように、全体はステンレス製の外筒と内筒の二重構造となっている。ジルコニウムスポンジの充填部は、図7-20中の斜線部であり、内径 200.3 mm の内筒内に、高さ $300\sim 500\text{ mm}$ 、ジルコニウムスポンジが充填されている。

一方、図7-21に示す、吹き流し型実験装置では、アルゴンはボンベから供給され、所定濃度となるように N_2 を混入させたのちに、バックグラウンドの H_2O 、 CO_2 を除去するためのモレキュラーシーブス筒を経て、ジルコニウムスポンジ筒へ流入し、最後は大気中に放出される。ジルコニウムスポンジ筒の構造を図7-22に示すが、閉ループ実験装置と同様に、全体は外筒・内筒の二重構造になっており、内径 23.99 mm の内筒内に、高さ 200 mm だけジルコニウムが充填されている。また外筒は電気ヒーターでおおわれており、この電気ヒーターによって、ジルコニウムスポンジが必要温度まで昇温される。あとの実験手順は、閉ループ実験装置と同様である。

次に、ジルコニウムスポンジ温度 1000 K 、ジルコニウムスポンジ筒内でのアルゴンの空筒速度が 0.6 m/s という条件下で、入口 N_2 濃度を変えて行った実験結果を示す。図7-23、7-

24には、閉ループ装置で得られた破過曲線を、また、図7-25には吹き流し型実験装置で得られた破過曲線をそれぞれ示す。これらの破過曲線は、モレキュラーシーブス5AのCO₂吸着の破過曲線のように、きれいなS字型をしていないため、出口N₂濃度が入口N₂濃度の70%となる点を流出点とした。そして式(7-5)を用いてジルコニウムスポンジ単位質量あたりのN₂の吸収量x₀を求めて、図7-26中に、N₂分圧の関数として示した。この図より、両実験装置で同程度のx₀の値が得られていることがわかり、小型の吹き流し型装置でのデータの信頼性が確認された。また、x₀の値については、実験後のジルコニウムスポンジの重量増加から決定された吸収量とほぼよい一致を示した。モレキュラーシーブス5AによるCO₂吸着の場合は、図7-19に示されるように、CO₂の分圧によりx₀は大きく変化するが、ジルコニウムスポンジによるN₂吸収の場合は、N₂の分圧を変えてもx₀はあまり変化せず、モレキュラーシーブス5Aとは逆に、N₂の分圧をふやすとx₀は多少減少している。ジルコニウムスポンジの場合、x₀が分圧にあまり依存しないのは、表面付近のある程度の層がZrNになってしまうと、N₂の分圧を上げて、ジルコニウムスポンジ内にN₂が拡散しなくなるためと考えられる。

ジルコニウムスポンジによるN₂の吸収は化学反応であるため、x₀の値は温度の影響を強く受けるものと考えられる。そこで次に、吹き流し型実験装置を用いて、入口N₂濃度と、ジルコニウムスポンジ筒内のアルゴンの空筒速度とを一定にして、ジルコニウムスポンジの温度を変えて実験を行った。その時の破過曲線を図7-27に、また、破過曲線から求めたx₀の値を温度の関数として図7-28にそれぞれ示した。図7-28より、ジルコニウムスポンジの温度を650℃から800℃まで150℃変化させることにより、x₀の値は著しく増加し、800℃においてx₀ = 2.7 × 10⁻² [kg(N₂)/kg(Zr)] という値が得られた。ジルコニウムスポンジの温度を上げるほどx₀は増加するが、筒容器の耐熱性の点から、この800℃程度が実用上の最高温度に近いものと考えられる。また、吸収帯高さについては、分圧や温度の影響をあまり受けず大体20cm程度となっている。

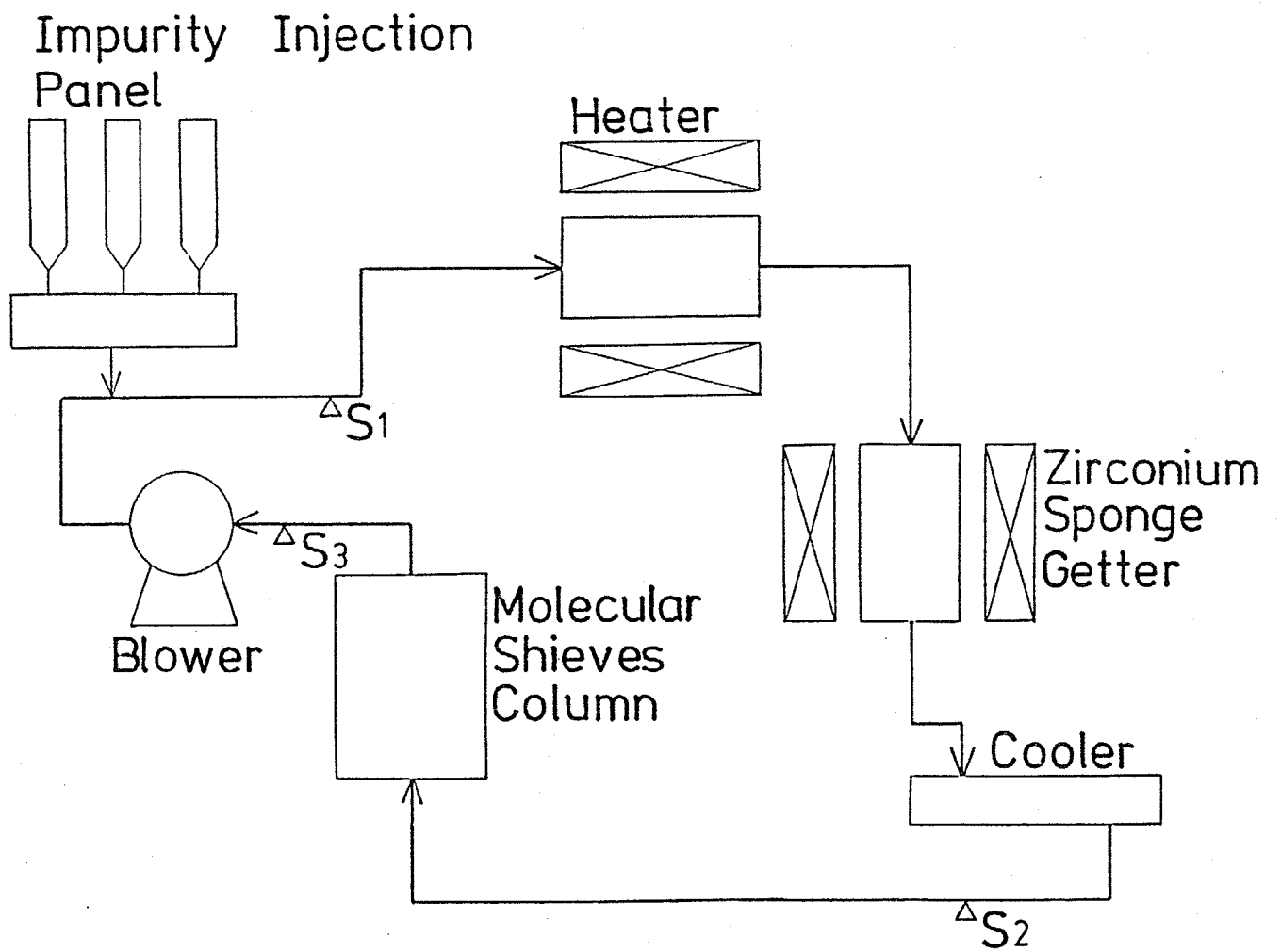


図7-14 閉ループ実験装置

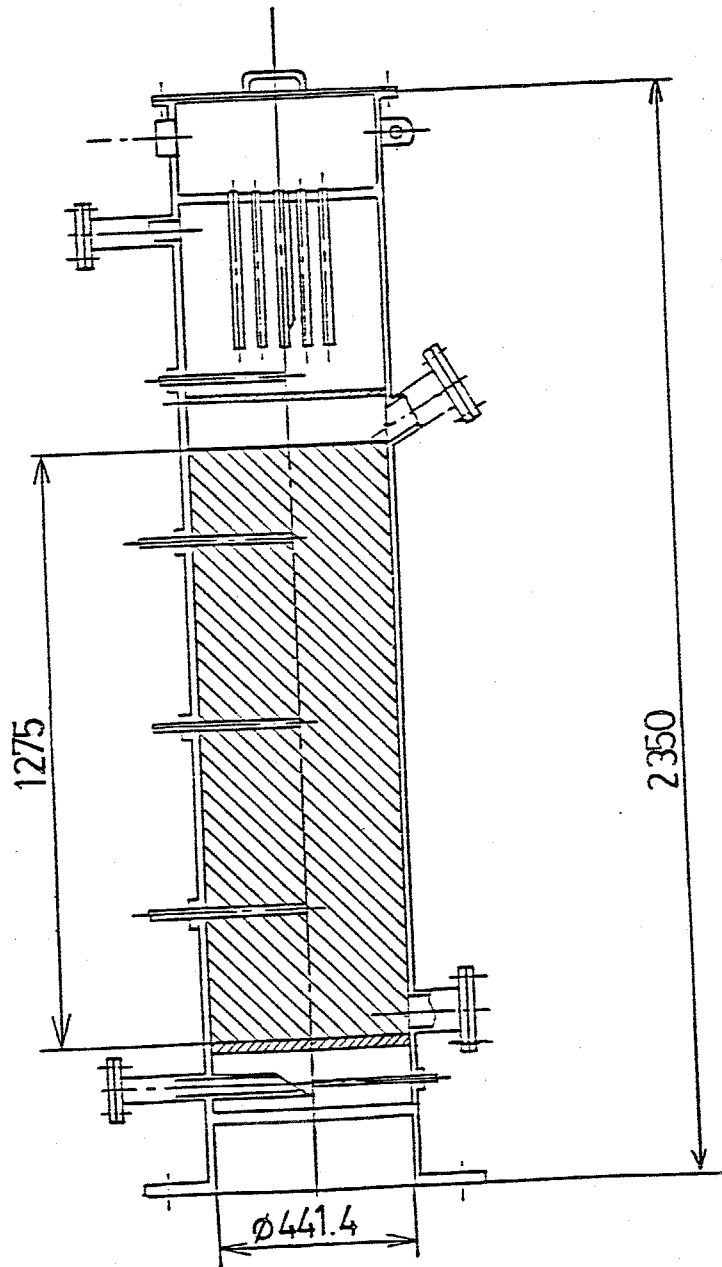


図7-15 モレキュラーシーブス筒の構造

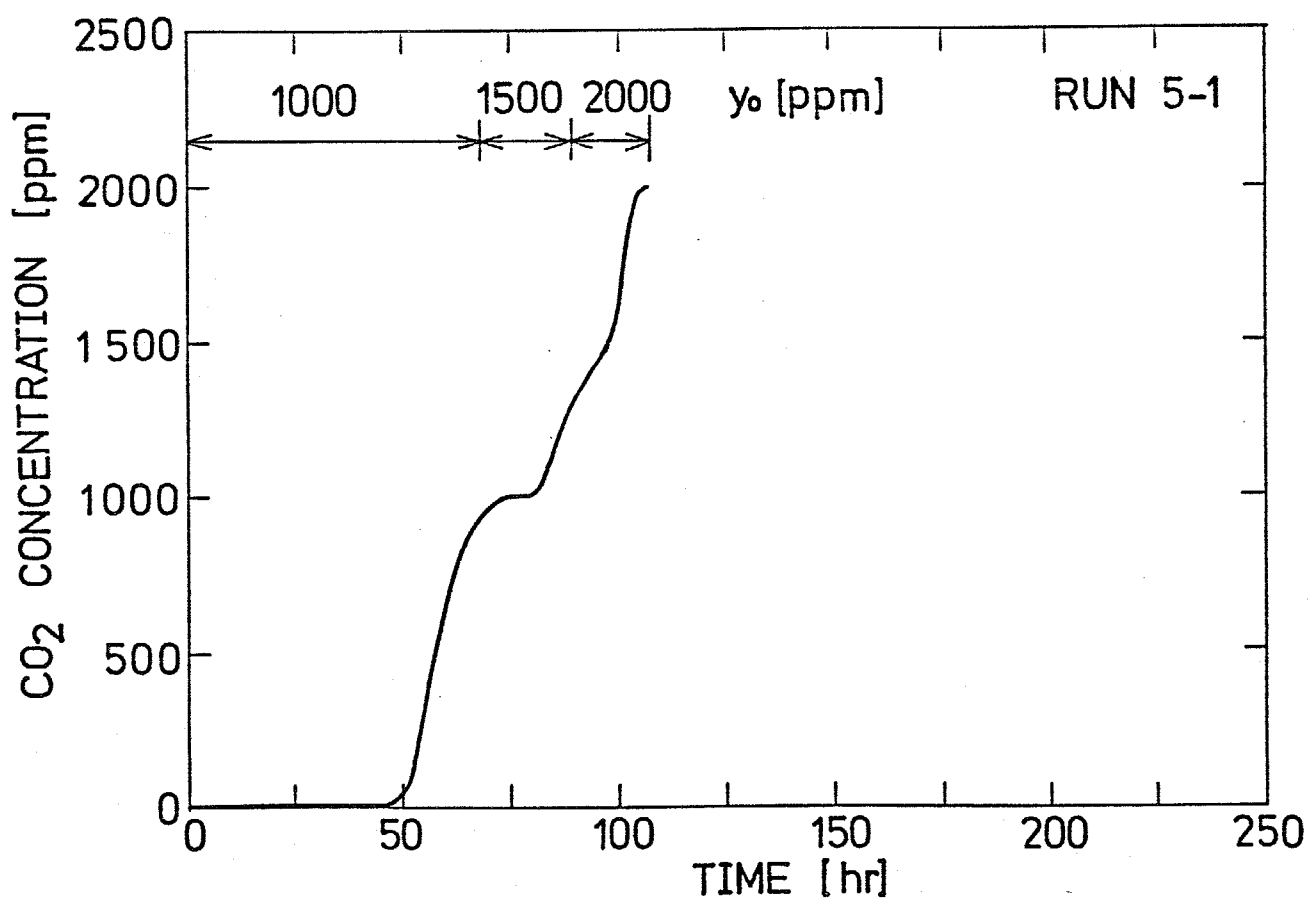


図7-16 モレキュラーシーブス5AによるCO₂吸着の破過曲線 (RUN5-1)

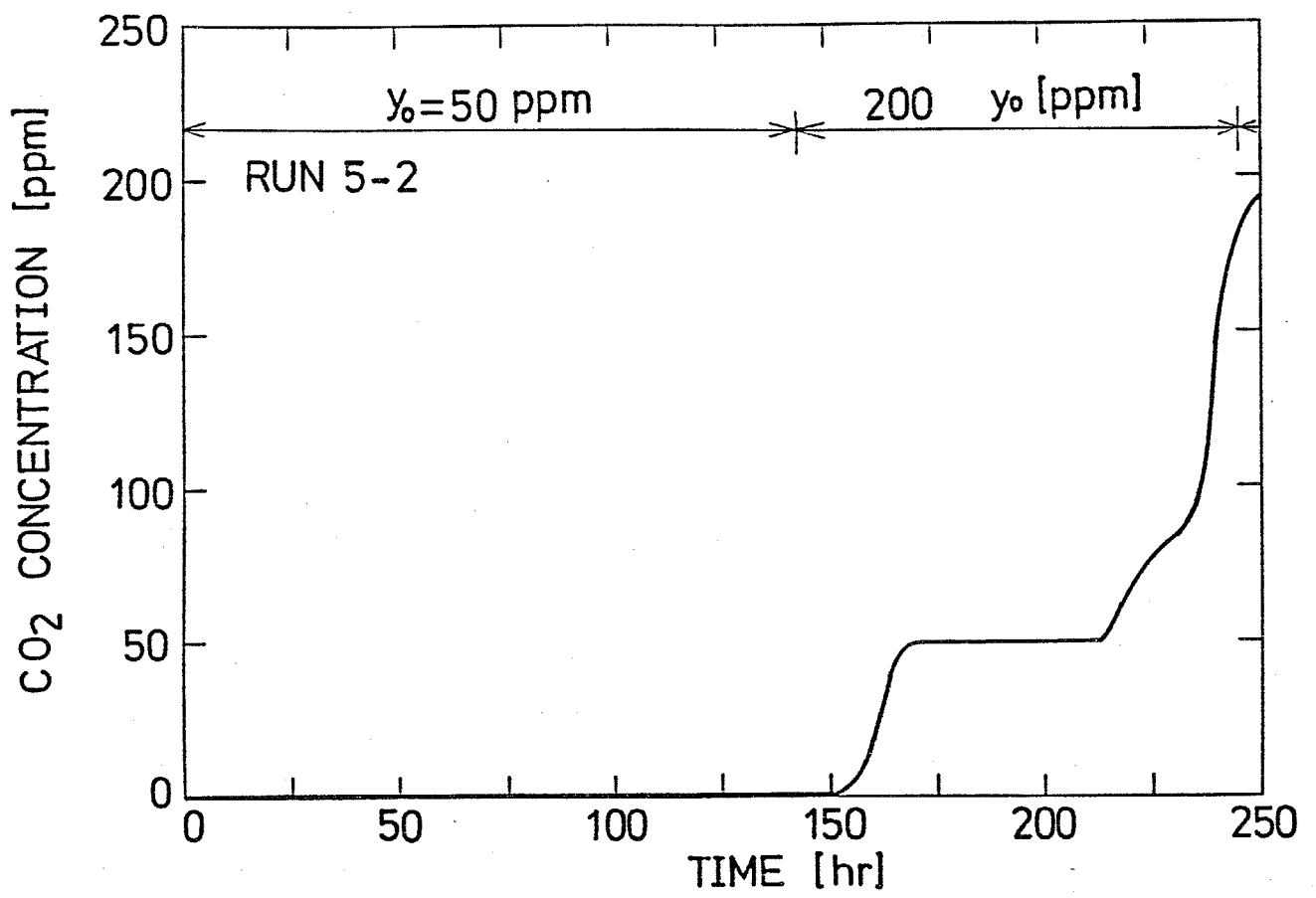


図7-17 モレキュラーシーブス5AによるCO₂吸着の破過曲線 (RUN5-2)

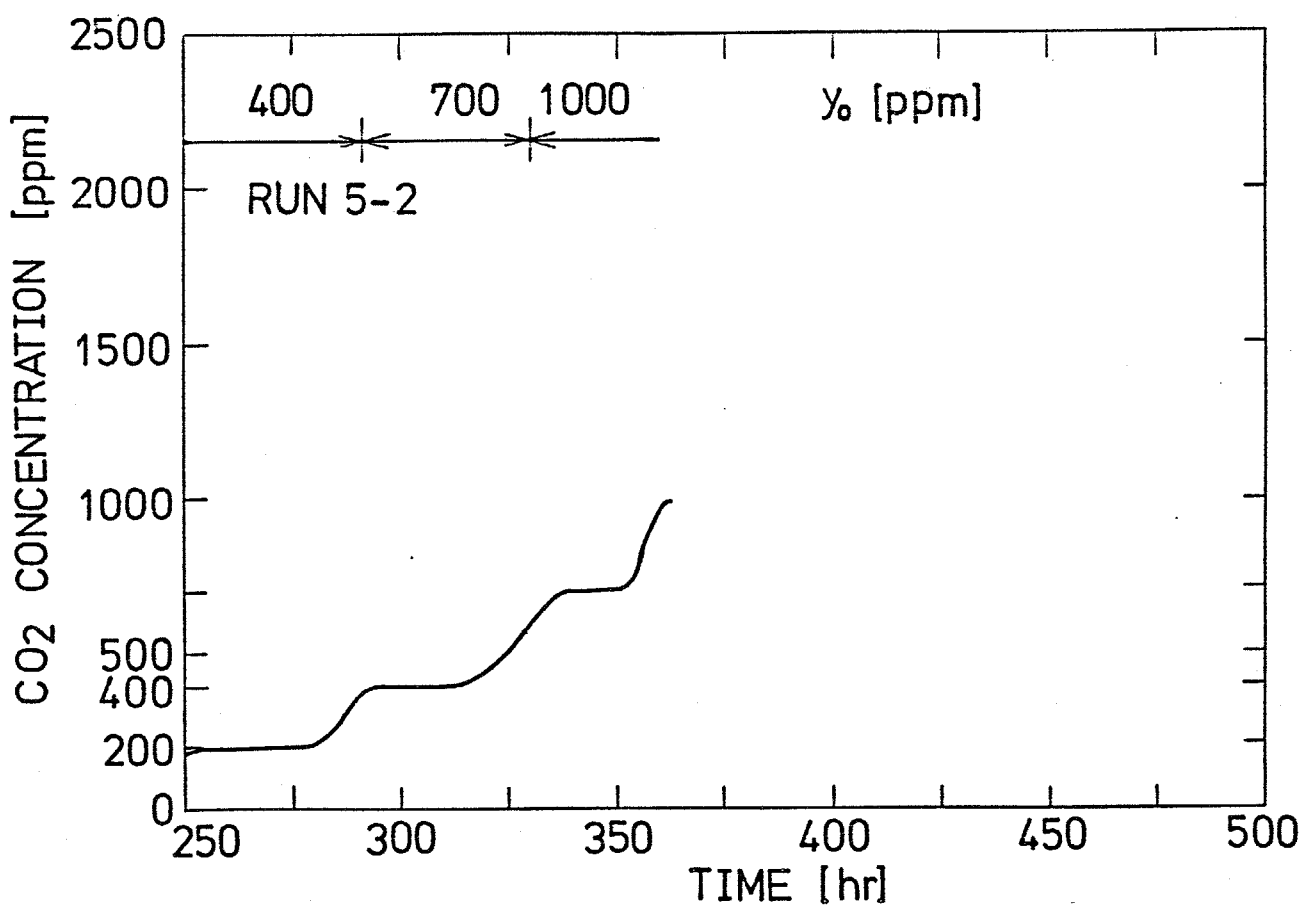


図7-18 モレキュラーシーブス5AによるCO₂吸着の破過曲線 (RUN5-2)

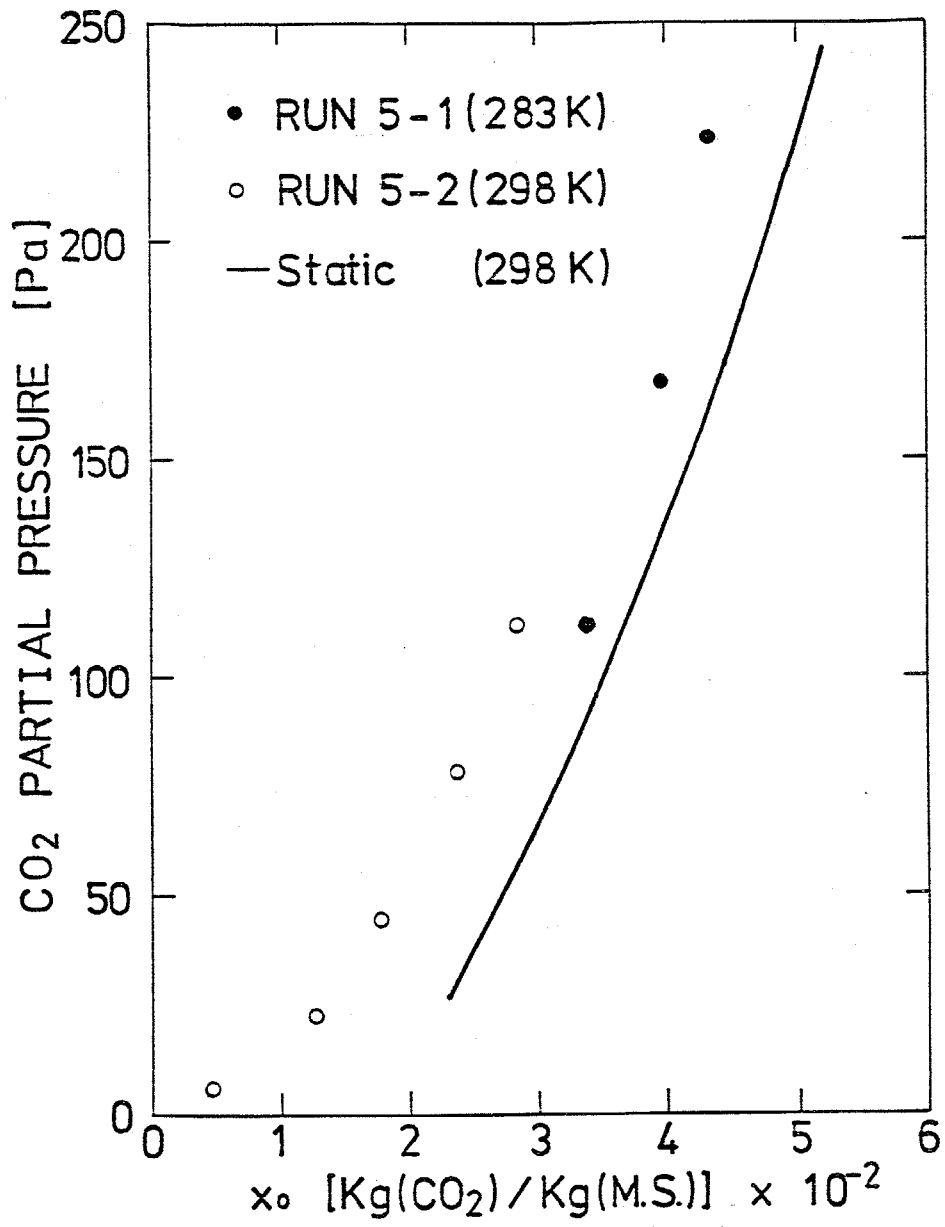


図7-19 モレキュラーシーブス5AによるCO₂の動的等温吸着曲線

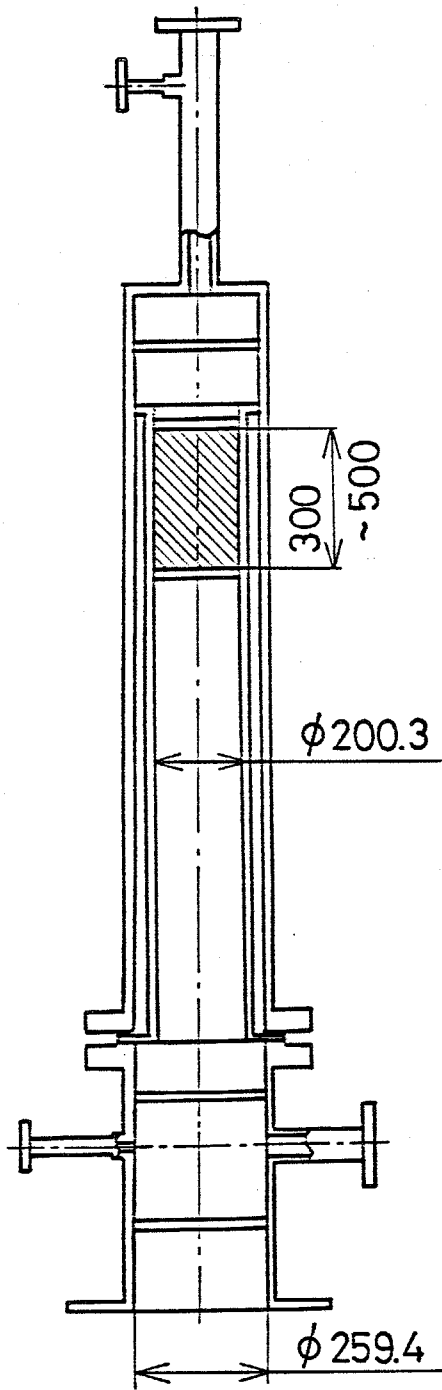


図7-20 ジルコニウムスポンジ筒の構造 (閉ループ実験装置)

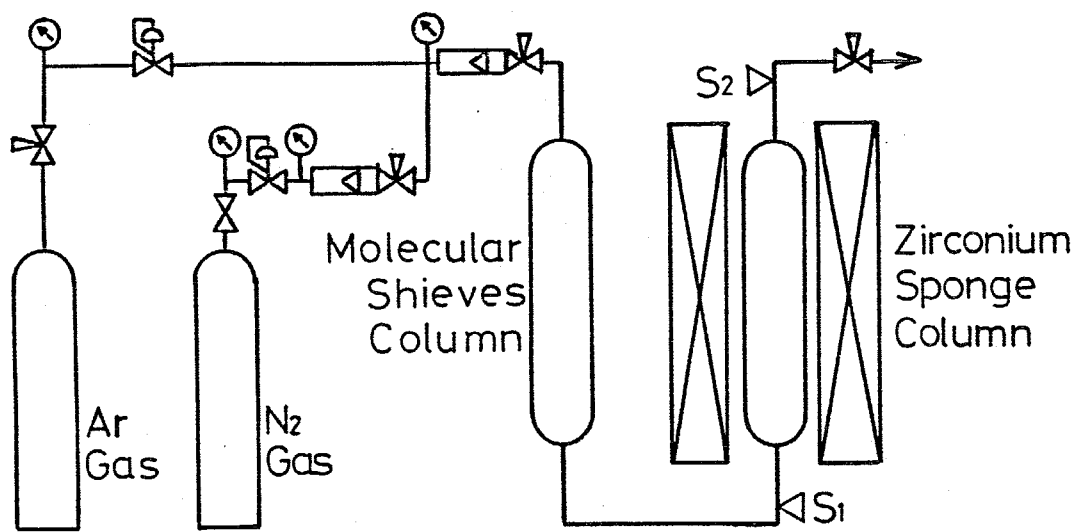


図7-21 吹き流し型実験装置

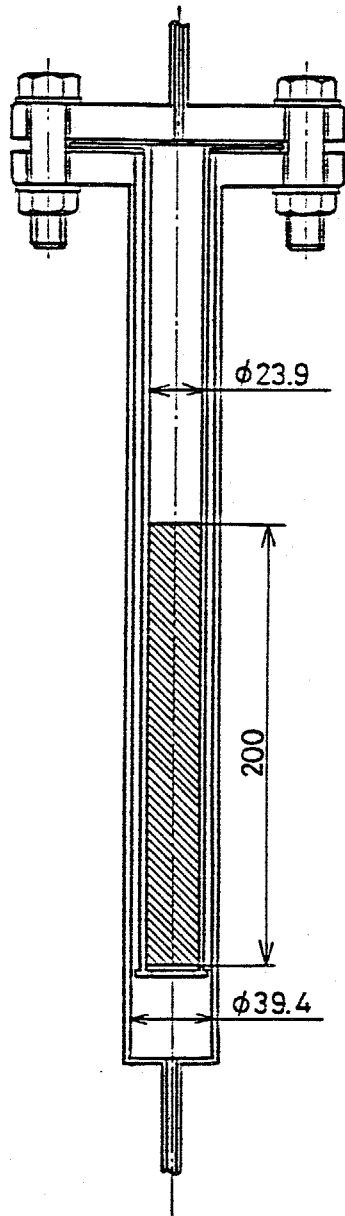


図7-22 ジルコニウムスポンジ筒の構造 (吹き流し型実験装置)

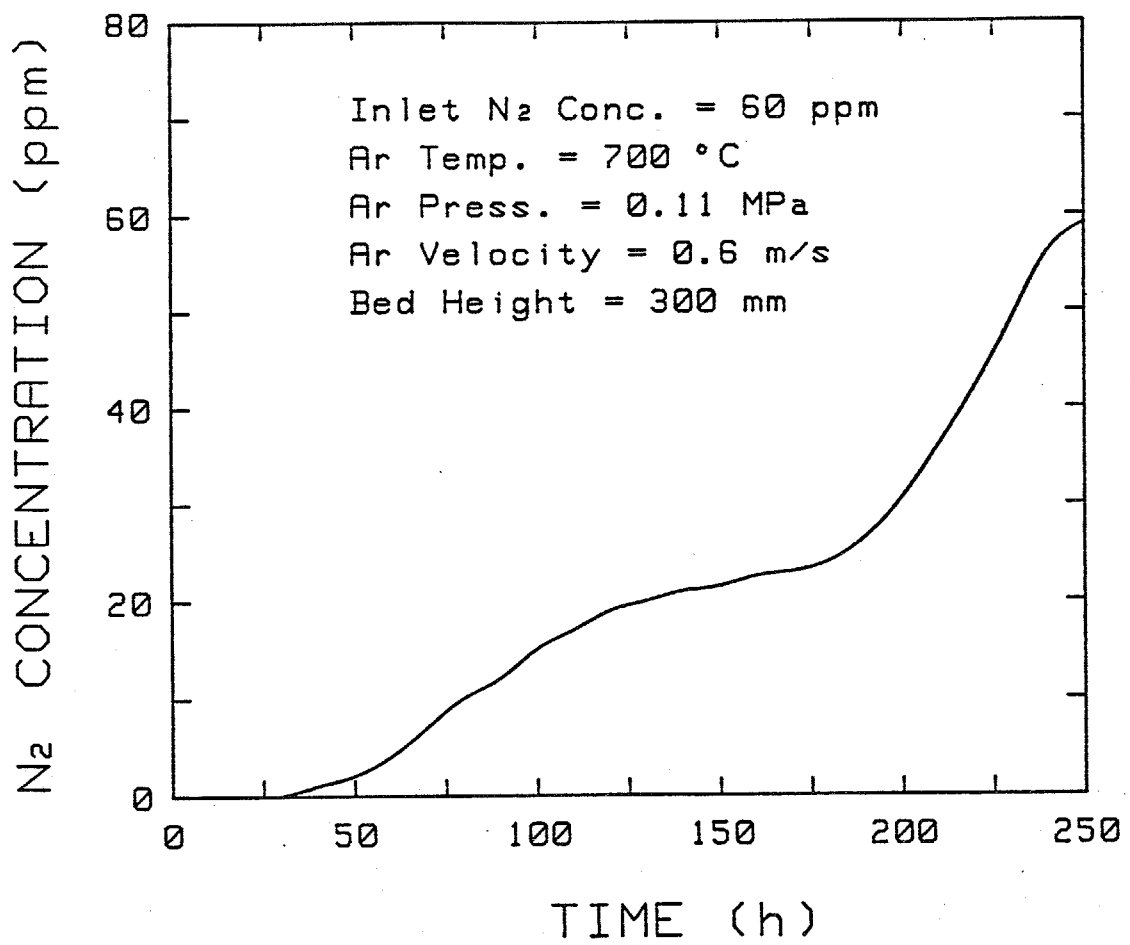


図7-23 ジルコニウムスポンジによるN₂ 吸収の破過曲線 (閉ループ実験装置)

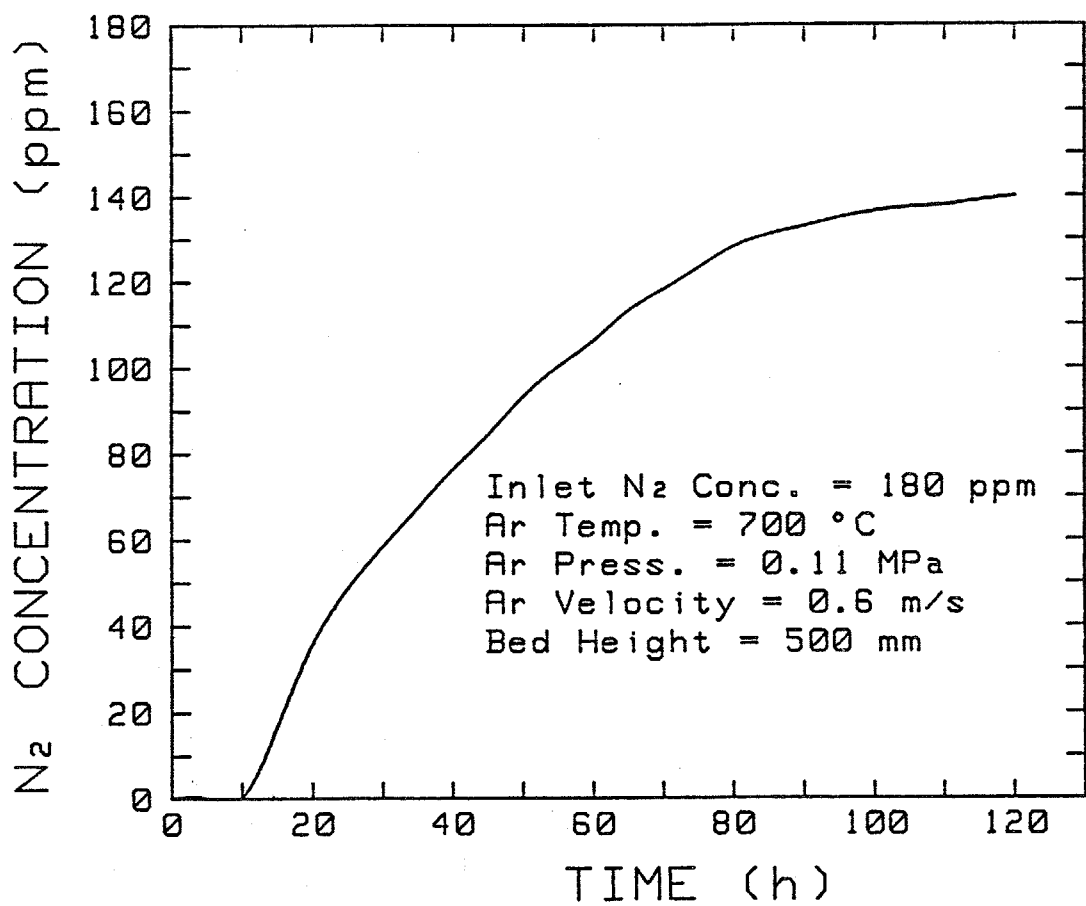


図7-24 ジルコニウムスポンジによるN₂吸収の破過曲線 (閉ループ実験装置)

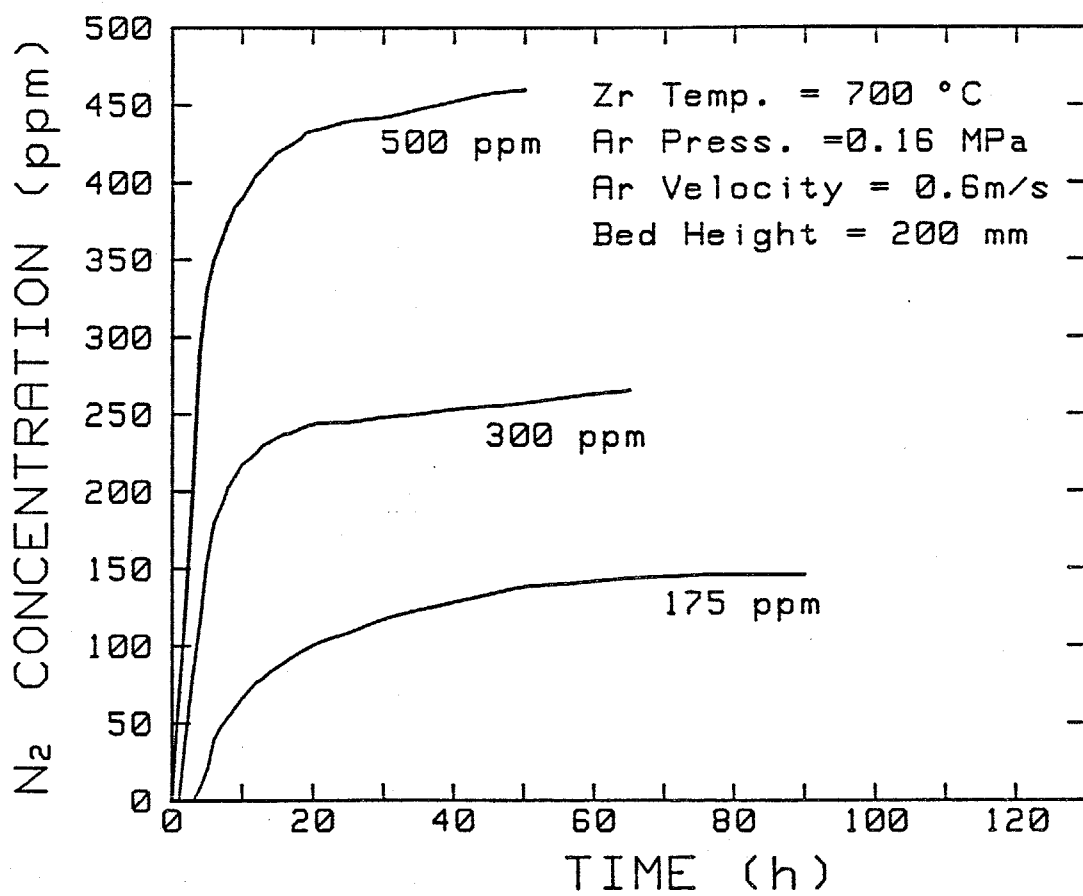


図7-25 ジルコニウムスポンジによるN₂ 吸収の破過曲線 (吹き流し型実験装置)

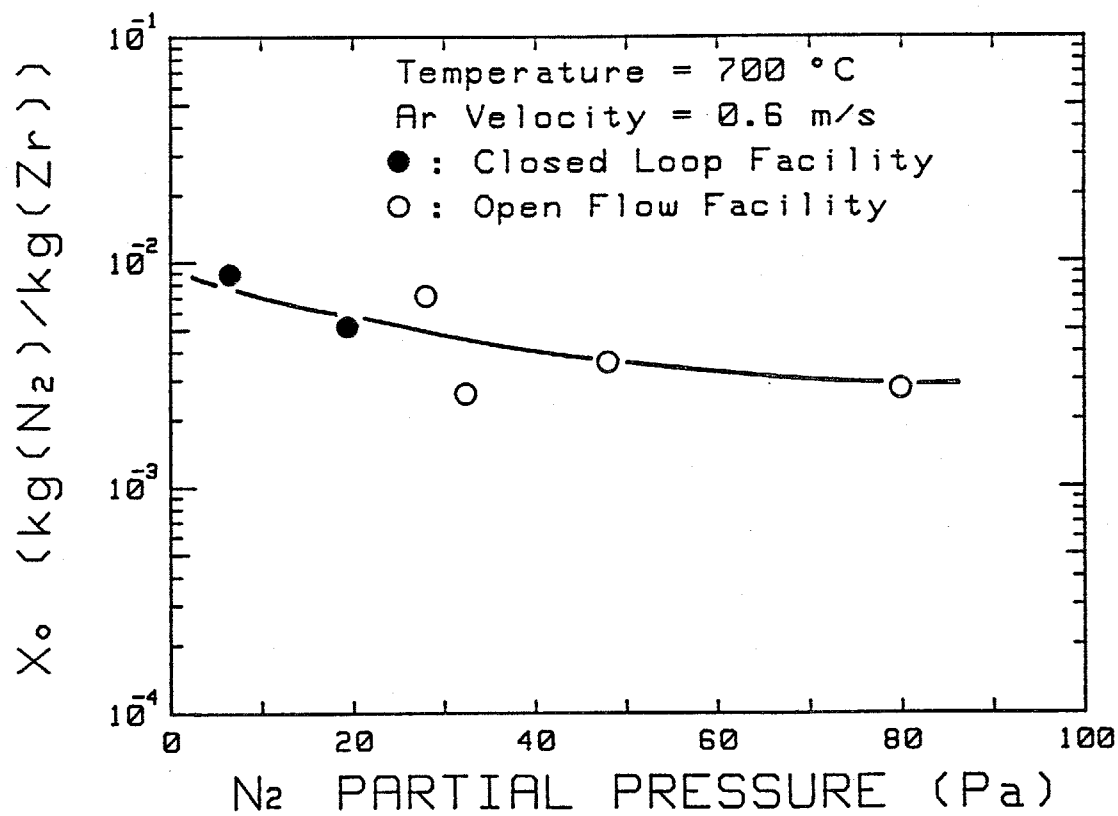


図7-26 ジルコニウムスポンジによるN₂の動的等温吸収曲線

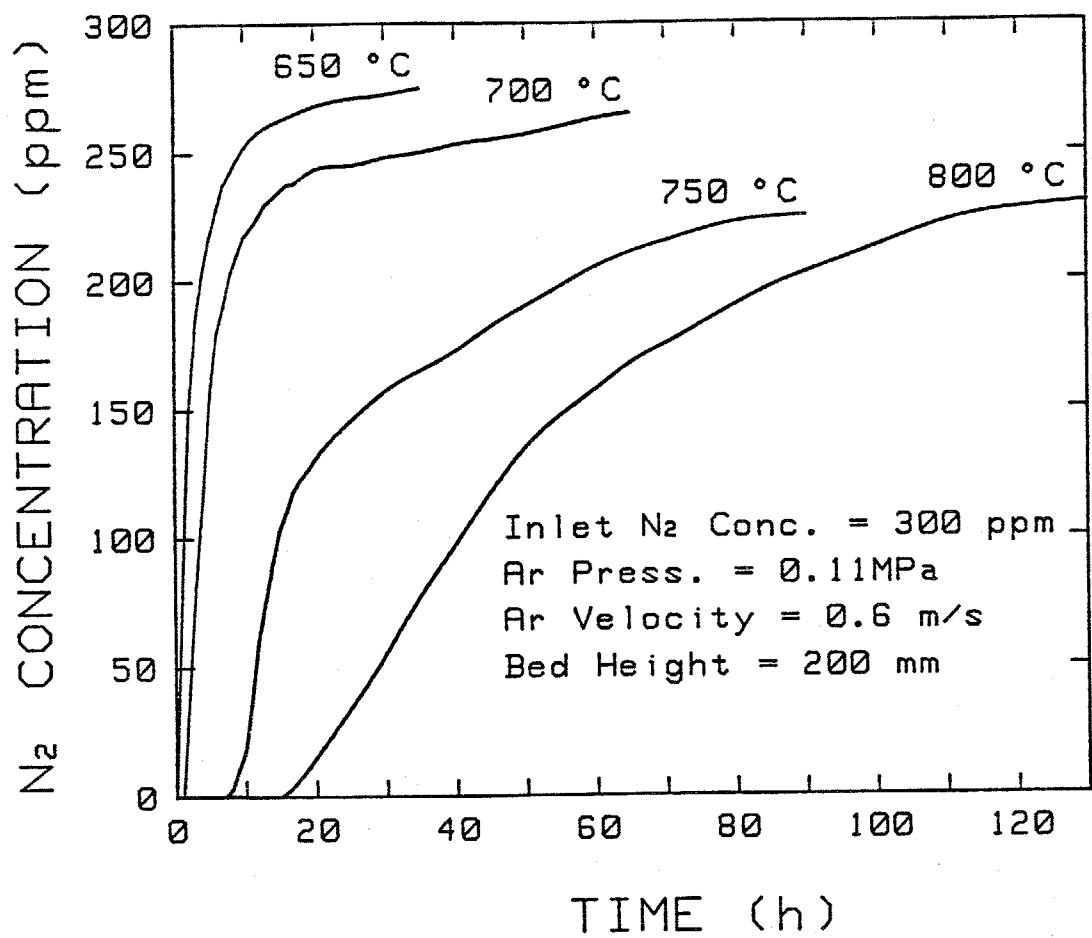


図7-27 ジルコニウムスポンジによるN₂ 吸収の破過曲線 (吹き流し型実験装置)

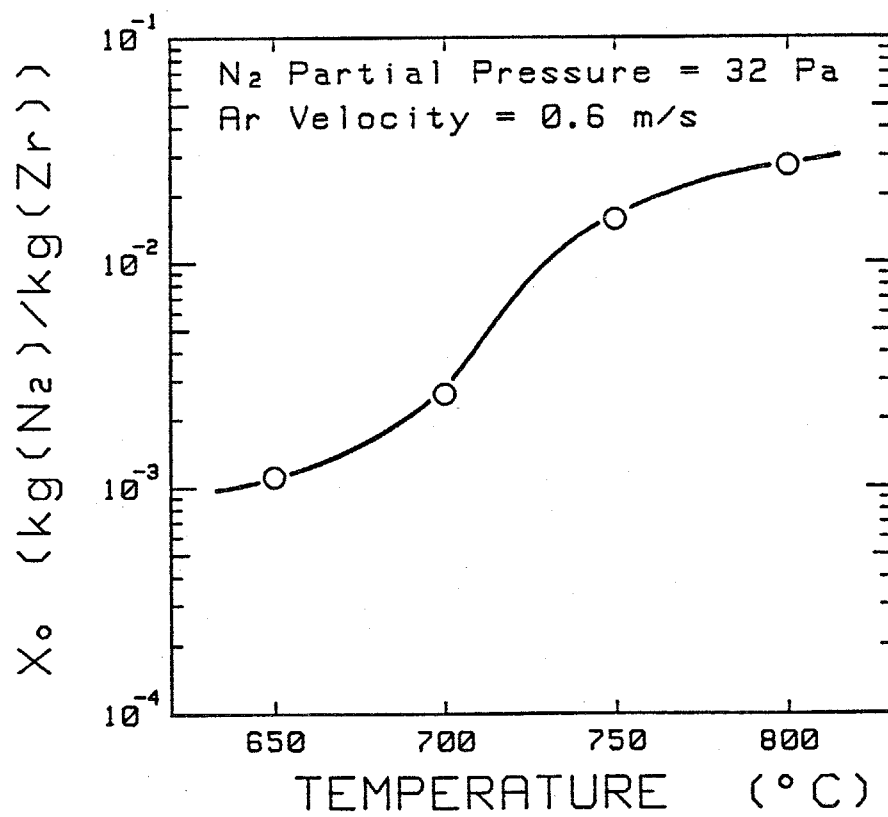


図7-28 ジルコニウムスポンジによるN₂の動的吸収量と温度との関係

表7-1 モレキュラーシーブス筒の仕様

充填量 (kg)	125
充填高さ (m)	1.28
充填密度 (kg/m ³)	6.4 × 10 ²
筒内径 (m)	0.44
動作温度 (K)	283~298
再生温度 (K)	523
Arの質量流量 (kg/s)	1.8 × 10 ⁻²
Arの空筒速度 (m/s)	6.6 × 10 ⁻²
筒内圧力 (MPa)	0.11

表7-2 モレキュラーシーブス5AによるCO₂吸着の吸着帯高さ

CO ₂ 濃度 (ppm)	CO ₂ 分圧 (Pa)	吸着帯高さ (m)
50	5.5	0.07
1000	110.3	0.37

表7-3 ジルコニウムスポンジ筒の仕様 (閉ループ実験装置)

充填量 (kg)	23~40
充填高さ (m)	0.3~0.5
充填密度 (kg/m ³)	1.23 x 10 ³
筒内径 (m)	0.20
動作温度 (K)	1000~1070
Arの質量流量 (kg/s)	0.9 x 10 ⁻² ~ 1.8 x 10 ⁻²
Arの空筒速度 (m/s)	0.54~1.08
筒内圧力 (MPa)	0.11

7. 6 まとめ

クローズドサイクルMHD発電において、作動気体である希ガス中への燃焼ガス成分の混入を極力抑え、同時に補給を要する希ガス量を最小限に抑えることをめざした、希ガス加熱用の蓄熱形高温熱交換器の連続運転システムならびにその運転法を提案した。そして、Fuji-1高温熱交換器を用いて、提案した方法で熱交換器を運転した場合、希ガス中への燃焼ガス成分の混入量を実際にどの程度まで減らすことが可能かを実験し、その結果、上記の運転法の妥当性を確認した。

次に、上記の運転法をとった時に、希ガスの閉ループ中に混入すると予想される不純物分子と、シード剤であるカリウムとの化学反応を、化学平衡を仮定した計算によって評価し、種々の化学種の濃度を予測した。その結果、閉ループ中から H_2O 、 CO_2 、 O_2 はカリウムとの反応により直ちに除去され、閉ループ中に残留するのは N_2 と H_2 だけとなって、MHD発電機に与える不純物の影響は軽微であることが明らかとなった。

続いて、希ガスの補給量を抑制するための重要なコンポーネントとなる希ガス純化装置について検討を加え、まず、吸着・吸収反応を利用したアルゴンならびにヘリウムの純化システムを提案した。そして、その純化システムに基づき、閉ループ実験装置その他を用いて、モレキュラーシーブス5Aによるアルゴン中の CO_2 の吸着実験ならびに、ジルコニウムスポンジによるアルゴン中の N_2 の吸収実験を行い、希ガス純化装置を実際に設計する上で必要となる、それぞれの吸着・吸収剤のもつ吸着・吸収性能に関するデータを得た。

付録7-1 式(7-1)の導出

閉ループ中を循環している希ガスのうち、常時kだけの割合を純化する場合、希ガス中のi種の不純物の濃度 C_i は、次の微分方程式に従う。

$$\frac{dC_i}{d\tau} = -nkC_i \quad (7-7)$$

ここでnは、式(7-2)で与えられる希ガスの循環速度、 t_c は、ある熱交換器が希ガスの加熱を開始してから、次の熱交換器が希ガスの加熱を開始するまでの時間である。この方程式の解は次式で与えられる。

$$C_i = [C_i]_{init} \exp(-nk\tau) \quad (7-8)$$

ここで $[C_i]_{init}$ は、熱交換器が切り換わった直後の閉ループ中のi種の不純物濃度であり、以下のようにしてその値を求めることができる。

閉ループ内を循環する希ガスの標準状態での総容積は $T_0P_2V_2/T_2P_0$ で与えられる。このうち、熱交換器の運転モードが切り換わり、希ガスの加熱が終了した熱交換器内に残留する希ガスの標準状態での総容積は $T_0P_1V_1/T_1P_0$ であり、この希ガスは回収されて純化される。よって $[C_i]_{init}$ は、熱交換器の切り換え直前に閉ループ中に残留していた不純物濃度と、新たに希ガスの加熱が開始された熱交換器から放出される不純物濃度の和となり、次式で与えられる。

$$[C_i]_{init} = \frac{\frac{T_0P_2V_2}{T_2P_0} - \frac{T_0P_1V_1}{T_1P_0}}{\frac{T_0P_2V_2}{T_2P_0}} [C_i]_{init} \exp(-nkt_c) + C_{i0} \frac{T_2P_1V_1}{T_1P_2V_2} \quad (7-9)$$

この式より $[C_i]_{init}$ を求めると

$$[C_i]_{init} = C_{i0} \frac{T_2P_1V_1}{T_1P_2V_2} \frac{\exp(nkt_c)}{\exp(nkt_c) - (1 - \frac{T_2P_1V_1}{T_1P_2V_2})} \quad (7-10)$$

となり、これを式(7-8)に代入すると式(7-1)が得られる。

付録7-2 式(7-4)の導出

吸着反応筒内で、吸着帯が吸着帯高さ h_z だけ移動するのに要する時間を θ_z とすると、破過曲線から θ_z は、

$$\theta_z = \theta_r - \theta_B \quad (7-11)$$

で与えられる。また、吸着帯は一定の速度 u_z で出口側へ移動し、 u_z は、

$$u_z = \frac{h_r}{\theta_r} \quad (7-12)$$

で与えられる。吸着帯高さ h_z は、時間 θ_z の間に吸着帯が移動する距離であるので、 h_z は次式で決定される。

$$h_z = u_z \theta_z = h_r \frac{\theta_z}{\theta_r} = h_r \frac{\theta_r - \theta_B}{\theta_r} \quad (7-13)$$

第8章 蓄熱形熱交換器における排出NO_x濃度の抑制に関する研究

8.1 蓄熱形高温熱交換器における排出NO_x対策の必要性

本研究で検討を行っている、希ガス加熱用の蓄熱形高温熱交換器においては、蓄熱床に流入する燃焼ガス温度が2000K~2300Kと高温であるため、燃料を完全燃焼させた場合、1000 ppm以上のNOが燃焼室内で生成され、それがほとんど分解されずに、熱交換器から排出され、そのままNO_xとして、大気中に放出されることになる。そのため、熱交換器から排出されるNO濃度を抑制するための方策を講じないと、発電プラントに設置される脱硝装置の負担が大きなものとなり、クローズドサイクルMHD発電の実用化の障害となる恐れがある。

そこで、高温熱交換器内では、空気過剰率1以下で燃料を不完全燃焼させ、熱交換器から排出されたのちに、燃焼ガス中の未燃分を完全燃焼させる、いわゆる二段燃焼方式によって、排出NO_x濃度の低減化を計ることが考えられる。この不完全燃焼による排出NO_x濃度の抑制の効果は、高温熱交換器内で初期に生成されるNO濃度の抑制と、蓄熱床中でのNOの分解反応の促進の二つの効果に分けて考えることができ、二段燃焼方式の有効性を評価するためには、この両効果を定量的に検討する必要がある。

本章では、Fuji-1高温熱交換器を用いて、燃焼ガスの空気過剰率を変化させた時に、蓄熱床入口と出口のNO濃度がどのように変わるかを実測した結果を示す。そして、実測結果に基づき、熱交換器内で初期に生成されるNO濃度ならびに、蓄熱床中で分解されるNO量を予測する。

8. 2 実験装置および方法

図8-1に、実験装置のシステムを示す。Fuji-1高温熱交換器は、第3章で示した運転法と同様に、最初、500Kに加熱された空気による予熱が行われ、その後、同じ加熱空気によって、天然ガスが燃焼される。そして、燃焼ガスの一部をバイパスに逃がしながら、適当な温度分布が得られるまで、ペブル床を昇温する。以下に述べる測定時においては、燃焼ガス温度を変化させずに、ペブル床中を通過する燃焼ガス流量を任意に設定できるようにするため、同様に、燃焼ガスの一部をペブル床中を通過させ、残りはバイパスを通じて、燃焼室より直接排出する。

実験においては、バイパス入口とペブル床出口の二箇所、燃焼ガスのサンプリングを行い（バイパス入口については、高温であるため、水冷プローブを使用）、除湿器によって水分を除去したのちに、燃焼ガス中の各成分の濃度測定を行った。

濃度測定においては、NO濃度は化学発光式NO_x計（島津NOA-304）で、また、他のガス成分は、自動ガスクロマトグラフ装置（島津GC-20B）で測定した。測定したデータから、燃焼ガス中の各成分濃度を求める方法は、付録8-1に示した。ペブル床入口のNO濃度については、バイパス入口でのNO濃度と等しいものと考え、燃焼ガスの空気過剰率（E. A. R.）ならびに、ペブル床内の温度分布を変えて、ペブル床入口と出口でのNO濃度を測定した。空気過剰率を変える場合には、燃焼ガス流量があまり変わらないようにするため、燃焼空気流量を一定に保ったまま、天然ガスの流量を変化させた。また、ペブル床内の温度分布は、実験中に燃焼ガスがペブル床中を通過することによって、ペブル床下部の温度が徐々に上昇していくことを利用して変化させ、同一の実験中では、ペブル床頂上部の温度をほぼ一定として、ペブル床中部から下部の温度分布を変えて実験を行った。一方、燃焼空気中に純NOを添加することにより、ペブル床入口のNO濃度も変化させた。

また、ペブル床内の温度は、第4章で示した軸方向・半径方向の各位置に挿入された熱電対によって測定した。

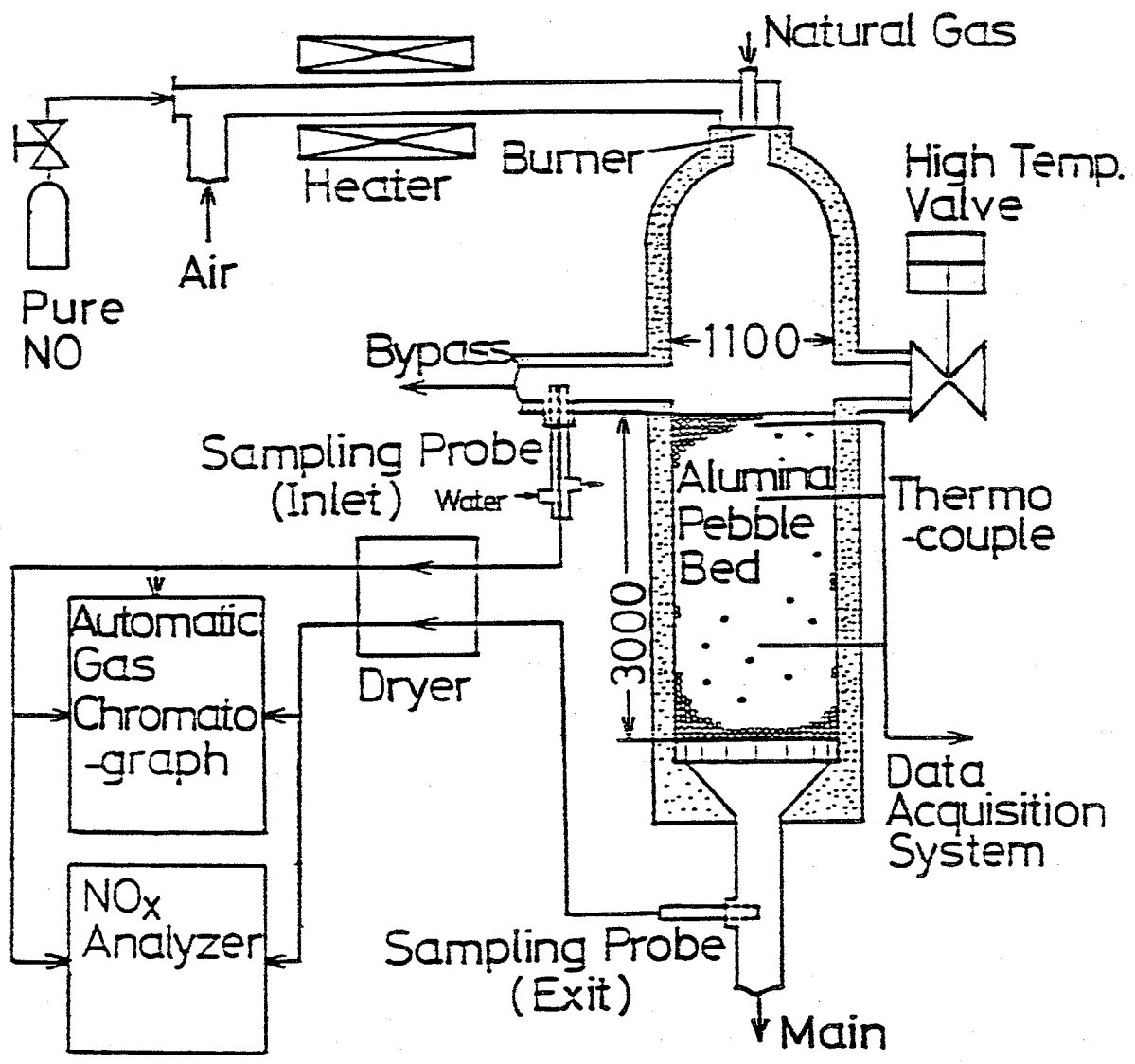


図8-1 実験装置システム

8.3 初期生成NO_x濃度の評価

熱交換器内の、蓄熱床上部に設けられた燃焼室内での、燃焼ガスの平均滞留時間は、本実験条件下で約2秒程度あり、第10章で検討する実際の発電プラントにおいても、同程度と比較的長い。従って、燃焼室内で生成されるNO濃度は、与えられた、温度、圧力条件下での化学平衡を仮定した計算で評価できると考えられる。そこで、CO、CO₂、CHN、CHO、CN、H₂、H、HN、H₂N、H₃N、HNO、H₂O、OH、HO₂、N₂、N、NO、N₂O、NO₂、O₂、Oの21種類の化学種についての平衡反応を考え、付録8-2に示す方法で、燃焼ガスの温度、圧力ならびに空気過剰率を与えた時の、各化学種の濃度を求めた。

図8-2には、ベブル床入口での燃焼ガスの温度が2150K、圧力が0.13MPaの時に、空気過剰率を変化させて測定した、ベブル床入口でのNO、H₂、CO濃度と、平衡計算によるそれらの計算値とを示す。この図から、空気過剰率を下げることによって、NOの生成が著しく抑制されていることがわかる。また、それぞれの化学種の濃度は、だいたい、平衡計算で評価できていることもわかる。ただ、NO濃度については、実測値のほうが計算値よりもやや大きくなっている。これは、燃焼室内の最高火炎温度域で生成されたNOが、ベブル床入口までの間の燃焼ガス温度の低下に対して、完全には平衡濃度まで分解されないためと考えられる。

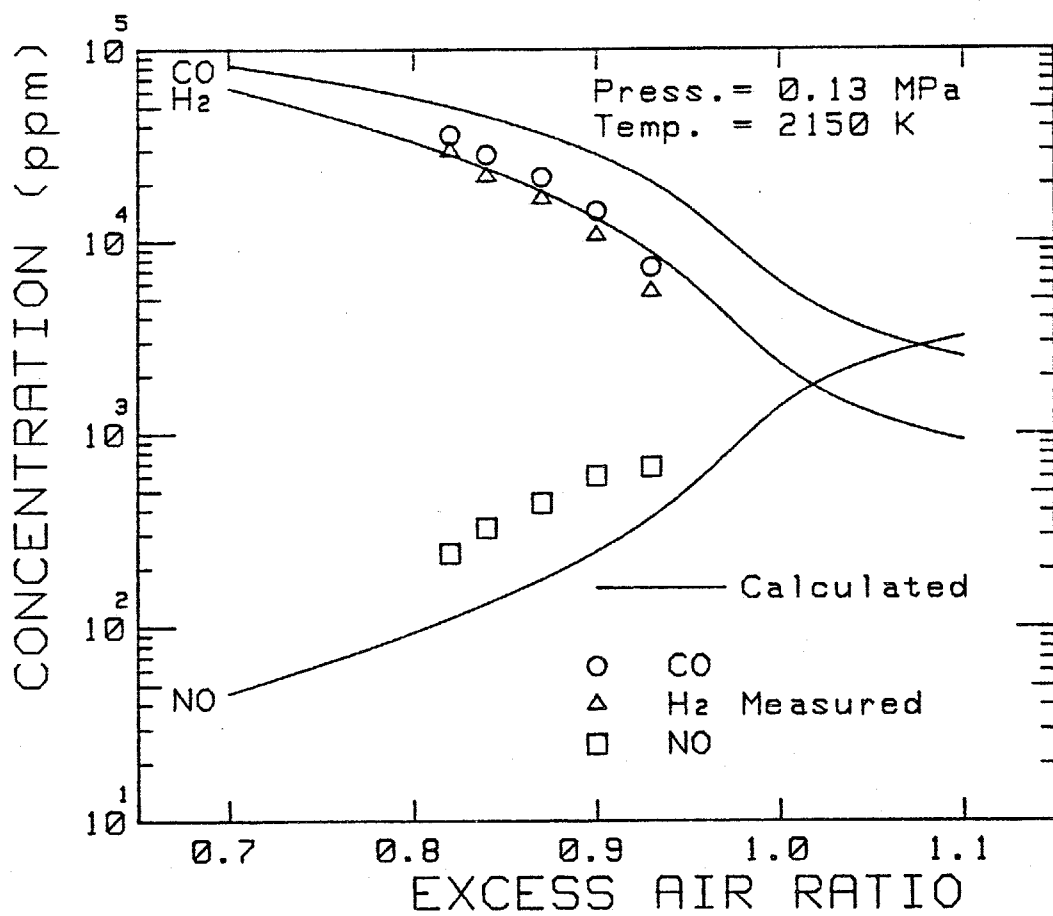


図8-2 NO、H₂、CO濃度と空気過剰率との関係

8. 4 ベブル床中でのNOの分解量の評価

熱交換器の蓄熱床に流入した燃焼ガスは、蓄熱体に熱を与えることによって冷却される。この冷却の速度が比較的遅いため、空気過剰率を1以下にして燃焼を行った場合、燃焼ガスが蓄熱床を通過する過程で、気相反応により、ある程度NOが分解されることが期待される。

一方、森・大竹らは[8-1]、 H_2 、COなどの還元性ガスが燃焼ガス中に存在すると、1300K程度以下の温度で、アルミナベブル表面での触媒作用により、NOの分解が促進されることを指摘した。しかし、実験に用いたアルコア社製タビュラアルミナベブルT-164は、表面が粗く、触媒としては優れた作用を示すものの、第2章で示したように、熱交換器内に充填して気体を通過させた場合、大量のダストが発生し、クローズドサイクルMHD発電用の蓄熱体材料としては適さない。それに代わるアルミナベブルとして、ラバープレス製法による日本化学陶業(株)製SSA-995ベブルが、Fuji-1高温熱交換器では蓄熱体として使用されている。このSSA-995ベブルは、T-164ベブルに比べて、表面が滑らかであり、触媒作用が弱いことが予想される。

そこで、図8-3に示すように、ベブル床内の温度分布が異なる2回の実験について、ベブル床中で分解されるNOの量を比較した。Run3では常温の空気で行ったのに対して、Run5では500Kに加熱した空気で行ったため、ベブル床上部の温度はRun5のほうが高く、ベブル床頂上部の温度は、Run3で1900K、Run5で2100Kとなっている。また、昇温過程でベブル床中に流す燃焼ガス流量を制御することにより、ベブル床下部の温度分布は、両者の実験でなるべく同程度になるようにした。もし、ベブル床中でのNOの分解反応が、主としてアルミナ表面での触媒作用によるものであるならば、温度の低いベブル床下部で主に分解が行われることになり、両者の実験でそれほど大きな差はでないはずである。

図8-4、8-5には、それぞれの実験における、ベブル床入口と出口のNO濃度の実測値を示した。両図を比較すると、Run5のほうが、ベブル床中で分解されたNOの量のはるかに多いことがわかる。このことから、ベブル床中でのNOの分解は、主として気相反応によっていることが予想される。また両図ともに、燃焼ガスの空気過剰率を下げることにより、ベブル床中のNOの分解が促進されていることを示している。

以上の実測結果を計算によって評価するため、以下に述べる方法で、気相反応によるNOの分解量の計算を行った[8-2]。NOの関与する気相反応として、次の拡大Zeldovich機構を考える。





ここでkは、各反応の反応速度定数で、その値は、文献[8-1]に示されている、以下の値を用いた。

$$k_1^+ = 7 \times 10^{19} \exp(-75.23/RT_g) \quad (\text{m}^3/\text{mol s})$$

$$k_1^- = 1.55 \times 10^{19} \quad (\text{m}^3/\text{mol s})$$

$$k_2^+ = 6.4 \times 10^{15} T_g \exp(-6.25/RT_g) \quad (\text{m}^3/\text{mol s})$$

$$k_2^- = 1.44 \times 10^{15} T_g \exp(-38.46/RT_g) \quad (\text{m}^3/\text{mol s})$$

$$k_3^+ = 4.0 \times 10^{19} \quad (\text{m}^3/\text{mol s})$$

$$k_3^- = 1.079 \times 10^{20} \exp(-48.0/RT_g) \quad (\text{m}^3/\text{mol s})$$

(8-4)

上記の化学反応式中の、 N_2 、 O 、 O_2 、 OH の濃度については、これらの化学種の反応速度が、 NO の反応速度に比べて速いため、平衡濃度を用いる。そこで、 NO 、 N に関する反応速度は、次のように書くことができる。

$$\begin{aligned} \frac{dC_{\text{NO}}}{dt} = & k_1^+ C_{\text{N}_2} C_{\text{O}} - k_1^- C_{\text{NO}} C_{\text{N}} + k_2^+ C_{\text{N}} C_{\text{O}_2} \\ & - k_2^- C_{\text{NO}} C_{\text{O}} + k_3^+ C_{\text{N}} C_{\text{OH}} - k_3^- C_{\text{NO}} C_{\text{H}} \end{aligned} \quad (8-5)$$

$$\begin{aligned} \frac{dC_N}{d\tau} = & k_1^+ C_{N_2} C_O - k_1^- C_{NO} C_N - k_2^+ C_N C_{O_2} \\ & + k_2^- C_{NO} C_O - k_3^+ C_N C_{OH} + k_3^- C_{NO} C_H \end{aligned} \quad (8-6)$$

反応(8-1)～(8-3)において、N原子は拡大Zeldovich機構における連鎖員であり、かつその濃度が他の成分に比べて十分に小さい。そこで、N原子に対して準定常近似 $dC_N/d\tau = 0$ を適用すると、N原子の濃度は、次式のようになる。

$$C_N = \frac{k_1^+ C_{N_2} C_O + k_2^- C_{NO} C_O + k_3^- C_{NO} C_H}{k_1^- C_{NO} + k_2^+ C_{O_2} + k_3^+ C_{OH}} \quad (8-7)$$

そこで、上式を用いて式(8-5)から、 C_N を消去すると、NOに関する反応速度式は、次のように表わすことができる。

$$\begin{aligned} \frac{dC_{NO}}{d\tau} = & k_1^+ C_{N_2} C_O - k_2^- C_{NO} C_O - k_3^- C_{NO} C_H \\ & + \frac{(-k_1^- C_{NO} + k_2^+ C_{O_2} + k_3^+ C_{OH})(k_1^+ C_{N_2} C_O + k_2^- C_{NO} C_O + k_3^- C_{NO} C_H)}{k_1^- C_{NO} + k_2^+ C_{O_2} + k_3^+ C_{OH}} \end{aligned} \quad (8-8)$$

また、ペブル床中での、燃焼ガスの流れに沿うNOのモル分率の変化は、次式で示される。

$$\frac{dX_{NO}}{dz} = \frac{1}{N} \frac{dC_{NO}}{d\tau} \quad (8-9)$$

以上の式(8-8)、(8-9)を数値計算によって解くことにより、燃焼ガスがペブル床中を通過する過程での、NOのモル分率の変化を計算することができる。そこで、Run 3とRun 5のそれぞれの実験条件下で、ペブル床入口のNO濃度を与えた時の、ペブル床出口でのNO濃度の計算を行った。本計算は、ペブル床内の軸方向のNO濃度の変化を考える一次元計算であるが、第4章で示したように、ペブル床内の半径方向の温度分布は比較的均一であり、一次元計算による評価は妥当と

考えられる。ただ、ある程度半径方向に温度分布があるため、それぞれの高さで、各半径方向位置で測定した温度の平均値（中心軸からの距離に応じた加重平均）を、その高さでのペブル床温度とし、それらの温度から、軸方向温度分布を決定した。同一の実験中でも、実験を行っていく過程で温度は徐々に上昇しており、例えば、Run 5では、空気過剰率を0.84、0.90、0.82の順に変化させたため、その順番で温度が高くなっている。

図8-4、8-5には、ペブル床出口のNO濃度の計算結果が、実測結果とともに示されている。実測結果はほぼ計算結果と一致しており、ペブル床中でのNOの分解量が、上記の計算手法によって予測できることが明らかとなった。ただ、N原子濃度の準定常近似に関しては、 O_2 濃度が低く温度が低い場合には、必ずしも成り立たない場合がある[8-2]。そこで、比較のために、N原子に関しても生成速度式をたて、NOに関する生成速度式と連立させて、ペブル床出口のNO濃度を計算した。その結果、本実験条件下では、N原子濃度の準定常近似を仮定して得られた計算結果との違いは、1 ppm以下であることが示され、準定常近似の妥当性が確認された。

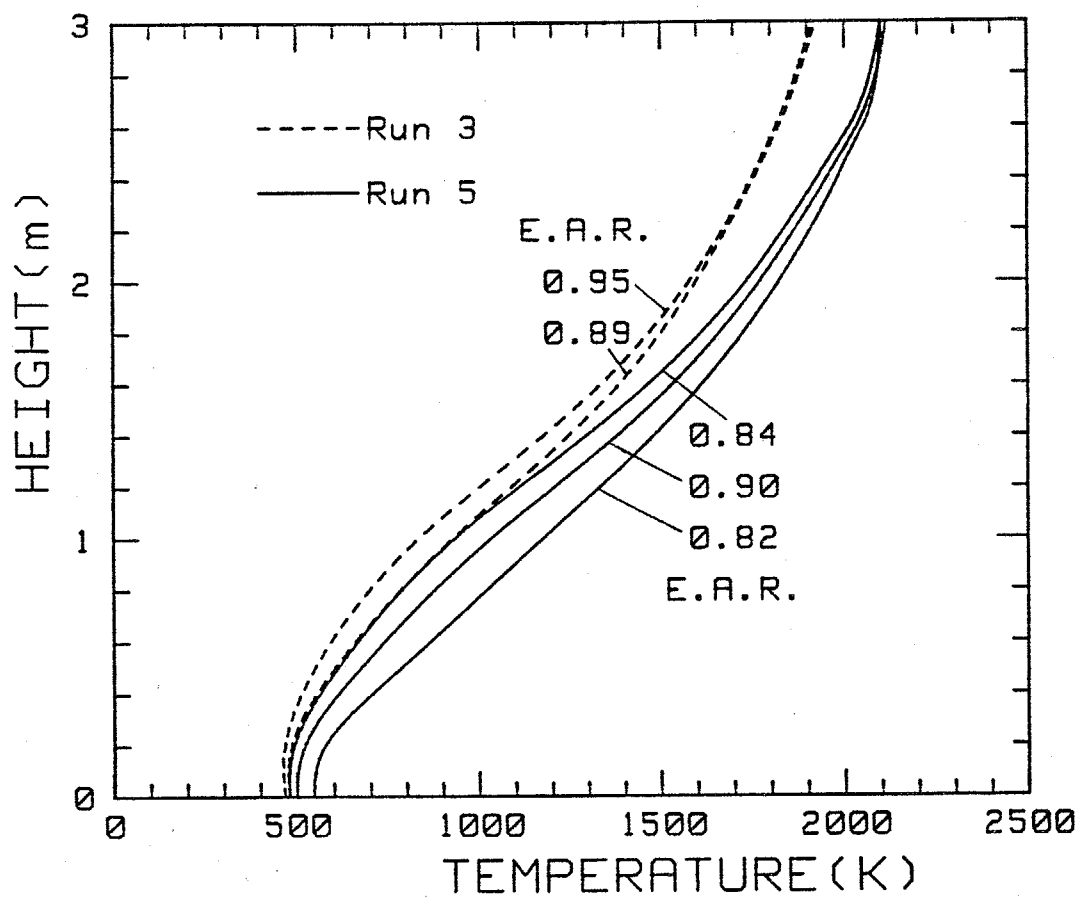


図8-3 Run 3とRun 5におけるベブル床内温度分布

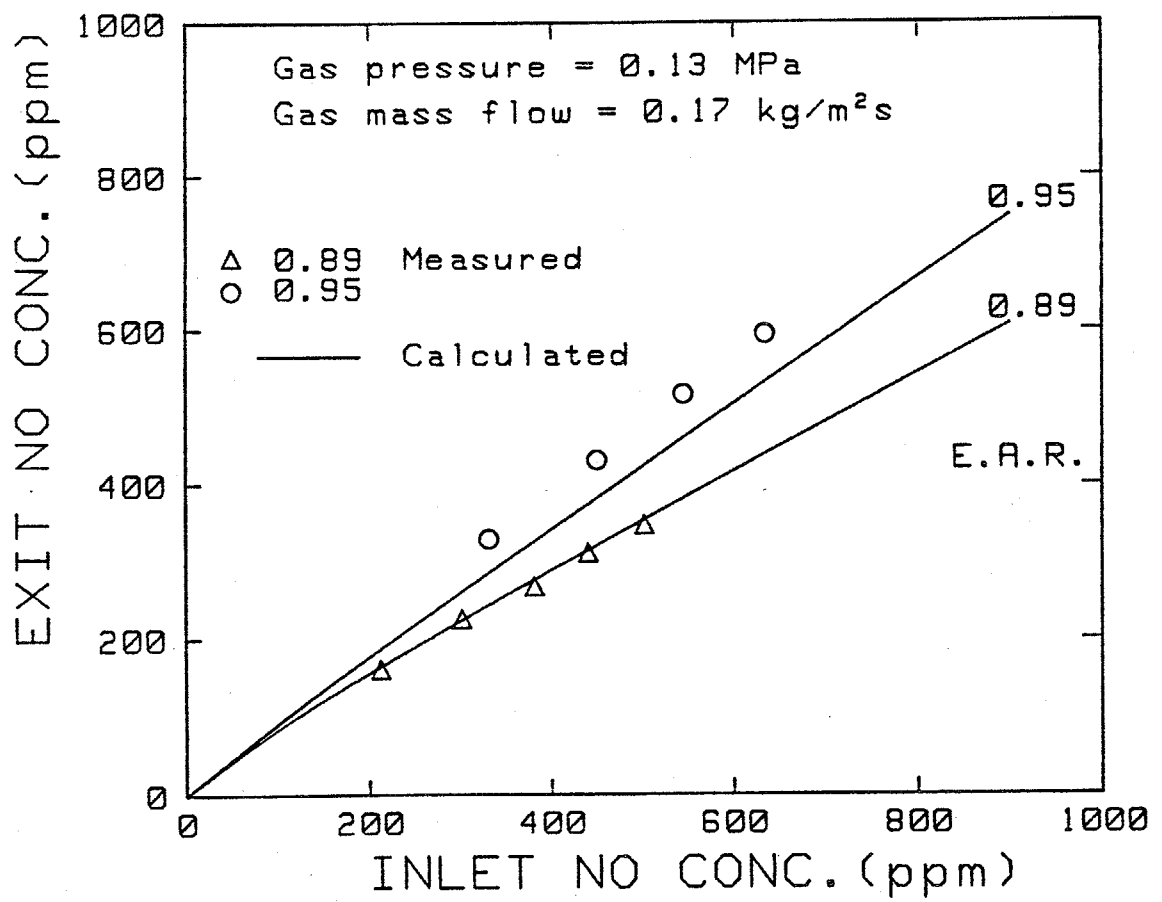


図8-4 ベブル床入口と出口におけるNO濃度の関係 (Run 3)

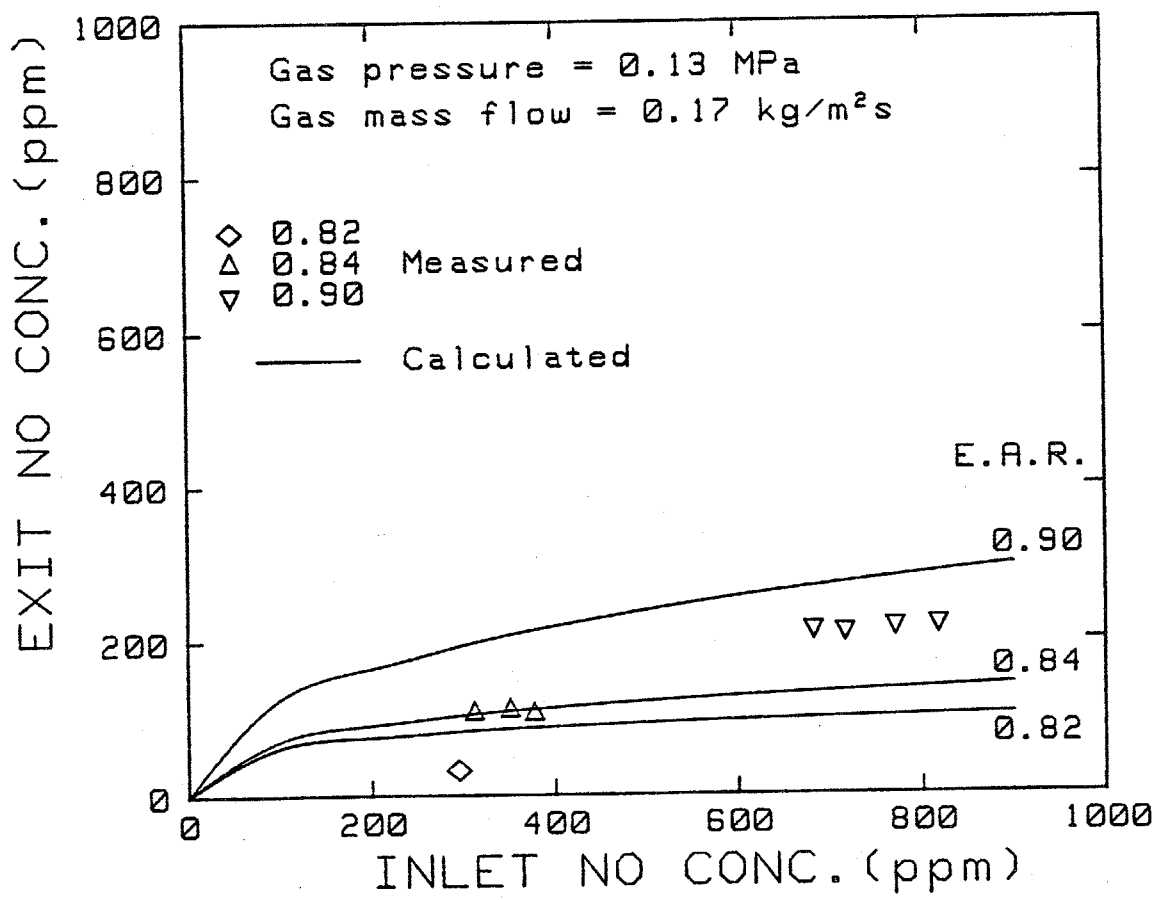


図8-5 ベブル床入口と出口におけるNO濃度の関係 (Run 5)

8.5 まとめ

クローズドサイクルMHD発電用の蓄熱形高温熱交換器から排出される燃焼ガス中のNO_x濃度を抑制するために、熱交換器内では燃料を不完全燃焼させ、熱交換器から排出されたのちに燃焼ガスを完全燃焼させる、二段燃焼方式の検討を行った。Fuji-1高温熱交換器を用いた実験から、燃焼ガスの空気過剰率を1より落としていくことにより、NOの生成が抑制され、同時に、ペブル床中のNOの分解が促進されて、熱交換器から排出される燃焼ガス中のNO濃度が大幅に低減化できることが示された。そして、実測データに基づいて検討した結果、燃焼室内で生成されるNO濃度は化学平衡計算によって、また、ペブル床中で分解されるNO量は、拡大Zeldovich機構を仮定した非平衡気相反応計算によって、それぞれ評価できることが明らかとなった。

以上の結果より、熱交換器から排出される燃焼ガス中のNO_x濃度の抑制に、二段燃焼方式がきわめて有効であることが示されたため、第10章において、実際の発電プラント中にどのように二段燃焼方式を取り入れるかを検討する。

付録8-1 燃焼ガス中の各成分濃度の決定

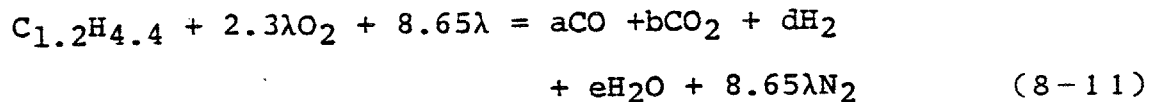
化学発光式NO_x計で測定したNO濃度の測定値は、CO₂に対して負干渉があるため、測定ガス中に含まれるCO₂濃度を考慮して、次の式を用いてNO濃度の補正した測定値 [C_{NO}]_{meas} を求めた。

$$[C_{NO}]_{meas} = \frac{a}{1-0.004x} \quad (\text{ppm}) \quad (8-10)$$

ただしここで、aはNO濃度の実測値 (ppm) を、また、xは測定ガス中のCO₂濃度 (%) をそれぞれ示す。

NO濃度も含め、燃焼ガス成分の測定は、水分を除去したのちに行っており、熱交換器内部での実際の濃度は、H₂Oが加わる分だけ、実測値より低くなる。そこで、以下の方法で、燃焼ガス中のH₂O濃度を推定し、各成分の濃度を補正した。

天然ガスを燃料過多状態 (空気過剰率λ < 1) で空気で燃焼させると、化学反応式は次式で表わされる。ただし、NOの生成は微量であるためここでは無視している。



ここで、a、b、d、eは未定係数であるが、CとHに関する質量保存により、

$$a + b = 1.2, \quad d + e = 2.2 \quad (8-12)$$

が成り立つ。式(8-11)を仮定すると、例えば、CO濃度の測定値 [C_{CO}]_{meas} は、次のようになる。

$$[C_{CO}]_{meas} = \frac{a}{a+b+d+8.65\lambda} \quad (8-13)$$

他のCO₂、N₂、H₂についても同様な式が与えられ、このうちの二つの式と式(8-12)を連立させることにより、a、b、d、eの値を求めることができる。このようにして求めた各係数より、例えばCO濃度の真の値 [C_{CO}]_{real} は、

$$[C_{CO}]_{real} = \frac{a}{a+b+d+e+8.65\lambda} \quad (8-14)$$

と決定される。

また、NO濃度の真の値 $[C_{NO}]_{real}$ は、 $[C_{NO}]_{meas}$ の値から、次式で決定される。

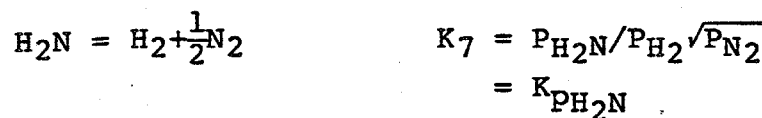
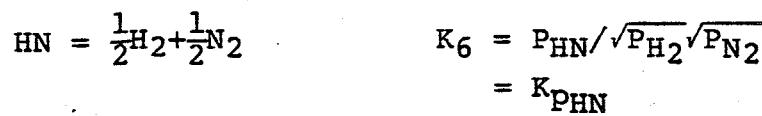
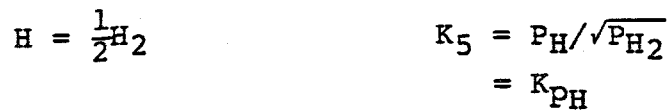
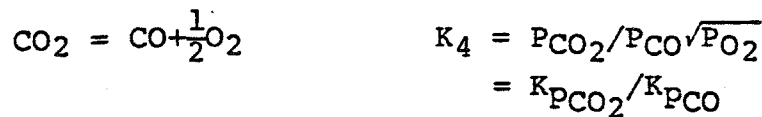
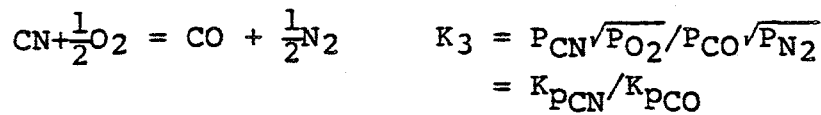
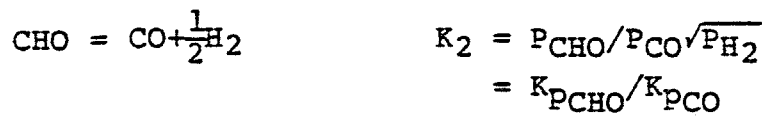
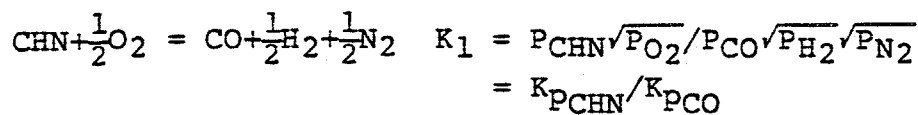
$$[C_{NO}]_{real} = \frac{a+b+d+8.65\lambda}{a+b+d+e+8.65\lambda} [C_{NO}]_{meas} \quad (8-15)$$

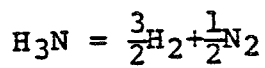
付録8-2 化学平衡を仮定した生成NO濃度の計算

燃焼室内で生成されるNO濃度を、化学平衡を仮定した計算によって評価するため、次の21種類の化学種を考える。

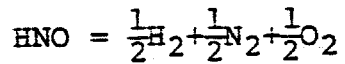
- (1) CHN (2) CHO (3) CN (4) CO (5) CO₂ (6) H (7) H₂ (8) HN
 (9) H₂N (10) H₃N (11) HNO (12) HO (13) HO₂ (14) H₂O (15) N
 (16) N₂ (17) NO (18) NO₂ (19) N₂O (20) O (21) O₂

文献[4-18]に示されたデータより、各化学種の生成平衡定数を温度の関数として求めることができる。化学種の数 は 21 個なので、C、H、N、Oに関する質量保存式を除くと、独立な平衡反応および化学平衡式は、以下に示す17個となる。ここで、 P_i 、 K_{P_i} はそれぞれの化学種 i の分圧 (atm) ならびに生成平衡定数を示す。

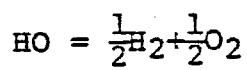




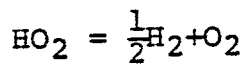
$$\begin{aligned} K_8 &= P_{\text{H}_3\text{N}} / \sqrt{P_{\text{H}_2}^3 P_{\text{N}_2}} \\ &= K_{\text{PH}_3\text{N}} \end{aligned}$$



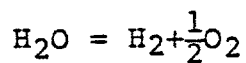
$$\begin{aligned} K_9 &= P_{\text{HNO}} / \sqrt{P_{\text{H}_2} P_{\text{N}_2} P_{\text{O}_2}} \\ &= K_{\text{PHNO}} \end{aligned}$$



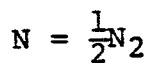
$$\begin{aligned} K_{10} &= P_{\text{HO}} / \sqrt{P_{\text{H}_2} P_{\text{O}_2}} \\ &= K_{\text{PHO}} \end{aligned}$$



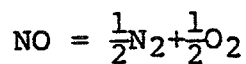
$$\begin{aligned} K_{11} &= P_{\text{HO}_2} / \sqrt{P_{\text{H}_2} P_{\text{O}_2}} \\ &= K_{\text{PHO}_2} \end{aligned}$$



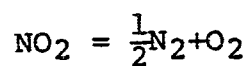
$$\begin{aligned} K_{12} &= P_{\text{H}_2\text{O}} / P_{\text{H}_2} \sqrt{P_{\text{O}_2}} \\ &= K_{\text{PH}_2\text{O}} \end{aligned}$$



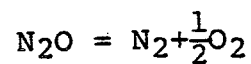
$$\begin{aligned} K_{13} &= P_{\text{N}} / \sqrt{P_{\text{N}_2}} \\ &= K_{\text{PN}} \end{aligned}$$



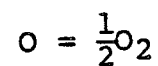
$$\begin{aligned} K_{14} &= P_{\text{NO}} / \sqrt{P_{\text{N}_2} P_{\text{O}_2}} \\ &= K_{\text{PNO}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} K_{15} &= P_{\text{NO}_2} / \sqrt{P_{\text{N}_2} P_{\text{O}_2}} \\ &= K_{\text{PNO}_2} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} K_{16} &= P_{\text{N}_2\text{O}} / P_{\text{N}_2} \sqrt{P_{\text{O}_2}} \\ &= K_{\text{PN}_2\text{O}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} K_{17} &= P_{\text{O}} / \sqrt{P_{\text{O}_2}} \\ &= K_{\text{PO}} \end{aligned}$$

(8-16)

次に、質量保存式について考える。 u_i を燃焼ガス1モルに対するC、H、O、Nのそれぞれの原子の相対的なモル数とすると、空気過剰率 λ の場合に、

$$u_C = 1.2, \quad u_H = 4.4, \quad u_O = 4.6\lambda, \quad u_N = 17.3\lambda \quad (8-17)$$

となる。そこで、今、燃焼ガスの全圧を P_g 、天然ガス1モルに対する燃焼ガスの相対的なモル数を u とすると、各原子について次の質量保存式が成り立つ。

$$\begin{aligned} u_C &= (P_{CHN} + P_{CHO} + P_{CN} + P_{CO} + P_{CO_2}) u / P_g \\ u_H &= (P_{CHN} + P_{CHO} + P_H + 2P_{H_2} + P_{HN} + 2P_{H_2N} + 3P_{H_3N} \\ &\quad + P_{HNO} + P_{HO} + P_{HO_2} + 2P_{H_2O}) u / P_g \\ u_O &= (P_{CHO} + P_{CO} + 2P_{CO_2} + P_{HNO} + P_{HO} + 2P_{HO_2} + P_{H_2O} \\ &\quad + P_{NO} + 2P_{NO_2} + P_{N_2O} + P_O + 2P_{O_2}) u / P_g \\ u_N &= (P_{CHN} + P_{CN} + P_{HN} + P_{H_2N} + P_{H_3N} + P_{HNO} + P_N + 2P_{N_2} \\ &\quad + P_{NO} + P_{NO_2} + 2P_{N_2O}) u / P_g \end{aligned} \quad (8-18)$$

また、

$$\begin{aligned} P_g &= P_{CHN} + P_{CHO} + P_{CN} + P_{CO} + P_{CO_2} + P_H + P_{H_2} + P_{HN} + P_{H_2N} + P_{H_3N} \\ &\quad + P_{HNO} + P_{HO} + P_{HO_2} + P_{H_2O} + P_N + P_{N_2} + P_{NO} + P_{NO_2} + P_{N_2O} + P_O + P_{O_2} \end{aligned} \quad (8-19)$$

である。

式(8-16)～(8-19)を合わせると、21個の化学種の分圧と u の合計22個の未知数をもつ22元の連立非線形方程式となり、これを解けば、燃焼ガスの温度 T_g 、圧力 P_g ならびに空気過剰率 λ を与えた時の各化学種の平衡分圧が求まり、それを P_g で割れば、平衡濃度が求まることになる。しかし、22個の方程式をそのまま解くのは大変なので、以下に示す方法で、未知数の数を減らした。

今、

$$x = P_{CO} , y = \sqrt{P_{H_2}} , z = \sqrt{P_{N_2}} , u = \sqrt{P_{O_2}} \quad (8-20)$$

とおくと、式(8-16)より、各化学種の分圧は次のようになる。

$$\begin{aligned} P_{CHN} &= xyzK_1/u , P_{CHO} = xyK_2 , P_{CN} = xzK_3/u , \\ P_{CO_2} &= xuK_4 , P_H = yK_5 , P_{HN} = yzK_6 , P_{H_2N} = y^2zK_7 , \\ P_{H_3N} &= y^3zK_8 , P_{HNO} = yzuK_9 , P_{HO} = yuK_{10} , \\ P_{HO_2} &= yu^2K_{11} , P_{H_2O} = y^2uK_{12} , P_N = zK_{13} , \\ P_{NO} &= zuK_{14} , P_{NO_2} = zu^2K_{15} , P_{N_2O} = z^2uK_{16} , \\ P_O &= uK_{17} \end{aligned}$$

(8-21)

これを、式(8-17)～(8-19)に代入すると、 x 、 y 、 z 、 u 、 v の五つを未知数とする非線形5元連立方程式となる。この方程式を非線形最小二乗法であるマルカート法[8-3]を用いて解くことにより、すべての化学種の濃度が決定される。

第9章 クローズドサイクルMHD複合発電システムに関する研究

これまで、クローズドサイクルMHD発電における希ガス加熱用蓄熱形熱交換器について、その諸特性を実験的、理論的に明らかにしてきた。しかし、熱交換器はあくまでも発電システムの中の1コンポーネントであり、その最適な動作条件を決定するためには、発電システムそのものにも検討を加える必要がある。

そこで本章では、高い発電効率が期待できるクローズドサイクルMHD複合発電システムを提案し、希ガス加熱器に要求される動作条件について論じる。

9.1 クローズドサイクルMHD/ガスタービン/蒸気タービン複合発電

蒸気タービンを用いて発電を行う従来の火力発電所においては、化石燃料を燃焼させて得られる燃焼ガスの有する熱のうち、高温域の熱を直接有効に発電に利用することができず、一度、低温域の熱に変換してから発電を行っている。そのため、最新鋭の石油火力発電所においても、総合発電効率は40%程度にとどまっている。そこで、燃焼ガスの有する、より高温域の熱も有効に発電に利用することにより、発電効率の向上を狙う、種々の複合発電システムが提案されている。その代表的なものが、ガスタービンと蒸気タービンとの組み合わせ、オープンサイクルMHDと蒸気タービンとの組み合わせ、ならびに、クローズドサイクルMHDと蒸気タービンとの組み合わせによる複合発電である。

一般に、化石燃料を常温の空気て燃焼させた場合、最高2200K程度の火炎温度が得られる。クローズドサイクルMHD発電における作動気体温度は、図9-1に示すように、この2200Kから1500K程度までの高温域にあり、一方で、ガスタービンは1500K程度から1000K程度までの中温域の熱を、また蒸気タービンは、1000K程度以下の低温域の熱を発電に利用している。さらに、オープンサイクルMHD発電においては、作動気体温度は、3000Kから2400K程度までの超高温域となる。

そこで、上記の3種類の複合発電について考えてみると、ガスタービンと蒸気タービンとの組み合わせにおいては、高温域の熱が、また、クローズドサイクルMHDと蒸気タービンとの組み合わせにおいては、中温域の熱が有効に発電に利用されていない。また、オープンサイクルMHDと蒸気タービンとの組み合わせにおいては、中温域から高温域の熱は、超高温域の熱を得るための燃焼空気の予熱に使用されるため、やはり直接有効に発電に利用されているとは言えない。

従って、発電効率をさらに上げるためには、燃焼ガスの有する全温度域の熱を直接発電に利用できればいいわけで、そのためには、高温域はMHDで、中温域はガスタービンで、また、低温域は蒸気

タービンで発電を行うのが最も望ましい。

ところが、オープンサイクルMHDの場合には、上述のように、中、高温域の熱が空気予熱に使われ、また、燃焼ガス中にシード剤が含まれているため、燃焼ガスによって直接ガスタービンを駆動できず、高温熱交換器を介して、クローズドサイクルガスタービンを駆動しなければならないなどの理由から、効果的にガスタービンと結合させることが難しい。

そこで本章では、以上の観点から、クローズドサイクルMHDとガスタービンならびに蒸気タービンとを組合わせた複合発電システムを提案し、ガスタービンと蒸気タービンとの組合わせ、ならびに、クローズドサイクルMHDと蒸気タービンとの組合わせによる複合発電に比べて、どの程度の発電効率の向上が期待され、また、発電システムとして、どのような特長を有しているかを明らかにする。

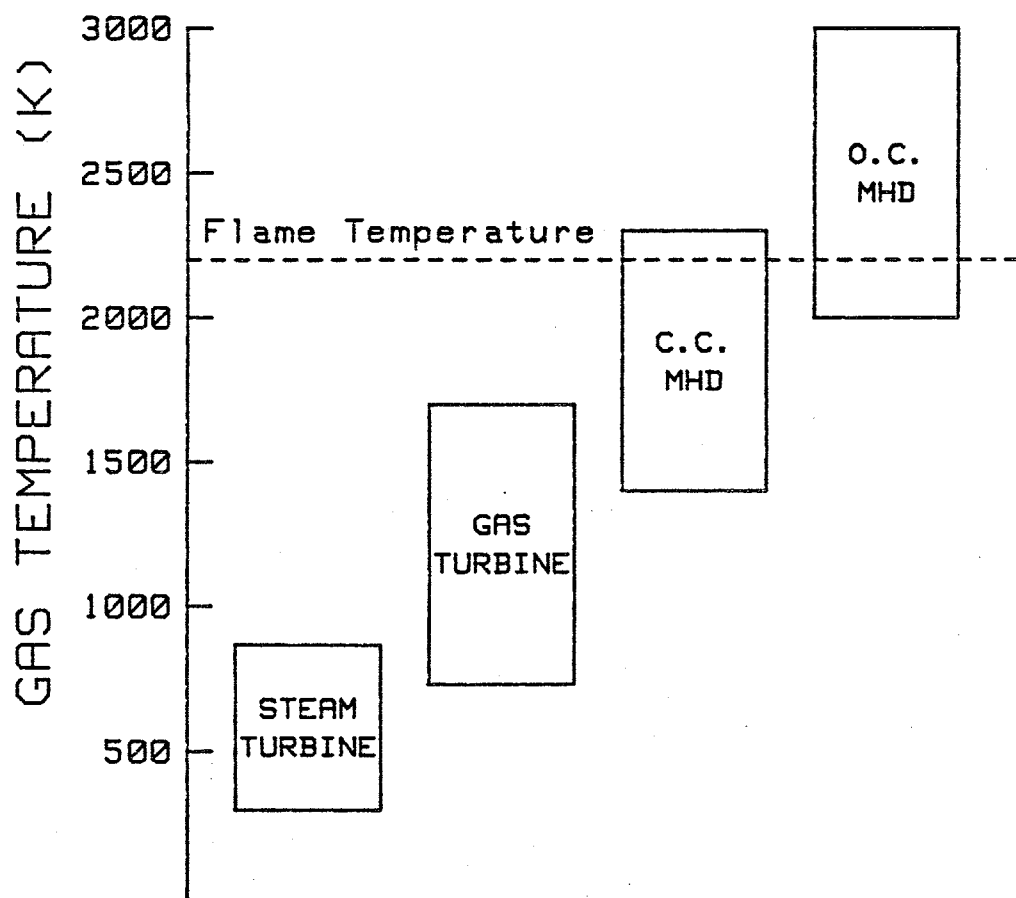


図9-1 各熱機関の動作温度

9. 2 基本サイクル

図9-2に、本章で検討する、クローズドサイクルMHDとガスタービンならびに蒸気タービンとを組合わせた複合サイクル(M-G-Sサイクル)のサイクル図を示す。また、図9-3、9-4には、それぞれ、比較のための、クローズドサイクルMHDと蒸気タービンとを組合わせた複合サイクル(M-Sサイクル)のサイクル図、ならびに、ガスタービンと蒸気タービンとを組合わせた複合サイクル(G-Sサイクル)のサイクル図を示す。ここでは、燃料として天然ガスを、また、クローズドサイクルMHD発電の作動気体としてヘリウムを用いることを仮定している。

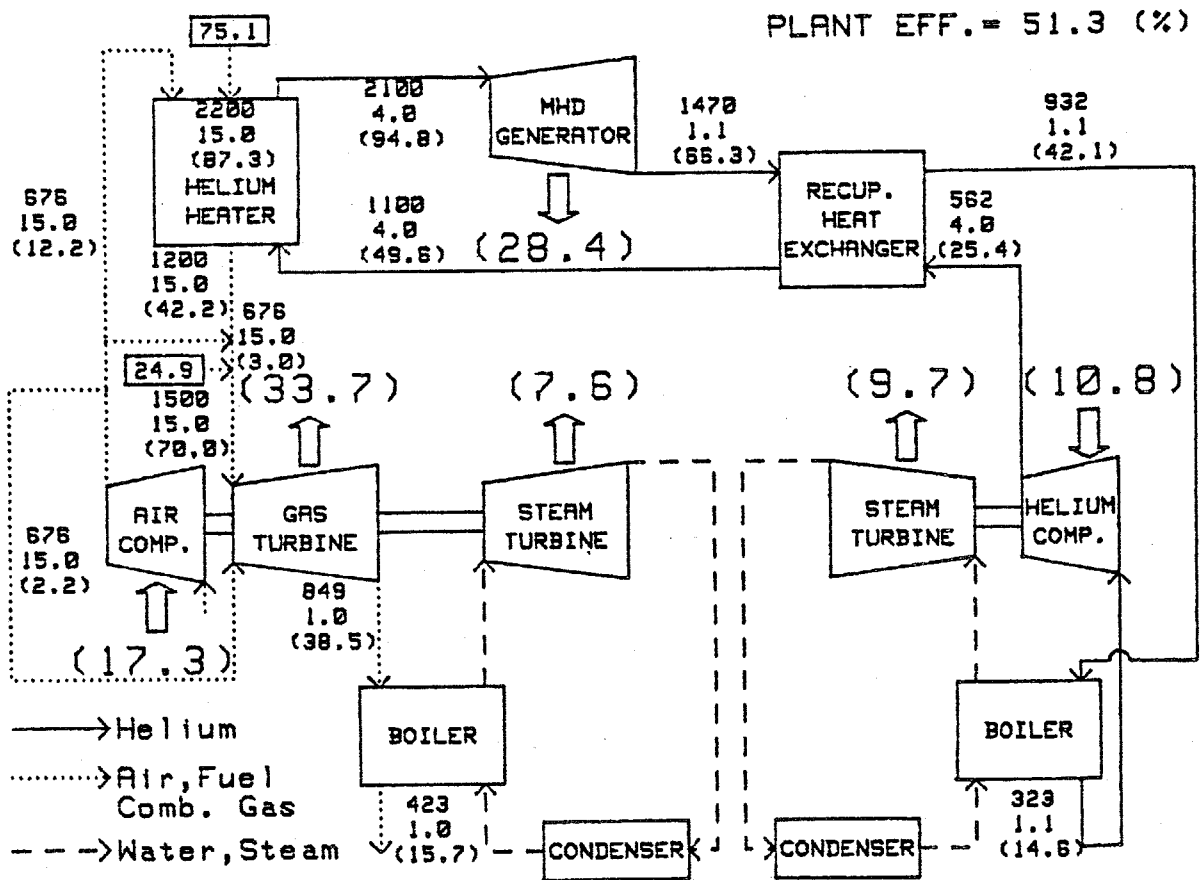
図9-2に示すM-G-Sサイクルでは、ヘリウム加熱器の上流に設けられた主燃焼器で、空気圧縮機で昇圧された空気によって、天然ガスが燃焼される。ヘリウム加熱器においては、燃焼ガスの有する熱の一部がヘリウムへと伝えられ、加熱されたヘリウムがMHD発電機へと流入して発電を行う。続いて、ヘリウム予熱用熱交換器において、ヘリウム圧縮機によって昇圧されたヘリウムの予熱を行ったのち、ボイラーで水蒸気の加熱を行う。ボイラーを出たヘリウムは、ヘリウム圧縮機によって昇圧され、予熱されたのちに、再びヘリウム加熱器へと流入する。

一方、ヘリウム加熱器を出た燃焼ガスは、二次燃焼器に流入し、そこで新たな燃料と空気とが供給されることにより、必要な温度まで昇温され、ガスタービンを駆動する。ガスタービンを出た燃焼ガスは、ボイラーに流入して水蒸気の加熱を行ったのち、外部に排出される。

以上のプロセスにより、MHD発電機、ガスタービンならびに2機の蒸気タービンのそれぞれから電力が得られる。

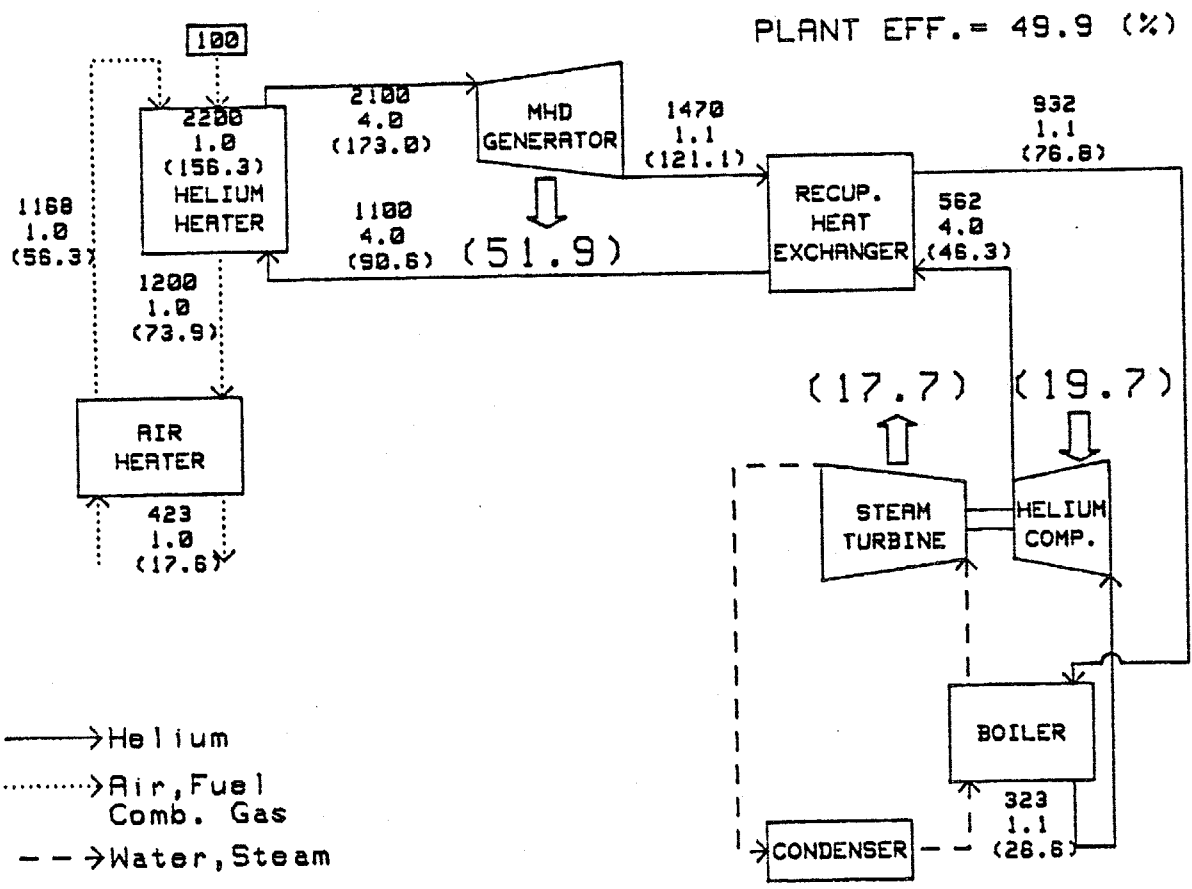
M-Sサイクルについては、種々の構成法が考えられるが、M-G-Sサイクルとの比較に都合がよいように、図9-3に示す構成法について検討した。このサイクルでは、主燃焼器において、ヘリウム加熱器から流出する燃焼ガスによって予熱された空気天然ガスが燃焼される。他のコンポーネントについては、M-G-SサイクルのMHD部と基本的には同一である。

また、図9-4に示すG-Sサイクルは、M-G-Sサイクルのガスタービン部と同一である。



M-G-S Cycle

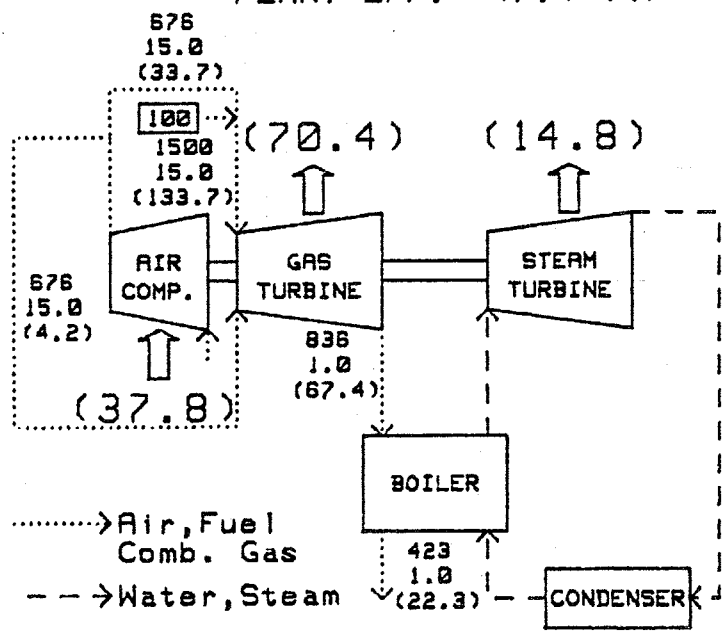
図9-2 M-G-Sサイクル



M-S Cycle

図9-3 M-Sサイクル図

PLANT EFF. = 47.4 (%)



G-S Cycle

図9-4 G-Sサイクル図

9.3 サイクル計算

(1) 固定パラメータと可変パラメータ

3種類の各サイクルにおける発電効率を計算するためには、サイクル内での各流体の温度ならびに圧力変化を計算するサイクル計算が必要となり、種々のパラメータの値を予め設定しておかなければならない。そこで、固定パラメータについては、表9-1に示す固定値を仮定し、可変パラメータについては、表9-2に示す基準値を仮定して、ある可変パラメータを変化させる時は、他の可変パラメータはすべて基準値に設定した。

最初に、固定パラメータについて説明すると、煙突から外気に排出される燃焼ガス温度は423 K、ヘリウム圧縮機入口のヘリウム温度は323 Kとした。蓄熱形ヘリウム加熱器の頂上部と底部における燃焼ガスとヘリウムの温度差は、セラミックスの蓄熱体への熱衝撃を考慮して、それぞれ100 Kとした。MHD発電機入口のヘリウム圧力は0.4 MPaとしたが、本計算では、この圧力の値は発電効率に影響を与えない。空気圧縮機ならびにヘリウム圧縮機については、計算を単純にするため、中間冷却器なしの一段圧縮を仮定した。また、両圧縮機の断熱効率は90%とし、ガスタービンのポリトロープ効率は88%とした。

次に、可変パラメータとしては、技術開発の進歩によって値が変わりうるものを選んだ。その基準値には、現在もしくは近い将来の技術レベルから考えて、妥当と思われる値を仮定した。

(2) サイクル計算

サイクル計算においては、3種類のサイクルを比較することが目的であるため、熱損失ならびに圧力損失はないものと仮定した。従って、各熱交換器で加熱流体が失うエンタルピー量は、被加熱流体が得るエンタルピー量に等しく、圧縮機に必要な動力は、圧縮機から作動流体が得るエンタルピー量に等しくて、発電機からの出力は、発電機において作動流体が失うエンタルピー量に等しいとした。また、空気、燃焼ガスならびにヘリウムの圧力は、発電機もしくは圧縮機を通過する時のみ変化するとした。

温度Tにおけるヘリウムのエンタルピー h ならびに比熱比 k の値は、 $h = 5180T$ (J/kg)、 $k = 1.67$ とした。温度Tにおける空気と燃焼ガスの h と k の値については、最初に N_2 、 O_2 、 CO_2 ならびに H_2O のそれぞれのエンタルピー値を文献[4-18]で、また、比熱比の値を文献[9-1]で求め、それぞれの分子成分のモル比による加重平均によって空気と燃焼ガスの h と k を計算した。

本計算では、燃料として天然ガスを仮定し、主燃焼器と二次燃焼器とで消費される全燃料のもつエ

ンタルピー量（高発熱量基準）を100として、各発電機での出力の合計から、各圧縮機が消費する動力の合計を引くことによって、総合発電効率を求めた。

各発電機での出力ならびに各圧縮機の所要動力は以下のようにして求めた。

〔圧縮機〕

圧縮機内では空気の比熱比が一定と仮定すると、空気圧縮機ならびにヘリウム圧縮機の所要動力は、次の式で計算できる。

$$W_{\text{comp}} = \frac{1}{\eta_i} \left\{ \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} h_0 \quad (9-1)$$

ここで添字0は入口での、また添字1は出口でのそれぞれの値を示し、空気の比熱比 k は、空気圧縮機入口と出口の平均温度を用いて求めた。

〔MHD発電機〕

MHD発電機の出力は、次の式で計算した。

$$W_{\text{MHD}} = \eta_i \left\{ 1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\} h_0 \quad (9-2)$$

〔ガスタービン〕

ガスタービンの性能は、タービン翼の冷却方式に大きく左右される。本計算では、強制対流空気冷却（タービン翼の半径方向の流路に沿って、燃焼ガス中に冷却空気を吹き込む方法）を仮定した。ここでは、技術的に進歩したガスタービンを想定しているため、計算の結果得られた冷却空気量は現在の技術レベルと比較すると少な目になっている。ガスタービンの理想的な最高性能を見るため、タービン翼の冷却を行わない場合についても調べた。ガスタービンからの出力の計算法は文献〔9-2〕に示されている手法を用い、付録9-1にその計算手法の概略を示した。

〔蒸気タービン〕

蒸気タービンの効率（蒸気タービンの出力を、ボイラーで水蒸気に伝えられたエンタルピー量で割った値）は、蒸気サイクルの構成法ならびにボイラーに流入する燃焼ガスもしくはヘリウムの温度に依存する。図9-5には、再熱式と非再熱式の2種類の蒸気タービンサイクルについて、本計算で仮定した、蒸気タービン効率とボイラー入口気体温度との関係を示した。この両サイクルは、比較的性の高い蒸気タービンと、性の低い蒸気タービンをそれぞれ代表していると考えられる。本図は、ガスタービン複合サイクルのボトムングとなる蒸気タービンサイクルについて検討した、文献〔9-3〕よりとった。本計算では、MHD部とガスタービン部の両方の蒸気タービンについて、本

図を適用している。蒸気タービンの出力は、ボイラーで水蒸気が得たエンタルピー量に、図9-5から得られる効率をかけることによって求めることができる。

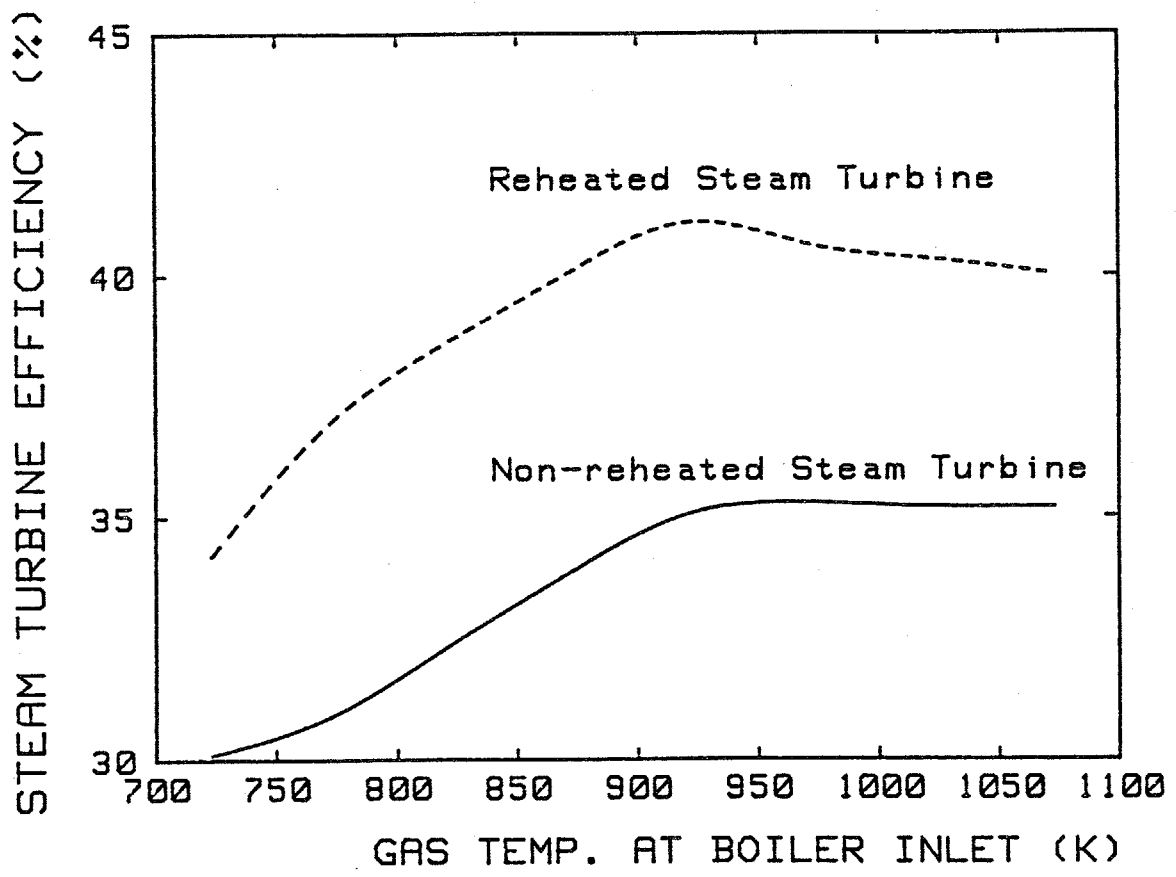


図9-5 蒸気タービンの効率とボイラー入口の加熱気体温度との関係

表9-1 固定パラメータ

FIXED PARAMETERS	FIXED VALUE
Temperature of combustion gas exhaust	423K
Temperature of helium at the inlet of helium compressor	323K
Temperature difference between combustion gas and helium at the top of helium heater	100K
Temperature difference between combustion gas and helium at the bottom of helium heater	100K
Pressure of helium at the inlet of MHD generator	0.4 MPa
Number of helium compressor	1
Number of air compressor	1
Isentropic efficiency of helium compressor	90%
Isentropic efficiency of air compressor	90%
Polytropic efficiency of gas turbine	88%

表9-2 可変パラメータ

VARIABLE PARAMETERS	BASE VALUE
Temperature of combustion gas at the inlet of helium heater	2200K
Temperature of combustion gas at the inlet of gas turbine	1500K
Temperature of helium at the inlet of helium heater	1100K
Pressure of combustion gas at the inlet of gas turbine	1.5 MPa
Isentropic efficiency of MHD generator	75%
Enthalpy extraction of MHD generator	30%

9. 4 計算結果と考察

(1) 基準サイクルの発電効率

図9-2、9-3、9-4には、各サイクルについてのサイクル計算の結果を示す。各可変パラメータはそれぞれの基準値を仮定し、ガスタービンに空気冷却を、また、蒸気タービンは非再熱式をそれぞれ仮定している。図中では、燃料の有する総エンタルピー量（高発熱量基準）を100とした時の、発電機出力、圧縮機所要動力ならびに各作動流体のエンタルピー量の各相対値が（ ）で示されている。また、各燃焼器に供給される燃料のエンタルピー量の相対値が \square で示されている。サイクル中の各場所には、空気、燃焼ガスもしくはヘリウムの温度（単位はK）、圧力（単位は $\times 10^5 \text{ Pa}$ ）ならびに相対エンタルピー値が縦に並べて示してある。

これらの図から、M-G-Sサイクルの発電効率は他のサイクルのそれを上回っており、最初の予想が正しかったことが裏付けられている。M-G-Sサイクルで高効率を得られる理由としては、もちろん燃焼ガスの有する各温度域の熱をそれぞれ有効に発電に利用していることがあげられるが、それ以外に、必要とする燃焼空気の量が他のサイクルに比べて少なくすむこともあげられる。燃焼空気が少なければ、煙突から排出されるエンタルピー量も減少することになる。G-Sサイクルでは、主燃焼器での燃焼ガス温度を低下させるためと、タービン翼の冷却に余分に空気を必要とし、またM-Sサイクルでは、燃焼ガス温度を2200K程度に抑えるために、やはり空気量をふやして、空気過剰率を上げる必要がある。

ガスタービンと蒸気タービンのトッピングとしてクローズドサイクルMHD発電を導入することにより、発電効率がどの程度向上するかは、MHD発電機の性能に大きく依存する。図9-6は、MHD発電機の出力（相対値）と発電効率との関係を示している。MHD発電機の出力は、 r_f （=主燃焼器に供給される燃料の量/二次燃焼器に供給される燃料の量）を0（G-Sサイクルに相当）から最大値（ r_f がそれ以上になると、ガスタービン入口に必要な燃焼ガス温度が得られなくなる値）まで変化させることにより、増加させることができる。本図より、MHD発電機の断熱効率が約65%以上であれば、クローズドサイクルMHD発電によるトッピングが意味を持つことがわかる。

(2) 主要なコンポーネントの性能の影響

本章で検討している種々の複合サイクル発電システムの中には、その性能が発電効率を大きく左右し、技術開発によって性能向上が期待できる、重要なコンポーネントがいくつかある。それらは、MHD発電機、ヘリウム加熱器、隔壁形のヘリウム予熱器、ガスタービンならびに蒸気タービンである。ここでは、各サイクルの発電効率に対して、これらのコンポーネントの性能がどの程度影響を与える

かを、比較・検討する。

〔MHD発電機〕

MHD発電機の性能を示す主要なパラメータは、断熱効率とエンタルピー抽出率である。図9-7(a)は、M-G-SとM-Sの両サイクルの発電効率が、この両者のパラメータの関数として示されている。本図より、MHD発電機の性能が極端に良くない限り、M-G-Sサイクルの発電効率がM-Sサイクルのそれを上回っていることがわかる。MHD発電機の性能への発電効率の依存性は、M-G-Sサイクルのほうがはるかに弱く、第1世代のMHD発電機の性能として予想される、断熱効率65~75%、エンタルピー抽出率20~25%という値に対しても、M-G-Sサイクルでは48%以上の比較的高い発電効率を得ることが可能となる。一方でまた、MHD発電機の性能の向上は、当然、M-G-Sサイクルの発電効率を上昇させることになる。

〔ヘリウム加熱器〕

ヘリウム加熱器の蓄熱体をアルミナで構成する場合、流入する燃焼ガスの最高許容温度は2200K程度となる。しかし、ジルコニアもしくはマグネシアを蓄熱体として用いることにより、最高許容温度をさらに上昇させることが可能となる。図9-8は、M-G-SとM-Sの両サイクルの発電効率が、ヘリウム加熱器入口の燃焼ガス温度にどの程度依存するかを示している。本図もまた、M-G-SサイクルのほうがM-Sサイクルよりも高い発電効率を得られることを示しているが、MHD発電機の断熱効率を一定とした場合、両サイクルとも、2200K以上の燃焼ガス温度に対しては、発電効率はあまり増加しないか、むしろ減少していることがわかる。ただ、実験によって〔7-1〕、MHD発電機入口の作動気体の温度によって、MHD発電機入口の電離緩和距離が強く影響を受け、MHD発電機の性能に大きな影響があることが示されている。従って、ヘリウム加熱器入口の燃焼ガス温度が高いほど、実際はMHD発電機の性能が向上し、発電効率も上昇するものと考えられる。

〔隔壁形ヘリウム予熱器〕

図9-9は、ヘリウム加熱器入口のヘリウム予熱温度(すなわちヘリウム予熱器出口のヘリウム温度)が、M-G-SとM-Sの両サイクルの発電効率に与える影響を、MHD発電機のエンタルピー抽出率をパラメータとして示している。両サイクルの発電効率とも、ヘリウムの予熱温度に強く依存し、ヘリウム予熱器の性能向上の効果が大きいことを示している。本図においても、M-G-Sサイクルの発電効率がM-Sサイクルのそれを上回っていることが示されており、特に、MHD発電機の性能が悪く、エンタルピー抽出率が低い場合にその差が顕著となっている。M-Sサイクルの発電効率は、ヘリウム予熱温度が1200K以下の領域で、予熱温度の上昇とともに急激に増加しているのに対して、M-G-Sサイクルの効率の増加は緩やかであり、1000K以下のヘリウム予熱温度に

対しても、比較的高い発電効率が得られることが示されている。もし、ヘリウムの子熱温度を低く抑えることができれば、ヘリウム加熱器から排出される燃焼ガス温度も低くすることができる。すると、ヘリウム加熱器の蓄熱床中を燃焼ガスが通過する時に混入するダスト量が、ガスタービン翼の許容限界を越えるような場合には、二次燃焼器の上流に金属製のフィルターなどを設置して、ダストを除去することも可能となる。また、ヘリウムの子熱温度が1200Kを越えると、特にMHD発電機のエンタルピー抽出率が高い場合に、ボイラー入口のヘリウム温度が低くなり過ぎるため、ヘリウム予熱器は、無理に高温化を計る必要はなく、金属製の隔壁形熱交換器で十分と考えられる。

〔ガスタービン〕

ガスタービンの性能を左右する最も重要なパラメータは、ガスタービン入口での燃焼ガスの温度と圧力である。図9-10(a)、(b)は、空冷式のガスタービンと翼冷却なしのガスタービンのそれぞれについて、M-G-SサイクルとG-Sサイクルの発電効率が、この両者のパラメータによってどのように変化するかを示している。図9-10(b)に示すように、ガスタービンの性能が相当に高い場合でも、M-G-Sサイクルの発電効率は、G-Sサイクルのそれを上回っており、両者の発電効率の差は、ガスタービンの性能が下がるにつれて広がっている。

〔蒸気タービン〕

蒸気タービンサイクルとして、再熱式の蒸気タービンを用いることにより、複合サイクル全体の発電効率の上昇が期待できる。図9-7(b)と9-10(c)はそれぞれ、再熱式の蒸気タービンを用いた場合に、図9-7(a)と9-10(a)に示した関係がどのように変化するかを示した。図9-7(a)と(b)ならびに図9-10(a)と(c)をそれぞれ比較することにより、ボトムリングである蒸気タービンサイクルの性能が向上すれば、トッピングサイクルの種類によらず、全体の発電効率の上昇が期待できることがわかる。

以上の結果をまとめると、特に、重要なコンポーネントの性能があまり高くない場合に、M-G-Sサイクルは、M-SやG-Sサイクルに比べ、顕著に高い発電効率が期待できることが示された。そして、同時に、いずれのコンポーネントの性能向上も、発電効率の上昇につながる事が明らかとなった。このことは、現在MHD側とガスタービン側とで独立に行われている研究開発努力を、M-G-Sサイクルでは、すべてそのまま生かすことができることを意味している。

(3) M-G-Sサイクルの運転上の特長

M-G-Sサイクルは、前述のように高効率期待できることに加えて、他のいくつかの特長がある。図9-2と図9-3とを比較してみると、M-G-SサイクルにおけるMHD発電機の出力（従ってMHD部の種々のコンポーネントの容量）は、M-Sサイクルのその約半分になっていることがわかる。そこで、M-Sサイクルに比べてM-G-Sサイクルは、MHD部の容量が少なくてすむことになり、それだけ建設コストが安くなる可能性がある。

またM-G-Sサイクルは、負荷変動への追従が、比較的容易にできる可能性がある。例えば、小幅の負荷変動に対しては、二次燃焼器に供給する燃料の量を変化させて、MHD発電機の出力を一定にしたまま、ガスタービンの出力を調整することで対応できる。また、大幅な負荷変動に対しては、ヘリウムをの圧力を変えて、MHD発電機の出力を制御することも可能である[6-8]。さらに、万一MHD発電部が故障した場合には、ガスタービンと蒸気タービンだけで運転することも考えられる。

最後に、前章で検討したように、M-G-Sサイクルでは、主燃焼器では燃料過多燃焼を行い、二次燃焼器で完全燃焼を行う二段燃焼方式を導入することによって、ヘリウム加熱器から排出される燃焼ガス中のNO_x濃度を容易に低減化することができる。この点については次章で詳細に検討する。

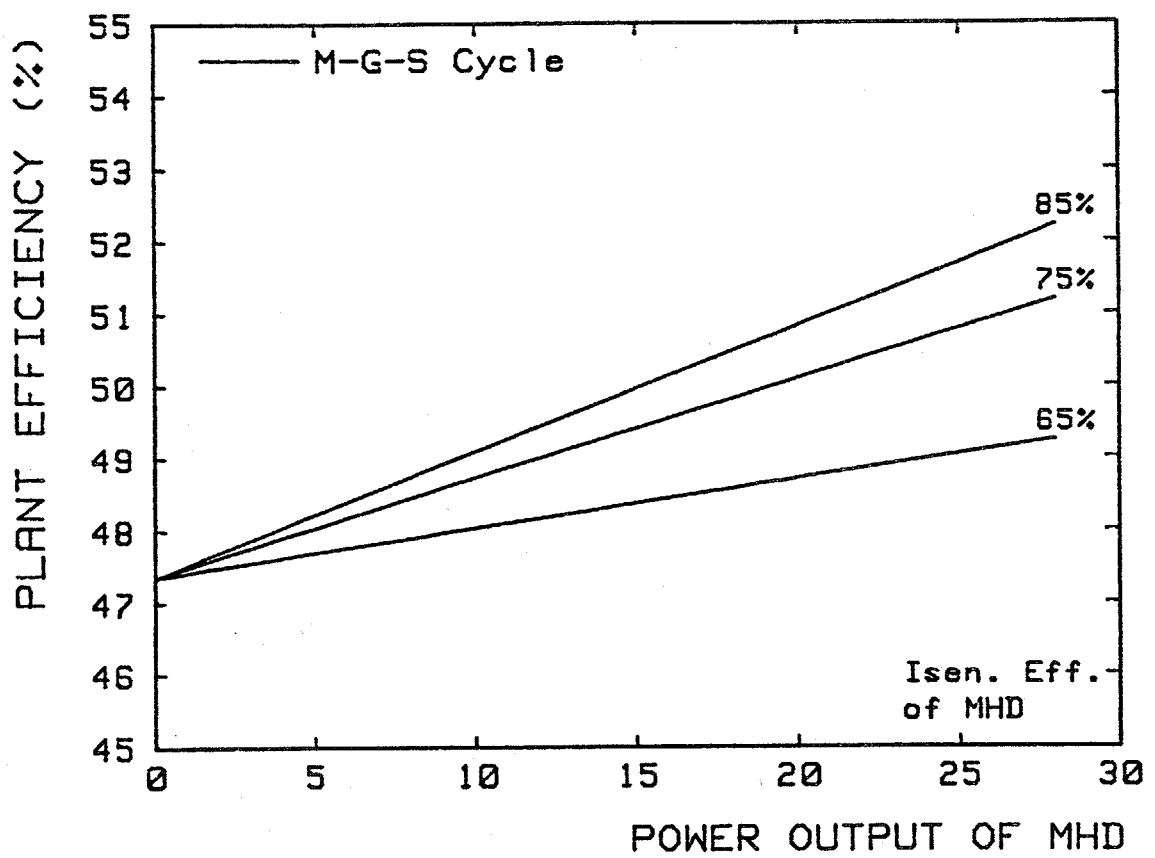


図9-6 発電効率とMHD発電機の出力量、断熱効率との関係
(非再熱式蒸気タービン)

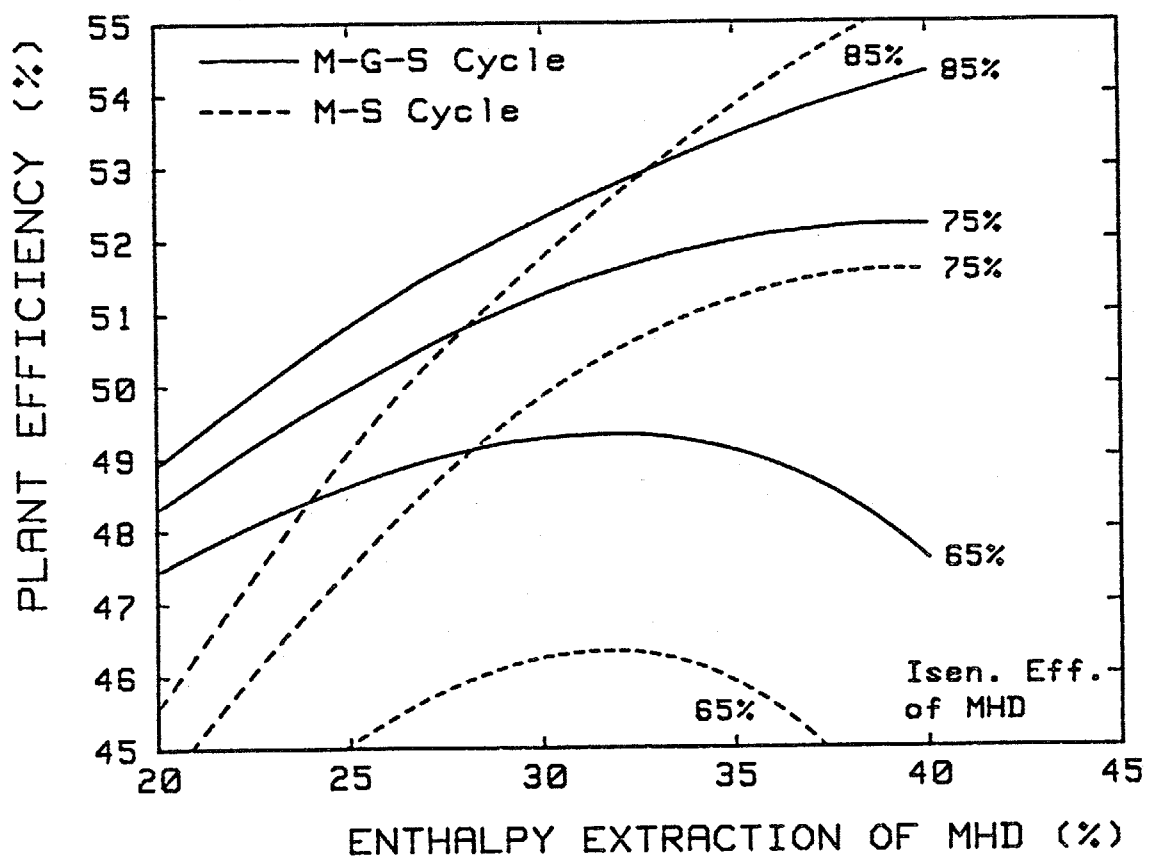


図9-7(a) 発電効率とMHD発電機のエンタルピー抽出率、
断熱効率との関係
(非再熱式蒸気タービン)

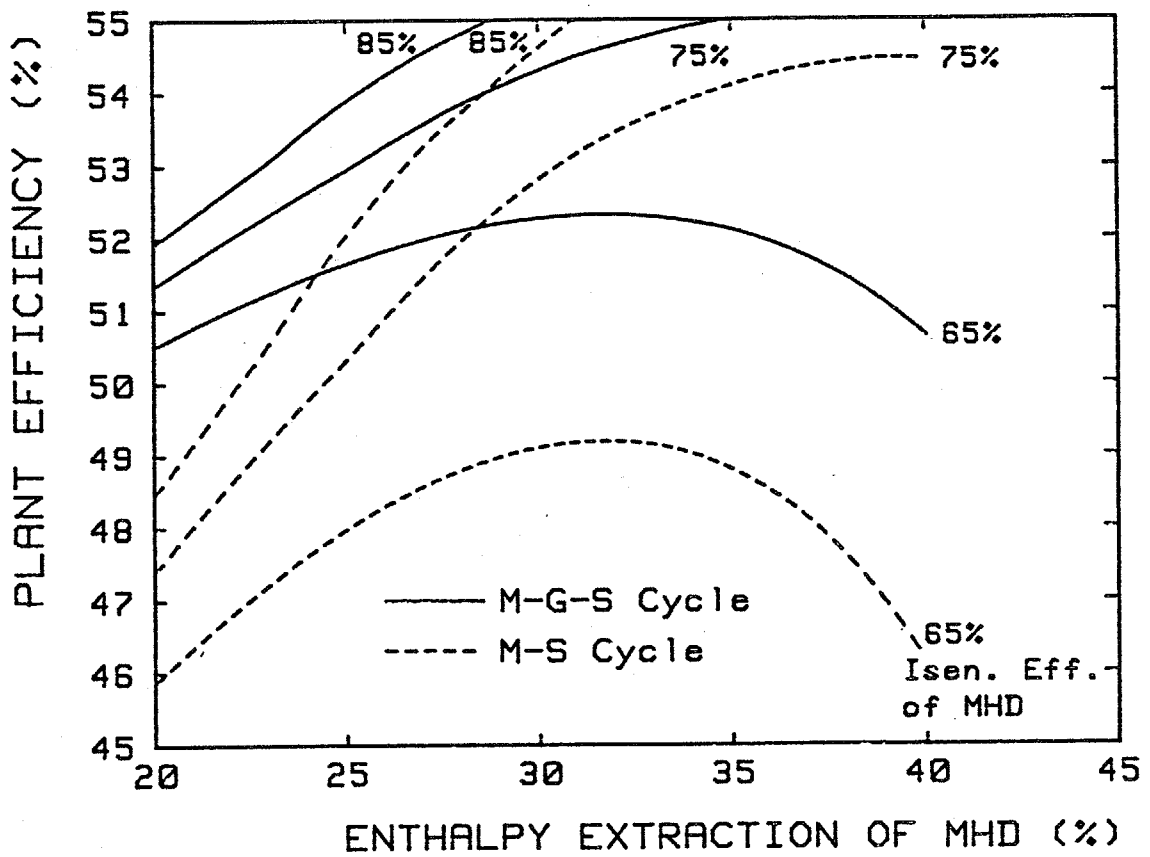


図9-7(b) 発電効率とMHD発電機のエンタルピー抽出率、
断熱効率との関係
(再熱式蒸気タービン)

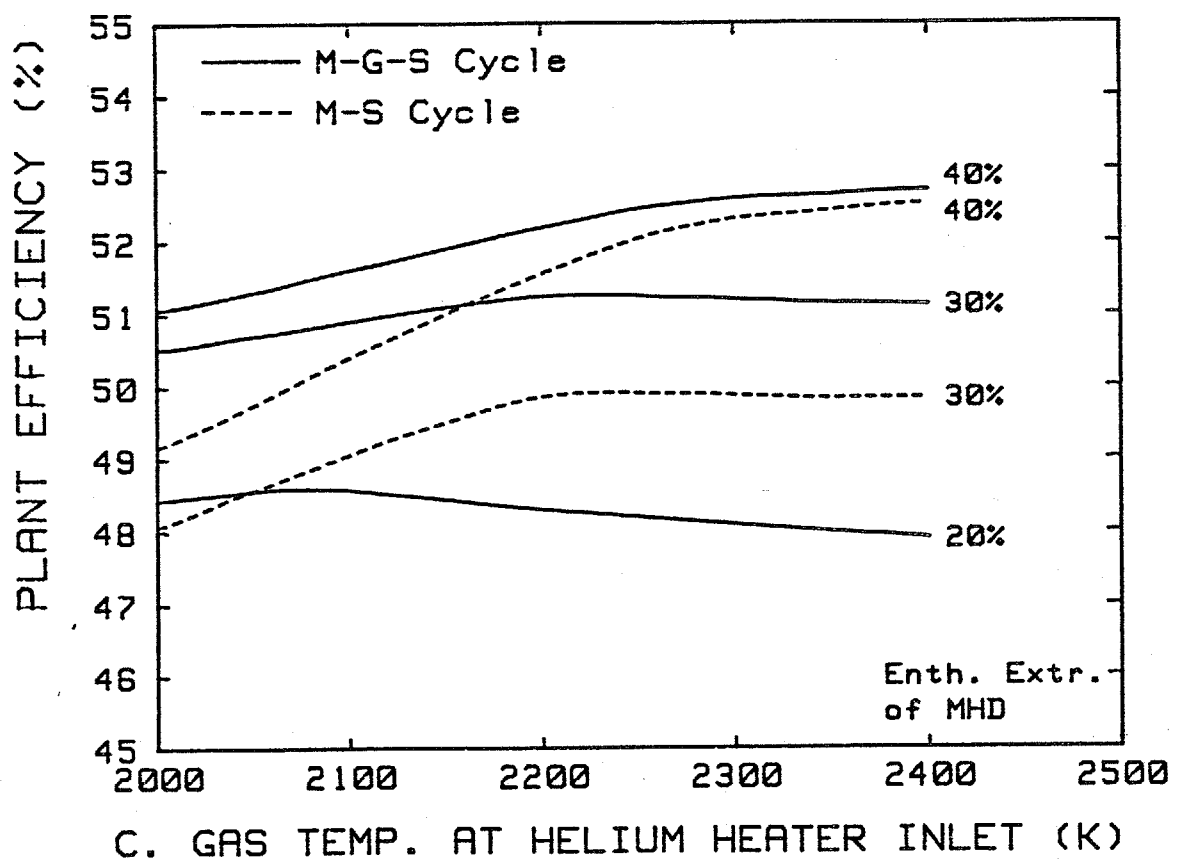


図9-8 発電効率とヘリウム加熱器入口燃焼ガス温度、MHD
 発電機のエンタルピー抽出率との関係
 (非再熱式蒸気タービン)

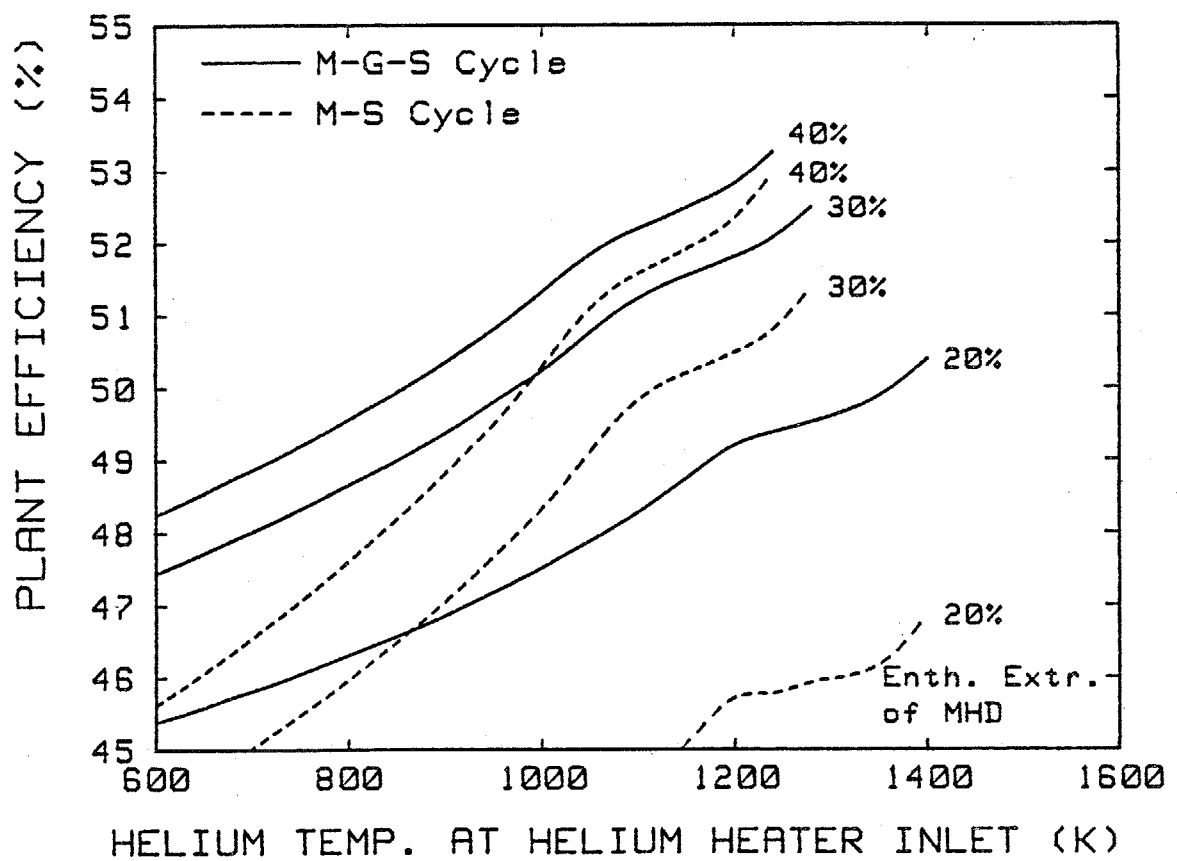


図9-9 発電効率とヘリウム加熱器入口ヘリウム温度、MHD
 発電機のエンタルピー抽出率との関係
 (非再熱式蒸気タービン)

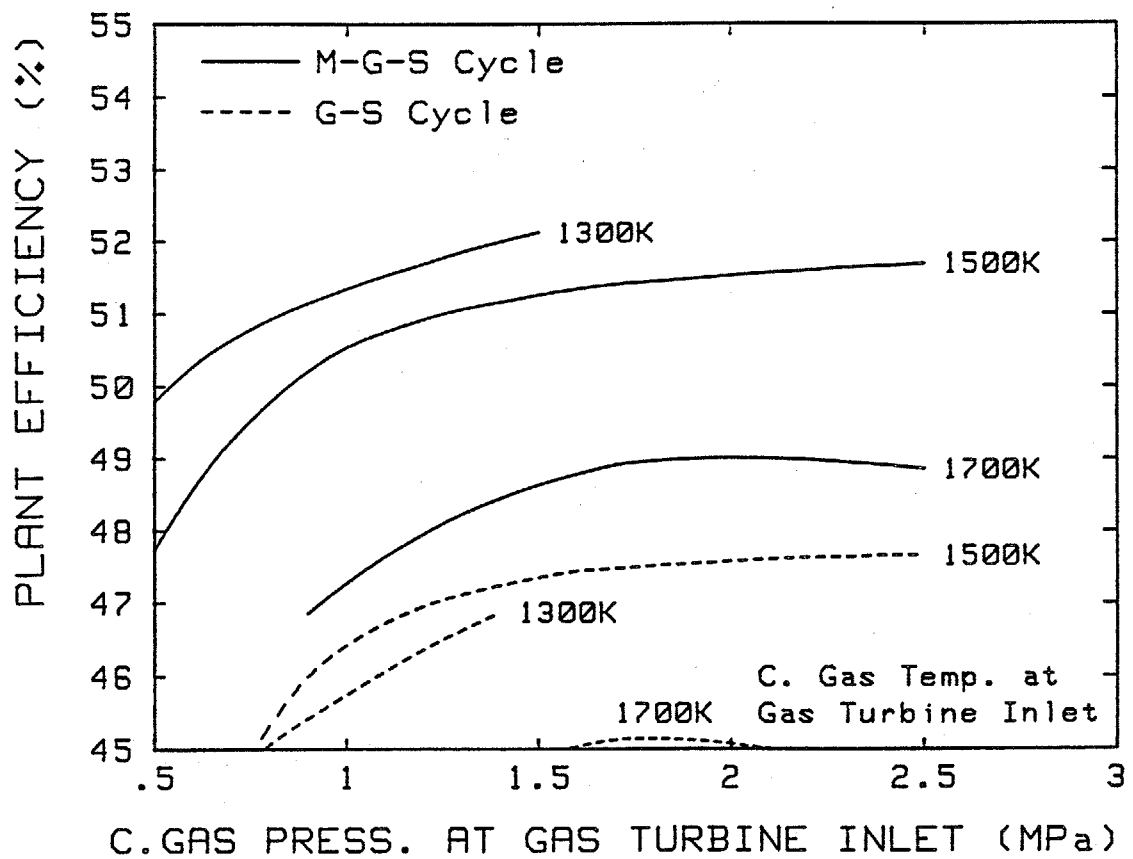


図9-10(a) 発電効率とガスタービン入口の燃焼ガスの圧力、
温度との関係
(非再熱式蒸気タービン、空気冷却ガスタービン)

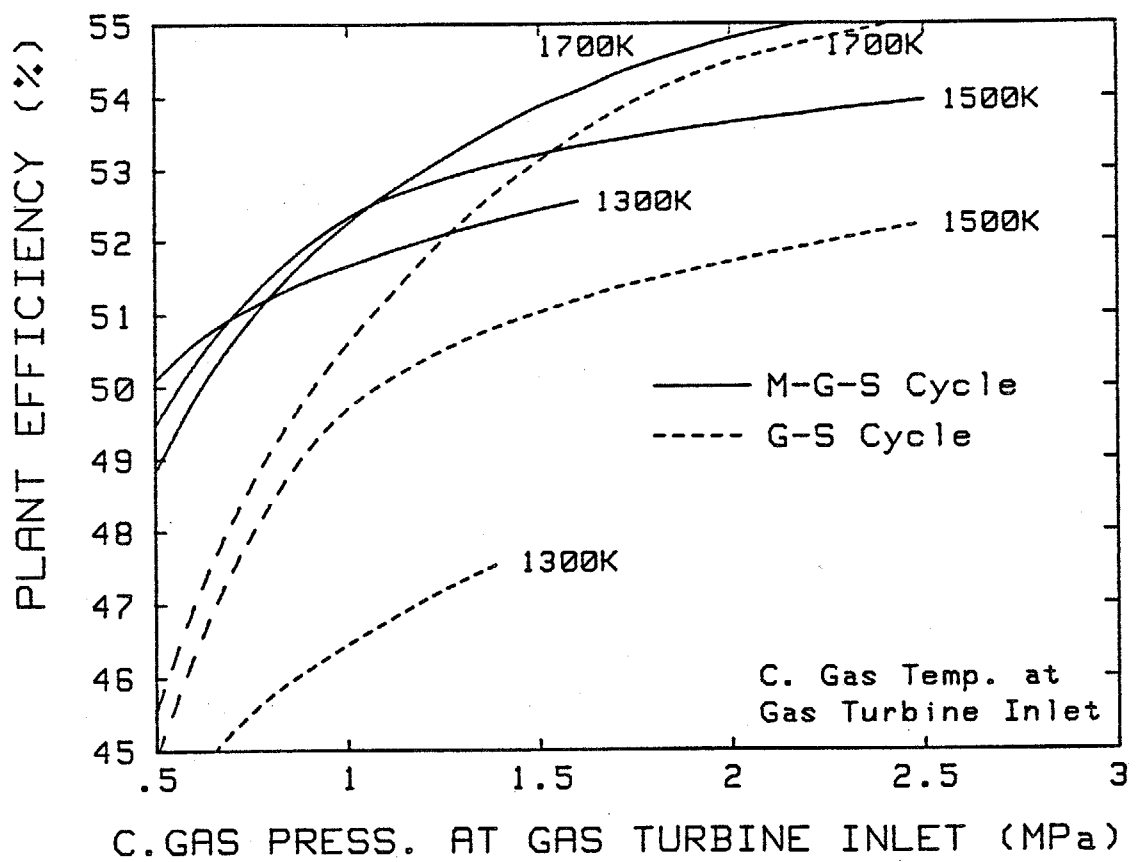


図9-10(b) 発電効率とガスタービン入口の燃焼ガスの圧力、
温度との関係
(非再熱式蒸気タービン、非冷却ガスタービン)

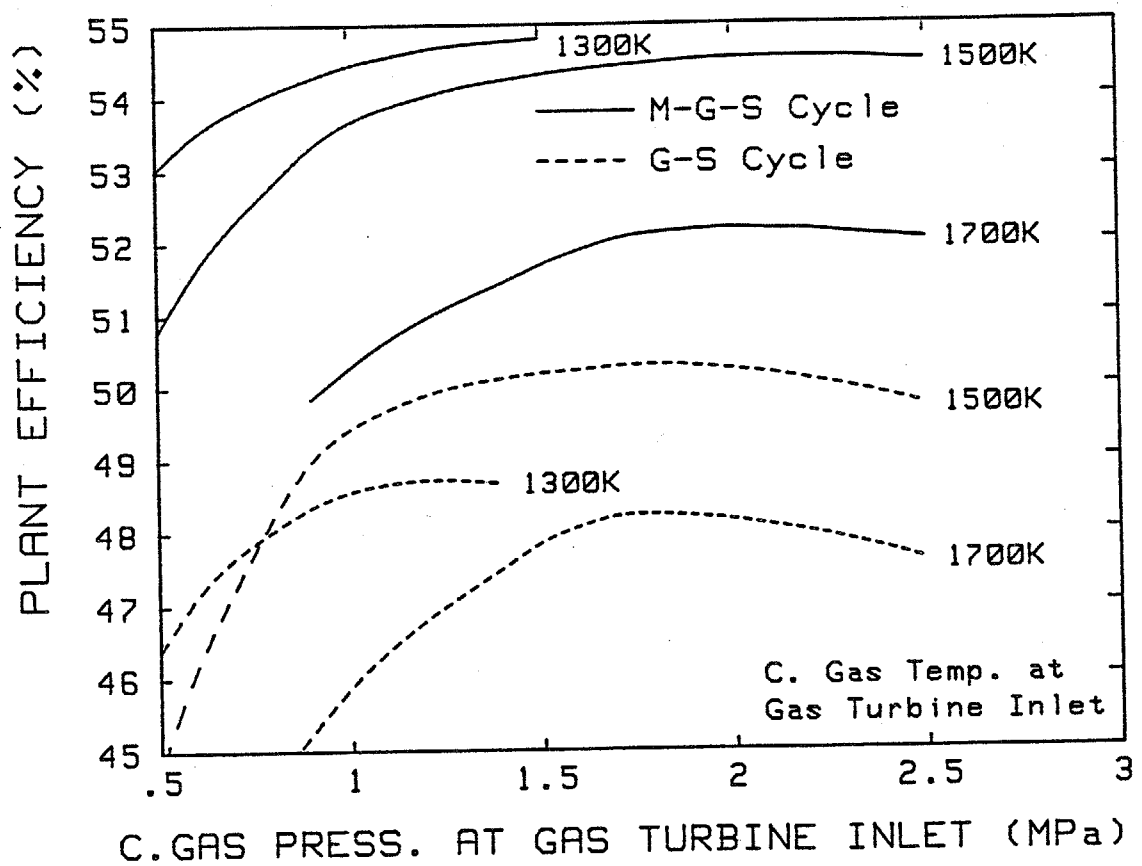


図9-10(c) 発電効率とガスタービン入口の燃焼ガスの圧力、
温度との関係
(再熱式蒸気タービン、空気冷却ガスタービン)

9.5 まとめ

クローズドサイクルMHD、ガスタービン、蒸気タービンの3種類の熱機関を組合わせた、新たな複合発電システム(M-G-Sサイクル)を提案し、従来から考えられている複合サイクルとの比較を行った。サイクル計算の結果、M-G-Sサイクルは、ガスタービンと蒸気タービンを組合わせた複合サイクルならびに、クローズドサイクルMHDと蒸気タービンを組合わせた複合サイクルのいずれよりも、高い発電効率を得られる可能性を有していることが示された。種々の発電機や熱交換器などの主要なコンポーネントの性能向上が、すべて発電効率の上昇につながるため、M-G-Sサイクルでは、現在MHD側と、ガスタービン側とで独立に行われている研究開発努力をそのまま生かすことができる。さらに、本M-G-Sサイクルでは、負荷変動への対応ならびに、排出NO_x濃度の抑制も容易になることが予想される。

本章での検討結果に基づき、M-G-Sサイクルで用いられる希ガス加熱器に要求される動作条件をまとめると、次のようになる。

- a) MHD発電機で十分な性能が得られるなら、発電効率の点から、希ガス加熱器入口の燃焼ガス温度は2200K~2300K程度が良く、それ以上の温度にしても、発電効率はそれほど上昇しない。
- b) 希ガス加熱器入口の希ガス温度が高いほど発電効率が上がるが、蓄熱体の支持構造、隔壁形希ガス予熱器の性能、希ガス加熱器から排出される燃焼ガス中のダストの除去などの観点から、1000K~1100K程度が最も妥当な温度と考えられる。
- c) 希ガス加熱器に流入する燃焼ガスは、未燃分を含有する還元雰囲気であり、圧力は1MPa程度以上の高圧となる。
- d) 希ガス加熱器に流入する希ガスの圧力は、第6章で述べたように、アルゴンで0.8MPa程度、ヘリウムで0.4MPa程度となる。

付録9-1 ガスタービン出力の計算

図9-11は、本計算で仮定したガスタービンの概念図を示す。ガスタービンは、空気冷却されるタービンAと冷却されないタービンBとから構成され、両タービンは、ポルトローブ効率 η_p の無限段のタービンから成るものとする。タービンAの膨張比は、タービンBの入口燃焼ガス温度が、タービン翼の許容温度 T_w ($=1100\text{K}$)の一定値となるように決定される。タービンAの冷却用の空気 m は、燃焼用空気を供給するのと同じ圧縮機から供給され、その圧力は燃焼用空気と同じとする。冷却空気はバケットならびにノズルへとつながる流路へと導かれ、混合室C内で、主流の燃焼ガス M と混合する。この燃焼ガスと冷却空気の混合気 $M+m$ が、非冷却タービンBを駆動する。

本計算においては、冷却された翼への燃焼ガスからの熱損失、冷却空気との混合による燃焼ガスのエンタルピー損失ならびに、冷却空気が非冷却タービンBを駆動することによるエネルギー回収が考慮されている。また、冷却空気がタービンAにおいてする仕事は、空気冷却に伴う空力的損失とちょうど釣り合うものとする。

タービンA、B中の各場所を示す記号は、図9-11に示す通りであり、1a~4aは、燃焼ガスの流れを、また、1b、2bは冷却空気の流れを示す。従って、 T_{1a} はガスタービン入口の燃焼ガス温度、 T_{1b} は空気圧縮機出口の空気温度をそれぞれ示し、 $T_{3a} = T_w$ となる。これらの温度を与えることにより、燃焼ガスと冷却空気の単位質量あたりのエンタルピー値 h_{1a}^M 、 h_{3a}^M 、 h_{1b}^m 、 h_{3a}^m が求まる。ここで M は燃焼ガスを、また m は冷却空気を示す。ただし、燃焼ガスの比熱は、状態1aと3aの間、ならびに3aと4aの間では一定値とする。

最初に、以下の五つの式により、燃焼ガスが冷却空気との混合によって失う単位質量あたりのエンタルピー損失 ΔH 、単位質量の燃焼ガスから翼への熱損失 Q 、ならびに燃焼ガス単位質量あたりのタービンAの出力 W_A を計算する。

$$\Delta H = (Q_1)_N \left(\frac{1-\eta_x}{\eta_x} \right) + (Q_1)_B \left(\frac{1-\eta_x' - \epsilon}{\eta_x' - \sigma} \right) \quad (9-3)$$

$$\frac{(Q_1)_N}{W_A} = \frac{(h_{1a}^M - h_{3a}^M + \Delta H) (e^{\xi_0/2} - 1)}{K_1 U^2} \quad (9-4)$$

$$\frac{(Q_1)_B}{W_A} = \frac{(h_{1a}^M - h_{3a}^M + \Delta H - U^2) (e^{\xi_0/2} - 1)}{K_1 U^2} \quad (9-5)$$

$$Q_1 = (Q_1)_N + (Q_1)_B \quad (9-6)$$

$$W_A + Q_1 + \Delta H = h_{1a}^M - h_{3a}^M \quad (9-7)$$

ここで、 $\eta_x (=0.6)$ はノズル冷却流路での冷却空気の有効度、 $\eta_x' (=0.63)$ はバケット冷却流路での冷却空気の有効度、 $\varepsilon (=0.096)$ 、 $\sigma (=0.0497)$ は熱抽出係数、 $\xi_0 (=0.06)$ は損失因子、 $U (=300 \text{ m/s})$ はタービン翼先端回転速度、 $K_1 (=4)$ は衝突因子であり、その値は文献[9-2]ならびに文献[9-4]より決定した。また、添字Nはノズルを、Bはバケットを示す。

冷却空気に対するエネルギーバランスから次式が得られ、この式から冷却空気流量 m が決定される。

$$m(h_{3a}^m - h_{1b}^m) = M(Q_1 + \Delta H) \quad (9-8)$$

タービンAの断熱効率 $\eta_p R_A$ であり、タービンAの再熱因子 R_A は、タービンAにおける膨張比 r_A の関数として、

$$R_A = \frac{1 - \left(\frac{1}{r_A}\right) \left\{ \eta_p \left(1 - \frac{Q_1}{W_A}\right) \frac{k-1}{k} \right\}}{\eta_p \left(1 + \frac{Q_1}{W_A}\right) \left\{ 1 - \left(\frac{1}{r_A}\right) \frac{k-1}{k} \right\}} \quad (9-9)$$

で与えられる。

すると、

$$h_{2a}^M = [1 + \eta_p R_A \left\{ \left(\frac{1}{r_A}\right) \frac{k-1}{k} - 1 \right\}] h_{1a}^M \quad (9-10)$$

ならびに、

$$h_{2a}^M = h_{3a}^M + \Delta H \quad (9-11)$$

となる。そして、式(9-9)～(9-11)によって、 r_A が決定される。

次に、タービンBの膨張比 r_B は、

$$r_B = \frac{P_{1a}}{r_A} \quad (9-12)$$

によって決定され、タービンBの断熱効率 $\eta_p R_B$ となる。ここで、タービンBの再熱因子 R_B は、

$$R_B = \frac{1 - \left(\frac{1}{r_B}\right)^{\left(\eta_p \frac{k-1}{k}\right)}}{\eta_p \left\{1 - \left(\frac{1}{r_B}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right\}} \quad (9-13)$$

で与えられる。すると次式が得られる。

$$h_{4a}^{M+m} = \left[1 + \eta_p R_B \left\{\left(\frac{1}{r_B}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right\}\right] h_{3a}^{M+m} \quad (9-14)$$

ここで、

$$h_{3a}^{M+m} = \frac{M h_{3a}^M + m h_{3a}^m}{M+m} \quad (9-15)$$

である。

最後に、燃焼ガス単位質量あたりのタービンBの出力 W_B は次式で計算される。

$$W_B = h_{3a}^{M+m} - h_{4a}^{M+m} \quad (9-16)$$

以上より、タービンAとBとからの総出力は $MW_A + (M+m)W_B$ となる。

一方、非冷却ガスタービンについては、非冷却タービンBの場合と同様にして出力が計算できる。

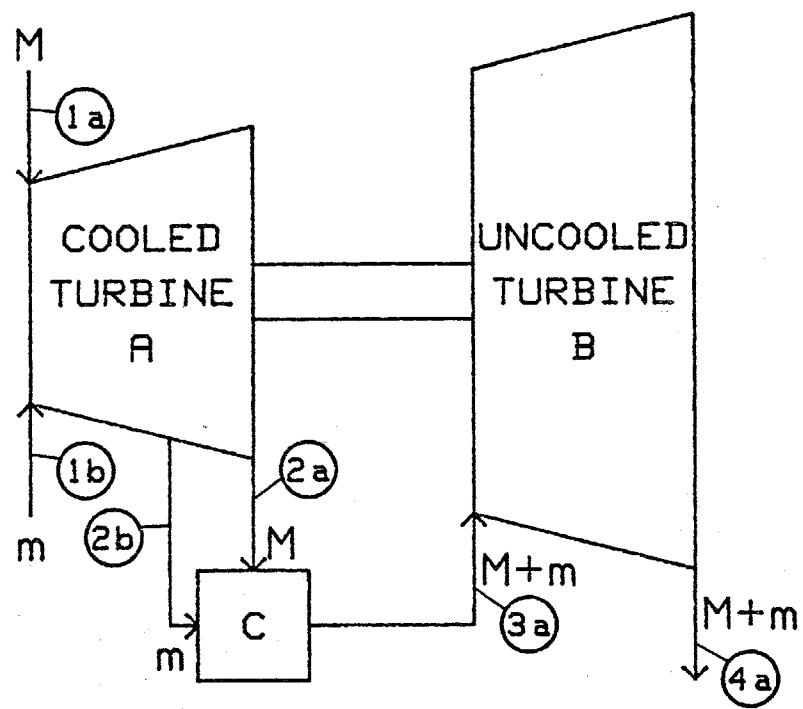


図9-11 空気冷却ガスタービンの概念図

第10章 クローズドサイクルMHD発電プラントにおける蓄熱形高温熱交換器の性能の評価

前章までで、クローズドサイクルMHD発電用に希ガスを高温に加熱するための、ペブル床蓄熱形高温熱交換器の諸特性を、実験的・理論的に明らかにし、性能を向上させるための、種々の方策を提案した。そこで本章では、それらをまとめる意味で、熱入力1000MWの商用MHD発電プラントを想定し、それに対してペブル床蓄熱形の希ガス加熱器を導入する場合、どの程度の大きさとなり、またどの程度の性能が期待できるかを評価する。なお、本章では、MHD発電機の作動気体としてアルゴンを想定するが、ヘリウムについてもほぼ同様な結果が得られる。

10.1 クローズドサイクルMHD発電プラントの構成

クローズドサイクルMHD発電プラントとしては、前章で検討した、クローズドサイクルMHD、ガスタービンならびに蒸気タービンの3種類の熱機関を組合わせたM-G-Sサイクルを想定する。図10-1に、熱入力1000MWの、天然ガスを燃料とするM-G-Sサイクルのシステム図を示す。本システムは、図9-2に示すシステムと基本的には同一であるが、第8章で検討した二段燃焼方式をとり入れ、アルゴン加熱器内の主燃焼器では、燃料過多燃焼が行われる。図9-2に示したのは、主燃焼器での空気過剰率が0.8の場合であり、アルゴン加熱器から流出した燃焼ガスは、未燃分の完全燃焼だけで、ガスタービンの駆動に必要な温度まで昇温されるため、二次燃焼器では新たな燃料の供給を必要としない。

本システムのサイクル計算を行うために仮定した各パラメータの値を表10-1に示す。まずガスタービン入口の燃焼ガス温度は、現状の技術レベルでほぼ実現可能な1500Kとし、その圧力は1.5MPaとした。空気圧縮機出口の空気圧力も1.5MPaとなるが、空気圧縮機を1段圧縮とした場合、出口空気温度が高くなって、主燃焼器での空気過剰率を相当落とさないと、アルゴン加熱器に流入する燃焼ガス温度が高くなり過ぎてしまう。そこで、空気圧縮機は、各段の間に中間冷却器を設けた4段圧縮とし、中間冷却器で空気から放出される熱は、ガスタービンと組合わされている蒸気タービンの給水加熱に用いられると仮定した。次に、アルゴン加熱器に流入する前に、隔壁形のアルゴン予熱器で予熱されるアルゴンの予熱温度であるが、これが高いほど発電プラント全体の発電効率が上がることが前章で示され、また、同じく予熱温度が高いほど、アルゴン加熱器で優れた熱特性が得られることが第5章で示されている。一方で、文献[8-1]で、二次燃焼器入口で1000K以上の燃焼ガス温度があれば、二次燃焼が良好に行われることが示されており、二次燃焼器入口の燃焼ガス温度（すなわちアルゴン加熱器から流出する燃焼ガス温度）は、アルゴンの予熱温度（すなわ

ちアルゴン加熱器に流入するアルゴン温度)よりは高くなることから、アルゴンの予熱温度は最低1000Kは必要であることがわかる。そこで、アルゴン予熱器を金属で構成できる範囲内のなるべく高い温度ということで、アルゴン予熱温度は1100Kに設定した。他の条件については、MHD発電機入口のアルゴンの圧力が0.8MPaである点を除けば、前章と同一であり、ガスタービンは空冷式を、蒸気タービンは再熱式を仮定した。図10-1中には、サイクル計算の結果を、図9-2と同様な方法で示した。

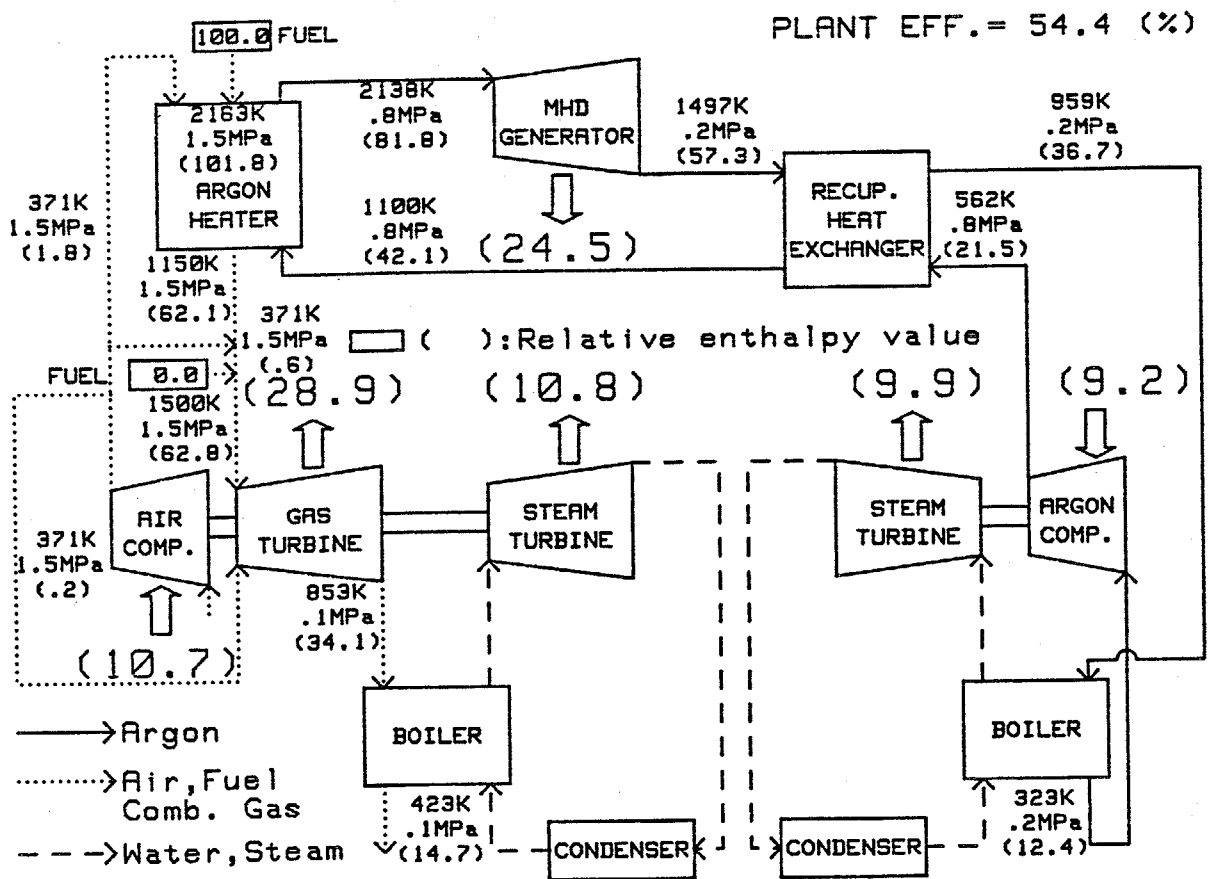


図10-1 M-G-Sサイクル図

表 10-1 サイクル計算で仮定したパラメータ

パラメータ	仮定した値
ガスタービン入口燃焼ガス温度	1500 K
アルゴン加熱器入口アルゴン温度	1100 K
燃焼ガス排気温度	423 K
アルゴン圧縮機入口アルゴン温度	323 K
MHD発電機入口アルゴン圧力	0.8 MPa
ガスタービン入口燃焼ガス圧力	1.5 MPa
MHD発電機断熱効率	75%
MHD発電機エンタルピー抽出率	30%
ガスタービンポリトロップ効率	88%
アルゴン圧縮機断熱効率	90%
空気圧縮機断熱効率	90%
アルゴン圧縮機段数	1
空気圧縮機段数	4
ガスタービン冷却方式	空気冷却
蒸気タービンの種類	再熱式

10.2 熱特性と圧力損失

図10-1より、アルゴン加熱器に流入する、加熱気体である燃焼ガスと、被加熱気体であるアルゴンの温度・圧力条件が設定されたので、アルゴン加熱器として、第3章で示したように優れた特性が得られたSSA-995アルミナペブルを蓄熱体とする、蓄熱形熱交換器を用いるものとして、表10-2に示すような条件を仮定した時の、熱交換器の諸特性を評価する。

最初に、表10-2に仮定した各条件について説明する。まず熱交換器システムの構成であるが、第7章での検討結果に基づき、図7-1に示した1ユニット3台から成る熱交換器群を2ユニット使用し、両ユニットを半位相だけずらした位相差運転法をとるものとする。それによって、第5章に示したように、MHD発電機入口におけるアルゴン温度の変動幅を少なくすることができ、また同時に、第7章に示したように、アルゴンの閉ループ中の不純物濃度も落とすことができる。この構成法では全部で6台の熱交換器を必要とし、そのうちの2台はアルゴンの加熱を行い、また他の2台は燃焼ガスによって加熱されることになる。次にペブル直径は、圧力損失と熱特性との兼ねあいで、第6章での検討結果から20mmとし、同じく第6章での結論に基づき、ペブル床単位面積あたりのアルゴン流量を、Fuji-1高温熱交換器と同一の $6.3\text{kg/m}^2\text{s}$ と設定した。すると、図10-1に示す熱入力1000MWのM-G-Sサイクル発電プラントでは、閉ループを流れるアルゴン流量は 737kg/s であり、これが2台の熱交換器内を流れることになるので、1台の熱交換器のペブル床直径は8.6mとなる。一方で、ペブル床高さは、Fuji-1高温熱交換器と同一の3mとした。また、加熱・放熱の切り換え周期については、第5章での検討結果から、短いほどよいことが示されているが、真空排気やアルゴン回収にある程度の時間がかかることを考慮して、燃焼ガスによる加熱ならびにアルゴンの加熱は、いずれも300秒ずつとした。するとペブル床単位面積あたりの燃焼ガスの流量は、式(5-15)より、 $2.3\text{kg/m}^2\text{s}$ と決定される。

上述のように、1台の熱交換器のペブル床直径は8.6mであり、一方で、第4章での検討結果から、ペブル床直径が4m以上あれば、熱交換器の熱特性に与える耐火壁の影響は無視できることから、ここでは、第4章の連続運転時熱特性計算と同様な手法で、気体とペブルとの間の熱伝達のみを考慮した次元伝熱解析によって、熱交換器の熱特性計算を行った。図10-2には、計算によって得られた、燃焼ガスとアルゴンの熱交換器からの流出温度の経時変化を実線で示した。わずか3mというペブル床高さで、燃焼ガスの流入温度2163Kに対して、2138Kという十分なアルゴンの平均流出温度が得られており、しかも、300秒間のアルゴン流出温度の変動幅は約40Kにすぎないことが示されている。また図10-3には、燃焼ガスによる300秒間の加熱前後のペブル床内温度の軸方向分布を示したが、両温度分布はほぼ平行に近く、ペブル床内の一部で、特に温度変動幅が大きくなっていることはないことが示されている。

一方、第6章で得られた結果に基づき、アルゴンと燃焼ガスの、ペブル床中でのそれぞれの圧力損失を式(6-6)、(6-9)を用いて計算し、1周期の間の経時変化を図10-2中に点線で示した。この図より、燃焼ガスについては、1.5 MPaと高圧であるため、その圧力損失は無視できるほど小さく、アルゴンについては、アルゴンの圧力の4%程度の圧力損失が予想されることがわかる。サイクル計算を行った結果、アルゴンの4%という圧力損失による発電効率の低下は、約0.3%程度ですみ、圧力損失の点からもほぼ妥当な性能が得られることが示される。

以上の結果から、熱入力1000 MWの発電プラントに対して、ペブル床直径8.6 m、高さ3 mという比較的小型の蓄熱形熱交換器6台で十分な熱特性が得られ、また圧力損失もそれほど大きくなり示された。なお、作動気体としてアルゴンの代わりにヘリウムを使用すれば、第6章で示したように、より一層の熱特性の向上と、圧力損失の低減化とが期待できる。また、発電プラント全体のペブル総重量は約2500トンとなり、SSA-995ペブルの価格を1000円/kgとすると、ペブルのコストは25億円となる。

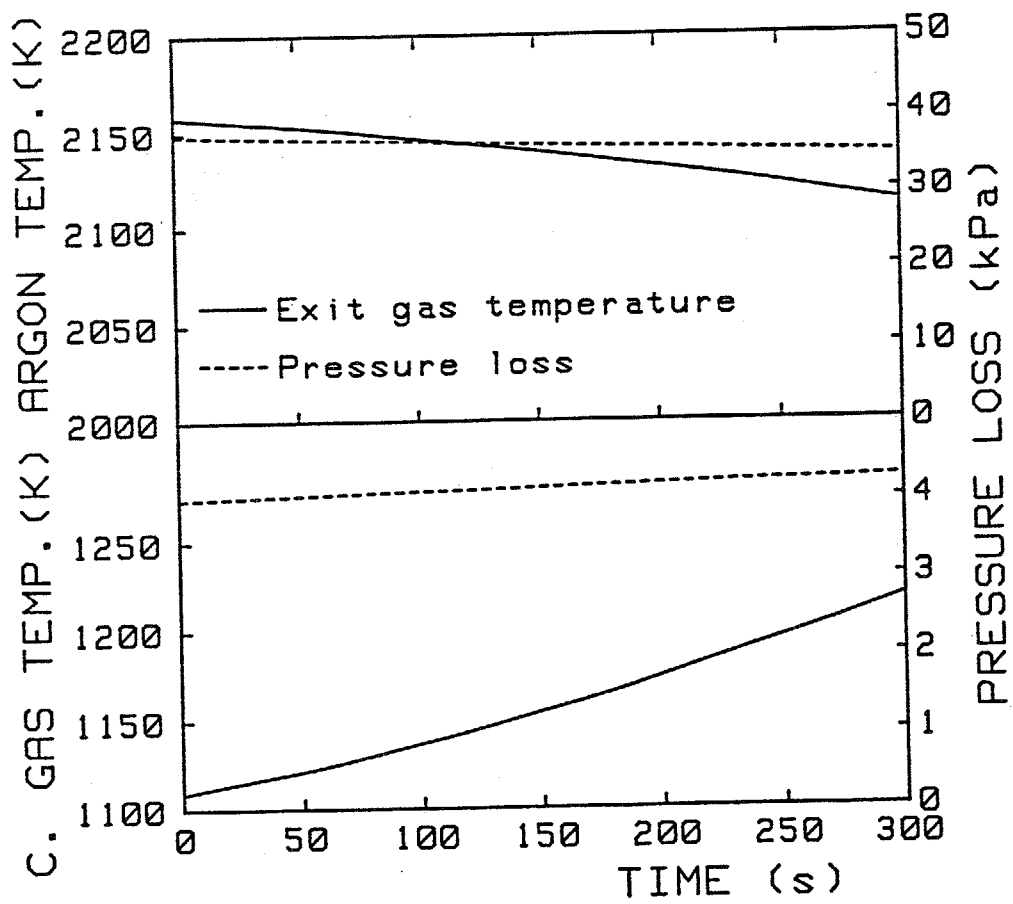


図10-2 燃焼ガスとアルゴンの熱交換器流出温度と圧力損失の経時変化

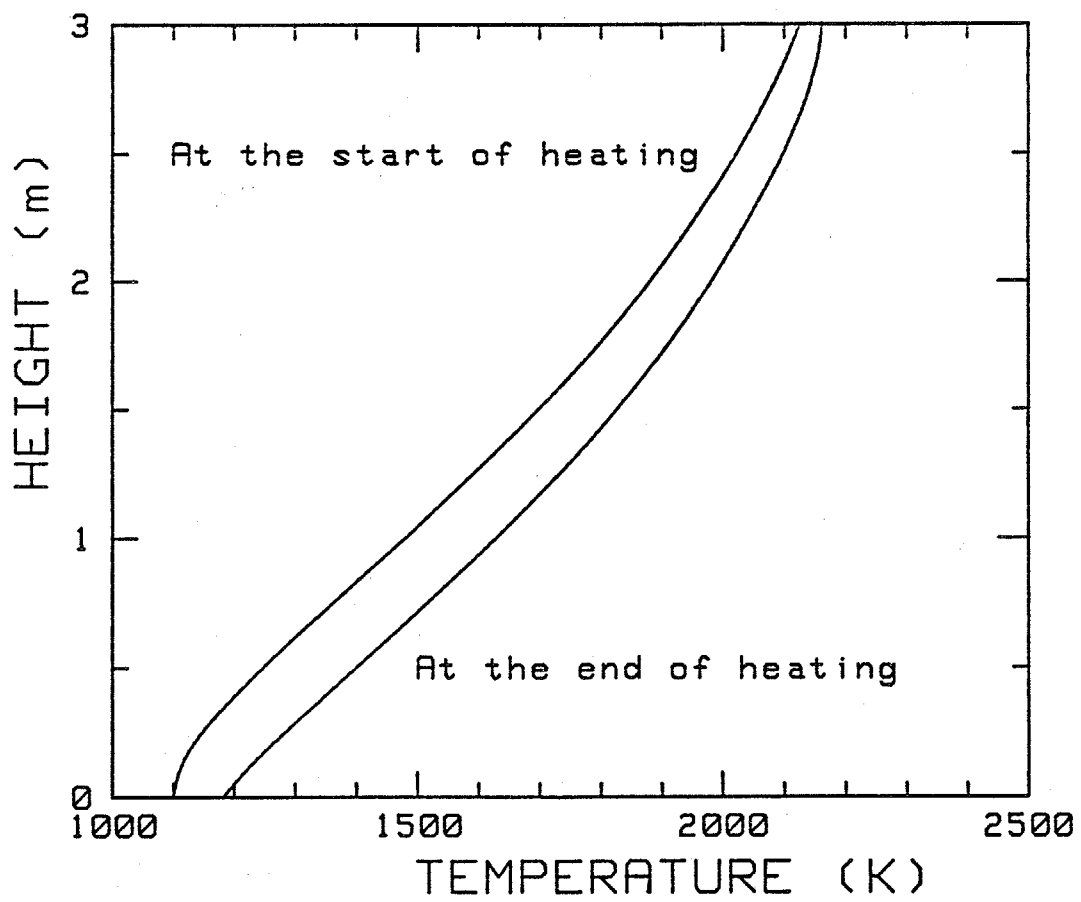


図10-3 燃焼ガスによる加熱前後のベブル床内軸方向温度分布

表 10-2 熱交換器の諸特性計算の仮定条件

アルゴン加熱器台数	6
ベブル直径	20 mm
ベブル床直径	8.6 m
ベブル床高さ	3 m
ベブル床単位面積あたりの燃焼ガス流量	2.3 kg/m ² s
ベブル床単位面積あたりのアルゴン流量	6.3 kg/m ² s
燃焼ガスによる加熱時間	300 s
アルゴンの加熱時間	300 s
燃焼ガス流入温度	2163 K
アルゴン流入温度	1100 K
燃焼ガス圧力	1.5 MPa
アルゴン圧力	0.8 MPa

10.3 不純物濃度、アルゴン純化装置ならびに真空排気ポンプ

第7章の図7-1に示した蓄熱形熱交換器連続運転システムをM-G-Sサイクルに導入する場合、閉ループ内を循環しているアルゴン中の不純物濃度をどこまで抑制できるか、また、アルゴン純化装置の大きさならびに、燃焼ガス用真空排気ポンプとアルゴン回収用の真空排気ポンプの容量はどの程度となるかの検討が必要である。

まず、閉ループ内のアルゴン中の不純物濃度は、熱交換器が切り換わる間、図7-10に示すような経時変化をし、ここで、閉ループ内のアルゴンの純化率が $k=10^{-3}$ の時の結果のみを示すと、図10-4のようになる。この図から、不純物濃度は十分に抑制しうることが示される。

次に、第7章での結論に基づき、熱交換器の毎回のフラッシングに用いるアルゴン量を、熱交換器1台の空間容積の3倍とし、 $k=10^{-3}$ とした時の、アルゴン純化装置用のモレキュラーシーブス筒とジルコニウム筒の必要な大きさを求める。両吸着・吸収筒の設計条件ならびに、決定された1筒あたりの大きさを表10-3に示す。

まずモレキュラーシーブス筒については、合計10筒設置し、そのうちの8筒がアルゴン中から CO_2 を除去しており、残りの2筒が再生されているとする。また、1筒の使用時間は200時間とする。純化しなければならないアルゴン流量は $9.8 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ であり、アルゴンの圧力を1 MPaとし、モレキュラーシーブス筒内での空筒速度を閉ループ実験装置の場合と同一とすると、モレキュラーシーブス筒1筒の直径は1.2 mと決定される。また図7-4に基づいて、モレキュラーシーブス筒に流入する不純アルゴン中の CO_2 の分圧を求めると5.67 Pa (5.67 ppm)となり、図7-19より、この CO_2 分圧に対応する x_0 の値を求めると、 $x_0 = 2.8 \times 10^{-3} [\text{kg}(\text{CO}_2) / \text{kg}(\text{M. S.})]$ となる。一方、同じく図7-4より、モレキュラーシーブス筒で除去しなければならない CO_2 の量は200時間で44.3 kgとなるので、この値と x_0 ならびにモレキュラーシーブス5Aの充填密度から、式(7-6)を用いて、必要な筒高さを求めると2.7 mとなる。ただし、吸着帯高さ h_z は低いのでここでは無視した。

次に、ジルコニウムスポンジ筒については、合計5筒設置し、4筒がアルゴン中から N_2 を除去しており、残りの1筒がジルコニウムスポンジの交換作業をしているものとする。また、1筒の使用時間は200時間とする。モレキュラーシーブス筒と同様な手順で、ジルコニウムスポンジ筒の直径を求めると1.1 mとなる。また、図7-4より、200時間の間にジルコニウムスポンジ筒で除去しなければならない N_2 量を求めると44.9 kgとなる。そこで、 x_0 の値としては、図7-28に示した800°Cでの値 $x_0 = 2.7 \times 10^{-2} [\text{kg}(\text{N}_2) / \text{kg}(\text{Zr})]$ を用い、 $h_z = 0.2 \text{ m}$ とすると、式(7-6)より、必要な筒高さは0.38 mと決定される。

これらの吸着・吸収筒の大きさはそれほど大きくはならず、実現可能と判断される。ただ、ジルコ

ニウムスポンジの価格を5000円/kgとした場合、発電単価に占めるジルコニウムスポンジのコストが0.07円/kWhとなり、経済性の点で問題となる。そこで、MHD発電機の作動気体としてアルゴンを用いる場合は、より低コストのN₂除去法を確立しないと、純化のしやすさという点で、ヘリウムよりも不利になるものと考えられる。

次に、燃焼ガスの真空排気ならびにアルゴン回収用の真空ポンプの容量と、補給を要するアルゴン量の予測を行った。熱交換器内の平均温度をT₁、空間容積をV₁とすると、排気速度Sのポンプで排気する時の熱交換器内圧力Pの経時変化は、

$$\frac{dP}{d\tau} = - \frac{T_1 S}{T_0 V_1} P \quad (10-1)$$

となる。そこで、真空排気開始時と終了時の圧力をそれぞれP_i、P_fとし、真空排気時間をt_vとすると、必要とする真空ポンプの排気速度Sは次式で与えられる。

$$S = \frac{T_0 V_1}{T_1 t_v} \ln\left(\frac{P_i}{P_f}\right) \quad (10-2)$$

ここで、V₁ = 186m³、T₁ = 1950Kであり、図7-1より、燃焼ガスに対してはt_v = 100s、アルゴンに対してはt_v = 120sとし、両気体ともP_i = 0.1MPaとすれば、あとはP_fを与えればSが決定される。そこで、第7章での検討結果に基づき、燃焼ガスについてはP_f = 600Paとすると、S = 1.3m³/sと決定される。またアルゴンについては、SをP_fの関数として図10-5に示した。図10-5中には、補給を要するアルゴン量W_{supp} (Nm³/日)も同じくP_fの関数として示した。ここでW_{supp}は以下の式で与えられる。

$$W_{supp} = \frac{T_0 P_f V_1}{T_1 P_0 t_c} \times 60 \times 60 \times 24 \quad (10-3)$$

図10-5より、仮りにアルゴン回収時の到達真空度を燃焼ガスの真空排気時と同じ600Paとすると、必要なポンプの排気速度は1.1Nm³/s、補給を要するアルゴン量は1日あたり約100Nm³となり、それほど大きな数字ではないことが示される。

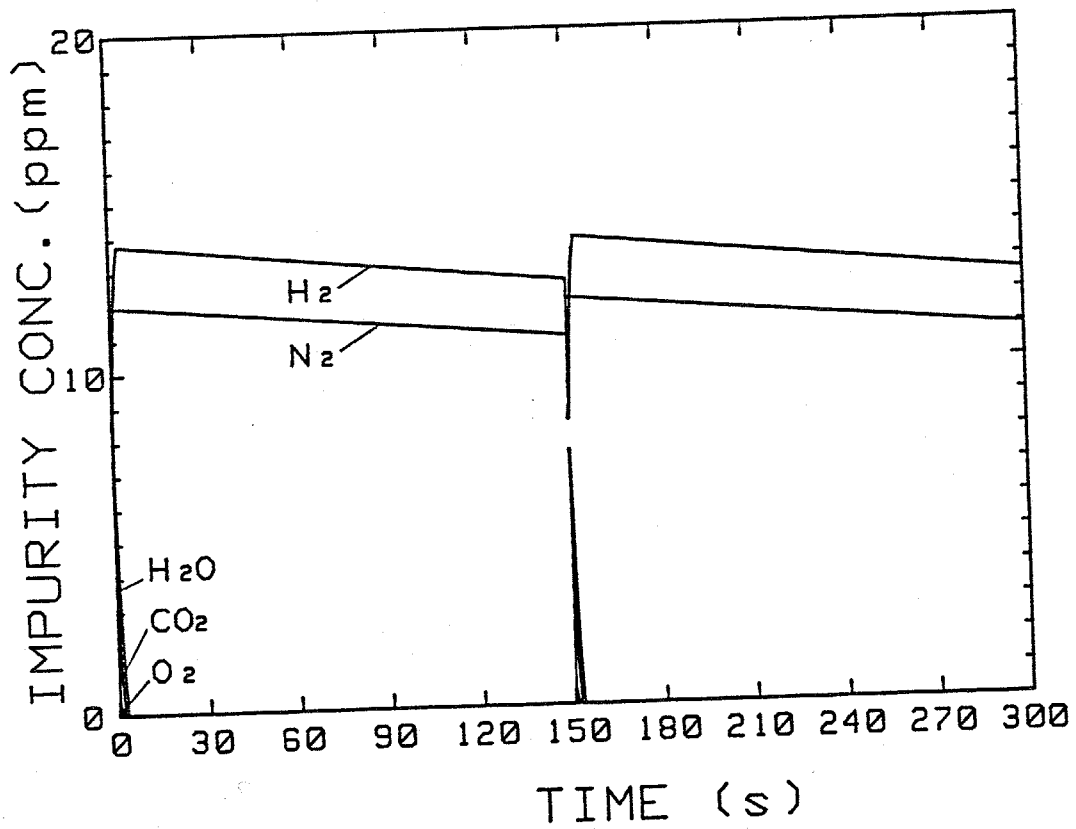


図10-4 閉ループ内のアルゴン中の不純物濃度の経時変化

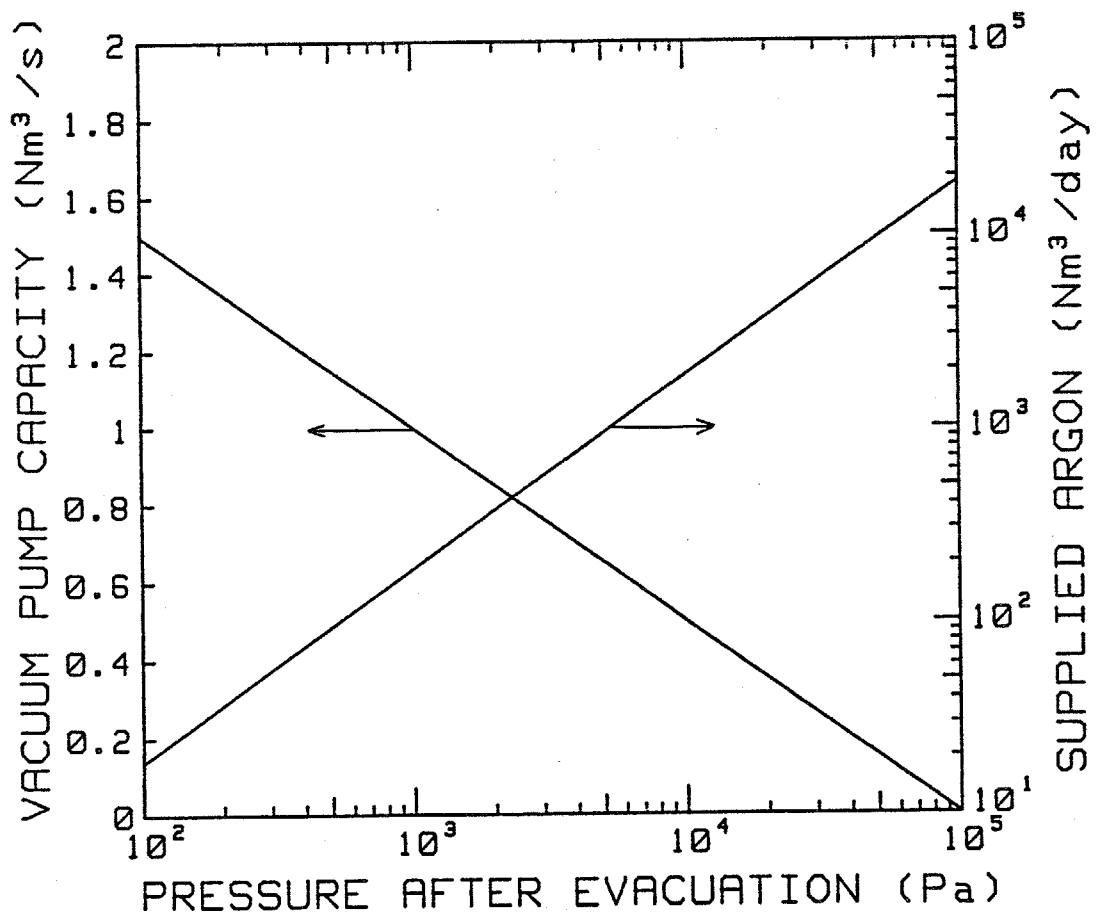


図10-5 アルゴン回収用の真空排気ポンプの排気速度ならびに補給を要するアルゴン量と到達真空度との関係

表10-3 モレキュラーシーブス筒とジルコニウムスポンジ筒の設計条件と大きさ

		モレキュラー シーブス筒	ジルコニウム スポンジ筒
設 計 条 件	詰め替え筒数	—	1
	再生筒数	2	—
	純化筒数	8	4
	充填密度(kg/m ³)	6.4×10^2	2.5×10^3
	筒内圧力(MPa)	1.0	1.0
	Ar純化量(kg/s)	9.8	9.8
	Ar質量流量(kg/m ² s)	1.1	2.7
	使用時間(h)	200	200
大 き さ	直径(m)	1.2	1.1
	高さ(m)	2.7	0.38

10.4 排出NO_x濃度と発電効率

第8章での検討結果より、蓄熱形高温熱交換器内の主燃焼器では、燃料過多燃焼を行い、熱交換器から排出されたのちに燃焼ガスを完全燃焼させる二段燃焼方式により、熱交換器から排出される燃焼ガス中のNO_x濃度を大幅に低減化することができることが示された。二段燃焼方式の有効性を左右する主要なパラメータは、主燃焼器における空気過剰率である。そこでここでは、二段燃焼方式をM-G-Sサイクルに取り入れた場合、主燃焼器における空気過剰率が、排出NO_x濃度ならびに発電効率にどのような影響を与えるかを検討する。

M-G-Sサイクルのサイクル計算において、主燃焼器の空気過剰率を変化させる場合、ガスタービン入口での燃焼ガス温度が1500Kに固定されているため、主燃焼器での空気過剰率が高く、未燃分の燃焼だけでは、二次燃焼器における燃焼ガスの昇温が足りない場合には、新たな燃料を加え、逆に、主燃焼器での空気過剰率が低過ぎる場合には、二次燃焼器で余分に空気を加えることによって、燃焼ガスの温度上昇を抑えるようにした。

第8章で得られた結果より、熱交換器内で初期に生成されるNO濃度を平衡計算によって評価し、ペブル床中でのNO濃度の減少を拡大Zeldovich機構を仮定した気相反応計算によって評価することにより、熱交換器から排出されるNO濃度を予測することができる。そこで最初に、主燃焼器での燃焼ガス温度をサイクル計算によって決定し、平衡計算によって、初期生成NO濃度を求めた。この場合の燃焼ガス温度は、断熱火炎温度を仮定しているが、燃焼室内での熱損失による火炎温度の低下のため、実際に生成されるNO濃度は、本計算結果よりも少なくなるものと考えられる。続いて、10.2節に示した熱特性計算を行い、加熱開始時と加熱終了時のペブル床内軸方向温度分布の平均値を、ペブル床内の温度分布として、ペブル床中でのNO濃度の変化を計算した。

図10-6には、ペブル床中での燃焼ガスの滞留時間を横軸にとり、主燃焼器での空気過剰率を変えた時に、燃焼ガス温度とNO濃度とが、ペブル床中でどのように変化するかを示した。M-G-Sサイクルでは、燃焼ガスの圧力が高いために、常圧の場合に比べて、同じ燃焼ガス温度、空気過剰率に対して、NOの平衡濃度が小さくなり、それだけNOの生成が抑制されている。また、圧力に比例して、ペブル床中での燃焼ガスの滞留時間が長くなり、温度が約1800K以上のペブル床中で、NOが有効に分解されることが示されている。

最後に、図10-7に、発電効率とペブル床入口・出口でのNO濃度を、主燃焼器での空気過剰率の関数として示した。この図から、空気過剰率を落としても、発電効率にほとんど影響がなく、54%を越えるきわめて高い発電効率を得られることが示されている。また、空気過剰率を落とすことにより、NOの生成の抑制とペブル床中でのNOの分解の両方の効果から、熱交換器から排出されるNO濃度の大幅な低減化が計れることが示される。また、二次燃焼後の燃焼ガス温度が

1500Kと低いために、二次燃焼によって新たに生成されるNOの量は、ほとんど無視できると考えてよく[8-1]、熱交換器から排出された時点でのNO濃度が、ほぼそのまま、大気に排出されるNO_x濃度になると考えられる。従って、たとえば、主燃焼器の空気過剰率を0.8とすれば、大気に排出されるNO_x濃度は10ppm以下となり、脱硝装置が不要となる可能性があることがわかる。

以上により、M-G-Sサイクルに対して、二段燃焼方式を導入することにより、発電効率を落とさずに、排出NO_x濃度の大幅な抑制が可能となることが示された。

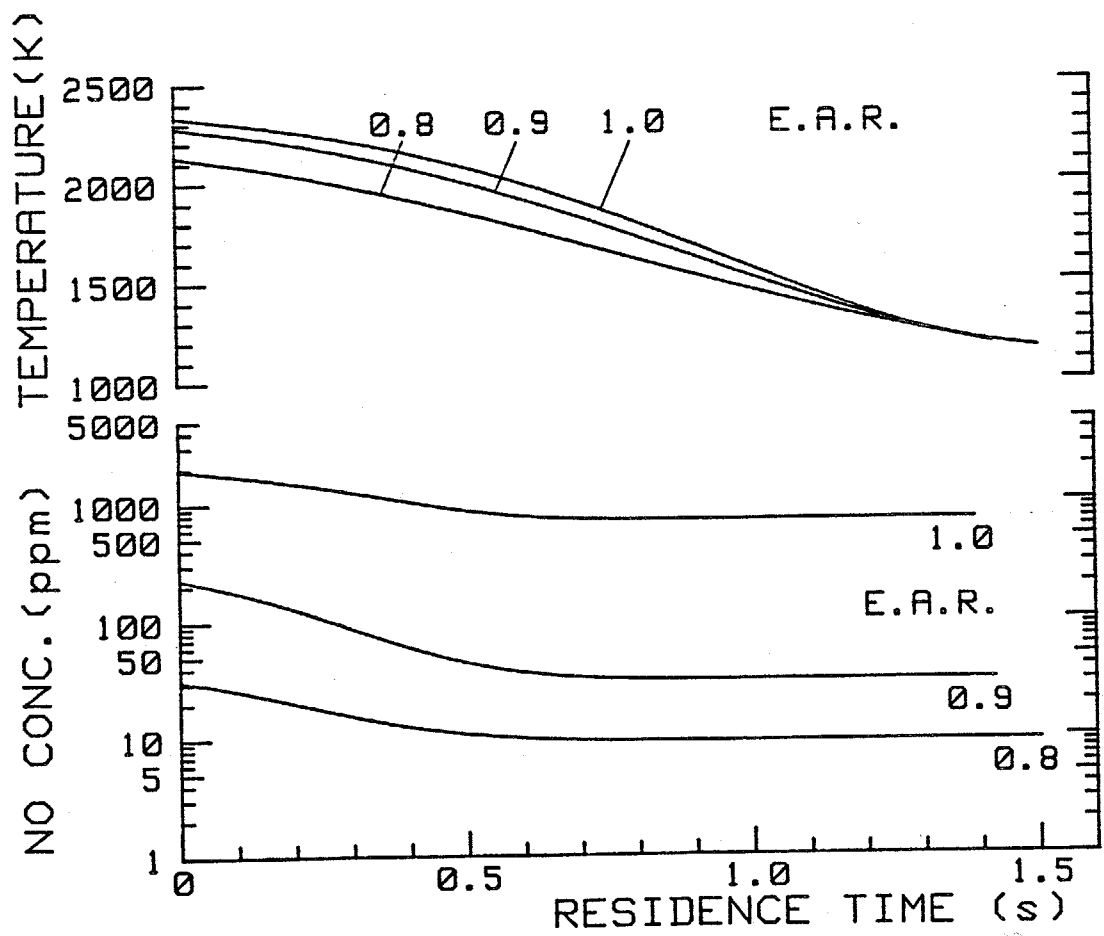


図10-6 ベブル床中での燃焼ガス温度とNO濃度の変化

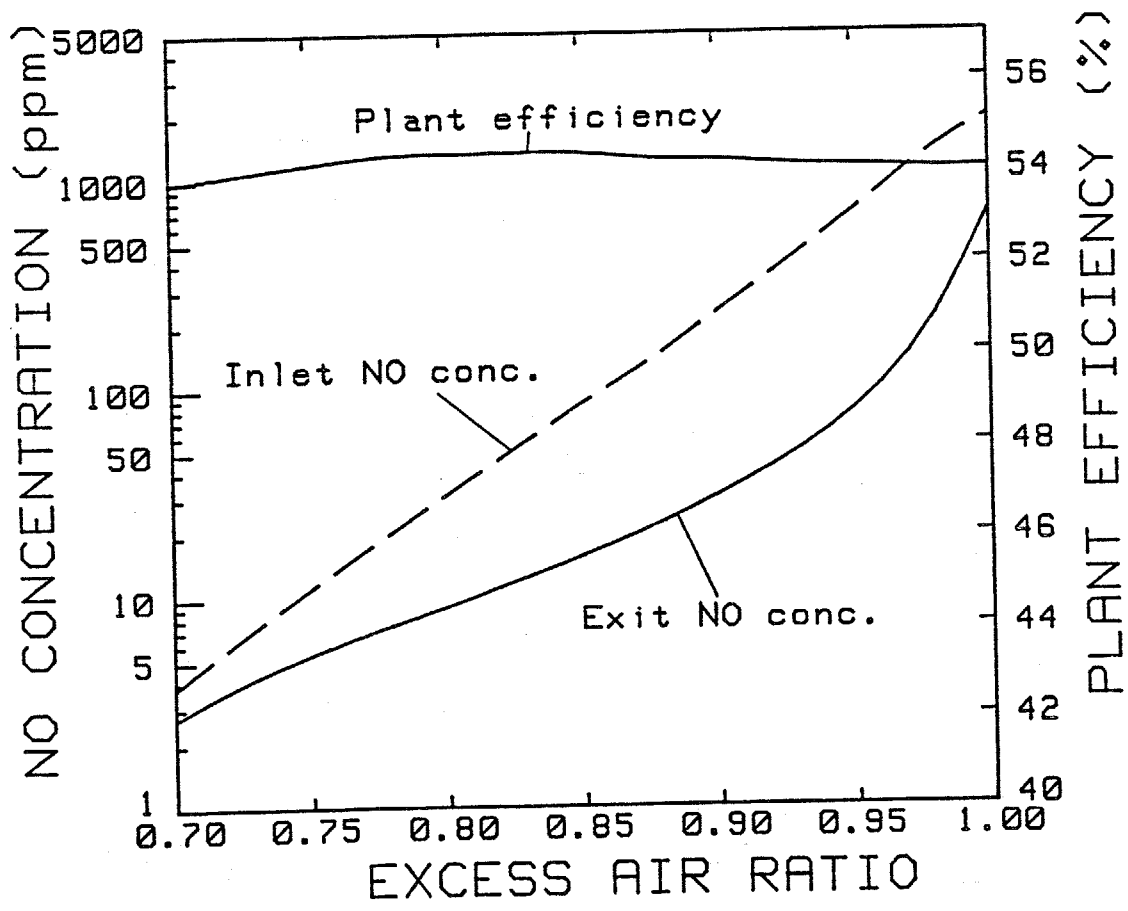


図10-7 発電効率、ペブル床入口・出口でのNO濃度と主燃焼器での空気過剰率との関係

10.5 まとめ

クローズドサイクルMHD発電／ガスタービン／蒸気タービンの3種類の熱機関を組合わせた、熱入力1000MWの天然ガス燃焼複合発電プラントを想定し、MHD発電機の作動気体をアルゴンとした時の、ペブル床蓄熱形高温熱交換器ならびに周辺機器の大きさや性能の評価を行った。

その結果、高温熱交換器、アルゴン純化器、真空ポンプともに、その大きさもしくは容量は、比較的小さくすみ、高温熱交換器は、熱特性、圧力損失、アルゴン中に混入する不純物濃度、排出NO_x濃度のいずれに関しても、十分な性能が得られることが示された。

第11章 まとめ

本章では、クローズドサイクルMHD発電用の蓄熱形高温熱交換器について、本研究で明らかになったことと、今後解決しなければならない課題とをまとめる。

11.1 本研究のまとめ

本研究では、クローズドサイクルMHD発電に用いる、希ガス加熱用の蓄熱形高温熱交換器を実現する上で解決しなければならない様々な課題に対して、天然ガスの燃焼ガスによってアルゴンを高温に加熱するための、アルミナペブルを蓄熱体とするFuji-1高温熱交換器での一連の実験結果に基づいて、解析・評価を行った。

まず第1章では、MHD発電に関係した蓄熱形高温熱交換器の開発の現状を述べ、クローズドサイクルMHD発電用の高温熱交換器に関して、解決を要する課題は何であるかをまとめた。そして、2000Kを越える高温での耐熱性の観点から、蓄熱体材料としてアルミナを、また、気体との間の高い伝熱性の観点から、蓄熱床の形式としてペブル床をそれぞれ選定し、最初に、適当なペブル材料を選定するための基礎実験を行った。

第2章では、小型のモデル熱交換器を用いた、この基礎実験の結果をまとめ、適当なペブル材料として、必要な耐熱性・耐熱衝撃性を有し、しかも、気体の通過時にダストの発生が少ないという点から、ラバープレス製法による高純度アルミナペブルが有望であることを示した。また、燃焼ガスによって、必要な高温のアルゴンを得るためには、運転上の注意が必要であり、特に、熱交換器1台を用いたブローダウン実験用には、燃焼ガスの一部を燃焼室から直接抜き出す「バイパス」加熱法が有効であることを示した。

第3章では、前章での成果を基に設計・製作された、ブローダウン実験用の大型のペブル床蓄熱形熱交換器であるFuji-1高温熱交換器について、その基本的性能を述べた。実験の結果、約2000Kのアルゴン温度が得られ、また、加熱後に残留する燃焼ガスの真空排気によって、アルゴン中に混入する不純物濃度を十分に落とすことが明らかとなった。その結果、アルミナペブルを蓄熱体とする蓄熱形熱交換器を、クローズドサイクルMHD発電用の高温希ガス加熱器として用いることが可能であることが示された。

そこで次に、熱交換器の最適な動作条件を明らかにするため、個々の特性に関し、詳細な実験的・理論的検討を行い、性能向上のための方策を提案した。

まず第4章では、熱交換器の熱特性の解析モデルを確立することを目的として、Fuji-1高温熱交換器の加熱時ならびにアルゴンブロー時の、ペブル床内温度の経時変化について、一次元ならび

に二次元の伝熱解析を行い、実測結果と比較した。その結果、気体とペブルとの間の熱伝達係数として、従来から提案されている評価式を用いることにより、実測結果をほぼ説明できることが示された。また、連続運転時の熱交換器の熱特性解析を行った結果、ペブル床直径が十分大きければ、気体とペブルとの間の熱伝達のみを考えた一次元解析で、熱交換器の熱特性をほぼ予測できることが示された。

第5章では、前章で確立された解析モデルに基づいて、蓄熱形熱交換器の熱特性に与える種々のパラメータの影響を調べ、熱交換器小型化のための方策を検討した。その結果、ペブル床熱交換器については、気体とペブルとの間の伝熱促進を計るよりも、加熱・放熱の切り換え周期を短くするか、熱交換器に流入する希ガスを予熱するか、複数台の熱交換器による位相差運転法をとるかして、希ガスの流出温度の変動幅を小さくすることが、熱交換器の小型化に対して有効であることを明らかにした。

第6章では、圧力損失が大きいというペブル床熱交換器の欠点を改善するための方策を検討した。まず、Fuji-1高温熱交換器での実測結果に基づいて、ペブル床中での圧力損失を正しく評価できる式を選定した。そして、その式を用いて、圧力損失低減化策を検討し、熱特性をあまり落とさずに圧力損失を減らすための、最適なペブル直径と、ペブル床単位面積あたりの希ガス流量を明らかにした。

第7章では、希ガス中に混入する不純物濃度の抑制策について検討した。まず燃焼ガスと希ガスとの混合を最小限に抑えることをめざした、蓄熱形高温熱交換器の連続運転システムならびに運転法を提案し、Fuji-1高温熱交換器を用いた実験により、その運転法の妥当性を確認した。そして次に、希ガスの閉ループ中に混入した不純物とシード剤であるカリウムとの間の化学反応について考察し、MHD発電機への悪影響の度合いが大きい H_2O と CO_2 は、カリウム化合物を形成してただちに除去されることを示した。また、希ガス中に混入した不純物を除去するための希ガス純化装置について検討し、実際にアルゴンを純化する実験を行って、純化装置の設計に必要なデータが得られたことを示した。

第8章では、高温熱交換器から排出される燃焼ガス中の NO_x 濃度の低減化策として、熱交換器内では燃料を不完全燃焼させ、熱交換器から排出されたのちに燃焼ガスを完全燃焼させる、二段燃焼方式の検討を行った。Fuji-1高温熱交換器を用いて、熱交換器内で燃料を不完全燃焼させる効果を実験によって調べた結果、燃焼ガスの空気過剰率を1より落としていくことにより、 NO の生成が抑制され、同時に、ペブル床中での NO の分解が促進されて、熱交換器から排出される燃焼ガス中の NO 濃度が大幅に低減化できることが示された。そして同時に、 NO の生成と分解に関する上記の実験結果を説明できる計算手法を確立させた。

以上で、ペブル床蓄熱形熱交換器の主要な特性の把握と性能向上策の検討が終わったので、次に、第9章で、本熱交換器を利用するためのクローズドサイクルMHD複合発電システムについて考察し

た。ここでは、クローズドサイクルMHD、ガスタービン、蒸気タービンの3種類の熱機関を組合わせた、新たな複合発電システムを提案し、このシステムと従来から提案されている複合発電システムと比較した結果、より高い発電効率を得られる可能性があることを示した。そして、本発電システムでできるだけ高い発電効率を得るための、熱交換器の最適な動作条件を明らかにした。

第10章では、以上の結果を統合させて、熱入力1000MWのクローズドサイクルMHD複合発電プラント用のペブル床蓄熱形高温熱交換器および周辺装置のシステムと仕様を設定し、各装置の大きさもしくは容量を決定して、それらの装置の性能評価を行った。

最後に、本研究で明らかとなったことを、(1)蓄熱形高温熱交換器の小型化の必要性、(2)作動気体としてのアルゴンとヘリウムと比較、という二つの観点からまとめてみたい。

(1) 蓄熱形高温熱交換器の小型化の必要性

本研究で明らかとなった重要な結論の一つが、蓄熱床としてペブル床を用いることによって、蓄熱形熱交換器を著しく小型化でき、しかも要求される諸特性に対して、優れた性能を得ることが可能となる点である。クローズドサイクルMHD発電にとっては、特に熱交換器の小型化が重要であり、その理由をまとめると次のようになる。

- a) 熱交換器のコストが低減化できる。
- b) 式(6-9)より、通過する気体の圧力損失が少なくなり、それだけ発電効率の向上が計れる。
- c) 式(7-1)より、希ガスの閉ループ中に混入する不純物量が低減化できる。
- d) 式(7-2)より、閉ループ中を循環する希ガスの速度 n が大きくなるため、式(7-1)より、循環する希ガスの純化率 k を小さくできる。
- e) 式(10-1)より、真空排気ポンプの容量を小さくできる。
- f) 式(10-2)より、補給を要する希ガス量を低減化できる。

(2) 作動気体としてのアルゴンとヘリウムの比較

クローズドサイクルMHD発電における作動気体としては、アルゴンとヘリウムの両方の可能性がある。この両者の気体は、MHD発電機内でのプラズマ中で、電子との間のエネルギー交換が少なく、非平衡電離が実現しやすいという点では共通しているが、大きく異なっている点も多く、このどちらの気体を選択するかは重要な問題である。

この作動気体の選択という問題は、クローズドサイクルMHD発電プラント中の種々のコンポーネ

ントに影響を与えるが、MHD発電機については、文献[6-8]で議論されているため、ここでは、その他のコンポーネントに関連した点について、アルゴンとヘリウムの違いをまとめる。

a) 原子量

ヘリウムの原子量はアルゴンの1/10であるため、閉ループ中の種々のコンポーネントにおける作動気体の圧力損失が、ヘリウムを用いることによって低減化できる可能性がある。この点については、第6章で、ペブル床蓄熱形高温熱交換器の場合は、確かにヘリウムの利用によって、圧力損失の低減化が計れることを示した。

しかし一方で、原子量が小さいということは、それだけ圧縮が困難になるということであり、それに加えて、ヘリウムの場合、アルゴンに比べて、第6章で述べたように圧力も小さくなるため、圧縮機の大きさは、ヘリウムのほうが相当程度大きくなるものと考えられる。

b) 熱伝導率

2000Kにおけるヘリウムの熱伝導率は、アルゴンの約7倍である。従って、それだけ熱交換器における伝熱性が良くなり、閉ループ中の各種の熱交換器を小型化できる可能性がある。蓄熱形高温熱交換器においては、第5章で示したように、蓄熱床としてコアドブリックを用いる場合には、ヘリウムの利用による熱交換器の小型化の効果が大きく、ペブル床の場合でも、第6章で示したように、ヘリウムの利用によって、ある程度の熱特性の向上が期待できる。

また、MHD発電機後流の隔壁形の再生熱交換器やボイラーにおいては、必要な伝熱面積が、主として、ヘリウムもしくはアルゴンと伝熱管との間の熱伝達係数によって決まるため、ヘリウムの利用による小型化の効果が大きいものと予想される。

c) 沸点

ヘリウムの沸点は、アルゴンに比べてはるかに低い。従って、第7章で述べたように、ヘリウムの場合は、不純物として混入する N_2 の除去に、液体窒素温度まで冷却された活性炭による吸着を利用することができる。そのため、ヘリウムを作動気体とすることにより、希ガス純化装置が低コストで運転できるようになるものと予想される。

11.2 今後の課題

本研究によって、クローズドサイクルMHD発電用の蓄熱形高温熱交換器の基本的な課題は、ほぼ解決されたが、商用規模の熱交換器を実現させるためには、今後解決せねばならない課題がまだ数多く残されている。そこで、それらをまとめ、今後の研究の方向づけをしたい。

(1) 実験によって実証しなければならない課題

a) アルミナペブルよりも耐熱温度の高いペブル材料の開発

第10章で述べたように、排出NO_x濃度の抑制のために、蓄熱形高温熱交換器内では燃料過多燃焼を行う必要がある。その際、図10-1に示されるサイクル計算においては、アルミナペブルの使用を想定して、ペブル床に流入する燃焼ガス温度が、2200K以上に上がらないように、空気圧縮機を中間冷却器を設けた4段構成としている。しかし、もしペブル材料が2400K程度の耐熱温度を有していれば、中間冷却器なしの一段圧縮で空気圧縮機を構成することが可能となる。そうすると、中間冷却器を通じて蒸気タービン側にまわしていた熱を、MHD発電機側にまわすことができ、それだけ発電効率を上昇させることができる。また、第9章でも述べたように、作動気体の温度が高いほど、MHD発電機の性能向上が期待できるので、その点からも、熱交換器の一層の高温化という課題は重要である。

2400K程度の温度に耐えられるペブル材料としては、ジルコニアとマグネシアとが考えられる。粉砕用のジルコニアペブルはすでに市販されているが、安定化剤を加えているために、比較的低い温度で融着を起こすという問題がある。また、希ガスの閉ループ中に熱交換器を組込んだ場合、ある程度、シード剤であるカリウムが、熱交換器中に流入することは避けられず、このカリウムに対する対食性という点でジルコニアは問題がある。それに対して、マグネシアは、カリウムに対する対食性に優れ、また安定化剤等を加える必要がない。ただ、現在の技術レベルでは、まだ高純度マグネシアペブルの製造が難しく、今後の開発を待つ必要がある。

b) 熱交換器の耐久性の実証

Fuji-1高温熱交換器はまだ数100時間程度しか運転されておらず、より長時間の連続運転試験による耐久性の実証が必要と考えられる。その際、特に耐久性の点で問題となると考えられるのが、数分おきに着火・消火を繰り返す燃焼器、温度変動幅が最も大きい部分でのペブルならびに耐火壁、流入する希ガスを1000K以上に予熱する場合のペブル支持体である。

c) 熱交換器の連続運転の実証

第7章で示した、蓄熱形高温熱交換器システムを実際に設置し、希ガスと燃焼ガスの混合を最小限に抑えながら、連続的に希ガスの加熱が行えることを実証することはきわめて重要である。本研究での熱交換器の評価は、ブロードダウン実験に基づくものでしかなく、今後、連続運転可能となるところまで実験装置をグレードアップして、より信頼できる性能評価を行う必要がある。

d) 高性能高温弁の開発

第5章で示したように、ペブル床熱交換器の場合、小型化するためには、加熱・放熱の切り換え周期を短くする必要がある。そこで、開閉頻度が多くなっても十分な耐久性を有する高温弁の開発が重要である。また、熱交換器が小型になっても、通過する希ガスの流量は変わらないため、大口径の高温弁が必要であり、さらに、熱交換器を真空排気する場合には、高温弁で真空をもたせなければならず、高い遮蔽性能も要求される。

(2) 理論的に明らかにしなければならない課題

a) 熱交換器の燃焼室内における非定常熱伝達の解析

第4章の始めに述べたように、ペブル床蓄熱形熱交換器の熱特性を完全に把握するためには、その内部での伝熱プロセスをモデル化する必要がある。熱交換器内のペブル床と耐火壁については、第4章で伝熱プロセスのモデル化がほぼなされたので、あとは、燃焼室内での伝熱プロセスのモデル化という課題が残されている。特に、燃焼室内では、数分おきに、燃焼ガスによる加熱→真空排気→希ガスの加熱→真空排気が繰り返され、その間の非定常の伝熱解析を、気体の流動ならびに、燃焼ガスの場合は燃焼反応をも考慮して行う必要がある。

b) 負荷変動への対応策の検討

現在の日本の電力需要では、昼夜の需要量の差が大きく、この負荷変動に追従して、出力が容易に増減できることが、火力発電所に要求される重要な条件の一つとなっている。クローズドサイクルMHD発電の場合、急激な温度上昇や温度降下が許されない蓄熱形高温熱交換器が、負荷変動へ対応する場合大きな問題となる。そのため、負荷変動へスムーズに対応できる熱交換器の運転法の検討が重要となり、その際、特に、燃焼ガス流量を低下させた時や、さらには、燃焼器を一時的に停止させた時の、燃焼室内での伝熱解析が必要となる。その意味でも、上記の課題aは重要である。

c) 石炭ガス化との組合わせの検討

クローズドサイクルMHD発電で、ペブル床蓄熱形高温熱交換器を用いる場合、目詰まりの点から、使用できる燃料はクリーンなものに限られる。そこで、石炭を熱源とする場合には、一旦ガス化する必要があり、石炭ガス化装置と組合わせた時の、クローズドサイクルMHD複合発電システムの検討も今後進めていく必要がある。

主な記号

A	単位体積あたりの気体と蓄熱体との間の伝熱面積	(m^2/m^3)
A_{gp}	単位体積あたりの気体とペブルとの間の伝熱面積	(m^2/m^3)
A_{gw}	単位体積あたりの気体と耐火壁との間の伝熱面積	(m^2/m^3)
c	比熱	(J/kgK)
C	濃度	
C_i	閉ループ中を循環する希ガス中の i 種の不純物濃度	
C_{i0}	希ガスの加熱を開始する直前の熱交換器内に充填されている希ガス中の i 種の不純物濃度	
d	ペブル直径もしくはコアドブリック穴径	(m)
d_p	ペブル直径	(m)
E_g	気体の輻射率	
f	摩擦係数	
F	補正係数	
G	単位面積あたりの気体流量	($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)
g_c	重力加速度	(kgm/Ns^2)
h	気体と蓄熱体との間の熱伝達係数 ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)、 気体の単位質量あたりのエンタルピー	(J/kg)
H	蓄熱床高さ	(m)
h_{gp}	気体とペブルとの間の熱伝達係数	($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
h_{gw}	気体と耐火壁との間の熱伝達係数	($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
h_{pw}	ペブルと耐火壁との間の熱伝達係数	($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
h_r	吸着(吸収)剤の充填高さ	(m)
h_z	吸着(吸収)帯高さ	(m)
k	熱伝導率 (W/mK)、 閉ループ内を循環する希ガスの純化率、 反応速度定数 ($\text{m}^3/\text{mol}\cdot\text{s}$)、 気体の比熱比	
K	平衡定数	
\dot{m}	単位面積あたりの気体流量	($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)
M	分子量	(kg/kmol)

n	閉ループ内の希ガスの循環速度 ($1/s$)
P	圧力 (Pa)、 熱交換器の加熱・放熱の切り換え周期 (s)
P_0	標準状態の圧力 (Pa)
P_1	希ガスの加熱を行っている熱交換器内の圧力 (Pa)
P_2	閉ループ内の希ガスの平均圧力 (Pa)
P_r	プラントル数 ($=\mu_g c_g/k_g$)
r	半径方向座標 (m)
R	気体定数 ($kW/kmol \cdot K$)
R_0	ベブル床半径 (m)
R_1	熱交換器外壁容器半径 (m)
Re	レイノルズ数 ($=md/\mu_g$)
r_p	単一ベブル内半径方向座標 (m)
S	吸着(吸収)筒断面積 (m^2)
T	温度 (K)
T_0	標準状態の温度 (K)
T_1	希ガスの加熱を行っている熱交換器内の平均温度 (K)
T_2	閉ループ内の希ガスの平均温度 (K)
t_e	ある熱交換器が希ガスの加熱を開始してから、次の熱交換器が希ガスの加熱を開始するまでの時間 (s)
T_{wo}	ベブル床との境界面における耐火壁温度 (K)
U	無次元気体温度
v	気体の速度 (m/s)
V	体積 (m^3)、 無次元蓄熱体温度
V_1	熱交換器1台の空間容積 (m^3)
V_2	閉ループ内の全空間容積 (m^3)
W	閉ループ内を循環する希ガスの流量 (Nm^3/s)
X	モル分率
x_0	吸着(吸収)剤単位質量あたりの不純物の吸着(吸収)量 (kg/kg)
y	吸着(吸収)筒出口での希ガス中の不純物濃度

y_0	吸着（吸収）筒入口での希ガス中の不純物濃度
z	軸方向座標（m）（加熱時は蓄熱床頂上部、放熱時は蓄熱床底部が原点）
δ	熱交換器流出気体温度の無次元温度変動幅
ΔP	圧力損失（Pa）
ΔT	熱交換器流出気体温度の変動幅（K）
ε	蓄熱床の空隙率
η	熱交換器の熱交換効率
η_i	断熱効率
θ_B	破過時間（s）
θ_r	流出時間（s）
L	蓄熱床の無次元高さ
μ	粘性係数（kg/ms）
ξ	無次元軸方向座標
Π	熱交換器の加熱・放熱の無次元切り換え時間
ρ	密度（kg/m ³ ）
σ	ステファン・ボルツマン定数（W/m ² K ⁴ ）
τ	時間（s）
ϕ	無次元時間

添字

上付

h 加熱時

c 放熱時

下付

0 熱交換器入口

1 熱交換器出口

a 平均

e 熱交換器出口

g 気体

i 熱交換器入口

m 蓄熱体

p ペブル
r 半径方向
w 耐火壁
z 軸方向

文献

- 1-1 V.J. Hruby, R.Kessler, S.W.Petty and P.Weiss, "1000 Hour MHD Anode Test", Proceedings of the 20th Symposium on Engineering Aspects of Magnetohydrodynamics, 1982, pp.4.3.1-6.
- 1-2 R.Braswell et al., "Early Development Testing of the TRW 50MWt MHD Coal-Fired Combustor", Proceedings of the 22nd Symposium on Engineering Aspects of Magnetohydrodynamics, 1984, pp.6:3:1-18.
- 1-3 S.Shoida, et al., "Power Generation Experiments and Prospects of Closed Cycle MHD with Fully Ionized Seed", Proceedings of the 7th International Conference on MHD Electrical Power Generation, 1980, pp.685-695.
- 1-4 H.J.Flinsenbergh, W.J.M.Balemans and L.H.Th.Rietjens, "Power Extraction Experiments with the Eindhoven MHD Blow-down Facility", Proceedings of the 8th International Conference on MHD Electrical Power Generation, 1983, pp.80-87.
- 1-5 F.A.Hals et al., "High Temperature Air Preheaters for Open Cycle MHD Energy Conversion System", AIChE SYMPOSIUM SERIES, Vol.74, 1978, pp.302-319.
- 1-6 Z.R.Bass, et al., "Study of the Characteristics of Oxidizer Preparation Systems for Use in the Loop of the U-25 MHD Generator", Teplofizika vi sokikh temperatur, No.2, 1974, pp.452-457.
- 1-7 P.G.Poletavkin, "Preheating of Air and Gases to 1500 C and Above in High Temperature Regenerative Heat Exchangers with Fixed Pebble Bed", Teploobmen v visokotemperaturnom potoke gaza, Vil'nos, MIITIS, 1972, pp.192-209.
- 1-8 大森敏二、他、「MHD発電用蓄熱式高温熱交換器の研究(その1)」、三菱重工技報、第10巻、1973、pp. 115-131.
- 1-9 今竹忠巳、他、「MHD発電用蓄熱式高温熱交換器の研究(その2)」、三菱重工技報、第10巻、1973、pp. 400-408.

- 1-10 T.Fukui, et al., "Corrosion Resistance of Refractory Materials for High Temperature Regenerators", Proceedings of the 5th International Conference on MHD Electrical Power Generation, Vol.1, 1971, pp.521-536.
- 1-11 D.P.Saari, "High Temperature and Intermediate Temperature Ceramic Oxidant Heaters for Open Cycle MHD", Proceedings of the 8th International Conference on MHD Electrical Power Generation, 1983, pp.112-119.
- 1-12 E.D.Doss, T.R.Johnson, M.Petrick and W.C.Redman, "Major Remaining Technical Issues in Coal-Fired MHD Technology", Proceedings of the 22nd Symposium on Engineering Aspects of Magnetohydrodynamics, 1984, pp.A:1-25.
- 1-13 Ju Zi-xiang, et al., "The Preliminary Experiments of the Coal-Preheated Air Combustion-Driven MHD Generation", Proceedings of the 19th Symposium on Engineering Aspects of Magnetohydrodynamics, 1981, pp.1.2.1-10.
- 1-14 V.R.Malghan et al., "Design, Material Selection and Microprocessor Control for Indian MHD Air-preheaters", Proceedings of the 22nd Symposium on Engineering Aspects of Magnetohydrodynamics, 1984, pp.9:6:1-15.
- 1-15 J.P.Azalbert, et al., "Theoretical Calculations on the Noble Gas Closed MHD Loop Fired with Fossil Fuels and First Experimental Results with this Scheme", Energy Conversion, Vol.10, 1970, pp.177-182.
- 1-16 C.S.Cook and K.M.Dickinson, "Argon Contamination Associated with Ceramic Regenerative Heat Exchangers for Closed Cycle MHD", Proceedings of the 16th Symposium on Engineering Aspects of Magnetohydrodynamics, 1977, pp.II.4.22-30.
- 1-17 J.H.Blom, et al., "Design of the Eindhoven 5MW Thermal MHD Blow Down Experiment", Proceedings of the 17th Symposium on Engineering Aspects of Magnetohydrodynamics, 1978, pp.H.4.1-6.
- 1-18 J.H.Blom, et al., "First Experiments with the Eindhoven 5MW Thermal MHD Blow-down Experiment", Proceedings of the 7th International Conference on MHD Electrical Power Generation, 1980, pp.102-109.

- 1-19 C.S.Cook, et al., "Evaluation of Technical Feasibility of Closed Cycle Non-equilibrium MHD Power Generation with Direct Coal Firing (Final Report for April 1,1976-March 31,1979)", FE-2238-T1.
- 1-20 S.Omori, E.S.Fleming and C.S.Cook, "A Direct Coal Fired Wet Bottom Ceramic Regenerative Heat Exchanger for Closed Cycle MHD", Proceedings of the 7th International Conference on MHD Electrical Power Generation, 1979, pp.379-384.
- 2-1 H.Martin, "Low Peclet Number Particle-to-Fluid Heat and Mass Transfer in Packed Beds", Chemical Engineering Science, Vol.33, 1978, pp.913-919.
- 4-1 A.Anzelius, "Über Erwärmung Vermittels Durchströmender Medien", Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, Vol.6, 1926, p.201.
- 4-2 W.Nusselt, "Die Theorie des Winderhitzers", Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Vol.71, 1927, p.85.
- 4-3 H.Housen, "Über den Wärmeaustausch in Regeneratoren", Technische Mechanik und Thermodynamik, Vol.1, 1930, p.219.
- 4-4 T.E.Schumann, "Heat Transfer : a Liquid Flowing Through a Porous Prism", Journal of Franklin Institute, Vol.208, 1929, p.405.
- 4-5 P.Razelous, "An Analytic Solution to the Electric Analog Simulation of the Regenerative Heat Exchanger with Time-Varying Fluid Inlet Temperatures", Wärme-und Stoffübertragung, Vol.12, 1979, pp.59-71.
- 4-6 A.I.Khandwawala and O.P.Chawla, "Digital Simulation of Counterflow Regenerator Two-Dimensional Model by Two Relatively New Techniques", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.2, 1980, pp.67-75.
- 4-7 P.J.Heggs, et al., "Prediction of a Dividing Line Between Conduction and Convection Effects in Regenerator Design", Transactions of the Institution of Chemical Engineers, Vol.56, 1978, pp.86-90.
- 4-8 G.P.Bahnke and C.P.Howard, "The Effects of Longitudinal Heat Conduction on Periodic-Flow Heat Exchanger Performance", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, 1964, pp.105-120.

- 4-9 P.J.Heggs and E.A.Foumency, "The Influence of Fluid Axial Heat Conduction on the Effectiveness of Counterflow Regenerators", *Regenerative and Recuperative Heat Exchangers (HTD, Vol.21)*, ASME, 1981, pp.79-86.
- 4-10 P.Razelos and M.K.Benjamin, "Computer Model of Thermal Regenerators with Variable Mass Flow Rates", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.21, 1978, pp.735-743.
- 4-11 A.Borns and A.J.Willmott, "Transient Performance of Periodic Flow Regenerators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.21, 1978, pp.623-627.
- 4-12 D.Handley and P.J.Heggs, "Momentum and Heat Transfer Mechanisms in Regular Shaped Packings", *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, Vol.46, 1968, pp.T251-T264.
- 4-13 A.G.Dixon and D.L.Cresswell, "Theoretical Prediction of Effective Heat Transfer Parameters in Packed Beds", *AIChE Journal*, Vol.25, 1979, pp.663-676.
- 4-14 D.R.Croft and D.G.Lilley, Heat Transfer Calculation Using Finite Difference Equations, Applied Sciences Publishers, London, 1977, p.106.
- 4-15 F.W.Schmidt and A.J.Willmott, Thermal Energy Storage and Regeneration, Hemisphere, Washington, 1981, p.347.
- 4-16 W.H.McAdams, Heat Transmission, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1954, p.173
- 4-17 矢木栄、国井大蔵、「充填層の有効熱伝導度に関する研究」、*化学工学*、第18巻、1954、pp. 576-585.
- 4-18 D.R.Stull, et al., JANAF Thermochemical Tables, 2nd ed., NDRDS-NBS37, 1971.
- 4-19 VDI-Wärmeatlas, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1974.
- 4-20 W.F.Merck, "On the Fully Developed Turblent Compressible Flow in an MHD-generator", Thesis Eindhoven University of Technology, 1971.

- 4-21 日本機械学会、伝熱工学資料、改訂第3版、1975、p. 134.
- 4-22 同上、p. 14.
- 5-1 H.Nishikawa, et al., "Development of a Very High Temperature Steam Heater", ASME Paper 78-WA/HT-2, 1978.
- 5-2 P.J.Heggs, L.S.Bansal, R.S.Bond and V.Vazakas, "Thermal Regenerator Design Charts Including Intraconduction Effects", Transactions of the Institution of Chemical Engineers, Vol.58, 1980, pp.265-270.
- 5-3 O.P.Chawla and A.I.Khandwawala, "Thermal Performance of Regenerators and Waste Heat Recovery", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.24, 1981, pp.1793-1800.
- 5-4 S.A.Asif and A.I.Khandwawala, "Improved Regenerator Performance by Carbon Dioxide Injection", Heat Recovery System, Vol.2, 1982, pp.273-281.
- 5-5 P.J.Heggs and K.J.Carpenter, "The Effects of Packing Material, Size and Arrangement on the Performance of Thermal Regenerators", Proceedings of 6th International Heat Transfer Conference, 1978, pp.321-326.
- 5-6 H.Hausen, Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom, 2nd ed., Springer-Verlag, Berlin, 1976.
- 5-7 文献[4-15]の340ページ.
- 6-1 S.Ergun, "Fluid Flow Through Packed Columns", Chemical Engineering Progress, Vol.48, 1952, pp.89-94.
- 6-2 文献[4-15]の342ページ.
- 6-3 R.E.Hicks, "Pressure Drop in Packed Beds of Spheres", Industrial and Engineering Chemistry. Fundamentals, Vol.9, 1970, pp.500-502.
- 6-4 R.H.Perry and D.W.Green (Editors), Perry's Chemical Engineers' Handbook, 6th ed., McGraw-Hill, New York, 1984, p.5-53.
- 6-5 M.Leva, "Pressure Drop Through Packed Tubes (Part 1. A General Correlation)", Chemical Engineering Progress, Vol.43, 1947, pp.549-554.

- 6-6 化学工学協会編、化学工学便覧、改訂第三版、1968、p. 134.
- 6-7 P.C.Carman, "Fluid Flow Through Granular Beds", Transactions of the Institution of Chemical Engineers, Vol.15, 1937, pp.150-166.
- 6-8 Y.Okuno, et al., "Comparative Studies of the Performance of Closed Cycle Disk MHD Generators Using Argon, Helium and Argon-Helium Mixture", Journal of Energy Conversion and Management, Vol.25, 1985.
- 7-1 H.Yamasaki, et al., "Effects of Impurities and Gas Temperature on Closed Cycle MHD Generator with Fully Ionized Seed", Proceedings of the 19th Engineering Aspects on Magnetohydrodynamics, 1981, pp.7.4.1-5.
- 7-2 A.B.Hart, G.C.Gardner, W.D.Halstead, J.W.Laxton and D.Tidy, "Some Factors in Seed Recovery", Proceedings of the International Symposium on Magnetohydrodynamic Electrical Power Generation, 1968, No.89.
- 7-3 小杉哲夫、「質量分析法によるカリウム化合物の熱解離反応の検討」、工業化学雑誌、73巻、pp. 148-154.
- 7-4 H. von Wartenberg and Ph.Albrecht, Zeitschrift für Electrochemie, Vol.27, 1921, p.162.
- 7-5 C.Kröger and J.Stratmann, Glastechnische Berichte, Vol.34, 1961, p.311.
- 7-6 A.S.Michaels, "Simplified Method of Interpreting Kinetic Data in Fixed-bed Ion-exchange", Industrial and Engineering Chemistry, Vol.44, 1952, pp.1922-1930.
- 7-7 Isothermal Data Sheet No.24, Union Carbide International Company.
- 7-8 戸根弘人、「高温ガス炉における水素ゲッターとしてのチタン」、チタニウム・ジルコニウム、25巻、1977、pp. 167-178.
- 7-9 Isothermal Data Sheet No.22, Union Carbide International Company.

- 8-1 森康夫、大竹一友、松長義則、「アルミナ表面分解反応および2段燃焼によるNOの低減法」、
日本機械学会論文集、45巻、1979、pp. 1549-1556.
- 8-2 日本機械学会技術資料、燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法、1980、p. 50、51.
- 8-3 D.W.Marquardt, "An Algorithm for Least-Squares Estimation of
Nonlinear Parameters", Journal of the Society for Industrial
and Applied Mathematics, Vol.11, 1963, pp.431-441
- 9-1 文献[4-21]の302ページ.
- 9-2 J.C.Burke, B.L.Buteau and W.M.Rohsenow, "Analysis of the
Effect of Blade Cooling on Gas-Turbine Performance",
Transactions of the ASME, Vol.78, 1956, pp.1795-1806.
- 9-3 黒沢優、乾泰二、「コンバインドサイクル」、火力原子力発電、32巻、1981、
pp. 169-177.
- 9-4 W.M.Rohsenow, "Effects of Turbine-Blade Cooling on
Efficiency of a Single Gas-Turbine Power Plant",
Transactions of the ASME, Vol.78, 1956, pp.1787-1794.

謝辞

私が助手として、塩田教授の研究グループに加わったのが、5年前の昭和55年でした。その当時、研究室では、衝撃波管を用いた実験によって、クローズドサイクルMHD発電を実現させる上での最大の障害の一つであった、発電機内のプラズマの電離不安定の抑制に成功していました。そして、研究を次のステップへと進め、発電時間をms e cのオーダーから、秒～分のオーダーの時間にまで引き伸ばして、より長時間での発電の実証をしなければならない、ちょうど一つの過渡期にありました。

そこで私が、塩田教授からいただいた研究テーマが、本論文で扱った、蓄熱形高温熱交換器の研究でした。研究を開始した当初は、私自身はもちろん、研究室としても、この分野での経験は皆無に等しく、試行錯誤の繰り返しでした。そしてとにかく熱交換器を試作してみようということで、東芝（株）の協力を仰ぎながら作り上げたのが、小型のモデル熱交換器でした。このモデル熱交換器の運転を通して、高温を得ることの難しさ、希ガス中への不純物分子の混入防止の難しさなどを体得することができたことは、研究を前進させる上で貴重な経験となりました。

この経験を生かして設計・製作されたF u j i - 1高温熱交換器でしたが、満足できる性能が得られるようになるまで、やはり、2年間を要しました。この間、実験、改良を繰り返したわけですが、その経験を通じて、小型の装置ではわからない、大型装置特有の利点と欠点とを知ることができたことは、今後の、研究を考えた場合、やはり貴重な経験であったように思います。

世界的にもあまり例がない、2000Kを越える高温熱交換器という、非常にチャレンジングな研究テーマを与えてくださり、この5年間、研究の方向づけから研究費の工面まで、常に暖かいご指導、ご援助をいただいた塩田進教授には、心から感謝したいと思います。それから柗島成治助教授、山岬裕之助教授には、研究上の助言とともに、実験装置を実際に動かし、改良を施していく過程で、様々のご援助をいただきました。ここに改めて感謝したいと思います。また、原田信弘助手、木藤久美子技官にも、実験装置の運転、データの収集を手伝っていただき、大いに助かりました。

次に、モデル熱交換器の最初の設計からご協力いただいた横田俊一氏、石村真文氏、また、F u j i - 1高温熱交換器の運転や改造に直接ご協力いただいた松谷欣也氏、佐々木高士氏の東芝（株）の各氏に対しても、感謝の意を表したいと思います。

それから、モデル熱交換器の製作・運転を手伝ってくれた山田正彦君（東芝）、岡村哲至君（D2学生）、F u j i - 1高温熱交換器の運転・計測を手伝ってくれた梶山博司君（国鉄技研）、島田秀顕君（M2学生）、松原弘直君（M1学生）、閉ループ実験装置の運転・計測を手伝ってくれた大山公人君（東京電力）、遠藤尚樹君（M2学生）、第5章で用いた熱交換器の計算コードを開発してくれた福田宏君（日立製作所）の各君に対しても感謝したいと思います。