

原子力製鉄用熱交換器開発上の問題点

石 谷 清 幹

大阪大学工学部 西 川 栄 一

西 堂 紀 一 郎

§ 1 はじめに

ガス冷却炉は開発が進んで原子炉出口冷却材温度が次第に高くなり、最近のガス冷却炉では800°Cのガスが得られており¹⁾、ここ数年のうちに1000°Cレベルに到達が可能といわれている。このため、これを熱源とする、事業用発電プラントの熱効率が従来の軽水炉利用の場合よりも高くなるだけでなく、製鉄用をはじめとする種々のプラントの熱源として利用する可能性が広がり、高温ガス冷却炉が急激に脚光をあびてきている。いずれの目的に利用するにしても、原子炉を冷す高温冷却材(1000°Cレベルの高圧Heガス)を熱源として、他の媒体を加熱する熱交換器が必要となる。このような高温かつ大容量の熱交換器は在来の工業装置ではほとんど例がなく、新しく技術開発を要請される重大な問題点である。

以下では原子力製鉄向けの高温熱交換器開発上の問題点を解説してみたい。実は加熱流体に原子炉一次冷却材を使用する高温大容量熱交換器に関する資料は、実績でも実験でもほとんど見当たらない現状なので、伝熱学上の常識にしたがった一般論となってしまうことをお断りしておきたい。

§ 2 原子力製鉄向け高温熱交換器

製鉄に原子力を利用する目的のひとつは、大量に必要な強粘結炭資源が乏しいため、これの使用をなるべく減らすことにあり、将来は溶鉱炉方式をなくしてコークス不要の製鉄方式に切りかえることが展望されている。

現在コークスは還元剤と熱源の両目的に使用されているわけであるが、後者の役割を減らしてやればコークスの消費量は減少するし、還元剤だけが必要となる場合はべつに強じんなコークスでなくてもよいから、通常の化石資源を広く利用できることになる。

現在ではこの中間的な方式が検討され、次第にコークス消費量は減少しつつあるようであり、鉄鉱石を中間処理して還元ペレットにし、これと高温の還元ガスを接触

させて還元を完了させる方法が種々検討されている。このやり方は最終的にはコークスを使用せず、完全に高温還元ガス(1200~1300°CレベルのCOガス)のみで製鉄する方法の展望につながるものであろう。これにいたる中間段階には種々の方法があり、それによって所要還元ガス温度も500°Cレベルから様々に変化することになる。

この現状をみると、一口に原子力製鉄用熱交換器といっても、実施される製鉄方式によって所要の温度レベルは様々で、1200°Cあるいは1300°Cという高温熱交換器は最終段階に位置しているように思われる。

さて製鉄用熱交換器の役割は、還元ガスを作るための熱源用、鉄鉱石を還元ペレットにするための熱源用、最後に還元ガスを所要の温度に加熱するための熱源用などがあり、それぞれ違ったタイプのものが要請されるであろうが、温度的には最後のものが一番厳しいので、ここでは単純に、還元ガス(H₂, CO, あるいはH₂とCOの混合ガス)を原子炉からのHeガスで加熱する熱交換器について考えてみる。

§ 3 還元ガス温度800°Cレベルまでの熱交換器

上述したように、いずれは1200°C~1300°Cレベルの熱交換器を考えねばならないとしても、還元ガス温度が1000°C以下でも利用価値は考えられる。現実のHTG附属高温熱交換器としては、発電用に175気圧、540°Cの蒸気を100 t/h発生し、かつ42気圧の蒸気を540°Cまで再熱するものが発表されている。製鉄分野でも熱風炉は700~800°Cレベルをあつかう大形熱交換器であるし、ほかならぬガス冷却炉もこの程度の温度なら実績十分である。また熱交換器ではないが、ガスタービンプラントも800°C程度のガスを大量にあつかう。したがって還元ガス温度800°Cレベルの熱交換器であれば、うえのような実績をふまえて検討すれば具体性は大きい。よってこのあたりの温度レベルで、Heによって還元ガスを加熱する熱交換器の寸法など、基本的な性格をみてみよう。

ふつう考えられる熱交換の方式は大別して、高温媒体

と低温媒体の間に伝熱面を設ける隔壁形熱交換器と、隔壁をもうけない再生形熱交換器の二つに分かれる。ここではまず隔壁形を例にとって検討する。

3.1 隔壁形熱交換器の寸法に対する試算

以下の数値を計算の基準におく。

- 交換熱量 100MWt
- 加熱流体 He 入口/出口 温度 850°C/400°C
圧力 10~50 kg/cm²a
- 被加熱流体 CO 圧力は 5 kg/cm²a 温度は変数として扱う

He の温度はたとえば発電プラントとの結合を考えるならば、出口温度はもっと高くなるであろうが、いまは入口温度850°Cと低く考えるので、熱交換器をでた He はそのまま原子炉に帰すと考える。圧力は最近の HTGR の実績では 10~30 気圧程度である。製鉄用還元ガスはこの程度の温度なら H₂ と CO の混合ガスであろうが、見当をつけるだけの計算であるから、簡単のため CO のみを考えることにする。

熱交換器内の温度分布は図6のようであり、同図の定義にしたがえば、交換熱量Qは、

$$Q = K \cdot S \left(\frac{d_1 - d_2}{\log d_1 / d_2} \right) \text{kcal/h} \quad (1)$$

ここで、K：熱貫流率 kcal/m²h°C、S：伝熱面積、m²。このKは三つの部分、すなわち隔壁両側の熱伝達率と管壁中の熱伝導率とから成っており、

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta w / \lambda w + 1/\alpha_2} \quad (2)$$

ここで α_1, α_2 ：熱伝達率 kcal/m²h°C、 λw ：隔壁の熱伝導率 kcal/m h°C、 δw ：隔壁の厚さm。隔壁の形には種々のものがあるが、ここではもっとも一般的な、多管形で、ガスが管軸に直交して流れる形式を考え、 α_1 を管外、 α_2 を管内の熱伝達率とする。使用する管を外径内径 30/25 mm として、以上の条件で α_1, α_2 のオーダを図1のようである。図1 a は管外に He、管内に CO を流す場合、図1 b は逆の場合である。図1 a では管内側の熱伝達率 α_2 が管外側に比して非常に悪い。図1 b では両者は大体同じ値であるが、He 圧力を上げると管内側が逆にどんどん大きくなる。いずれの場合も式(2)で求める熱貫流率の値は大差ないが、後述する理由で、He を管内に、CO を管外に流した方が都合が良いので、これにしたがって図1 b を利用し、また管壁熱抵抗 $\delta w / \lambda w$ を 1/3000 m²h°C/kcal として、100MWt の熱交換器の容積の見当をつけてみると図2のようである。図2は CO を 200°C で熱交換器に入れ、800°C で取り出すとし、円管を管外径の1.5倍のピッチで並べた場合である。この場合ガス流速を保持する必要があるので、熱交換器

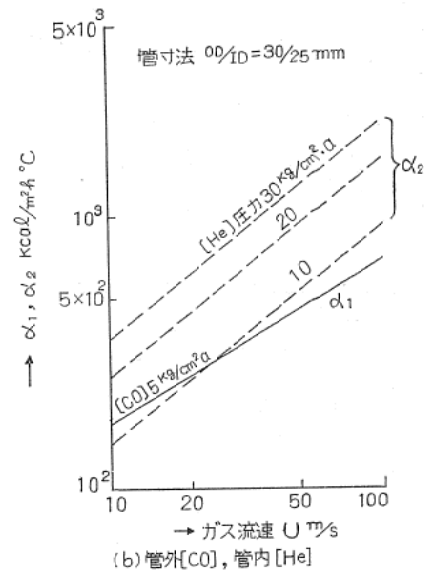
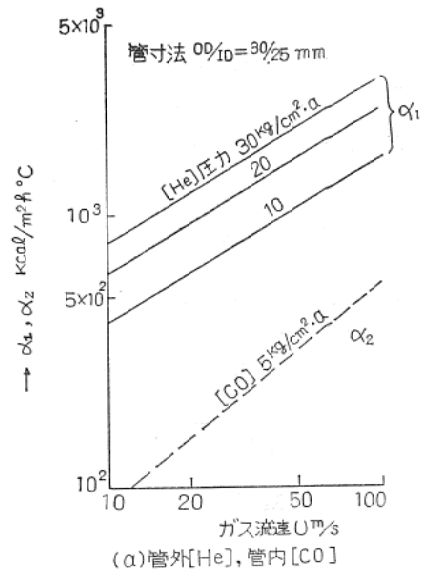


図1 多管形熱交換器における熱伝達率のオーダ (ガス流方向が管軸に直角な場合)

の形は自由にならず、円筒形を仮定すると高さや直径は図3のようになる。これで Gas-Gas 多管形にした場合の熱交換器の大体の大きさの見当がつく。図にみるように He のガス流速、圧力をあげるほど熱交換器の大きさは小さくなり、形は胴長になっていく。

付言しておけば、図6に示す高温側低温側両流体の温度差 d_1, d_2 は効率上なるべく小さい方が望ましく、次節に述べるようにあまり自由にとれない値である。このため使用する流体の流量は熱交換容量によって大体決ってしまう。したがって今考えている両流体が Gas の場合、物性値は大差ないので、流体の体積流量は図4に示すようにオーダ的に大差ないものとなる。多管形の場合

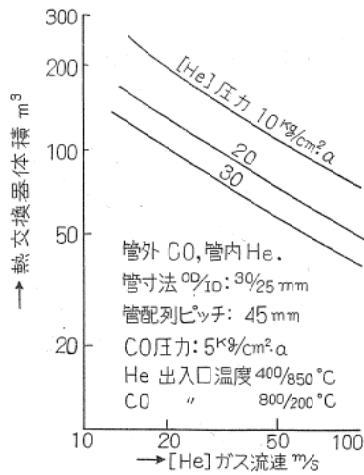


図2 100MWt 多管形熱交換器の容積のオーダー

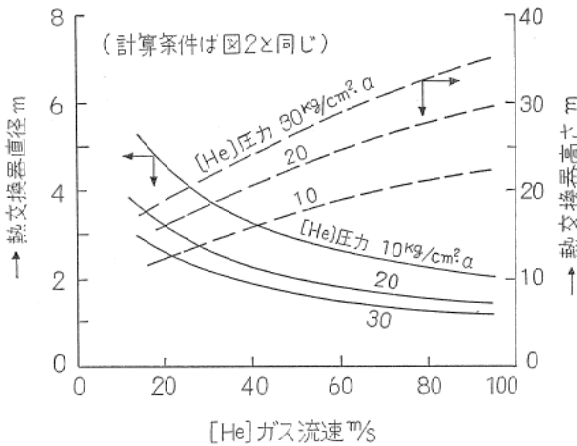


図3 100MWt 多管形熱交換器の直径と高さのオーダー

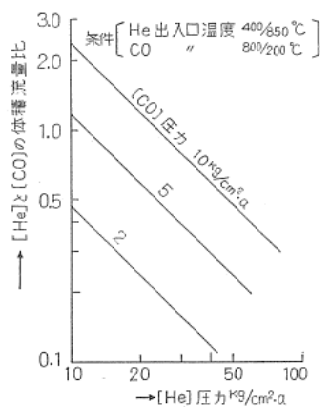


図4 熱交換器内の He と Co の体積流量比

管内流路断面積は管外のそれに比して小さく、体積流量比の値で熱交換器の構造は制限されることが多い。したがってこの値はできるだけ小さい方が構造設計の際自由度が大きくなる。今の場合 He の圧力を高くすることが

この方向に沿うし、加えて熱伝達率が圧力と共に増加するのでますます都合がよい。ここで多管形熱交換器は図7Cのような形を想定している。

3.2 隔壁形熱交換器容積のコンパクト化

隔壁形を考える場合、容積のコンパクト化を図るには(1)式をみてわかるように、熱貫流率を上げるか、熱交換器の単位体積あたりの伝熱面積を増すことによって全体の伝熱面積を確保するか、それとも温度差を上げるか、の方法をとらねばならない。

熱貫流率は平滑管を使用する場合、上の計算の過程でわかるようにガス流速を上げることと、物性値を変える(ガスの種類、温度条件が決まっている場合は圧力を変えることに帰着する)ことになるが、これは熱交換器や伝熱管の強度と所要動力の兼ねあいで行ってくる。その他には平滑管をやめてフィン付管を使うことで、管外につけるものと、管内に伝熱特性をあげるプロモータをつけるものとあるが、これらは同時に単位体積あたりの伝熱面積を増すことにもなる。管外にフィンをつけることは比較的容易で、図1bでわかるように、Heを管内に流し、かつ圧力を上げた場合熱抵抗の大きな部分は管外側となるので都合がよく、管外にフィンをつけることの効果はある程度期待できる。管内にプロモータ(種々のものが提案されている。図5²⁾に例を示しておく。)をつけるのは管外に比してコスト的に困難であり、数値的にも大巾な増加は望めない。

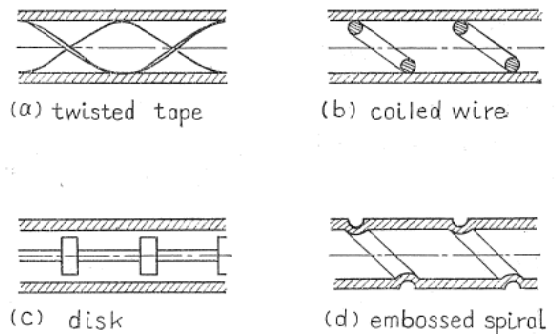


図5 管内伝熱特性を上げる為のプロモータの例²⁾

管外に He、管内に CO を流す場合は、管内側熱伝達率が圧倒的に悪く、伝熱的な改善の余地が少ないばかりでなく、流路面積の少ない方に体積流量の多い CO が流れること、圧力の高い He が管外になることで技術的にも困難性ははるかに大きくなる。

熱交換器単位体積あたりの伝熱面積を増加するには、できるだけ細い伝熱管をつかうことと、フィン付管を利用する方法がある。フィン付管を使う場合、同じく図1bにみるように、 α_1 と α_2 にかかなりの差があるとしても、たとえばガス冷却炉の蒸気発生器のようなオーダ的

な差のあるものと比較すれば小さなもので、限界がある。

温度差に関しては、コンパクト化よりもむしろ温度条件で決ってくるのが普通で、コンパクト化の議論の対象には今の場合ならぬであろう。温度差と所要伝熱面積との間には図6のような関係があり、温度差を大きくすれば熱交換器は小さくなるが、それだけ熱源の有効利用

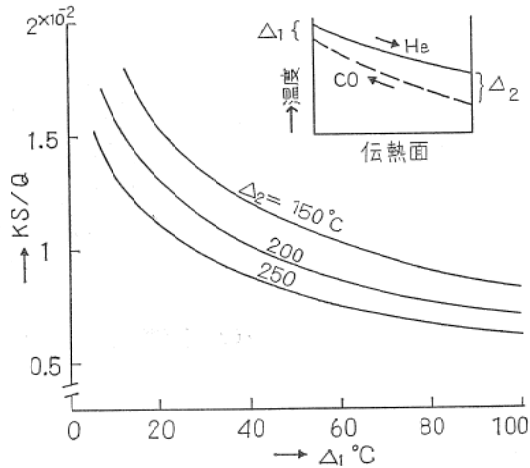


図6 両流体間の温度差と所要伝熱面積の関係

率は減少する。通常はできるだけ温度差を小さくするのがよく、それだけ高温が得られるが、その値は熱交換器の容積増大によるコスト増加とのかねあいで決ってくる。4t 20°C程度は在来の熱交換器でもめづらしくない。

以上のように Gas-Gas 隔壁形では、コンパクト化はそれほど大巾に期待できず、オーダとしてはやはり図3の程度を考えておかねばならないだろう。Gas-Gas でなく、液体の中間熱媒体をおいた場合、コンパクト化はもっと期待できるが、それでも隔壁が耐熱材料であることを考えると大きなものは期待できない。しかもこの場合熱交換器が二つ必要になるから、かえって不経済となることも十分予想される。

3.3 伝熱面材料

材料に関しては筆者らの専門外でもあるし、他にもあつかわれている²⁰⁾ので、少しふれるに止める。

耐熱合金とセラミック材が考えられるが、原子炉からの He ガスであるため、とくにその純度と漏洩に対する考慮を払わなければならない。セラミック材を使用する場合はこの点を考慮すると、温度よりもむしろ工作上種々の問題点があるだろう。セラミック材伝熱管のとりつけや接続なども、たとえば図7²¹⁾に示すように色々工夫されこの方面の研究も進みつつあるが、漏洩対策は極めて困難な問題といわねばならない。さらに強度の面も考えると、セラミック材自身伝熱特性が悪いし、漏洩対策上管内外の圧力差は前節で検討したほど大きくとれな

いと思われるから、熱交換器全体の伝熱特性はかなり悪くなり、上で述べたよりもっと図体の大きいものとな

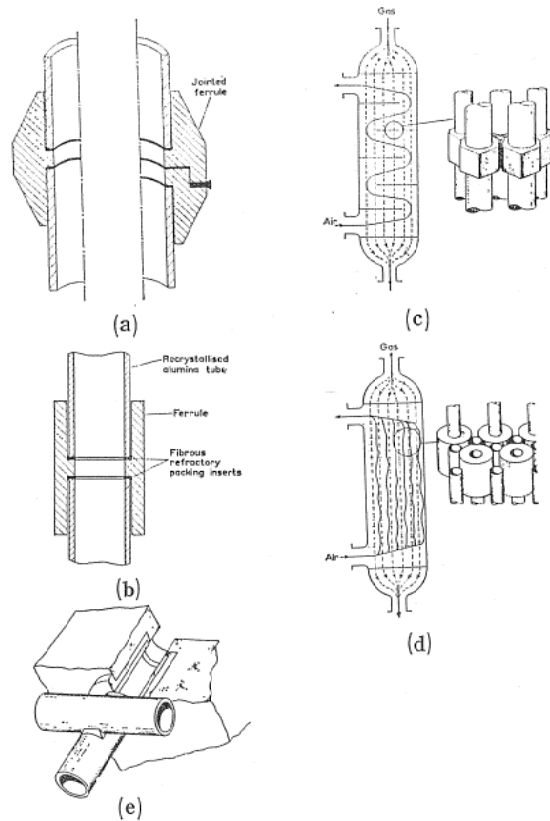


図7 セラミック伝熱管の接続 (a, b) 配列 (c-e) に対する工夫の例(b)。

るだろうとくに、次節で少し述べるような変動力の問題なども考慮すると、セラミック材の使用は本章で考えているような温度範囲ではあまり特策でないように思われる。

耐熱合金の方は、他の分野の使用実績も利用できるし、He の漏洩対策、工作上の問題、伝熱特性を考えると、800°C レベルの熱交換器であれば、セラミック材よりもずっと有利なように思われる。

3.4 管外流れによる振動

この種の熱交換器は、重い気体がかなりの高速で流れ、しかも大形であり、それに比して管はなるべく細い方がコンパクトとなる。このような場合流体力学上重視しておく必要のある特別な問題として、管外流れにより、伝熱管に加わる変動力の問題がある。これは管群の場合でもカルマンうずが生じることによっておこるものである²²⁾。とくにカルマンうずによる流れの変動周期が管群中の気柱あるいは管自身の固有周期と一致して共振現象を起す場合は劇甚な事故を伴うが、このような共鳴といった特別の危険状態に入らなくても、重いガスが高速で流れるため、定常的にも伝熱管にかなりの周期的な変動力が加わっている。筆者らの測定したデータの一例を紹介す

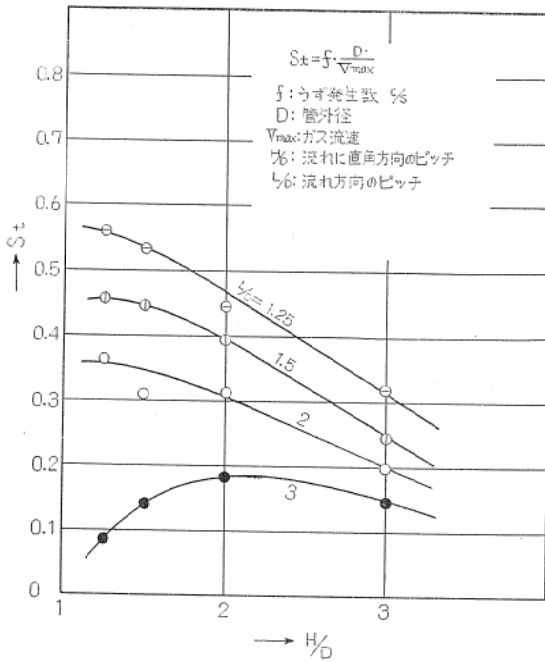


図8 直交流管群におけるカルマンうず発生数(千鳥配列)

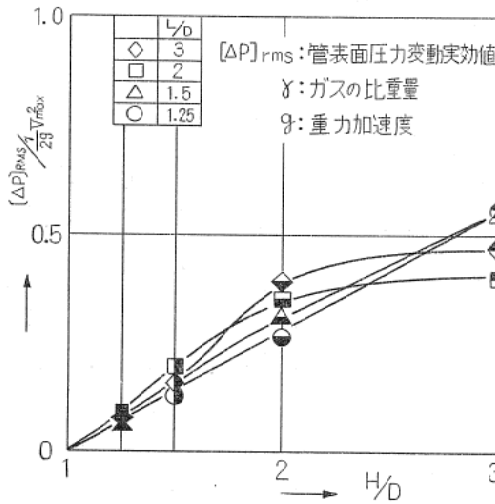


図9 直交流管群における管表面の変動圧力係数(千鳥配列)

ると、カルマンうずの発生数に関しては図8、変動力については管の表面圧力の変動で示すと図9のようである。

変動力も図9と同程度のオーダーとみてよいが、かかる変動力が数百から千サイクル程度で常に管に加わっていることになる。この種の熱交換器の設計に際しては、静的な強度だけでなく、かかる流体による変動力の諸影響をも十分に考慮しておく必要があるだろう。

以上隔壁形熱交換器についてごく基本的なことを検討してきたが、隔壁のない再生形熱交換器に関しては、一番の問題点はやはり He の純度と漏洩に関するものであろう。これの対策の困難性を考えれば、本章で考えている 800°C レベルの熱交換器としては隔壁形の方が具体性があると思われる。ただ再生形では熱風炉で実績と経験が豊富であるから、漏洩問題に対する解決法さえ見通しがつけば、この技術を十分に生かせるのではないだろうか。

§4 温度1000°Cレベルの熱交換器

かかる高温範囲になると、金属材料は画期的な材料でも開発されない限り使用に耐え得ないであろうし、セラムミック材は前章で述べたと同様の困難性がより厳しくのしかかってくるので、隔壁形熱交換器を考えることは困難で、当面は再生形熱交換器を想定して検討していかねばならないだろう。しかしながらこのような熱交換器になると、実物規模の実績は皆無といっても過言ではないし、提案されている熱交換器の形態もアイデアの域を出ない現状にある。

ここで考えているよりもずっと高い温度レベル(2000~2500°C)で、加熱流体も空気であり状況も違っているが、MHD の分野で種々の熱交換の方式が提案されている。ここでは文献6)に述べられているこれらの熱交換方式について、以下に紹介しておくことにしよう。

4.1 考えられる熱交換方式

熱交換方式を分類してみると図10のようである。これらの方式の高温における場合の問題点については表1のようにまとめられている。图中、Conversion といがあるが、これは熱交換とは少し意味が違い断熱圧縮による昇温、化学反応による反応熱を利用するような方式

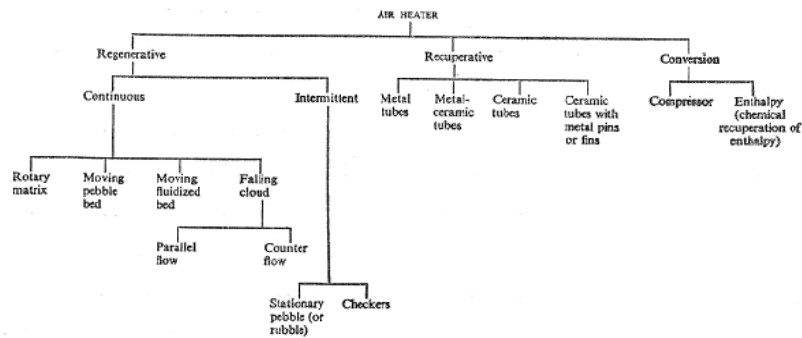


図10 熱交換方式の種類⁶⁾

表1 各熱交換方式の高温における問題点⁶⁾

Regenerative						
Rotary matrix	Moving Pebble bed	Moving fluidized bed	Falling cloud (parallel flow)	Falling cloud (counter flow)	Checkers	Stationally pebble
<ul style="list-style-type: none"> ○高温での可動部分あり ○漏洩防止困難 ○matrixに不純物が付着する 	<ul style="list-style-type: none"> ○Gasの圧力損失大 ○Pebble輸送が困難 	<ul style="list-style-type: none"> ○左同 ○工業的応用例がない 	<ul style="list-style-type: none"> ○熱媒体循環速度が大きい ○熱媒体の噴霧技術が困難 ○ガスの圧力損失大 ○二段式となる ○ガス流速が大 	<ul style="list-style-type: none"> ○左同 ○但し、これではガス流速が遅い 	<ul style="list-style-type: none"> ○図体大 ○作業が間けつた ○matrix材料は過酷な条件下にある ○制御系困難 ○切りかえ弁困難 	<ul style="list-style-type: none"> ○左同 ○ガス圧力損失が大きいから、形が平面的になる
Recuperative				Conuersion		
Metal tubes	Ceramic tubes	Matal-ceramic tubes	Ceramic tubes with metal pins or fins	Compressor	Enthalpy	
<ul style="list-style-type: none"> ○高温材料が非常に高価 ○材料があっても、加工、建設が困難 	<ul style="list-style-type: none"> ○高い圧力差に耐えられない ○漏洩対策困難 ○高温材料がまだ不安定 	<ul style="list-style-type: none"> ○左同 ○Metalとceramicの継ぎ目が困難 ○各セクションへの温度分布制御困難 	<ul style="list-style-type: none"> ○左同 ○材料が高価 	<ul style="list-style-type: none"> ○熱損失が大きすぎる 	<ul style="list-style-type: none"> ○建設費が高い ○プラントは燃焼部分を含む 	

をさす。隔壁形 (Recuperative) は前章でも述べたが、管材として金属単体、セラミック単体だけでなくその中間的なものも示されている。再生方式 (Regenerative) のうち切りかえ方式 (Intermittent) は熱風炉の形式に相当する。図10に示されている方式の特徴的なものの略図を図11に示しておこう。

Regenerative のうちの連続方式 (Continuous) には色々あるが、Moving pebble bed, Moving fluidized bed の方式は、原子炉でもたとえば AVR の“タドン”燃料循環方式で採用されている。Falling cloud というのは図11, d, e に示すように、熱媒体にスラグ (MHD は溶融塩の K_2SO_4 や石炭アッシュが考えられている) を使って、これをガスと直接接触させる。熱交換は二段構えとなるが操作は同じことである。この方式は高温熱交換器としては特徴があり、MHD でも最も有望視されているようである。この方式は、

- 熱交換過程が二段構えではあっても連続的であること。
- 基本的な構造が簡単であるから、容積が大きくなることはあっても、漏洩、強度に関する困難性が他の方式に比して少ないと予想されること。
- 熱媒体の選択によっては全操作を流体状態で扱い得

る可能性のあること。

などの理由で筆者らも最も興味がひかれるので、この方式の問題点についてもう少し述べてみよう。

4.2 液体噴霧を利用する再生形熱交換器の問題点

さてこの方式の熱交換器の設計に際しては、つぎのような基礎的な研究項目が存在する (文献 6))。

- 熱媒体の噴霧、高温での噴霧 (熱媒体から還元ガスへの二次熱交換部) はそのサイズと分布が熱交換器の寸法を決定する。
- 熱媒体を輸送する機構
- 熱交換部での熱および物質移動
- 熱交換室の内面形状
- 固体化した粉体の運搬

このうち e は、MHD では $2000^{\circ}C$ 以上という高温レベルであるから、 K_2SO_4 や石炭アッシュなどが熱媒体の対象となるために生ずる問題と考えられるが、今の場合 $1200\sim 1300^{\circ}C$ 程度であるから他の熱媒体たとえば液体金属 (Na, K 系は沸騰過程が入るから駄目だとしても、融点が $100^{\circ}C$ 程度、沸点が $1600\sim 2000^{\circ}C$ 程度というものがある) などを考慮すれば、全システムを液体過程で扱うので、さげられる問題点と思われる。適当な熱媒体を見つけることが重要な問題となる。bについては、一次

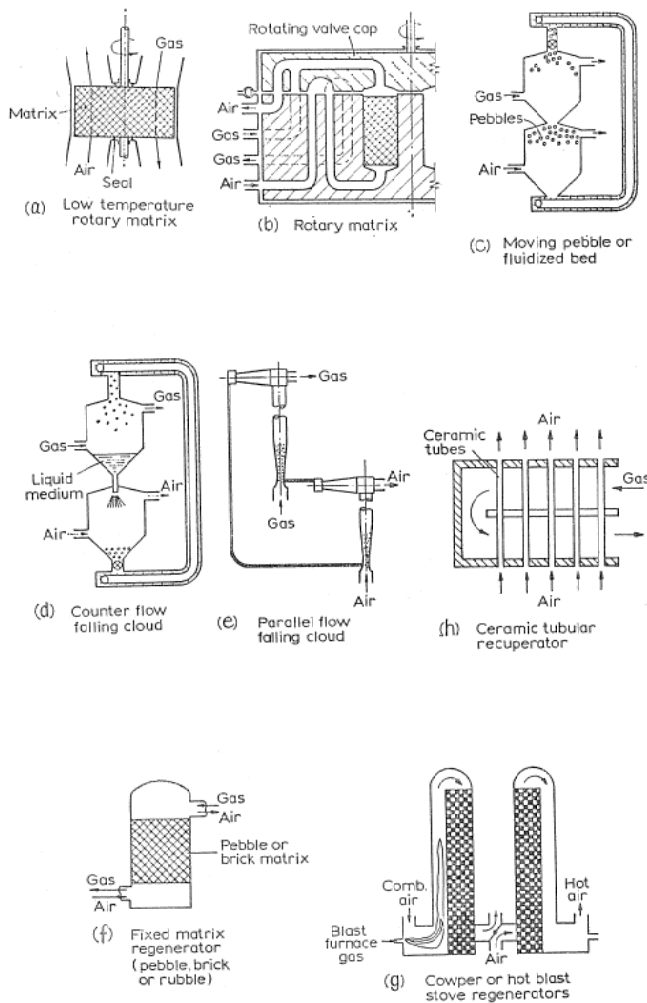


図11 種々の熱交換方式の概略⁶⁾

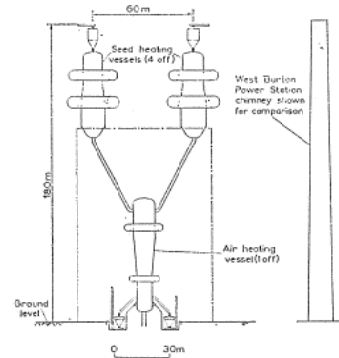
熱交換器 (He から熱媒体) から二次交換器 (熱媒体から還元ガス) への輸送は高温であるが、ここでは He と還元ガスの運転圧力を接近させておき、適当な抵抗を与えた流路を作ってやれば輸送の必要はない。二次熱交換器から一次熱交換器への輸送は低温であるし、液体であれば困難な問題はない。残る、a, c, d, は工作上、構造上の技術問題ではなく、伝熱特性、流体力学的特性に関する問題であり、十分なデータの堆積を要する分野のものであり、困難ではあっても、明らかにし得る問題であろう。

これらの問題点の中では、熱交換器頂部から、熱媒体を適当な大きさの液滴から成る噴霧にする必要があり、この噴霧器に関する問題が重要であろう。さらに原子炉用としてとくに加わる重大な問題点は、熱交換過程を終って出ていくガス中に混ざる熱媒体蒸気の分離であり、これに対する解決策が必要である。

これらの具体的な問題点に対して、MHD 関係では模形実験や研究が積み重ねられつつある。

4.3 予想される液体噴霧再生形熱交換器の大きさ

なおこのような問題点が解決して熱交換器ができて、液体スラグの“噴霧”は熱交換器内での体積占有率が小さいので、熱交換器の図体は随分大きいものになると予想される。同じ文献 6) で MHD 発電容量 2000 MW (この場合熱交換器容量は約 550 MWt とする) のものについて試算された一例を示すと図12のようである。図



仕様 MHD出力 : 2,000MW
 熱交換器容量 : 550MWt
 空気出入口温度 : 1200/450°C
 ガス出入口温度 : 1315/1817°C
 空気圧力 : 8atm
 ガス圧力 : 1.2atm
 熱媒体 : K₂SO₄

図12 MHD 用液体噴霧再生形熱交換器の予想図⁶⁾

12はここで考えているものと条件が全然違うので、もう少し近い条件で、同文献に述べられている計算式、方法を参考にして熱交換器の図体の見当をつけてみた。熱交換器の形は図11 d のようであり、熱媒体はポンプで循環させるとする。計算条件は以下のとおりである。

交換熱量 : 400 MWt

加熱ガス : He, 被加熱ガス : CO

熱媒体 : NaK (他の熱媒体、たとえば液体金属の試算もやりたかったが、物性値がわからないので NaK をとりあげる)

熱媒体の噴霧粒径 : 0.8 mm

熱交換器内圧力 : 10, 20, 30 kg/cm²a

温度条件 (°C),

	(a)	(b)	(c)
He 入口, 出口温度	1000/500	1050/550	2000/700
熱媒体出口, 入口温度	900/400	1000/500	1000/500
CO 出口, 入口温度	800/300	950/450	800/300

計算結果は表 2 に示すようであり、かなり大きなものになることはさげられないようである。これだけの巨大な構造物の中で高温を維持するためには構造上格段の工

表2 400 MWt 液体噴霧再生形熱交換器の予想される大きさ (計算条件は本文参照)

熱流方向	温度条件	熱交換器内圧力 (kg/cm ² a)						
		10		20		30		
		直径(m)		直径(m)		直径(m)		
		10	20	10	20	10	20	
熱交換器高さ (m)	He	(a)	27	6.7	13	3.3	8.8	2.2
		(b)	54	13.4	26	6.6	17.6	4.4
	Nak	(c)	13.5	3.8	6.5	1.7	4.4	1.1
		(a)	115	29	58	14.4	38	9.5
	Nak ↓ CO	(b)	230	58	115	29	76	19
		(c)	58	14.5	29	7.0	19	5.0

夫が必要なことはいうまでもない。

§5 むすび

原子力製鉄用熱交換器ということで、ごく大まかな所を述べてみたが、とくに1000°Cレベルの熱交換器では実績がなく、その形態さえも決め得ない現在、具体的な構想をたてることはできないというのが正直なところであろう。はじめにも述べたように、製鉄用を考えるならば、1000°C以下で考えても可能なのであるから現有の技術でここに合う還元ガス温度レベルを設定し、その具体化を基礎にして一歩ずつ高温化の道を進むといったような戦術が必要なのではなからうか。

なお製鉄に原子炉を利用するというについては経済性の面からの別の観点の検討も要請される。すなわち、技術問題が解決されて熱交換器が製作可能となったとしても、熱交換器単体だけでもここで検討してみたように非常に大きなものとなると考えられ、高度の技術を動員した大規模なプラントが在来の製鉄プラント中へ介入してくることになるから、原子力製鉄プラントの製造コストは在来方式に比して極めて大きなものになると予想される。この点を考慮するなら、単に従来の製鉄工場の熱源部分を原子力で置き換えることだけで熱交換器を考えていても、経済性の面で駄目になるかもしれない。だから熱交換器の目的をもっと広げ、たとえば発電用熱交の目的も同時に果すような熱交換器のシステムとし、製造コストの分担を図るようなことを考えることも必要であろう。この場合には熱交換器の形式もかなり違ったものになると予想される。

例えば都市塵埃焼却炉の発達史をみるに、当初は発電など一切考えずにもっぱらゴミだけ焼くことを目的とし

て耐火煉瓦壁を有する焼却炉がつくられてきたが、炉壁としては発電用ボイラと同様の水壁構造とするのが最も信頼性高くかつ建造コストも安いところから、たとえ発生蒸気を発電用に利用しない場合でも水壁構造とするのが有利である。その発生蒸気のエネルギーをころすには特別な装置を必要とするから、ここにも確立されたタービン技術を応用して送風機をまわしたり発電したりするのが信頼性上最も有利である。製鉄用熱交換器はその図体の巨大なこと都市塵埃焼却炉の比ではないから、その構造体を構成するには煉瓦壁構造がきわめて不利なことは目にみえている。だから器壁はボイラ蒸気管で冷却される水壁構造とするのが最も有利である。この場合には熱源としてのヘリウムの熱により高温還元ガスのみならず高温高圧蒸気もとれることになるから、その蒸気でターボ圧縮機をまわすなり発電するなりすることがコスト的にも信頼性の上からも最適と思われる。つまり単純な熱用でなく熱と動力の両用の原子力プラントとしてはじめから計画するのがよいのである。

〔謝辞〕

製鉄についても、原子炉についても全く素人の筆者らが、それでなくとも具体的な資料の少ない高温熱交換器について述べるについては、大阪大学工学部の足立教授、井本教授、稔野教授に多くの助言をいただいた。教授方は筆者らと共に製鉄用熱交換器を主題とする座談会に出席され、種々討論された。本文はこの座談会の内容に負うところが大きい。なおこの座談会には石谷研究室の中西重康講師にも出席して頂き討論を頂いたことを附記しておく。

文 献

- 1) W. G. Schuetzenduebel, P. S. Hunt, ASME Tech. Paper, 69-WA/Pwr-5, 1969.
- 2) 赤川, 松下, 日本船用機関学会第9回(春季)講演会前刷集, 1970.5, p. 5~18.
- 3) 吉田, 原子力工業, Vol. 16, No. 7, 1970.7, p 43~48.
- 4) 武田, 湯川, 日本金属学会会報, Vol. 6, No. 11, 1967, p 783~802, 同 Vol. 6, No. 12, 1967, 850~855.
- 5) 三輪, 機械の研究, Vol. 21, No. 1, 1969.1, p 223~228.
- 6) J. B. Heywood, G. J. Womack, "Open cycle MHD power generation", Pergamon Press, 1069.
- 7) 石谷, 西川, 谷口, 日本機械学会関西支部第44期総会卒研講演会前刷集, 1969.3, p 8.

