

## 講座

## 核融合炉からの熱の取り出し

## Heat Extraction from Fusion Reactor

## 1. はじめに

## 1. Introduction

八木重郎

YAGI Juro

自然科学研究機構・核融合科学研究所

(原稿受付：2017年3月2日)

## 1.1 はじめに

核融合「炉」とは、核融合反応のエネルギーを取り出し、外部に供給する（端的にいえば発電する）ためのものであり、現在存在する核融合プラズマ「実験装置」とは異なり、プラズマの外側にエネルギーを積極的に取り出す装置（ブランケット）を設ける必要がある。p-<sup>11</sup>B 反応のような核融合反応に伴い発生する荷電粒子のエネルギーを直接取り出さうものとは異なり、D-T 核融合炉では核融合エネルギーの4/5 (14.1 MeV) が中性子により放出されるため、この中性子のエネルギーを取り出さなければならない (1/5 の 3.5 MeV は  $\alpha$  粒子に与えられ、磁場核融合炉ではプラズマ加熱、レーザー核融合炉では炉の内壁の加熱に費やされる)。中性子のエネルギーはトリチウム生産を含む核反応や原子との散乱により熱に変換されるものであるため、この熱エネルギーを発電機まで輸送することが肝要である。熱を使って発電する、というのは火力発電や原子力発電と同じであるが、核融合には核融合の特殊性があるため、単純に従来のシステムを転用するという事は難しい。

そこで本講座では、熱の上流側から下流側に向け、まず第1章でブランケット内部での熱の動きを、基礎的な原理・物性値などを踏まえて説明する。そして2章では、その熱で発電機を駆動する熱機関（タービン）について、熱力学的な原理から説明する。タービンについては、超臨界二酸化炭素を媒体としたものが熱効率のみならずトリチウム管理の観点からも注目されており、これについては3章にて個別に解説を行う。続く4章では、熱輸送の媒体の変更に必要な熱交換器について説明する。熱輸送媒体は、ブランケットからの熱の取り出しに有効なもの、タービ

ンの作動に有効なもので異なる場合が多く、またトリチウムを含めた放射性物質の拡散抑制等のためにも上流側と下流側を区分することが必要と考えられている。5章では視点を上流側に戻し、磁場核融合炉のブランケット内固有の課題となる、強磁場の存在による熱輸送への影響と、その解決策について、最新の研究の概況も含めて説明する。そして6章では、熱輸送試験装置の設計・製作に有用なノウハウを、最新の核融合関連の熱流動ループを引き合いに説明する。

なお本講座では割愛するが、化学利用などの発電以外の熱の利用についても興味深いものであるため、興味のある読者は文献[1, 2ほか]を参照されたい。

## 1.2 核融合炉における熱の流れ

核融合炉のエネルギーの流れは簡略化すると前述のとおり①核融合プラズマ→②中性子→③ブランケット内での熱→④（1次）冷却材→⑤熱交換器→⑥2次冷却材→⑦タービンを経て仕事に変換され発電機に至る（図1。⑥～⑦

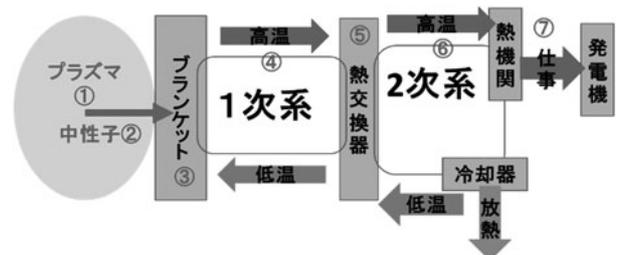


図1 核融合炉でのエネルギーの流れ。

間にさらに熱交換器を介して、三次冷却材とすることもありうるが、本章では簡単のため、タービンを駆動するものを二次冷却材とする。詳細は2章にて解説するが、タービンでの仕事のためには熱機関の下流側に冷却器（水系で蒸気から水に戻す場合「復水器」と呼ばれる）も必要となる。また、磁場核融合炉では一般に荷電粒子の入射するダイバータ部に少なくない割合のエネルギーが注入されるが、この冷却も④以降と同様に、もしくは同時に行われると考えられる。核融合炉の諸スペックは発電量やそこに至る熱効率だけでなく、ブランケット構造、熱媒体、プラズマ性能や建設コストなど、多様な条件によって決定されるが、代表的な案として、日本のトカマク型[3]・ヘリカル型[4,5]・レーザー型[6]核融合炉設計の諸元を表1にまとめる。近年やこれからの研究の進展を反映して使用する構造材料、トリチウム増殖材料、冷却材の種類・温度圧力条件など、見直しは必要であるが、いずれにしても1GWの発電を行うために、核融合炉からは3GWの熱を取り出し、輸送・利用する必要がある。

ブランケットに入射した中性子は散乱を繰り返しつつ減速し、構造材料やトリチウム増殖材を加熱する。最終的には大部分の中性子は増殖材中のリチウムと反応し、トリチウムを生成する( ${}^6\text{Li}$ および ${}^7\text{Li}$ で反応は異なるが、 ${}^7\text{Li}$ では再度中性子が放出され、また反応断面積が ${}^6\text{Li}$ に比して小さい)。この際 ${}^6\text{Li}+n\rightarrow\text{T}+\text{He}$ となり、トリチウムとヘリウムはホットアトムとして周囲を加熱する。加熱量は中性子照射量およびスペクトルにより大きく異なるが、トカマク炉における試算では最も中性子熱負荷が高い第一壁で数十MW/m<sup>3</sup>、ブランケット内部で10 MW/m<sup>3</sup>弱とされている[7]。

レーザー核融合では核融合プラズマ中で発生した $\alpha$ 粒子

表1 日本の代表的な核融合炉の設計諸元。

炉の形態	トカマク型	ヘリカル型	レーザー型
名称	CREST	FFHR-d1	KOYO-Fast
核融合出力[MW]	2970	3000	3200
トリチウム増殖材	リチウムセラミック	溶融塩 FLiNaBe	リチウム鉛 $\text{Li}_{17}\text{Pb}_{83}$
ブランケット構造材料	ODS 鋼	フェライト鋼 or V 合金	フェライト鋼 or SiC 複合材
1次冷却材	加圧水	FLiNaBe	リチウム鉛
2次冷却材	加圧水	超臨界 CO <sub>2</sub>	加圧水
電気出力[MW]	1163	>1000	1283
熱効率[%]	~41	42	41.5

(3.5 MeV) も直接炉の内壁に入射される。 $\alpha$ 粒子は物質内での飛程が非常に短く、損傷及び発熱密度が高いため、固体壁を使用することが難しい。このため、蒸発を前提として液体壁を使用することが考えられている。レーザー核融合炉 KOYO-Fast の設計においては、液体壁とブランケットを同一のリチウム鉛共晶合金 (PbLi) とする設計[6,8]となっている。

### 1.3 熱媒体の諸物性値

核融合炉で利用されると考える熱媒体には、主要なものとして一次側でトリチウム増殖性のないものに加圧水（超臨界水 sH<sub>2</sub>O を含む、以下でも同じ）・高圧ヘリウム、増殖性のあるものに溶融塩・リチウム・リチウム鉛共晶合金が考えられており、タービンを駆動する二次側には加圧水・高圧ヘリウム・超臨界二酸化炭素 sCO<sub>2</sub> が考えられている。代表的な物性値について表2 [9-11]にまとめる。溶融塩はいくつかの種類があるが、核融合を含めた原子力分野で長く研究されてきた FLiBe (LiF と BeF<sub>2</sub> のモル比 2 : 1 の混合物) について記載している。FLiBe は融点が約 733 K と高いため、融点が 578 K 程度[12]と低くなる FLiNaBe (LiF, NaF, BeF<sub>2</sub> の等モル比程度の混合物。比率により融点などが変動する) も着目されているが、熱流動に関連する物性値は類似していると予想されている[13]。

圧縮性の流体（加圧水・ヘリウム・二酸化炭素）については圧力によって物性値が大きく変動するが、一概に低密度の流体は熱容量が小さいため、冷却には大流量が必要となる。また、同じ液体増殖材料であっても溶融塩は伝熱性が低く、流路管から流体への伝熱性の向上が必要となる。一方で液体金属の場合、伝熱性は非常に良好であるが、同時に電気的にも伝導性が高いため、磁場核融合炉で金属配管を用いると誘導電流により圧力損失が発生する（詳細は5章にて解説）ことに対策が必要となる。

### 1.4 熱の流れの基礎

熱は高温から低温に流れるものであり、流れる経路としては熱伝導・対流・および熱放射がある。また核融合炉の特徴としては、中性子や $\gamma$ 線、核反応や崩壊熱による体積発熱の存在がある。

熱放射は温度の4乗に比例し、核融合炉の熱輸送系で想定される数百℃程度では熱輸送量が小さく、さらに中実（固体・液体および高圧のガス）であることから熱伝導及

表2 核融合炉で考えられている代表的熱流体の物性値。

熱媒体	条件	比重	(等圧)比熱	体積比熱	熱伝導率	熱拡散係数	動粘性係数	プラントル数 Pr
		$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [J/kg/K]	[kJ/m <sup>3</sup> /K]	k [W/m/K]	$\alpha$ [m <sup>2</sup> /s]	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	
加圧水	15.5 MPa - 598 K	655	6890	4514	0.50	$1.1 \times 10^{-7}$	$1.2 \times 10^{-7}$	1.08
超臨界水	25 MPa - 773 K	89.7	3764	338	0.10	$3.0 \times 10^{-7}$	$3.4 \times 10^{-7}$	1.15
ヘリウム	6 MPa - 773 K	3.7	5200	19	0.30	$1.6 \times 10^{-5}$	$1.0 \times 10^{-5}$	0.64
超臨界二酸化炭素	13 MPa - 773 K	87.7	1209	106	0.058	$5.4 \times 10^{-7}$	$4.0 \times 10^{-7}$	0.74
溶融塩 (FLiBe)	773 K	1940	2414	4683	1.0	$2.1 \times 10^{-7}$	$2.9 \times 10^{-6}$	13.5
リチウム	773 K	486	4188	2035	52.7	$2.6 \times 10^{-5}$	$6.7 \times 10^{-7}$	0.026
リチウム鉛 (Li <sub>17</sub> Pb <sub>83</sub> )	773 K	9274	181	1682	17.1	$1.0 \times 10^{-5}$	$1.2 \times 10^{-7}$	0.011

び対流に比較すると、影響は非常に小さくなる。そこでこれを省略すると、ブランケット内の各部位での熱輸送は図2のように模式的に記される。

ここで熱伝達係数  $h$  ( $W/m^2/K$ ) は熱流体の種類や温度圧力といった流体の熱特性だけでなく、熱接触面の構造や流動の状況等に応じて変わるものである。そのため静止状態との比として Nusselt 数が定義され、その Nusselt 数を算出するために種々のパラメータを用いて解析的・実験的に数式が導出されている。例えば熱膨張に伴う自然対流が支配的な状態では Grashof 数、磁場核融合炉などの強磁場環境では磁場 Hartmann 数を用いて、その状況に適した Nusselt 数および熱伝達係数  $h$  を得る。一般的な熱伝達の解説については専門書[14, 15など]を、強磁場下での熱伝達については本講座の5章や、研究論文[16]を参照されたい。

ブランケット内や熱交換器など、実際の体系での熱伝達・温度分布の計算は、3次元形状を用いて熱流体解析ソフトウェアを利用することになるが、概算をするうえで図2をさらに簡略モデル化した図3に即した試算を行ってみる。50 mm 角で 1 m 長 ( $L=1$ ) の矩形断面の構造体に、30 mm 径 ( $d=0.03$ ) の冷却管があり、構造体は 10 kW で加熱されているとする ( $5.6 MW/m^3$  に相当)。ここで熱流体を流して冷却した場合に、管壁温度と流体の間の平均温度差  $\Delta T$  [K] は流体によりそれぞれどの程度になるであろうか。

流体の代表流速  $v$  は 15 m/s ( $sH_2O$ , He,  $sCO_2$ ) および 1.5 m/s (FLiBe, Li, PbLi) とし、表2を参考として流体の平均温度は 773 K, 超臨界水の圧力は 25 MPa として考える。なお代表流速とは管内で均一と仮定した場合の流速であり、実際には通常、壁近傍の流速 (ほぼ0) < 代表流速 < 管路中心の流速となる。流れ場を考える上では、流れを特

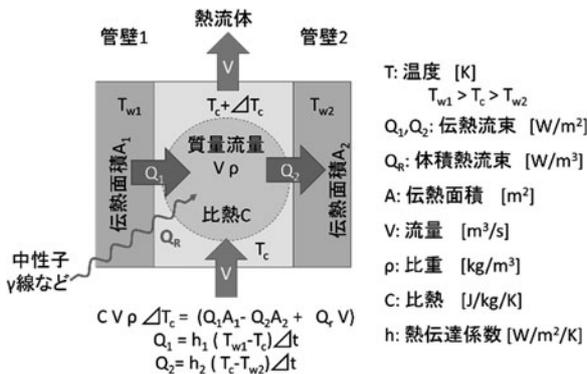


図2 ブランケット内での熱輸送。

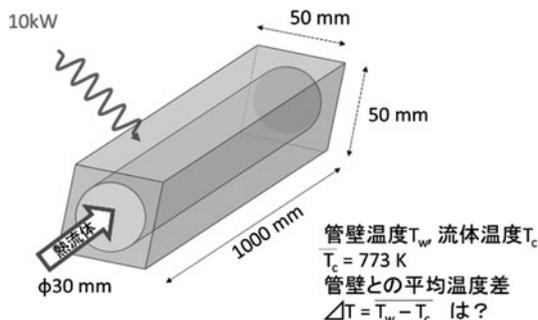


図3 流路のモデル。

徴づける Reynolds 数 ( $Re$ ) が重要な指標となりここでは、代表流速  $v \times$  代表長さ (ここでは流路直径  $d$ )  $\div$  動粘性係数  $\nu$  で定義される。流体の質量流量及び代表流速から算出した  $Re$  はそれぞれ表3のようになる。

次に、伝熱量を計算するうえでの係数となる Nusselt 数 ( $Nu$ ) については、流動場によって算出式が変わり、今回の単純に直線の平滑な円筒配管を仮定した場合、液体金属を除く一般的な流体 (Prandtl 数  $Pr$  が  $0.5 < Pr < 2000$  の範囲) においては、発達した乱流 ( $3000 < Re < 10^6$ ) で

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (1)$$

ただし、 $f$  は管摩擦係数で  $f = (3.64 \log_{10} Re - 3.28)^{-2}$  により与えられる。

簡易な式としては、 $1 \leq Pr \leq 10$  の液体・ $10^4 \leq Re \leq 10^5$  の範囲で Dittu-Boelter の式

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$0.5 < Pr \leq 1.0$  の気体・ $10^4 \leq Re \leq 10^6$  の範囲で Kays の式

$$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5}$$

が知られている。

一方で  $Pr$  が 0.01 程度と小さい液体金属においては Subbotin の相関式

$$Nu = 5 + 0.025 (RePr)^{0.8}$$

となる。ただし上記はいずれも磁場の効果がない場合である[14]。

超臨界流体については擬沸点とよばれる比熱などの物性値の極端に変換する領域 (圧力/温度の状態図における、蒸気圧曲線の延長部分) があり、この領域を扱うために Petukhov らや Krasnoshchekov らにより整理式が提案されている。

そして

$$Nu = h \cdot d / k$$

であるため、これより各々の  $h$  は以下のようになる。これと除去すべき熱量 10 kW, 伝熱面積  $A = \pi dL$ ,  $Q = Ah\Delta T$  から、 $\Delta T$  は表4のように求まる。

この結果だけを見ると液体金属の場合の温度差が小さく

表3 流路モデルにおける各流体の流量及び  $Re$  数。

流体	$sH_2O$	He	$sCO_2$	FLiBe	Li	LiPb
平均流速 m/s	15	15	15	1.5	1.5	1.5
体積流量 L/s	10.6	10.6	10.6	1.06	1.06	1.06
質量流量 kg/s	0.95	0.039	0.93	2.06	0.52	9.8
$Re$ 数 [ $10^4$ ]	132	4.50	113	1.55	6.72	37.5

表4 流路モデルにおける各流体の  $Nu$  数,  $h$  及び  $\Delta T$ 。

流体	$sH_2O$	He	$sCO_2$	FLiBe	Li	PbLi
$Nu$ 数 [ $10^2$ ]	20.1	0.91	13.0	1.52	0.148	0.245
$h$ [ $kW/m^2/k$ ]	6.71	0.91	2.51	5.06	26.0	14.0
$\Delta T$ [k]	15.9	117	43	21	4.1	7.6

でき良いようにも見えるが、前述のとおり液体金属は磁場下では多大な圧力損失を生じうるものであるし、それ以外の流体でも冷却チャンネルを細分化すること、冷却管内への突起などの設置で乱流を促進することなどで  $\Delta T$  は小さくすることができる。ただしブランケットの製作性が悪化すること、圧力損失が増大すること（ポンプ動力の増大）を念頭に置き、最適化をする必要がある。また壁温度は均一、との仮定であったが、実際には構造体内部での熱伝導により温度差も生じるものであり、温度差に由来する熱応力の適否判断、長期利用における伝熱面の特性変化（酸化物層の生成による伝熱性の低下など）など、多様な判断基準が必要になってくることを認識しなければいけない。

### 参考文献

- [ 1 ] Y. Takeuchi *et al.*, Fusion Sci. Tech. **52**, 756 (2007).  
 [ 2 ] S. Konishi *et al.*, IAEA-CN-180 (2010).  
 [ 3 ] K. Okano *et al.*, Nucl. Fusion **40**, 635 (2000).  
 [ 4 ] 相良明男ら：プラズマ・核融合学会誌 **89**, 359 (2013).  
 [ 5 ] A. Sagara *et al.*, Fusion Sci. Tech. **68**, 303 (2015).  
 [ 6 ] 神前康次ら：プラズマ・核融合学会誌 **82**, 817 (2006).  
 [ 7 ] Q. Huang *et al.*, Fusion Eng. Des. **81**, 1239 (2006).  
 [ 8 ] 田中照也ら：プラズマ・核融合学会誌 **92**, 112 (2016).  
 [ 9 ] IAEA-THPH, Thermophysical Properties of Materials for Nuclear Engineering: A Tutorial and Collection of Data, (IAEA, Vienna, 2008).  
 [10] NIST, NIST Chemistry WebBook: Thermophysical Properties of Fluid Systems, (NIST, Gaithersburg)  
 [11] M.S. Sohal *et al.*, *Engineering Database of Liquid Salt Thermophysical and Thermochemical Properties* (INL, Idaho Falls, 2010).  
 [12] J.M. McDonald *et al.*, Fusion Sci. Tech. **47**, 554 (2005).  
 [13] H. Shishido *et al.*, Fusion Sci. Tech. **68**, 669 (2015).  
 [14] 日本機械学会：伝熱ハンドブック (1993).  
 [15] R. Byron *et al.*, *Transport Phenomena* (John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, 2006).  
 [16] Y. Yamamoto and T. Kunugi, Prog. Nucl. Sci. Tech. **2**, 550 (2011).



やぎ じゅうろう  
八木重郎

核融合科学研究所・ヘリカル研究部・助教。液体増殖材中の物質輸送や流動ループにかかわる研究をしています。自己紹介執筆の2日前に、3人目の子供が生まれ、同分野の友人には「八木家増殖比YBR=2.5ですな」といわれました。1.5じゃないのかな、と考えだすと気になって夜しか寝られません。



## 2. 熱機関の基礎

### 2. Basis of Heat Engine

石山新太郎

ISHIYAMA Shintaro

弘前大学大学院理工学研究科

(原稿受付：2016年5月7日)

FFHR 原型炉発電実証実験に適用可能なさまざまな作動媒体を利用した水/蒸気タービン発電方式、ヘリウムガスタービン発電方式ならびに超臨界二酸化炭素ガスタービン発電方式に関する主に発電性能に関する概説し、超臨界二酸化炭素ガスタービン発電方式は最も可能性の高い発電方式である可能性を示した。

#### Keywords:

FFHR, Super critical CO<sub>2</sub> gas turbine, Helium gas turbine, Water/Vapor turbine, Tritium inventory, cycle efficiency.

#### 2.1 はじめに

核融合による発電を行う場合、長時間連続して核融合反応を維持制御すると同時に運転維持に必要なエネルギー（入力エネルギー）と核融合反応により生成されるエネルギーとの比（エネルギー増倍率）を5~10以上にする必要があり、

現在、南フランスの St-Paul-lez-Durance に建設中の国際核融合実験炉 ITER では、エネルギー増倍率が10以上で300~500秒の長時間運転が達成できることに加え、増倍率5の場合には定常運転（連続運転）が可能であり、その完成を2025年に予定している。

これらの核融合反応により生じる膨大な熱エネルギーを利用した大規模発電は、図1に示すように真空容器内ブランケットからの膨大な核熱と製造トリチウム(T)の輸送を兼ねガスないし熔融塩等の冷却材（1次系作動流体）により中間熱交換器(IHX)に輸送され、核熱エネルギーは2次系発電系作動流体へ熱交換され、この高温作動流体をタービン等に導き動力変換することで発電機により発電を行う。

現在核融合発電を実現するための一連の技術開発は、革新的技術の進展もあって大きな時流の変化を迎えており、核融合発電実証のための原型炉開発のための議論もすでに始められている[2-5]。

そこで本章では、核融合発電に関する動力変換技術の基礎を概説するとともに水/蒸気、ヘリウム、超臨界二酸化炭素をそれぞれ作動流体とした各種動力変換方式に関する熱力学的特性について紹介する。

#### 2.2 各種作動媒体によるタービン発電方式の特徴ならびにその発電効率

ここでは、FFHR 原型炉熱出力を IHX を介して480℃の特定温度で各種2次系発電システムに投入した場合の性能評価についての考え方を説明する。

##### 2.2.1 水/蒸気タービン発電方式

核融合炉から発生する膨大な核熱エネルギーはIHXを介して2次系発電系に送られるが、ここでは2次系の作動流体に水/蒸気を利用した発電技術について概説する。

本発電方式は、2次系作動流体に熱交換された核熱エネルギーにより給水を加熱して蒸気を発生させ、この蒸気を蒸気タービンに導き仕事をした後、排気され復水器に入り復水器で冷却されて水に戻る（復水）。この復水は再び給水として加熱され蒸気として再利用されることから、この連続した流れを熱サイクルという。

水/蒸気発電の最も基本的な熱サイクルをランキンサイクルといい、同サイクルを機器構成で示すと図2に示すボイラ、蒸気タービン、復水器及び給水ポンプから構成される。このサイクルは断熱変化（外部からの熱の出入りを遮断し、膨張または圧縮変化をするときの状態）と等圧変化（圧力を一定として受熱、放熱する状態）とからなり、単純

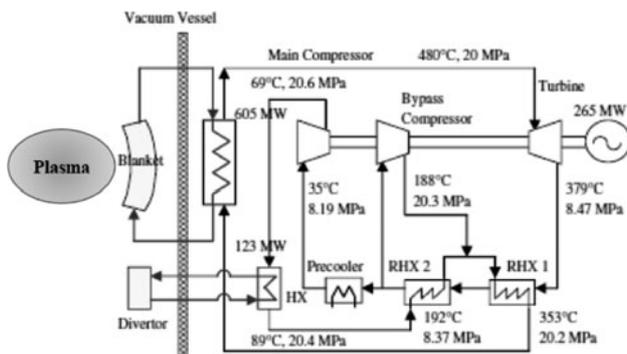


図1 超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンシステムの熱質量バランス[1].

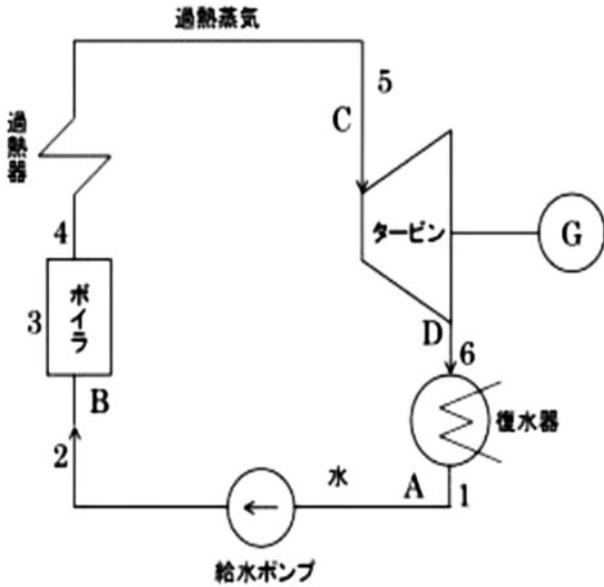


図2 水蒸気発電サイクルシステム「Water/Vapor gas turbine system」[1].

サイクル中の作動流体の状態変化を圧力と体積変化として  $P$ - $V$  線図 (図3 (a)) ならびに温度とエントロピー変化  $T$ - $s$  線図 (b) として表すことができる。まず図中の給水ポンプで水が加圧されボイラに送られる断熱圧縮工程は  $A \rightarrow B$  工程で表示され、この断熱圧縮工程で水は体積変化せず温度が上昇することから図中においては  $A \rightarrow B$  (1-2) に該当する。次に、給水はボイラで飽和温度 (ある圧力に対する沸点) まで加熱され飽和水 (飽和温度の水) から飽和蒸気 (飽和温度の蒸気) となり加熱蒸気となる等圧加熱工程 ((a) では  $B \rightarrow C$  (2  $\rightarrow$  3), (b) では  $\rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5$ ) に進む。次にタービンの中で断熱膨張して蒸気タービン/発電機を回すことにより発電を行う。この際蒸気圧力、温度はともに下がり、湿り飽和蒸気 (水分を含んだ飽和蒸気) となる ( $C \rightarrow D$  (5  $\rightarrow$  6))。最後に蒸気タービンから排出された湿り蒸気は復水器に入り、放熱して水に戻る等圧放熱工程がある ( $D \rightarrow A$  (6  $\rightarrow$  1))。ここで、この系が外部から受け取ったのち、消費した熱量は面積  $\Delta Q$  (図中) として与えられ、これは外部に対して行った仕事  $\Delta W$  (同図中「線に囲まれた面積」) と等価であり、したがってサイクル熱効率率は下記(1)式で定義される。

$$\eta_{th} = (Q_1 - Q_2) / Q_1 = \Delta W / Q_1 \quad (1)$$

核融合原型炉発電プラント設計では、初期キャピタルコ

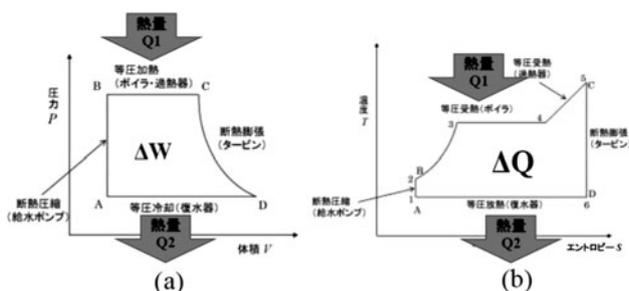


図3 水蒸気発電システムの  $P$ - $V$  と  $T$ - $s$  線図[1].

スト (建設費等) ならびに運転コストが高額となるため、建設後の運転時においてきわめて高い発電効率が求められる。そのため発電システムでは複雑な加熱方式による高温高圧運転が検討されている。図4に再加熱方式の水/蒸気発電システムの構成図を、図5 (a) 及び (b) に同発電システム運転時の  $i$ - $s$  図 ならびに  $T$ - $s$  図をそれぞれ示す。本システムは中間熱交換器IHXと2基の蒸気タービンのほか復水器ならびに給水ポンプならびに予熱ヒータを有しており、IHXで加熱された2次系蒸気 ( $A \rightarrow C$ ) を主蒸気タービンに導き ( $C \rightarrow D$ ) 発電を行った後再度 IHX に戻し再加熱後 ( $D \rightarrow E$ )、再加熱蒸気タービンにより発電 ( $E \rightarrow F$ ) を行わせ、その後復水器により凝縮 ( $F \rightarrow A$ ) した水を予加熱しポンプ動力により再び IHX に再循環させる。

この再加熱方式では上記ランキンサイクルと比して同図 (b) 中の「線に囲まれた面積」 $\Delta Q$  値の再加熱蒸気タービン分の利得が生じる。ここでは、IHX 2次系最高温度を  $480^\circ\text{C}$  に設定した場合、表1に示す同サイクルにおける主要機器性能設計条件で運転した場合のサイクル熱効率を表2に2次系運転圧力とともに示す。これによると、発電効率は  $36.7 \sim 38.5\%$  で上記ランキンサイクルにより通常発電する効率より数%高い数値が見込まれる。

### 2.2.2 ヘリウムガスタービン発電方式

IHXを介して2次系発電システムにヘリウムガスタービン発電システムを採用した場合の発電システムを図6に示す。

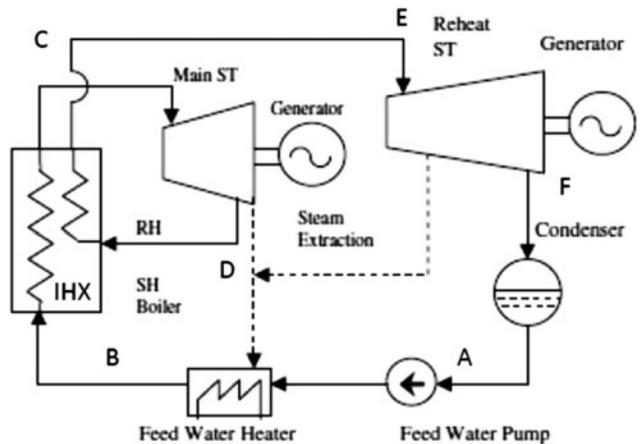


図4 再生蒸気タービンシステム[1].

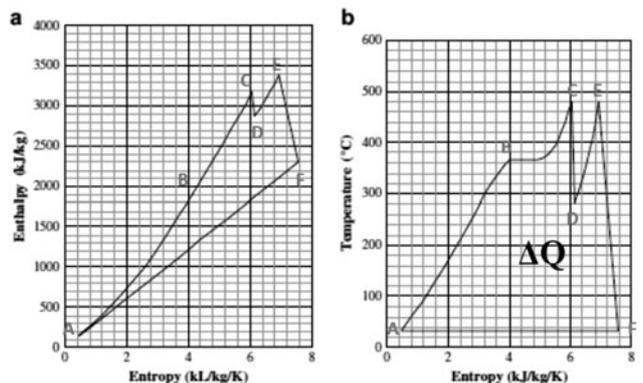


図5 再生蒸気発電システムの  $i$ - $s$  と  $T$ - $s$  図[1].

表 1 表／蒸気発電系主要機器における効率および運転圧力.

Fresh steam turbine adiabatic efficiency (%) 86  
 Reheat steam adiabatic efficiency (%) 85  
 Feed water pump efficiency (%) 90  
 Condenser pressure (kPa) 5

表 2 水／蒸気発電系の運転圧力と発電効率.

		発電効率 (%)
Fresh steam inlet temperature (C)	480	
Fresh steam inlet pressure (MPa)	8	36.7
	12	37.6
	16	38.1
	20	38.5
Reheat steam inlet temperature (C)	480	

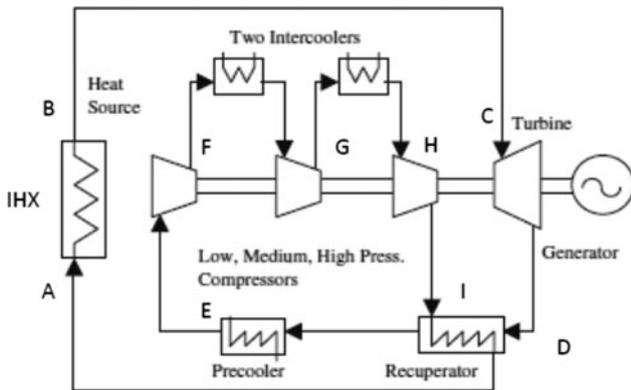


図 6 ヘリウムガスタービンシステム [1].

本システムはBraytonサイクルであり中間熱領域における熱エネルギーの供給は、高温側から低温側に Recuperator 再生熱交換器 (RHX:Regenerative Heat Exchanger) により熱損失を最小化しながら行われる。したがって、本サイクル発電システムでの熱サイクル効率を高効率化するためにはガスタービン入口温度の高温化する必要がある。

また、本システムの動力系は高圧・中圧・低圧圧縮機とタービンが一軸に連結された一軸設計となっており、圧縮機による圧縮動力を最小化するため高圧圧縮機手前に前置冷却器 (Precooler) 1 基ならびに高圧 - 中圧圧縮機ならびに中圧 - 低圧圧縮機の間で中間熱交換器が 1 基ずつそれぞれに設けられている。図 7 (a) (b) にはヘリウムガスタービン入口温度 480°C で外部熱源温度ならびにタービン膨張率を 250°C × 2.5 と想定した場合の *i-s* および *T-s* 線図をにそれぞれ示す。

再生熱交換器及び IHX で熱交換されたヘリウムガス (A → B → C) はガスタービンで仕事を終えた後 (C → D) 再生熱交換器により除熱後 (D → E), さらに前置冷却器により再除熱される (E → F)。

その後、高圧圧縮機で復圧され (F → G), 中間熱冷却器で冷却後 (G → H), 再び中圧圧縮機により再復圧され (H → I), 中間熱冷却器で再度除熱 (I → J) され低圧圧縮機で再加圧 (J → A) される。

図 8 に表 3 の主要機器設計条件下におけるタービン膨張係数に対する IHX 1 次系入口温度とサイクル発電効率との

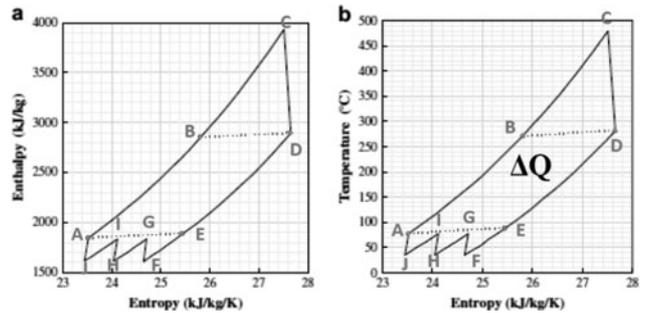


図 7 ヘリウムガスタービンシステムの *i-s* and *T-s* 図 [1].

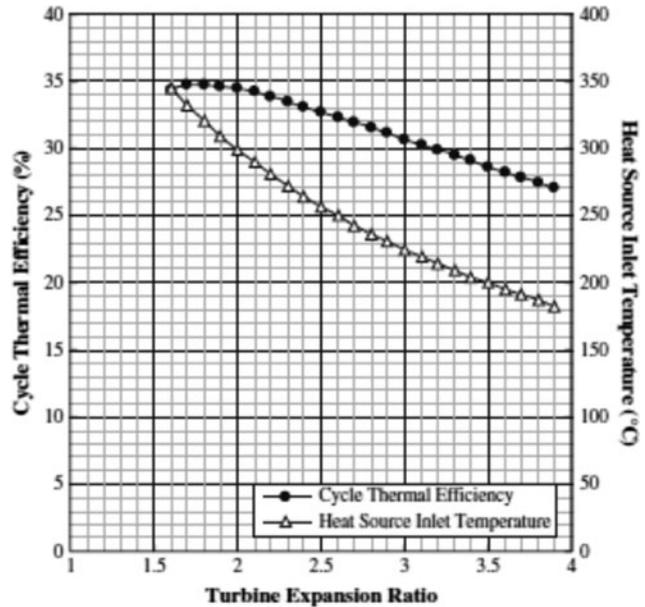


図 8 タービン膨張比に対するヘリウムガスタービンサイクル効率 [1].

表 3 ヘリウムガスタービンの発電システム主要機器の運転条件.

Turbine adiabatic efficiency (%) 93  
 Compressor adiabatic efficiency (%) 89  
 RHX effectiveness (%) 95  
 Pressure drop ratio  
 Heat source (%) 1.0  
 RHX high pressure side (%) 0.4  
 RHX high temperature side (%) 1.2  
 Precooler (%) 1.0 Each  
 Intercooler (%) 0.4 Each

関係を示す。

これによるとタービン膨張率が増加すると IHX 1 次系出口温度は 350°C から 200°C まで低温化するもののサイクル熱効率はさほど大きく変化せず、膨張率 1.8~4 の場合で熱効率は 34.7~28.6% 程度と他の発電システムと比較してさほど変わらない結果となった。

2.2.3 超臨界二酸化炭素ガスタービン発電方式

超臨界 CO<sub>2</sub> ガスタービン発電システム (SCO<sub>2</sub>-GT) は図 9 に示す二酸化炭素超臨界状態で運転を行うが、上記ヘリウムガスタービン同様、1 種のガスタービンサイクル (Brayton サイクル) ではあるが、臨界状態での CO<sub>2</sub> 比熱は線形的変化をしないことから超臨界状態範囲で発電システムを運転しても再生熱交換器 RHX が効果的な働きをしないためサ

イクル熱効率は改善されない[6-8].

そこで次世代型超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電システムではRHX部に二基のRHX1及びRHX2を設けるとともに前置冷却器への冷却材流れを分割することで前置冷却器手前でのバイパス流(Bypass)を新たに設けたものが、冒頭に示した図1である。この発電システムは、主圧縮機とBypass圧縮機をタービンに接続する一軸設計方式を採用しており、主圧縮機出口流体を低温側RHX2に導き再昇温させると同時にBypass圧縮機で再昇圧・加熱されたBypass流と高温側RHX1直前で合流させ、流体熱容量(=流量×流体比熱)を高温部RHX1より小さくすることでRHX1通過後の高温側CO<sub>2</sub>の出口温度を高め高温側でのRHX全体の熱交換効率を改善させている。

本システムの詳細については次号にて掲載する予定である。

### 2.3 核融合原型炉 FFHR 発電システムの安全性

核融合炉心ならびに1次/2次系に重大な損傷を与える代表的な事故事象として設計上考慮しなければならない事項は下記の通り。

- ① 1次系異常減圧時の2次系冷却材大量流入事故  
 運転中1次系およびIHX配管破断等により1次系異常減圧が生じた場合、2次系冷却材が真空容器内に大量侵入する事故事象
- ② 1次系からの2次系のトリチウムインベントリー  
 1次系冷却材中の製造TがIHX伝熱配管を介しての2次系への拡散侵入

#### 2.3.1 1次系異常減圧時の2次系冷却材大量流入事故

水/蒸気発電系において、運転中上記①の事故事象が発生した場合、炉心(高温状態のプラズマ対向機器や真空容器など)に致命的なダメージを与え、最悪の場合真空容器自体が使用不能に陥るケースが考えられる。これに対して2次系冷却材に不活性高圧CO<sub>2</sub>ガスを採用することがすくなくならず上記重大事故事象を回避するための最良の選択である。不活性CO<sub>2</sub>ガスが仮に真空容器に大量に侵入したとしても高温状態で各種プラズマ対向機器や真空容器との反応を生じにくいいため、侵入後ただちに真空排気することで現状復帰させることに時間を要しない。

#### 2.3.2 2次系発電系のトリチウムインベントリー

2次系発電系に至るトリチウムフローの概略を図10に示す。

ブランケット内で生じる核熱ならびに製造トリチウムを包含した熔融塩は中間熱交換器(IHX)に導かれ、IHX内で主に熱交換を行うが、この熱交換時に温度差ならびに水素濃度差により2次系冷却材に製造Tの一部が熱交換伝熱面を介して拡散混入することから、現在伝熱面へのコーティング等によりTの2次系混入を極力防止する対策が講じられているが[9]、現段階では完全に封じ込めることができないことから2次系拡散混入するT混入量のある程度許容して2次系設計を行う必要がある。

セラミック生成膜/金属とのクラディング材の水素漏えい量から推定される2次系混入量を図11に示す。これに

よると3GW級FFHR運転時の1次系から2次系へのTリーク量は約3.4g/Dayと推定される。水/蒸気発電系の場合、Tの2次系拡散による冷却材混入時にすべてH<sub>2</sub>O→HTO化とした場合、年間汚染水量は膨大になるとともに、これを作動媒体とするターボ機器(タービンや圧縮機)すべてがコンタミすることになるから、汚染水管理ならびにターボ機器のメンテナンスに大きな支障をきたすことになる。

これに対して超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電システムで使用する多相系超臨界CO<sub>2</sub>はTと完全混和状態となるが化学合成物質が生成しないため、気液分離層等をIHX2次系CO<sub>2</sub>入口近傍に設けることでCO<sub>2</sub>からのTの分離除去を比較的容易に行うことができる。また、汚染されたターボ機器も定期点検時にはすでに実用化されている超臨界状態の高圧CO<sub>2</sub>ガス洗浄装置により除染することが可能である。

### 2.4 まとめ

FFHR原型炉発電実証実験に適用可能なさまざまな作動媒体を利用した水/蒸気タービン発電方式、ヘリウムガスタービン発電方式ならびに超臨界二酸化炭素ガスタービン発電方式に関する主に発電性能に関する概説してきたが、

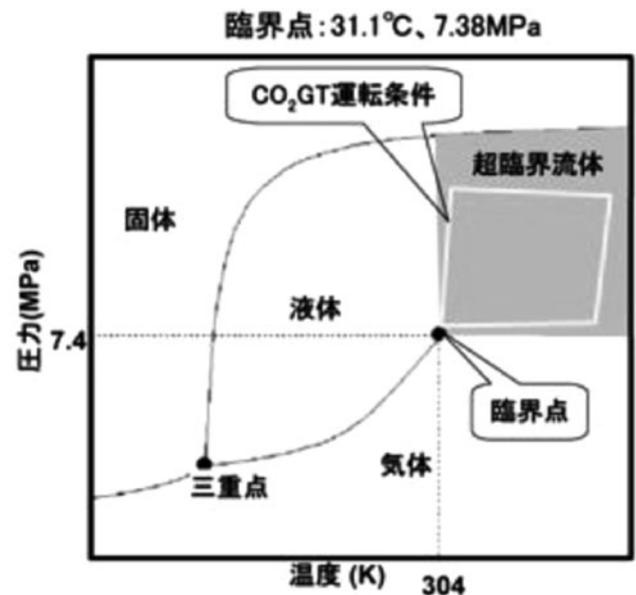


図9 超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンの運転範囲。

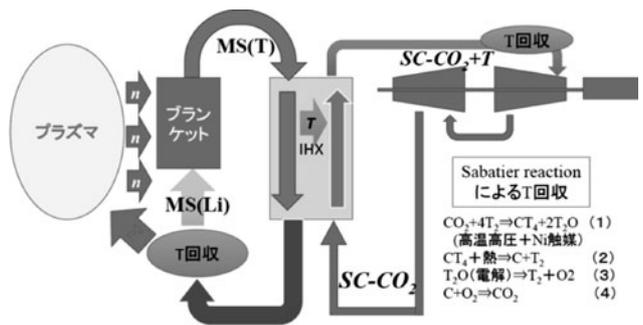


図10 1次系~2次系におけるトリチウムフローの概略。

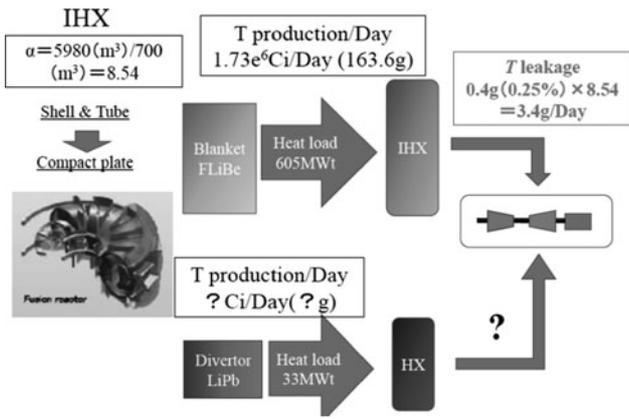


図11 IHX から発電二次系へのトリチウムリーク。

これらランキンサイクルあるいはBrayton サイクルにおいて顕著な発電効率の優位性は認められず、超臨界二酸化炭素ガスタービン発電方式において唯一改善策が考えられる。

一方で、2次発電系の安全性の観点から水/蒸気発電方式はあまり好ましくない評価であることから、超臨界二酸化炭素ガスタービン発電方式は最も可能性の高い発電方式

である。

そこで次報においては、先進超臨界二酸化炭素ガスタービン発電システムに関する詳細は解説を行う。

### 参考文献

- [ 1 ] S. Ishiyama *et al.*, Prog. Nuclear Energy 50, 325 (2008).
- [ 2 ] A. Sagara, The 2013 NIFS External Review (2013).
- [ 3 ] Research report, NIFS-MEMO Series, NIFS-MEMO-64 (2013).
- [ 4 ] A. Sagara *et al.*, Fusion Eng. Des. 89, 2114 (2014).
- [ 5 ] A. Sagara *et al.*, American Nuclear Society Embedded Topical Meeting:21st Topical Meeting on the Technology of Fusion Energy (TOFE) 9-13 November 2014, Anaheim, CA.
- [ 6 ] A. Steven Wright and Paul S. Pickard, Proc. ICAPP '09 Tokyo, Japan, May 10-14, 2009 Paper 9152.
- [ 7 ] A. Steven *et al.*, Proc. ICAPP '08 Anaheim, CA USA, June 8-12, 2008, Paper 8347.
- [ 8 ] A. Steven *et al.*, Proc. ICAPP '08 Anaheim, CA USA, June 8-12, 2008, Paper 8266.
- [ 9 ] 石山新太郎：日本金属学会誌 68, 353 (2004).



いし やましん た ろう  
石山新太郎

弘前大学大学院理工学研究科教授。主な研究分野：エネルギー動力変換システム、先進がん治療、二酸化炭素再資源化、新素材開発。趣味：テニス、空手、弓道、剣道、ウインドサーフィン。近況：東京では春一番の季節になぜか弘前では雪まつり。朝晩車の発掘作業（除雪）のきつい冬季もまもなく終わり、まもなく春を迎えます。



講座 核融合炉からの熱の取り出し

3. 先進的な熱機関：超臨界二酸化炭素タービン

3. Unique Heat Transfer Phenomena in the Fusion Reactor

石山新太郎, 相良明男<sup>1)</sup>

ISHIYAMA Shintaro and SAGARA Akio<sup>1)</sup>

弘前大学大学院理工学研究科, 核融合科学研究所<sup>1)</sup>

(原稿受付：2017年4月6日)

FFHR 原型炉発電実証実験に適用可能なさまざまな作動媒体を利用した水/蒸気タービン発電方式, ヘリウムガスタービン発電方式ならびに超臨界二酸化炭素ガスタービン発電方式に関する主に発電性能に関して概説する。そして, 超臨界二酸化炭素ガスタービン発電方式は最も可能性の高い発電方式であることを説明した。

Keywords:

FFHR, super critical CO<sub>2</sub> gas turbine, helium gas turbine, water/vapor turbine, tritium inventory, cycle efficiency.

3.1 はじめに

核融合発電を実現するための一連の技術開発の大きな時流の変化とともに, 核融合発電実証のための原型炉開発に関する議論もすでに始められている。

前報では, 核融合原型炉 FFHR [1-4] による発電実証を計画しており FFHR に接続可能な発電実証技術として水/蒸気タービン発電方式, ヘリウムガスタービン発電方式ならびに超臨界 CO<sub>2</sub> ガスタービン発電方式の性能比較を示した。本章では, 特にすぐれた効率の期待できる超臨界二酸化炭素ガスタービン発電技術を 3 GW 級 FFHR に適用したケーススタディにおける技術検討について, その詳細を説明する。

3.2 核融合原型炉 FFHR 発電のための各種発電技術の一般的性能とその適正

ここでは FFHR 熱源としてブランケット熱出力 (2420 MW × 510°C) を中間熱交換器 (IHX: Internal Heat exchanger) を介して 2 次系発電システムへ入口温度 480°C で供給すると同時にダイバータからの熱出力 (490 MW × 250°C) も同時に利用できる超臨界 CO<sub>2</sub> ガスタービン発電方式の性能とこれらの発電システムの 3 GW 級 FFHR 原型炉への適正評価を行う。

3.2.1 先進超臨界 CO<sub>2</sub> ガスタービン発電システム (A-S CO<sub>2</sub>GT)

前報では, 超臨界 CO<sub>2</sub> ガスタービン発電システム (SCO<sub>2</sub>-GT) はヘリウムガスタービン [5-7] 同様, 1 種のガスタービンサイクル (Brayton サイクル) ではあるが, 超臨界状態での CO<sub>2</sub> 比熱は線形的変化をしないことから超臨界状態範囲で発電システムを運転しても RHX (Recuperator Heat Exchanger) が効果的な働きをしないためサイクル熱

効率は改善されないことを指摘した。そこで A-SCO<sub>2</sub>GT では RHX 部に二基の RHX1 及び RHX 2 を設けるとともに前置冷却器への冷却材流れを分割することで前置冷却器手前でのバイパス流 (Bypass) を新たに設けた。図 1 (a) (b) に超臨界状態におけるシステムの運転条件とこの発電システムのフロー構成図をそれぞれ示す。

この発電システムは, 主圧縮機と Bypass 圧縮機をタービンに接続する一軸設計方式を採用しており, 主圧縮機出口流体を低温側 RHX2 に導き再昇温させると同時に Bypass 圧縮機で再昇圧・加熱された Bypass 流と高温側 RHX1 直前で合流させ, 流体熱容量 (= 流量 × 流体比熱) を高温部 RHX1 より小さくすることで RHX1 通過後の高温側 CO<sub>2</sub> の出口温度を高め高温側での RHX 全体の熱交換効率の, そしてさらに主圧縮機出口条件 (69°C × 20.6 MPa) の CO<sub>2</sub> を RHX2 に直接導入するための両機器とダイバータ間に熱交換器 (HX) を設置することにより圧縮機出口での CO<sub>2</sub> 条件を 89°C × 20.4 MPa に高温化させ IHX 2 次系 CO<sub>2</sub> 入口温度を高温化することでサイクル効率ならびに主要機器 (IHX ならびに RHX 効率) 性能改善を図っている。

図 2 にガスタービン入口温度 × 圧力 480°C × 20 MPa

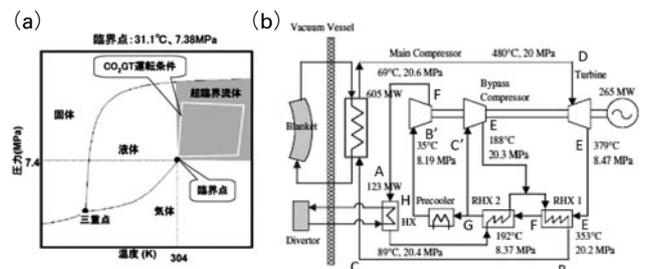


図 1 (a) 超臨界状態での SCO<sub>2</sub>GT の運転条件, (b) A-SCO<sub>2</sub>GT 発電システムフロー構成図。

corresponding author's address: Graduate School of Science and Technology, Hirosaki University, Hirosaki, AOMORI 036-8561, Japan

corresponding author's e-mail: ishiyama.shintaro@hirosaki-u.ac.jp

(表1) の設計条件下での IHX 1 次系出口温度ならびにガスサイクル熱効率とガスタービン膨張率 (タービン出入口圧力比) との関係を示す。これによると、ガスタービン膨張率 2.35 でサイクル熱効率 42.4% の最高値を示し、前報の水/蒸気発電システムやヘリウムガスタービン発電システムのサイクル熱効率を大きく上回る。この最高値における本発電システムの *i-s* および *T-s* 線図を図3 (a) (b) にそれぞれ示す。

まず、480℃×20 MPa の超臨界二酸化炭素をガスタービンで仕事をさせ(D→E)、再生熱交換器 RHX1 により IHX 戻りの二酸化炭素 [主圧縮機(B'→F)と Bypass 圧縮機(C'→E)からの混合] と熱交換し(E→F)、さらに RHX2 での熱交換(F→G)を経て、一部 Bypass 流として Bypass 圧縮機に送り(C→G)、残りの作動流体は前置冷却器により35℃まで冷却され(G→H)、主圧縮機に送られる。主圧縮機により復圧された(H→A)作動流体は、ダイバータ除熱流体と HX 熱交換器を通じて熱交換後、HX 及び RHX2 ならびに RHX1 により再加熱され(A→B→C)、IHX にて最高温度まで再加熱される(C→D)。

ここでは、IHX 1 次系出口温度熱源を主圧縮機出口 CO<sub>2</sub> の再加熱に利用することでサイクル熱効率を向上させる方

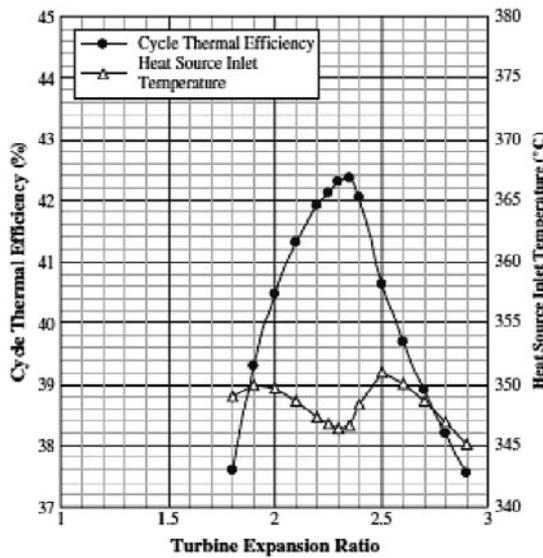


図2 A-SCO<sub>2</sub>GT のガスタービン膨張率に対する IHX 出口温度と発電効率の関係。

表1 超臨界 CO<sub>2</sub> ガスタービン発電システムの主要機器における運転条件。

Heat source outlet temperature (C)	480
Heat source outlet pressure (MPa)	20
Adiabatic efficiency (%) (Turbine)	88
(Compressors)	88
RHX high temperature side temperature effectiveness (%)	98
(RHX1)	90
(RHX2)	90
Pressure loss (%) (Heat source)	1.0
(RHX high pressure side)	0.4
(RHX low pressure side)	1.2
(Precooler)	1.0

法を検討した。その結果、上記システムで 表2 に2次系発電系 A-SCO<sub>2</sub>GT 1 モジュールの主要機器の基本諸元をまとめて示す。ここでは2次系発電系の各コンポーネント容量を考慮して、ブランケット総熱出力 2910 MW の FFHR 1 基分の熱容量に対して4モジュールの A-SCO<sub>2</sub>GT の配置を想定している。

### 3.3 ブランケット1次系溶融塩ループ接続 A-SCO<sub>2</sub>GT の各機器要素設計仕様

3 GW 級核融合原型炉 FFHR 炉内1次系においてはブランケットならびにダイバータはそれぞれ2次系 IHX ならびに HX 熱交換器に接続されており、IHX 1 次系は FLiNaBe 溶融塩、HX の1次系は FLiNaBe ループ構造を仮定した。表3 に各溶融塩ループならびに2次系 A-SCO<sub>2</sub>GT の定常運転モード状態での運転条件を示す。

ここでは、上記定常運転モード条件達成に必要な各主要機器 (中間熱交換器やターボ機器等) の設計仕様に関する検討を行う。

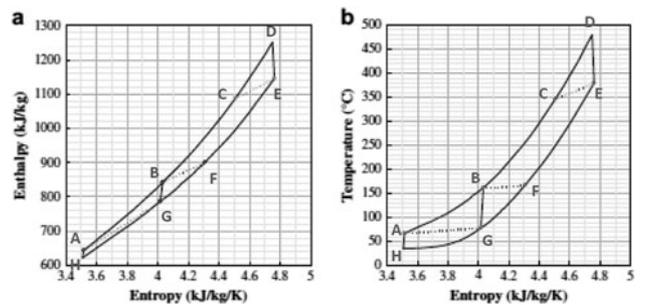
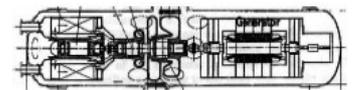


図3 A-SCO<sub>2</sub>GT 発電システムにおける運転時(a) *i-s* および(b) *T-s* 線図。

表2 超臨界二酸化炭素ガスタービン発電システム主要機器設計仕様。

Heat load (MWt)	
Plasma	2910
Blanket	2420
Divertor	490
Electrical Output (MWe)	265 × 4 (1060)
Thermal Efficiency (%)	
(Blanket)	42.35
(Plasma)	36.4



265MWe SCF Turbo module

表3 FFHR ブランケットおよび A-SCO<sub>2</sub>GT の運転条件。

- (1) 溶融塩 Blanket 基本仕様
  - Heat load 0.5~1 MW/m<sup>2</sup>
  - Coolant FLiNaBe (最高・低温度 923/623K)
- (2) IHX 基本仕様
  - 1 次系 Coolant FLiNaBe
  - 2 次系 Coolant 超臨界 CO<sub>2</sub>
    - ① 1 次系出入口温度×圧力: 753/626K × 0.1 MPa
    - ② 2 次系出入口温度×圧力: 753/626 K × 20.2/20 MPa
    - ③ IHX 内圧損 0.2 MPa

### 3.3.1 ガスタービン

A-SCO<sub>2</sub>GTのガスタービン部性能諸元ならびに空力損失を表4に示す。ヘリウムガスタービンの空力損失[8]と比較する全体的な損失は約1/3程度と予想される。タービン断面構造を図4に示す。ガスタービン動力容量は413.4 MW/基、静翼/動翼段数×直径は4段×0.96 m、熱効率は93.4%である。ケーシングサイズはφ3 m×3 mL程度を想定している。

図5(a)にA-SCO<sub>2</sub>GTの600 MW級ターボ機器/発電機断面図を示す。

ターボ機器においては同図(b)の600 MW級ヘリウムガスタービンの場合と比較して、圧縮機ならびにタービン段数が約半分に減少するとともに、全長で約60%程度、直径で半部以下となり、小型軽量化されていることがわかる。一方265 MWe級発電機においては既存(発電効率99%)のものを採用しており、コスト・メンテナンス等の観点から超伝導発電機等の採用による小型軽量化は行っていない。

### 3.3.2 圧縮機

主圧縮機ならびにBypass圧縮機の主要性能ならびに形状を表5に示す。両圧縮機は同等性能を想定しており、動力容量55.7 MW/基、静翼/動翼段数×直径、8段×0.52 m、熱効率は88.3%である。

### 3.3.3 前置冷却器及び中間冷却器

表6に前置ならびに中間冷却器(RHX1及び2)の主要諸元をまとめて示す。600 MW級A-SCO<sub>2</sub>GTでは23.1 MW/unit級前置冷却器及びRHX1がそれぞれ20及び36ユニット、12.2 MW/unit級RHX2が36ユニットそれぞれ必要である。ここでRHX高温側の温度効率をRHX1及び

RHX2でそれぞれ98および90%で設定しており、その際の圧力損失をRHX 高压側/低压側で0.4%/1.2%、前置冷却器では1%と設定している。

### 3.3.4 メンテナンス

図6にダイバータ/IHXからの熱出力の2次系A-SCO<sub>2</sub>GT系内の冷却材流れを示す。ここでの主要構造機器は、ガスタービン/発電機、中間熱交換器(RHX1及び2)、前置冷却器、主圧縮機、Bypass圧縮機である。同図中に動力変換圧力容器(PCPV)内に設置配備された主要機器(ガスタービン/発電機、中間熱交換器(RHX2)、前置冷却器、主圧縮機、Bypass圧縮機)ならびに中間熱交換器(RHX1)の各種配置を示す。RHX1以外はすべてPCPV内にコンパクト配置されている。

メンテナンスのためのPCPV内の分解ならびに系内主要

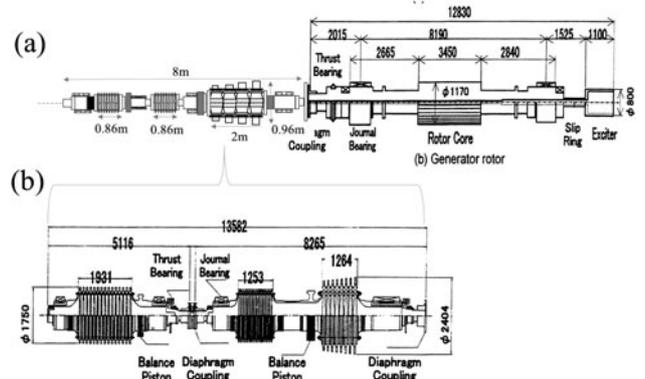


図5 (a) 600 MW級のA-SCO<sub>2</sub>ターボ機器および発電機と、(b) 同級ヘリウム用ターボ機器。

表5 主圧縮機およびBypass圧縮機主要諸元。

Main compressor	Bypass compressor
Capacity (MW) 55.7	Capacity (MW) 55.7
Mass flow rate (kg/s) 2416	Mass flow rate (kg/s) 2416
Inlet/outlet temperature (C) 35/69	Inlet/outlet temperature (C) 35/69
Inlet/outlet pressure (MPa) 8.19/20.57	Inlet/outlet pressure (MPa) 8.19/20.57
Number of unit 1	Number of unit 1
Rotational speed (rpm) 3600	Rotational speed (rpm) 3600
Number of stages 8	Number of stages 8
Adiabatic efficiency (%) 88.3	Adiabatic efficiency (%) 88.3
Total size (m) 0.52 diameter 0.86 length	Total size (m) 0.52 diameter 0.86 length

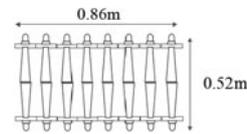


表6 前置ならびに中間冷却器の主要諸元。

RHX1	Precooler
Capacity 23.1 MW 36 units	Capacity 23.1 MW 20 units
High temperature side	CO <sub>2</sub> mass flow rate (kg/s) 2416
Mass flow rate (kg/s/unit) 107.6	CO <sub>2</sub> inlet/outlet temperature (C) 98/35
Inlet/outlet temperature (C) 379/192	Core size (m) 1.2 0.6 2.4
High pressure side	
Mass flow rate (kg/s/unit) 107.6	
Inlet/outlet temperature (C) 188/353	
Module width/length/height (m) 0.296/0.994/8.7	
RHX2	
Capacity 12.2 MW 36 units	
High temperature side	
Mass flow rate (kg/s/unit) 107.6t	
Inlet/outlet temperature (C) 192/98	
High pressure side	
Mass flow rate (kg/s/unit) 67.1	
Inlet/outlet temperature (C) 89/188	
Module width/length/height (m) 0.296/0.975/5.5	

表4 A-SCO<sub>2</sub>GTシステムの性能諸元と空力損失。

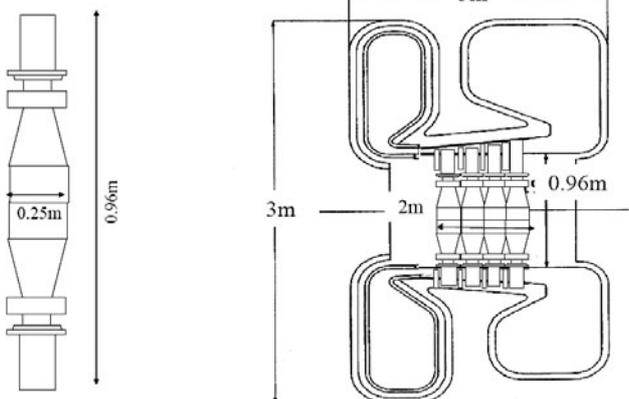
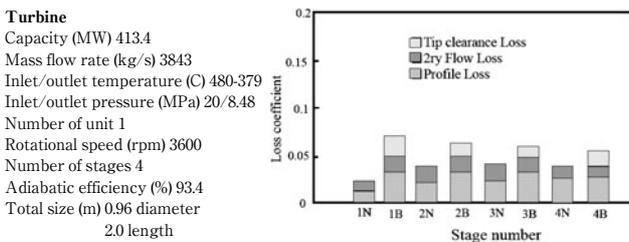


図4 超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン構造。

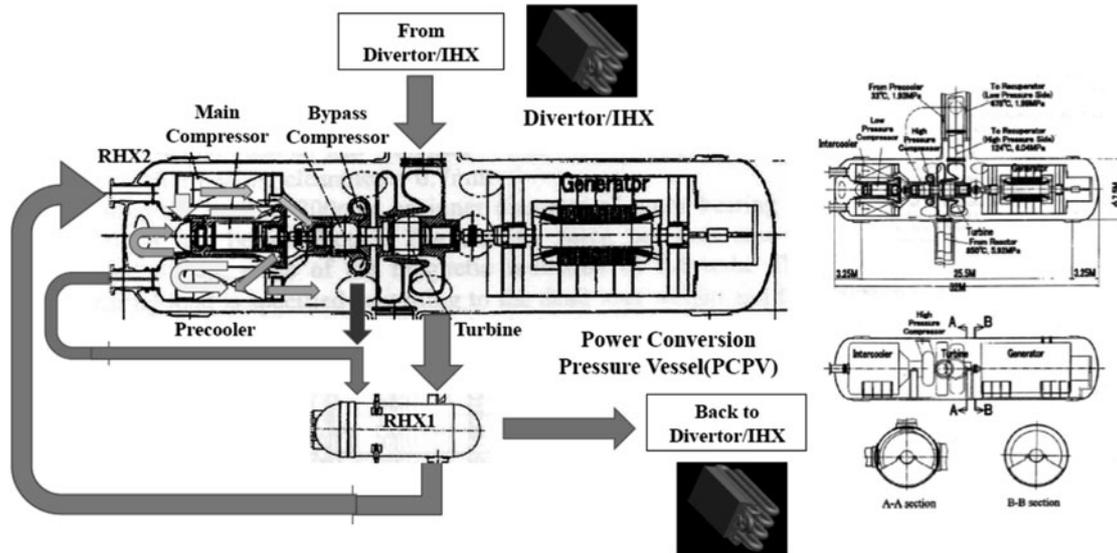


図6 先進超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電圧力容器内構造機器。

機器の取出し要領を以下に示す。まず、〈作業1〉PCPV 周囲の出入用ハッチを遠隔操作ロボットにより開放し、内部除染後系内発電機とターボ機器との接続を解除する。次に〈作業2, 3〉PCPV 両鏡を取り外し、〈作業4〉発電機をPCPV から移動させ、次に〈作業5〉ガスタービン/発電機、中間熱交換器(RHX2)、前置冷却器、主圧縮機、Bypass 圧縮機を移送させ、その後別建屋のワークスペースに移動して各機器のメンテナンスを実施する。

### 3.4 核融合原型炉 FFHR 発電システムの経済性

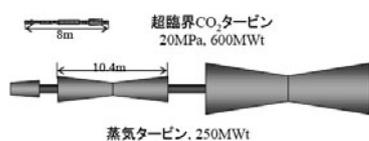
ここでは3GW級FFHR発電のための水/蒸気発電システムとA-SCO<sub>2</sub>GTとで必要とされる主要機器の体積・寸法を概算することで建設コストの比をはじめとする主要機器の体積ならびに寸法を表7に示す。

これによると、例えば両者におけるターボ機器の設計寸法は、250MWt級水/蒸気発電システムの全体設計寸法は20mを超すサイズとなるのに対して、600MWt級A-SCO<sub>2</sub>GTではその全長はわずか8mとなる設計仕様である。さらに各主要機器の体積を比較するとA-SCO<sub>2</sub>GTは水/蒸気発電システムのわずか44%程度と評価された。この結果から両者の製造コストを算定比較するには各主要機器の構造、材質等の違いを正確に評価する必要があるが、圧倒的な物量差から少なくともA-SCO<sub>2</sub>GTの製造コストが

表7 水/蒸気発電システムと先進超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電システムの主要機器寸法・体積の比較。

**Steam turbine system**  
 Steam turbine (m<sup>3</sup>) 1630  
 Generator (m<sup>3</sup>) 580  
 Heat exchanger (m<sup>3</sup>) 14,380  
 Total (m<sup>3</sup>) 16,590

**A-SCO<sub>2</sub> turbine system**  
 S-CO<sub>2</sub> turbomachinery (m<sup>3</sup>) 660  
 Generator (m<sup>3</sup>) 600  
 Heat exchanger (m<sup>3</sup>) 5980  
 Total (m<sup>3</sup>) 7240



低いことがわかる。

この両発電システムを核融合原型炉プラントに採用した場合のガスタービン建屋サイズ比較を図7に示す。

600MWt級設備においてタービン建屋サイズは水/蒸気発電システムでのタービン建屋容積は9万m<sup>3</sup>×2.4 (=600MWt/250MWt)であり、A-SCO<sub>2</sub>GTに対して約1.6倍の容積規模になるものと予想される。すなわち、両発電システムの建設コストにおいてはA-SCO<sub>2</sub>GTのほうがはるかに優れているといえる。また、前報で述べた同発電システムの高い安全性は、FFHR原型炉全体の安全性をも同時に保証するものであることから、ここでは3GW級FFHR原型炉発電システムの各部主要機器に関する設計仕様検討を行う。

### 3.5 FFHR 実用化に向けての R&D

#### 3.5.1 熔融塩接続ループ試験への接続性能試験

核融合科学研究所では図8に示す仕様の熱・物質流動ループOroshihi-2を完成させた。本装置では、熔融塩を用いて熱の除去及び燃料のトリチウムを模擬した水素同位体の挙動にかかわるブランケットの機能について強磁場・高温場での実際の使用環境、条件を模擬した統合実験を実施し、長期間安全に運転するために必要となる技術開発研究及び実証を行う。

今後、上述の3GW級FFHR原型炉による発電実証試験を実施するためには、1次系熔融塩/2次系A-SCO<sub>2</sub>GT

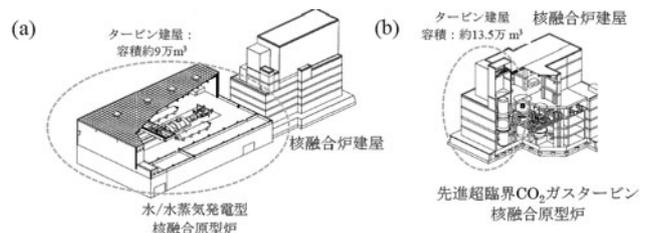


図7 水/蒸気発電とA-SCO<sub>2</sub>GT発電建屋との比較。

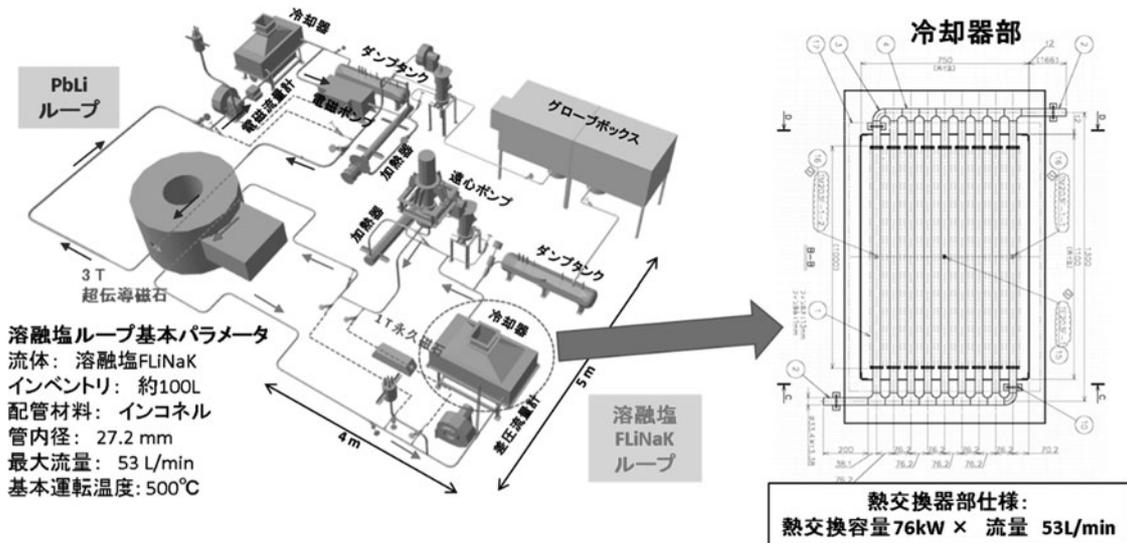


図8 溶融塩テストループ/超臨界 CO<sub>2</sub> テストループ(1).

との機能整合性に関する実証試験が不可欠である。その中で最も重要なものが1次系溶融塩/2次系超臨界 CO<sub>2</sub> の IHX 性能試験であり、次いで IHX を通じて1次系からの熱エネルギーを電気変換するための A-SCO<sub>2</sub>GT 機能試験である。そのため Orosshi-2 では、現存の空冷式冷却器の置換ないし超伝導磁石試験部手前の溶融塩循環試験部への IHX/A-SCO<sub>2</sub>GT 機能試験部の増設により、その機能試験を実施する予定である。

参考文献

[ 1 ] A. Sagara, The 2013 NIFS External Review (2013).  
 [ 2 ] Research report NIFS-MEMO Series, NIFS-MEMO-64

(2013).  
 [ 3 ] A. Sagara *et al.*, Fusion Eng. Des. **89**, 2114 (2014).  
 [ 4 ] A. Sagara *et al.*, American Nuclear Society Embedded Topical Meeting: 21st Topical Meeting on the Technology of Fusion Energy (TOFE) 9-13 November 2014, Anaheim, CA.  
 [ 5 ] S.A. Wright and P.S. Pickard, Proc. ICAPP'09 Tokyo, Japan, May 10-14, 2009 Paper 9152.  
 [ 6 ] S.A. Wright *et al.*, Proc. ICAPP'08 Anaheim, CA USA, June 8-12, 2008 Paper 8347.  
 [ 7 ] S.A. Wright *et al.*, Proc. ICAPP'08 Anaheim, CA USA, June 8-12, 2008 Paper 8266.  
 [ 8 ] S. Ishiyama *et al.*, Prog. Nucl. Energy **50**, 325 (2008).



## 4. 核融合炉特有の熱輸送

### 4. Heat Transfer Phenomena Uniquely in the Fusion Reactor

結城和久

YUKI Kazuhisa

山口東京理科大学工学部機械工学科

(原稿受付：2017年5月8日)

核融合炉固有の熱輸送問題で重要となる高熱流束環境および高磁場環境に焦点をあて、簡単な熱流動設計の考え方と関連する伝熱促進技術（スワール管・マルチ衝突噴流・ポーラス・液体金属自由表面流れ、など）ならびに高磁場低減化技術（3面複層コーティング技術）について紹介する。

#### Keywords:

high heat flux, strong magnetic field, first wall, divertor, blanket, heat transfer enhancement, insulating coating

#### 4.1 はじめに

核融合炉の炉心プラズマ周辺には第一壁やダイバータを代表とする非常に過酷な環境に晒される構造物や機器がある。これらは、プラズマからの放射熱や高エネルギー粒子負荷も加わる厳しい環境に耐えその機能を長期的に果たさなければならない。例えば第一壁は、その外側にあるブランケットでの中性子増倍・トリチウム増殖、そして最も重要なエネルギー取り出しを持続させるための保護壁であり、更にダイバータは核融合反応によって発生した $\alpha$ 粒子を排気する機能を有する。このようなプラズマ周辺機器の熱設計でキーワードとなるのが「高熱流束環境」および「高磁場環境」である。例えば単位面積当たりの入熱量を表す熱流束単位で言えば、原型炉の第一壁では $1\text{ MW/m}^2$ 程度の熱負荷、 $\alpha$ 粒子が直接流入するダイバータでは局所的ではあるものの約 $10\text{ MW/m}^2$ の熱負荷を定常的に除熱する必要がある。更に原型炉では、ブランケット内での中性子による体積発熱も非常に過酷なものとなる。このような極限熱環境に対し、冷却裕度を十分に確保し、かつ経済性・健全性・保守性に優れた熱設計を可能にするため、過去の工学機器技術にとらわれない先進的な除熱・熱輸送技術ならびに磁場の影響を低減する技術が提案されている。本章では、熱設計の基本的な考え方と上記の二つの核融合炉固有の環境における除熱・熱輸送問題にフォーカスし、関連する幾つかの技術について紹介する。

#### 4.2 各種冷却材の冷却性能と伝熱促進技術

##### 4.2.1 熱設計の基本的な考え方

まず、核融合炉内機器の冷却材の候補材として検討されているいくつかの流体について表1 [1]に示す。冷却性能のみを考えれば、液体金属や水はその熱伝導率や熱容量に

表1 各種冷却材の特性。

	融点 ( $^{\circ}\text{C}$ )	密度 ( $\text{kg/m}^3$ )	熱伝導率 ( $\text{W/m/K}$ )	定圧比熱 ( $\text{J/kg/K}$ )	粘性係数 ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )	電気 抵抗率 ( $\Omega\cdot\text{cm}$ )	Pr 数
軽水 100 $^{\circ}\text{C}$ , 4 MPa		$0.96 \times 10^3$	0.68	$4.21 \times 10^3$	$0.28 \times 10^{-3}$		1.71
Li 230 $^{\circ}\text{C}$	180	$0.51 \times 10^3$	41.4	$4.33 \times 10^3$	$0.558 \times 10^{-3}$	27.6	0.058
$\text{Li}_{17}\text{Pb}_{83}$ 240 $^{\circ}\text{C}$	235	$9.59 \times 10^3$	12.2	$0.19 \times 10^3$	$0.187 \times 10^{-3}$	124	0.038
Flibe (66-34) 530 $^{\circ}\text{C}$	459	$1.99 \times 10^3$	1.00	$2.39 \times 10^3$	$14.93 \times 10^{-3}$	$5.88 \times 10^5$	35.6
He 430 $^{\circ}\text{C}$ , 10 MPa		6.76	0.28	$5.19 \times 10^3$	$35.9 \times 10^{-6}$		0.67

より冷却能力に優れ、一方、溶融塩は一般的に高Pr数に属し冷却面近傍に熱抵抗層が形成されるため $1\text{ MW/m}^2$ を超えるような発熱環境では伝熱促進が必要である。更に、冷却材は高磁場下での流動環境となるため、液体金属や溶融塩を冷却材とする場合には、後述の強磁場との相互作用を考慮する必要がある。一方、ダイバータでは熱負荷が飛躍的に高くなるため、液体金属自由表面流れによる冷却や強磁場の影響を受けない水やHeガス冷却が多く検討されている。

以上のような冷却材を用い、第一壁からブランケット内部までの詳細な温度分布・応力分布等を評価するためにはCFD (Computational Fluid Dynamics) と構造解析を連成した評価が必要である。この際、特に適用する乱流モデルの選定とその妥当性評価には注意が必要である。一方、流体力学・伝熱工学では相似則が適用できるため、熱伝達性能（流れによる冷却性能の指標）を表す無次元数であるNusselt数( $Nu$ ) ( $Nu = hD/k$ ,  $h$ : 熱伝達率,  $D$ : 代表長さ,  $k$ : 液体の熱伝導率) を流動形態の指標となる Reynolds

数( $Re$ ) ( $Re = uD/\nu$ ,  $u$ :流速,  $\nu$ :動粘性係数), 冷却材の熱的性質を表す Prandtl 数( $Pr$ ) ( $Pr = c_p\mu/k$ ,  $c_p$ :比熱,  $\mu$ :粘性係数), 磁場の影響を表す  $Ha$  数 ( $Ha = BD(\sigma/\mu)^{1/2}$ ,  $\sigma$ :電気伝導率,  $B$ :磁場強度)を主要な無次元数として伝熱相関式を構築し, 冷却面温度を予測することができる. 更に, 構造材・アーマ材内での温度上昇も考慮し, 印加熱流束に対するアーマ材最大温度を許容温度以下にするような冷却システム成立性の簡易評価も重要である. 例えば磁場の影響が無視できるとし, 円管内乱流により単相流冷却する場合では, 以下の円管内乱流伝達の式が適用できる[2].

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (1)$$

$$Nu = 5.0 + 0.025(RePr)^{0.8} \quad (2)$$

$$Nu = 0.022Re^{0.8}Pr^{0.5} \quad (3)$$

(1)式は Gnielinski の相関式であり  $3000 < Re < 10^6$ ,  $Pr = 0.5 \sim 2000$  の発達乱流にて適用できる. (2)式は液体金属に対して適用が推奨される Subbotin の相関式であり, 適用条件は  $10^2 < RePr < 10^6$ ,  $Pr < 0.1$  である. (3)式は気体に対して頻りに適用される Kays の相関式であり  $10^4 < Re < 10^6$ ,  $0.5 < Pr < 1.0$  の範囲で適用可能である. 円管内乱流伝達の伝熱相関式を用いた簡易熱設計の方法を以下に概説する. 先ず表 1 から冷却材を選定し, 流量と入熱量から冷却材の出口温度  $T_{out}$  を評価する. 出口温度から  $Re$  数と  $Pr$  数を決定し, 該当する伝熱相関式を用いて  $Nu$  数を評価する. これにより熱伝達率  $h(W/m^2/K)$  が求まるため, ニュートンのクーリング則  $q = h(T_w - T_{out})$  によって冷却面温度  $T_w$  を決定することが可能となる. 単相流冷却の場合, 構造材の温度は流体のバルク温度上昇に伴い下流方向で上昇するため, 冷却部出口での温度評価が重要になる. 図 1 は直径 10 mm の円管内に表 1 で示される冷却材を通常の工学機器レベル以上の 10 m/s で流した時の流体温度  $T_b$  (混合平均温度) と冷却面温度  $T_w$  との温度差を評価したものである (あくまでクーリング則からの試算). これにより, 熱流束の増大に伴い流体温度と冷却面温度の温度差が上昇することがわかる. 更に, 液体 Li を用いる場合と他の流体とでは冷却性能の差は明らかである. 特にヘ

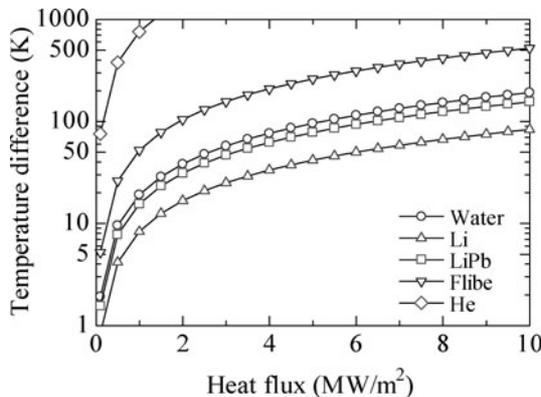


図 1 熱流束に対する冷却面と流体の温度差.

リウムガスに対しては 10 MPa 加圧環境でのデータであるにも関わらず大きな温度差となっている. 核融合炉の強加熱環境では, この温度差により, 強制対流に浮力駆動の流れが複合する共存対流が発生する可能性もあり, 条件によっては逆流が発生することも報告されている[3,4]. 円管内流れを採用する場合は Metais & Eckert のチャート[5]が参考になるが, 採用する伝熱促進技術における共存対流の発生の可能性についても議論が必要である. いずれにしても核融合炉のような高熱流束環境で溶融塩やガスを冷却材として使用する際には伝熱促進 (例えば高圧・高速化, 伝熱促進体の適用) が必要となる所以である. 当然ながら伝熱促進を考える際にはそのトレードオフの関係にある圧力損失とポンプ動力 (流量×圧力損失) の増大に注意を払いながら冷却概念の成立性と設計条件の最適化を図る必要があることは言うまでもない.

4.2.2 第一壁における除熱技術

ここで, 第一壁における具体的な伝熱促進技術について紹介する. 一般にブランケットは, トリチウムの増殖方式により固体増殖方式と液体増殖方式に大別される. 例えば, 固体増殖方式ではリチウムセラミックペブルを用い高温高圧水や He ガスを流す方式であり, 化学的に安定で構造体との両立性も良好のため既存の工学技術が適用しやすい. 一方, 液体金属 LiPb や溶融塩 Flibe を用いるような液体増殖方式では, トリチウムの増殖性能は高いものの構造材の腐食など今後解決すべき課題も多い. 例えば, 核融合科学研究所の相良によって提案された Flibe はトリチウム回収に優れ, 化学的に安定で液体金属と比べて磁場の影響を受けにくい, などの利点を有するが[6], 高  $Pr$  数流体であるため壁面近傍の流体熱抵抗層を攪拌する必要がある. 東北大学の橋爪・江原グループでは, この Flibe を用いて第一壁を冷却するため, 管内に図 2 のような金属球を充填したペブル充填管を用いた伝熱促進技術について研究を進め, ペブル充填管が同じポンプ動力に対しても非常に高い冷却性能を有することを実証している[7-9]. 特に Yuki らはペブル充填管内の流れ場と加熱面温度を可視化し, 球後方で形成され壁方向へ向かう衝突流 (図 2 下参照) が伝熱促進の主要因であることを明らかにしている[10]. 球と冷却面の点接触を面接触にすることで更なる伝熱促進とホットスポットの緩和が可能であると考えられるが, 圧力損失の

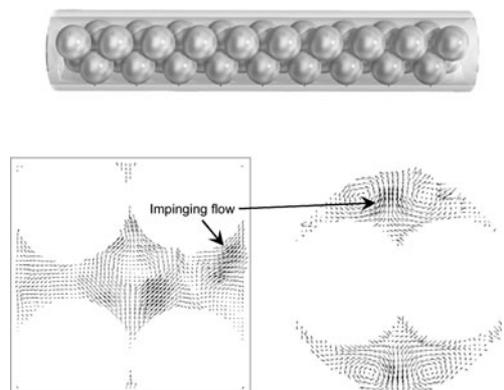


図 2 ペブル充填管内流動場 (左:縦断面, 右:横断面)[10].

低減技術についても今後の課題である。Ebaraらはペブル充填管の概念を発展させ更にトリチウム回収についても可能にする Finger-Stacked Structure について提案し、現在、流動場と伝熱促進性能について検証を進めている[11]。一方、第一壁をガスで冷却する手法としてITER-TBMで提案されている DCLL 方式 (Dual-Coolant Lead-Lithium) や HCLL 方式 (Helium-Cooled Lithium-Lead) などが挙げられる[12-14]。例えば DCLL 方式は、後述の MHD 圧力損失を軽減するためヘリウムで第一壁を冷却し、更に Pb-Li を増殖材と冷却材として適用するブランケットである (図 3 [15]参照)。当然ながらヘリウムは熱容量が小さく、冷却性能が低いため、8 MPa ほどに加圧されたヘリウムが狭隘空間を高速で流動することとなる。

4.2.3 ダイバータにおける除熱技術

一方、ダイバータに対しては、その熱負荷が 10 MW/m<sup>2</sup> と非常に高いため極めて高性能の除熱技術が必要とされ、近年の炉工学研究の中で最重要課題の1つとして位置付けられている。例えば、現在 France の Cadarache で建設が進む国際熱核融合実験炉 ITER (International Thermonuclear Experimental Reactor) では、自己点火と長時間燃焼・炉工学技術の実証が重視されているため、ダイバータの冷却として熱負荷に十分に耐え得る水冷方式が採用されている。伝熱促進を高めるため管内に図 4 (上) のようなねじりテープを挿入したスワール管が適用される[16,17]。スワール管内では流体が螺旋状に回転しながら流動するため、遠心力により管断面内に図 4 (下) のような二次流れが形成される[18]。これにより流体混合作用が促進され、結果として速度境界層が薄くなり熱伝達が促進される。ITER ダイバータでは、起動時の 20 MW/m<sup>2</sup> の熱負荷にも対応するため沸騰熱伝達による熱設計も同時に検討され、限界熱流束に対する安全率 1.7 を指標とし、結果として入口圧力 4 MPa、入口温度 100℃ の高速・高サブクール冷却条件 (流速約 10 m/s、サブクール度約 80 K) となっている。一方、JT-60SA ダイバータや原型炉では、管内面にネジ山構造を有するスクリー管の適用も検討されている[19,20]。スクリー管は伝熱面積の増大効果と加熱壁近傍の流体攪拌により、同じポンプ動力においてスワール管よりも高い除熱性能を有することが実証されている。その他のダイバータの水冷却技術として、Toda は金属ポーラス体内での冷却液の蒸発を利用した極低流量型蒸発伝熱デバイス EVAPORON (Evaporated Fluid Porous Thermodevice) を提案した[21]。その後、Yuki らは蒸気排出用サブ

チャンネルを装荷した EVAPORON-2 を提案し、非常に低い流量で 20 MW/m<sup>2</sup> を超える冷却性能を確認している[22,23]。現在まで、図 5 のようなダイバータ大面積面に適応可能な EVAPORON-3[24]や一方向性ポーラス体を適用した EVAPORON-4[25]についても提案している。一方、近年、安全性に優れるヘリウムガスによるダイバータ冷却が再検討され[26,27]、日米科学技術協力事業 PHENIX プログラムのタスクの一つとして国際共同研究も進んでいる。熱容量が低いヘリウムを冷却材として適用するため、10 MPa ほどに加圧しマルチノズルを有する衝突噴流として狭隘流路へ噴出させ冷却する HEMJ 方式 (Helium-cooled Multi-Jet) の冷却方式が検討されている (図 6 参照)。衝突噴流はその淀み点近傍で高い熱伝達性能を有するが、本方式はダイバータ大面積面へ対応するためマルチノズル化したものである。Karlsruhe Research Center で提案・開発され、現在、Georgia Institute of Technology を拠点としてノズル伝熱面間距離の最適化など、より具体的な実装設計条

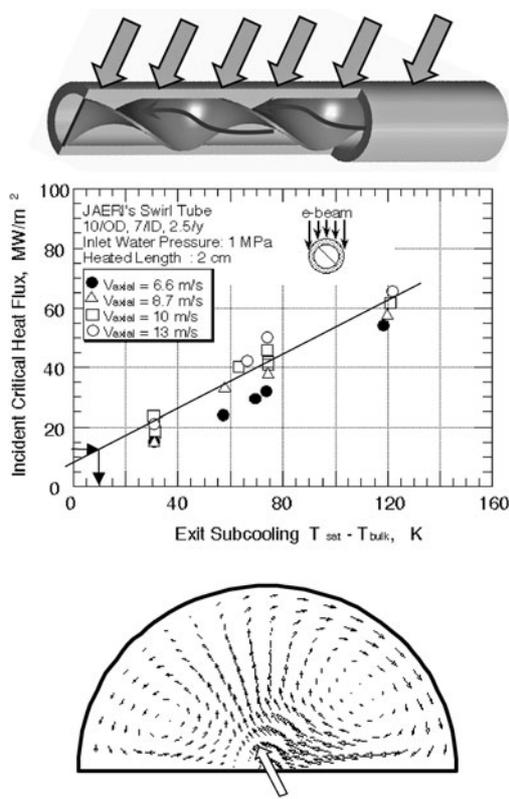


図 4 スワール管の伝熱性能[17]と断面流れ場の一例[18]。

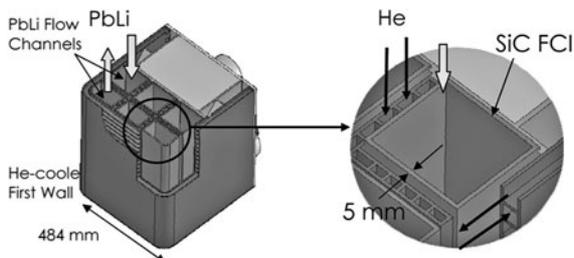


図 3 DCLL 方式 (Dual-Coolant Lead-Lithium) [15]。

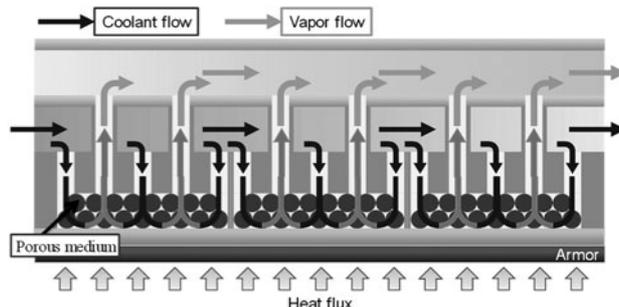


図 5 EVAPORON-3[24]。



図6 HEMJ 冷却方式[26, 27].

件について検討されている。平均熱伝達率として  $30,000 \text{ W/m}^2/\text{K}$  を超えるデータも得られている。特に PHENIX プログラムでは、ダイバータ実機と同等レベルの高温・高熱流束環境における伝熱データの蓄積が進んでおり、乱流モデリングや強加熱環境において懸念されている再層流化による伝熱劣化についても重要な検討項目となっている。実際に Yokomine らは、高温条件下で伝熱性能が劣化することを実証し、加熱層流化発生の可能性について指摘している[28]。その他、ガス流れがキャリアとなる冷却技術として Toda が提案した液体金属ミスト冷却[29]や Shimizu & Yokomine による固気混相衝突噴流冷却[30]についても検討されている。前者は液体金属の熱伝導性と蒸発潜熱を活用するもの、また後者に関しては固体粒子による熱容量の増大と粘性低層の攪拌を伝熱促進原理としたものである。また Sharafat ら[31]や Yuki ら[32]は、ヘリウムガスの乱流熱伝達促進や伝熱面積拡大を目的として金属ポーラス体を応用する伝熱促進技術について検討している。高圧高温水やヘリウムガス冷却以外のダイバータ冷却技術として、液体金属自由表面流れによる冷却も多く検討されている。ITER ダイバータでは、アーマ材であるタングステンがディスラプション時に熔融することで吸熱する設計であるため、液体金属を用いる最大の利点は、固体壁ダイバータにおける熱負荷面の熔融にともなう熔融粒子の発生やアーマ材の熱変形を考慮しなくて良いことである。特に液体 Li 壁ダイバータを用いる利点として、高い不純物吸収性能と粒子リサイクリングを下げることによるプラズマ表面密度の低下も挙げられる。例えば T-11M[33, 34]や CDX-U[35, 36]では、液体金属の蒸発潜熱と自然対流を活用することが提案され、電子ビームを用いた試験により  $40 \text{ MW/m}^2$  を超える除熱性能も実証されている。特に熱流束が低い領域に関しては Wick で発生する毛細管現象を駆動力とする自立冷却 CPS (Capillary Porous System) で対応可能と報告されている。しかしながら、原型炉レベルでの定常熱負荷、ディスラプションや ELM などプラズマの不安定挙動に伴う急激な熱負荷増大、更に粒子リサイクリングの観点から、液体金属は強制的に流動させることが望ましい。高速で移動する液体自由表面流れによる液体壁ダイバータに関しては、米国の NSTX において液体リチウムを

用いた実験が実施され[37]、APEX Program (Advanced Power Extraction study) を中心に液体金属をバックプレート上で流動させる実験が実施されている[38]。また日本でもトカマク炉用の液体壁ダイバータとして、ACLMD (Actively Convected Liquid Metal Divertor) が Shimada と Hirooka によって提案されている[39]。液体金属が入った容器内に電極を設置して電流を流し、トロイダル磁場との電磁力により電磁ポンプの原理で液体金属を循環させるものである。一方、ヘリカル炉に有効な自由液面流れ制御技術として、ヘリカル炉固有の問題である自由表面流れに対する重力方向の変化に対応するため、すだれ状の微細な隙間をもつ二重壁冷却流路構造が 功刀・相良らによって提案されている[40]。本技術は第一壁に対して提案されたものであるが、微細隙間の自由液面は表面張力により安定化され液だれが防止される。更に近年、Miyazawa らはヘリカル炉に対して、図7のような液体金属シャワーダイバータ REVOLVER-D (Reactor-oriented Effectively VOLUMetric VERTICAL Divertor) について提案している[41]。チェーン等の構造体に沿わせて液体金属を自由落下させてシャワー流の安定化を図るものである。一方、液体金属自由表面流れの伝熱促進体としてバックプレートに図8のようなデルタウイングを設置し、ウイング後方で形成される渦を活用した伝熱促進法が京都大学の功刀・横峯グループで提案され、磁場環境におけるデルタウイング後方の熱流

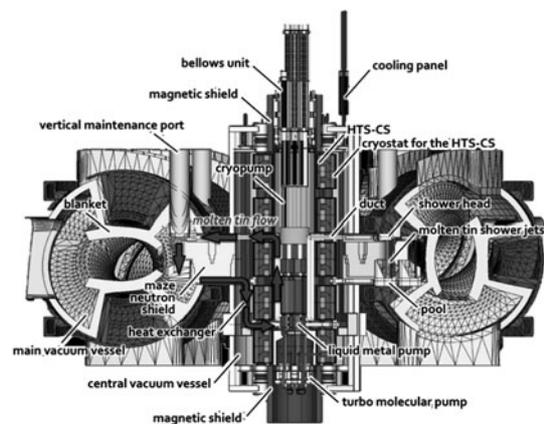


図7 液体金属シャワーダイバータ REVOLVER-D[41].

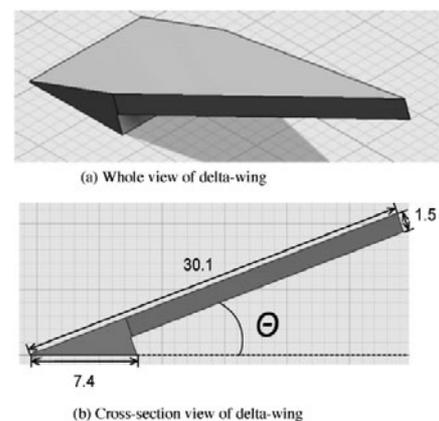


図8 デルタウイングによる伝熱促進[42].

動場についての評価が進んでいる[42]。以上のような液体金属を用いたダイバータやブランケットにおける冷却・熱輸送については強磁場との相互作用が重要であり、次節において概説する。

### 4.3 強磁場環境での熱流動現象とMHD低減化技術

磁場中を液体金属や熔融塩などの導電性流体が流れる場合、MHD (MHD:Magneto-Hydro-Dynamics) 効果によって流体は乱流遷移の遅延や圧力損失の増大、熱伝達の劣化など様々な影響を受ける。以下にその概要について先ず述べ、MHDの低減化技術や最近の研究について紹介する。

図9のような矩形管内に液体金属や熔融塩のような導電性流体がx方向に流速uで流れているものとする。外部磁場Bがy軸の正方向に印加されると誘導電流Jがz軸の正方向に発生する。発生した誘導電流と磁場の相互作用により電磁力J×Bが流れと反対方向に発生する(MHD流動抵抗)。このようなMHD流れに対しては、流れの状態を表すRe数の他に、磁場の強さを示すハルトマン数(Ha = Bd(σμ)<sup>1/2</sup> = 電磁力/粘性力)を考慮する必要がある。壁が絶縁壁の場合、流体内を誘導電流が循環することになる。この場合、側壁付近においては電流がzのマイナス方向に流れることからJ×Bが流れを加速する方向に作用する。また中心では電流がzのプラス方向に流れていることからJ×Bが流れを抑える方向に作用する。結果として、絶縁壁の場合は全体的に流速が一様な流れ、(ハルトマン流れ)が形成される。側壁付近での速度勾配が上昇するため磁場を印加していない場合に比べて圧力損失が高くなる。一方、壁が導電壁の場合、誘導電流は電気伝導性の高い壁内部へ流入する。流入の程度は壁と作動流体の電気伝導率比σ<sub>f</sub>/σ<sub>w</sub>等に依存するが、結果として、図の上下壁付近ではJ×Bが弱まり、速度が飛躍的に速くなる領域(M-shape流れ)が形成される(図10参照)。電流が導電壁内を流れることによりJ×Bが非常に大きくなり、MHD圧力損失も増大する。このようにMHD効果は壁が導電性である場合と絶縁性である場合では全く異なる挙動を示す。より詳細な流動構造の変化に関してはHa-Reチャートの理解が有益である。Ha/Re ≈ 1/200を境界として「乱流」と「層流または擬2次元乱流(Q2D)流れ」に分類できる(後述の文献[57-59]を参照されたい)。

以上の様に、磁場下において導電性流体が流れる場合、MHD効果を考慮した配管設計・熱設計や乱流モデリング

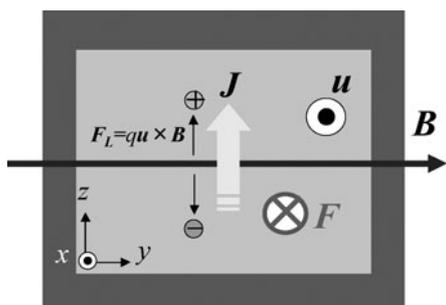


図9 MHD効果(誘導電流と電磁力の発生方向)。

の構築が重要となる。例えば、大阪大学・宮崎らはNaK[43]やLi[44]を用いて液体金属の圧力損失に関する以下の経験式を構築している。

$$\frac{dp}{dx} = K_p \sigma_f u B^2 \quad (5)$$

ここでK<sub>p</sub>は導電性壁を電流回路として考慮した負荷係数である。当然ながら、管路形状や流体と壁のコンダクタンス比が重要な因子となる(K<sub>p</sub>の詳細に関しては上記論文を参照されたい)。一方、MHD効果によって発生するMHD流動抵抗を低減するため、流路内壁に絶縁皮膜を施工する技術がMiyazakiらにより提案され、特に入熱面を除く三面に絶縁皮膜を施すことで劇的に圧力損失が低減できることが実証されている[45]。東北大学の橋爪・伊藤グループはこの概念を発展させ、絶縁膜のクラック対策として金属層と絶縁層を有する三面複層コーティング技術(図11参照)を提案している[46]。更に流路内部・複層皮膜・管壁内の熱・電気・流体・構造の連成解析を実施し、圧力損失が導電壁と比べ1/10に低減できること、更に第一壁の熱負荷条件でも十分に適用可能であることを示している[47-49]。その他の絶縁技術として、DCLLで検討されているFlow Channel Insert (FCI)[15]や化学反応による自己修復機能を有するIn-situコーティング法などの絶縁技術[50]も提案されているが、実環境における流路の製作方法や耐久性など、更なる進展が期待されている。

磁場下の液体金属の伝熱特性に関しては、Miyazakiらが液体Liによる円管内環状流(中心部にヒータピン)の熱伝達実験を実施してMHD効果による伝熱性能の変化についても評価している。弱磁場ではNu数が増加する場合はあ

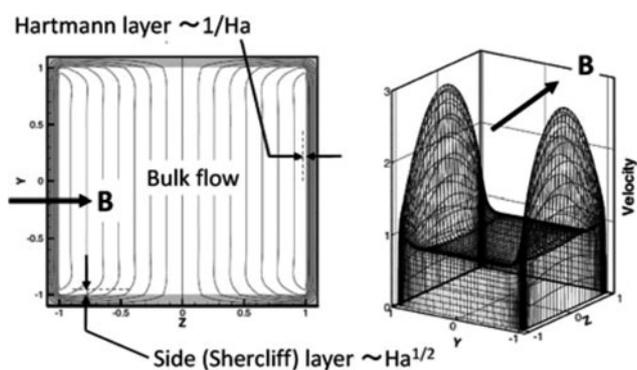


図10 M-Shape流れ[59]。

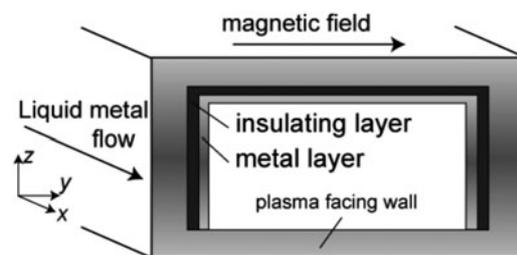


図11 三面複層コーティング技術[46]。

るものの、強磁場下で  $Nu$  数が60%近くまで減少することを実証している[51]。一方、溶融塩流れの伝熱劣化については、日米科学技術協力事業 JUPITER-II (2001-2006) で UCLA を拠点として評価され、磁場下の壁近傍速度分布・乱流強度の変化[52]や伝熱データ[53]が取得されている。更に、インタラクションパラメータ ( $= Ha^2/Re$ ) の増大に伴い伝熱性能が劣化し、これが0.06の時に  $Nu$  数が60%台まで減衰することが図12のように実証されている[54]。これら磁場下の熱伝達の減衰に影響する乱流挙動については MHD 乱流の直接数値計算 (DNS: Direct Numerical simulation) により詳細なメカニズムが明らかにされてきており、特に高磁場環境における様々な  $Pr$  数の流体に対する新しい MHD 乱流モデル開発も Yamamotoらによって検討されている[55]。一方、緒言でも述べたように、実際のブランケット内では高磁場環境下に中性子による体積発熱が重畳した非常に複雑な流動場が形成される。Satakeらは、この複雑流れに対しても DNS を実施し、共存対流の乱流構造と熱伝達劣化について議論している[56]。その他、UCLA の Sergey らによって指摘されている DCLL 内で発生する共存対流とホットスポット (図13参照) については文献[15]を、核融合環境における MHD 流れに関しては横峯らや Sergey の解説記事を参照されたい[57-59]。

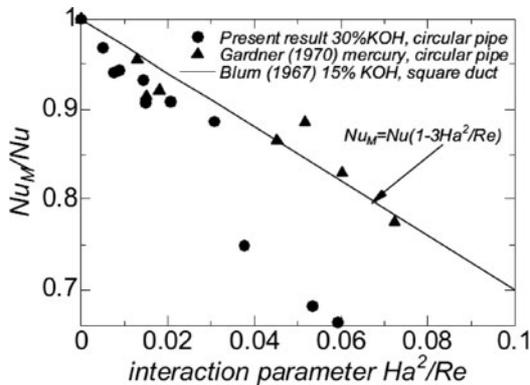


図12 磁場による伝熱性能の劣化。

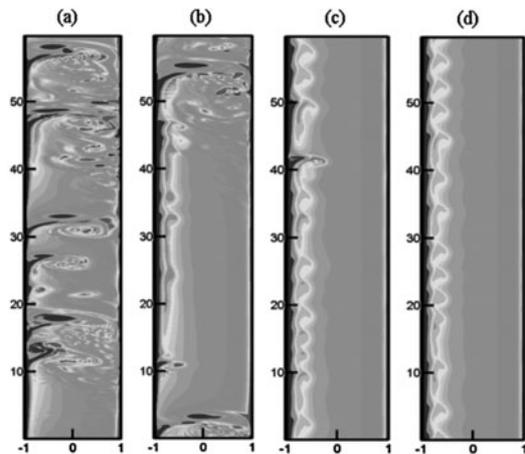


図13 磁場下の共存対流 ( $Re = 5000$  and  $Gr = 10^8$ . Strong turbulence: (a)  $Ha = 50$ , and (b)  $Ha = 60$ . Weak turbulence: (c)  $Ha = 100$ , and (d)  $Ha = 120$ .) [15].

#### 4.4 おわりに

本章では、核融合炉固有の熱輸送問題である「高熱流束環境」および「高磁場環境」に焦点をあて簡単な熱流動設計の考え方と関連する幾つかの先進技術について紹介した。紙面の都合上、詳細な紹介は割愛したが、その他の核融合炉固有の安全熱流動問題として、真空容器の破損に伴う炉内熱対流の発生と真空容器外への放射化ダスト放出 (LOVA: Loss of Vacuum Event) や真空容器内での冷却管破損に伴う炉内圧力急上昇 (ICE: Ingress of Coolant Event) [60] についても、炉の安全性と健全性を担保するため、それぞれの炉体系で議論が必要である。一方、本章で対象とした核融合炉における冷却・熱輸送では、冷却性能だけでなくトリチウム回収特性や腐食 (特に磁場環境下)、安全性、保守性など統合的な評価が必要である。それぞれの先進的な提案技術において固有の学術性と技術力・知見を高め、最終的に安価な熱輸送・発電システムを構築する必要がある。現在、核融合科学研究所では世界最大級の磁場環境を有する液体ブランケット流動試験ループ Orosh<sup>2</sup>i-2 が稼働しており[61] (図14参照)、今後、強加熱・強磁場下における伝熱促進技術、圧力損失低減、腐食抑制技術など、大きな成果が得られることを期待したい。

#### 参考文献

- [1] 関 昌弘：核融合炉工学概論 (日刊工業新聞社, 2001).
- [2] 伝熱工学資料 改訂第5版 (日本機械学会, 2009).
- [3] 功刀資彰ほか, Thermal science and Engineering 2, 9 (1994).
- [4] T. Mare *et al.*, Experimental Thermal and Fluid Science

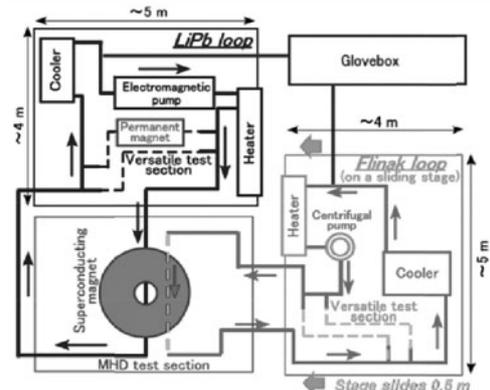
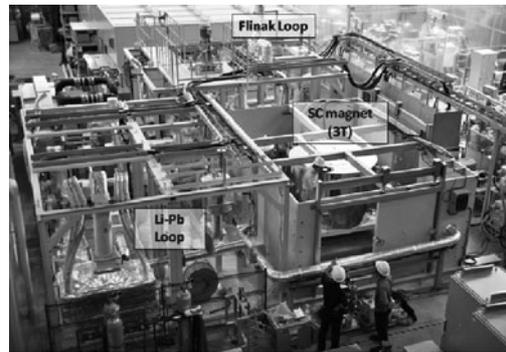


図14 液体ブランケット流動試験ループ Orosh<sup>2</sup>i-2.

- 30, 9 (2005).
- [ 5 ] B. Metais and E.R.G. Eckert, J. Heat Transfer **86**, 295 (1964).
- [ 6 ] A. Sagara *et al.*, Fusion Sci. Technol. **47**, 524 (2005).
- [ 7 ] H. Hashizume *et al.*, Fusion Sci. Technol. **56**, 892 (2009).
- [ 8 ] K. Shimizu *et al.*, Fusion Sci. Technol. **60**, 528 (2011).
- [ 9 ] A. Watanabe *et al.*, Fusion Eng. Des. **88**, 2357 (2013).
- [10] K. Yuki *et al.*, J. Thermophysics Heat Transfer **22**, 638 (2008).
- [11] S. Yasunaga *et al.*, Proc. 11th International Symposium on Advanced Science and Technology in Experimental Mechanics, 770 (2016).
- [12] J.F. Salavy *et al.*, Fusion Eng. Des. **83**, 1157 (2008).
- [13] C.P.C. Wong *et al.*, Fusion Eng. Des. **81**, 461 (2006).
- [14] Y. Wu *et al.*, Fusion Eng. Des. **82**, 1893 (2007).
- [15] S. Smolentsev *et al.*, Fusion Eng. Des. **100**, 44 (2015).
- [16] A.R. Raffray *et al.*, Fusion Eng. Des. **45**, 377 (1999).
- [17] M. Araki *et al.*, Fusion Technol. **29**, 519 (1996).
- [18] K. Yuki *et al.*, J. Enhanced Heat Transfer **11**, 379 (2004).
- [19] J. Boscary *et al.*, Fusion Technol. **35**, 289 (1999).
- [20] K. Ezato *et al.*, J. Nucl. Mater. **820**, 329 (2004).
- [21] S. Toda *et al.*, Proc. 11th IHTC, **4**, 503 (1998).
- [22] K. Yuki *et al.*, Fusion Sci. Technol. **60**, 238 (2011).
- [23] K. Yuki *et al.*, Fusion Sci. Technol. **64**, 2, 325 (2013).
- [24] K. Takai *et al.*, Plasma Fusion Res. **2**, 1405015 (2017).
- [25] K. Yuki *et al.*, 6th International Conference on Porous Media and Its Applications in Science, Engineering and Industry, Eds, ECI Symposium Series (2016).
- [26] A.R. Raffray *et al.*, Fusion Eng. Des. **84**, 1553 (2009).
- [27] M. Yoda *et al.*, Fusion Sci. Technol. **67**, 142 (2015).
- [28] T. Yokomine *et al.*, Fusion Eng. Des. **109-111**, Part B, 1543 (2016).
- [29] S. Toda and M. Kurokawa, Proc. 4th International Conference on Liquid Metal Engineering and Technology, Avignon, 434-1 (1988).
- [30] T. Yokomine *et al.*, Experimental Thermal Fluid Science **26**, 617 (2002).
- [31] S. Sharafat *et al.*, Fusion Sci. Technol. **2**, 559 (2007).
- [32] K. Yuki *et al.*, Fusion Sci. Technol. **68**, 3, 715 (2015).
- [33] V.A. Evtikhin *et al.*, Fusion Eng. Des. **49-50**, 195 (2000).
- [34] V.A. Evtikhin *et al.*, Fusion Eng. Des. **56-57**, 363 (2001).
- [35] R. Kaita *et al.*, Fusion Eng. Des. **61-62**, 217 (2002).
- [36] R. Majeski *et al.*, Nuclear Fusion **45**, 519 (2005).
- [37] H.W. Kugel *et al.*, Fusion Eng. Des. **87**, 1724 (2012).
- [38] M.A. Abdou *et al.*, Fusion Eng. Des. **54**, 181 (2001).
- [39] M. Shimada and Y. Hirooka, Nuclear Fusion **54**, 122002 (2014).
- [40] 功刀資彰, 相良明男: プラズマ・核融合学会誌 **78**, 133 (2002).
- [41] J. Miyazawa *et al.*, 1st IAEA Technical Meeting on Divertor Concepts, P-7 (2015).
- [42] K. Kusumi *et al.*, Fusion Eng. Des. **109-111**, Part B, **1**, 1193 (2016).
- [43] K. Miyazaki *et al.*, Nuclear Technol./Fusion, **4**, 447, (1983).
- [44] K. Miyazaki *et al.*, Fusion Technol. **10**, 830 (1986).
- [45] Miyazaki, Fusion Technology **19**, 969, 75 (1991).
- [46] H. Hashizume, Fusion Eng. Des. **81**, 1431 (2006).
- [47] M. Aoyagi *et al.*, Fusion Eng. Des. **85**, 1181 (2010).
- [48] M. Aoyagi *et al.*, Fusion Sci. Technol. **60**, 283 (2011).
- [49] M. Aoyagi *et al.*, Fusion Eng. Des. **89**, 1227 (2014).
- [50] T. Muroga *et al.*, J. Nucl. Mater. **367-370**, 780 (2007).
- [51] K. Miyazaki *et al.*, J. Nucl. Sci. Technol. **23**, 7, 582 (1986).
- [52] J. Takeuchi *et al.*, Fusion Eng. Des. **83**, 1082 (2008).
- [53] H. Nakaharai, Experimental Thermal Fluid Science **32**, 23 (2007).
- [54] T. Yokomine *et al.*, Fusion Sci. Technol. **52**, 625 (2007).
- [55] Y. Yamamoto and T. Kunugi, Fusion Eng. Des. **109-111**, Part B, **1**, 1130 (2016).
- [56] S. Satake *et al.*, Fusion Eng. Des. **87**, (2012).
- [57] 横峯健彦, 橋爪秀俊: プラズマ・核融合学会誌 **92**, 125 (2016).
- [58] S. Smolentsev: プラズマ・核融合学会誌 **85**, 8 (2009).
- [59] S. Smolentsev *et al.*, Phys. Fluids **24**, 024101 (2012).
- [60] プラズマ・核融合学会誌 **73**, 268, (1997).
- [61] A. Sagara, Fusion Sci. Technol. **68**, 303 (2015).



ゆう き かず ひさ  
結城和久

山口東京理科大学・教授。1971年1月生まれ（福岡県出身）。1998年3月九州大学大学院総合理工学研究科を修了後、東北大学大学院工学研究科量子エネルギー工学専攻での勤務を経て、2009年4月に山口東京理科大学工学部に着任。主に核融合炉工学（ダイバータ，第一壁），省エネルギー機器（パワーエレクトロニクス），未利用エネルギーの利用技術，などに関する冷却・熱輸送研究に従事。好きなもの，日本酒，登山，5歳の息子との戯れ。



## 5. 熱交換器の基礎

### 5. Basis of the Heat Exchanger

河原 全作

KAWARA Zensaku

京都大学大学院工学研究科原子核工学専攻

(原稿受付：2017年4月10日)

ブランケットで発生した熱を発電に利用するために流体を用いてブランケットからタービンに熱輸送する必要があるが、ブランケットで用いる流体をそのままタービンに輸送することは現実的ではない。そのため、ブランケットとタービンではそれぞれ独立した流体ループを用い、熱交換器を介して両流体ループ間で熱のみを移動させる設計が採用される。この章では、熱交換器の分類と設計に関する基礎事項ならびに既存の発電炉での利用について紹介するとともに、熱交換器におけるトリチウム移行の評価について述べる。

#### Keywords:

blanket, heat exchanger, overall heat transfer coefficient, tritium transfer

#### 5.1 はじめに

ブランケットで発生した熱を最終的な利用形態である電気に変換するには、ブランケットから熱を確実に取り出してタービンに輸送する必要がある。空間的に離れたコンポーネントへの熱輸送には流体ループを用いることが一般的であるが、ブランケット除熱に適する流体とタービンに用いる流体は必ずしも一致しない。腐食生成物の放射化・蓄積やトリチウムインベントリの抑制を考慮すれば、単一流体ループの使用は得策ではなく、ブランケット除熱とタービンによるエネルギー変換にはそれぞれ一次流体、二次流体と呼ばれる流体による独立したループを用いるとともに、熱交換器によって一次流体と二次流体の間で熱のみを移動させることが現実的な手段となる。集積回路の冷却から既存の発電システムに至るまで、スケールの大小を問わず、様々な種類の熱交換器がそれぞれの特徴を生かす形で利用されている。本章では、まず、熱交換器での伝熱の基礎を述べ、次に各種熱交換器の形状と特徴を紹介する。また、一次流体ループと二次流体ループを用いる発電システムの先例として、加圧水型原子炉および高速増殖炉の蒸気発生器について紹介する。最後に、核融合で特有の課題であるトリチウム透過の熱交換器での評価について述べる。

#### 5.2 熱交換器の基礎

##### 5.2.1 熱交換器の種類

熱交換器は、高温の流体と低温の流体の間で熱を受け渡すシステムであり、伝熱方式、構造、流路方向などによって以下のように分類されている。

##### (a) 伝熱方式による分類

- ・ 隔壁式（表面式）……一般に熱交換器と呼ばれるもの
- ・ 蓄熱式熱交換器……回転型全熱式など
- ・ 液体連結間接式熱交換器……ガス冷却塔など
- ・ 直接接触熱交換器……開放式冷却塔など

##### (b) 構造による分類

- ・ 管状……二重管型、シェルアンドチューブ型
- ・ 平板状……プレート型
- ・ 拡大伝熱面……フィンアンドチューブ型、プレート  
アンドフィン型(コンパクト熱交換器)
- ・ 蓄熱式……回転型全熱式

##### (c) 流路方向による分類

- ・ 向流型熱交換器
- ・ 並流型熱交換器
- ・ 直交流型熱交換器

熱交換器の設計にあたっては、高温流体と低温流体の種類、温度条件、圧力条件、熱交換量、その他の制限条件を考慮して、それぞれの対象について最適な熱交換器を採用することになる。一般的な熱交換器については、多くのハンドブック・資料・著書が発刊されているので、詳細についてはそちらを参照していただきたい[1-3]。

##### 5.2.2 壁を隔てた熱交換と熱通過率

熱交換器の設計では冷房機器や冷凍機のように低温流体を一次側として扱う場合もあるが、本章はブランケットからの熱をタービンに輸送にするシステムを対象としているため、以下では一次側を高温流体として話を進める。また、基本的に一次流体と二次流体の混合を望まない立場から、隔壁式熱交換器に限定して述べる。

図1は隔壁式熱交換器内での熱交換の模式図である。隔壁(厚さ $\delta$ , 熱伝導率 $\lambda$ )を隔てて高温(一次)流体と低温(二次)流体が流れているものとする。それぞれの流れの向きが同じ場合は並流型、逆向きの場合は向流型である。高温流体から低温流体への熱の流れは、(a)高温流体側隔壁表面での流体から壁への伝熱(熱伝達係数 $\alpha_h$ )、(b)壁中の熱伝導による熱移動(熱伝導率 $\lambda$ )、(c)低温流体側隔壁表面での壁から流体への伝熱(熱伝達係数 $\alpha_c$ )によって行われる。定常状態では、(a)~(c)の熱移動における熱流束 $q$ が等しいので次式が成立する。

$$q = \alpha_h(T_h - T_{wh}) = \alpha_c(T_{wc} - T_c) = \lambda(T_h - T_c)/\delta \quad (1)$$

式(1)を整理し、熱流束 $q$ を流体間温度差で表すと式(2)が得られる。式(3)で表される比例定数 $K$ は熱通過率もしくは総括伝熱係数と呼ばれ、熱伝達係数と同じ次元[W/m<sup>2</sup>K]を持つ。熱通過率 $K$ は、熱交換器における伝熱を総括する物理量であり、熱交換器の設計に広く用いられている。

$$q = K(T_h - T_c) \quad (2)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_c} \quad (3)$$

図1は熱の流れ方向のみの一次元に単純化したものであるが、実際の熱交換器では流路はどのような形式であっても一次流体と二次流体それぞれの入口と出口があり、熱交換によって一次側流体の温度はその入口から出口に向かって低下し、二次流体の温度は上昇する。そのため、熱交換器内の局所的な流体間温度差と熱輸送量は位置の関数となる。熱交換器の総熱交換量は局所的な熱輸送量を流路入口から出口まで積分することで評価できる。

一次・二次流体の流路が同じ方向の体系の場合、流体の比熱および熱通過率が一定で定常状態であれば、総熱移動量 $Q$ は次式で求められる[3]。

$$Q = K\Delta T_{lm}A \quad (4)$$

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2) \quad (5)$$

式(5)の $\Delta T_{lm}$ は、両出入口それぞれの温度差 $\Delta T_1$ ,  $\Delta T_2$ から算出される対数平均温度差と呼ばれるパラメータである。式(4)は並流型と向流型のどちらでも成立すること、一次流体と二次流体の局所温度差を用いなくても単一の温度差で熱交換性能を評価できるため、対数平均温度差を用

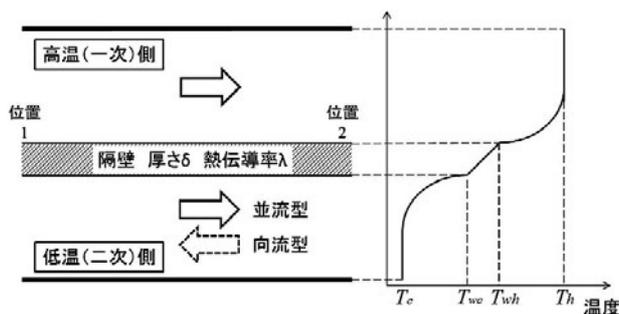


図1 熱交換器内での流体間の熱輸送。

いた式(4)は熱交換器の設計において広く用いられている。

一方、隔壁の厚さ・材質・温度・熱伝達率および表面での熱伝達係数が一様と見なせない場合には、局所熱通過率を得るために数値解析などで温度場・流動場を求めて熱輸送量を評価することになる。

### 5.2.3 熱交換器の工学的問題

**性能変化** 実際の流体ループ内を流動する流体は必ずしも清浄ではなく、また配管内壁の腐食などにより不純物が生成される可能性がある。そのため、流体に混ざっている不純物の隔壁表面への堆積や、相変化を伴う熱交換器における伝熱面表面へのスケールの付着など、汚れ(fouling)への対応が重要となる。汚れの層の存在は熱通過率を低下させるが、汚れによる熱交換器の性能変化を正確に予測するのは難しく、同様のシステムや実機の運転経験から想定される追加の熱抵抗(汚れ係数)を考慮してあらかじめ熱通過率の低下を評価しておく場合が多い。隔壁両面の汚れ係数をそれぞれ $f_h$ ,  $f_c$ とすると、熱通過率は次式で与えられる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_h} + f_h + \frac{\delta}{\lambda} + f_c + \frac{1}{\alpha_c} \quad (6)$$

**構造上の問題** 伝熱性能のみを考えれば、熱交換器の隔壁は薄い方が熱通過率が高く、小さな温度差で高熱流束となるので、熱交換器のコンパクト化と熱応力問題ではプラスに働く。一方、隔壁が薄肉の場合には、耐圧性能や流力振動などに対する強度、腐食による減肉への余裕度、そしてトリチウム透過の点でマイナスになる。設計にあたってはこれらトレードオフの関係にある事象について十分な検討が必要である。

### 5.2.4 核分裂炉における熱交換システムの例

既に発電炉として実用に供されている核分裂炉では様々なタイプの熱交換器が用いられ、そのサイズや使用環境(温度、圧力、流量、使用流体など)は核融合炉で想定されるケースに近いものもあり、核分裂炉の開発と運用で得られた知見と経験は核融合炉における熱交換器開発においても有用である。以下に、核分裂炉での熱交換器実用例として、最も一般的に使用されている加圧水型軽水炉(PWR)と液体金属を用いている高速炉の蒸気発生器について紹介する。

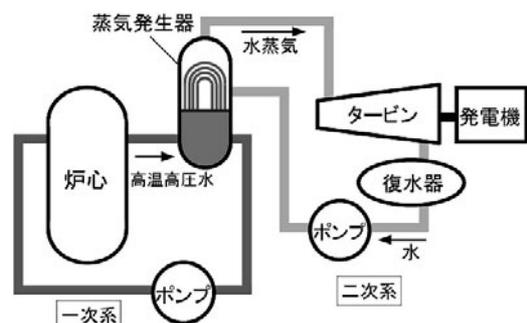


図2 加圧水型原子炉の系統。

### 加圧水型軽水炉（PWR）の蒸気発生器

世界的に商用運転されている発電用原子炉の多くは軽水冷却炉であり、その中で最も多く運用されているタイプは加圧水型原子炉（Pressurized Water Reactor, PWR）である。図2にPWRの冷却システムを示す。PWRでは炉心を冷却する一次系ループとタービンを駆動し発電させる二次系ループ間では物質輸送は行われず、蒸気発生器で熱交換を行う。一次冷却系は15 MPaまで加圧され、サブクール（系圧力における沸点より低温の）状態の高温高圧水が循環している。蒸気発生器はそれぞれの原子炉によって異なるが、日本国内では一次側が3000～6000本の逆U字管群、二次側が胴（直径約5 m 高さ約20 m）の大型シェルアンドチューブ型熱交換器が用いられている。炉心で加熱された高温の一次冷却水は逆U字管（外径約20 mm, 肉厚約1 mm）内を流れ、管の外側を流れる二次冷却水（圧力6 MPa）を沸騰させる。スケール発生と炉心での放射化の原因となる高温高圧下での相変化によるエロージョン、コロージョンを避けるため、一次冷却水、二次冷却水とも厳しく純度制御が行われている。U字細管には水・蒸気系で高い耐食性を有するインコネル合金が採用されている。蒸気発生器の細管の保守管理はPWRにおいて非常に重要で、過去には細管振れ止め金具の挿入不良による高サイクル流体力振動によって破断し大量の放射化した一次冷却水が二次側に漏洩した事故を経験している（1991年、美浜原子力発電所二号機）。

#### 高速炉の中間熱交換器、蒸気発生器

高速中性子による核反応を利用する高速炉では、その開発過程で冷却材として液体ナトリウム等の液体金属が用いられてきた。液体金属は水に比べて熱伝導率が1桁から2桁大きく沸点も高いため、発熱密度が軽水炉に比べて高い高速炉において、伝熱の観点からは優れた冷却材である。しかし、冷却材の放射化やアルカリ金属であるナトリウムの高い化学的活性などへの工学的課題も多い。図3に示すように、高速増殖炉「もんじゅ」では二段階の熱交換を行い、炉心～一次ナトリウムループ～中間熱交換器～二次ナトリウムループ～蒸気発生器～高温高圧水・水蒸気ループ～タービンの系統となっている。炉心を循環する一次ナトリウムループとタービンを駆動する水・蒸気ループの間に二次ナトリウムループを設置することにより、放射化した一次ナトリウムと水の直接的な接触が起きる可能性を排除している。ナトリウムと水が接触する可能性が最も高いのは薄肉隔壁を隔ててその両側で水とナトリウムが流れている蒸気発生器と想定されるので、多くの開発研究がなされてきた。一般的に、液体金属冷却高速炉は軽水炉よりも作動温度が高温であり、蒸気発生器内の伝熱隔壁は水（もしくは水蒸気）とナトリウムの両方に曝される厳しい環境条件にある。過去の高速炉開発では様々な形式の熱交換器が採用されてきた。「もんじゅ」では、材料の健全性の観点から蒸発器（ナトリウム－高温高圧水の熱交換）と過熱器（ナトリウム－水蒸気の熱交換）に分離されたらせん状貫流型熱交換器が採用されたが、複雑な構造はメンテナンスや検査において不利であるため、次世代炉に関しては、直

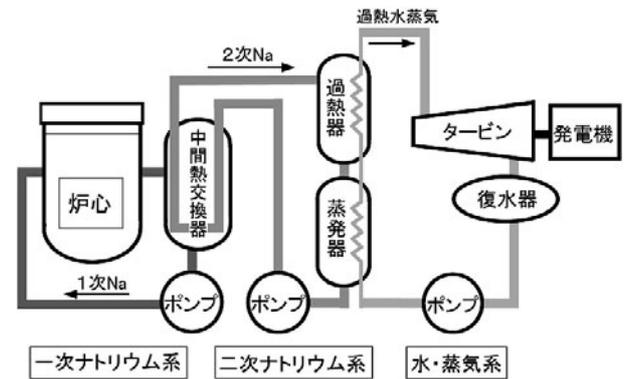


図3 高速増殖炉もんじゅの冷却系統。

円筒二重管構造も開発課題に挙がっている。

### 5.3 トリチウム移行

通常の隔壁型熱交換器では、一次側と二次側は固体壁で隔てられ熱のみが輸送されるため、物質輸送を考慮する必要はない。しかし、核融合炉では金属リチウム、リチウム鉛、フリーベ等の液体トリチウム増殖材を冷却材として用いるブランケット設計が提案されており、この場合高濃度のトリチウムを含有した流体が熱交換器の隔壁に到達することになる。トリチウムおよびトリチウムを含んだ化学種は高温下で容易に金属壁を透過する性質を有しているため、核融合炉の熱交換器では隔壁を透過して二次流体に移行するトリチウム量を評価する必要がある。

熱交換器の隔壁を介して一次流体から二次流体にトリチウムが移行する過程は、(a)一次流体中のバルク領域から隔壁界面近傍への拡散（境界層内の物質移動）、(b)一次流体と隔壁界面での移行（酸化膜中の拡散）、(c)隔壁材料中の拡散、(d)隔壁と二次流体の界面での移行（境界層内の物質移動）、(e)隔壁界面近傍から二次流体バルク領域への拡散（境界層内の物質移動）が一次的に繋がった現象となる[5,6]。これと熱交換器での熱輸送にはアナロジーが成立するので、熱通過率（総括伝熱係数）と同様にして、総括トリチウム移動係数を用いてトリチウム移動流束が評価できることを意味する。前述の(a)は一次系の熱伝達、(b)は一次系の汚れによる温度差、(c)は隔壁の熱伝導、(d)は二次系の汚れによる温度差、(e)は二次系の熱伝達にそれぞれ対応するので、式(6)と同じ形になる。

一次系および二次系のトリチウム濃度をそれぞれ  $C_1$ 、 $C_2$ 、一次系から二次系への総括トリチウム移動係数を  $K_T$  とすれば、トリチウム移動流束  $N_T$  は次式で表すことができる。

$$N_T = K_T (C_1 - C_2) \quad (7)$$

ここで、一次流体、一次側酸化膜、隔壁、二次側酸化膜、二次流体でのトリチウムの拡散係数をそれぞれ  $D_1$ 、 $D_{o1}$ 、 $D_w$ 、 $D_{o2}$ 、 $D_2$  とし、一次側、二次側の酸化膜の厚さを  $\delta_{o1}$ 、 $\delta_{o2}$  とする。また、一次側、二次側のシャーウッド数を  $Sh_1$ 、 $Sh_2$  とする。シャーウッド数はトリチウム移動係数が対流により静止時に比べて増大する程度を表す無次元数で

ある。これらの物理量を用いれば、 $K_T$  は次式で表される。

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{Sh_1 D_1} + \frac{\delta_{o1}}{D_{o1}} + \frac{\delta}{D_w} + \frac{\delta_{o2}}{D_{o2}} + \frac{1}{Sh_2 D_2} \quad (8)$$

酸化膜の厚さおよび拡散係数単独の測定が困難な場合には、汚れ係数と同様に式(8)の右辺第2項と第4項の形で得ることにより、総括トリチウム移動係数  $K_T$  を評価することができる。

式(8)は熱交換器内のある隔壁位置の局所的なトリチウム移動を評価する係数であり、熱交換器での総トリチウム移動量は、熱交換器入口から出口までの移動量を積分することで求められる。将来的にトリチウム移行を考慮した熱交換器の設計を行うには、その使用環境下における式(8)の右辺各項の物理量の評価法やデータベースの確立が必要である。

#### 5.4 まとめ

この章では、熱交換器の基礎としてまず熱交換器の分類

について紹介し、次に隔壁型熱交換器における熱通過率について説明した。また、伝熱面の汚れによる性能変化等について述べた。さらに、核融合炉で用いられる熱交換器に参考となる実用例として、核分裂炉 (PWR および高速炉) で利用されている熱交換器について紹介を行った。最後に、熱交換器でのトリチウム移行について、熱輸送と物質移動のアナロジーからの評価方法について述べた。

#### 参考文献

- [1] 日本機械学会編：伝熱工学資料 (改訂第5版) (丸善, 2009).
- [2] 日本機械学会編：日本機械学会基準 熱交換器の熱的設計法 (JSMES001-1996) (1996).
- [3] 日本機械学会：JSME テキストシリーズ 伝熱工学 (2005).
- [4] 神田 誠 他：原子力プラント工学 (オーム社, 2009).
- [5] 片山一成, 奥野文人：プラズマ・核融合学会誌 92,136 (2016).
- [6] S. Fukada *et al.*, Fusion Eng. Des. 83, 747 (2008).



かわら ぜん さく  
河原 全 作

京都大学大学院工学研究科原子核工学専攻講師。工学博士。原子炉・核融合炉及びエネルギー機器における熱流動現象を中心に、沸騰・対流などの伝熱や気液二相流などの混相流に関する研究を行っています。1978年以来、学生・教員としてずっと京都大学にいますが、住まいは滋賀県のどかな田園地域で、蚊・雑草と日々格闘しています。



## 6. 熱流動ループの設計製作のイロハ

### 6. The ABC of the Design and Construction of a Thermal Fluid Loop

三浦邦明, 高橋光俊

MIURA Kuniaki and TAKAHASHI Mitsutoshi

助川電気工業株式会社

(原稿受付: 2017年5月10日)

将来の核融合ブランケット用熱流動ループを設計・製作するに当たって、事前にプラントと同じ熱媒体を用いて使用機器の開発や性能確認試験を熱流動試験ループで実施する必要がある。熱流動試験ループは、将来の仕様を模擬するだけでなく、仕様を上回る条件で安全性試験をしなければならず、熱流動試験ループとはいえ材料選定や機器設計に特別な配慮が必要となる。

本章は、熱流動試験ループの設計・製作の基本及び手順を簡単に解説したものである。

#### Keywords:

nuclear fusion blanket, thermal fluid loop, plant design, fluoride molten salt, Li-Pb eutectic alloy

#### 6.1 はじめに

国際熱核融合実験炉 ITER 用の日本のテストブランケットは、固体ブランケットを採用し、増殖したトリチウムを取り出すヘリウムガス系と除熱用の熱媒体に加圧水を用いた冷却系が付いたものである[1, 2]。

しかし、この方式以外にもトリチウム増殖と熱媒体機能を同時に持つトリチウムやリチウム合金を溶かし、液体金属にしたものを増殖材兼熱媒体とする方式や、リチウムを含むアルカリ金属やベリリウムとハロゲン元素のフッ素との化合物を複合化して融点を下げて溶かして、溶融塩にしたものを増殖材兼熱媒体にする方式もあり[3]、材料特性、熱媒体自身の高磁場下での熱流動特性やトリチウムの取出し方等、まだ多くの課題があり現在試験中である[4]。

何れにしても熱を運ぶには液体が便利で有り、本稿は、液体の熱媒体のうち液体金属や溶融塩等を循環する熱流動試験ループの基本及び設計製作手順について解説する。

#### 6.2 熱流動ループとは

ブランケット材に液体を採用すれば、トリチウムを増殖しながら膨大な中性子のエネルギーを熱に変換し炉外に持ち出し易くなる。

このように流体の流れと熱の流れが同時に行われる系が熱流動ループであり、身近なところではボイラーも熱流動ループであるが、特に熱負荷の大きい原子炉や核融合炉における熱流動ループは、流量、熱量とも桁違いに大きいので、この2つの現象を十分に考慮して熱流動ループを設計しなければならない。

#### 6.3 熱媒体の違いによる熱流動ループの違い

##### 6.3.1 溶融金属を熱媒体に使う場合

液体金属は、沸点が高く、蒸気圧が低いので、水を使った原子力プラントより温度は高いが圧力を低くでき、金属であるため熱伝導率が高く、大きな熱伝達率が取れるので水より除熱性能が高い。また、導電性のため核融合炉の高磁場中で MHD 圧力損失が非常に大きいという欠点もあるが[5]、高速増殖炉用機器が使える範囲で有る。

核融合炉の場合、トリチウムを増殖するために消防法で危険物に指定された金属リチウムを使うが、リチウムは固体であれば水との反応も穏やかで炭酸飲料の様に気泡を発生させる程度である。液体でも300℃程度までであれば空気との反応も穏やかで炎をあげて燃えることはないが[6]、より高温になった場合の危険性を考えて鉛を添加した Li-Pb 合金が核融合炉のブランケット材の候補になっている。

鉛を添加することによって電気抵抗が上がり MHD 圧力損失が少なくなるという良い面もある一方、非常に重く高温では腐食性が高くなるという欠点も生じてくる[7]。

##### 6.3.2 溶融塩を熱媒体に使う場合

溶融塩は、電気抵抗は高く導電性の液体金属の様な MHD 圧力損失がなく、Li-Pb と同様に燃焼することはなく安全であるが、熱伝導率が悪く、粘性が高いので、如何に熱伝達率を大きくしてやるかが課題で有る。オークリッジ研究所の溶融塩炉での安定した運転実績から、核融合炉のブランケット材の候補の1つである[1, 7]。

##### 6.3.3 水を熱媒体に使う場合

一般的な熱流動ループの水は、発電所の大きな蒸気タービンをも回し得る優れた熱媒体である。しかし、水の欠点は、高温高压に保持して液体の状態を維持する必要がある

り、熱伝導率が低いために熱伝達率を大きく取れない。そのため、高熱負荷の核融合ブランケットの設計は難しい。

水冷却の固体ブランケットは、ITERの日本のテストブランケットに採用され、多くの報告書があるので、本稿では取り扱わないことにする。

## 6.4 実際の設計・製作

### 6.4.1 液体金属用熱流動試験ループの設計製作

#### 6.4.1.1 液体金属用熱流動試験ループの設計

どの液体を使おうとも欠点・課題があり、熱流動ループを設計するに当たっては如何に欠点を技術でカバーし、使用できる様にするかが肝要である。したがって、使用流体の特性や設計条件に見合う材料選定、機器の種類と使用機器の改良点をリストアップし、改造すべき機器があればメーカーと協議して予算を確認し全体工程に織り込んでおくことから設計が始まる。これらの手順をLi-Pb熱流動試験ループを例に以下に示す。

- ① Li-Pbの特性調査と事前設計資料等の調査と材料選定。
- ② 仕様に見合った必要装置のリストアップと改良点確認。
- ③ 系統図作成（熱流動ループとガス系とLi-Pbの溶解装置と熔融金属供給系と制御系を含む全系）。
- ④ 装置の改良点と改良方法と予算と工程確認（改良には時間がかかる場合が多いのでできるだけ早く確認する）。
- ⑤ 重い流体なのでエロージョン（壊食）対策から最大流速決定（配管サイズが決定）。
- ⑥ 使用機器の大きさと配管サイズから液体の容積を概算し、液体の貯蔵タンクと液体の熱膨張を吸収する膨張タンク等の容量決定
- ⑦ Li-Pb共晶点合金の入手が困難なので熔融金属供給系の溶解装置設計（合金化前のLiは窒素と酸素にも反応するのでグローブボックス方式採用）。
- ⑧ 機器の配置設計（配置設計で注意すべきはポンプの出口側に水力学的圧力損失の大きい物を配置し、運転中の温度変化で流体の体積膨張を自由に逃がしてやる膨張タンクをポンプの入り口側に置くことである）。
- ⑨ 機器の配置が決まれば過大な熱応力が発生しない様に配管のルートの検討（機器の固定位置、配管の荷重や内圧や熱膨張に伴う応力計算は、配管解析コードを利用して許容応力以内に設計）。
- ⑩ 各使用機器の詳細設計（JISの压力容器規格で規格強度計算をして形状を決め、構造解析コードで押さえ金具の位置とヒータ取り付け範囲から温度分布を求めてヒータ容量や最適熱電対配置を決め、流体解析コードで加熱器や冷却器等の流れ分布を計算して構造決定）。
- ⑪ 架台設計（機器の自重と、配管の解析コードで求めた配管の吊り位置、固定位置での反力も含め、架台の強度計算を行い構造決定。架台設計で重要なこと

は現地での作業を低減するため、輸送も考えてモジュール化することである）。

- ⑫ 熱流動試験ループ詳細設計（全体構成確認、詳細部品、保温、計装品、配線、電力容量、塗装等確認）。
- ⑬ 熱流動試験ループ用制御盤の詳細設計
- ⑭ 図書作成（組立要領書、検査要領書、試験要領書、運転要領書、取扱説明書）

#### 6.4.1.2 液体金属用熱流動試験ループの製造

以上の設計に基づいて機器の製作、架台も含めた熱流動試験ループ、制御盤を製作していくことになるが、手順と注意点を以下に示す。

- ① 設計図に基づいて製作された機器、配管、架台等が入荷し、受け入れ検査を実施。
- ② 組立手順書に基づいて機器を配置し組み立てていくが、配管の溶接部開先形状を設計通り製作し、内面と開先の洗浄と溶接時の裏ガス（酸化防止のため配管内部に流すArガス）を流しながら裏波が出るように溶接し、ドレン勾配を維持しながら配管系の溶接部が曲がらないように溶接。
- ③ 溶接部の健全性を確認するため、浸透探傷試験、放射線透過試験、ヘリウムガス漏洩試験、耐圧試験（禁水の場合はガス圧で試験）等を実施。
- ④ ヒータや熱電対やレベル計などの計装品の取付け（損傷し易いので養生要）。
- ⑤ 保温施工（粉塵に対する養生要）。
- ⑥ 制御盤と装置間の配線施工、シーケンスチェック、ガス系・真空系・予熱系の動作確認試験の実施。
- ⑦ モジュール毎に分離、現地搬入、再組立て、再試験。
- ⑧ 配管系の真空ベーキングや予熱試験を実施
- ⑨ Li-Pbの溶解、貯蔵タンクへ充填。
- ⑩ 実運転

### 6.4.2 熔融塩用熱流動試験ループの設計製作

#### 6.4.2.1 熔融塩用熱流動試験ループの設計

以下にFLiNaKと呼ばれる熔融塩の熱流動試験ループの設計について記載する。設計手順としてはLi-Pbと同じでLi-Pbを熔融塩に読み替えれば良いため、違うところだけを記載する。

- ① FLiNaKは、LiF、NaF、KFを決められたモル比で混合して融点を下げた混合塩であるが、これも市販していないので溶解装置が必要になる。塩は潮解性を示し、塩中の水分は金属を腐食するので、グローブボックス方式溶解炉にして水分が入らない様にする。
- ② 一般的に塩は、熱伝導が悪く、粘性が大きいので加熱冷却器や熱交換器は乱流による伝熱促進の活用、必要に応じて均熱板を配置して温度分布低減も考慮する。
- ③ FLiNaKの融点が453℃と高く、運転温度も550℃程度になり、大気側の酸化が大きく、熔融塩の腐食性も強いので高ニッケル合金を配管や接液部材に使う必要がある。

### 6.4.2.2 溶融塩用熱流動試験ループの製造

溶融塩の熱流動試験ループも密閉性を要求するのでLi-Pbと同様の技術で製作できる。しかし、溶融塩は熱伝導が悪いために、以下の注意が必要である。

- ① 配管内部の流体による温度均熱化が無いので、保温やヒータの施工が悪いとその支持部周辺の配管自体の温度が低下し、流路閉塞が生じるので保温や予熱ヒータの施工には注意が必要である。
- ② 材料が高ニッケル合金なので溶接が難しくなり、溶接技量には十分注意が必要である（訓練が必要である）。

## 6.5 核融合用熱流動試験ループ

### 6.5.1 Li-Pb 用熱流動試験ループ

図1に、Li-Pb 用熱流動試験ループの設計例を示す。

液体金属なので、高速増殖炉用に開発した電磁ポンプ、電磁流量計、コールドトラップ、加熱器、冷却器、膨張タンク等を使ったループ構成になっている。このループは、電磁ポンプが設置されている範囲と加熱器と膨張タンク側とに分離できるようになっている。

### 6.5.2 FLiNaK 用熱流動試験ループ

図2は、FLiNaK 用熱流動試験ループの設計例であり、このループもメカポンプ（メカニカルポンプ）側とダンブタンク側とに分離できるように設計した。

FLiNaK は非導電性流体なので、駆動にはメカポンプを採用した。メカポンプはループ上部に取り付け、メカポンプのメカニカルシール部に気密性がなくなっても溶融塩が吹き出さないようになっている。

### 6.5.3 実際の熱流動試験ループ

図3に核融合研研向けに設計製作し納入したLi-Pb用ループとFLiNaK用ループを示す[8]。

## 6.6 おわりに

今回は、核融合のための熱流動試験ループを設計製作する方法について解説した。初めての方の参考になれば幸いである。

### 参考文献

- [1] 田中 知 他：プラズマ・核融合学会誌 **81**, 434 (2005).
- [2] 鈴木 哲 他：プラズマ・核融合学会誌 **82**, 768 (2006).
- [3] 小西哲之 他：日本原子力学会誌 **47**, 488 (2005).
- [4] 西田正史 他：プラズマ・核融合学会誌 **79**, 678 (2003).
- [5] 鈴木晶大 他：プラズマ・核融合学会誌 **89**, 349 (2013).
- [6] R.A. Rhein *et al.*, Fire Tech., 2nd Quarter **29**, No.2 (1993) 100
- [7] 田中照也 他：プラズマ・核融合学会誌 **89**, 384 (2013).
- [8] 田中照也 他：プラズマ・核融合学会誌 **92**, 112 (2016).
- [9] A. Sagara *et al.*, Fusion Sci. Tech. **68**, 303 (2015).

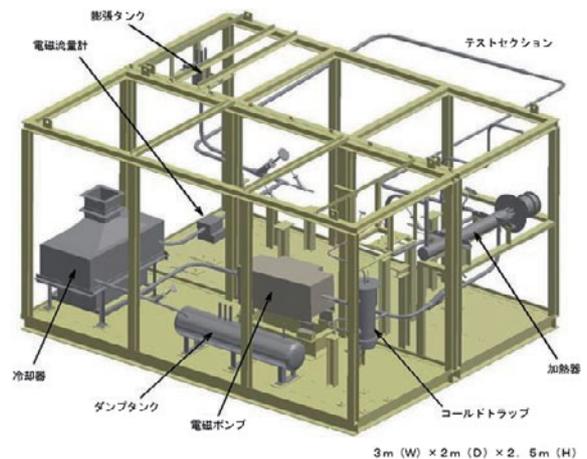


図1 Li-Pb 用熱流動試験ループの設計例。

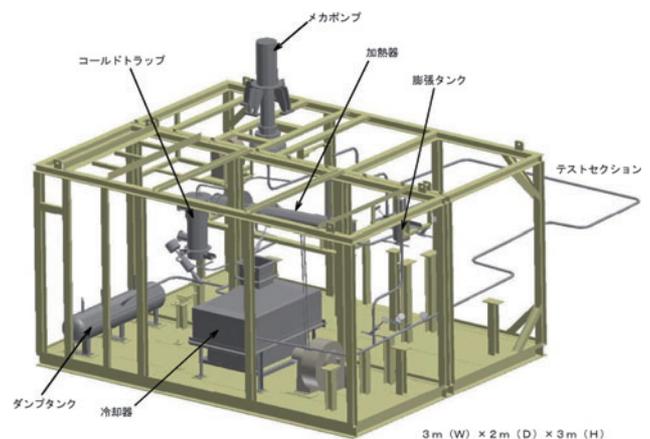


図2 FLiNaK 用熱流動試験ループ。

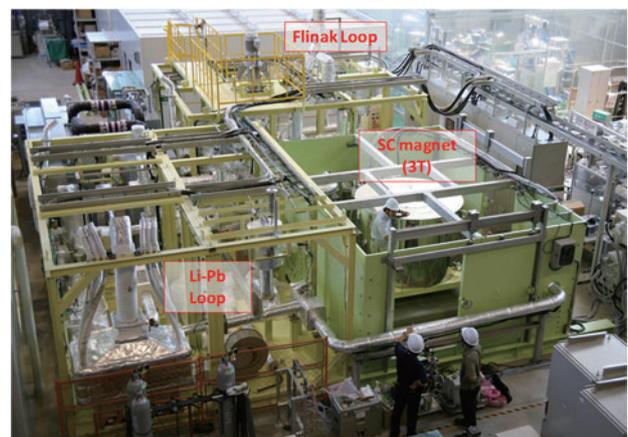


図3 Li-Pb用ループとFLiNaK用ループ (Oroshi-2) [9].



## 講座 核融合炉からの熱の取り出し

### 7. まとめ

#### 7. Summary

八木重郎

YAGI Juro

自然科学研究機構・核融合科学研究所

(原稿受付：2017年6月27日)

核融合エネルギーに関する研究は半世紀を超える歴史の上に、ようやく発電実証のできる炉の詳細設計に進むことのできる段階にたどり着いた。しかしプラズマ近傍に比較すればまだ既存技術が転用しやすいと考えられがちで、エネルギーの下流側についても、核融合炉の特徴や経済性・安全性などを考慮すると一筋縄ではいかないことが明らかになり、核融合炉工学における重要課題として存在感が増してきている。

そこで本講座では、核融合プラズマと発電をつなぐ熱の輸送と利用に焦点をあて、核融合炉で使用する熱流体の諸特性(1章)、熱を発電機に伝えるための熱機関や熱機関の中でも先進的な超臨界二酸化炭素タービン系(2章・3章)・強磁場の影響などによる核融合炉固有の熱流動現象(4章)・一次/二次冷却系の界面となる熱交換器(5章)・そして熱物質流動ループ構築に関する基礎的なノウハウ(6章)と、説明を進めてきた。

個別の現象については模擬流体によるデータを基礎としたシミュレーションも行われているが、実流体での、出来る限り核融合炉条件に近い環境での試験は不可欠であり、本講座の執筆者だけでなく国内外の多くの研究者により鋭意研究が進められている。

高温・強磁場・中性子照射といった核融合炉内の極限環境は新しい発見に満ち溢れており、より多くの研究者に参画してもらい、ともに新しい世界を切り拓いていきたいと思っている。今回の講座がこれから研究者をめざす学生さん、研究分野を広げたい若手の方々などの刺激になれば幸いである。



み うら く に あき  
三浦邦明

助川電気工業株式会社 取締役技術開発部長。研究分野：高速増殖炉の液体金属ナトリウム用電磁ポンプ、電磁流量計、プラグング計、水素検出器等の開発に従事。会社

は、伊能忠敬より前に経緯度の入った日本地図を作製した赤水の像が駅前にある茨城県高萩市にあり、現在は液体金属の中でも溶融アルミ用の電磁給湯装置や電磁铸造装置を開発中。



たか はし みつ とし  
高橋光俊

助川電気工業株式会社技術本部装置第1設計部部長。研究分野：液体金属を含む流体の熱(加熱・冷却)と計測(温度、圧力、流速、etc.)に関わる装置等の設計業務。趣味

は腹の底から声を出して歌うこと(ある意味、騒音かも?)。プラズマ・核融合関係の先生方に少しでも御役に立てればと、2016年7月より同学会誌編集委員会に参加中。



や き じゅう ろう  
八木重郎

核融合科学研究所・ヘリカル研究部・助教。液体増殖材中の物質輸送や流動ループにかかわる研究をしています。先日出身研究室に資料を借りに行ってみると、面識の

なかった先輩の博士論文が関連深くなってきていたのに気づいたので、ついでに拝借してきました。温故知新とはよくいったものだな、と思う今日この頃です。在籍時代に幅広く読んどけよ、という話もなくはないですが。