

気液対向流条件での蒸気・空気混合気体のリフラックス凝縮伝熱

Reflux Condensation Heat Transfer of Steam-Air Mixture under Gas-Liquid Countercurrent Flow

長江 尚史 (Takashi Nagae)* 村瀬 道雄 (Michio Murase)*
呉 鉄軍 (Tiejun Wu)** Karen Vierow**

要約 加圧水型軽水炉 (pressurized water reactor : PWR) では、プラントを停止しミッドループ運転をしている期間は、炉心の崩壊熱は余熱除去 (residual heat removal : RHR) 系統により冷却されている。RHR 系統をはじめとした複数の冷却手段が喪失した場合には、蒸気発生器 (steam generator : SG) によるリフラックス冷却が期待される。ミッドループ運転中、1次冷却材系統 (reactor coolant system : RCS) には非凝縮性ガス (空気) が存在する。一般に非凝縮性ガスは蒸気の凝縮の妨げとなることが知られている。本研究では、リフラックス凝縮伝熱を評価するため、内径 19.3mm の鉛直管を用いた凝縮伝熱実験を行った。実験では、気液対向流条件における蒸気・空気混合気体の温度分布を測定した。低熱流束域では、混合気体温度の測定値から飽和状態を仮定して、蒸気流量の変化率を求めることで熱流束と凝縮熱伝達率を評価し、実験式を導出した。実験式は圧力 0.1 ~ 0.4MPa、空気の質量流量割合 0.014 ~ 0.2、熱伝達率が 2-9000W/m²K の範囲で有効である。導出した実験式を用いて蒸気・空気混合気体温度分布を計算した結果、測定値と良く一致し、低熱流束の測定方法と実験式の妥当性を確認した。

キーワード ミッドループ運転、リフラックス冷却、非凝縮性ガス、熱伝達率、気液対向流

Abstract In mid-loop operation during shutdown of the pressurized water reactor (PWR) plant, the core decay heat is cooled by the residual heat removal (RHR) system. In case of loss of the RHR and other alternative cooling methods, reflux condensation in the steam generator (SG) may be an effective heat removal mechanism. Non-condensable gas (air) is present in reactor coolant system (RCS) in mid-loop operation. Generally, non-condensable gases are well known to inhibit steam from condensing. In this study, reflux condensation experiment with a vertical tube of inner diameter 19.3mm was made. Local temperature data were measured for local condensation heat transfer coefficients of steam-air mixture under gas-liquid countercurrent flow. Local heat fluxes and local condensation heat transfer coefficients were calculated by evaluating the decreasing rates of steam flow from measured mixture temperatures at low heat fluxes assuming saturated steam conditions. Empirical correlations for the local heat transfer coefficients were derived that is valid over a range 2-9000 W/m²K for 0.1-0.4 MPa, 0.014-0.2 air mass fraction. The axial distributions of the mixture temperatures calculated using the correlation agreed well with the measured results and the validation of calculation methods of low heat fluxes and the empirical correlation were confirmed.

Keywords mid-loop operation, reflux condensation, non-condensable gas, heat transfer coefficient, gas-liquid countercurrent flow

1. 序 論

加圧水型軽水炉 (pressurized water reactor : PWR) では、プラント停止中にミッドループ運転と呼ばれる1次冷却材の水位を1次冷却系統 (reactor coolant system : RCS) 配管の中央部付近まで低下させた運転状態がある。ミッドループ運転は、蒸気発生器 (steam generator : SG) のノズル蓋取付け・取外し作業、1次

冷却材ポンプシール部の作業等を目的としており、この期間中、炉心の崩壊熱は余熱除去 (residual heat removal : RHR) 系統によって冷却されている。RHR ポンプの故障等により RHR 系統の機能が喪失し、他の複数の代替冷却手段も失敗した場合には、炉心冷却手段の一つとして SG によるリフラックス冷却が期待される。リフラックス冷却は、原子炉容器内で1次冷却材が沸騰した結果発生した蒸気を SG 伝熱管

* (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

** 米国 Purdue University, School of Nuclear Engineering

内で凝縮させ、凝縮水が炉心へ戻ることで炉心の冷却を維持するものである。

ミッドループ運転では、RCS内に非凝縮性ガス（空気）が存在する。一般に非凝縮性ガスは蒸気凝縮の妨げとなることが知られている。そこで、SGによるリフラックス冷却の効果を評価するためには、非凝縮性ガスが存在する場合の凝縮伝熱特性を明らかにする必要がある。

非凝縮性ガス存在下における伝熱管内のリフラックス凝縮伝熱現象は、Naffら⁽¹⁾、Noelら⁽²⁾、Liuら⁽³⁾によって確認されてきた。SG伝熱管の上流部では蒸気、非凝縮性ガスと凝縮水による気液対向流状態となる。非凝縮性ガスが存在する場合の凝縮熱伝達率は多く測定されているが、気液対向流条件での熱伝達率測定は非常に少ない。

Chataingら^{(4),(5)}は、気液下降流、気液対向流条件における局所熱伝達率の実験式を提案しているが、純粋蒸気に限られている。Moonら⁽⁶⁾は、気液対向流条件で非凝縮性ガスを含む凝縮熱伝達率を測定し、純粋蒸気での熱伝達率に対する劣化係数として実験式を提案している。しかし、適用範囲が乱流条件に限られており、層流条件に適用すると熱伝達率を過大評価する。Chunら⁽⁷⁾は、伝熱管群をプールに漬けた実験を実施し、非凝縮性ガスの影響を含む熱伝達率の実験式を提案しているが、大気圧条件で熱伝達率が高い範囲に限られている。

本研究では、非凝縮性ガスが存在する場合のSG伝熱管内におけるリフラックス凝縮伝熱特性を明らかにするため凝縮熱伝達率について検討した。

本報告では、圧力0.1～0.4MPaで内径19.3mmの鉛直管内における気液対向流条件での蒸気・空気混合気体のリフラックス凝縮伝熱実験を実施した。特に低熱流束の測定が困難で従来測定例がない低熱伝達率の範囲を含めた、主に層流条件における凝縮熱伝達率について検討を行い、凝縮熱伝達率の実験式を導出した。

2. リフラックス冷却の熱伝達率の測定方法

SGによるリフラックス冷却の概念図を図1に示す。RHR系統をはじめ複数の冷却手段が機能喪失した場合には、原子炉容器内では沸騰を開始するが、発生した蒸気をSG伝熱管内で凝縮させ、凝縮水が原子炉容器へ戻ることで炉心の冷却を維持する。SG伝熱管の上流部では非凝縮性ガスを含む蒸気が伝熱管内を

上昇し、凝縮水が重力落下する気液対向流状態（図2の伝熱管内の状態）となる。

伝熱管外面から蒸気と非凝縮性ガスの混合気体までの熱抵抗は、以下のように表すことができる。

$$\frac{1}{K(z)} = \frac{r_{w,i} \ln\left(\frac{r_{w,o}}{r_{w,i}}\right)}{\lambda_w} + \frac{1}{h_f(z)} + \frac{1}{h_i(z)} \quad (1)$$

K は熱通過率、 $r_{w,i}$ は伝熱管の内半径、 $r_{w,o}$ は伝熱管の外半径、 λ_w は伝熱管の熱伝導率、 h_f は液膜の熱伝達率、 h_i は気液界面での凝縮熱伝達率（以下、界面熱伝達率と呼ぶ）である。熱通過率 K には管外熱伝達率を含めるのが一般的であるが、管外熱伝達率は冷却条件に依存し凝縮熱伝達率測定の誤差要因になるため、ここでは含めていない。また、一般に凝縮熱伝達率 h_c には液膜熱伝達率 h_f と界面熱伝達率 h_i を含むが、これらは伝熱機構が異なるため分離して扱う。(1)式の右辺第一項は伝熱管の寸法及び物性値により決定される。右辺第二項は、平板における自由落下液膜のNusseltのモデル⁽⁸⁾によって計算できる。よって、凝縮熱伝達率を求めるには熱通過率を求めればよい。熱通過率は局所熱流束より求めることができる。

$$q(z) = K(z)(T_g(z) - T_{w,o}(z)) \quad (2)$$

ここで T_g は蒸気と非凝縮性ガスの混合気体の温度、 $T_{w,o}$ は伝熱管外面温度である。

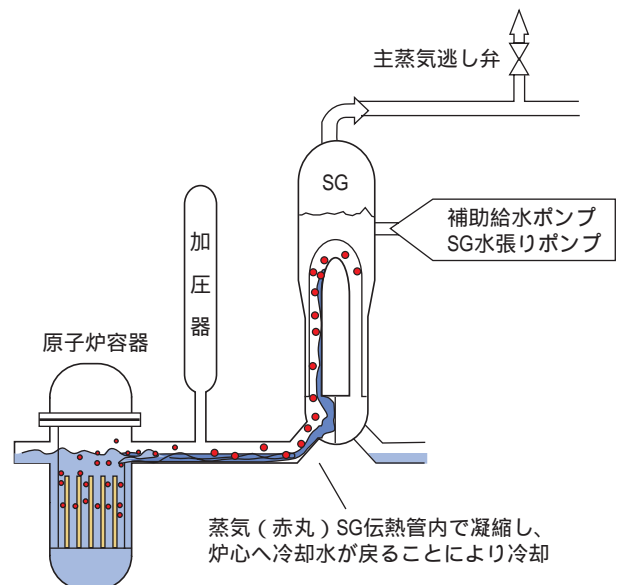


図1 SGによるリフラックス冷却

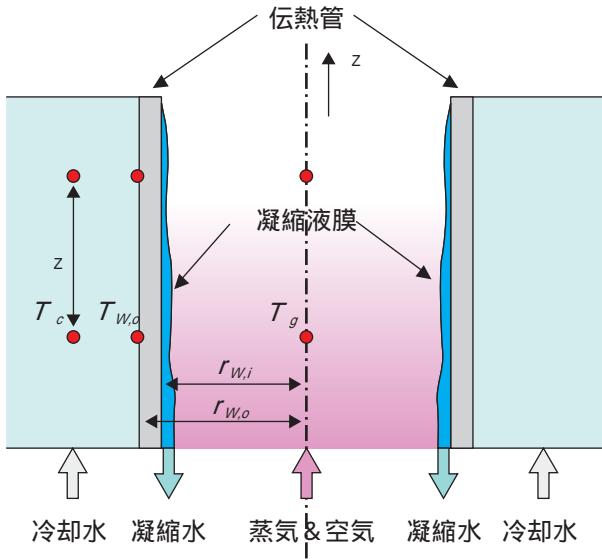


図2 気液対向流状態における蒸気と非凝縮性ガス (空気)混合流の凝縮

実験で局所熱流束を測定する方法として、同心円筒二重管の実験装置を用いて、伝熱管内側と外側表面の温度差 ($T_{w,i} - T_{w,o}$) から求める方法、冷却水の温度変化 (dT_c/dz) から求める方法がある。これらの軸方向変化の計算値を図3に示す。計算は後述する本実験を対象とし、熱伝達率の計算には本研究で導出した実験式を使用した。温度の測定精度を0.1 (温度差0.2) とすると、($T_{w,i} - T_{w,o}$) で測定できる範囲は $z < 1.34\text{m}$ 、凝縮熱伝達率 $h_c > 51\text{W/m}^2\text{K}$ になる。測定区間を0.1mにすると、(dT_c/dz) の測定範囲は $z < 0.68\text{m}$ 、 $h_c > 190\text{W/m}^2\text{K}$ になる。Moonら⁽⁶⁾は冷却水の温度変化 (dT_c/dz) から、Chunら⁽⁷⁾は肉厚5.5mmの伝熱管を用いて伝熱管の温度勾配 (dT_w/dr_w) で熱流束を測定しているが、凝縮熱伝達率の測定範囲は $h_c > 100\text{W/m}^2\text{K}$ であり、温度差の検出限界によると考えられる。一方、混合気体の温度変化 (dT_g/dz) は大きく全域で検出できる。しかし、高温では (dT_g/dz) に対するエンタルピー変化が大きく熱流束の評価誤差が大きくなるため、本研究においては上流部では (dT_c/dz) から熱流束を求め、上流部以外では (dT_g/dz) から熱流束を求めた。なお、図3に示した温度差の検出可能範囲は実験条件により異なる。

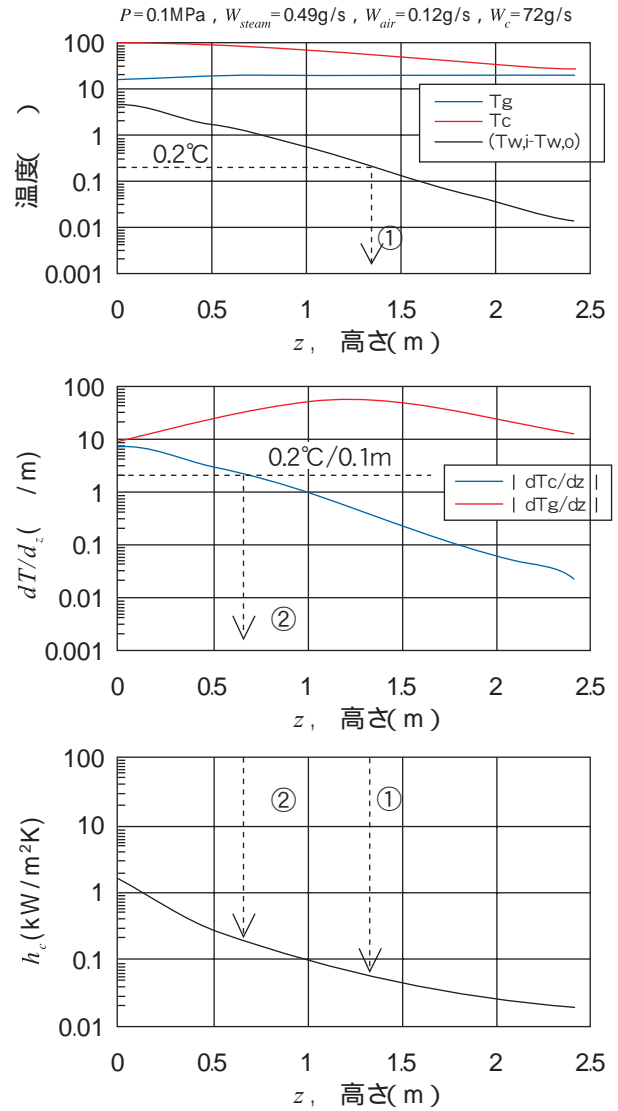


図3 軸方向温度分布の計算と凝縮熱伝達率

冷却水の温度変化から、以下のように測定区間平均の熱流束を求めることができる。

$$q(z)dA = W_c c_p dT_c \tag{3}$$

$$q(z) = W_c c_p \frac{dT_c(z)}{dA} = \frac{W_c c_p}{\pi d_{w,o}} \frac{dT_c(z)}{dz} \tag{4}$$

W_c は冷却水流量、 c_p は水の定圧比熱、 T_c は冷却水温度、 $d_{w,o}$ は伝熱管の外径である。凝縮率の低い伝熱管出口側では、冷却水の温度変化が小さく測定精度が悪くなるため、混合気体の温度変化から求める。

$$q(z) = \frac{h_{fg}}{\pi d_{w,i}} \frac{dW_{steam}(z)}{dz} \tag{5}$$

h_{fg} は水の蒸発潜熱、 W_{steam} は蒸気流量、 $d_{w,i}$ は伝熱管の内径である。ここで蒸気流量 W_{steam} は、混合気体の

温度を蒸気の飽和温度であるとし、蒸気分圧 P_{steam} から次式で計算する。

$$\frac{W_{steam}(z)}{W_{air}} = \frac{M_{steam} P_{steam}(z)}{M_{air} P_{air}(z)} = \frac{M_{steam}}{M_{air}} \frac{P_{steam}(z)}{P_{total} - P_{steam}(z)} \quad (6)$$

M は分子量である。

本実験では同心円筒二重管を用いて凝縮伝熱実験を行い、混合気体の温度、伝熱管外面温度、冷却水の温度を測定し、凝縮熱伝達率を評価することとした。

3. 実験

(1) 実験装置

実験装置の全体図⁽⁹⁾を図4に示す。実験装置の設計と製作、実験と測定、およびデータ処理はパーデュー大学で行われた。実験装置はボイラ、蒸気系統、空気系統、冷却水系統、試験部、凝縮水タンクからなる。

ボイラで発生した蒸気は、セパレータで気水分離された後、断熱された蒸気配管を流れる。蒸気配管では、蒸気流量、温度、圧力を測定する。空気は質

量流量制御器により流量を調整し、蒸気の凝縮を防ぐためプレヒータによって予め実験条件まで加熱したのち、蒸気と混合する。蒸気・空気の混合流は下部プレナムへ流入し、試験部伝熱管内を流れる。試験部伝熱管内で冷却され凝縮した水は凝縮水タンクへ集まる。試験部伝熱管内で凝縮しなかった蒸気及び空気は、試験部の上部プレナムからベント弁を通り系外へ排出される。試験圧力はベント弁の開度により調整し、入口プレナムの圧力計により安定状態を確認する。冷却水は流量制御器により流量を調節した後、試験部伝熱管の外側を通り外部へ流出する。なお、冷却水は、流れを均質にするため、三カ所から試験部に流入させている。

試験部の概要を図5に示す。試験部はSUS304製の鉛直二重円管からなる。内管は内径19.3mm、肉厚3.04mm、高さ1.8mの伝熱管で、下部より蒸気・空気の混合流が流入する。

凝縮熱伝達率を求めるため、蒸気・空気混合気体の温度、伝熱管外面温度、冷却水バルク温度を測定した。蒸気・空気混合気体の温度は外径1mmのシース熱電対により、伝熱管内の中心部で測定した。

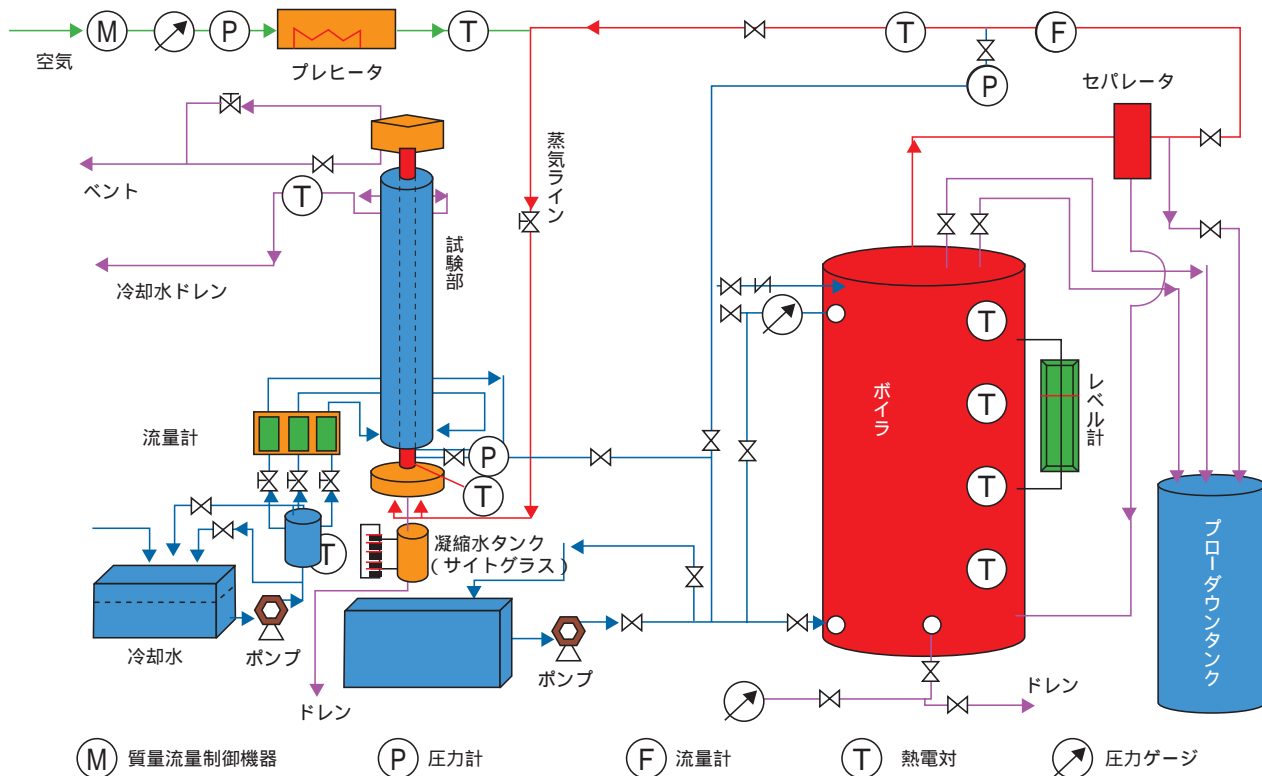


図4 実験装置系統図

伝熱管外面温度は管外表面に溝を掘り、外径 0.5mm のシース熱電対を固定して測定した。冷却水バルク温度は外径 1 mm のシース熱電対により測定した。温度は高さ方向に 9 カ所で測定した。また、径方向の温度の対称性を確認するため、9 カ所のうち 4 カ所では 180° 反対側でも伝熱管外面温度と冷却水温度を測定した。熱電対の配置を図 5 及び図 6 に示す。

(2) 実験条件

主な実験条件を表 1 に示す。パラメーターとして圧力、蒸気流量、空気流量を変化させ、その時の凝縮熱伝達率への影響を調べた。圧力、蒸気流量は、ミッドループ運転中に余熱除去系が故障した場合に想定される値をもとに選定した。

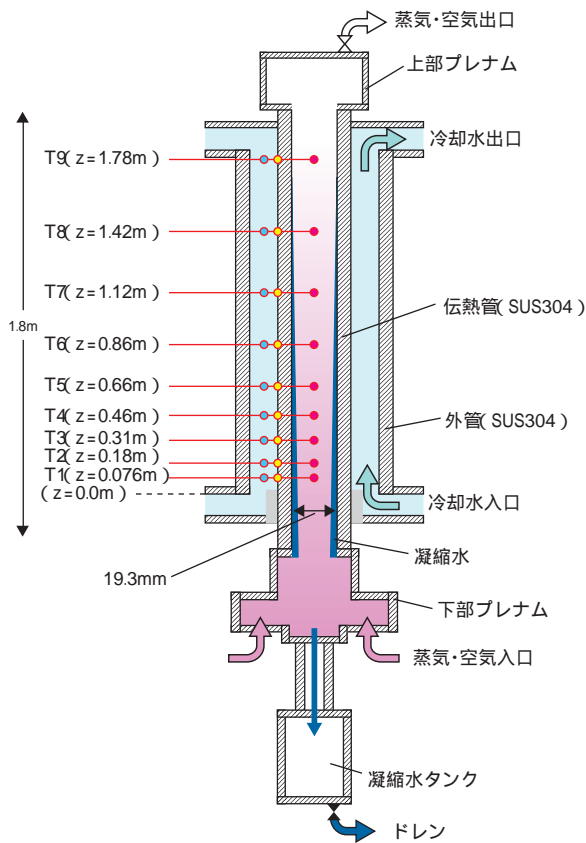


図5 試験部

表 1 実験条件(試験部入口)

圧力 (MPa)	蒸気流量 (g/s)	空気流量 (g/s)
0.1	0.5-1.9	0.03, 0.06, 0.12, 0.18
0.2	1.2-1.9	0.06, 0.12, 0.18
0.4	1.2-1.9	0.06, 0.12, 0.18

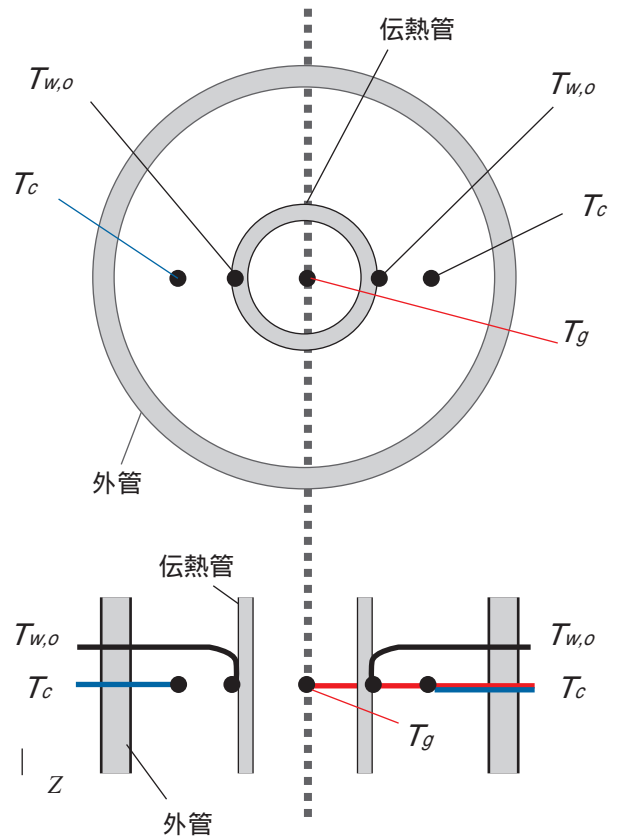


図6 熱電対の配置(試験部)

4. 軸方向温度分布

圧力 0.1MPa，試験部入口蒸気流量 0.45g/s，空気流量 0.12g/s における軸方向温度分布を図 7 に示す。混合気体の入口温度は空気の混入により飽和温度より若干低くなっている。下流に向かうに従い蒸気が凝縮し、蒸気分圧が低下するため混合気体の温度は低下していく。上流では蒸気のエンタルピーが大きいため温度低下率が小さいが、温度低下に伴い蒸気のエンタルピーが減少して温度低下率が大きくなる。Moonら⁽⁶⁾は低温領域での熱伝達率を測定しておらず、凝縮熱伝達率の実験式を低温領域まで外挿して使用すると熱伝達率を過大評価し、混合気体の温度を過小評価する。低温では蒸気エンタルピーが小さいため伝熱量計算への影響は大きくないが、混合気体温度の計算精度を向上するには、低温での熱伝達率を測定する必要がある。

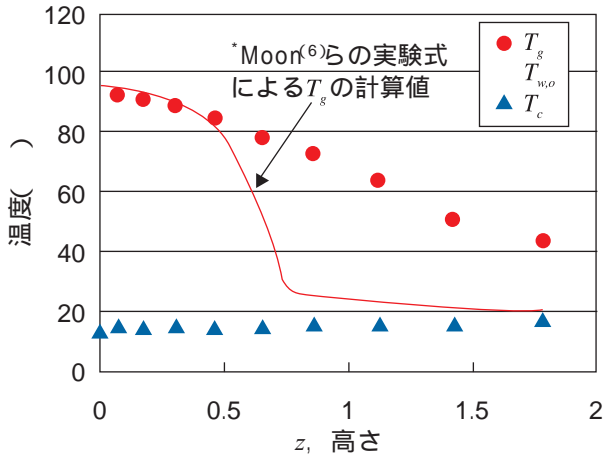


図7 軸方向温度分布

5. 凝縮熱伝達率

液膜を含む凝縮熱伝達率 h_c の測定値を図8に示す。凝縮熱伝達率は、 $1.0 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 以下（領域1）では質量流量比もしくは蒸気と空気の分圧比の相関として、以下のように表せる。

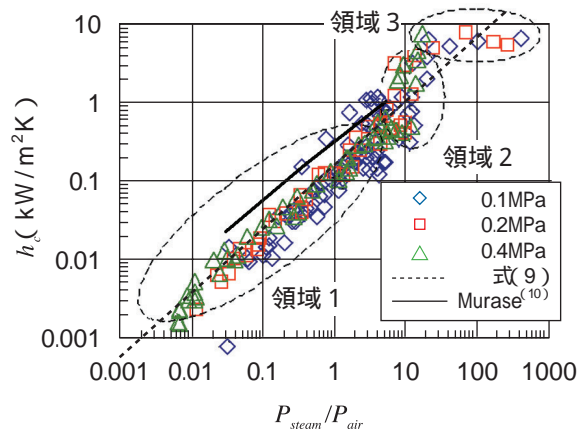
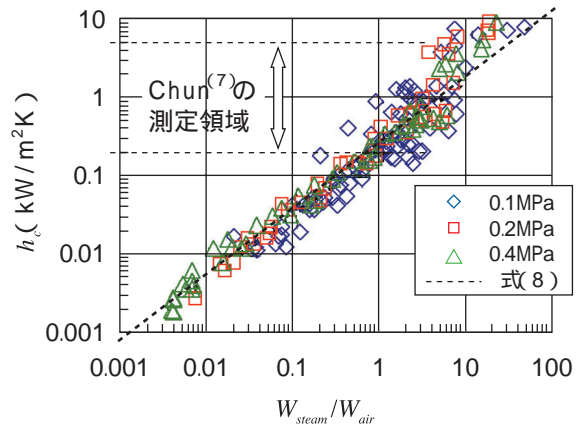
$$\frac{1}{h_c(z)} = \frac{1}{h_f(z)} + \frac{1}{h_i(z)} \quad (7)$$

$$h_c(z) = 0.25 \left(\frac{W_{\text{steam}}(z)}{W_{\text{air}}(z)} \right)^{0.84} \quad (< 1.0 \text{ kW/m}^2\text{K}) \quad (8)$$

$$h_c(z) = 0.16 \left(\frac{P_{\text{steam}}(z)}{P_{\text{air}}(z)} \right)^{0.82} \quad (< 1.0 \text{ kW/m}^2\text{K}) \quad (9)$$

上式の範囲では凝縮熱伝達率は、Muraseら⁽¹⁰⁾による滞留した空気混合蒸気内の垂直面への凝縮熱伝達率と同様の傾向を示している。蒸気と空気の分圧比のみでも整理できることは、混合気体の流れが凝縮熱伝達率に顕著な影響を及ぼしていないことを示している。(9)式の範囲（領域1）では液膜熱抵抗は界面熱抵抗に比べて十分小さく無視できる。質量流量比もしくは分圧比が増加すると凝縮熱伝達率は、混合気体の流れの影響により急激に増加する（領域2）。領域2では液膜熱抵抗と界面熱抵抗が同程度になる。質量流量比もしくは分圧比が大きい範囲（領域3）では液膜熱抵抗が支配的になり、凝縮熱伝達率は約 $10 \text{ kW/m}^2\text{K}$ に漸近している。Moonら⁽⁶⁾の測定範囲は $0.12 < h_c < 1.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 、Chunら⁽⁷⁾の測定範囲は $0.12 < h_c < 7 \text{ kW/m}^2\text{K}$ であり、主として領域2である。液膜熱伝達率と界面熱伝達率は異なる伝熱機構であり、影響する範囲が異なることから、分離して相関式化

する必要がある。



領域1：空気の影響が支配的な領域
 領域2：気体の流れが影響する領域
 領域3：液膜の影響が支配的な領域
 (Murase⁽¹⁰⁾は直面的における滞留した空気混合蒸気)

図8 凝縮熱伝達率

6. 界面熱伝達率

凝縮熱伝達率 h_c から界面熱伝達率 h_i を求めるには液膜熱伝達率 h_f を分離する必要がある。液膜熱伝達率 h_f は平板における自由落下液膜の Nusselt のモデルに McAdams⁽¹¹⁾ の補正値をかけた下記式より求めた。

$$\begin{aligned} Nu_f(z) &= \frac{h_f(z)L}{\lambda_f(z)} = \frac{\lambda_f(z)}{\delta_{f,0}} \frac{L}{\lambda_f(z)} \\ &= 1.28 \left\{ \frac{4}{3 Re_f(z)} \left(\frac{\rho_f(z) - \rho_{\text{steam}}(z)}{\rho_f(z)} \right) \right\}^{1/3} \quad (10) \\ L &= (v_f(z)^2 / g)^{1/3} \end{aligned}$$

Nu_f は液膜のヌセルト数、 λ_f は液膜の熱伝達率、 δ_f は液膜厚さ、 Re_f は液膜のレイノルズ数、 v_f は液膜の

密度, ρ_{steam} は蒸気の密度, μ_f は液膜の動粘性, g は重力加速度である.

(7), (10) 式により界面熱伝達率を求め, (11) 式によりヌセルト数に無次元化して整理した結果を図9に示す.

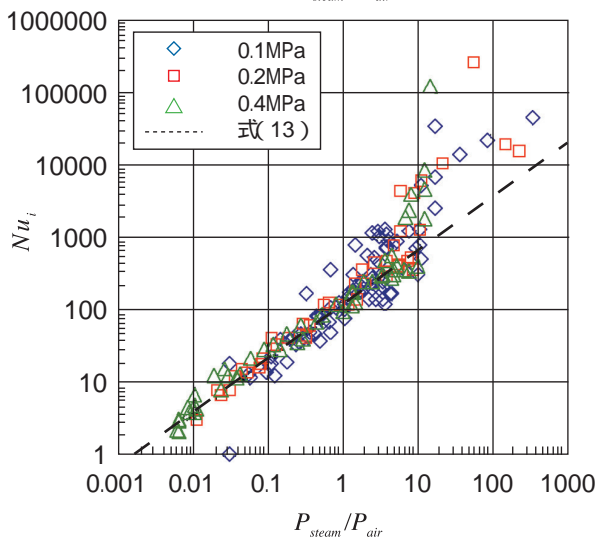
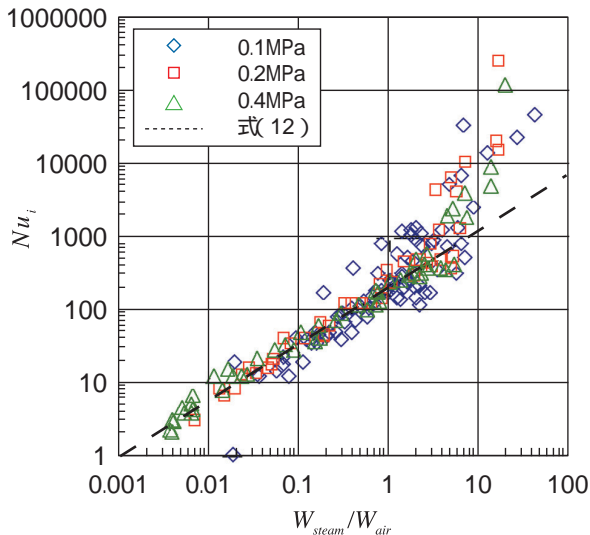


図9 気液界面におけるヌセルト数

$$Nu_i(z) = \frac{h_i(z)d_{w,i}}{\lambda_{steam}(z)} \quad (11)$$

ここで λ_{steam} は蒸気の熱伝導率である. 界面熱伝達率はヌセルト数が500以下では, 次式で表すことができる.

$$Nu_i(z) = 200 \left(\frac{W_{steam}(z)}{W_{air}(z)} \right)^{0.78} \quad (500) \quad (12)$$

$$Nu_i(z) = 120 \left(\frac{P_{steam}(z)}{P_{air}(z)} \right)^{0.75} \quad (500) \quad (13)$$

乱流条件では(12), (13) 式は界面熱伝達率を過小評価するため, レイノルズ数の影響を考慮する必要がある. そこで蒸気レイノルズ数 Re_{steam} の指数関数として係数と指数を求めた.

$$Nu_i(z) = 200 \left(\frac{W_{steam}(z)}{W_{air}(z)} \right)^{0.78} \max(1.0, a Re_{steam}^b) \quad (14)$$

$$Nu_i(z) = 120 \left(\frac{P_{steam}(z)}{P_{air}(z)} \right)^{0.75} \max(1.0, a Re_{steam}^b) \quad (15)$$

$$Re_{steam}(z) = \frac{j_{steam}(z)d_{w,i}}{v_{steam}(z)}$$

$$(Re_{steam} > 5000, a=0.0012, b=1.0) \quad (16)$$

j_{steam} は蒸気の見かけ速度である. Moonら⁽⁶⁾とChunら⁽⁷⁾は, 混合気体のレイノルズ数を用いて凝縮熱伝達率を整理しているが, 本実験では蒸気レイノルズ数の方が測定値に対する分散が小さくなった. (14) 式と(15) 式で顕著な相違はないため(15),(16) 式による界面熱伝達率の計算値を測定値と比較した. その結果を図10に示す.

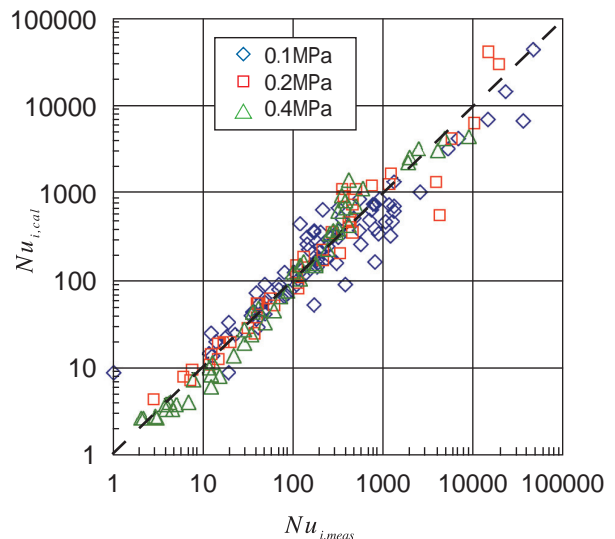


図10 ヌセルト数の計算値と測定値の比較

高熱伝達率の範囲では, 測定値のバラツキが大きいこと, (10) 式による液膜熱伝達率の影響が大きくなることから(15), (16) 式による予測精度はよくないが, 伝熱管壁の熱抵抗や伝熱管外の熱抵抗が支配的になるため実用上は大きな影響はない.

(10),(11) 式と(15),(16) 式より, 凝縮熱伝達率は次のようになる.

$$\frac{1}{h_c(z)} = \frac{1}{1.28} \left\{ \frac{3Re_f(z)}{4} \left(\frac{\rho_f(z)}{\rho_f(z) - \rho_{steam}(z)} \right) \right\}^{1/3} \left(\frac{v_f^2/g}{\lambda_f(z)} \right)^{1/3} + \frac{1}{120} \left(\frac{P_{air}(z)}{P_{steam}(z)} \right)^{0.75} \left\{ 1/\max(1, 0.0012Re_{steam}(z)) \right\} \frac{d_{w,i}}{\lambda_{steam}(z)} \quad (17)$$

(17) 式による凝縮熱伝達率の計算値を測定値と比較した結果を図 11 に示す．凝縮熱伝達率 h_c が小さい範囲（領域 1）では分圧比 P_{air}/P_{steam} が支配的であり，中間の範囲（領域 2）では蒸気レイノルズ数 Re_{steam} の影響が大きく，大きい範囲（領域 3）では液膜レイノルズ数 Re_f に依存する．(17) 式は純粋蒸気にも適用できる（右辺第 2 項が零）が， Re_{steam} の影響が大きい範囲（領域 2）では影響因子の最適化は行われていない．乱流条件での凝縮熱伝達率データを追加し，領域 2 に対する実験式を改良する必要がある．

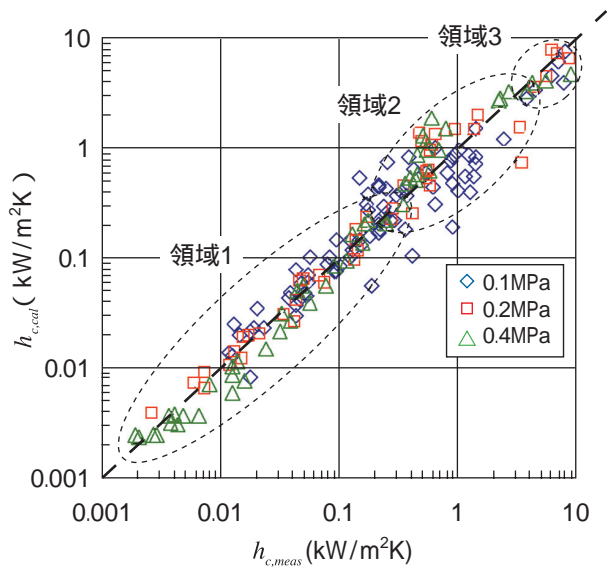


図11 凝縮熱伝達率の計算値と測定値の比較

本実験では(5),(6)式により熱流束を求めたが，その妥当性と測定誤差は明確でない．この方法による熱伝達率の測定誤差を評価することは容易でないため，導出した凝縮熱伝達率の実験式を用いて混合気体の温度分布を計算し，測定値と比較した．(17)式による混合気体の温度分布の計算値と測定値の比較を図 12 に示す．計算結果は実験結果に対して比較的よく一致していることから，(5),(6)式を用いた熱流束の測定方法は妥当と考える．計算値と測定値に差の

あるケースも存在する．この原因として，層流条件での測定値が多く乱流条件での測定値が少ないことから，高レイノルズ数・高熱伝達率の範囲に対する実験式が必ずしも十分でないことが挙げられる．今後の課題として，乱流条件における凝縮熱伝達率データの更なる充実が必要である．

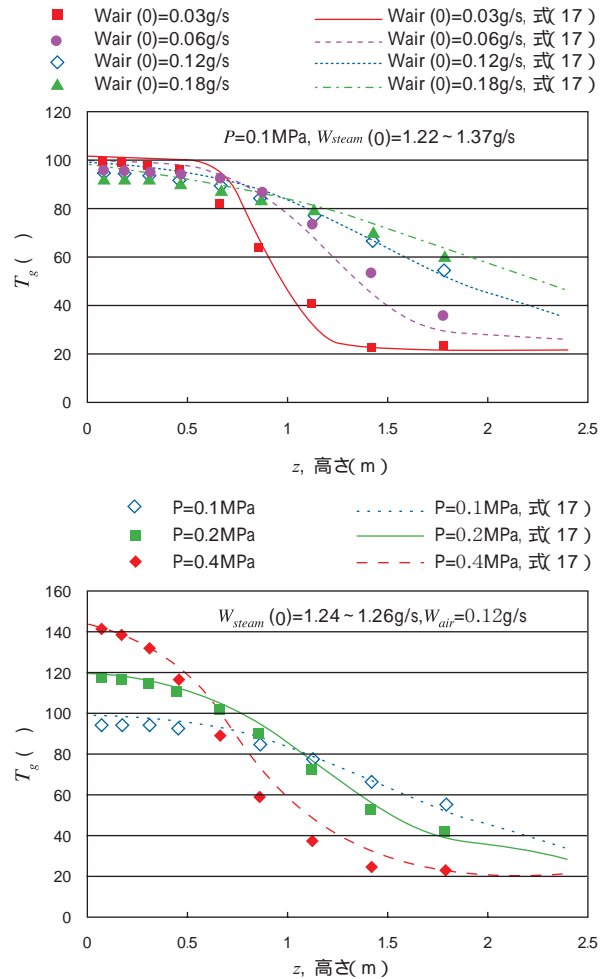


図12 蒸気・空気混合気体温度分布の計算値と測定値の比較

7. 結論

PWR プラント停止時のミッドループ運転中に RHR 系統をはじめとした複数の冷却機能が喪失した場合，SG によるリフラックス冷却が期待される．本報告では，圧力 0.1～0.4MPa で内径 19.3mm の鉛直円管内における気液対向流での蒸気・空気混合気体のリフラックス伝熱実験を行い，凝縮熱伝達率の実験式を導出し，以下の結論を得た．

- (1) 蒸気・空気混合気体の温度測定値から飽和状態を仮定して蒸気と空気の分圧を求め，分圧比と

質量流量比の関係から蒸気流量を計算し、従来測定が困難であった低熱伝達領域での熱流束を蒸気流量の軸方向変化から測定する方法を提案した。

- (2) 蒸気・空気の混合流が層流の場合、凝縮熱伝達率は蒸気と空気の質量流量比または分圧比に依存し、混合気体の流れは熱伝達率に顕著な影響を及ぼさない。この範囲では、液膜熱抵抗は無視でき、界面熱伝達率を無次元化したヌセルト数は蒸気と空気の分圧比の0.75乗に比例した。
- (3) 蒸気レイノルズ数の影響を考慮した乱流条件を含むヌセルト数と凝縮熱伝達率の実験式を導出し、混合気体の温度分布を計算すると測定値と比較的よく一致した。このことから、低熱流束を混合気体の温度と蒸気流量の軸方向変化から測定する方法の妥当性を確認した。

今後の課題として、乱流条件における凝縮熱伝達率の測定が少ないため、データを充実し乱流状態を含む凝縮熱伝達率評価式の精度を向上する必要がある。

記号

A	: 伝熱面積 (m^2)
c_p	: 定圧比熱 ($kJ/kg \cdot K$)
d	: 直径 (m)
g	: 重力加速度 (m/s^2)
h	: 熱伝達率 ($kW/m^2 \cdot K$)
h_{fg}	: 蒸気の蒸発潜熱 (kJ/kg)
j	: 見かけ速度 (m/s)
K	: 熱通過率 ($kW/m^2 \cdot K$)
L	: 代表長さ (m)
M	: 分子量 (kg/mol)
Nu	: ヌセルト数
P_{air}	: 空気の分圧 (Pa)
P_{steam}	: 蒸気分圧 (Pa)
P_{total}	: 全圧 (Pa)
q	: 局所熱流束 (kW/m^2)
r	: 半径 (m)
Re	: レイノルズ数
T	: 温度 ()
	: 凝縮液膜厚さ (m)
	: 熱伝導率 ($kW/m \cdot K$)
	: 密度 (kg/m^3)
	: 動粘性 (m^2/s)

添字

air	: 空気
c	: 冷却水, 凝縮
f	: 凝縮液膜
g	: 気相
i	: 内側, 界面
o	: 外側
$steam$: 蒸気
w	: 伝熱管表面

文献

- (1) S. A. Naff, G. W. Johnsen, D. E. Palmrose, et al., *Thermal-hydraulic Processes during Reduced Inventory Operation with Loss of Residual Heat Removal*, NUREG/CR-5855, U. S. Nuclear Regulatory Commission, (1992).
- (2) B. Noel, D. Dumont, "Effect of Non-Condensable Gas on Steam Generator Condensation Heat Transfer: BETHSY Test 10.2, *Proceedings of fifth International Conference on Nuclear Engineering*, Nice, France, May 26-30, (1997).
- (3) T. J. Liu, "Reflux condensation behavior in a U-tube steam generator with or without noncondensables," *Nuclear Engineering and Design*, 204, 221(2001).
- (4) T. Chataing, P. Clement, J. Excoffon, et al., "A general Correlation for Steam Condensation in Case of Wavy Laminar Flow along Vertical Tubes," *Proceedings of Ninth International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics*, San Francisco (CA), Oct. 3-8, (1999).
- (5) L. Pilon, G. Geffraye, T. Chataing, "Validation of the CATHARE Film Condensation Model on Coturne experiment," *Proceedings of 6th International Conference on Nuclear Engineering*, San Diego, May.10-14, (1998).
- (6) Y. M. Moon, H. C. No, H. S. Park, et al., *Assessment of RELAP5/MOD3.2 for Reflux Condensation Experiment*, NUREG/IA-0181, U. S. Nuclear Regulatory Commission, (2000).
- (7) M. H. Chun, K. W. Won, I. C. Chu, "An Experimental Investigation of Reflux Condensation Phenomena in Multiple U-Tubes with and without Noncondensable Gas," *Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and*

exposition, New York (NY), Nov. 11–16, HTD-Vol. 369–2, 99 (2001).

- (8) 植田辰洋, 気液二相流, 養賢堂, 東京, 130 (1988).
- (9) Vierow, K., Nagae, T., Wu, T, Experimental investigation of reflux condensation heat transfer in PWR steam generator tubes in the presence of noncondensable gases, *The 10th Topical Meeting on Nuclear Thermal Hydraulics (NURETH-10)*, Seoul, Korea, October 5–9, 2003.
- (10) M. Murase, Y. Kataoka, T. Fujii, “ Evaporation and condensation heat transfer with a noncondensable gas present, ” *Nuclear Engineering and Design*, 141, 135 (1993).
- (11) W. H. McAdams, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 329 (1954).