

# T字合流部の逆流現象に対する数値シミュレーション (高温・高圧条件における熱伝達率の推定)

Numerical Simulation for Impinged Penetration Flow at a T-Junction  
(Estimation of Heat Transfer Coefficient under High-Temperature and High-Pressure Conditions)

三好 弘二 (Koji Miyoshi) \*1

**要約** T字管の高温水合流部における衝突型逆流の流動様式を対象に、温度および圧力が分岐管内面近傍の熱伝達率に与える影響を調べた。逆流による分岐管内面の熱疲労を想定し、数値シミュレーションにより、分岐部のコーナー位置から分岐管軸に沿った内面近傍の熱伝達率の特性を明らかにした。数値シミュレーションでは、主管と分岐管を含む流体・構造熱連成解析による非定常計算を行った。分岐管側の熱伝達率は、壁近傍の流体温度と管内面温度の値を使用し、パワースペクトル法にて求めた。その結果、高温・高圧条件では壁近傍の流速が増加することで、熱伝達率が増加する傾向があり、その増加比の最大値は2.3であることが求められた。また、分岐部のコーナー位置近傍の熱伝達率を推定する式を提案した。熱伝達率は分岐部から上流にいくに従い減少する傾向があることから、その推定式を用いることで分岐管内面において保守的な疲労評価が可能である。

**キーワード** 熱疲労, T字管, 衝突型逆流, 数値シミュレーション, 熱伝達率

**Abstract** This study investigates the influence of temperature and pressure on the heat transfer coefficient near the inner surface of the branch pipe, focusing on the flow pattern of impinging penetration in the mixing region of hot and cold water in a T-junction. To evaluate the thermal fatigue of the branch pipe caused by the penetration, the characteristics of the heat transfer coefficient near the inner surface along the branch pipe axis from the corner of the junction were clarified through numerical simulation. In the numerical simulation, unsteady calculations were performed using fluid-structure thermal coupled analysis, including the main and branch pipes. The heat transfer coefficient on the branch pipe was determined using the fluid temperature near the wall and the pipe inner surface temperature, based on the power spectrum method. The results showed that under high-temperature and high-pressure conditions, the near-wall velocity increased, leading to an enhancement of the heat transfer coefficient, with a maximum increase ratio of 2.3. A predictive correlation was also proposed to estimate the heat transfer coefficient near the corner of the junction. Since the heat transfer coefficient tends to decrease upstream from the junction, the proposed correlation enables a conservative fatigue assessment on the inner surface of the branch pipe.

**Keywords** Thermal fatigue, T-junction, Impinged penetration, Numerical simulation, Heat transfer coefficient

## 1. 緒言

原子力発電所の配管には、異なる温度の流体が混合する箇所が存在し、これらの部位では、流体の温度変動が配管内面に伝わることで、熱疲労が生じる可能性がある。日本機械学会は、このような温度変動に起因する熱疲労を防ぐため、「配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針」<sup>(1)</sup>を策定し、構造の健全性を評価するための指針を提供している。本指針では、図1に示すような高温流体と低温流体の合流形態において、分岐管から流入した流れが主管内の流れと合流した後、主管内面で温度変動が発生すると想定さ

れている。一方、本研究では、逆流による分岐管内面での熱疲労発生を考慮し、評価手法の高度化を目的としている。可視化実験<sup>(2)</sup>では、分岐管側の流量が主管側の流量に比べて小さい場合、主流が分岐管内へ逆流する可能性があり、図2に示すように、主流が分岐管の右側壁に衝突し、その後逆流する「衝突型逆流」の流動形態が確認されている。また、この流動様式では高温の主流が分岐管内に逆流することで分岐管内面に温度変動が発生することを示した<sup>(3)</sup>。

高温水合流部に生じる熱疲労を評価するには、配管に生じる応力変動を予測する必要がある。評価指針では、以下の式で定義されるピオ数を用いることで、実験で得ら

\*1 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

れた壁近傍の流体温度の揺らぎ幅から応力変動値を予測する手法を採用している。

$$B_i = h t_s / \lambda_s \tag{1}$$

ここで、 $h$ は熱伝達率、 $\lambda_s$ は配管の熱伝導率、 $t_s$ は配管の厚みである。ピオ数が大きいほど、流体温度変動から応力変動への変換割合は大きくなり、その割合は周波数に依存する。評価指針では、各ピオ数に対して最大の応力となる周波数にて評価する保守的な手法を採用している。また、式(1)中の熱伝達率は、高低温水合流部では、予測することが困難であるため、実験により求めた値が用いられている。そのため、著者は衝突型逆流の流動様式においても、実験により熱伝達率を求めた<sup>6)</sup>。しかしながら、実験の制約上、大気圧下で合流前温度差が約 30℃であった。高温・高圧条件下で熱伝達率がどの程度変化するか把握することは、熱疲労評価上重要である。本研究では、衝突型逆流の流動様式において温度および圧力が、熱伝達率に与える影響を数値シミュレーションにより調べることにした。また、シミュレーション結果と過去の実験結果<sup>6)</sup>を踏まえ、高温・高圧条件にも適用できる分岐管壁近傍の熱伝達率の推定式を提案した。

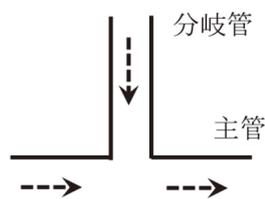


図1 T字管での合流形態

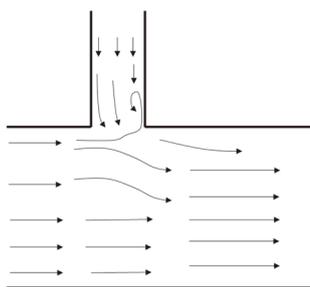


図2 T字管合流部の衝突型逆流の流動様式の模式図

## 2. 熱伝達率の算出方法

高低温水合流部での熱伝達率は、非定常特性の上、局所的にも変化するため複雑な取り扱いとなる。Moriya ら<sup>4)</sup>は、

このようなサーマルストライピングに対する熱伝達率を評価する一手法として、パワースペクトル密度 (PSD) に基づく解析手法を提案している。この手法は、評価指針<sup>4)</sup>にも採用されており、本研究においても同様のアプローチを用いた。パワースペクトル法の全体的な手順を図3に示す。まず、管内面の温度と壁付近の流体温度について、それぞれの PSD を算出する。次に、これらの比  $\Phi_w/\Phi_f$  を求める。ここで  $\Phi_w$  は管内面温度の、 $\Phi_f$  は壁近傍の流体温度の PSD である。一方、 $\Phi_w/\Phi_f$  は 1 次元の熱伝達モデルから得られ、以下の式で表される。

$$\frac{\Phi_w}{\Phi_f} = \frac{1}{2e^2 + 2e + 1} \tag{2}$$

$$e = \frac{\sqrt{\pi \rho_w c_{pw} \lambda_w f}}{h} \tag{3}$$

ここで  $\rho_w, c_{pw}$  および  $\lambda_w$  は、それぞれ配管材料の密度、比熱 (定圧)、熱伝導率であり、 $f$  および  $h$  は周波数および熱伝達率である。熱伝達率  $h$  は、管内面温度と壁から 1 mm 離れた位置における流体温度の測定値に基づいて、得られた  $\Phi_w/\Phi_f$  の値を式(2)に適用し、回帰解析により算出した。

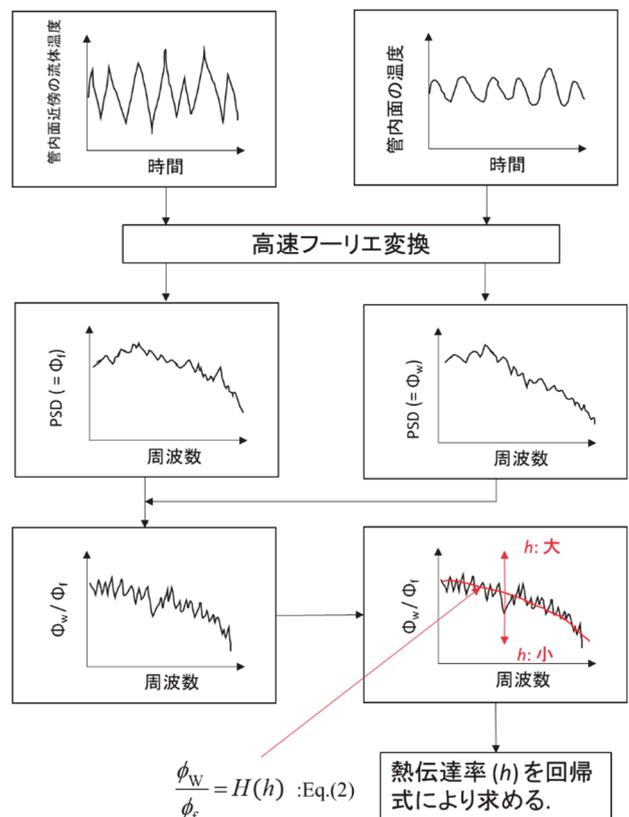


図3 パワースペクトル法の概要

### 3. 実験から求めた熱伝達率の概要

著者は衝突型逆流の流動様式に対し、熱流動実験による温度測定結果と前節のパワースペクトル法を用いて、熱伝達率を予測する相関式を提案した<sup>(3)</sup>。以下、その概要について説明する。

図4に実験ループを示す。実験ループは、主に高温水タンク、低温水タンク、混合水タンク、高温水ポンプ、低温水ポンプから構成される。低温水は鉛直方向に上方から供給され、高温水は水平方向から供給される。両流体は試験部で合流し、その後混合水としてタンクに回収されるワンスルー型の系統である。試験部の入口には、流量制御用の弁および電磁式流量計が取り付けられており、流量の調整が可能である。各タンクは大気開放状態に保たれている。また、試験部の上流側には、整流器を設置し、試験部入口における流れが十分に発達していることを確認した。

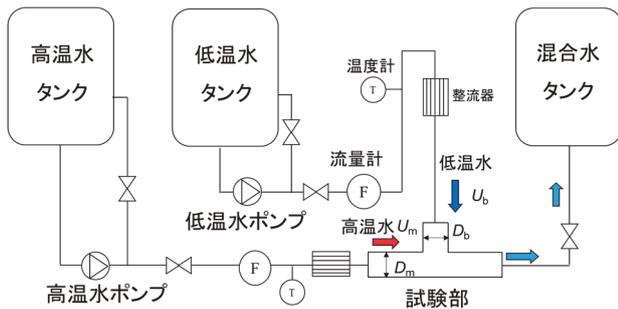


図4 実験ループ

図5に温度測定用として製作した試験体を、図6に使用した温度センサー（流体温度および管内面温度測定用）を示す。試験体は、アクリル製であり、主管（水平方向）、分岐管（鉛直方向）の内径は、それぞれ  $D_m = 150 \text{ mm}$ 、 $D_b = 50 \text{ mm}$  である。図4に示すように温度測定用のセンサー3本を分岐管の下流側（右側面）に挿入している。測温位置は主管内面を基準として鉛直方向にそれぞれ  $L = 0.3D_b$ 、 $0.7D_b$ 、 $1.1D_b$  である。図5に示す温度センサーはステンレス製であり、管内面温度測定用シース熱電対は、幅  $0.6 \text{ mm}$ 、深さ  $0.6 \text{ mm}$  の矩形溝に嵌めこみ金属ロウ付けにより固定した。一方、流体温度測定用シース熱電対は、貫通穴に挿入した後、所定の角度で曲げることで管内面の測温点から  $1 \text{ mm}$  離れた位置となるよう調整した。

主流側の流体温度は約  $60^\circ\text{C}$ 、分岐管側の流体温度は約  $30^\circ\text{C}$  に設定した。主流側の入口流速  $U_m$  は、約  $3 \text{ m/s}$  に固定し、分岐管側の入口流速  $U_b$  を変化させて実験を行った。ここで流速は、流量を管断面積で除した断面平均流速であ

る。可視化実験<sup>(2)</sup>で示したとおり、分岐管内の流動様式は運動量比  $M_R$  が  $500$  を超えると衝突逆流型になることから、その範囲で実験を行った。なお、 $M_R$  は以下の式で定義した運動量比である。

$$M_R = M_m / M_b \quad (4)$$

$$M_m = \rho_m D_b D_m U_m^2 \quad (5)$$

$$M_b = 1 / 4 \pi \rho_b D_b^2 U_b^2 \quad (6)$$

ここで、 $\rho_m$  および  $\rho_b$  は主管側と分岐管側の流体密度である。

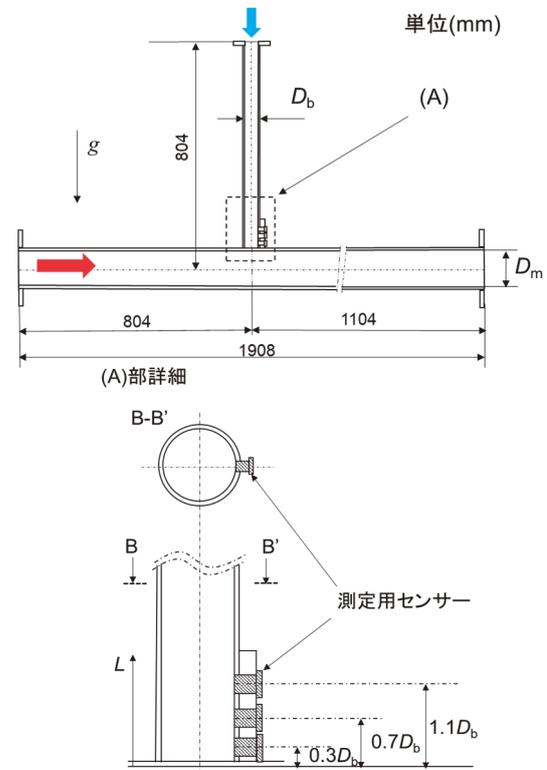


図5 温度測定用試験体

実験で測定した温度から2章で述べた手法により求めた熱伝達率を図7に示す。図に示す通り、 $L = 0.3D_b$  では、熱伝達率は  $U_m$  と  $M_R$  に対し正の相関を示すように見える。一方、 $L = 0.7D_b$  と  $L = 1.1D_b$  では、 $U_m$  とは正の相関があるように見えるが、 $M_R$  についてはばらつきがあり相関がないように見える。よって、 $L = 0.3D_b$  の値を用い、回帰式を求めることにした。図中の点線は、次式に示す回帰分析から得た予測式である。

$$h_{\text{exp}} = 38 M_R^{0.57} U_m^{0.54} \quad (7)$$

図7に示す通り、 $L=0.3D_b$ の場合は比較的よく予測できており、予測値と測定値の差は±16%以内であった。一方、 $L=0.7D_b$ と $L=1.1D_b$ では、上式では過大評価の傾向となる。しかしながら、熱伝達率が大きくなると、式(1)で示したピオ数は増加し、流体温度変動から応力変動への変換割合は大きくなるため、保守的な疲労評価手法として用いることが可能である。

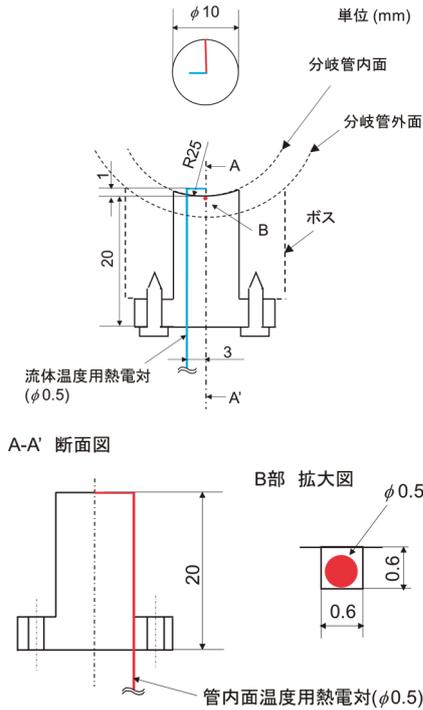
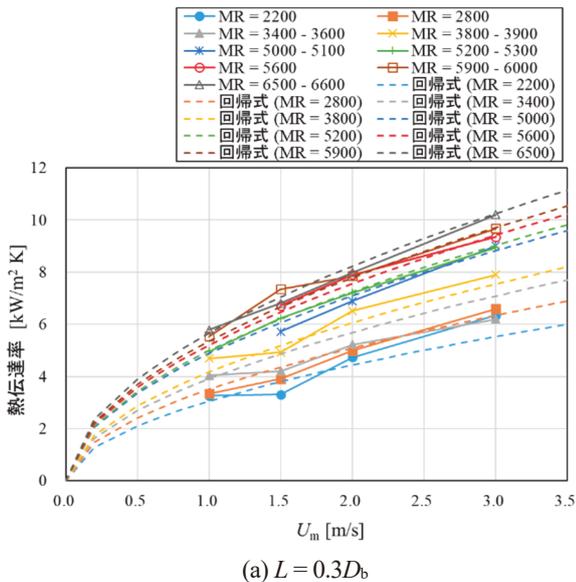
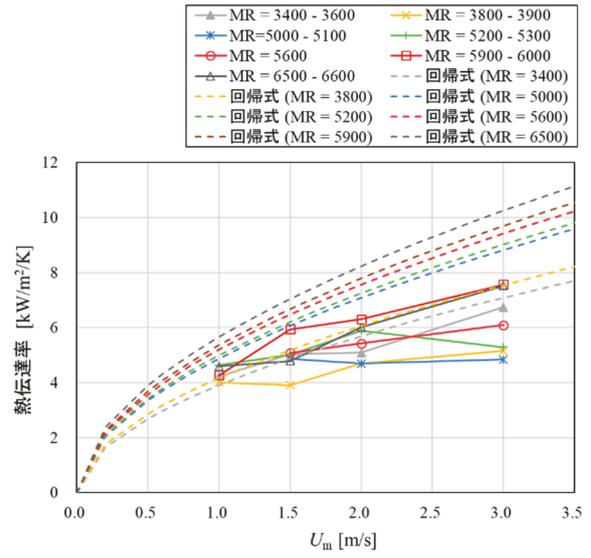


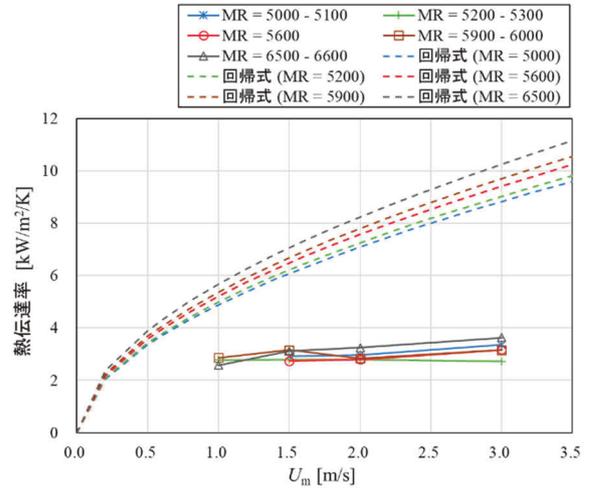
図6 流体および管壁温度の同時測定用センサー



(a)  $L=0.3D_b$



(b)  $L=0.7D_b$



(c)  $L=1.1D_b$

図7 実験にて求めた熱伝達率

## 4. 数値計算による熱伝達率の推定

### 4.1 数値計算手法

図8に使用した数値計算のためのメッシュ構造を示す。主管の内径は $D_m = 150$  mm, 分岐管の内径は $D_b = 50$  mmである。主管側の厚みは7.6 mm, 分岐管側の厚みは5.25 mmであり、これらの配管金属を含めてメッシュを設計した。合流部から主管の下流方向に $3D_m$ , 上流方向にも $3D_m$ , 分岐管方向には $8.5D_b$ の距離を確保した。座標系では、主管の流れ方向を $x$ 軸, 鉛直の上向き方向を $z$ 軸とし、主管と分岐管の中心軸の交点を原点としている。重力は負の $z$

方向に働いている。メッシュは6面体メッシュを採用し、円管の内面に沿って構築した。また、合流部や壁面近傍の領域では、メッシュ密度を上げて空間の解像度を向上させた。メッシュの総セル数は約65万(648,940)である。大規模渦シミュレーション(LES)を行う場合、速度分布を高精度で捉えるために、十分な数の層状メッシュを設置することが求められる。通常、壁に隣接するメッシュ厚さについて、壁面からの距離 $y^+$ が粘性境界層に入る条件( $y^+ < 5$ )を満たす必要があるが、この条件では最大1.58となった。したがって、壁面近傍の計算メッシュの解像度は適切であると評価される。

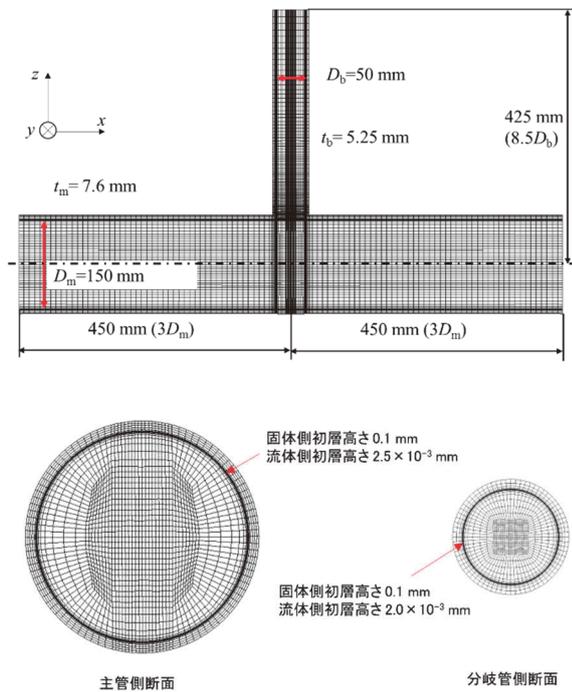


図8 使用した計算メッシュ

表1には採用した計算手法の概要を示している。数値解析には、ANSYS社の商用ソフトウェアFLUENTを用いた。流体の物性値(密度、比熱、熱伝導率、粘性係数)は、温度に基づいた多項式で表現した。密度の温度依存性を取り入れることで浮力の影響を再現した。配管の材質にはSUS304を想定し、その密度、比熱、熱伝導率も同様に温度多項式で定義した。乱流モデルには、過去の数値計算<sup>(5)</sup>において異なる管径( $D_m = 60\text{ mm}$ ,  $D_b = 20\text{ mm}$ )での最大侵入深さの再現性が良好だったLarge Eddy Simulation(LES)のDynamic Smagorinskyモデル<sup>(6)</sup>を採用した。計算の時間刻み幅は $2 \times 10^{-4}$ 秒とし、定常的なRANSの収束解を初期条件として計算を開始した。配管内の温度が準定常状

態に達した26秒から46秒までの値を使用し熱伝達率を求めた。入口では、Vortex Method<sup>(7)</sup>を用いて主管側及び分岐管側に乱流強度5%の乱れを与えた。配管外面は断熱条件とした。

表1 計算手法

ソフトウェア	ANSYS Fluent 2021	
流体	水(物性値は温度依存)	
配管	SUS304(物性値は温度依存)	
乱流粘性モデル	LES (Dynamic smagorinsky model)	
入口境界	指数則分布+Vortex methodの乱れ	
流出境界	圧力流出	
管内面境界	粘着条件	
管外面境界	断熱条件	
解法	圧力・速度連成	SIMPLEC
	空間の離散化	運動量(Bounded Central Differencing) エネルギー(Second order upwind)
	非定常法	Second order implicit
初期条件	定常 RANS 収束解 (Realizable k-ε)	
時間刻み幅	$2 \times 10^{-4}$ 秒	

計算条件を表2に示す。Case1およびCase2は、実験から選んだ2つの条件である。また、Case3およびCase4では、Case1およびCase2の条件を元に入口温度と圧力を変更し、熱伝達率に与える影響を調査した。高温・高圧条件下で運動量比がわずかに低下するのは、主流側の密度が減少するためである。温度および圧力はPWRプラントの起動時における余熱除去システムの一次冷却材温度<sup>(8)</sup>を考慮して決定した。

表2 計算条件

Case		入口流速 [m/s]	入口温度 [°C]	圧力 [MPa]	運動量 比 $M_r$ [-]
1	主管	3.0	53.7	大気圧	2,800
	分岐管	0.11	23.6		
2	主管	3.0	53.6	大気圧	5,600
	分岐管	0.078	23.3		
3	主管	3.0	170	3.0	2,600
	分岐管	0.11	20		
4	主管	3.0	170	3.0	5,100
	分岐管	0.078	20		

## 4.2 数値計算結果

### 4.2.1 温度の分布および時間変化

図9に46秒時点の瞬時温度分布を示す。主流の高温流体が分岐管に侵入することで、流体温度が上昇している様子が確認できる。また、これに伴い管壁の温度も上昇している。流れが衝突している側の管壁の温度は、 $z$ 方向に沿って減少しているように見受けられる。

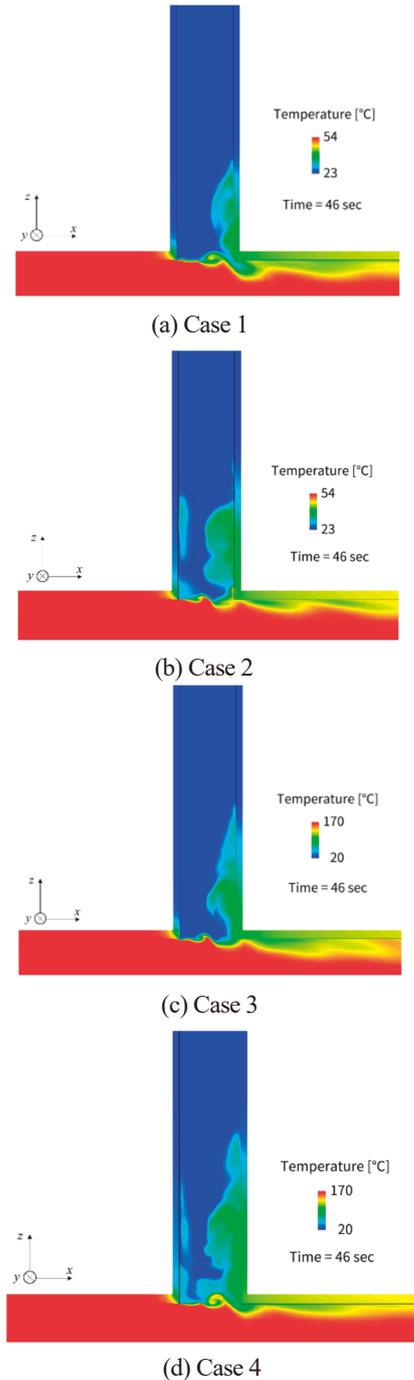
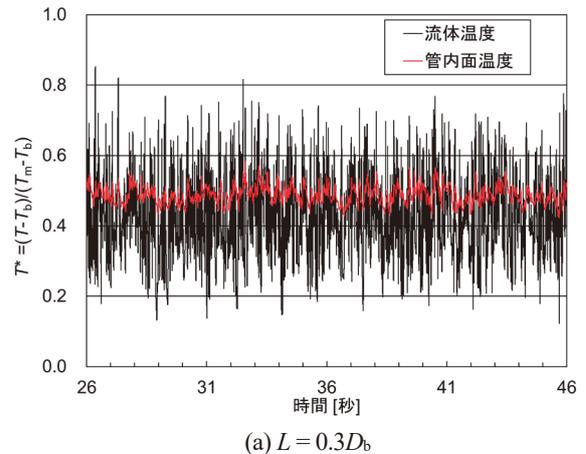


図9 瞬時温度分布

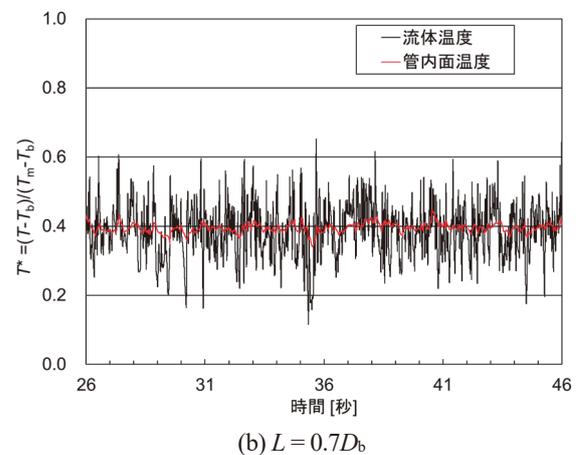
計算で得られた Case3 の流体温度と管内面温度の時間変化を図10に示す。図中の  $L = 0.3D_b, 0.7D_b, 1.1D_b$  位置は前節で示した実験による測定箇所と同じである。温度は、以下の式で無次元化した値である。

$$T^* = \frac{T - T_b}{T_m - T_b} \quad (8)$$

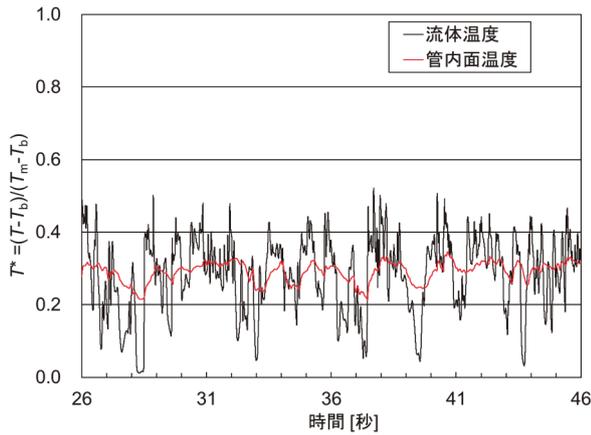
ここで、 $T_m$  と  $T_b$  は主管および分岐管入口での流体温度である。いずれの条件でも、流体温度（管内面から1mm位置）が変化することもない、管内面温度も変化しており、その変動の振幅は流体から構造への熱伝達により大きく減衰している。また、 $L$ が増加すると、温度の時間平均値は低下する傾向がある。これは、図9の温度分布図に示した通り、主管側の高温水が分岐管内に侵入することで、温度が上昇しているためである。また、 $L$ が増加すると、温度変動の頻度が減少していることがわかる。これは、主流の侵入深さは時間変化しており、深い位置 ( $L$ が大きい位置) では、時間によっては、高温の主流が到達しない箇所があるためである。これらの特徴は他のケースでも同様であった。



(a)  $L = 0.3D_b$



(b)  $L = 0.7D_b$



(c)  $L = 1.1D_b$

図 10 温度の時間変化 (Case3)

### 4.2.2 温度の周波数特性

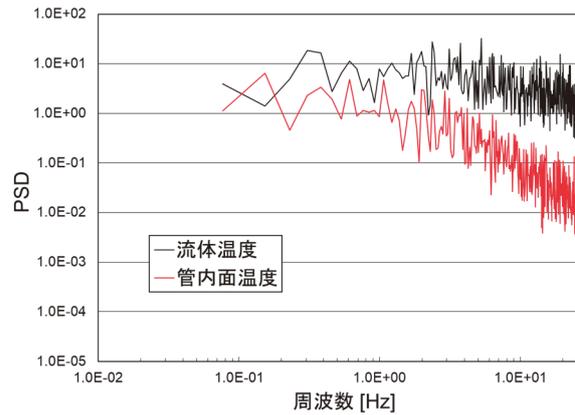
前節で示した  $L = 0.3D_b, 0.7D_b, 1.1D_b$  位置の温度変動の周波数特性を明らかにするため、温度の PSD を算出した。図 11 に Case3 の算出結果を示す。パワースペクトル密度は  $65536 = 2^{16}$  個 (13.1072 秒) のデータから算出した。卓越周波数を明瞭にするため平滑化処理を行った。平滑化は、13.1072 秒の温度データを 0.10 秒ずつずらして計測データから抽出し 60 組作成した後、各々の PSD を算出し、平均化することで行った。熱伝達過程において温度変動量が減衰するため、流体温度の PSD と比較して管内面温度の PSD はいずれの条件でも低下している。その減衰比は、高周波数ほど大きいように見える。これらの特徴は他のケースでも同様であった。

### 4.2.3 熱伝達率の推定結果

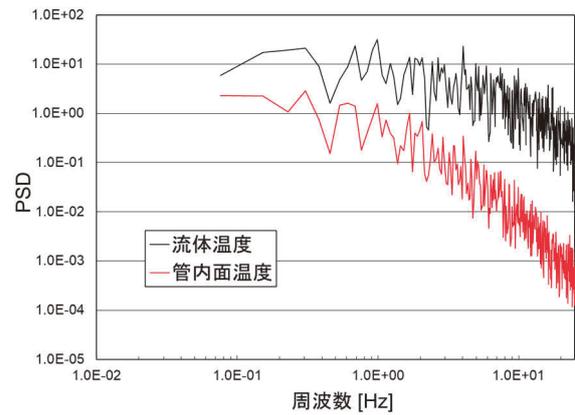
2 章で示した手法により、熱伝達率を算出した。前節に示した管内面温度と壁近傍の流体温度データの PSD から  $\Phi_w/\Phi_f$  を算出した結果を図 12 に示す。ここでは、代表例として Case3 の  $L = 0.7D_b$  の場合を示した。図中の赤線は、式(2)の  $e$  に含まれる熱伝達率  $h$  をパラメータとした回帰式である。回帰は、0.1Hz から 10Hz の範囲で行った。PSD の算出に使用した温度の時間は 13.1072 秒と比較的短いため 0.3Hz 以下は除外した。また、実験結果に対する算出方法<sup>9)</sup>と同じにするため 10Hz 以上の成分も除外した。

図 13 に熱伝達率の推定結果を示す。実験と同じ 3 か所に加え、 $0.1D_b$  間隔で分岐管軸方向に算出した。 $L$  が増加すると、熱伝達率は減少する傾向があった。これは、過去の数値計算<sup>9)</sup>で示した通り、分岐部から離れるにつれ、壁近傍の  $z$  方向流速が減少するためである。また、高温・高

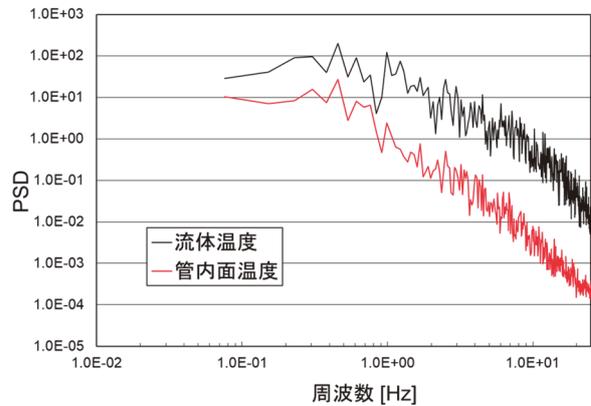
圧条件 (赤線) では熱伝達率は増加する傾向が確認できる。図 14 に熱伝達率の増倍率を示す。増倍率は、同じ流速条件での高温・高圧条件と実験条件 (大気圧条件) の値の比で定義した。図に示す通り、熱伝達率は最大で 2.3 倍となっていた。これは、既報<sup>9)</sup>に示した通り高温・高圧条件では壁近傍の  $z$  方向流速が増加するためと考えられる。



(a)  $L = 0.3D_b$



(b)  $L = 0.7D_b$



(c)  $L = 1.1D_b$

図 11 温度のパワースペクトル密度分布 (Case3)

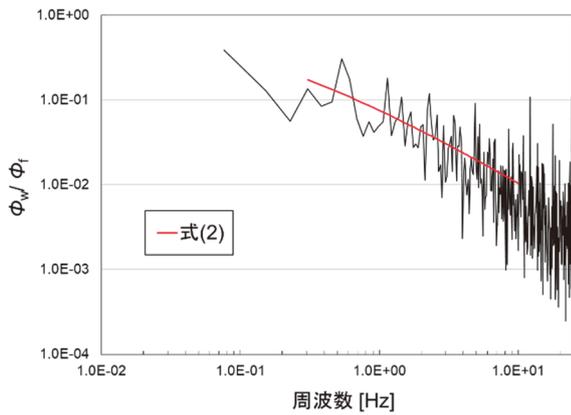


図 12 温度 PSD の比 (Case3,  $L = 0.7D_b$ )

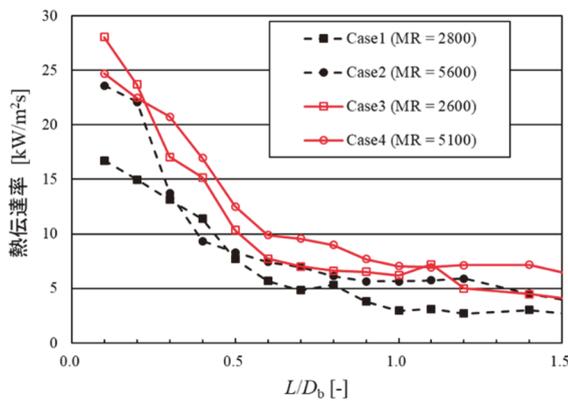


図 13 熱伝達率の分岐管軸方向分布

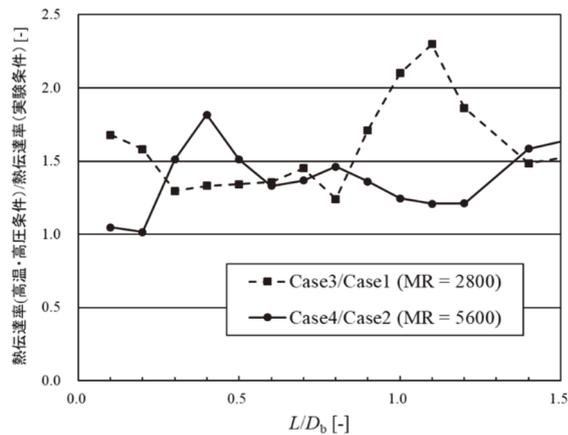


図 14 熱伝達率の増倍率

## 5. 考察

一般に、強制対流を受ける円管内の乱流熱伝達における熱伝達率  $h$  は、ヌセルト数  $Nu$  を用いて、以下の形で表される。

$$h = \frac{Nu\lambda_f}{D_b} \quad (9)$$

$$Nu = ARe^B Pr^C = A \left( \frac{U_m D_b}{\nu_f} \right)^B Pr^C \quad (10)$$

ここで、 $\nu_f$ ,  $Re$  および  $Pr$  は、流体の動粘度、レイノルズ数、プラントル数であり、 $A, B, C$  は、実験により求まる係数である。分岐管内への主流の侵入現象であることを踏まえて、レイノルズ数の代表速度と代表長さは、主流流速、分岐管内径とした。流体の物性値は流体混合平均温度の値から求まる。

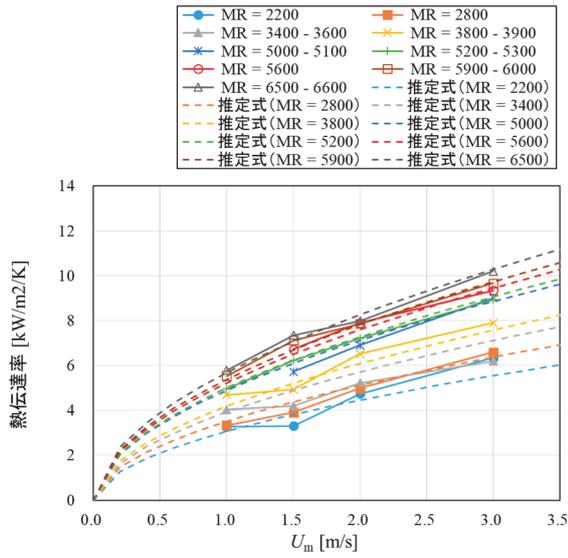
衝突型逆流の流動様式では、式(7)に示したとおり、熱伝達率が主流流速  $U_m$  だけではなく、運動量比  $M_R$  にも依存していた。よって、以下の式が成立すると仮定して、係数  $A, C$  を決めることにした。

$$h = A \frac{\lambda_f}{D_b} M_R^{0.57} \left( \frac{U_m D_b}{\nu_f} \right)^{0.54} Pr^C \quad (11)$$

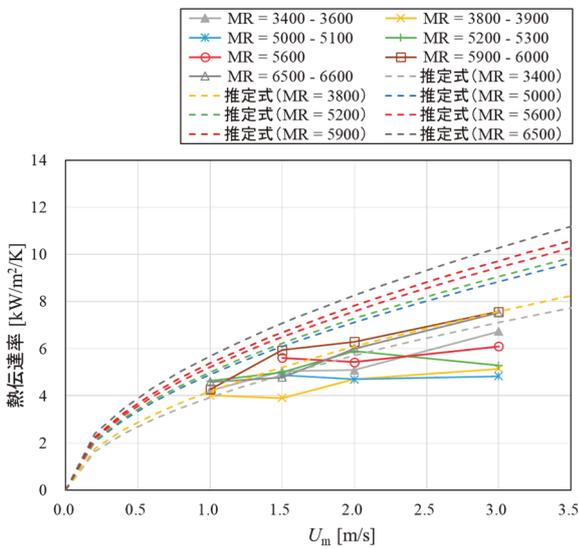
係数を回帰解析にて求めるにあたり、実験から求めた熱伝達率と高温・高圧条件における増倍率 (図 14) をそれらの値に乗じた熱伝達率を使用した。ここで、数値計算で求めた熱伝達率を使用しなかった理由は、既報<sup>(10)</sup>で示した通り、現状の数値計算では管壁近傍の流体温度を過大評価する傾向があるためである。この点は、今後予測手法の改善が必要である。得られた推定式は以下のとおりである。

$$h = 4.92 \times 10^{-3} \frac{\lambda_f}{D_b} M_R^{0.57} \left( \frac{U_m D_b}{\nu_f} \right)^{0.54} Pr^{0.19} \quad (12)$$

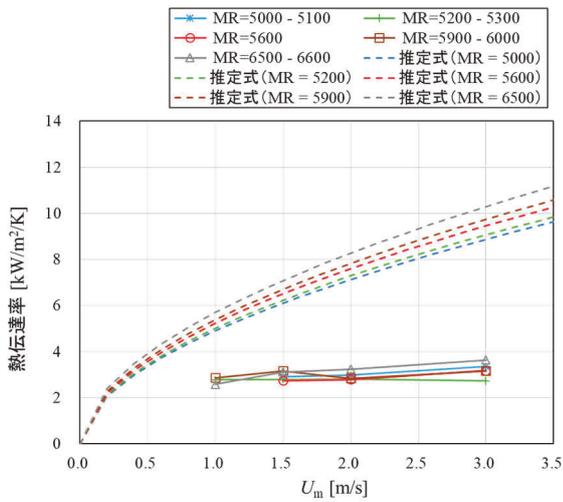
図 15 に実験から求めた熱伝達率の値に上式による推定値を追記した結果を示す。また、図 16 には、高温・高圧条件の場合の比較結果を示す。高温・高圧条件の結果は、実験から求めた熱伝達率に図 14 で示した増倍率を乗ずることで求めた値である。図に示す通り、 $L = 0.3D_b$  位置では、比較的うまく推定できていることがわかる。図 17 に  $L = 0.3D_b$  位置での実験値と式(12)から求めた推定値の比較結果を示す。図に示す通り  $\pm 16\%$  以内の差で予測できていることがわかる。一方、 $L$  が増加するに伴い、熱伝達率は減少する傾向があったことから、 $L = 0.7D_b, 1.1D_b$  位置では、得られた予測式を用いると過大評価の傾向となる。しかしながら、3 章で述べたとおり、得られた推定式を用いることで保守的な疲労評価は可能である。



(a)  $L = 0.3D_b$



(b)  $L = 0.7D_b$



(c)  $L = 1.1D_b$

図 15 推定式の値と実験値の比較結果

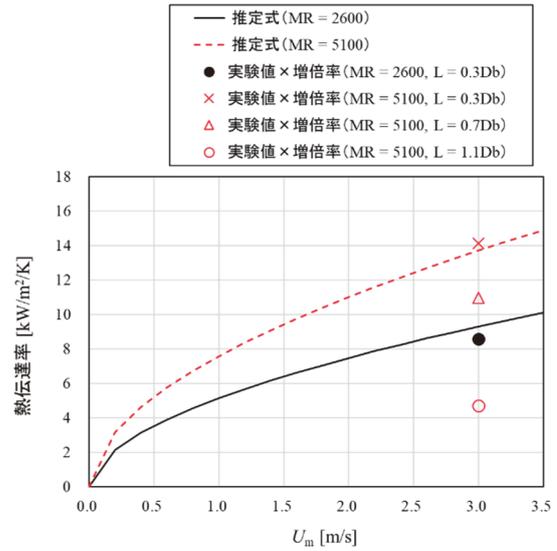


図 16 推定式の値と高温・高圧条件の値との比較

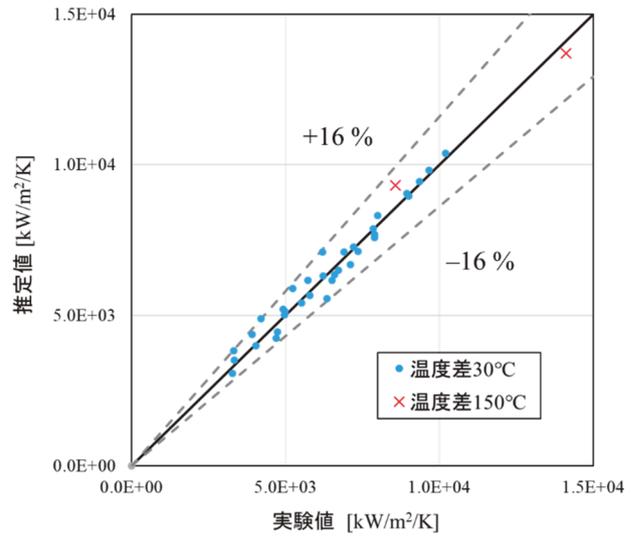


図 17 熱伝達率の推定値 ( $L = 0.3D_b$ ) の誤差評価

## 6. 結言

本研究では、T字管の高低温水合流部における衝突型逆流現象を対象に数値シミュレーションを実施し、温度および圧力が、熱伝達率に与える影響を調べた。特に、逆流による分岐管内面の熱疲労を想定し、分岐部のコーナー位置 ( $L = 0$ ) から分岐管軸に沿った鉛直方向の熱伝達率分布を明らかにした。主管側の入口流速は  $3 \text{ m/s}$  とし、分岐管側の入口流速を  $0.078 \text{ m/s}$  と  $0.11 \text{ m/s}$  に変化させた2条件の運動量比に対し、温度および圧力の影響を調べた。数値シミュレーションでは、配管も含む流体・構造熱連成解析による非定常計算を行った。その結果、以下の結論が得られた。

- (1) 分岐管内面近傍における流体温度変動が管内面の温度変動を引き起こし、その振幅は流体から構造への熱伝達により大きく減衰していた。
- (2) 流体から構造への熱伝達過程により、流体温度のPSDと比較して管内面温度のPSDはいずれの条件でも低下しており、その減衰比は、周波数が高いほど大きかった。
- (3) パワースペクトル法にて熱伝達率を求めた結果、温度および圧力条件が高くなることで、熱伝達率は最大で2.3倍となっていた。これは、過去の数値計算<sup>(10)</sup>で示したとおり、高温・高圧条件では逆流箇所の流速が増加するためと推定される。
- (4) 衝突型逆流の流動様式を対象にした分岐部のコーナー位置近傍の熱伝達率を推定する式を提案した。熱伝達率は分岐部から上流にいくに従い減少する傾向があることが示されたことから、その推定式を用いることで熱疲労防止の観点から保守的な評価が可能である。
- (8) 神田誠, 梅田賢治, 三宅修平他, 原子力教科書 原子力プラント工学, オーム社, p.89, (2009).
- (9) 三好弘二, “T字合流部の逆流現象に対する数値シミュレーション (合流前温度差が速度および温度分布特性に与える影響)”, INSS JOURNAL, Vol.31, pp.75-82, pp.104-113, (2024).
- (10) 歌野原陽一, 三好弘二, 釜谷昌幸, “T字合流部の逆流現象による熱疲労評価手法の検討 (数値シミュレーションによる分岐管壁面伝熱の再現)”, 第25回動力・エネルギー技術シンポジウム, D212, (2021).

## 引用文献

- (1) 日本機械学会, JSME S 017 配管の高サイクル熱疲労に関する評価指針 (2003).
- (2) Miyoshi, K., Utanohara, Y. and Kamaya, M., “Penetration flow into a branch pipe causing thermal fatigue at a mixing tee”, Nuclear Engineering and Design 360 (2020), 110496.
- (3) Miyoshi, K., “Heat transfer process for penetration flow into a branch pipe causing thermal fatigue at a T-junction”, Nuclear Engineering and Design 417 (2024), 112885.
- (4) Moriya, S., Ogura, K., Shiina, K., Tanimoto, K., Fukuda, T., Minami, Y., “Prediction method of surface temperature fluctuation for thermal striping evaluation”, Proceedings of 11th International Conference on Nuclear Engineering (ICONE-11) (2003), Paper No. 36207.
- (5) 歌野原陽一, 三好弘二, 釜谷昌幸, “T字配管における衝突型逆流現象の数値シミュレーション”, INSS JOURNAL, Vol.28, pp.75-82, (2021).
- (6) ANSYS, Inc., ANSYS Fluent 理論ガイド, Fluent 2021 R1, (2021), 4.15.2.2.
- (7) ANSYS, Inc., ANSYS Fluent 理論ガイド, Fluent 2021 R1, (2021), 4.15.3.1.