

汎用動特性解析コード NETFLOW++ の開発

プラント動特性評価の目的（１）



University of Fukui

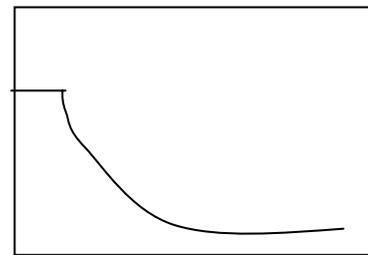
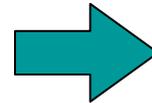
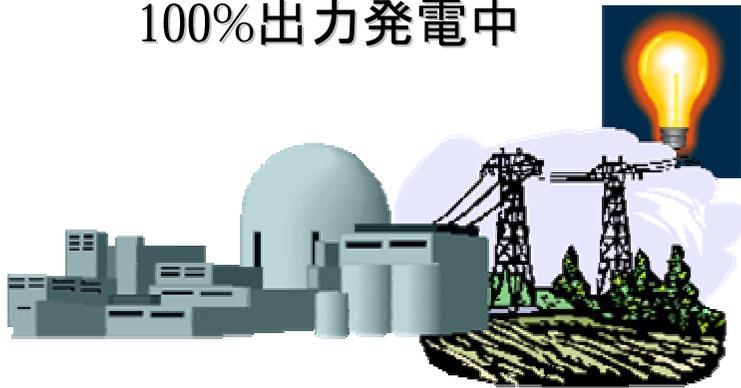
- 高速増殖炉等の設計および運転において、すべての設計条件および運転条件を集約し、プラントの設計性能およびプラント運転時の動的な挙動を評価することがプラント動特性評価の目的である。
- 外部から加えられる外乱としては、流量設定点変更、液位設定点変更、圧力設定点変更、反応度の投入などが考えられる。
- このようなプラント動特性評価のために、プラント動特性解析コードが用いられる。

プラント動特性評価の目的（2）

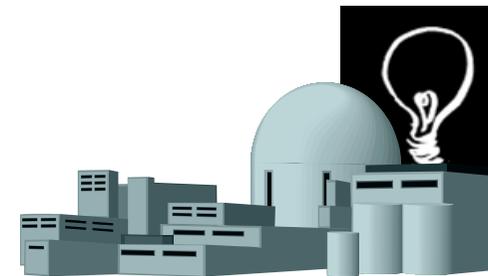


University of Fukui

プラント状態①
100%出力発電中



プラント状態②
原子炉停止中



- 運転において生じる異常な過渡変換事象の原因を見つけるために、できる限り最適予測のできるデータやモデルを用いて挙動解析を行う。

動特性解析コードのモデル



University of Fukui

- 冷却システム内の伝熱流動解析モデル
- 機器のモデル(ポンプ、熱交換器、制御弁、空気冷却器、蒸気発生器)
- 制御モデル
- 核動特性と中性子制御モデル
- 集合体間熱移行モデル
- 給水系モデル
- タービン系モデル

NETFLOW++ コードのモデル



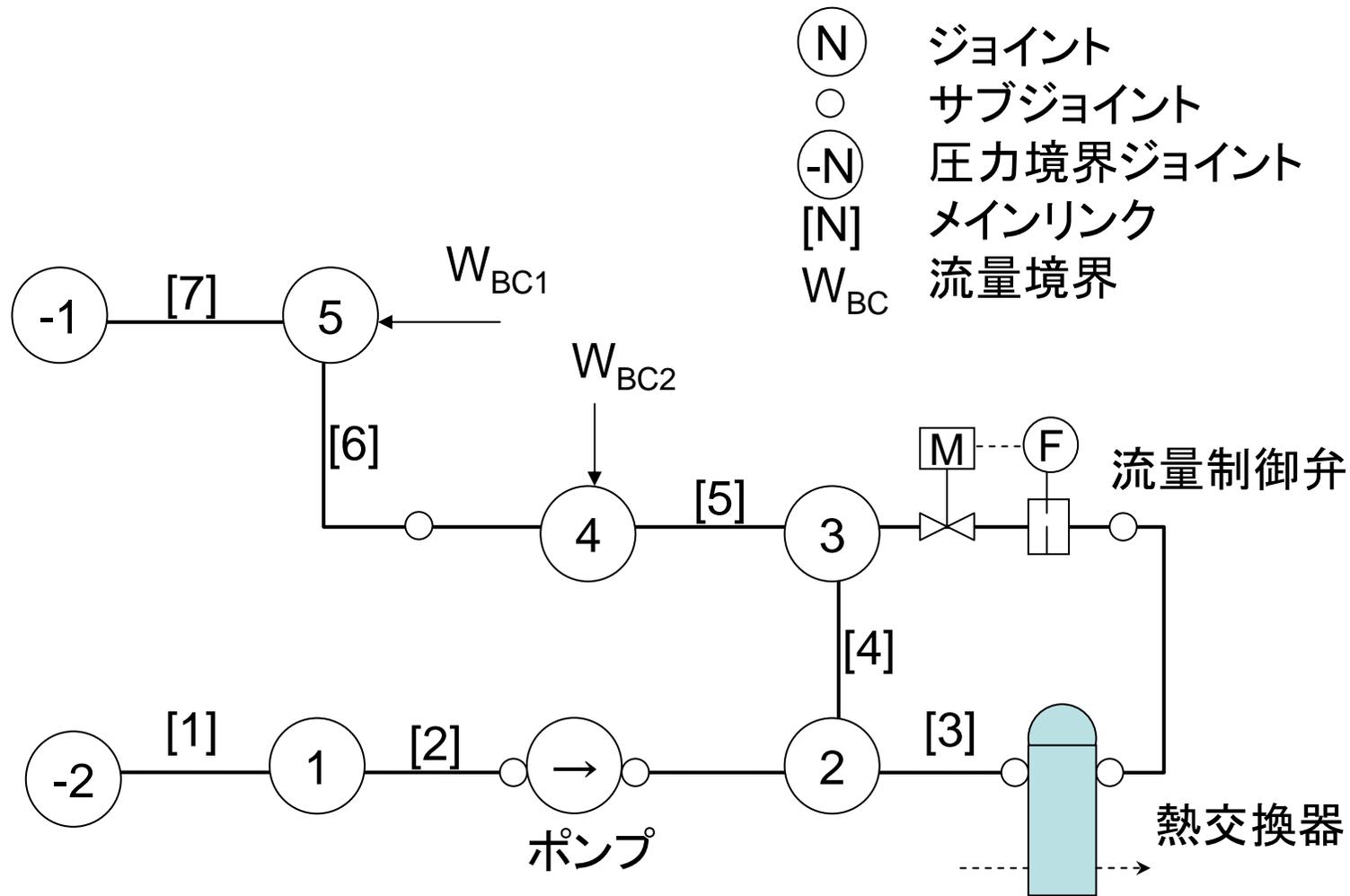
University of Fukui

	モデル
冷却材	1) 軽水, 2) 重水, 3) 液体ナトリウム, 4)鉛, 5) 鉛-ビスマス
減速材	1) 軽水, 2) 重水, 3) 黒鉛
配管	1) 周囲への放熱を考慮したモデル(一種の熱交換器), 2) ガードヒーターで一定温度に保たれた配管モデル
ポンプ	1) 電動ポンプ, 2) 回転数制御ポンプ, 3) タービン駆動ポンプ
弁	1) Cv値で入力する弁, 2) 逆止弁, 3) 流量制御弁
熱交換器	1) シェル・アンド・チューブ型の熱交換器 2) 片方を境界条件で与える熱交換器 3) フィン付き伝熱管を有する空気冷却器
炉心	1) 減速材に熱伝達が考慮できる圧力管型の炉心, 2) チャンネルボックスやラッパー管の外側の熱伝達を考慮できる燃料集合体を有する炉心
上部プレナム	DRACSで冷却されているプレナム
蒸気ドラム	気水分離を行うモデルと水位、圧力を制御するモデル
蒸気発生器 (SG)	1) ヘリカルコイル型 2) 直管型
核特性	6群の遅発中性子を考慮した1点動特性方程式
出力制御	核出力を設定値に制御するモデル
原子炉水位と圧力の制御	原子炉水位と体系圧力を制御するモデル

ネットワーク計算モデル



University of Fukui



基礎方程式 (1/3)



University of Fukui

- 流体の方程式を1次元にして利用する。流れは、ピストン流と仮定する。

連続の式

$$\sum_{i \in C_j} W_i = 0 \quad i \in C_j \text{ ; ジョイント } j \text{ に結合している流路 } i \text{ の集合}$$

基礎方程式 (2/3)



University of Fukui

運動方程式

$$L_i \frac{dW_i}{dt} = (P_{u,i} - P_{d,i}) - \lambda_i \frac{l_i W_i |W_i|}{D_i 2 \rho_i A_i^2} - \rho_i g H_i + \rho_i g H_P$$

- W_i ; 流量 (kg/sec) = $\rho u A_i$
 L_i ; 慣性 l_i / A_i (1/m)
 A_i ; 流路面積 (m²)
 l_i ; 長さ (m)
 g ; 重力の加速度 (m/s²)
 $P_{u,i}$; 流路 i の上流側圧力 (Pa)
 $P_{d,i}$; 流路 i の下流側圧力 (Pa)
 λ_i ; 管摩擦係数
 D_i ; 等価直径 (m)

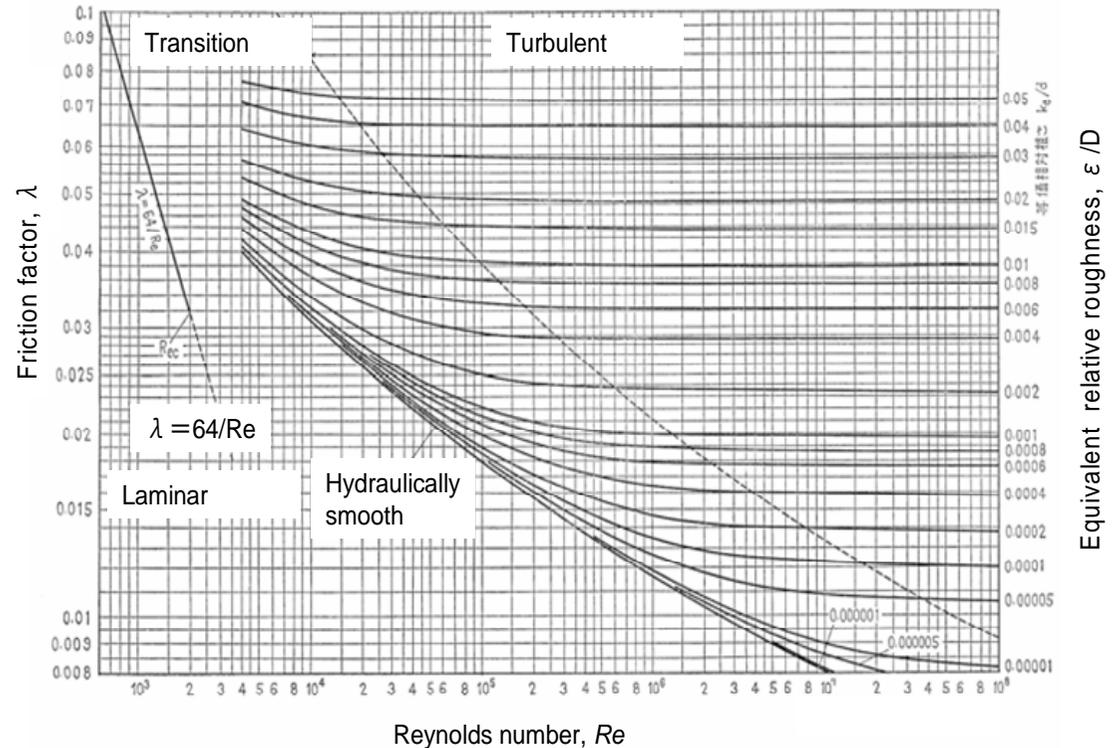
流体の圧力損失計算



- 管内摩擦損失、局所圧力損失係数などを考える。

$$\Delta P = \lambda_i \frac{l_i W_i |W_i|}{D_i 2 \rho_i A_i^2}$$

$$= \lambda_i \frac{l_i}{D_i} \frac{\rho_i |u_i| u_i}{2}$$



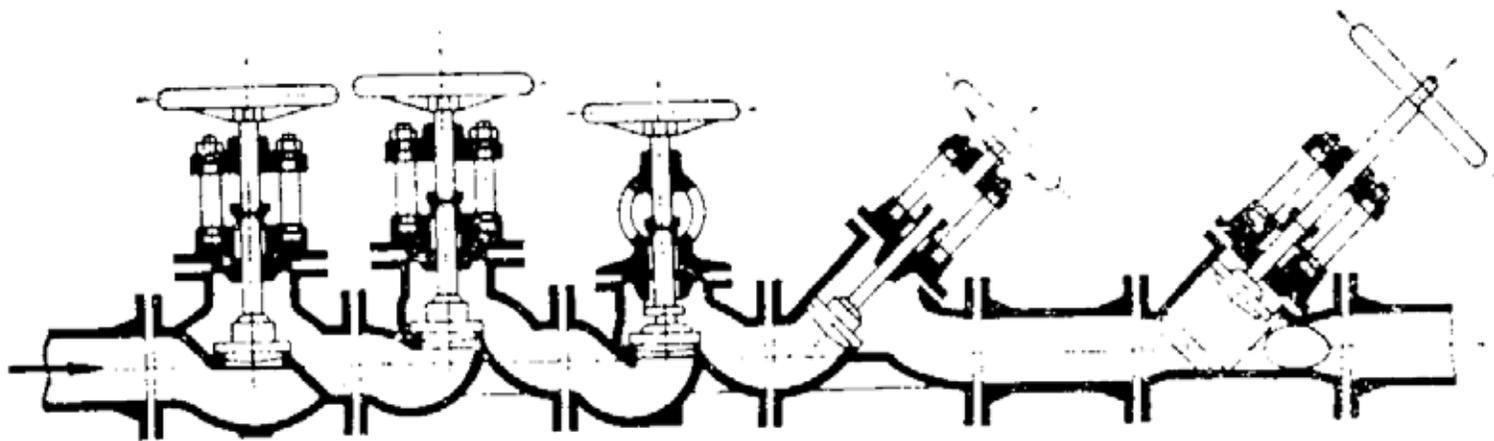
- 曲がり、拡大縮小などに関しては、圧力損失係数を便覧で調べて与える。

弁の圧力損失



University of Fukui

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho u^2}{2}$$



$\zeta = 3.9$

$\zeta = 3.4$

$\zeta = 2.7$

$\zeta = 2.5$

$\zeta = 0.6$

止め弁の全開時における ζ の値

弁のCv値



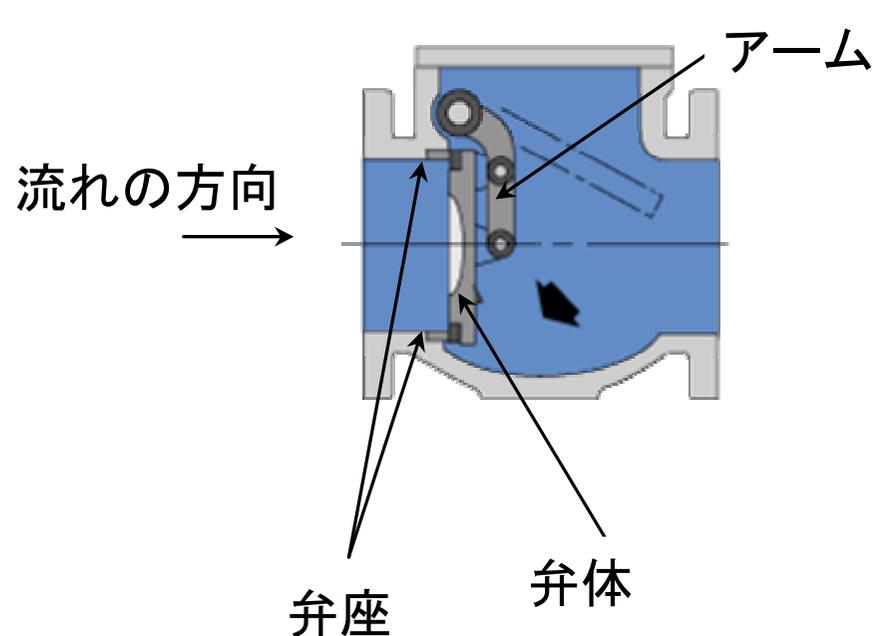
- Cv値: 弁がもつ容量係数と呼ばれ、15.6°C(60°F)の水を差圧1psi(6.89kPa)で弁を流した時の流量を**GPM** (gallon/min)で表したものである。(3.7854/ = 1 gallon)

$$\zeta = \frac{21.38 \times 10^8 D^4}{C_v^2}$$

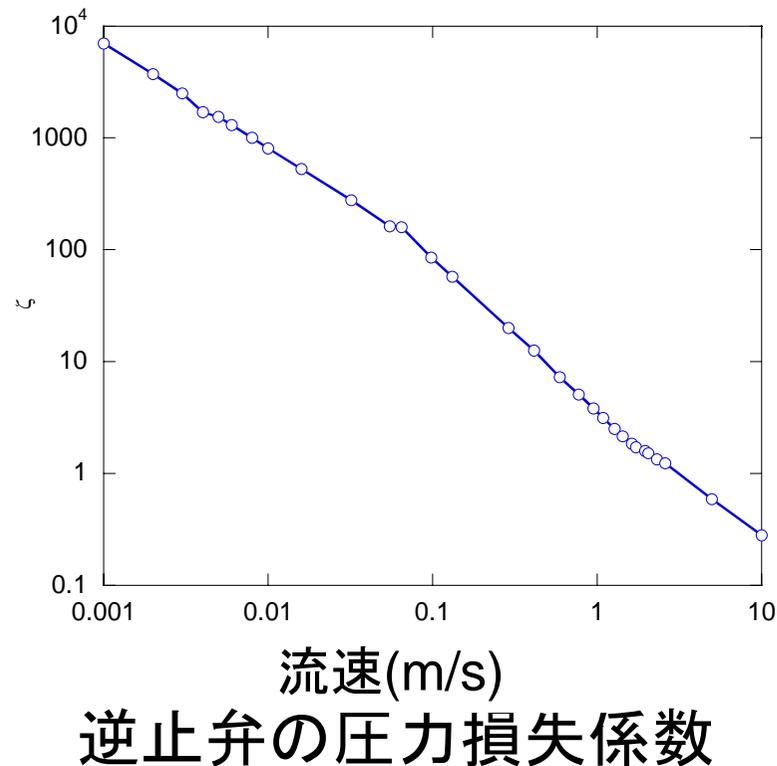
逆止弁の特性



University of Fukui



逆止弁の構造



逆止弁の圧力損失係数

基礎方程式 (3/3)

熱交換器や配管のエネルギー計算

$$A'_p \rho_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} + A_p C_p G_p \frac{\partial T_p}{\partial z} = K_p (T_t - T_p) - q + A'_p \lambda_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2}$$

$$A'_s \rho_s C_s \frac{\partial T_s}{\partial t} + A_s C_s G_s \frac{\partial T_s}{\partial z} = K_s (T_t - T_s) + A'_s \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2}$$

$$A'_t \rho_t C_t \frac{\partial T_t}{\partial t} = K_P (T_P - T_t) + K_S (T_S - T_t)$$

$$K_P = \frac{K_f \cdot 2\pi \cdot \text{sec} \quad \theta_t \cdot N_{\text{tube}}}{\frac{1}{r_P \alpha_P} + \frac{1}{\lambda_t} \ln \frac{2r_P}{r_P + r_S}} \quad K_S = \frac{K_f \cdot 2\pi \cdot \text{sec} \quad \theta_t \cdot N_{\text{tube}}}{\frac{1}{r_S \alpha_S} + \frac{1}{\lambda_t} \ln \frac{r_P + r_S}{2r_S}}$$

中性子の計算

$$\frac{dN}{dt} = \frac{\delta K - \beta_{\text{eff}}}{l^*} N + \sum_{i=1}^6 \lambda_i C_i + S \quad \frac{dC_i}{dt} = \frac{\beta_i}{l^*} N - \lambda_i C_i$$

14 MW 熱ループ



University of Fukui



ATR安全性試験装置



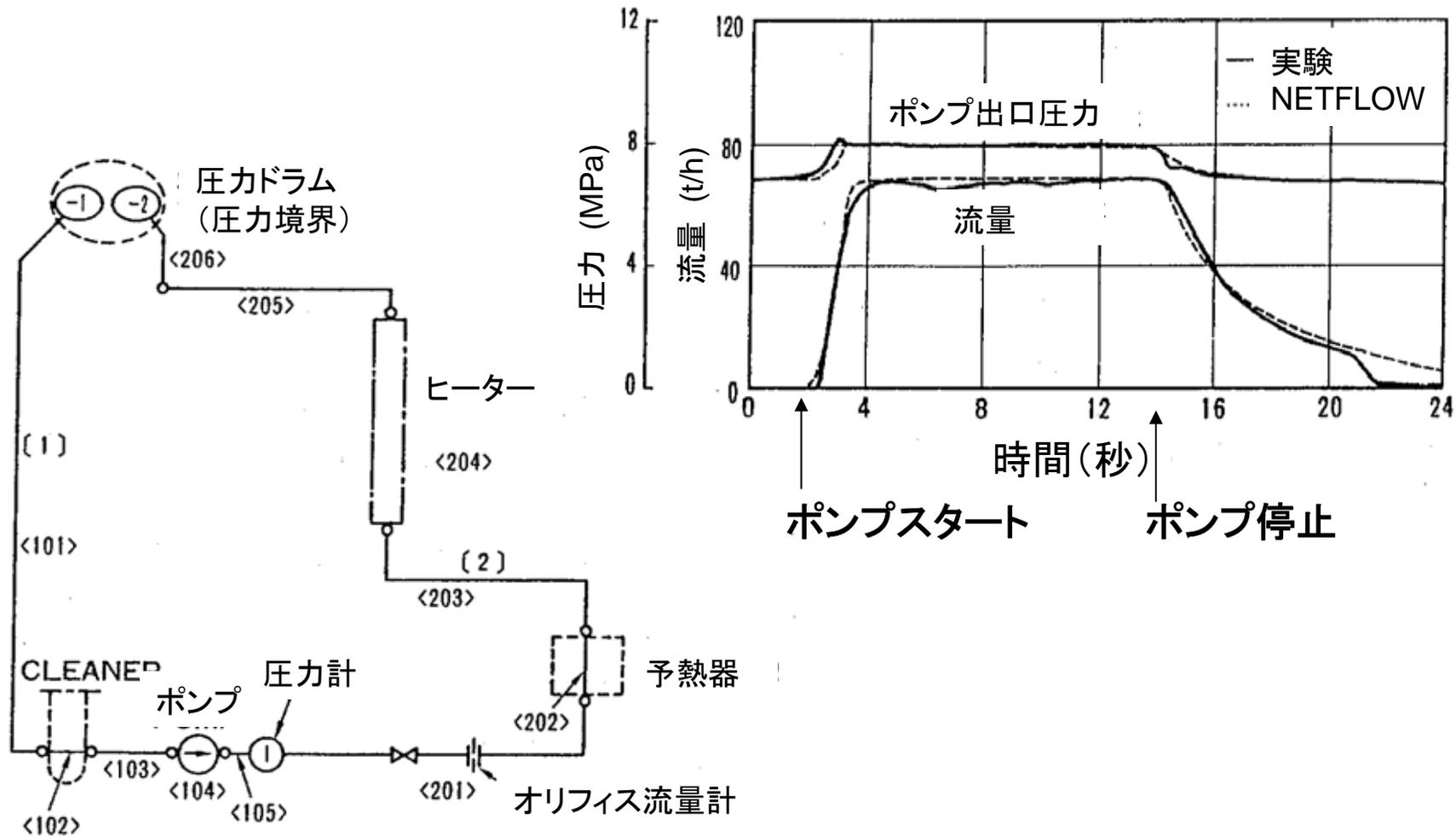
University of Fukui



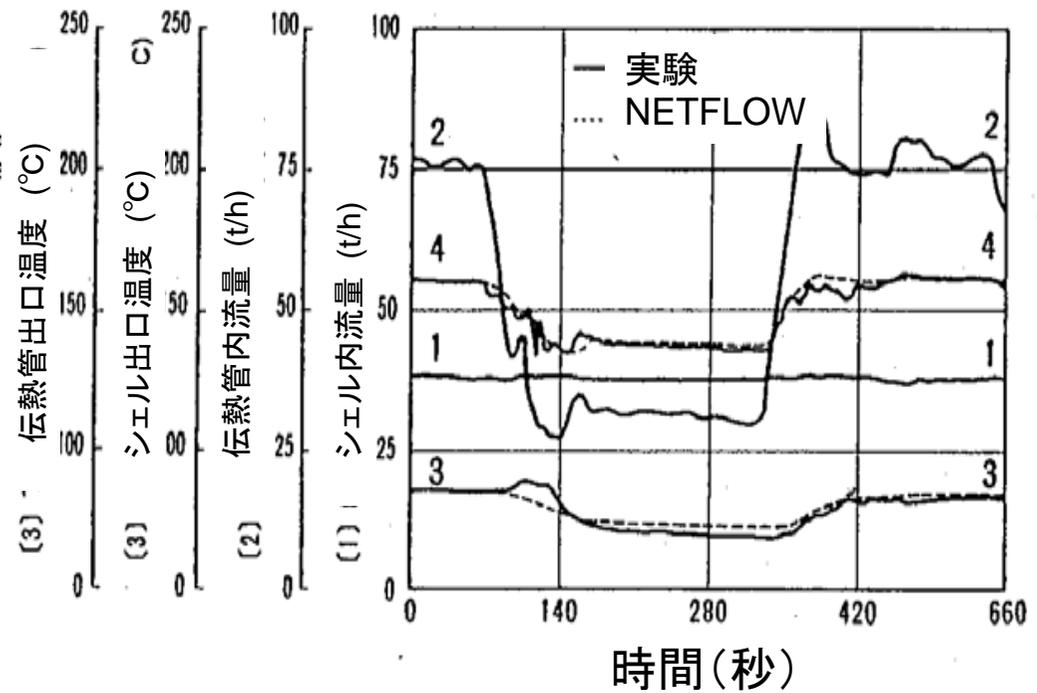
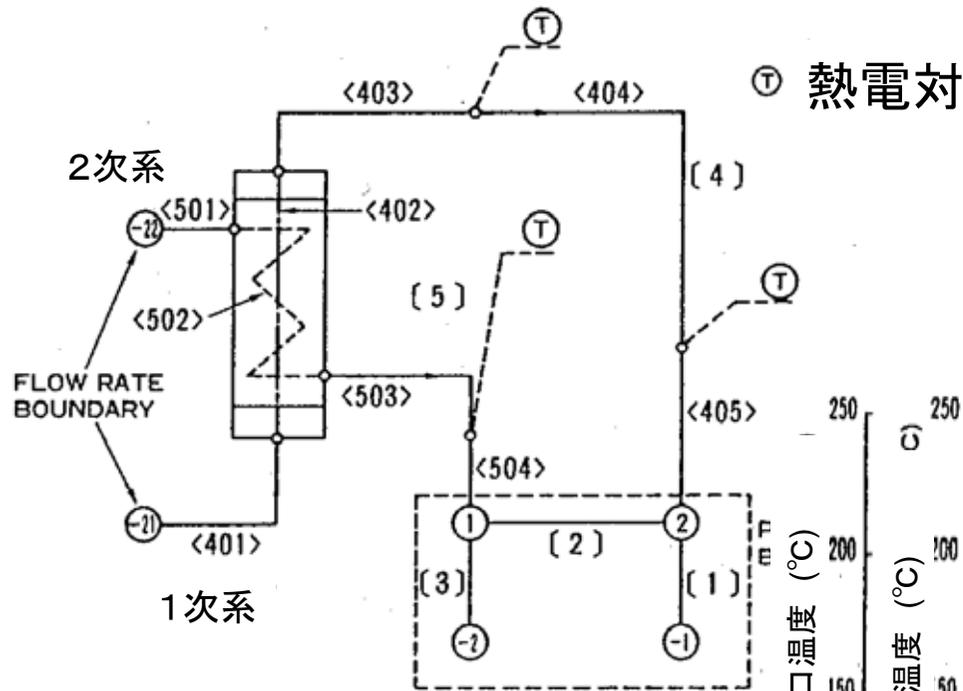
165本の熱電対
を有するヒーター

6 MW
1000 °C

ポンプ特性試験



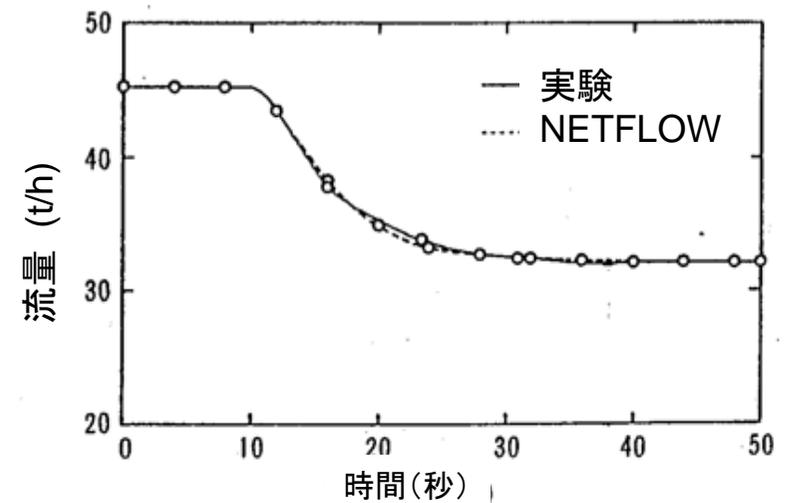
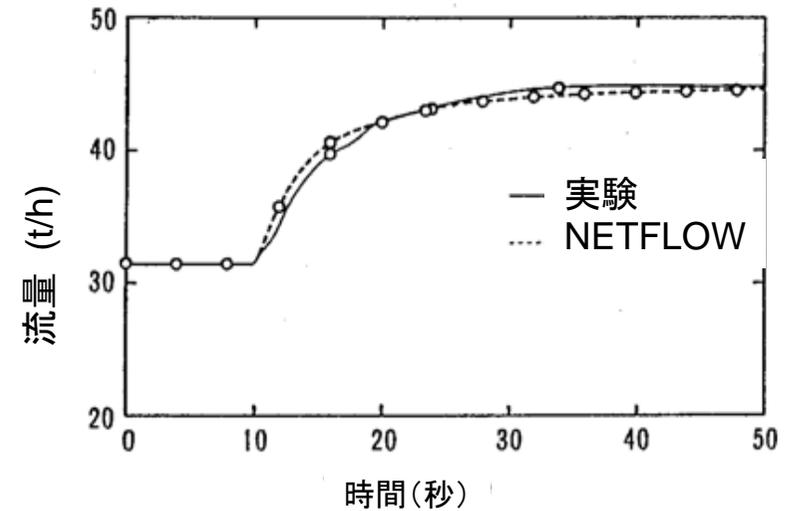
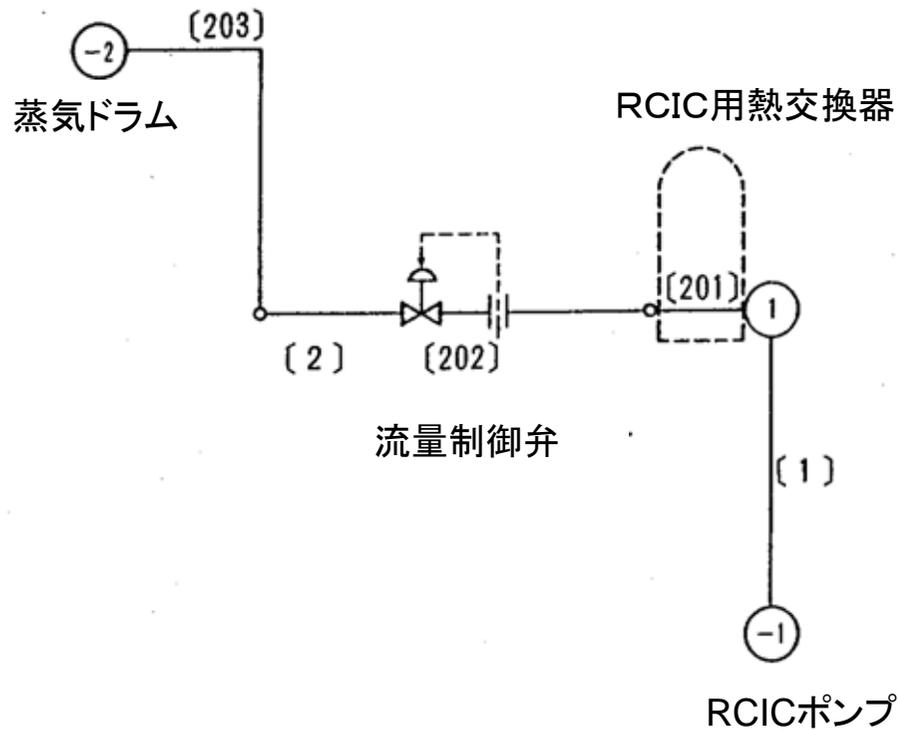
熱交換器試験



流量制御特性試験

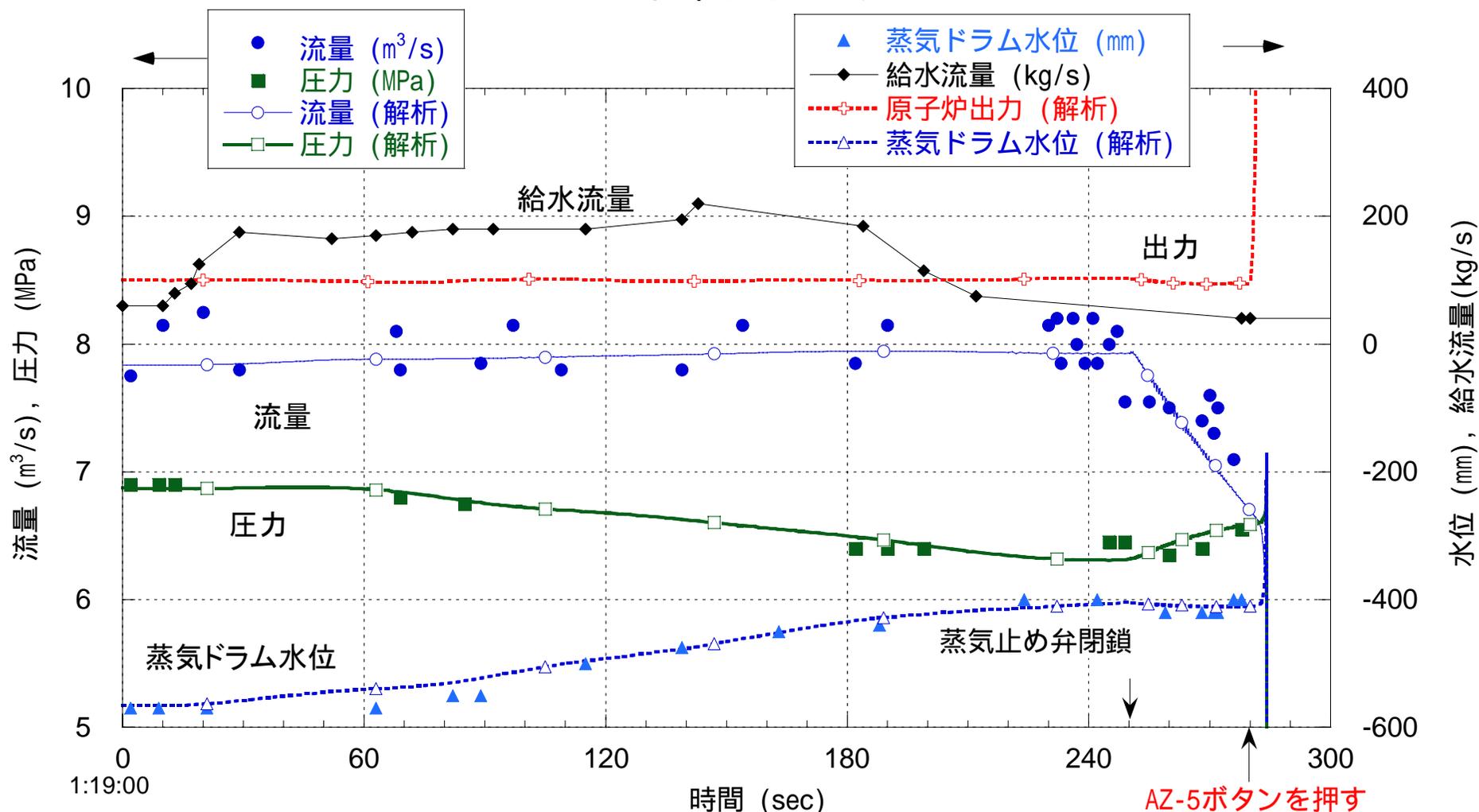


University of Fukui



チェルノブイル事故の解析

SKALAが収集したデータ

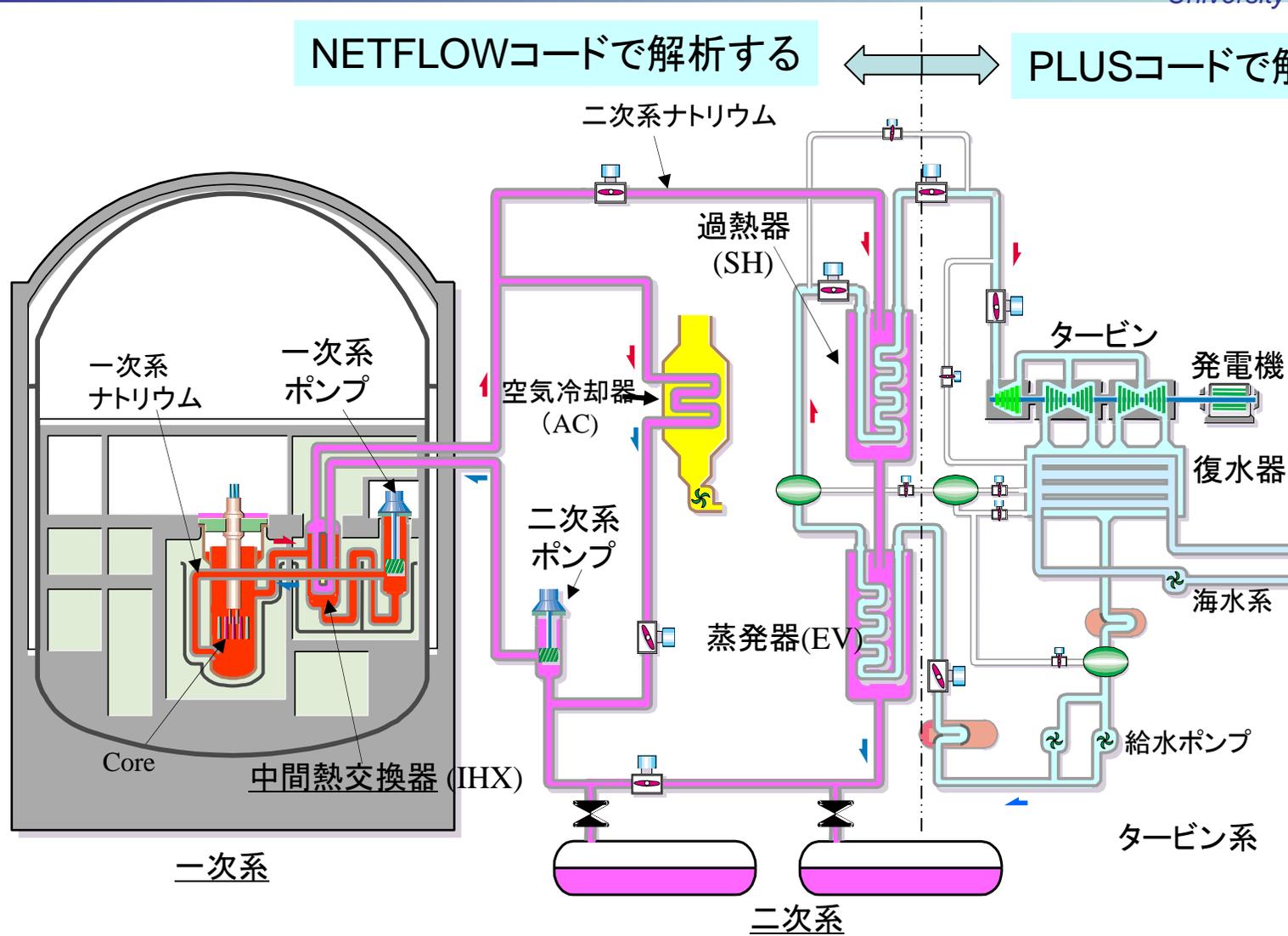


1986年4月26日1時19分からのプラント挙動

高速増殖炉の系統概要



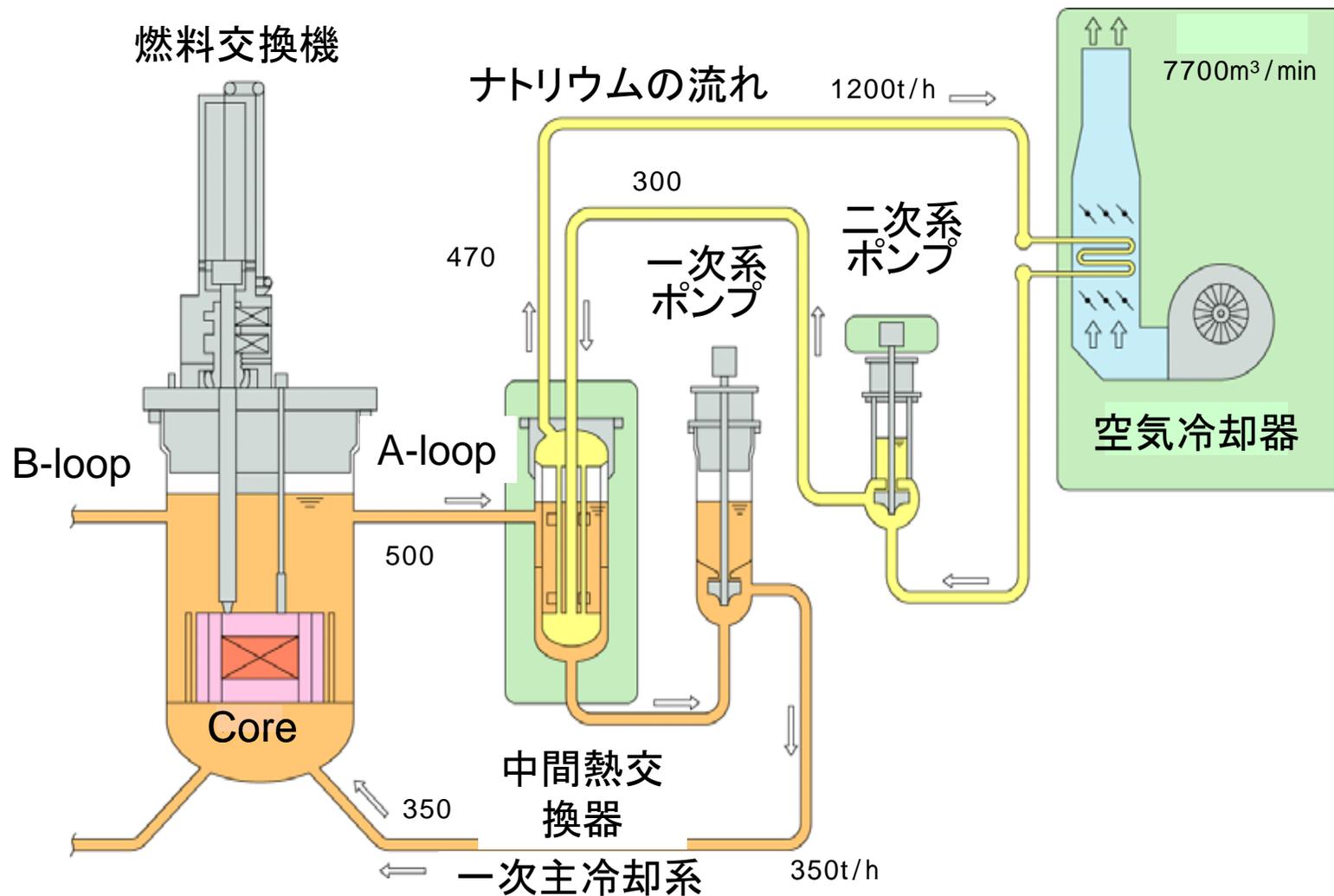
University of Fukui



常陽の概要



University of Fukui



SGの伝熱計算 (1)

- (1) 流体: ナトリウム, 鉛-ビスマス, 鉛, 水
- (2) 伝熱管: ヘリカルコイル, 直管, 直管2重管

1) エネルギー方程式

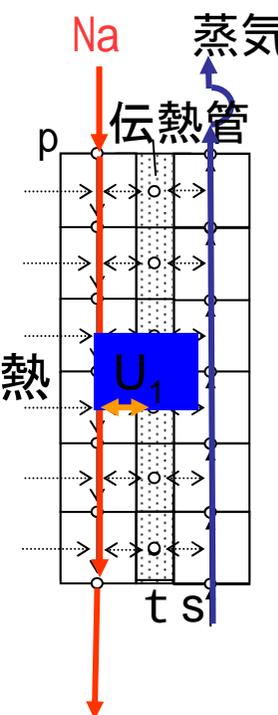
<ナトリウム側>

$$A_p \rho_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} + A_p C_p G_p \frac{\partial T_p}{\partial z} = K_p (T_t - T_p) - q'$$

<水側>

$$A_s \rho_s C_s \frac{\partial T_s}{\partial t} + A_s C_s G_s \frac{\partial T_s}{\partial z} = K_s (T_t - T_s)$$

シェルからの漏れ熱



SGの伝熱計算 (2)



University of Fukui

2) コンダクタンス(K_P : Na-伝熱管中心), (K_S :伝熱管中心 - 水)

$$K_P = \frac{\pi N}{\frac{1}{d_1 h_1} + \frac{1}{2k_t} \ln \frac{2d_1}{d_1 + d_2} + \frac{1}{d_1 h_{f,1}}}$$

$$K_S = \frac{\pi N}{\frac{1}{d_2 h_2} + \frac{1}{2k_t} \ln \frac{d_1 + d_2}{2d_2} + \frac{1}{d_2 h_{f,2}}}$$

伝熱管外側の熱伝達率
熱伝導率

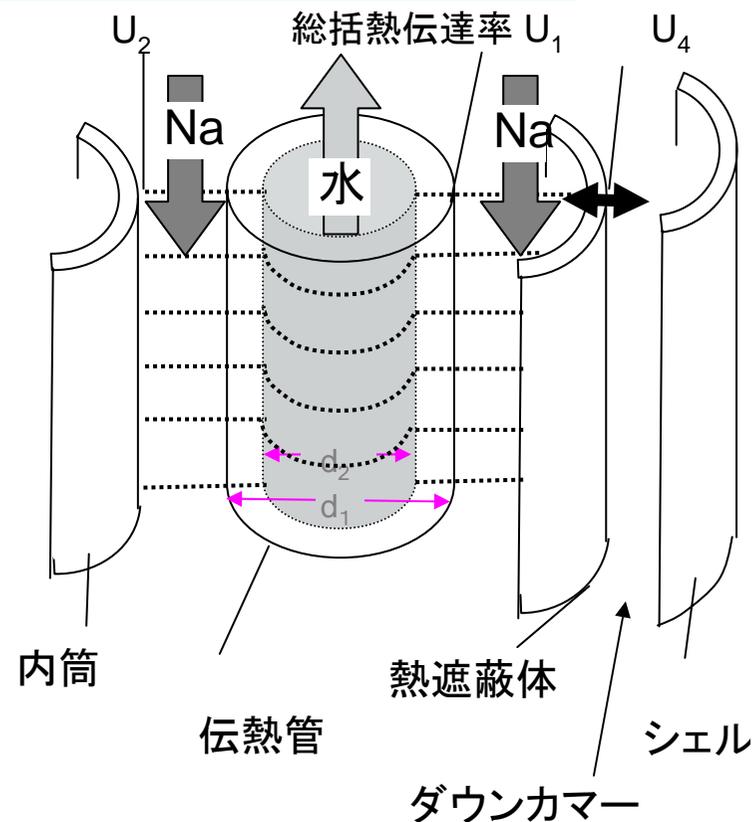
スケールの熱伝達率

3) 外側の熱伝達

Hoeの式

$$h_1 = \frac{k_1}{d_e} (4.03 + 0.228 Pe^{2/3})$$

Pe: ペクレ数 [-]
 k_1 : 流体の熱伝導率



SGの伝熱計算 (3)



University of Fukui

4) 水系の伝熱

$$Nu_l = \frac{h_l d_i}{\lambda_l} = \frac{Pr_l^{0.4}}{41} Re_l^{5/6} \left(\frac{d_i}{D_{coil}} \right)^{1/12} \left[1 + \frac{0.061}{\left\{ Re_l \left(\frac{d_i}{D_{coil}} \right)^{2.5} \right\}^{1/6}} \right] \quad \text{Mori-Nakayama (1967)}$$

$$h = 2.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.75} h_l, \quad X_{tt}^{-1} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad \text{Schrock-Grossman (1959)}$$

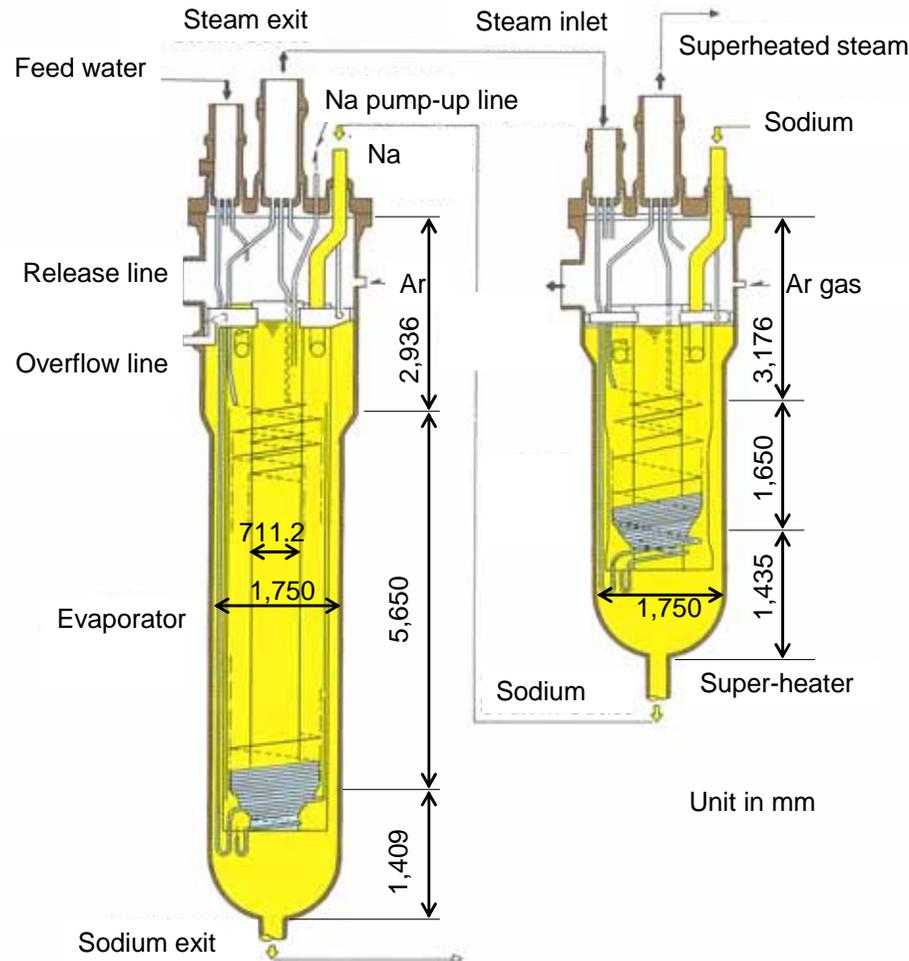
$$Nu_g = \frac{h_g d_i}{\lambda_g} = \frac{Pr_g}{26.2 \left(Pr_g^{2/3} - 0.074 \right)} Re_g^{4/5} \left(\frac{d_i}{D_{coil}} \right)^{1/10} \left[1 + \frac{0.098}{\left\{ Re_g \left(\frac{d_i}{D_{coil}} \right)^2 \right\}^{1/5}} \right] \quad \text{Mori-Nakayama (1967)}$$

SG モデルの検証



University of Fukui

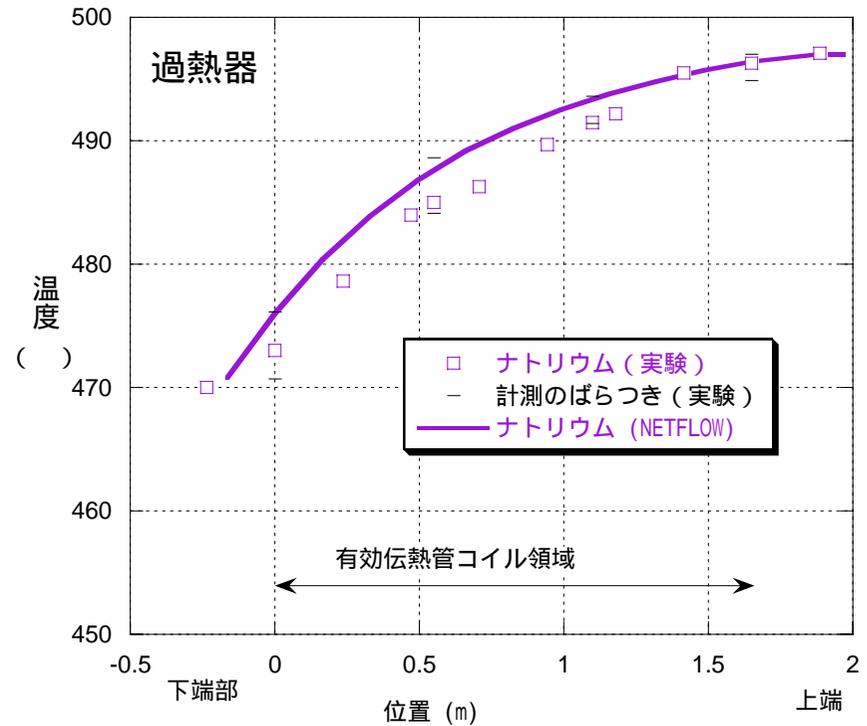
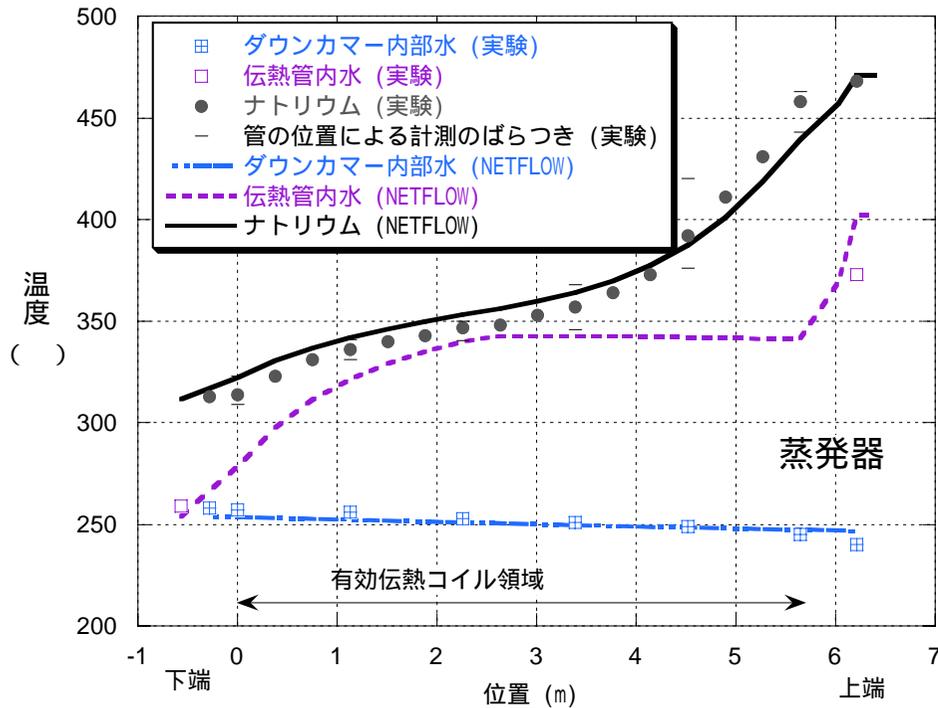
50MW SG



SGモデルの検証(2)



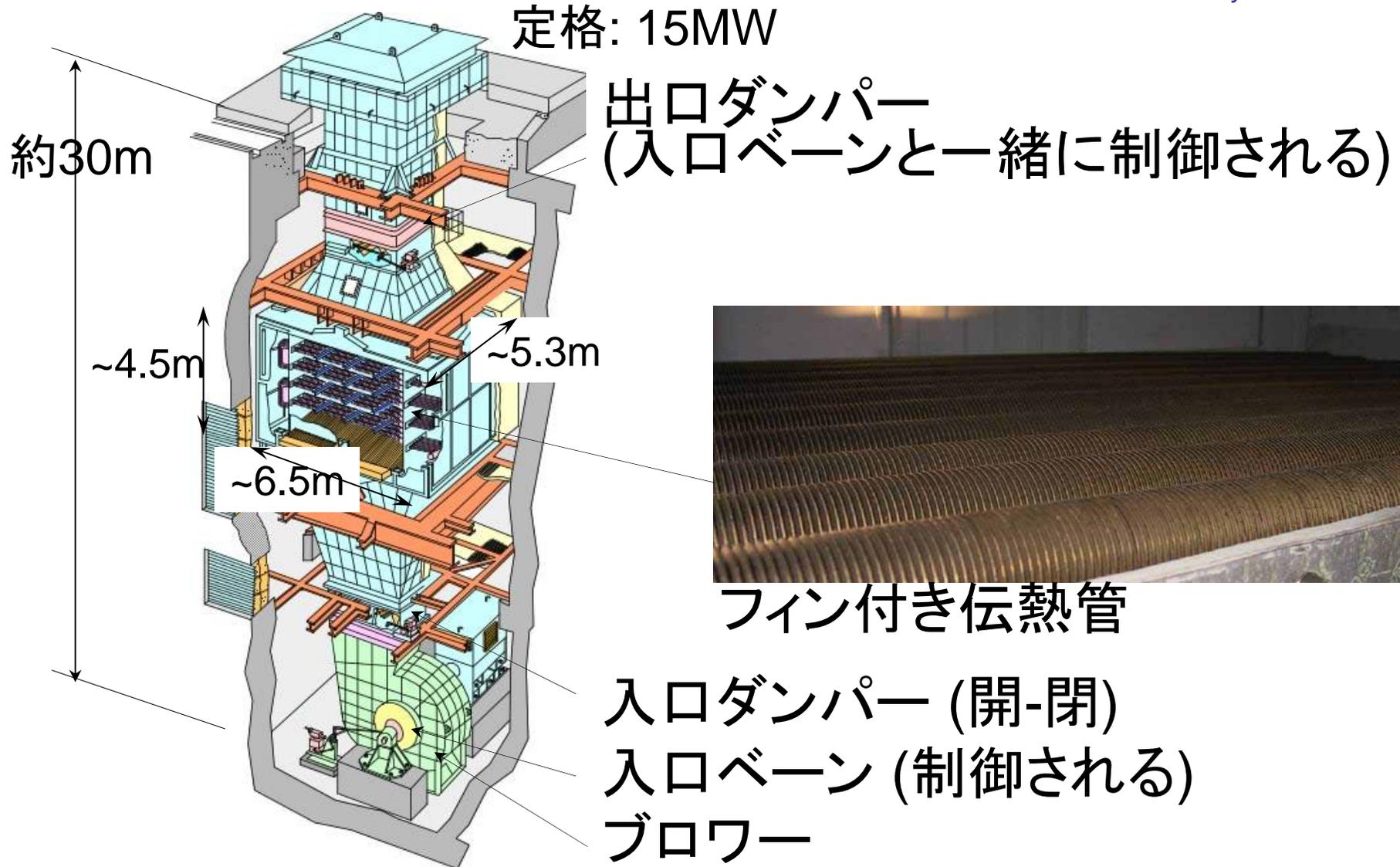
University of Fukui



「もんじゅ」の空気冷却器



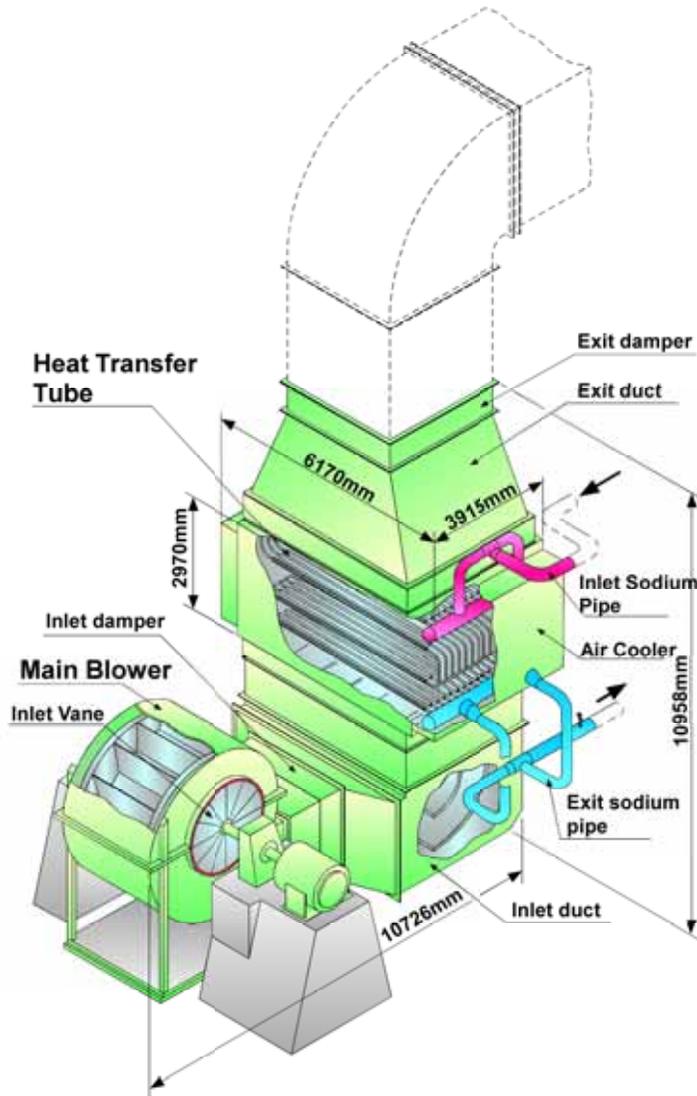
University of Fukui



常陽の空気冷却器

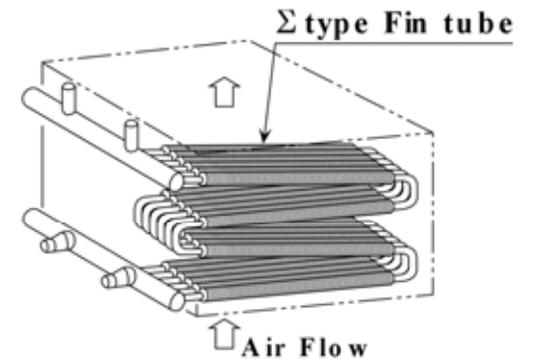
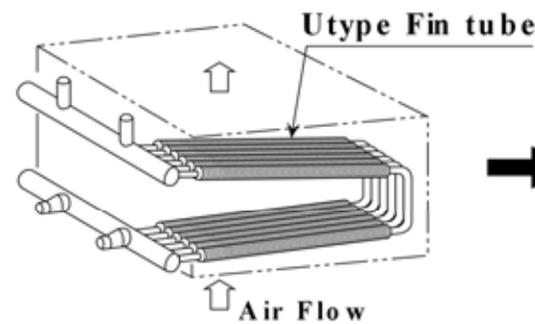


University of Fukui



U字型伝熱管

W型伝熱管

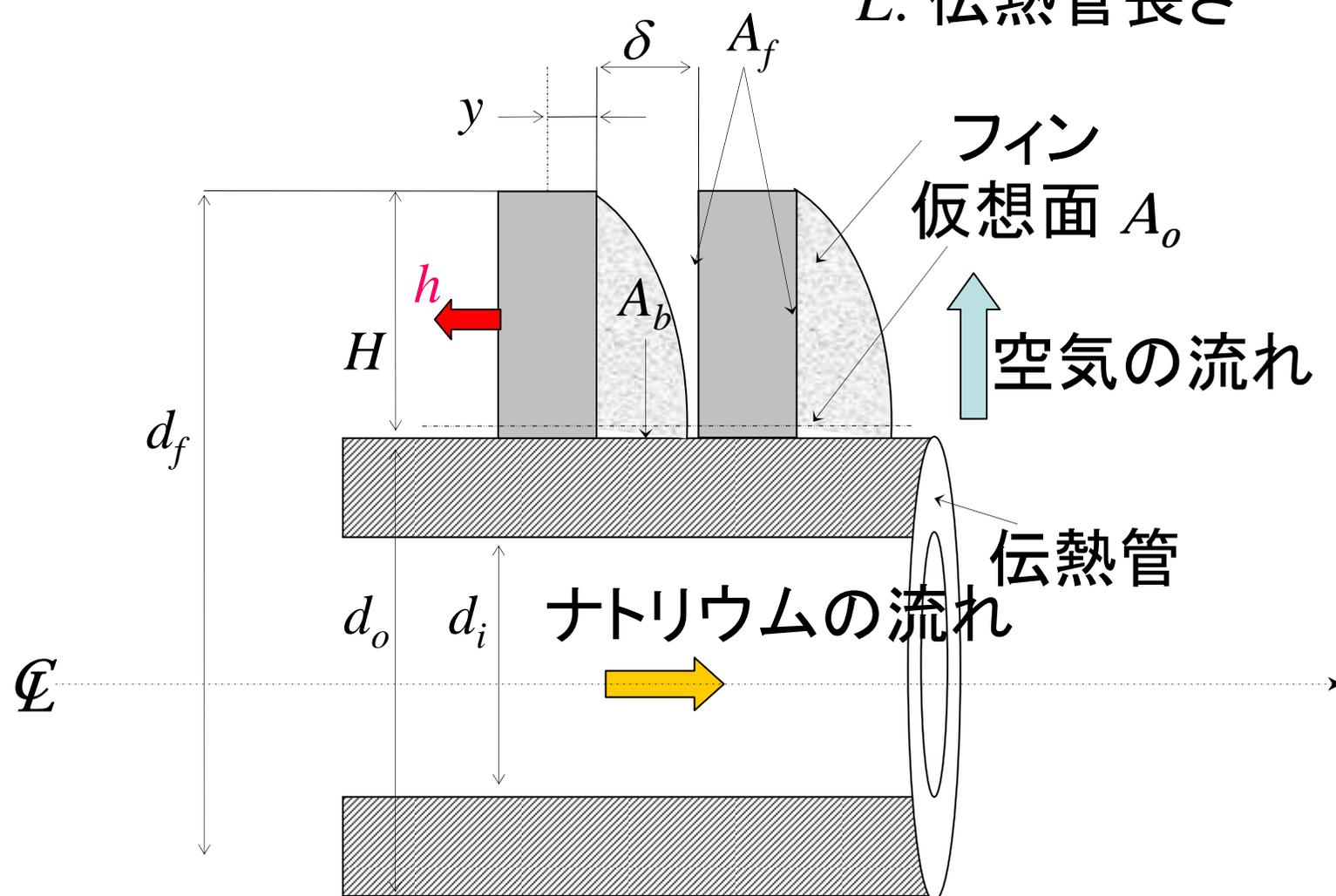


MK-II 炉心

MK-III 炉心

フィン付き伝熱管のモデル

L : 伝熱管長さ



熱通過率



University of Fukui

$$\frac{1}{U_T} = \frac{1}{h_T} + \frac{A_T}{2\pi L k_t} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{A_T}{h_s A_i} + r_a + r_s \frac{A_T}{A_i}$$

無視

$$h_T = h \left(\frac{A_f \phi_f + A_b}{A_T} \right)$$

$$Q_T = U_T \Delta T_m A_T$$

対数平均温度差

Gardnerによるフィン効率

$$\phi_f = \frac{2}{u_b \left\{ 1 - (u_f / u_b)^2 \right\}} \left[\frac{I_1(u_b) - \beta K_1(u_b)}{I_0(u_b) + \beta K_0(u_b)} \right]$$

$$\beta = \frac{I_1(u_f)}{K_1(u_f)} \quad u_b = \frac{H \sqrt{h / ky_b}}{d_f / d_o - 1} \quad u_f = u_b \left(\frac{d_f}{d_o} \right)$$

空気冷却器の仕様



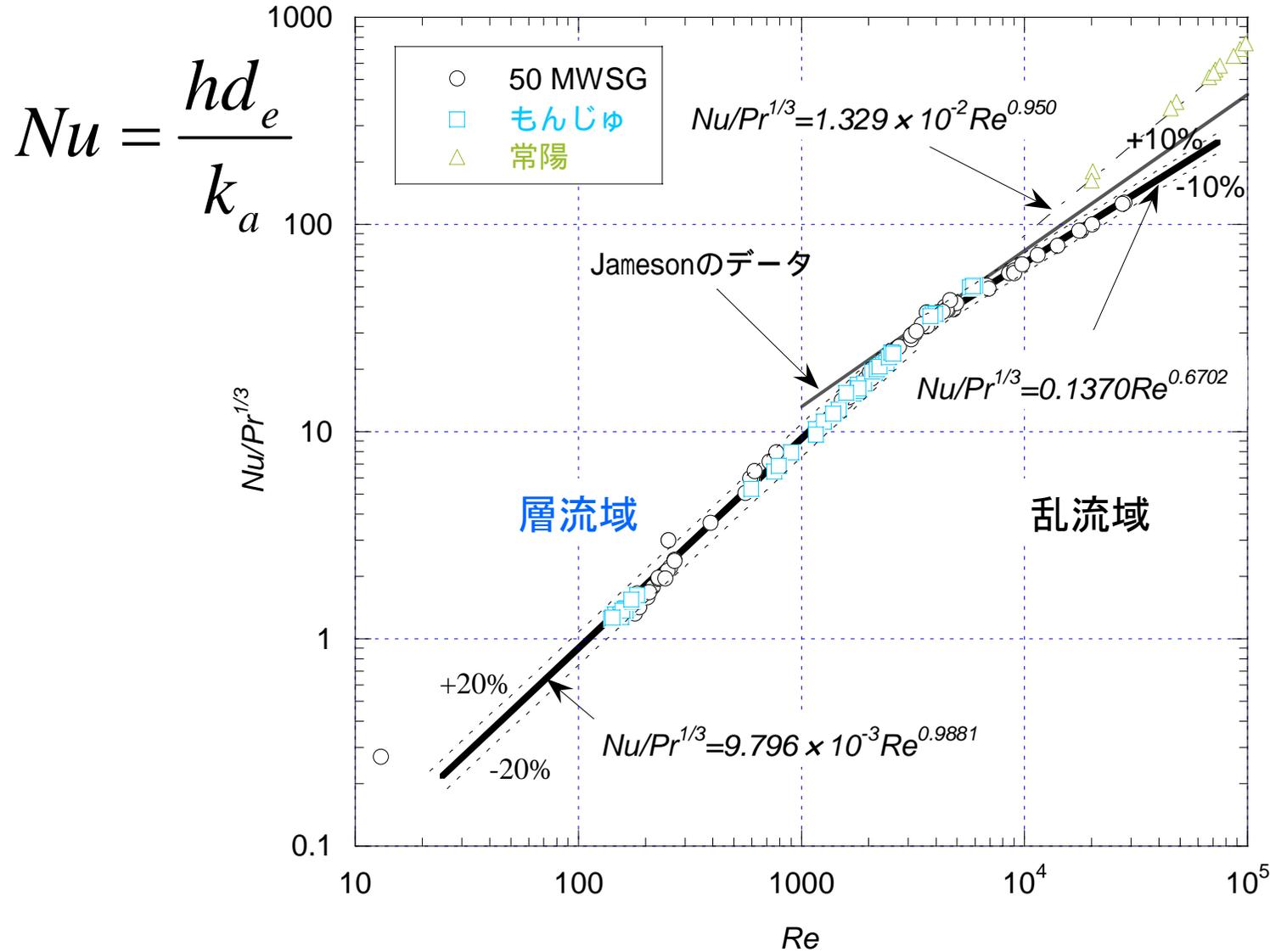
University of Fukui

	項目	施設		
		50 MW SG	「もんじゅ」	常陽
伝熱管	外径 (mm)	50.8	50.8	42.7
	厚さ (mm)	2.9	2.9	2
	伝熱管本数 (-)	15	62	80
	パスの数 (-)	4	4	4
	実効長さ (m)	16.1	16.1	18.5
	材質	ステンレス鋼	ステンレス鋼	2¼Cr-1Mo
フィン	外径 (mm)	82.8	82.8	80.7
	厚さ(mm)	1.6	1.6	1.6
	フィンピッチ (mm)	5.08	5.08	5.08
	材質	ステンレス鋼	ステンレス鋼	炭素鋼
その他	伝熱面積 (m ²)	387	1598	2867
	設計伝熱量 (MW)	3	15	35
	空気流量 (kg/s)	-	93	145
	実効 空気流路面積(m ²)	1.862	7.728	10.041

フィン付き伝熱管の熱伝達



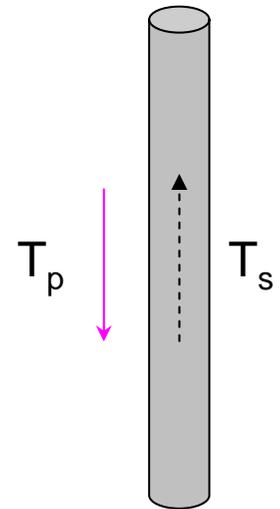
University of Fukui



「もんじゅ」の中間熱交換器



University of Fukui



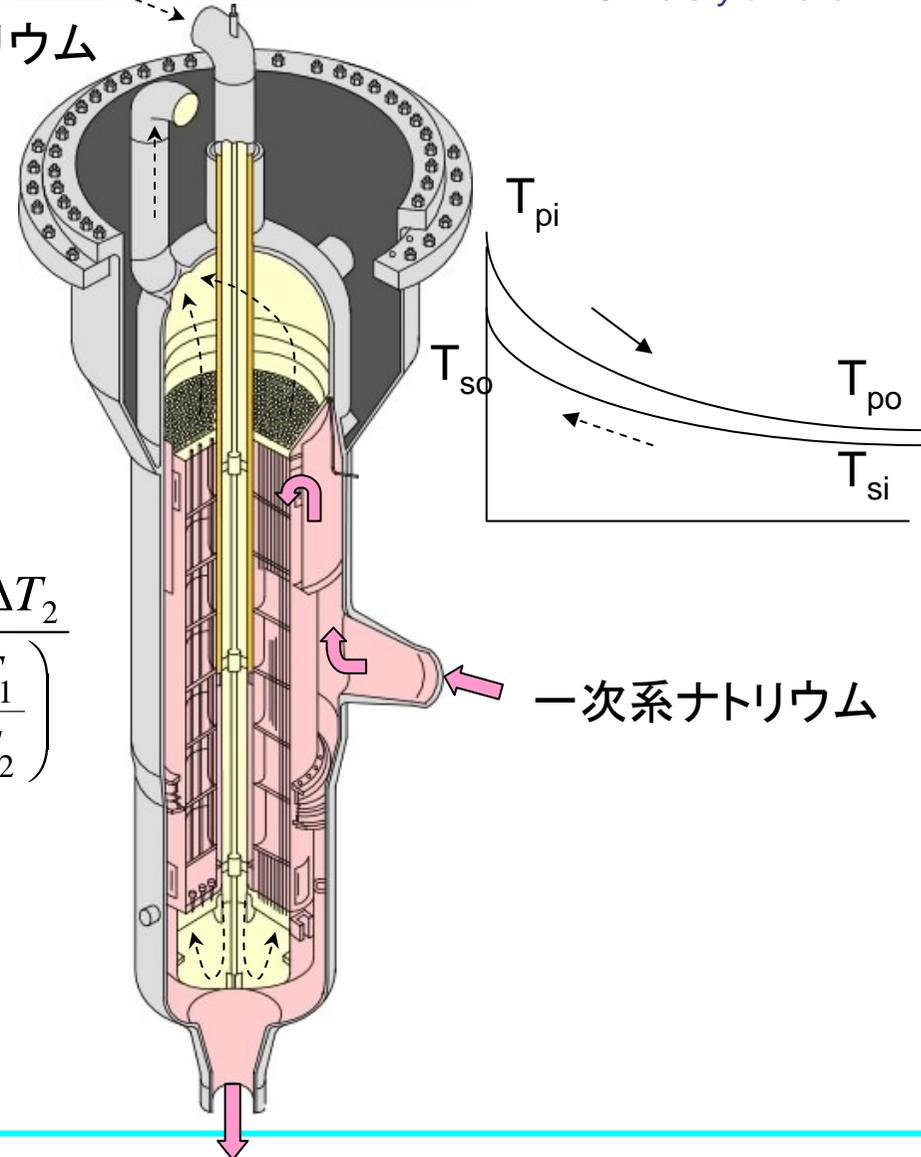
$$q = h(T_p - T_s)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{pi} - T_{so}) - (T_{po} - T_{si})}{\ln\left(\frac{T_{pi} - T_{so}}{T_{po} - T_{si}}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$q = \frac{Q}{A} = U\Delta T_m$$

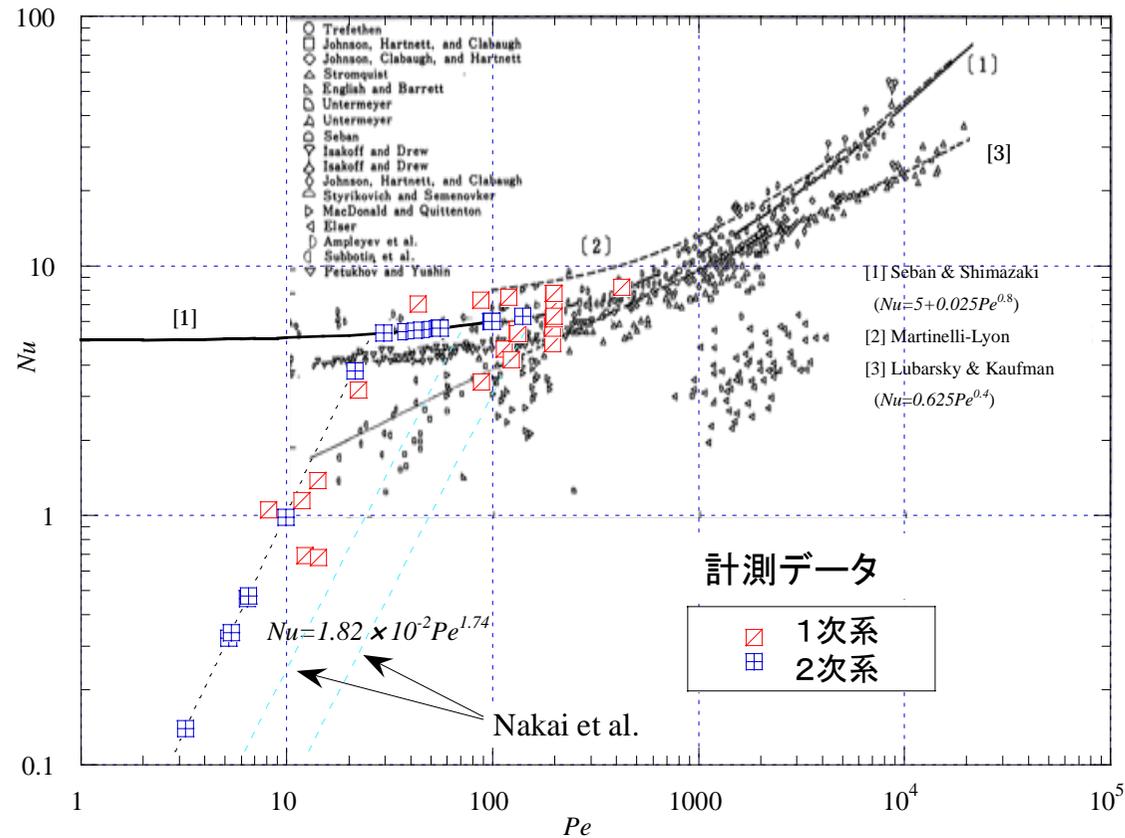
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_p} + \frac{d_p}{2k_t} \ln \frac{d_p}{d_s} + \frac{d_p}{h_s d_s} + r_p + r_s \frac{d_p}{d_s}$$

二次系ナトリウム



一次系ナトリウム

中間熱交換器のNu数



流れ方向の熱伝導の影響検討

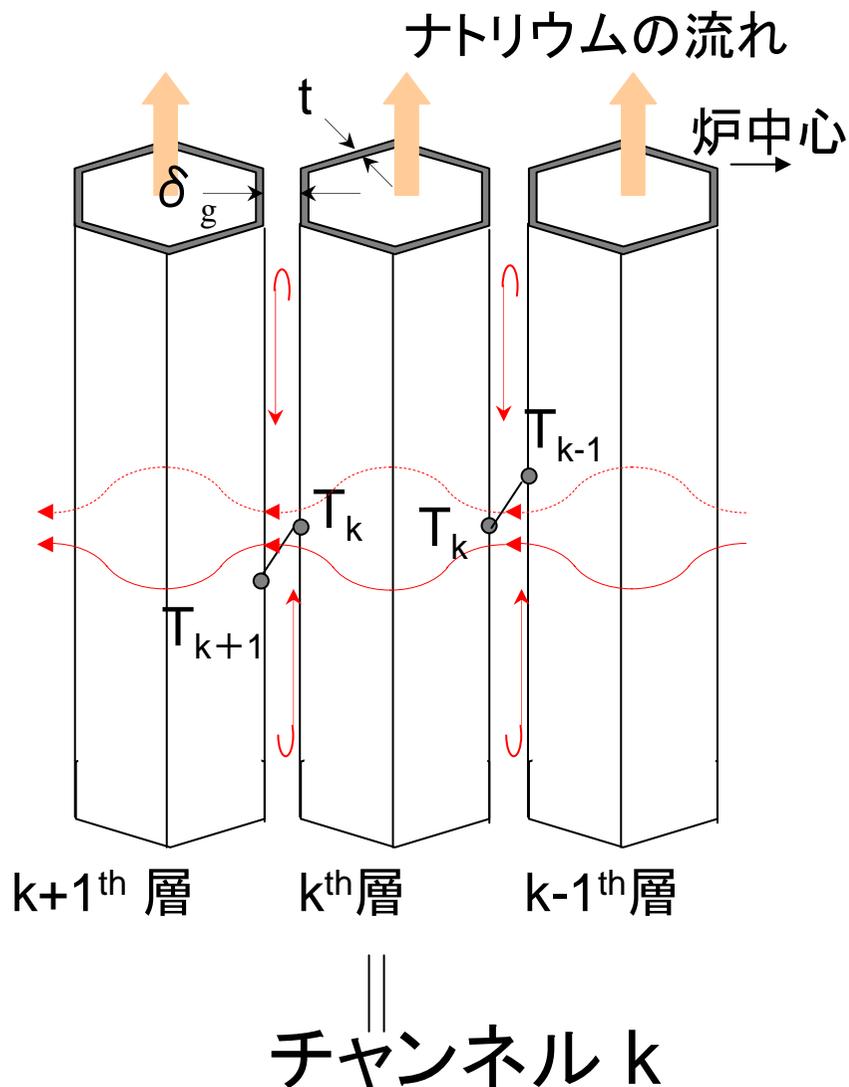
$$\rho_p C_{p_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} + C_{p_p} G_p \frac{\partial T_p}{\partial z} = \frac{K_p}{A_p} (T_t - T_p) - \frac{q'}{A_p} + k_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2}$$

$$\rho_s C_{p_s} \frac{\partial T_s}{\partial t} + C_{p_s} G_s \frac{\partial T_s}{\partial z} = \frac{K_s}{A_s} (T_t - T_s) + k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2}$$

$$\rho_t C_{p_t} \frac{\partial T_t}{\partial t} = \frac{K_p}{A_t} (T_p - T_t) + \frac{K_s}{A_t} (T_s - T_t)$$

$$K = \frac{\pi}{\frac{1}{d_i h} + \frac{1}{2k_s} \ln \left(\frac{d_i + d_o}{2d_i} \right)}$$

集合体間熱伝達モデル



$$\frac{1}{U} = \frac{\delta_g}{(k_{liq} + h\delta_g)} + \frac{t}{k_s}$$

$$Nu = \frac{hd_e}{k_{liq}} = 5 + 0.025Pe^{0.8}$$

k : 熱伝導率

h : 熱伝達率

当該チャンネルへの伝熱



University of Fukui

$$Q_k^j = \sum_{i=1}^6 N_{k,i}^m l \Delta z^j U_k^j (T_{m,i}^j - T_k^j)$$

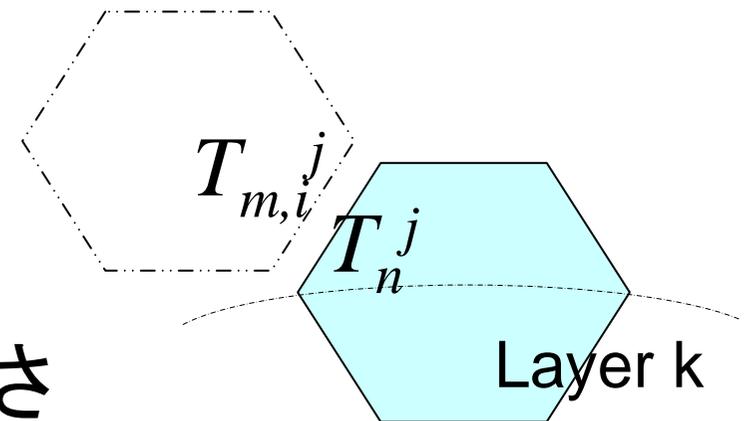
j : 軸方向メッシュ

k : チャンネルグループ

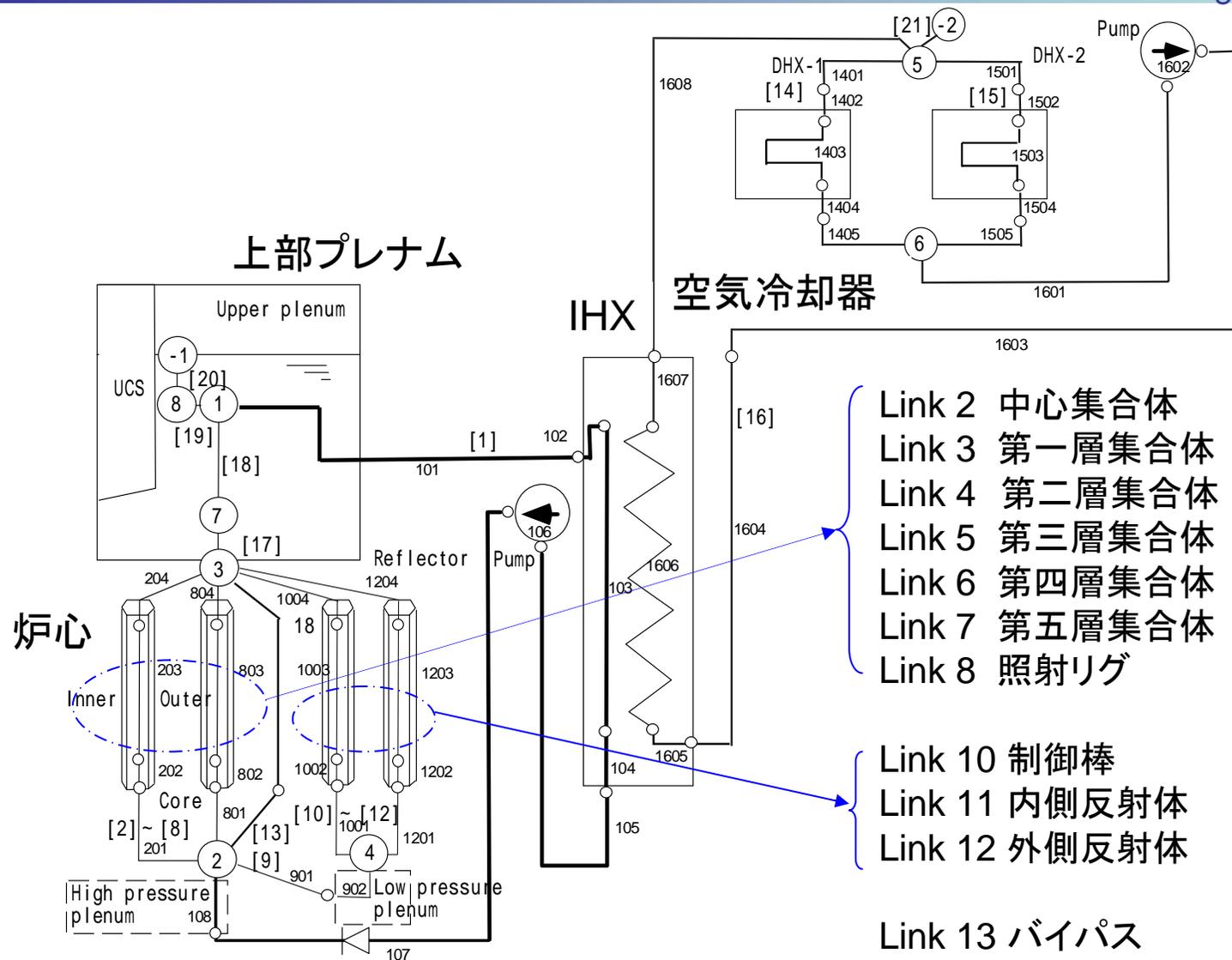
l : 六角ラッパ管の一辺の長さ

Δz : メッシュ j の長さ

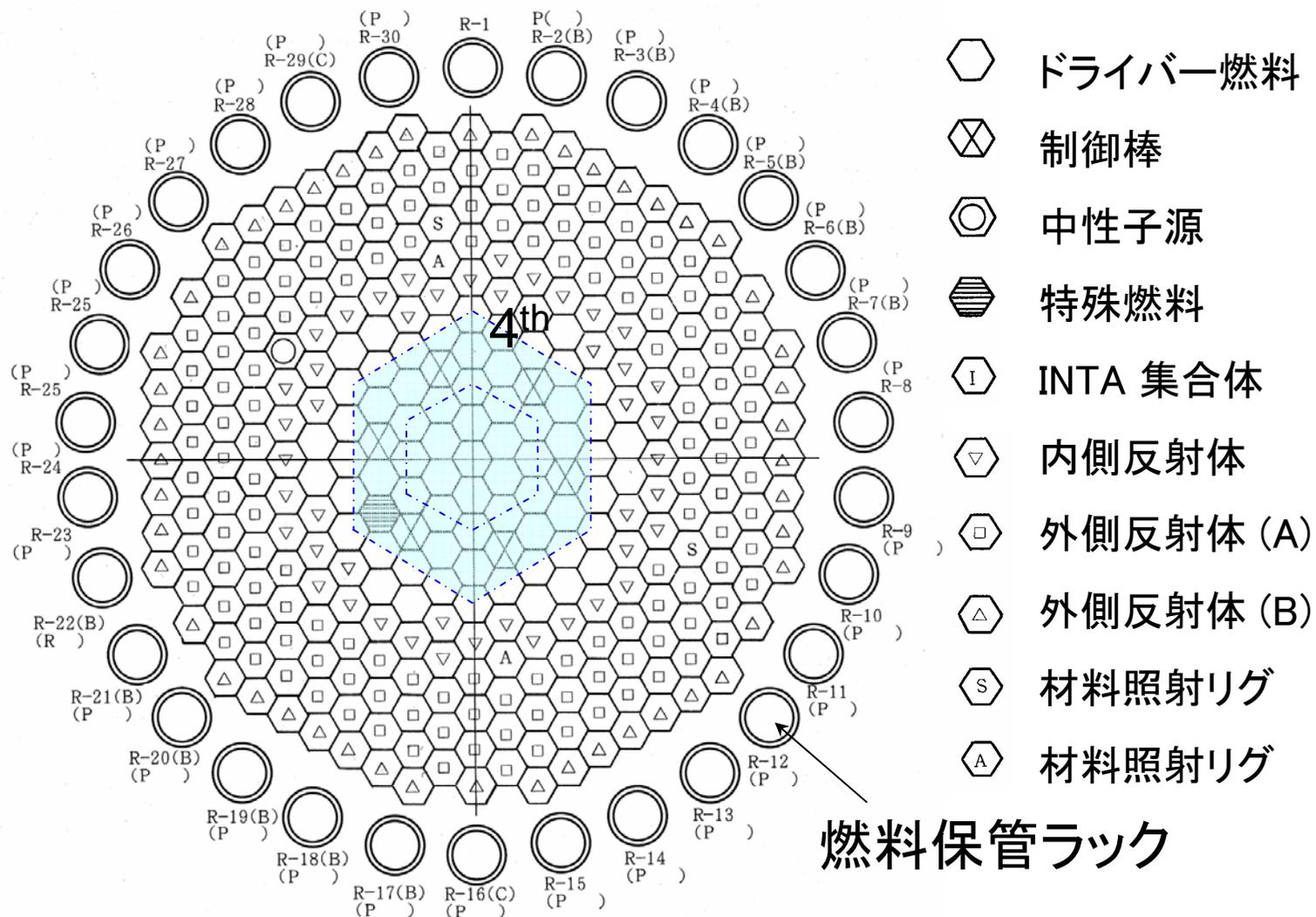
$N_{k,i}^m$: チャンネル k の面 i に面するチャンネルグループ m の数



常陽における自然循環の解析



MK-II 炉心の配置





集合体間熱移行計算のマトリックス

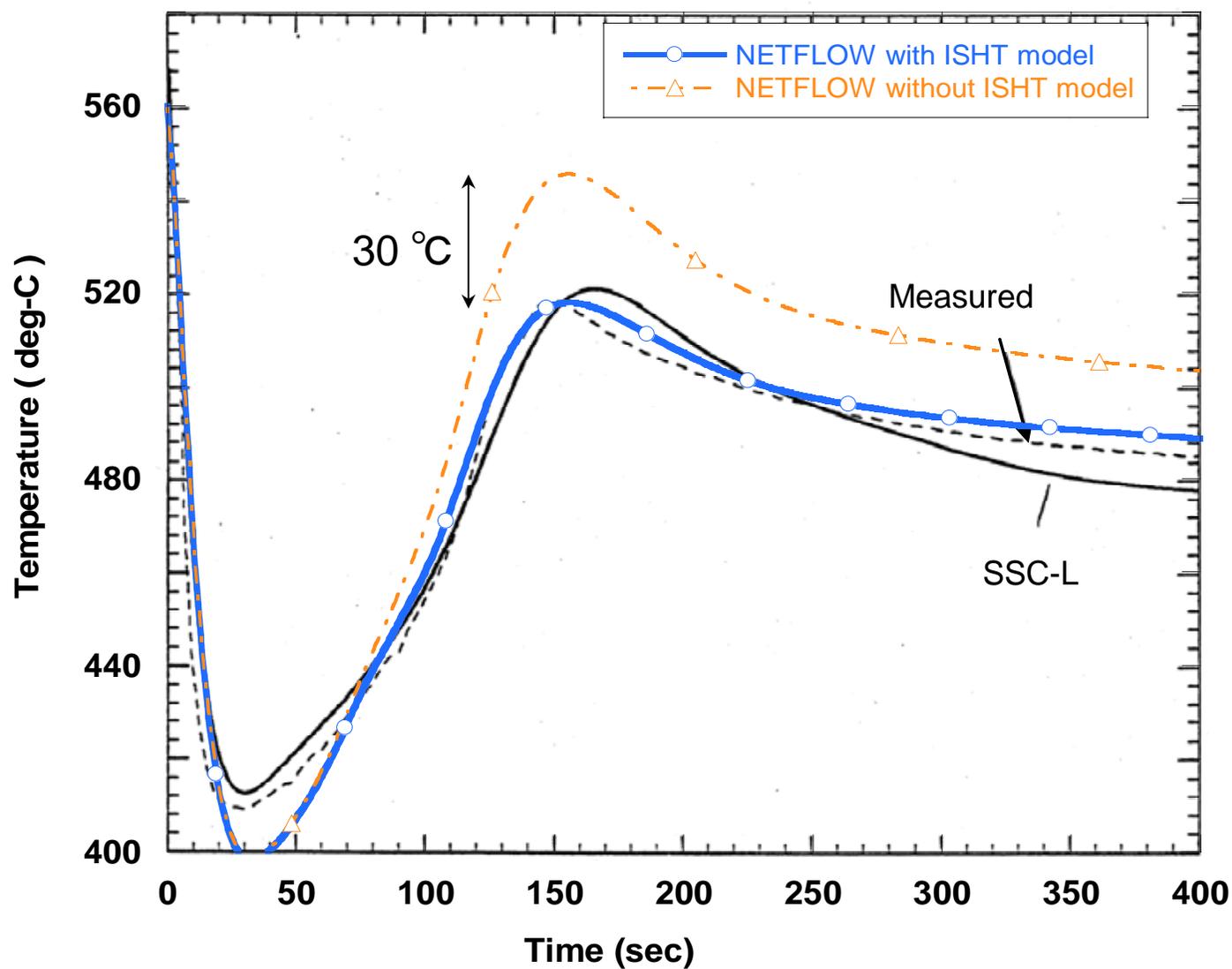
University of Fukui

Ch. #	チャンネルの区分	1ループ当りの集合体数	隣接 Ch. #						隣接チャンネルに接する面数					
			1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
1	中心	0.5	2						3					
2	1層	3	1	3					3	9				
3	2層	6	2	4	7	8			9	8.5	0.5	6		
4	3層	5.5	3	5	7	8			8.5	13.5	0.5	5.5		
5	4層	12	4	6	7	8	9		13.5	12.5	1.5	6	14	
6	5層	6.5	5	9					12.5	19				
7	照射リグ	0.5	3	4	5	8			0.5	0.5	1.5	0.5		
8	制御棒	3	3	4	5	7			6	5.5	6	0.5		
9	内側反射体	22.5	5	6	10				14	19	39			
10	外側反射体	96	9						39					

トリップ前の常陽の運転状態

項目	計測値
熱出力 (MW/loop)	50
一次系流量 (t/h/loop)	1080
一次系ホットレグ温度 ()	497
一次系コールドレグ温度 ()	368
A&Bループの二次系流量 (t/h/loop)	1100, 1130
二次系A&B ループのホットレグ温度 ()	458, 470
二次系 A&Bループのコールドレグ温 度 ()	332, 345
チャンネル 1 ~ 7, 及び 9.の集合体 出口温度()	540-560, 540-560, 520-550, 510-550, 510-530, 500-525, 520, 480-500

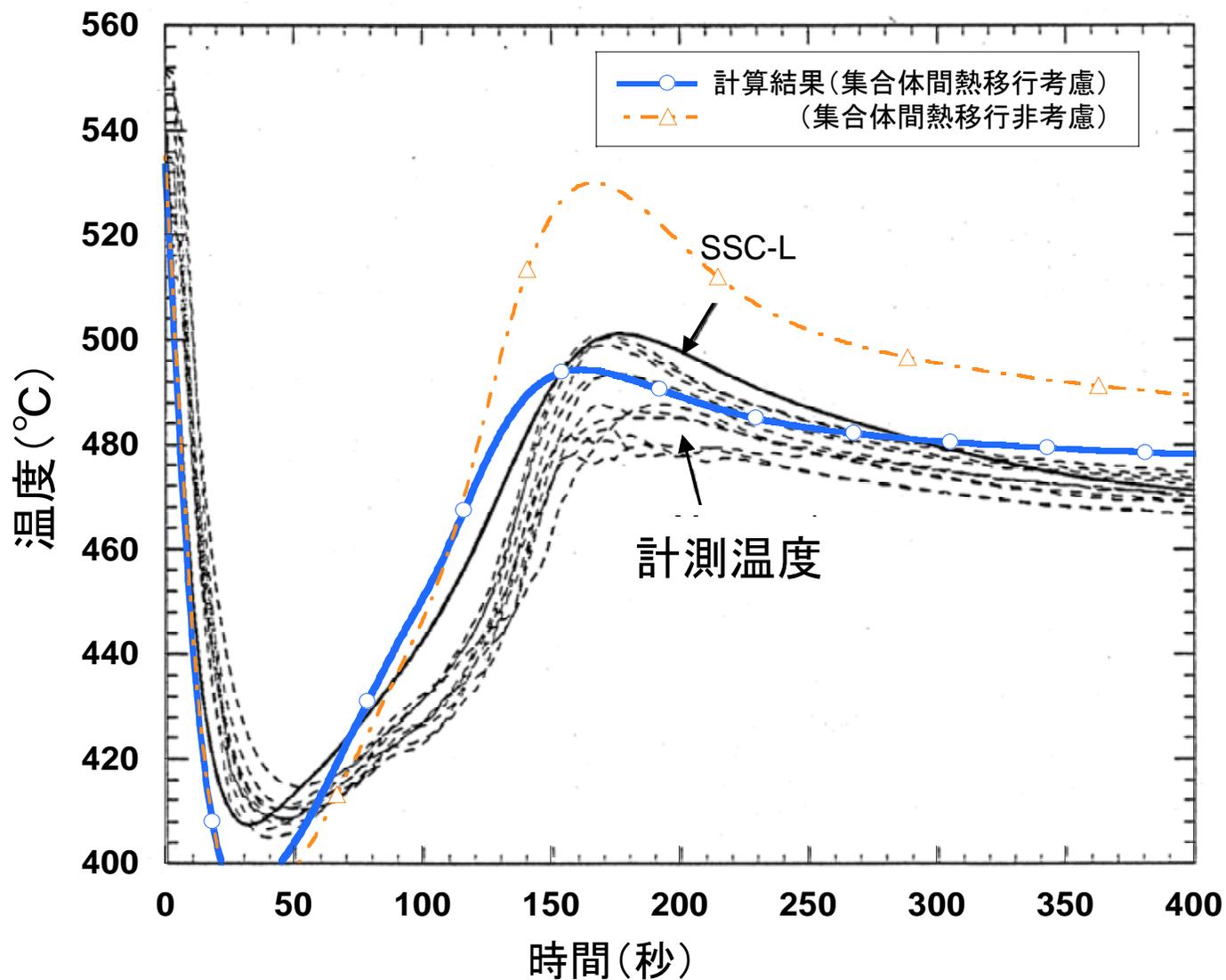
中心燃料集合体の出口温度



第3層燃料集合体の出口温度



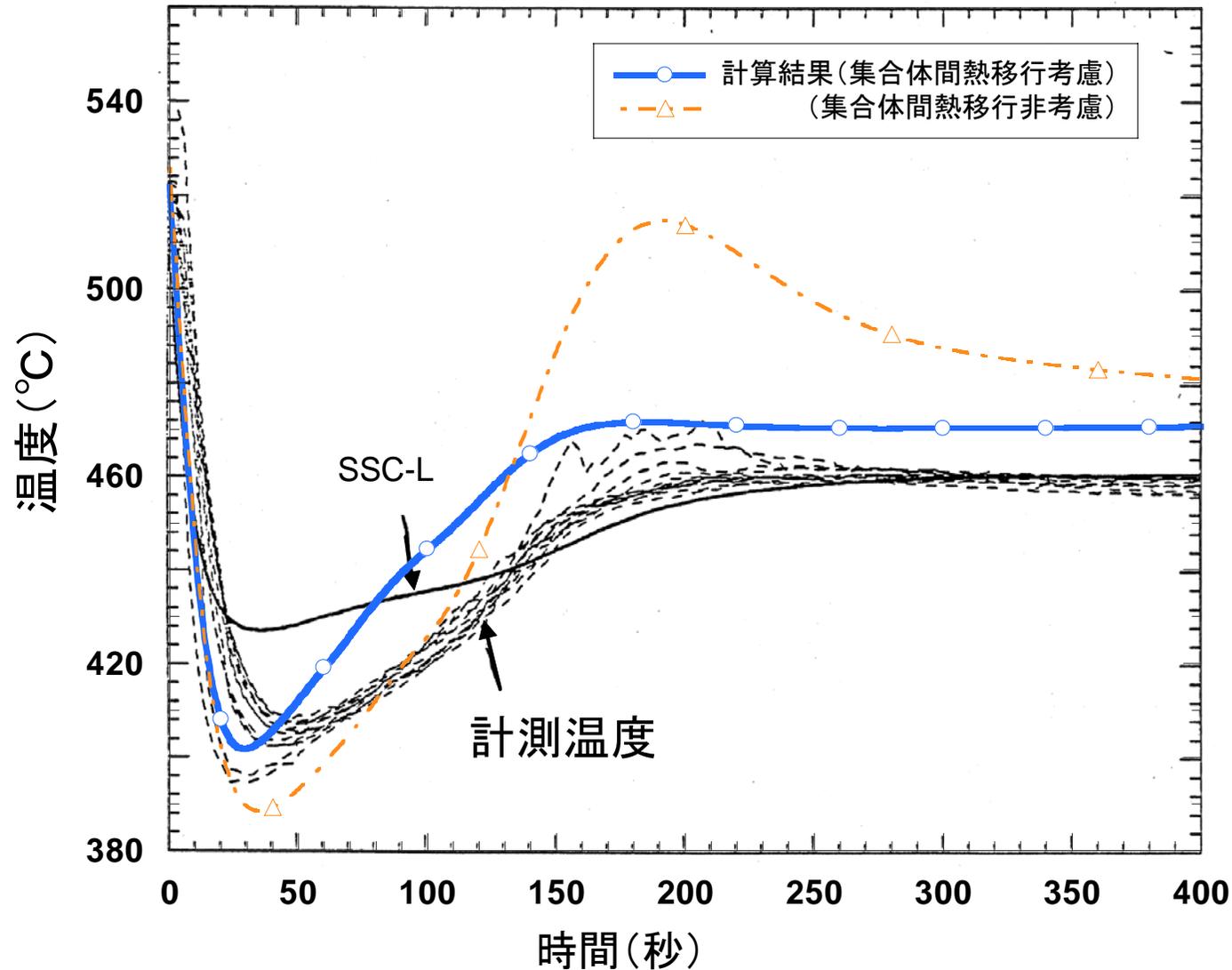
University of Fukui



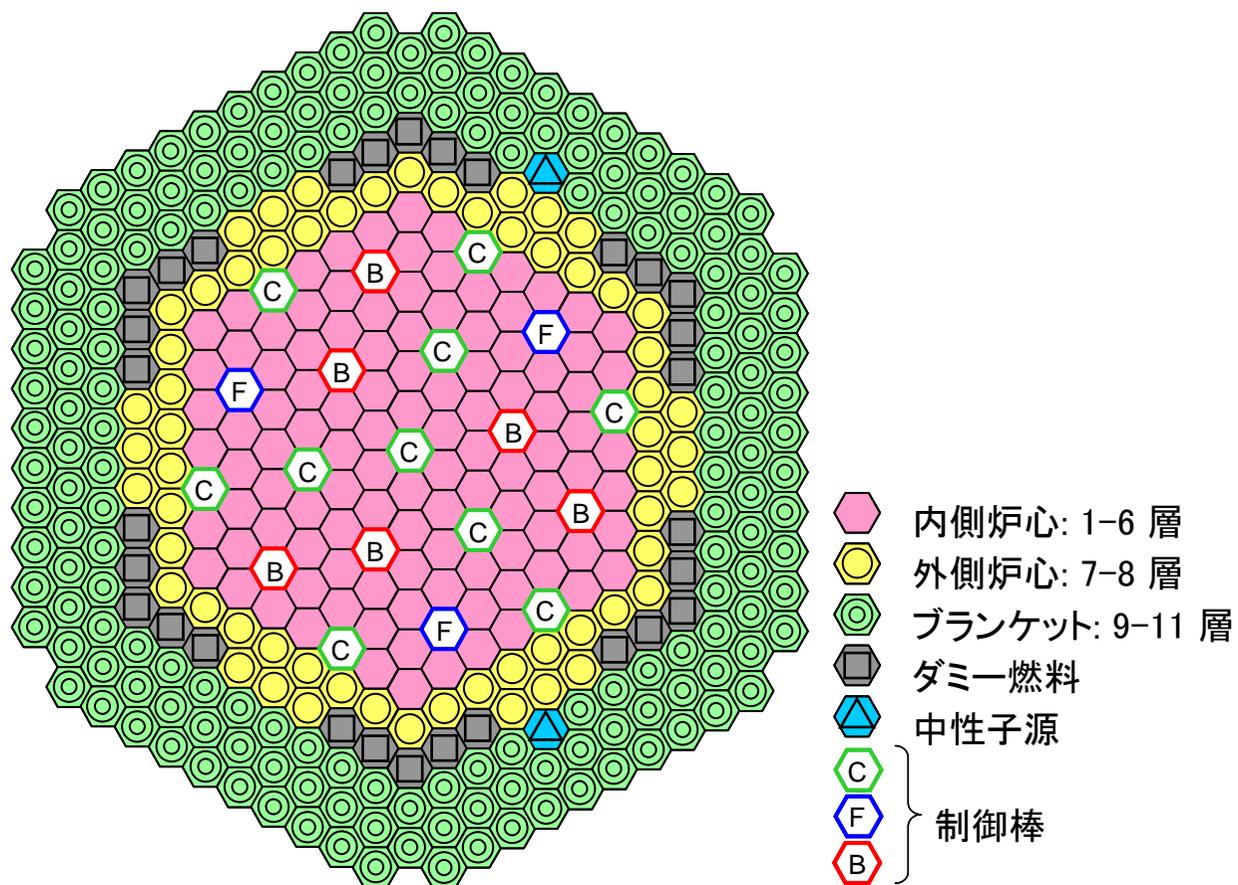
第5層燃料集合体の出口温度



University of Fukui



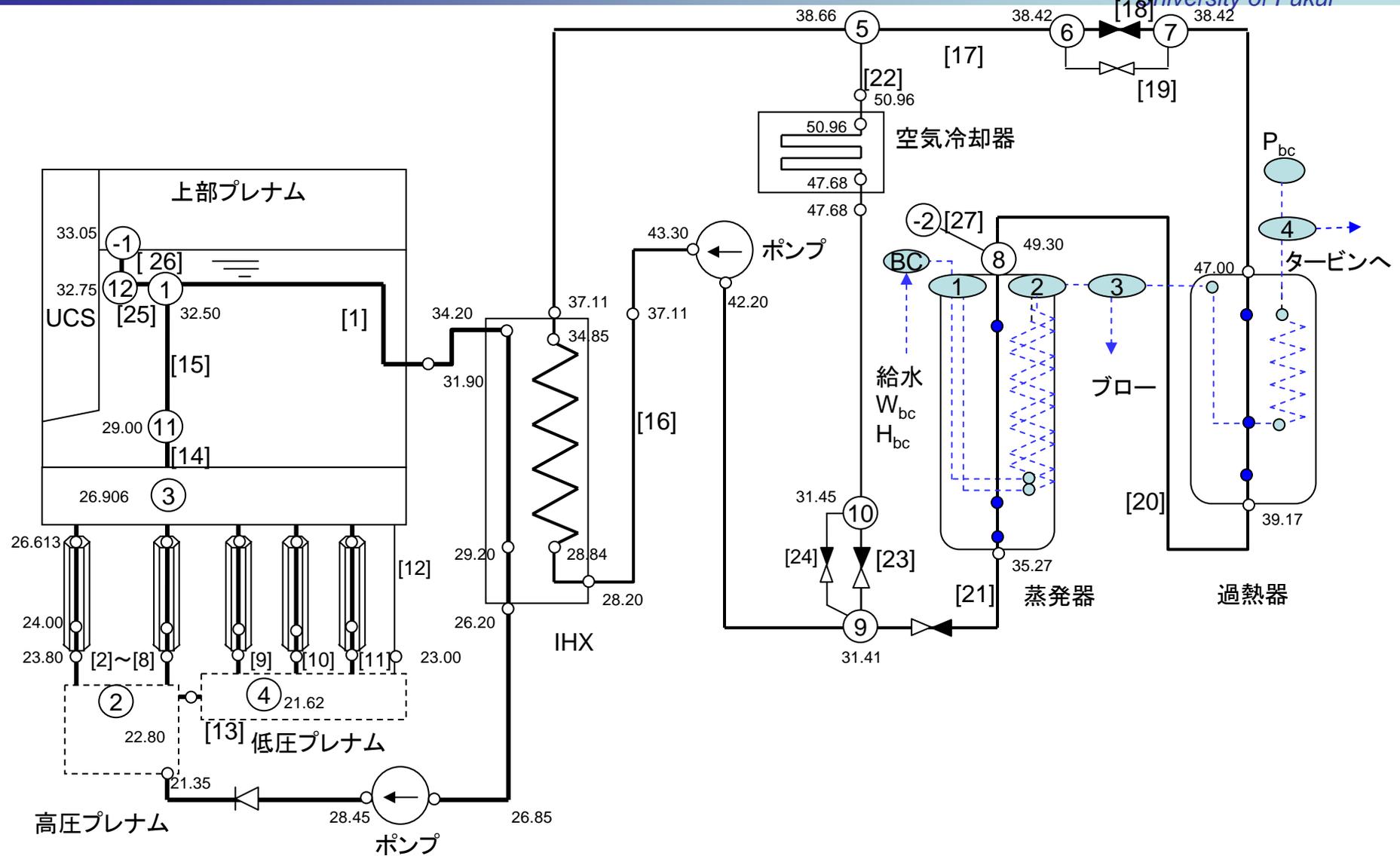
「もんじゅ」初装荷炉心の配置



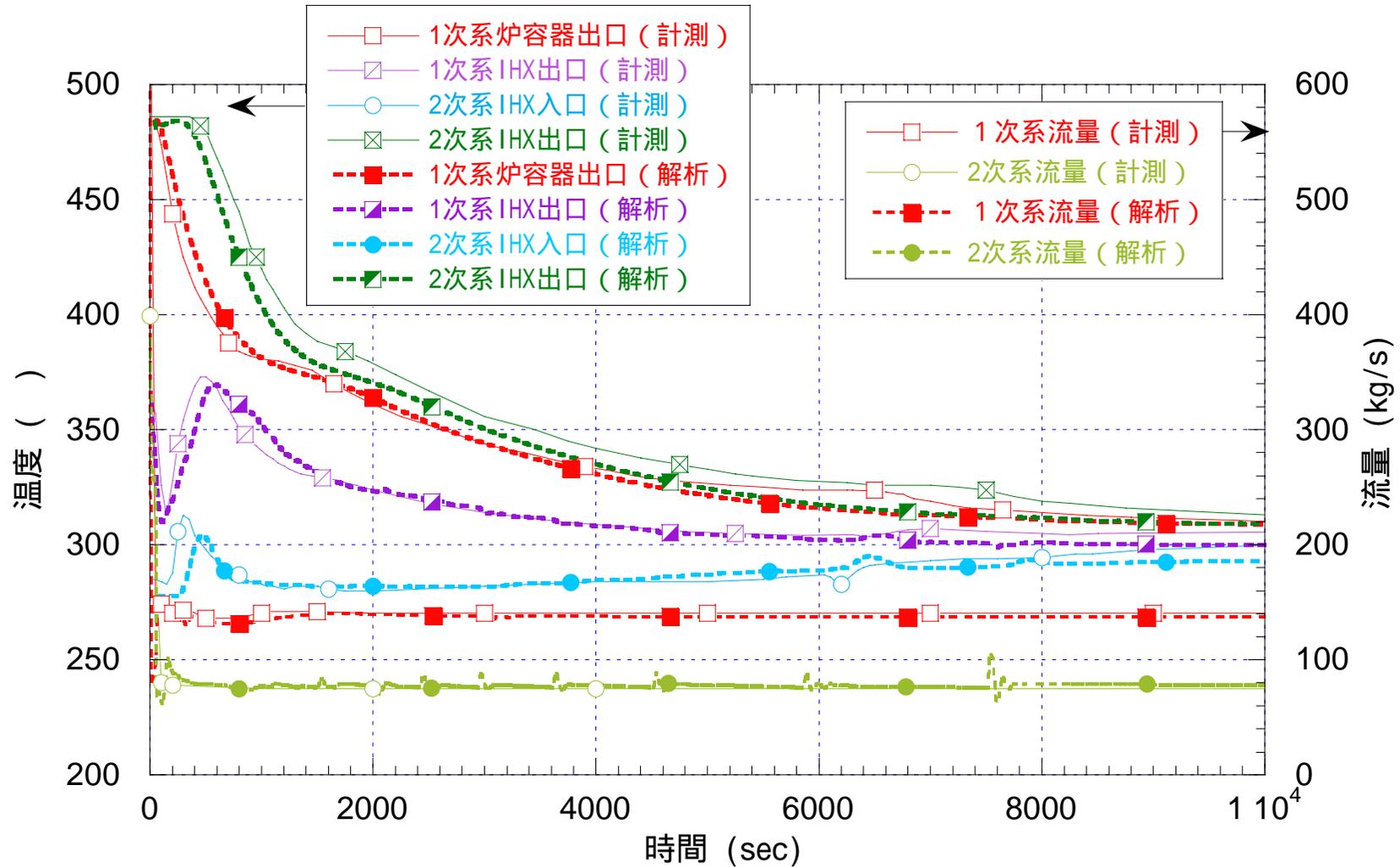
「もんじゅ」計算モデル



University of Fukui



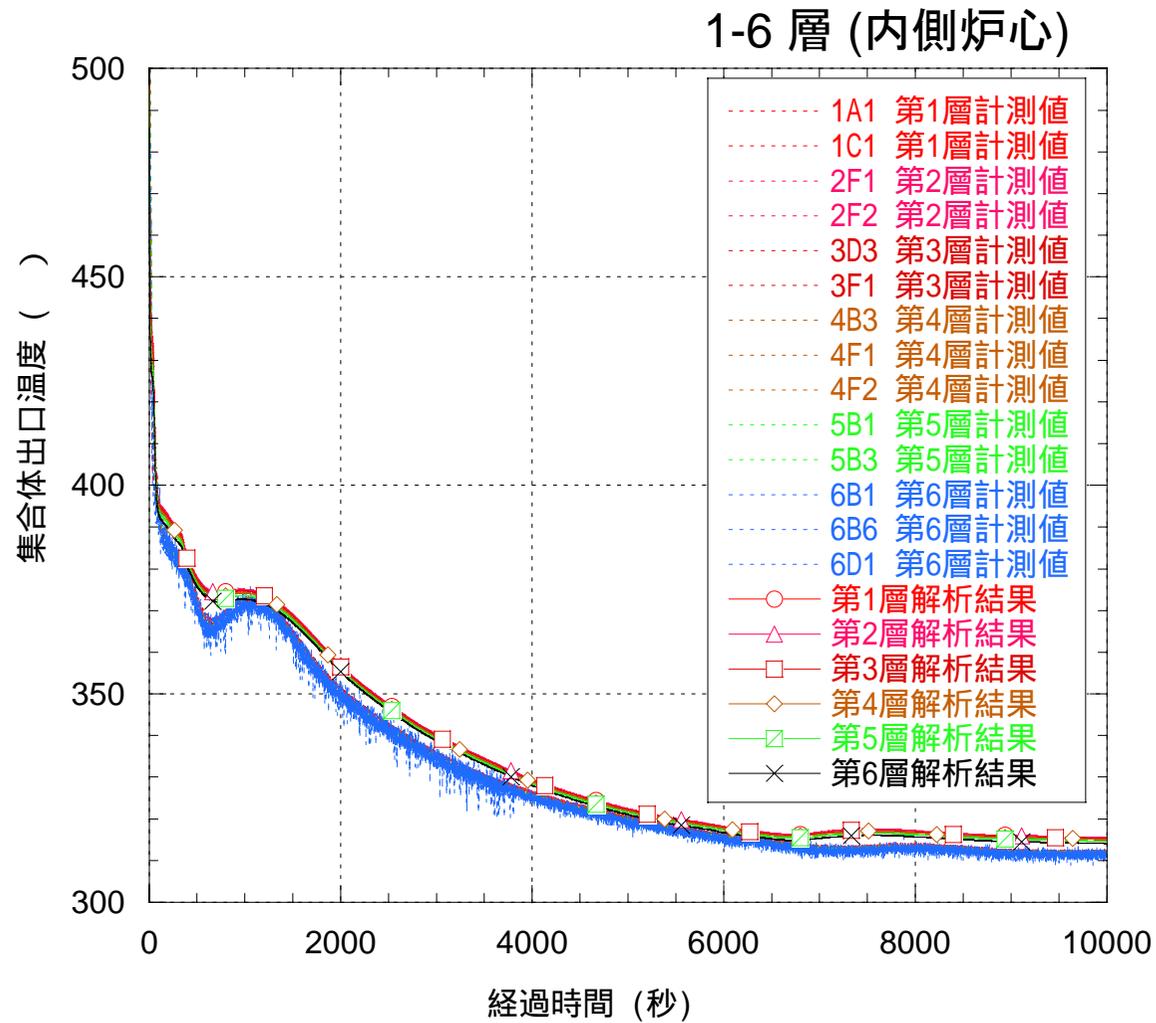
45%熱出力におけるタービンリップ



「もんじゅ」集合体出口温度



University of Fukui

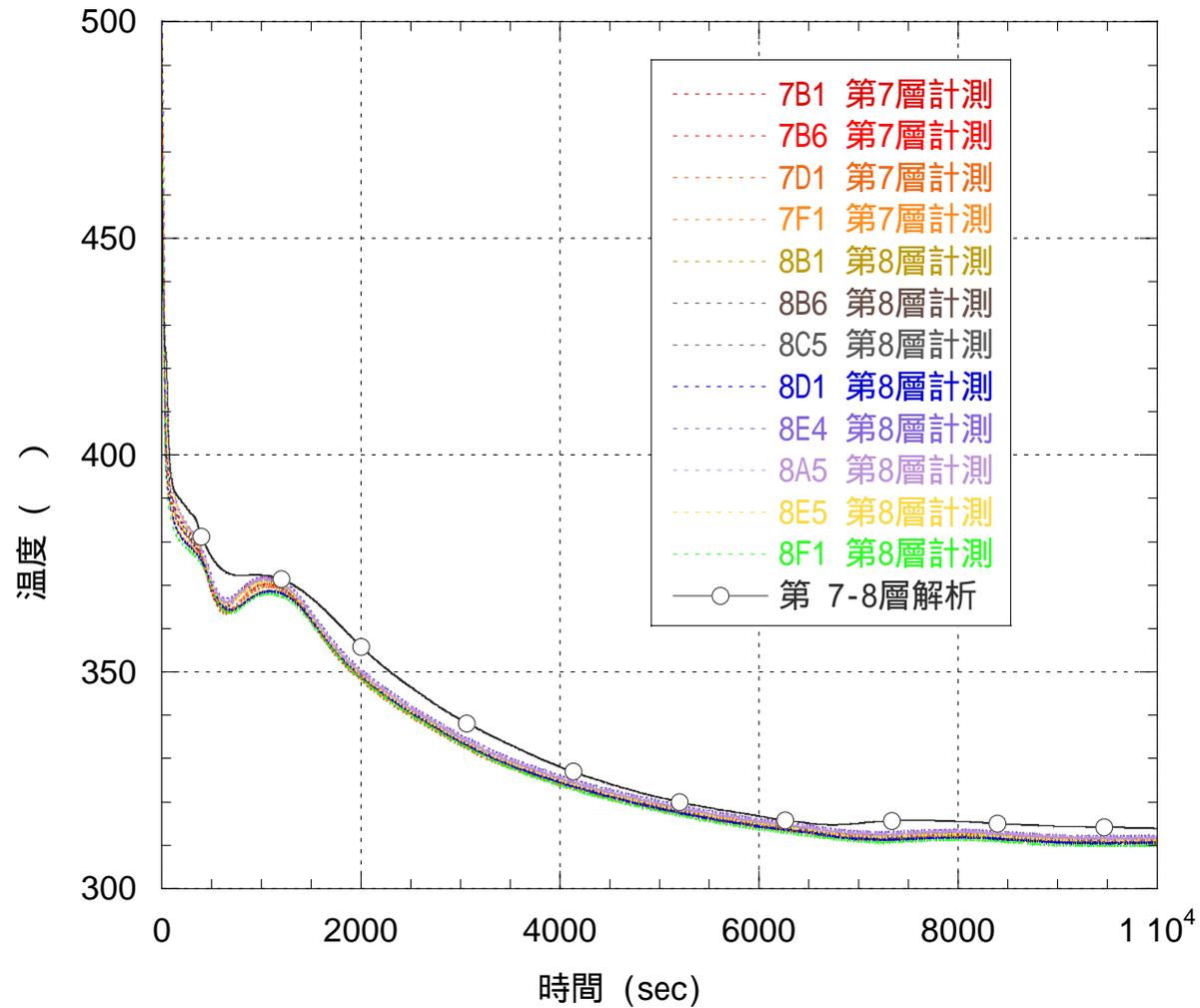


「もんじゅ」集合体出口温度



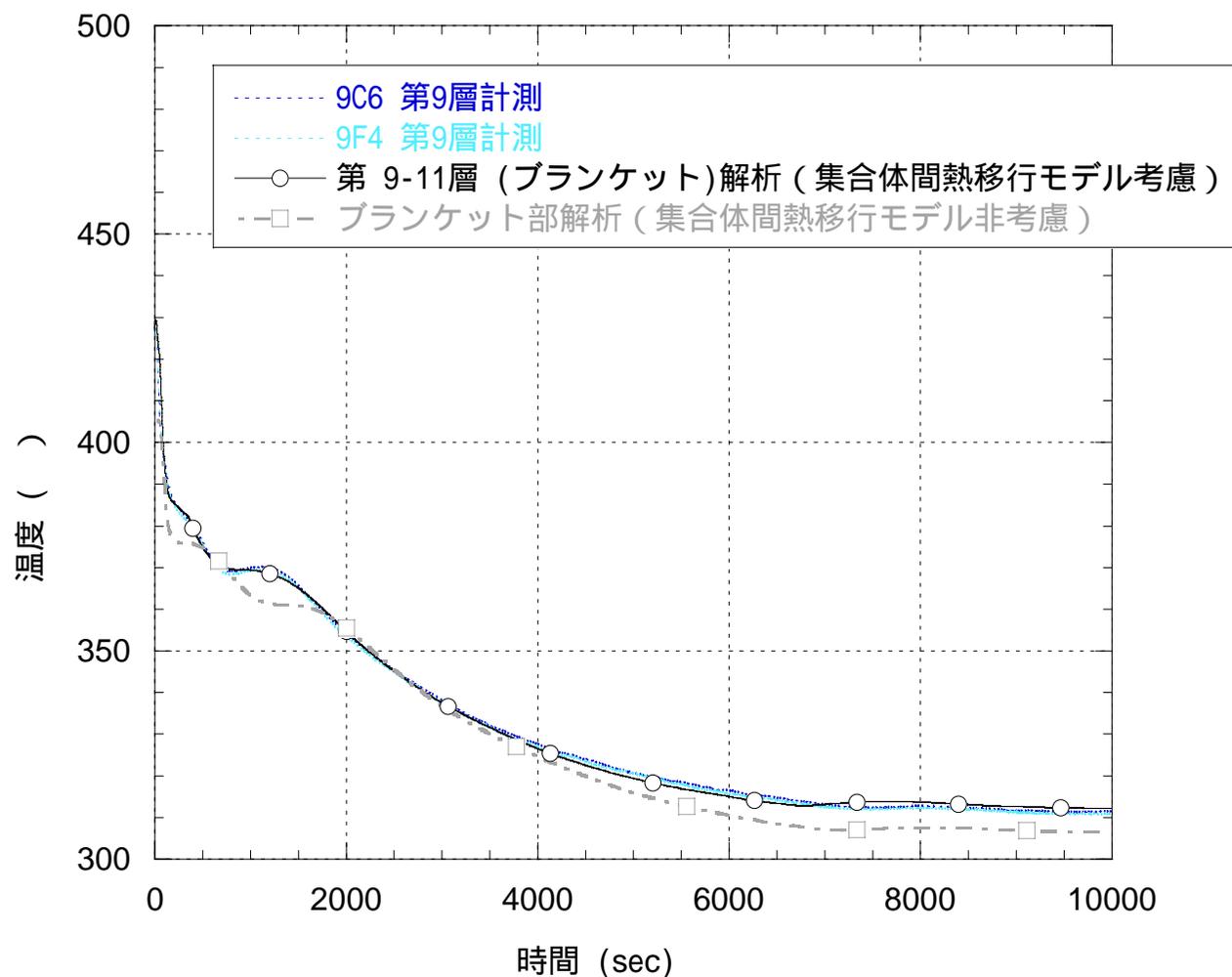
University of Fukui

7-8 層 (外側炉心)



「もんじゅ」集合体出口温度

9-11 層 (ブランケット)

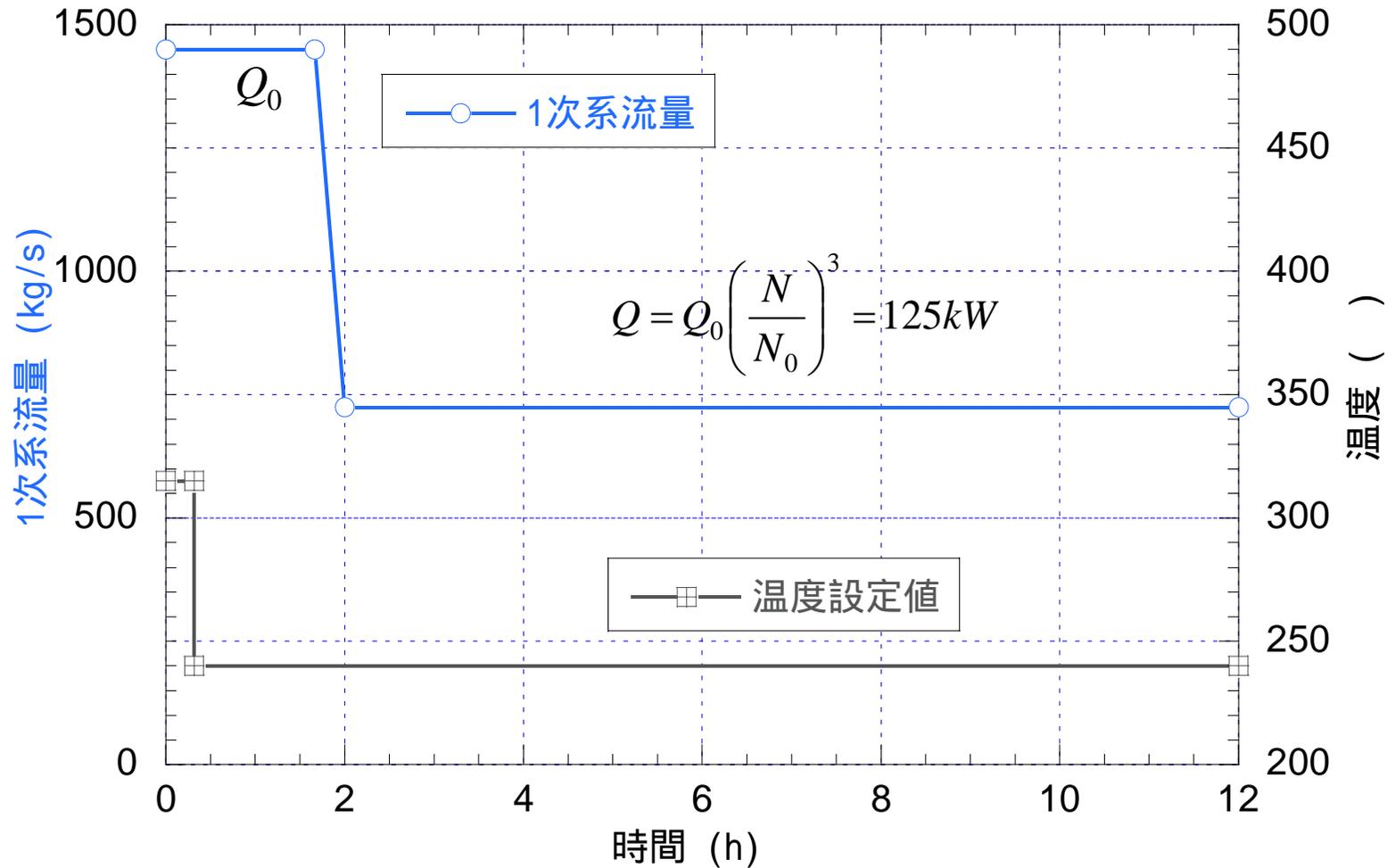


二次系の模擬自然循環試験

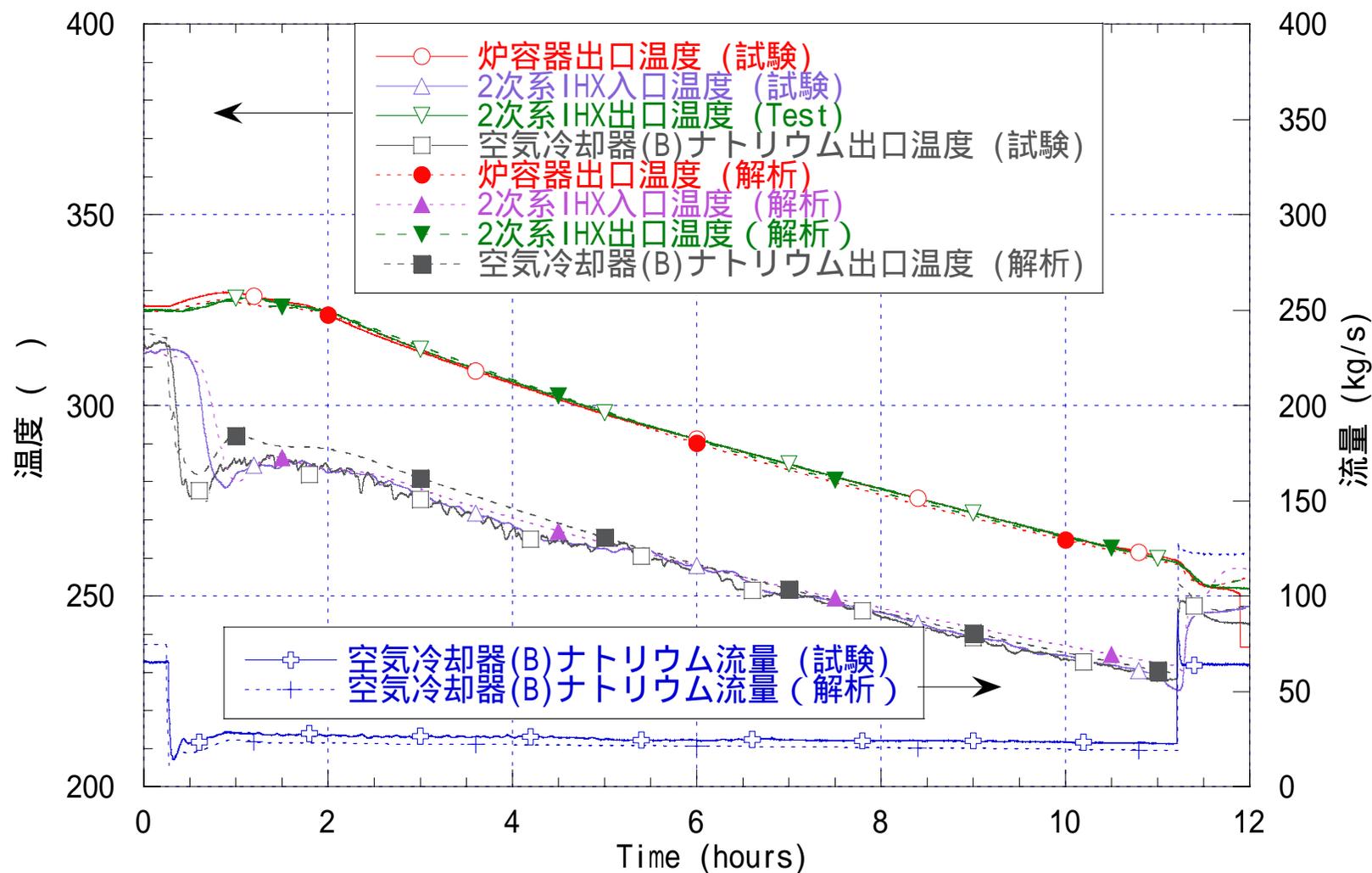


University of Fukui

循環ポンプ入熱 $\approx 1\text{MW}$



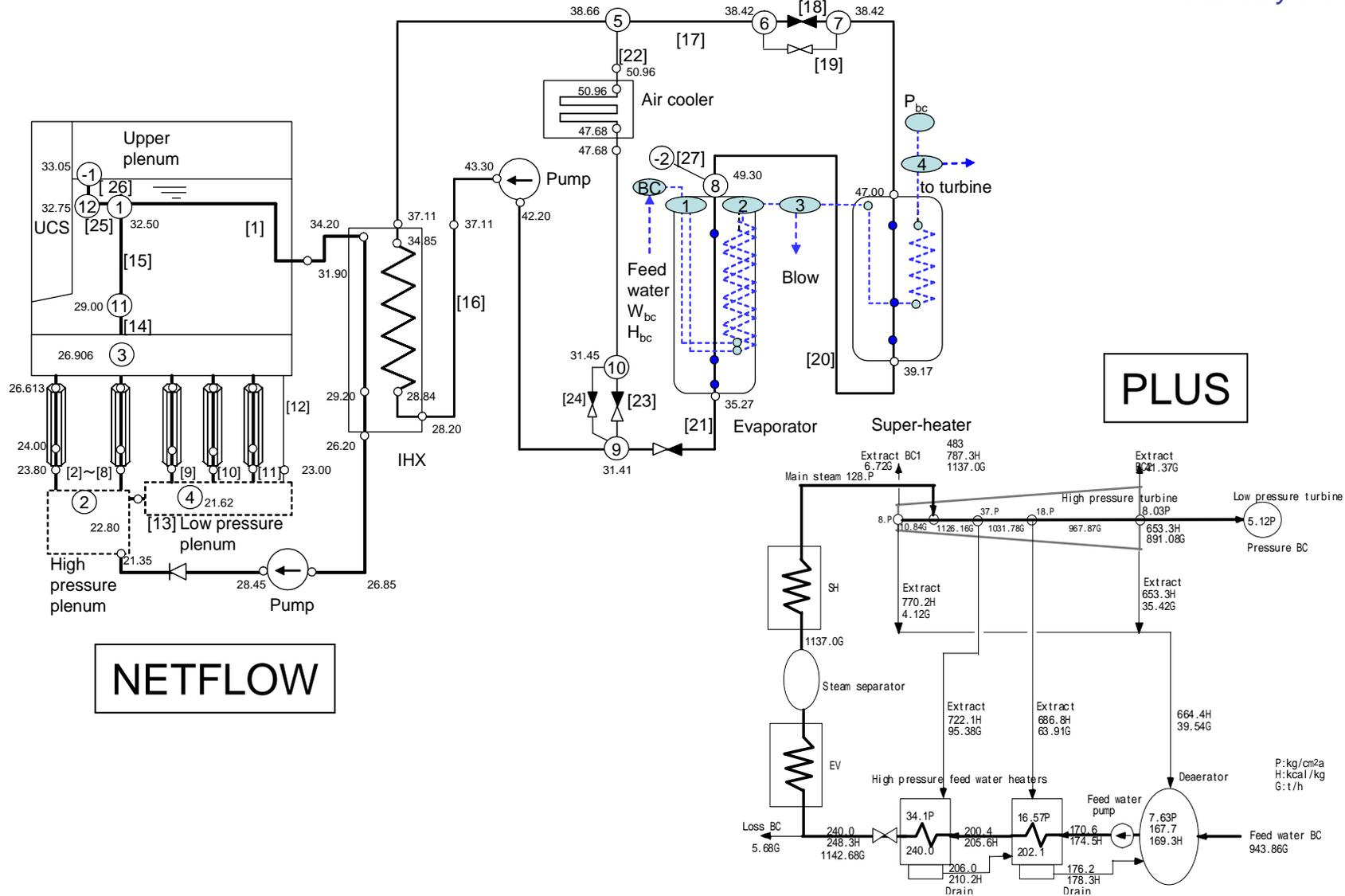
二次系の模擬自然循環試験



NETFLOW++



University of Fukui



解析



University of Fukui

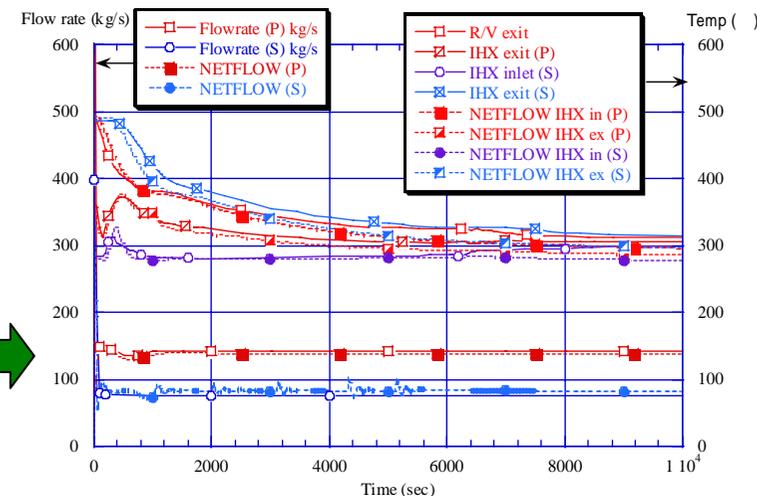
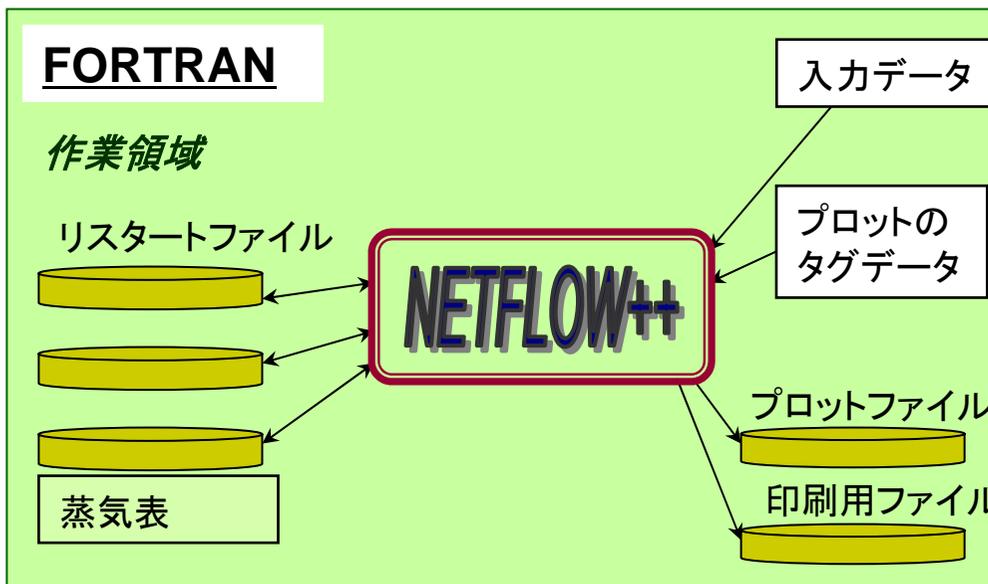


NETFLOW コードは、PCを用いて特殊なソフトを用いなくても解析できる。

1.6GHz PCを用いて1時間の過渡現象が10秒から1分で行える。

実行モジュールは FORTRAN 言語を用いて予め作成されている。

グラフのソフトは KaleidaGraphや EXCEL を用いて行う。



Monju turbine trip test at 40% electric power

これまでに評価した原子炉例



University of Fukui

- ATR ふげん (重水減速沸騰軽水圧力管型)
- RBMK (Ignalina, Chernobyl)
- プール型研究炉
(インドネシアBATAN)
- TRIGA 原子炉(バングラデッシュ)
- 高速実験炉常陽
- 高速増殖炉「もんじゅ」