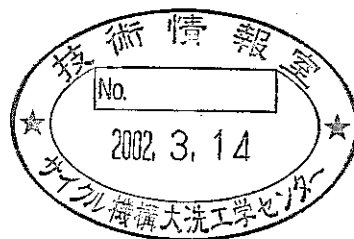


熱過渡応力解析へのGreen関数法の 適用範囲の拡張(1)

一流速変化を伴う2流体に対する応答のGreen関数による記述—

(研 究 報 告)



2002年2月

核燃料サイクル開発機構
大洗工学センター

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせ
ください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松 4 番地 4 9
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:
Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki 319-1184,
Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)
2002

熱過渡応力解析へのGreen関数法の適用範囲の拡張(1)

-流速変化を伴う2流体に対する応答のGreen関数による記述-

(研究報告)

田中 良彦¹、細貝広視²、古橋一郎³、笠原 直人⁴

要 旨

高速炉機器の流動-構造解析を統合して行うことにより、設計作業を合理化しうるツールとして、過渡熱応力リアルタイムシミュレーションコード PARTS (Program for Arbitrary Real Time Simulation) の開発が進められている。PARTS は多様な設計条件に対する流動解析と構造解析を一括して実施するツールであることから、解析手法は高速であることが必須となる。現状、応力解析の手法としては Green 関数法が有望と考えられる。Green 関数法は、構造物中に発生する過渡熱応力を冷却材のステップ温度変化に対する応答の畳み込み積分という形で算出する手法であり、有限要素法よりも短時間での計算が可能である。これまで Green 関数法は熱伝達率一定で接する1種類の流体に対する応答を記述するために適用されてきた。本報では、熱伝達係数が増加する2種類の流体に適用できるように Green 関数法を拡張し、円筒（内面：1次冷却材と接触、外面：2次冷却材と接触、熱伝達率：想定事象後の冷却材流量に応じて変化）への適用性を確認した。

1 大洗工学センター システム技術開発部 FBRシステムグループ / 要素技術開発部 構造信頼性研究グループ (兼務)

2 常陽産業株式会社

3 株式会社 CRC総合研究所

4 大洗工学センター 要素技術開発部 構造信頼性研究グループ

Extension of Application Spread of Green Function Method to Thermal Transient Stress Analysis (1)

- Responsive Stress to Two Thermal Fluids of Varying Flow-rate -

(Research Report)

Yoshihiko TANAKA¹, Hiroshi HOSOGAI², Ichiro FURUHASHI³ and Naoto KASAHARA⁴

Abstract

PARTS, Program for Arbitrary Real Time Simulation is being developed: it is expected to make great contribution to fast reactor components' designing work by enabling integration of thermal hydraulic and structural analysis. Since PARTS is a tool to perform the integrated thermal hydraulic-structural analysis under various conditions, it needs to calculate rapidly. At the point, the Green function method seems to be the most promising stress analysis procedure for PARTS. The Green function method figures out thermal transient stress arising in structures in the form of convolute integration corresponding to fluids' step temperature changes. It is expected to calculate faster than Finite Elemental Method. Hitherto, the Green function method has been used to describe the response to sole thermal fluid with a constant heat transfer coefficient. In this report, the Green function method is extended to cope with a cylinder touching two thermal fluids with variable heat transfer coefficients (inside and outside surfaces contacting with primary and secondary coolants respectively) and is confirmed to be sufficiently applicable to such condition.

-
- 1 JNC, OEC, FBR System Design Gr., System Engineering and Technology Div. and Structural Mechanics Research Gr., Advanced Technology Div. (Concurrent)
 - 2 Joyo Industries Co. Ltd.,
 - 3 CRC Solutions Corp.
 - 4 JNC, OEC, Structural Mechanics Research Gr., Advanced Technology Div.

目次

1. 緒言	1
2. Green 関数法の適用範囲の拡張.....	1
2.1. 構造と接する冷却材が1種類である場合についての基礎検討	1
2.2. 構造と接する冷却材が2種類である場合への適用	5
2.3 熱伝達率が変化する場合への適用.....	8
3. Green 関数法の適用性の検証例題.....	10
3.1 解析モデル	10
3.2 冷却材熱過渡及び流量	10
3.3 熱伝達率	13
3.3.1 1次系冷却材の熱伝達率	13
3.3.2 2次系冷却材の熱伝達率	14
4. Green 関数の設定	19
4.1 Green 関数係数を決定するための有限要素解析条件	19
4.2 Green 関数係数の算定	20
4.3 時定数 Δt の設定.....	30
5. 手動トリップ時に円筒に発生する熱過渡応力の評価.....	35
6. 結言	38
謝辞	39
参考文献	40

図表リスト

Table 3.1	Properties of Sodium
Table 3.2	Geometrical parameters for thermal translate rate calculation
Table 3.3	Heat transfer rate for structural analysis
Table 4.1	FEM analysis conditions for Green's function coefficients
Table 4.2	Green's function coefficients C_i and λ_i for the outside surface of the cylinder
Table 4.3	Green's function coefficients C_i and λ_i for the inside surface of the cylinder
Table 4.4(a)	Time constants for cylinder outside surface
Table 4.4(b)	Time constants for cylinder outside surface
Table 4.5(a)	Time constants for cylinder inside surface
Table 4.5(b)	Time constants for cylinder inside surface
Fig.2.1	Assumed structure: A cylinder of which inside and outside contacting with coolant and adiabatic gas respectively
Fig.2.2	Green's function of stress response to a step increment of temperature
Fig.2.3	Green's function of stress response for continuous temperature change
Fig. 2.4	Assumed structure: A cylinder of which inside and outside contacting with primary and secondary coolant respectively
Fig. 3.1	Cylinder mesh model for FEM analysis
Fig. 3.2	Temperature of primary and secondary coolants after manual plant trip
Fig. 3.3	Flow rate of primary and secondary coolants after manual plant trip
Fig. 3.4	Trend of thermal transfer rate for the top surface of the tube plate
Fig. 3.5	Trend of thermal transfer rate for the bottom surface of the tube plate
Fig. 4.1(a)	Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 1
Fig. 4.1(b)	Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 2
Fig. 4.1(c)	Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 3
Fig. 4.1(d)	Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 4
Fig. 4.1(e)	Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 5
Fig. 4.1(f)	Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 6
Fig. 4.2(a)	Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 1
Fig. 4.2(b)	Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 2
Fig. 4.2(c)	Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 3
Fig. 4.2(d)	Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 4
Fig. 4.2(e)	Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 5
Fig. 4.2(f)	Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green's function for Case 6
Fig. 5.1	Axial stresses on cylinder outside surface by Green's function method and FEM (shown in two different time scales)
Fig. 5.2	Axial stresses on cylinder inside surface by Green's function method and FEM (shown in two different time scales)

1. 緒言

高速炉機器は、プラント運転過渡時の冷却材温度変化に伴う熱応力が支配荷重となる。したがって、高速炉機器の合理的な構造設計を目指すためには、機器に発生する熱応力が冷却材温度変化条件（プラント動特性）と構造の複合事象の結果であることを認識した上で、両者を統合して評価・検討できる設計方法が理想的である。一方、現状の構造設計手法は、プラント運用方法を概ね定めた結果得られる熱過渡条件を予め設定した上で、応力解析を行うという手順で行われており、統合的な評価は一般に行われていない。

以上の状況を踏まえて統合的評価のためのツールとして、過渡熱応力シミュレーションコード PARTS (Program for Arbitrary Real Time Simulation) の開発が進められている [1-5]。PARTS は熱流動解析と応力解析を統合したコードであり、応力解析は FEM 計算にて求めた構造物の冷却材ステップ温度変化に対する温度および応力応答 (Green 関数) を予めプログラム内部に設定しておき、設計条件から決まる任意の温度変化に対する応答を畳み込み積分によって、詳細な有限要素解析を行うことなく実施する計算コードである。Green 関数法の適用性については、既報 [2] にて比較的単純な条件 (円筒内面：冷却材と接触、円筒外面：断熱、熱伝達率：一定) に対する適用性が検討されている。本報では、中間熱交換器管板等の複合的溫度変化を受ける機器を想定した条件 (円筒内面：1 次冷却材と接触、円筒外面：2 次冷却材と接触、熱伝達率：想定事象後の冷却材流量に応じて変化) に対する Green 関数法の適用性を検討する。

2. Green 関数法の適用範囲の拡張

2.1. 構造と接する冷却材が 1 種類である場合についての基礎検討

PARTS は、任意の冷却材温度変化に対して構造物中に生ずる温度や応力の履歴を計算する手法として Green 関数法を採用している。Green 関数法は、有限要素解析等にて求めた構造物の冷却材温度の単位ステップ変化に対する応答 (構造物中の温度・応力等) を予め設定しておき、設計条件から決まる任意の温度変化に対する応答を畳み込み積分によって詳細な有限要素解析等を行うことなく、評価する手法である [6, 7]。Fig. 2.1 に示す内面が冷却材と接触し、外面は断熱とみなせる無限円筒構造を例に、基本的な Green 関数法の考え方について述べる。

冷却材の温度変化により構造に発生する熱過渡応力は、その時点の冷却材温度とそれ

以前の温度変化の影響が合算されたものとなる。Fig. 2.1 に示す円筒構造の場合、冷却材の温度変化前は、冷却材・円筒共に均一温度となっており、無応力状態となる。このような構造に、冷却材温度がステップ状に変化する場合、円筒中に熱過渡（内面から外面にかけての温度勾配）が生じ、これに応じて熱過渡応力のピークが発生する。その後、熱伝達率や円筒板厚の条件に応じて、時間と共に応力は暫減していき、再び無応力状態に近づいていく。以上の現象を図示すると Fig. 2.2 a), b) の通りとなる [8-10]。

このような熱過渡応力の履歴を精度良く近似するために、本報では Green 関数 $G(t)$ を次式を用いて記述した。

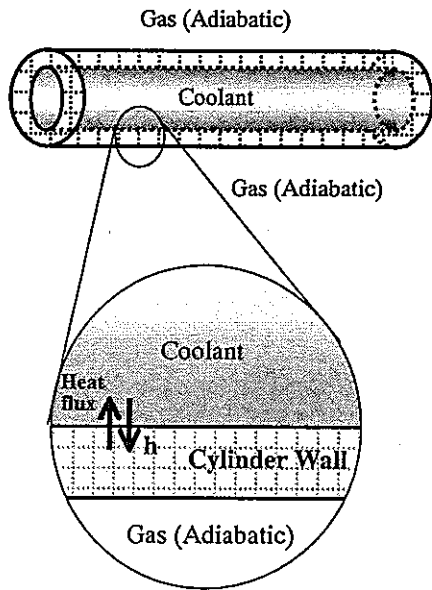
$$G(t) = \sum_{k=1}^n C_k \cdot \exp(-\lambda_k t) \quad (2-1)$$

n : Green 関数の次数
 C_k, λ_k : 第 k 次の Green 関数の係数

Fig. 2.2 b) に示される、冷却材の 1°C のステップ状温度変化に対する熱過渡応力の履歴が、基本応答として事前に有限要素解析等の信頼性の高い手法により求められている場合、この基本応答に良く一致するように係数 C 及び λ を調整して、Green 関数を設定する。(2-1) 式において、次数 n を大きくして λ 値の範囲を広く設定すれば、短時間から長時間に渡って広範囲に応答応力の変動を表すことができると期待できるが、一方でわずかな条件の違いにより、解析値が敏感に変動する可能性がある。本報では試行錯誤の結果、後述の通り $n=16$ として良い結果を得ている (4.2 節参照)。

一般に、プラント設計においては、冷却材温度はステップ状ではなく連続的に変化する。Green 関数法を設計作業に適用する場合、評価対象となる時間範囲を多数の微小区間に区切って、個々の微小区間における温度変化をステップ温度変化とみなす。Fig. 2.3 a) に示す例では、微小区間 $0 \sim \Delta t$ 、 $\Delta t \sim 2\Delta t$ 、 $2\Delta t \sim 3\Delta t \cdots$ に応じた冷却材温度変化を ΔT_0 、 ΔT_1 、 ΔT_2 、 \cdots のステップ状変化の重ね合わせで近似している。これらのステップ温度変化に対する熱過渡応力は単位ステップ温度変化に対する熱過渡応力を記述する (2-1) 式の $G(t)$ と温度変化幅を乗ずることにより個別に算出できる。すなわち、微小区間 $(i-1)\Delta t \sim i\Delta t$ にて発生した冷却材温度変化 ΔT_i に対する時刻 t ($t > i\Delta t$) における円筒構造の熱過渡応力 $\sigma_i(t)$ は次式となる。

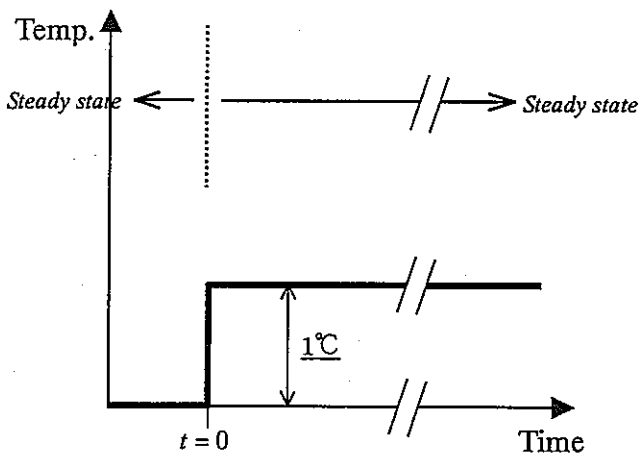
$$\sigma_i(t) = \Delta T_i \cdot G(t - i\Delta t) \quad (2-2)$$



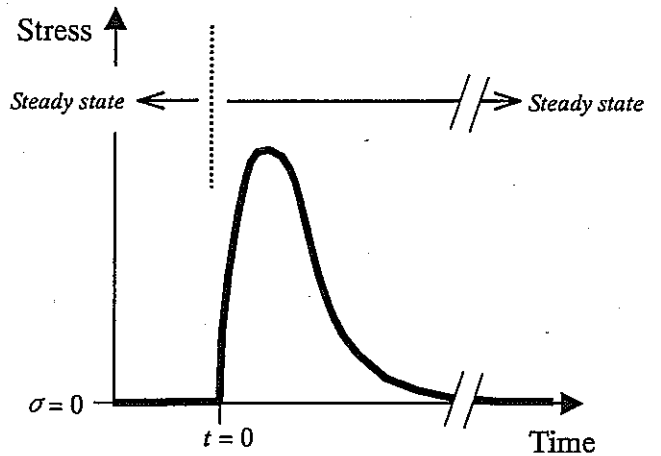
Cylinder Inside: Heat transferable
 Cylinder Outside: Adiabatic

Thermal medium	Coolant
Thermal transfer rate	h : for primary coolant Where h changes depending on coolant flow velocity, temperature, etc.

Fig.2.1 Assumed structure: A cylinder of which inside and outside contacting with coolant and adiabatic gas respectively



a) Step-like coolant temperature increment



b) Responsive thermal transient stress

Fig.2.2 Green's function of stress response to a step temperature increment

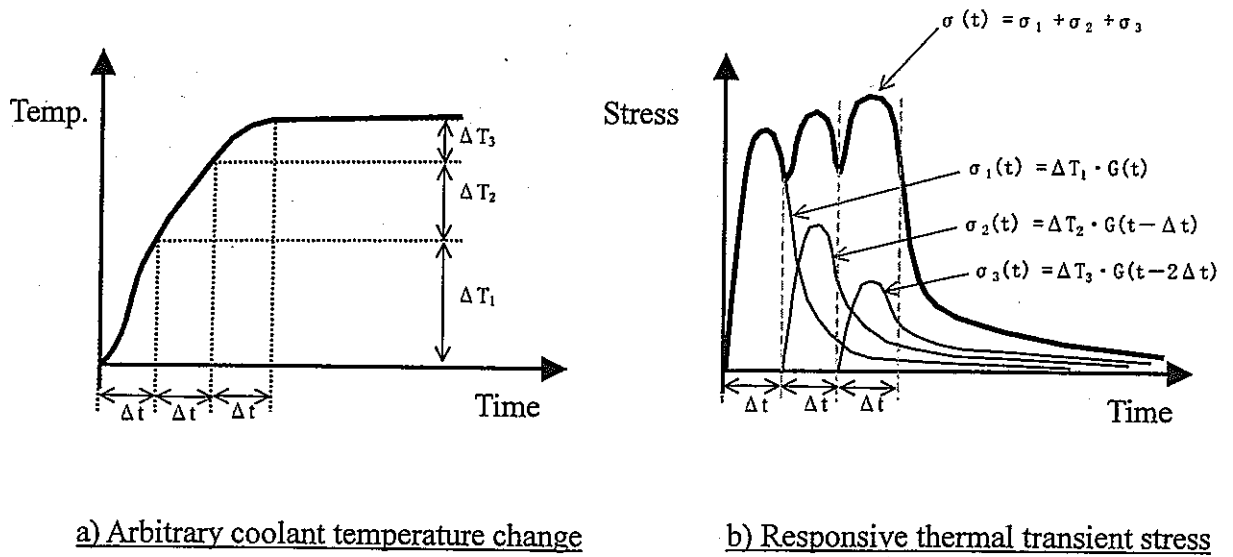


Fig.2.3 Green function of stress response for continuous temperature change

Fig. 2.3 b)に示す通り、円筒構造に発生する熱過渡応力 $\sigma(t)$ は(2-2)にて算出される $\sigma_i(t)$ の総和である。すなわち次式の通りとなる。

$$\begin{aligned}
 \sigma(t) &= \sum \sigma_i(t) \\
 &= \sum \Delta T_i \cdot G(t - i\Delta t) \\
 &= \Delta T_1 \cdot G(t) + \Delta T_2 \cdot G(t - \Delta t) + \Delta T_3 \cdot G(t - 2\Delta t) + \dots \\
 &= \int_0^t G(t - \tau) \cdot \frac{\delta T(\tau)}{\delta \tau} d\tau
 \end{aligned}
 \tag{2-3}$$

$\sigma(t)$ を電算機にて計算する場合は、時刻 0 から t までを、 $t_0, t_1, t_2, \dots, t_i$ と細分し、(2-3)式に(2-1)式代入した上で、以下のように近似する。

$$\begin{aligned}
 \sigma(t_i) &= \sum_{j=1}^i \left\{ (T_j - T_{j-1}) \cdot G(t_i - t_{j-1}) \right\} \\
 &= \sum_{j=1}^i \left\{ (T_j - T_{j-1}) \cdot \sum_{k=1}^N [C_k \cdot \exp\{-\lambda_k \cdot (t_i - t_{j-1})\}] \right\}
 \end{aligned}
 \tag{2-4}$$

- t_j : 時間 t を i 個の微小区間に区分した際の j 番目の区間
- T_j : t_j における冷却材温度
- $G(t_j)$: 冷却材温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数
- N : Green 関数の次数
- C_k, λ_k : 第 k 次の Green 関数の係数

2.2. 構造と接する冷却材が2種類である場合への適用

前節では、一種類の冷却材の温度変化を受ける円筒構造について検討した。本節では、高速炉の中間熱交換器等のように、1次系冷却材と2次系冷却材からなる二種類の温度変化を考慮する必要がある構造に対する Green 関数法の適用性を検討する。

円筒構造が2種類の冷却材（各々に対する熱伝達率が1種類）の温度変化を同時に受ける場合の例を Fig. 2.4 に示す。

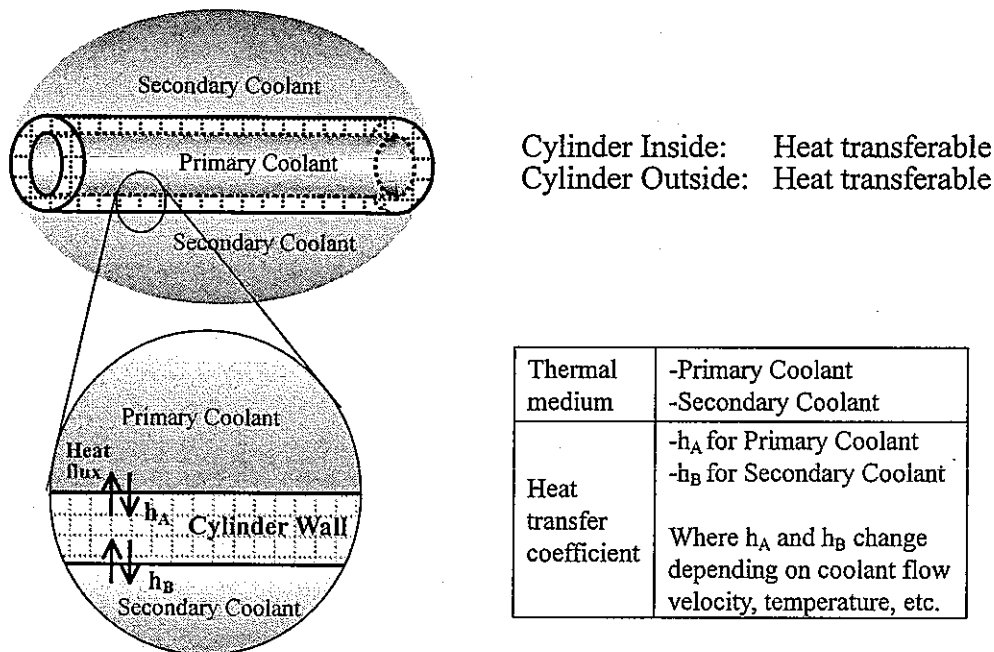


Fig. 2.4 Assumed structure: A cylinder of which inside and outside contacting with primary and secondary coolant respectively

Green 関数法による熱過渡応力算出の考え方は、冷却材が一種類の場合と基本的に同じである。ただし、①1つの Green 関数は1種類の熱媒体の温度変化に対する熱過渡応力だけを記述できること、及び ②Green 関数は初期条件からの差分を算出する手法であって、初期定常状態において応力 $\neq 0$ となる条件は記述できないこと、を考慮する必要がある。

①については、2次系冷却材の温度を一定に保ちながら1次系冷却材に単位ステップ温度変化を与える条件に対する Green 関数 G_1 と、1次系冷却材の温度を一定に保ちながら2次系冷却材に単位ステップ温度変化を与える条件に対する Green 関数 G_2 を予め求

めておく必要がある。 G_1 と G_2 の求め方は基本的に前節で示した冷却材が 1 種類の場合と同じである。ただし、構造は 1 次系冷却材と 2 次系冷却材の双方に関して熱伝達を有するため、時間無限大において 2 種類の冷却材の温度差に応じた有限の値となることに留意する必要がある（冷却材が 1 種類である Fig. 2.3 の場合のように、時間無限大で応力 = 0 とはならない）。設計作業においては、各微小時間範囲における 1 次系冷却材温度変化と G_1 の積、2 次系冷却材温度変化と G_2 の積を別個に算出し、両者を合算する。

②については、初期定常状態における応力を別途計算して加算する必要がある。尚、この値は、後述のように、Green 関数を求めるための単位ステップ温度に対する応力の有限要素解析の過程で、容易に求められる値である。

Green 関数法にて熱過渡応力 $\sigma(t)$ を求める式は、(2-3) 式を拡張した次式の通りとなる。右辺第二項が熱媒体 1 の、第三項が熱媒体 2 の温度変化により構造に生ずる熱過渡応力を示している。第一項は、時刻 0 における熱媒体の温度差により生ずる初期応力である。

$$\sigma(t) = \sigma(0) + \int_0^t G_1(t-\tau) \cdot \frac{\delta T_1(t)}{\delta \tau} d\tau + \int_0^t G_2(t-\tau) \cdot \frac{\delta T_2(t)}{\delta \tau} d\tau \quad (2-5)$$

- t, τ : 時間を表す変数
 $\sigma(0)$: 2 種類の熱媒体の $t=0$ における温度差により生ずる初期応力
 $T_1(t), T_2(t)$: 熱媒体 1、熱媒体 2 の温度
 $G_1(t)$: 熱媒体 2 の温度一定の下で、熱媒体 1 の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数
 $G_2(t)$: 熱媒体 1 の温度一定の下で、熱媒体 2 の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数

(2-4) 式中の $\sigma(0)$ は、初期定常状態における 2 つの熱媒体の温度 $T_{1,0}$ と $T_{2,0}$ の差により構造に生ずる熱応力である。一方、熱媒体 2 の温度を一定としておいて、熱媒体 1 に単位ステップ温度変化を与えた後の、定常状態 ($t=\infty$) における熱応力 $\sigma_{\text{step}, \infty}$ は、2 つの熱媒体の単位温度差 (1°C) により構造に生ずる熱応力と考えることができる。したがって $(T_{1,0} - T_{2,0})$ と $\sigma_{\text{step}, \infty}$ の積と $\sigma(0)$ は等しくなる。

ここで $\sigma_{\text{step}, \infty}$ は、(2-4) 式において、

$$T_j - T_{j-1} = \begin{cases} 1 & (j=1) \\ 0 & (j>1) \end{cases} \quad \text{かつ} \quad t_i \rightarrow \infty \quad (2-6)$$

と想定することにより算出される値である。すなわち、

$$\sigma_{\text{step},\infty} = G_1(\infty) \tag{2-7}$$

となる。以上より、 $\sigma(0)$ は次式の通り書き換えられる。

$$\sigma(0) = (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot \sigma_{\text{step},\infty} = (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot G_1(\infty) \tag{2-8}$$

- $\sigma(0)$: 2種類の熱媒体の $t=0$ における温度差により生ずる初期応力
- $T_{1,0}, T_{2,0}$: 熱媒体 1、熱媒体 2 の初期温度
- $G_1(\infty)$: 熱媒体 2 の温度一定の下で、熱媒体 1 の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数 $G_1(t)$ の定常状態 ($t=\infty$) における値

(2-8)式中の $G_1(\infty)$ は Green 関数の係数を求めるための有限要素解析の過程で、単位温度ステップ付加後に定常解析を行えば容易に求まる値である。したがって、Green 関数を用いた熱過渡応力 $\sigma(t)$ の計算方法としては、(2-8)式を(2-5)式に代入した次式を用いるのが合理的である。

$$\sigma(t) = (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot G_1(\infty) + \int_0^t G_1(t-\tau) \cdot \frac{\delta T_1(t)}{\delta \tau} d\tau + \int_0^t G_2(t-\tau) \cdot \frac{\delta T_2(t)}{\delta \tau} d\tau \tag{2-9}$$

- t, τ : 時間を表す変数
- $T_1(t), T_2(t)$: 時刻 t における熱媒体 1、熱媒体 2 の温度
- $T_{1,0}, T_{2,0}$: 熱媒体 1、熱媒体 2 の初期温度
- $G_1(t)$: 熱媒体 2 の温度一定の下で、熱媒体 1 の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数
- $G_2(t)$: 熱媒体 1 の温度一定の下で、熱媒体 2 の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数

尚、時刻 t における熱過渡応力を電算機で計算する場合、時間範囲を $0 \sim t_1, t_1 \sim t_2, t_2 \sim t_3, \dots, t_{i-1} \sim t_i$ と区切って近似計算を行うことになり、(2-9)式は次式のようになる。

$$\sigma(t_i) = (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot G_1(\infty) + \sum_{j=1}^i \{ (T_{1,j} - T_{1,j-1}) \cdot G_1(t_i - t_{j-1}) \} + \sum_{j=1}^i \{ (T_{2,j} - T_{2,j-1}) \cdot G_2(t_i - t_{j-1}) \} \tag{2-10}$$

- t_j : 時間 t を i 個の微小区間に区分した際の j 番目の区間
- $T_{1,j}$: t_j における 1 次系冷却材温度
- $T_{2,j}$: t_j における 2 次系冷却材温度
- $T_{1,0}$: 時刻 0 における 1 次系冷却材温度
- $T_{2,0}$: 時刻 0 における 2 次系冷却材温度
- $G_1(t_j)$: 2 次系冷却材温度一定の下で、1 次系冷却材の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数
- $G_2(t_j)$: 1 次系冷却材温度一定の下で、2 次系冷却材の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数

(2-10)式の Green 関数の項を、係数 C , λ を用いて表記すると次式の通りとなる。

$$\sigma(t_i) = (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot G_1(\infty) + \sum_{j=1}^i \left((T_{1,j} - T_{1,j-1}) \cdot \sum_{k=1}^{N1} [C_{1k} \cdot \exp\{-\lambda_{1k} \cdot (t_i - t_{j-1})\}] \right) + \sum_{j=1}^i \left((T_{2,j} - T_{2,j-1}) \cdot \sum_{k=1}^{N2} [C_{2k} \cdot \exp\{-\lambda_{2k} \cdot (t_i - t_{j-1})\}] \right) \quad (2-11)$$

- t_j : 時間 t を i 個の微小区間に区分した際の j 番目の区間
- $T_{1,j}$: t_j における 1 次系冷却材温度
- $T_{2,j}$: t_j における 2 次系冷却材温度
- $T_{1,0}$: 時刻 0 における 1 次系冷却材温度
- $T_{2,0}$: 時刻 0 における 2 次系冷却材温度
- C_{1k}, λ_{1k} : 2 次系冷却材温度一定の下で、1 次系冷却材の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数の第 k 次係数
- C_{2k}, λ_{2k} : 1 次系冷却材温度一定の下で、2 次系冷却材の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数の第 k 次係数
- $N1$: 2 次系冷却材温度一定の下で、1 次系冷却材の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数の次数
- $N2$: 1 次系冷却材温度一定の下で、2 次系冷却材の単位温度変化により生ずる熱応力に関する Green 関数の次数

2.3 熱伝達率が変化する場合への適用

前節で述べた Green 関数法は評価対象となる熱的境界の条件を特定した上で、外部熱媒体の温度変化に対する構造物の応答応力を計算する手法である。しかしながら高速炉機器の使用条件においては、熱過渡時に冷却材温度・流量が時間と共に変化するため、これに応じて熱伝達率も変わる。このような条件における熱応力は、(2-9)式中の Green 関数を熱伝達率 h に対して拡張した次式で記述する方法を提案する。

$$\sigma(t) = (T_{1,0} - T_{2,0}) \cdot G_1(\infty, h_1, h_2) + \int_0^t G_1(t - \tau, h_1, h_2) \cdot \frac{\delta T_1(t)}{\delta \tau} d\tau + \int_0^t G_2(t - \tau, h_1, h_2) \cdot \frac{\delta T_2(t)}{\delta \tau} d\tau \quad (2-12)$$

- t, τ : 時間を表す変数
- h_1 : 1 次系冷却材熱伝達率
- h_2 : 2 次系冷却材熱伝達率
- T_1 : 1 次系冷却材温度
- T_2 : 2 次系冷却材温度
- $T_{1,0}$: 時刻 0 における 1 次系冷却材温度
- $T_{2,0}$: 時刻 0 における 2 次系冷却材温度
- $G_1(t, h_1, h_2)$: 1 次系及び 2 次系冷却材の熱伝達率が各々 h_1, h_2 であり、2 次系冷却材温度

一定の下で、1次系冷却材の温度変化により生ずる応力の Green 関数 $G_2(t, h_1, h_2)$: 1次系及び2次系冷却材の熱伝達率が各々 h_1, h_2 であり、1次系冷却材温度一定の下で、2次系冷却材の温度変化により生ずる応力の Green 関数

Green 関数を熱伝達率について拡張したことにより、想定しうる Green 関数の種類は大幅に増加することから、理論的にとりうる全ての熱伝達率に対する Green 関数を事前に算出しておくことは現実的でない。一方、過去の経験を踏まえて、高速炉機器の設計においては、冷却材流量が事象後短時間で下限値付近に達する事が多いため、1次系冷却材及び2次系冷却材毎に数種類の熱伝達率値を設定して解析作業を実施するのが一般的である。本報でも、この知見に基づき、熱伝達率を1次系冷却材については2種類、2次冷却材については3種類の値に設定することとする(3.3節参照)。

高速炉構造物に対するナトリウムの熱伝達率は、流速・温度の変動に伴って変化するが、特に流速が支配因子となる。Green 関数法の適用性を検証することを目的とする本報では、流量(流速と比例すると想定)の経時変化が既知の条件について検討するため、流量は時間の関数で表せる。したがって本報の検討においては、熱伝達率は時間の関数であり、ある時刻における1次系冷却材の熱伝達率と2次系冷却材の熱伝達率の組合せが一義的に決まる(すなわち熱伝達率変化に対応する Green 関数の切替えを、1次系と2次系で同時に行う)ように設定することができる。このような条件を前提とした場合の近似的な応力計算方法として以下を提案する。

先ず、検討対象となる熱過渡の時間範囲を順に $0 \sim t_I, t_I \sim t_{II}, t_{II} \sim t_{III}, \dots$ と区分し、各時間区分に想定される熱伝達率 $h_I, h_{II}, h_{III}, \dots$ に対応する Green 関数 $G_I, G_{II}, G_{III}, \dots$ を1次系冷却材温度変化と2次系冷却材温度変化について各々求めておく。応力計算を実施する際には、時刻 $t_I, t_{II}, t_{III}, \dots$ において(2-9)式の1次系冷却材及び2次系冷却材の温度変化に対する Green 関数を $(G_{I1}, G_{21}) \rightarrow (G_{I2}, G_{22}), (G_{I2}, G_{22}) \rightarrow (G_{I3}, G_{23}), (G_{I3}, G_{23}) \rightarrow \dots$ と順次切替えていきながら、熱過渡応力を計算する。

尚、Green 関数を瞬間的に切替えると、応力の計算値が不連続になる恐れがある。これを緩和するために、個々の Green 関数毎に時定数 Δt を設定し、時刻 $t_i \sim t_i + \Delta t_i$ において変数 $X (X = (t - t_i) / \Delta t_i, 0 \leq X \leq 1)$ を定め、切替えの際に次式の通り運用する。

$$\sigma(t) = \begin{cases} \sigma_i & (t \leq t_i) \\ (1-X) \sigma_i + X \sigma_{i+1} & (t_i < t \leq t_i + \Delta t_i) \\ \sigma_{i+1} & (t_i + \Delta t_i < t) \end{cases} \quad (2-13)$$

- t : 時刻
 $\sigma(t)$: t における応答応力
 t_i : 熱伝達率切替え時刻 ($t_i = t_{I}, t_{II}, t_{III}, \dots$)
 Δt_i : t_i における Green 関数切替えに対する時定数 ($\Delta t_i = \Delta t_{I}, \Delta t_{II}, \Delta t_{III}, \dots$)
 X : 応力計算値の不連続性を緩和するパラメータで $X = (t - t_i) / \Delta t_i$ により定まる
 σ_i : 時間 $t_{i-1} \sim t_i$ に対する Green 関数 G_i により計算される応答応力

(2-13) 式では省略されているが、 Δt_i は1次系冷却材温度変化と2次系冷却材温度変化に対して、個別に設定する必要がある。

時定数 Δt は、ある温度変化と熱伝達率の組合せ条件に対応する熱過渡応力が十分小さくなるまでの時間とみなすことができる。そこで本報では、Green 関数の係数を求めるために実施した単位ステップ温度変化に対する熱過渡応力の有限要素解析結果から決定した(4.3節参照)。

3. Green 関数法の適用性の検証例題

3.1 解析モデル

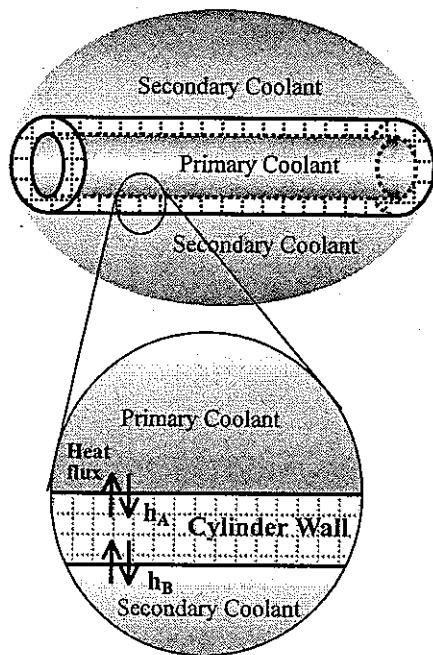
高温側冷却材と低温側冷却材による熱過渡を同時に受ける単純形状の構造物として、内面が1次系冷却材、外面が2次系冷却材に接する外径5200mm、板厚30mmの円筒モデルを取り上げ、拡張したGreen関数法の適用性を検証する。尚、実際のIHX管板構造への適用性検証は次報で実施する予定である。

比較検証のための有限要素解析で用いたメッシュモデル及び出力座標系をFig. 3.1に示す。有限要素解析コードはFINAS Ver. 13を使用した。使用要素は軸対称8節点要素(HQAX8/QAX8)を、熱伝達境界部には軸対称3節点熱伝達要素(FCAX3)を用いた。モデルとなる円筒の物性値はHCM12A鋼を用い、温度依存性を考慮せず450°Cにおける値を用いた。

3.2 冷却材熱過渡及び流量

大型ループ式ナトリウム炉の中間熱交換器管板が手動トリップの際に受ける熱過渡条件を想定した。大型ループ式ナトリウム炉の手動トリップ時の1次系冷却材(中間熱交換器1次系入口)と2次系冷却材(中間熱交換器2次系出口)の温度変化をFig. 3.2

に、流量変化を Fig. 3.3 に示す[11]。



Properties of structural material (HCM12A at 450°C)

- Young's modulus: 180,000 N/mm²
- Poisson's ratio: 0.298
- Thermal expansion rate: 1.23E-5 /°C
- Density: 7.86kg/m³
- Thermal conduction rate: 32 W/m K

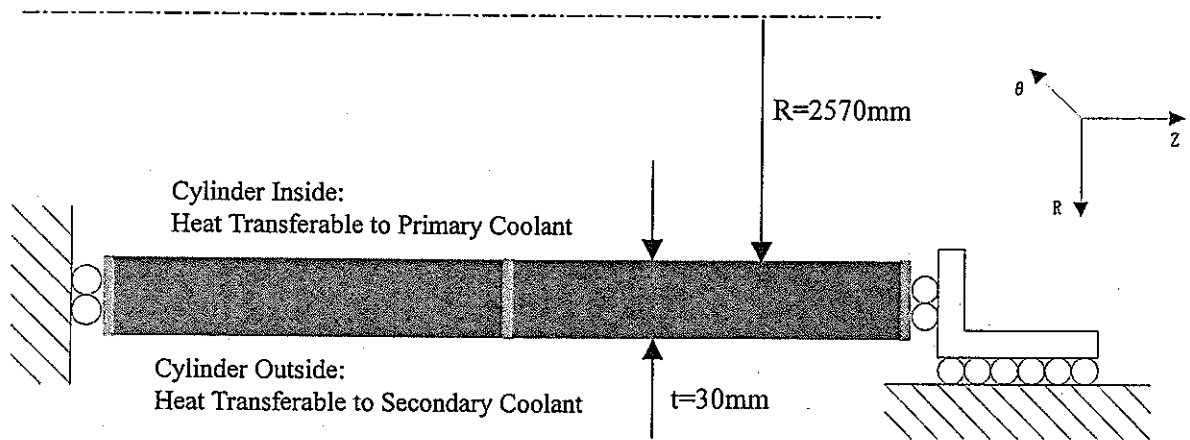
FEM analysis code and element

- FINAS version 13
- Axial symmetrical 8-node element (HQAX8 and QAX8) for cylinder wall
- Heat transferable 3-node element (FCAX3) for thermal boundaries

Heat transfer coefficient

- Simulate top surface (inside) and bottom surface (outside) of IHX tube plate
- Varying with coolants' flow velocity

Cylinder Inside: Heat transferable
 Cylinder Outside: Heat transferable



Mesh model

Fig. 3.1 Cylinder mesh model for FEM analysis

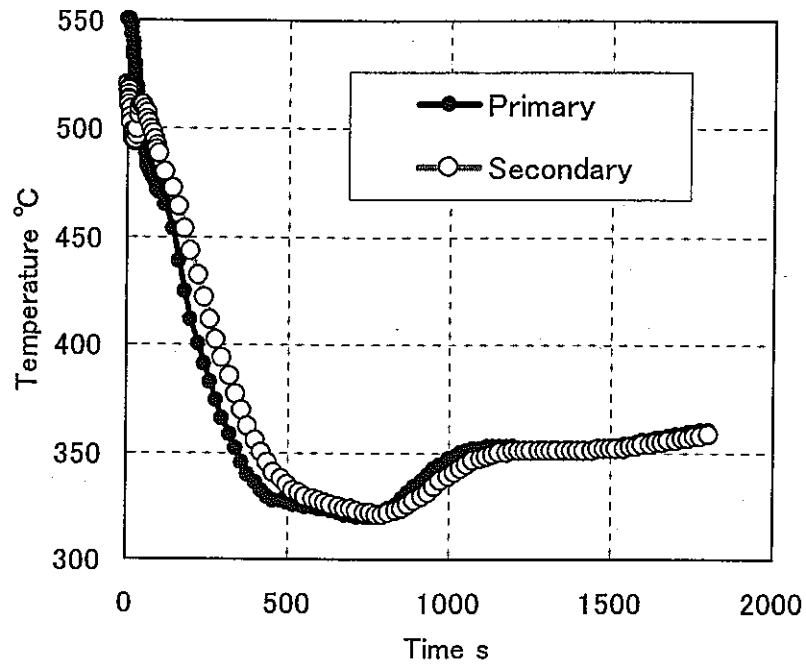


Fig. 3.2 Temperature of primary and secondary coolants after manual plant trip

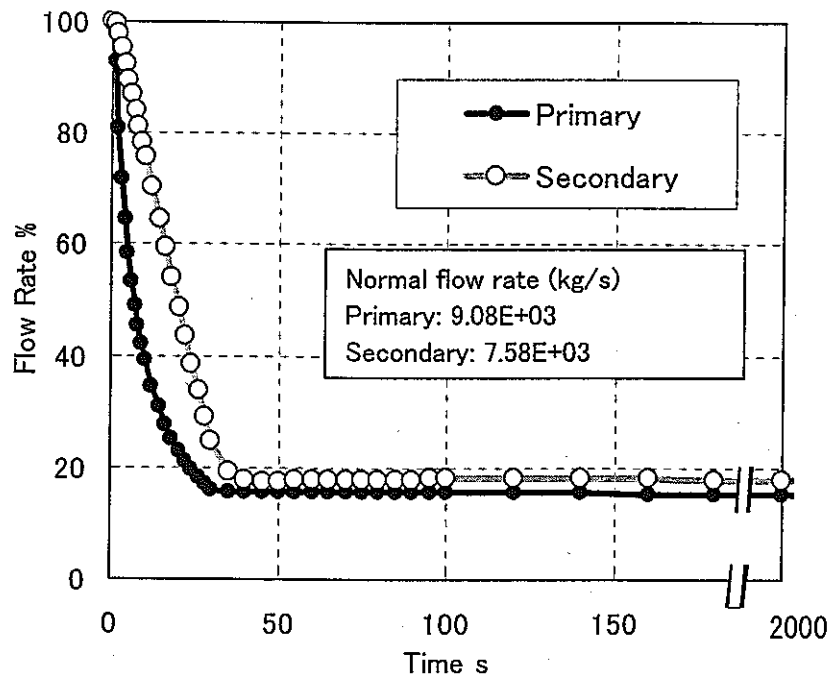


Fig. 3.3 Flow rate of primary and secondary coolants after manual plant trip

3.3 熱伝達率

解析対象である円筒は1次系冷却材と接する内面と2次系冷却材と接する外面の2種類の熱的境界を有している。これらの境界における熱伝達率は1次系と2次系各々の流速により変化する。1次系冷却材（円筒内面）と2次系冷却材（円筒外面）の熱伝達率を、各々中間交換器管板の上面と下面を想定して、以下の通り計算した。

3.3.1 1次系冷却材の熱伝達率

円筒外面の熱伝達率には、大型ループ式ナトリウム炉の中間熱交換器管板下面の値を適用する。

ナトリウム冷却材の熱伝達率は次式で与えられる。

$$h = Nu \cdot \lambda / L$$

h : 熱伝達率

Nu : ヌセルト数

λ : ナトリウムの熱伝導率

L : 代表長さ

円筒内面（管板上面）にはLubarsky-Kaufman式を用いる。

$$Nu = 0.625 \times Pe^{0.4}$$

Pe : ペクレ数

$$Pe = Pr \cdot Re$$

Pr : プラントル数

Re : レイノルズ数

$$Re = v \cdot L / \nu$$

v : 冷却材流速

ν : ナトリウムの動粘性係数

過渡時の IHX 管板近傍の局所的な Na 流速を、IHX 容器の内部熱過渡解析によって高精度に求めるのは困難である。ここでは簡易的に Na 流速、冷却系の流量比（系統熱過渡解析により求められる）、Na 比重の間に次式が成立すると仮定した。

$$v = 1/A \times g / \gamma$$

g : 過渡時の1次または2次冷却系の Na 流量

γ : ナトリウム比重

A : 流路面積

温度 T ($^{\circ}\text{C}$) の関数である ν 、 λ 、 Pr 、 γ については、文献[12]から引用した 200°C ~ 600°C の範囲のデータ (Table 3.1) を累乗近似または線形近似して、次式の通り決定した。

$$\begin{aligned}\nu \text{ (m}^2\text{/s)} &= 0.000011508950 \times T^{-0.591907033205} \\ \lambda \text{ (kcal/m}\cdot\text{s)} &= -0.041913725000 \times T + 78.554902647059 \\ \text{Pr} &= 0.106772818937 \times T^{-0.507063531019} \\ \gamma \text{ (kg/m}^3\text{)} &= -0.238581764706 \times T + 951.536\end{aligned}$$

また幾何学的パラメータである A 及び L については、H12 年度の大型ループ式ナトリウム炉中間熱交換器の設計を踏まえて、Table 3.2 の通り設定した。

以上に基づき、手動トリップ後の熱過渡における IHX 管板上面の熱伝達率のトレンドを計算した。本計算では、冷却材の流速は系統流量を流路断面積で除して算出しているため、実際の構造物表面の局所的な偏差は評価できない。また計算に適用したモデルの流速に対する適用下限もあることから、構造解析に用いる熱伝達率は計算値を抱絡するように設定した。これらの計算値と設定値を Fig. 3.4 に示す。

3.3.2 2次系冷却材の熱伝達率

円筒外面の熱伝達率には、大型ループ式ナトリウム炉の中間熱交換器管板下面の値を適用する。

$$h = \text{Nu} \cdot \lambda / L$$

h : 熱伝達率
 Nu : ヌセルト数
 λ : Na の熱伝導率
 L : 代表長さ

管板下面付近には Maresca-Dwyer の式を用いる。

$$\text{Pe} = \text{Pr} \cdot \text{Re}$$

Pr : プラントル数
 Re : レイノルズ数

$$\text{Re} = \nu \cdot L / \nu$$

ν : Na 流速

ν : Na の動粘性係数

$$\nu = 1/A \times g / \gamma$$

g : 過渡時の 1 次または 2 次冷却系の Na 流量

γ : ナトリウム比重

A : 流路面積

$Pe \geq 100$ の場合、

$$Nu = 6.66 + 3.126 \times (P/D) + 1.184 \times (P/D)^2 + 0.0155 \times (\Psi \cdot Pe)^{0.86}$$

$$\Psi = 1 - 1.82 / \{Pr \cdot (\epsilon_M / \nu)^{1/4}\}$$

$$(\epsilon_M / \nu) = Re^{0.89697} \times 3.338 \times 10^{-3}$$

P/D : 伝熱管ピッチと径の比

$Pe < 100$ の場合、

$$Nu = -2.79 + 3.97 \times (P/D) + 1.025 \times (P/D)^2 + 3.12 \times \log_{10} Re - 0.265 \times (\log_{10} Re)^2$$

温度 T の関数である ν 、 λ 、 Pr 、 γ については Table. 3.1、幾何学的パラメータである L 、 A については Table. 3.2 により求めた。

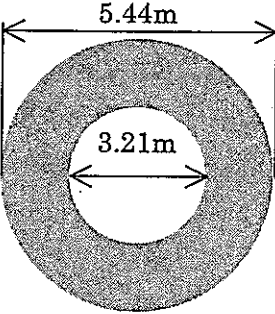
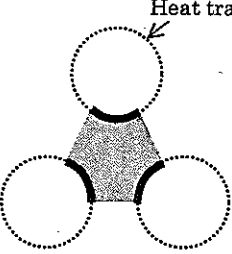
以上に基づき、手動トリップ後の熱過渡における IHX 管板下面の熱伝達率のトレンドを計算した。計算値を抱絡する設定値と共に Fig. 3.5 に示す。

3.3.1 と 3.3.2 にて決定した構造解析用の熱伝達率を Table 3.3 にまとめて示す。

Table 3.1 Properties of Sodium

T	ν	λ	Pr
°C	m ² /s	kcal/m s	—
200	5.00E-07	0.019562	0.007391
225	4.66E-07	0.019245	0.006905
250	4.37E-07	0.018931	0.0065
275	4.13E-07	0.018621	0.006159
300	3.92E-07	0.018314	0.005871
325	3.74E-07	0.018011	0.005625
350	3.58E-07	0.017711	0.005414
375	3.45E-07	0.017414	0.005233
400	3.32E-07	0.017122	0.005077
425	3.22E-07	0.016832	0.004942
450	3.12E-07	0.016546	0.004826
475	3.03E-07	0.016264	0.004726
500	2.95E-07	0.015985	0.004625
525	2.84E-07	0.01571	0.004488
550	2.74E-07	0.015438	0.00437
575	2.65E-07	0.015171	0.004265
600	2.57E-07	0.014905	0.004175

Table 3.2 Geometrical parameters for thermal translate rate calculation

Part	Model	Background	Length L m	Cross section area of flow path A m ²
Cylinder inside surface (simulating tube plate top surface)	Lubarsky -Kaufman	<p>L is assumed to be the difference between diameters of the outer shroud and the inner. A is to be the area painted.</p> 	2.23	15.14
Cylinder outside surface (simulating tube plate bottom surface)	Maresca -Dwyer	<p>L and A are assumed to be identical to those of the outer surface of the heat transfer tubes. L is total of the bold perimeters of the tubes. A is the gray area multiplied by 9660, the total number of the tubes.</p> 	39.878E-03	3.6742

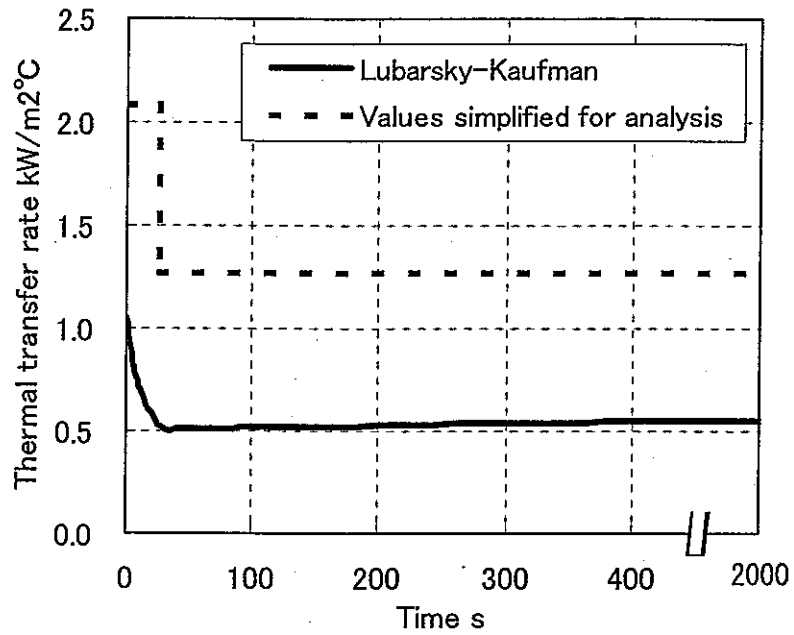


Fig. 3.4 Trend of thermal transfer rate for primary coolant

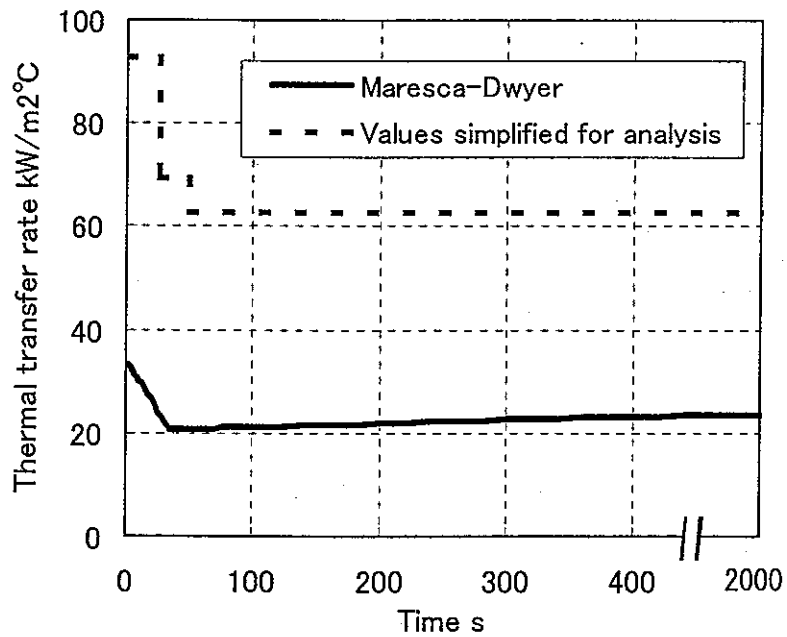


Fig. 3.5 Trend of thermal transfer rate for secondary coolant

Table 3.3 Heat transfer rate for structural analysis

Time s	Thermal transfer rate kW/m ² °C	
	Top surface (Inside surface)	Bottom surface (Outside surface)
0~25	2.09	92.9
25~49.01	1.28	69.7
49.01~	1.28	62.7

4. Green 関数の設定

円筒の内面及び外面の応力を算出するため Green 関数を以下のように設定した。

1 次系冷却材と 2 次系冷却材による熱過渡を受ける円筒の場合、1 次系冷却材熱過渡による Green 関数と 2 次系冷却材熱過渡による Green 関数の 2 種類が必要になる。また直径と比較して板厚が小さい形状であるため、応力分布はほぼ等二軸条件となり、応力成分の内、 σ_R と τ_{Rz} は無視しうる程小さく、 σ_z と σ_θ はほぼ等価となる。したがって本章では σ_z だけをとりあげて説明する（単に“応力”といった場合、円筒の σ_z 成分を指すこととする）。

4.1 Green 関数係数を決定するための有限要素解析条件

円筒に生ずる熱過渡応力を計算するための Green 関数の係数を設定するために、

- (1) 2 次系冷却材温度を一定に保ったまま、1 次系冷却材温度にステップ状温度増加（100°C 上昇：表示上の桁落ちを避けるため 1°C の 100 倍とした）を与える
- (2) 1 次系冷却材温度を一定に保ったまま、2 次系冷却材温度にステップ状温度増加（100°C 上昇）を与える

の条件で、有限要素解析を行う。また熱伝達率については、Table 3.3 に示す通り、時間と共に変化するため、これらの条件の全組合せについて解析を行う必要がある。これらをまとめて Table 4.1 に示す。

ステップ状温度変化を与える際には、時刻 0 秒～0.005 秒の間に 100°C 上昇するとした。また 1 次系及び 2 次系冷却材の初期温度は等しいと仮定して計算し、実際の設計条件の初期温度差がもたらす応力については別途加えた。

Table 4.1 FEM analysis conditions for Green function coefficients

Analysis condition	Temperature of T1: primary coolant T2: secondary coolant	Thermal transfer coefficient kW/m ² °C	
		Top surface (Inside surface)	Bottom surface (Outside surface)
Case 1	T1: 100°C step rise T2: constant	2.09	92.9
Case 2	T1: 100°C step rise T2: constant	1.28	69.7
Case 3	T1: 100°C step rise T2: constant	1.28	62.7
Case 4	T1: constant T2: 100°C step rise	2.09	92.9
Case 5	T1: constant T2: 100°C step rise	1.28	69.7
Case 6	T1: constant T2: 100°C step rise	1.28	62.7

Time steps for all cases
1st: stationary, 2nd-11th: 0.05sec each, 12th-21st: 0.1sec each, 22nd-31st: 0.2sec each, 32nd-41st: 0.5sec each, 42nd-51st: 1.0sec each, 52nd-61st: 2.0sec each, 62nd-71st: 5.0sec each, 72nd-81st: 10sec each, 82nd-91st: 20sec each, 92nd-101st: 50sec each, 102nd: stationary.

For case 1, 2 and 3, T1 rises by 100°C between 1st and 2nd step. For case 4, 5 and 6, T2 raises in the same way.

In this stage, initial temperatures of primary and secondary coolant are assumed to be same. The stress due to the initial temperatures' deference (30°C=550°C-520°C) of the real structure is calculated separately and then added later.

4.2 Green 関数係数の算定

Table 4.1 に示す条件にて、有限要素解析により応力を算出し、Green 関数による計算値と比較しながら、一致するように Green 関数を式(2.1)で近似した場合の各項の係数を設定した。

円筒外面 (2 次系冷却材側) について、Table 4.2 に各条件に対して設定した Green 関数の係数を示す。減衰の時定数の意味を有している係数 λ_1 については、まず定常項を考慮して $\lambda_1=0$ とした。次に評価範囲が最大 1000 秒程度であることを考慮して λ

$\lambda_2=0.001$ とした。ここから $\lambda_3=0.002$, $\lambda_4=0.005$, $\lambda_5=0.01$, $\lambda_6=0.02$, \dots と増加させていき、最大値については試行錯誤の結果 $\lambda_{16}=50$ に設定した (すなわち Green 関数の次数は 16)。これに応じて有限要素解析結果と最も誤差の小さい C_i を最小自乗法にて求めた。これらの C_i 及び λ_i により決まる Green 関数により算出された応力値と有限要素解析値の比較を各ケースについて、Fig. 4.1(a) ~ Fig. 4.1(f) に示す。また、円筒内面 (1 次系冷却材側) についても同様に Table 4.3 に Green 関数係数一覧を、Fig. 4.2(a) ~ Fig. 4.2(f) に各ケースについて Green 関数法と有限要素解析の応力計算値の比較を示す。Green 関数による計算値と有限要素解析値はよく一致している。

Table 4.2 Green function coefficients C_i^* and λ_i^* for the outside surface of the cylinder

Case	i	C_i	λ_i	Case	i	C_i	λ_i
Case 1	1	1.1414E+02	0	Case 4	1	-8.2623E+01	0
	2	-6.1175E+01	0.001		2	-8.8013E+01	0.001
	3	8.0690E+01	0.002		3	1.1685E+02	0.002
	4	-6.4301E+01	0.005		4	-9.4671E+01	0.005
	5	6.5546E+01	0.01		5	9.8534E+01	0.01
	6	-1.1375E+02	0.02		6	-1.7812E+02	0.02
	7	-2.9573E+01	0.05		7	-3.9091E+01	0.05
	8	1.1356E+01	0.1		8	-8.5081E+00	0.1
	9	-2.5369E+00	0.2		9	1.7958E+01	0.2
	10	-1.3946E-01	0.5		10	-5.9211E+01	0.5
	11	-4.0377E-01	1		11	1.2272E+02	1
	12	1.6372E-01	2		12	-1.4533E+02	2
	13	-1.6615E-01	5		13	3.1132E+02	5
	14	1.5278E-01	10		14	-4.4936E+02	10
	15	-1.3439E-01	20		15	5.6913E+02	20
	16	1.3615E-01	50		16	-9.1582E+01	50
Case 2	1	8.7059E+01	0	Case 5	1	-7.4047E+01	0
	2	-1.8843E+01	0.001		2	-3.8662E+01	0.001
	3	2.4991E+01	0.002		3	5.1292E+01	0.002
	4	-2.0360E+01	0.005		4	-4.1385E+01	0.005
	5	2.2241E+01	0.01		5	4.3047E+01	0.01
	6	-9.0135E+01	0.02		6	-1.8582E+02	0.02
	7	-8.9717E+00	0.05		7	-7.4921E+00	0.05
	8	4.6520E+00	0.1		8	-2.4226E+01	0.1
	9	-3.3385E-01	0.2		9	2.6699E+01	0.2
	10	-2.6684E-01	0.5		10	-5.9809E+01	0.5
	11	-1.0433E-01	1		11	1.2869E+02	1
	12	5.9473E-02	2		12	-1.4008E+02	2
	13	-7.1242E-02	5		13	3.1425E+02	5
	14	7.2613E-02	10		14	-4.3521E+02	10
	15	-6.9213E-02	20		15	5.6303E+02	20
	16	8.0006E-02	50		16	-1.2029E+02	50
Case 3	1	8.6741E+01	0	Case 6	1	-7.3939E+01	0
	2	-1.7597E+01	0.001		2	-3.8738E+01	0.001
	3	2.3339E+01	0.002		3	5.1274E+01	0.002
	4	-1.9026E+01	0.005		4	-4.1072E+01	0.005
	5	2.0908E+01	0.01		5	4.2223E+01	0.01
	6	-8.9329E+01	0.02		6	-1.8495E+02	0.02
	7	-8.8856E+00	0.05		7	-7.0780E+00	0.05
	8	4.4170E+00	0.1		8	-2.3666E+01	0.1
	9	-2.5232E-01	0.2		9	2.7499E+01	0.2
	10	-3.0775E-01	0.5		10	-5.7794E+01	0.5
	11	-5.7294E-02	1		11	1.2865E+02	1
	12	2.5434E-02	2		12	-1.3554E+02	2
	13	-4.6993E-02	5		13	3.1165E+02	5
	14	5.1628E-02	10		14	-4.2441E+02	10
	15	-5.7447E-02	20		15	5.5240E+02	20
	16	7.6892E-02	50		16	-1.2651E+02	50

* C_i and λ_i are for the equation; $G(t) = \sum_{i=1}^{16} C_i \cdot \exp(-\lambda_i t)$

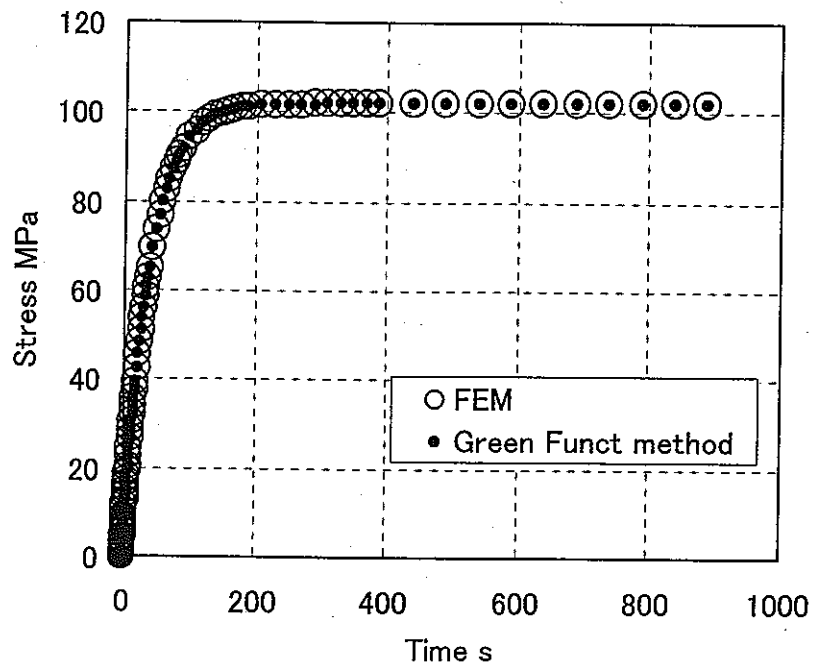


Fig. 4.1(a) Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 1

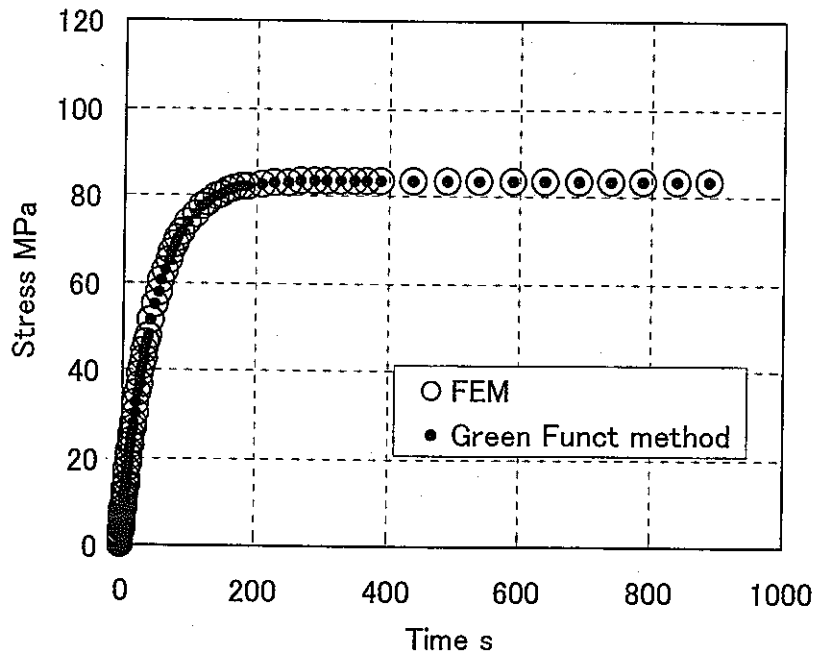


Fig. 4.1(b) Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 2

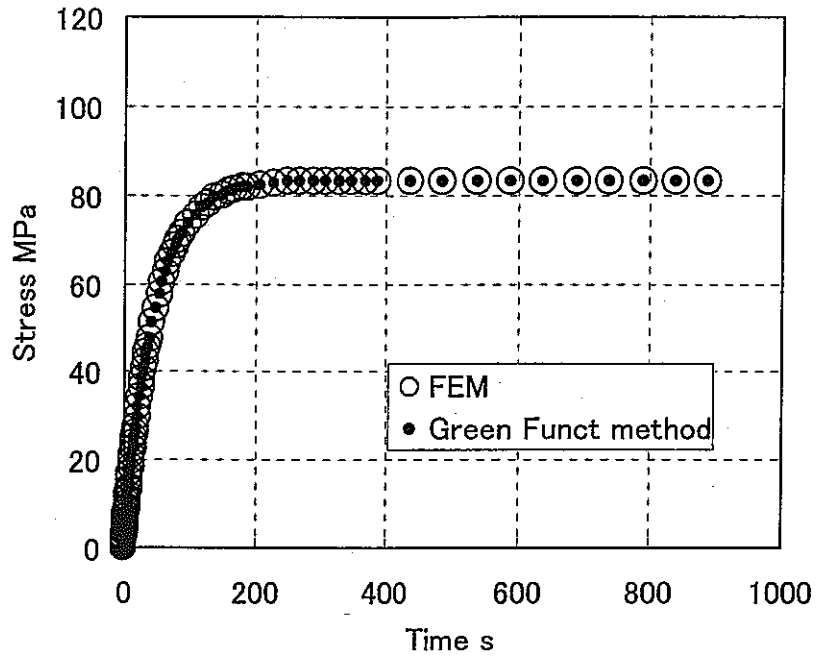


Fig. 4.1(c) Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 3

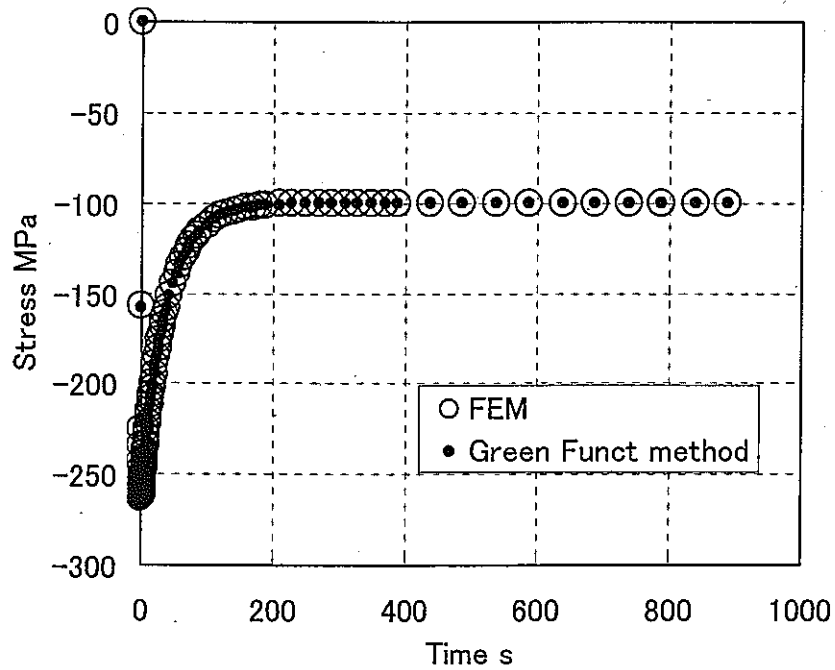


Fig. 4.1(d) Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 4.

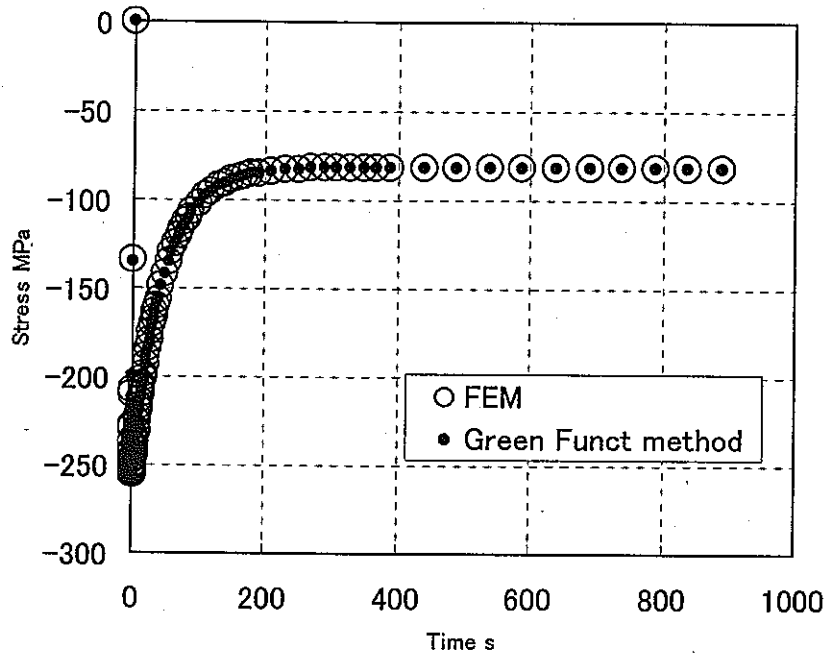


Fig. 4.1(e) Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 5

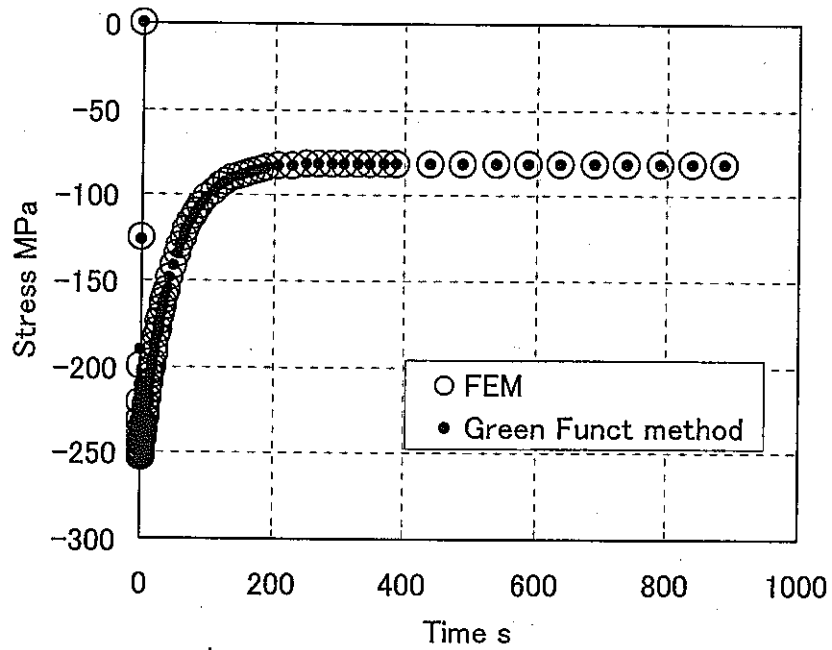


Fig. 4.1(f) Stresses on the outside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 6

Table 4.3 Green function coefficients C_i^* and λ_i^* for the inside surface of the cylinder

Case	i	C_i	λ_i	Case	i	C_i	λ_i
Case 1	1	-9.8944E+01	0	Case 4	1	1.1545E+02	0
	2	-1.1813E+01	0.001		2	-6.6532E+01	0.001
	3	1.5048E+01	0.002		3	8.5877E+01	0.002
	4	-1.0478E+01	0.005		4	-6.2898E+01	0.005
	5	7.5289E+00	0.01		5	5.1512E+01	0.01
	6	-1.0482E+00	0.02		6	-3.0429E+01	0.02
	7	4.8393E+00	0.05		7	5.0939E+01	0.05
	8	1.4128E+01	0.1		8	-1.3065E+02	0.1
	9	4.1547E+01	0.2		9	-3.7238E+00	0.2
	10	-4.3976E+00	0.5		10	1.8335E+01	0.5
	11	3.3740E+01	1		11	-2.7878E+01	1
	12	-1.6216E+01	2		12	8.3832E+00	2
	13	3.6617E+01	5		13	-1.0965E+01	5
	14	-3.8190E+01	10		14	6.8144E+00	10
	15	4.2442E+01	20		15	-8.6200E+00	20
	16	-1.4802E+01	50		16	4.3816E+00	50
Case 2	1	-8.1229E+01	0	Case 5	1	9.5339E+01	0
	2	-8.9745E+00	0.001		2	-6.0769E+01	0.001
	3	1.1355E+01	0.002		3	7.8441E+01	0.002
	4	-7.6804E+00	0.005		4	-5.7420E+01	0.005
	5	4.8018E+00	0.01		5	4.6735E+01	0.01
	6	1.2908E+01	0.02		6	2.4842E-01	0.02
	7	4.8304E+00	0.05		7	5.2519E+01	0.05
	8	1.2804E+01	0.1		8	-1.5243E+02	0.1
	9	2.7137E+01	0.2		9	7.6959E+00	0.2
	10	-3.3557E+00	0.5		10	1.5697E+01	0.5
	11	2.1835E+01	1		11	-2.6506E+01	1
	12	-1.0617E+01	2		12	7.7602E+00	2
	13	2.2885E+01	5		13	-9.8410E+00	5
	14	-2.3684E+01	10		14	5.7947E+00	10
	15	2.6063E+01	20		15	-7.0363E+00	20
	16	-9.0770E+00	50		16	3.7748E+00	50
Case 3	1	-8.1269E+01	0	Case 6	1	9.5410E+01	0
	2	-8.4208E+00	0.001		2	-6.1619E+01	0.001
	3	1.0646E+01	0.002		3	7.9559E+01	0.002
	4	-7.1963E+00	0.005		4	-5.8293E+01	0.005
	5	4.5680E+00	0.01		5	4.7481E+01	0.01
	6	1.2793E+01	0.02		6	-3.9730E-01	0.02
	7	4.8333E+00	0.05		7	5.2415E+01	0.05
	8	1.2900E+01	0.1		8	-1.5322E+02	0.1
	9	2.7095E+01	0.2		9	9.1201E+00	0.2
	10	-3.3565E+00	0.5		10	1.4630E+01	0.5
	11	2.1843E+01	1		11	-2.5565E+01	1
	12	-1.0623E+01	2		12	7.3040E+00	2
	13	2.2889E+01	5		13	-9.2930E+00	5
	14	-2.3688E+01	10		14	5.3765E+00	10
	15	2.6065E+01	20		15	-6.4460E+00	20
	16	-9.0778E+00	50		16	3.5370E+00	50

* C_i and λ_i are for the equation; $G(t) = \sum_{i=1}^{16} C_i \cdot \exp(-\lambda_i t)$

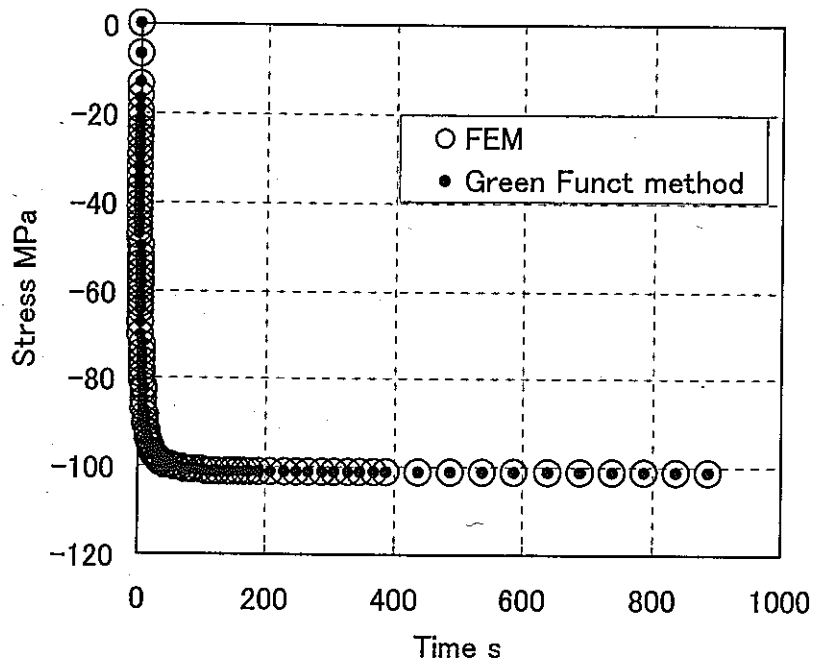


Fig. 4.2(a) Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 1

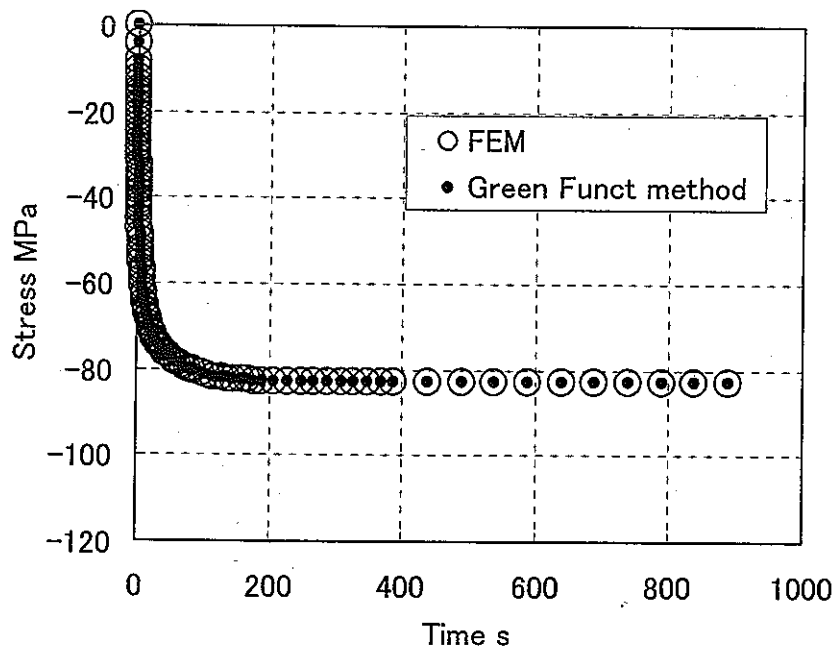


Fig. 4.2(b) Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 2

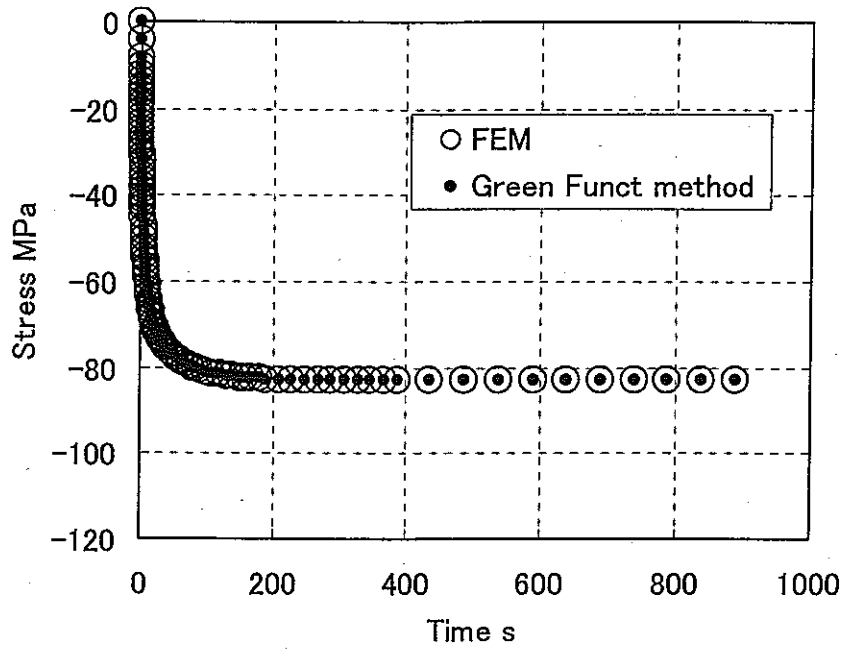


Fig. 4.2(c) Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 3

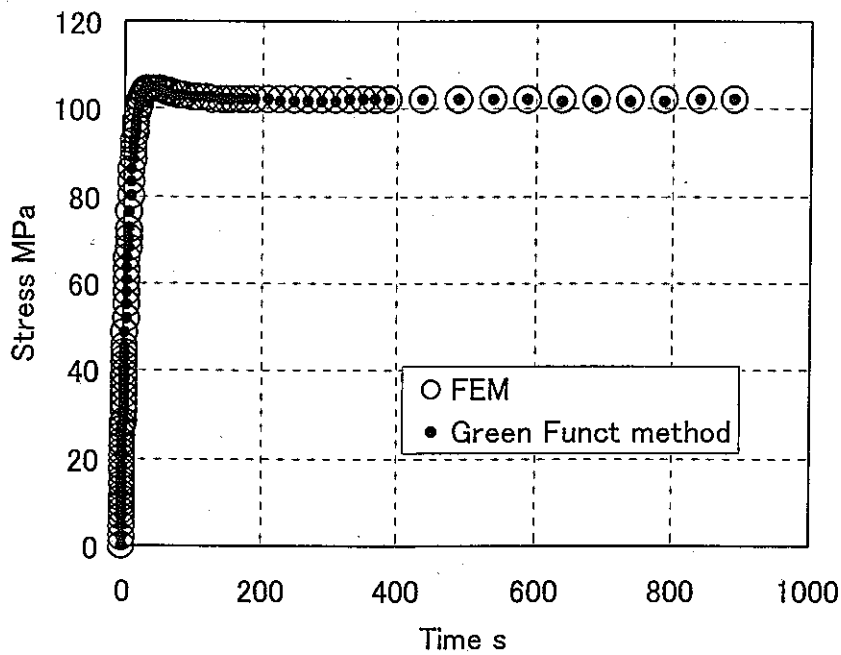


Fig. 4.2(d) Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 4

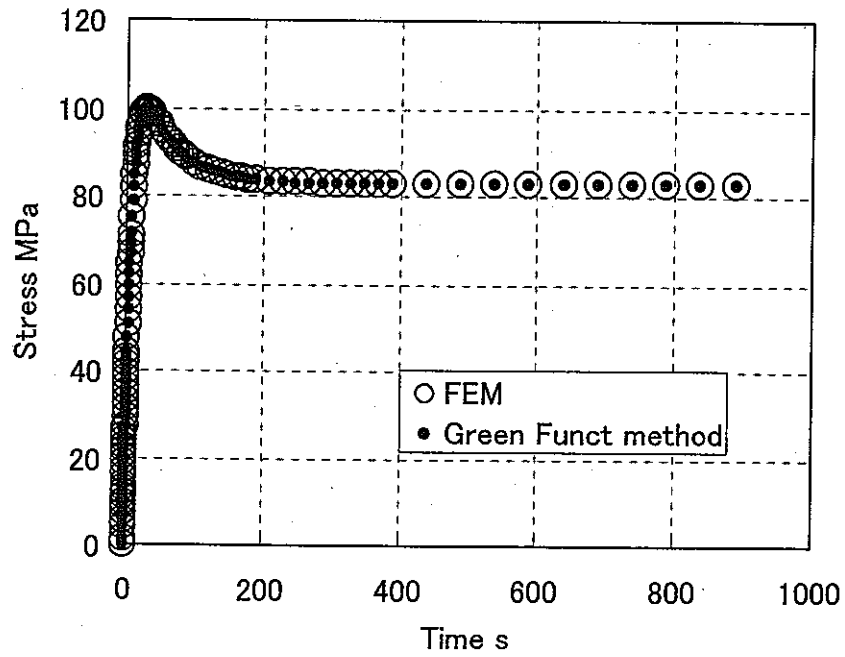


Fig. 4.2(e) Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 5

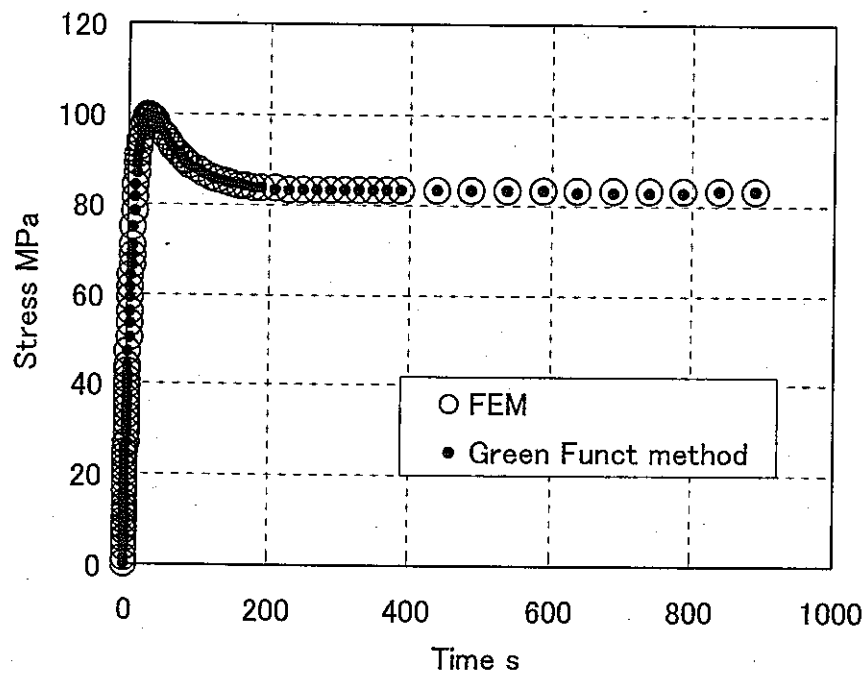


Fig. 4.2(f) Stresses on the inside surface of the cylinder calculated by FEM and Green function for Case 6

4.3 時定数 Δt の設定

Green 関数による応力計算のための時定数 Δt (2.3 節参照) を設定した。 Δt は熱伝達率と評価対象部位により異なることから、Table 4.1 に示す 8 通りの条件 (Case 1, 2, 4, 5 の 4 つの熱伝達率条件 \times 2 つの応力評価部位) について、Table 4.4 及び Table 4.5 に示す通りの手法により個々に算定した。

算定の基本的な考え方としては、ステップ状温度変化による有限要素解析において、 $t=\infty$ における定常応力に対して、熱過渡応力が 5% の誤差で近接するまでの時間を Δt とした (Table 4.4(a) 及び Table 4.5(a) のケース)。ただし冷却材温度変化に対する熱過渡応力の応答が速い場合、すなわち 2 次系冷却材 (円筒外面側) が温度変化する条件下における熱伝達率の高い円筒外面の熱過渡に対する Δt については、温度変化直後の熱過渡応力のピーク値から定常応力に達する過程における 5% 近接値を採用した (Table 4.4(b) のケース)。また熱過渡応力の応答が前二者の中間程度である場合、ピーク熱過渡応力と定常応力の差によって、熱過渡応力が増加して定常応力の 95% に達するまでの時間、あるいは減衰して 105% に達するまでの時間を Δt とした (Table 4.5(b) のケース)。

Table 4.4(a) Time constants for cylinder outside surface

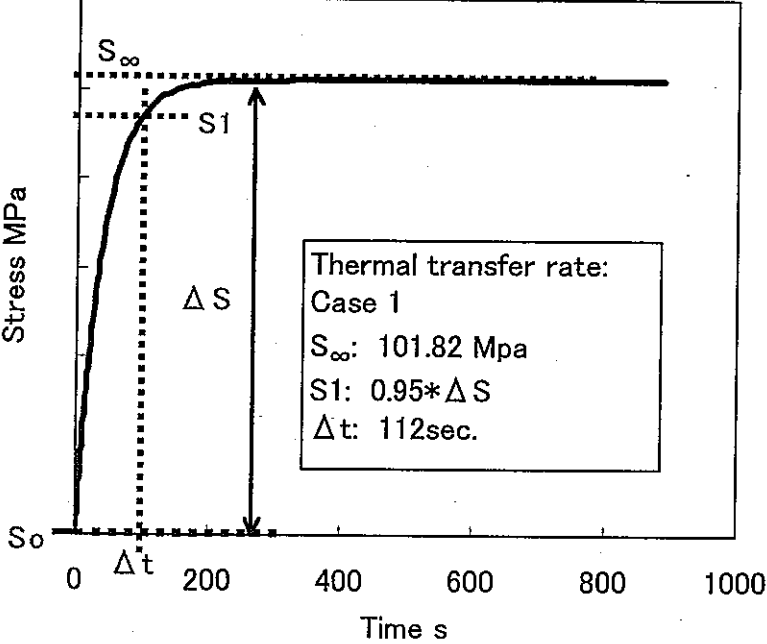
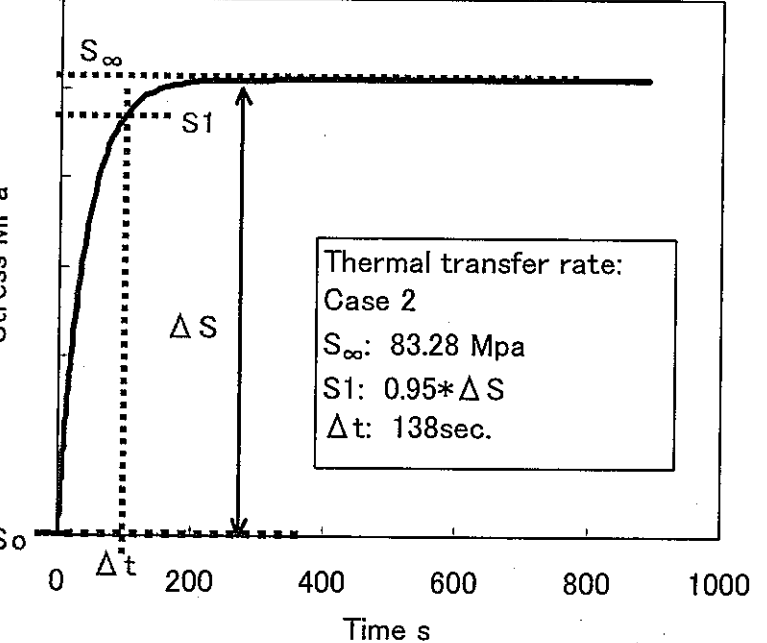
Case	Δt	Model
1	112 sec.	 <p>Stress MPa</p> <p>Time s</p> <p>Thermal transfer rate: Case 1 S_{∞}: 101.82 Mpa S_1: $0.95 \cdot \Delta S$ Δt: 112sec.</p>
2	138 sec.	 <p>Stress MPa</p> <p>Time s</p> <p>Thermal transfer rate: Case 2 S_{∞}: 83.28 Mpa S_1: $0.95 \cdot \Delta S$ Δt: 138sec.</p>

Table 4.4(b) Time constants for cylinder outside surface

Case	Δt	Model
4	110sec.	<p style="text-align: center;">$S_{min} - S_0 > 2 * S_{\infty} - S_0$</p> <p>Stress MPa</p> <p>Time s</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> <p>Thermal transfer rate: Case 4 S_{∞}: -100.22 MPa S_{min}: -263.70 MPa S_1: $S_{\infty} - 0.05 * \Delta S$ Δt: 110sec.</p> </div>
5	138 sec.	<p style="text-align: center;">$S_{min} - S_0 > 2 * S_{\infty} - S_0$</p> <p>Stress MPa</p> <p>Time s</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> <p>Thermal transfer rate: Case 5 S_{∞}: -81.78 MPa S_{min}: -256.07 MPa S_1: $S_{\infty} - 0.05 * \Delta S$ Δt: 138sec.</p> </div>

Table 4.5(a) Time constants for cylinder inside surface

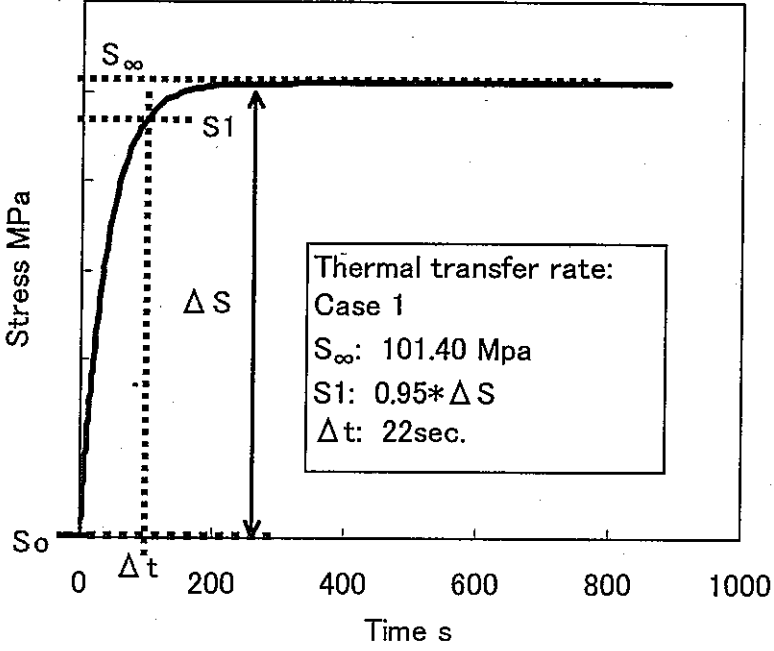
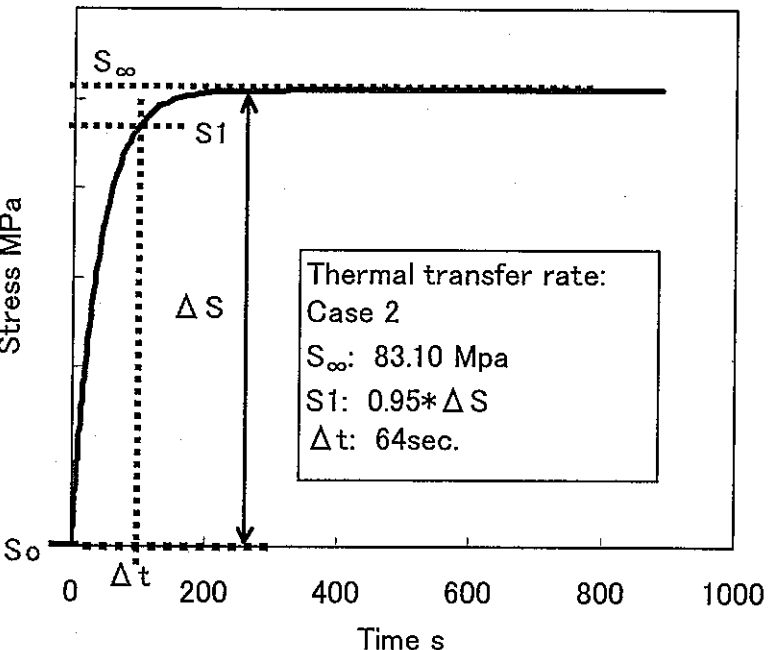
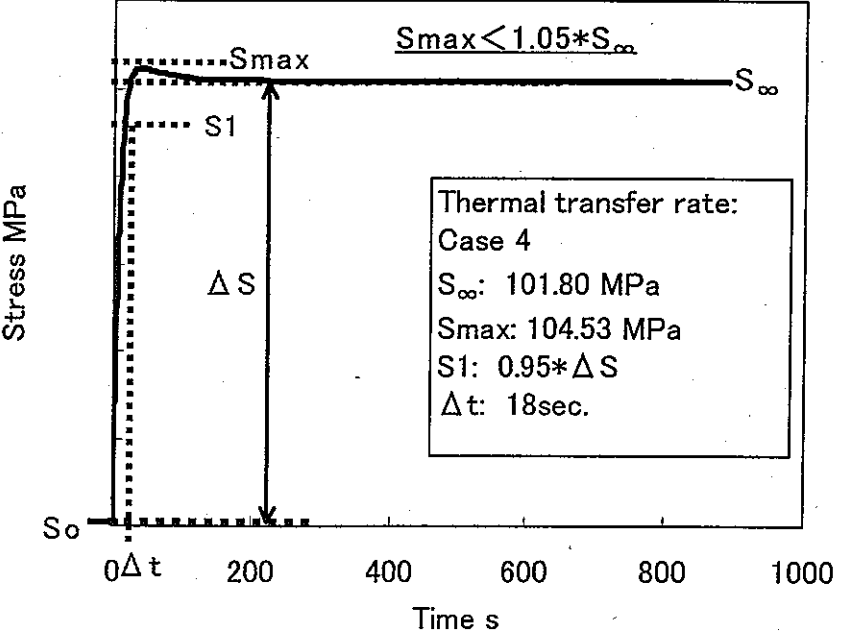
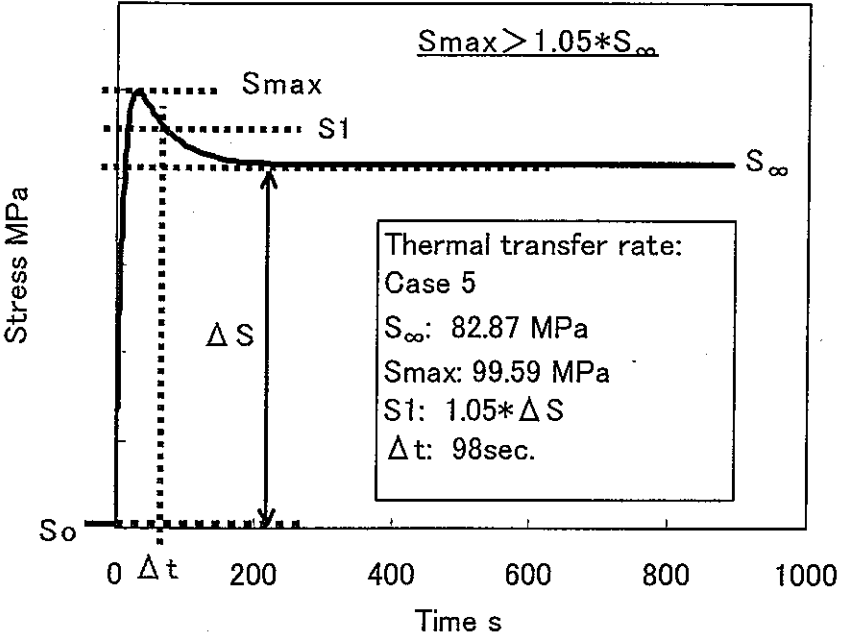
Case	Δt	Model
1	22 sec.	 <p>Thermal transfer rate: Case 1 S_{∞}: 101.40 Mpa S_1: $0.95 \cdot \Delta S$ Δt: 22sec.</p>
2	64 sec.	 <p>Thermal transfer rate: Case 2 S_{∞}: 83.10 Mpa S_1: $0.95 \cdot \Delta S$ Δt: 64sec.</p>

Table 4.5(b) Time constants for cylinder inside surface

Case	Δt	Model
4	18 sec.	 <p style="text-align: center;">$S_{max} < 1.05 \cdot S_{\infty}$</p> <p>Stress MPa</p> <p style="text-align: center;">Time s</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> <p>Thermal transfer rate: Case 4 S_{∞}: 101.80 MPa S_{max}: 104.53 MPa $S1$: $0.95 \cdot \Delta S$ Δt: 18sec.</p> </div>
5	98 sec.	 <p style="text-align: center;">$S_{max} > 1.05 \cdot S_{\infty}$</p> <p>Stress MPa</p> <p style="text-align: center;">Time s</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> <p>Thermal transfer rate: Case 5 S_{∞}: 82.87 MPa S_{max}: 99.59 MPa $S1$: $1.05 \cdot \Delta S$ Δt: 98sec.</p> </div>

5. 手動トリップ時に円筒に発生する熱過渡応力の評価

前章で求めたケース1～6に対するGreen関数を用いて、手動トリップ時に円筒外面と内面に発生する熱過渡応力を計算し、同条件で行うFEMの有限要素解析結果と比較することにより妥当性を検証する。

円筒外面及び内面の軸方向応力 σ_z について、Green関数法と有限要素解析による解析値の比較をFig. 5.1及びFig. 5.2に示す。いずれもよく一致しており、複合的な温度変化を受ける条件に対してもGreen関数法が十分適用できることがわかる。

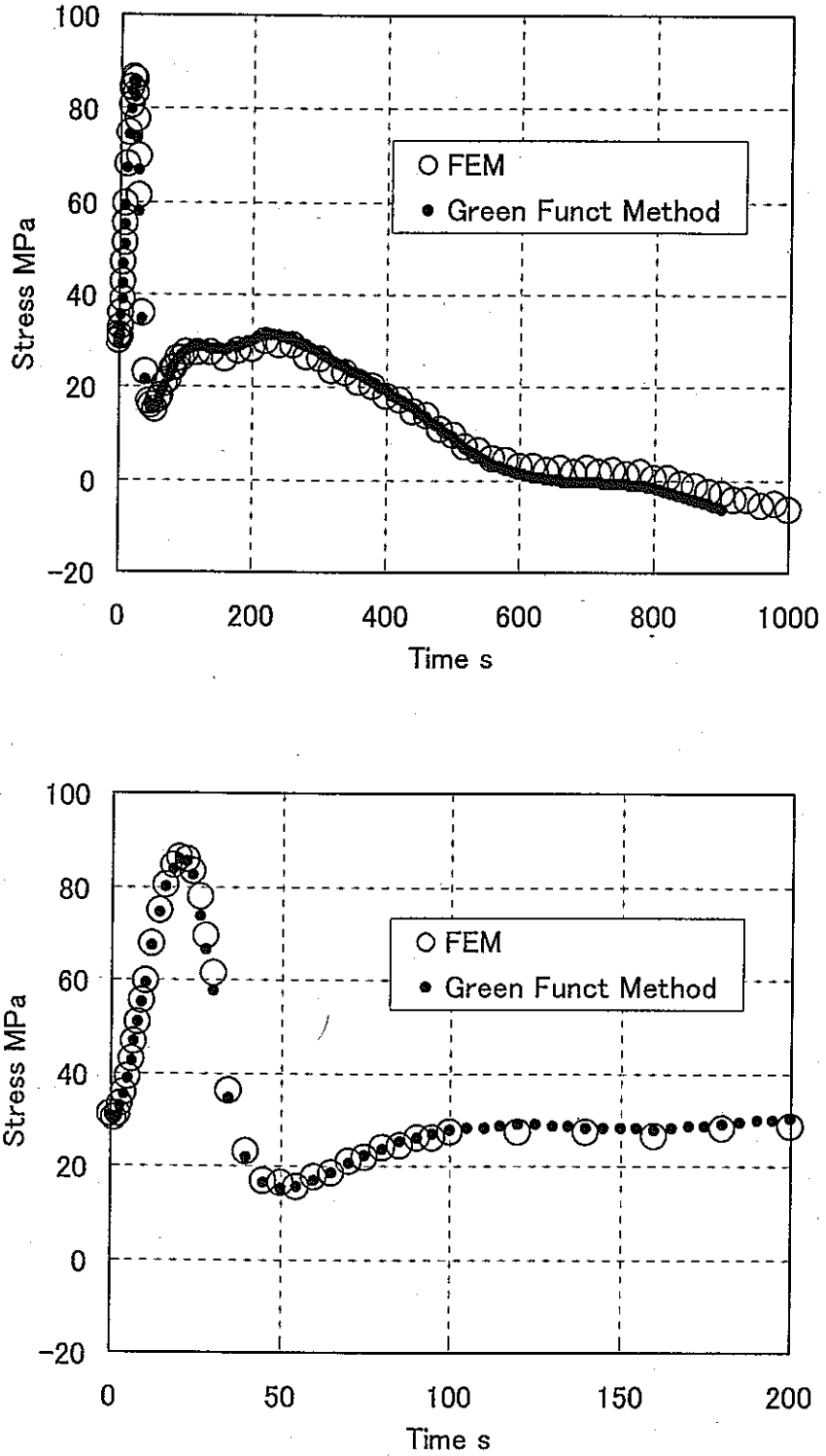


Fig. 5.1 Axial stresses on cylinder outside surface by Green function method and FEM (shown in two different time scales)

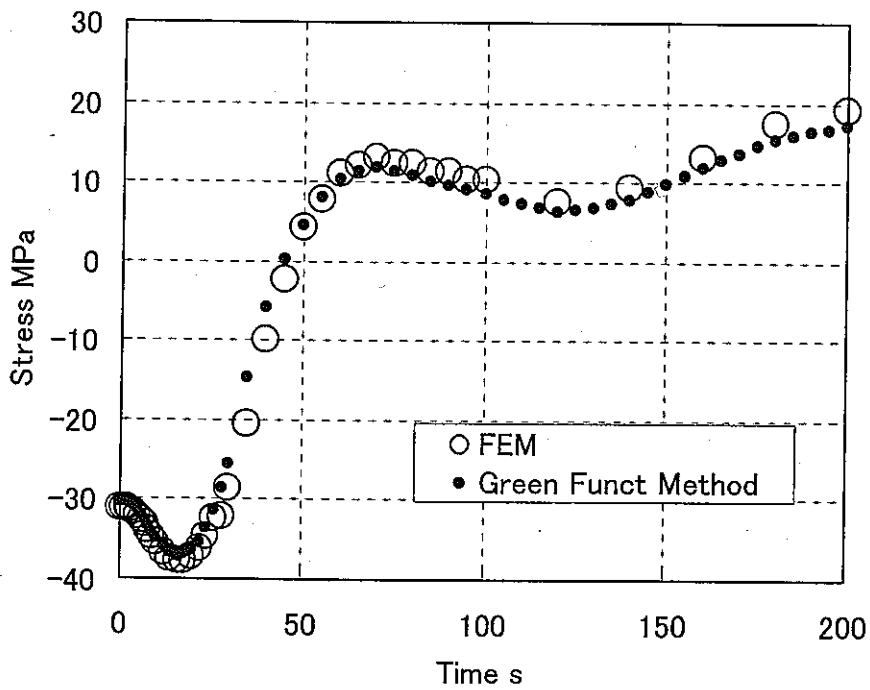
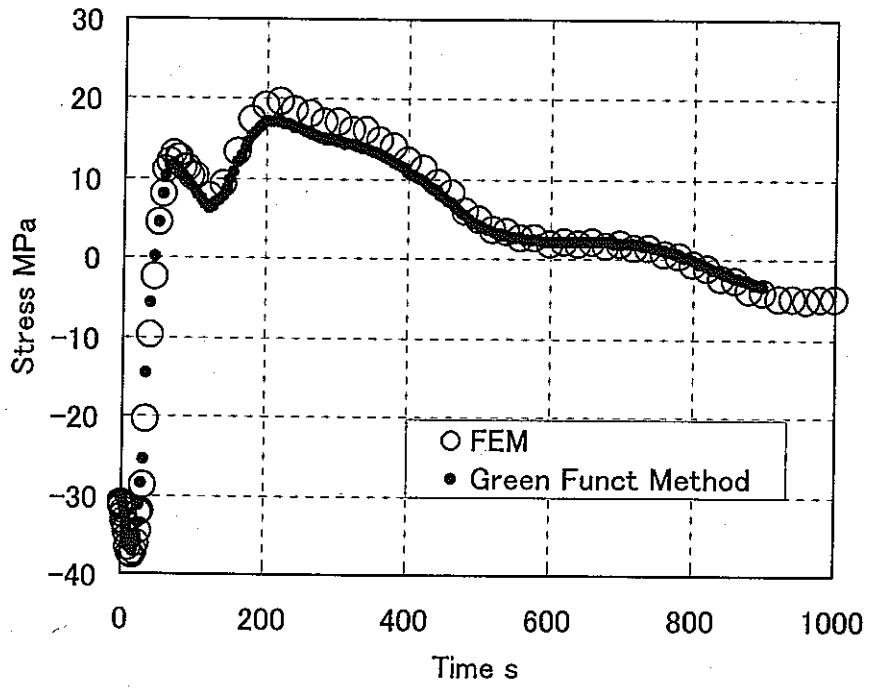


Fig. 5.2 Axial stresses on cylinder inside surface by Green function method and FEM (shown in two different time scales)

6. 結言

熱伝達率一定で接する1種類の流体に対する応答を記述するために適用されてきたGreen関数法を、熱伝達係数が変化する2種類の流体に適用できるように拡張し、過渡熱応力シミュレーションコードPARTS (Program for Arbitrary Real Time Simulation) に組み込むことによって、1次系冷却材と2次系冷却材による温度変化を同時に受ける円筒構造に対する応力計算を実施した。これらの計算値は、有限要素法による解析値とほぼ一致した。

以上を踏まえて、複合的な熱過渡条件に対するIHX管板の熱過渡応力解析に対するGreen関数法の適用性を見通しを得た。

謝辞

常陽産業株式会社の高正氏には、構造解析コード FINAS の使用方法についてご指導
頂きましたことに感謝申し上げます。

参考文献

1. 笠原直人 他, 過渡熱応力リアルタイムシミュレーションコード PARTS の開発 (1) プロトタイプ的设计, PNC TN 9410 95-211, 1995 年 8 月
2. 井上正明 他, 過渡熱応力リアルタイムシミュレーションコード PARTS の開発 (2) -1 冷却材計算部品 PARTS-FLOW の開発, PNC TN 9410 96-104, 1996 年 4 月
3. 笠原直人 他, 過渡熱応力リアルタイムシミュレーションコード PARTS の開発 (3) 構造計算部品 PARTS-STRESS の開発, PNC TN 9410 96-100, 1995 年 8 月
4. 神保雅一、井上正明、小川正則、笠原直人, 統計的手法を用いた熱流動-構造統合設計手法の開発, 原子力学会, 秋の大会, J28, (2001)
5. ㈱東芝, 熱流動-構造統合解析コードの系統熱過渡解析への適用性調査, 契約業務報告書, 1999 年 11 月
6. Stanley, J, F, (1982), 'Partial Differential Equations for Scientists and Engineers', John Wiley & Sons
7. Steevens, G.L. and Ranganath, S (1989), 'Use on on-line fatigue monitoring of nuclear reactor components as a tool for plant life extension', PVP Vol.171, ASME
8. 佐郷ら, もんじゅ損傷診断システムの開発 (2) 原子炉容器, 日本機械学会 2001 年度年次大会講演論文集 (I), 2001 年 8 月
9. 芋生ら, もんじゅ損傷診断システムの開発 (3) 1 次主冷却系配管及び中間熱交換器, 日本機械学会 2001 年度年次大会講演論文集 (I), 2001 年 8 月
10. 平山ら, もんじゅ損傷診断システムの開発 (4) 2 次手冷却系配管, 日本機械学会 2001 年度年次大会講演論文集 (I), 2001 年 8 月
11. FBR システム技術検討書-平成 12 年度報告-, JNC TY9400 2001-012, 2001 年 6 月
12. 動力炉核燃料開発事業団, ナトリウム技術実用物性値表, PNC TN 941 81-73, 1981 年 4 月