

JAERI-Research

97-069



ヘリカルコイル型熱交換器における伝熱管群の
流体励起振動挙動と流動伝熱特性に関する研究

1997年10月

稲垣嘉之

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。

入手の問い合わせは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-11 茨城県那珂郡東海村）あて、お申し越してください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1997

編集兼発行 日本原子力研究所
印 刷 いばらき印刷(株)

ヘリカルコイル型熱交換器における伝熱管群の流体励起振動挙動と
流動伝熱特性に関する研究

日本原子力研究所大洗研究所核熱利用研究部

稲垣 嘉之

(1997年9月5日受理)

HTTRのヘリカルコイル型中間熱交換器(IHX)の伝熱管群の流体励起振動挙動,並びに圧力損失,伝熱特性をIH Xの実寸大部分モデル試験装置を用いて明らかにした。試験モデルは,3層54本のヘリカルコイル伝熱管群とセンターパイプを模擬したもので,試験流体には空気を用いた。流体励起振動に関しては,伝熱管破損の主原因となる流出渦による振動及び伝熱管群の流力弾性振動について評価を行った。その結果,伝熱管群はセンターパイプと連動した振動が主であることを明らかにするとともに,振幅が0.1mm以下と微小なものであり,IH Xの運転条件下では伝熱管破損の原因となるような振動が生じていないことを実証した。流動伝熱特性については,伝熱管外の強制対流による伝熱及び圧力損失についての実験式を導出した。ヌセルト数については $Re^{0.56}$,抵抗係数については $Re^{-0.14}$ に比例する相関式が得られた。さらに,熱放射板による伝熱促進効果を定量的に明らかにした。

Experimental Study on Flow-induced Vibration and Heat Transfer Characteristics
of Heat Exchanger with Helically Coiled Tube Bundles

Yoshiyuki INAGAKI

Department of Advanced Nuclear Heat Technology
Oarai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Oarai-machi, Higashiibaraki-gun, Ibaraki-ken

(Received September 5, 1997)

An experimental study was carried out to investigate flow-induced vibration, heat transfer and pressure drop of helically coiled tube bundles of an intermediate heat exchanger (IHX) for the HTTR, using a full-size partial model and air as a testing fluid. The test model has 54 helically coiled tubes separated into three layer bundles, surrounding the center pipe. The vibration behavior in the fluid was investigated focussing on vortex-induced and fluidelastic vibrations which are main ones to cause failure of tubes. The vibration of the tube bundles was mainly at the center pipe, and their vibration amplitude was less than 0.1 mm. As the results, it was clarified that individual vibrations of the tube bundles were not significant under the operation conditions of the IHX. The Nusselt number of the tube outside, due to forced convection, was obtained as a function of $Re^{0.56}$, and the drag coefficient was proportional to $Re^{-0.14}$. Furthermore, effect of radiative plates on heat transfer was clarified.

Keywords: Heat Exchanger, Helically Coiled Tube, Flow-induced Vibration, Vortex-induced Vibration, Fluidelastic Vibration, Heat Transfer, Forced Convection, Radiation, Drag Coefficient

目 次

1. 緒 言	1
2. 試験装置の構成	4
3. 伝熱管群の流体励起振動挙動	7
3.1 伝熱管群の流体励起振動挙動に関するこれまでの研究	7
3.2 試験結果と考察	8
3.2.1 伝熱管及びセンターパイプの固有振動数	8
3.2.2 流出渦に起因する振動の検討	8
3.2.3 流力弾性振動の検討	9
3.2.4 流体励起振動に対する評価	9
4. 伝熱管外の圧力損失及び熱伝達特性	17
4.1 伝熱管外の圧力損失及び熱伝達特性に関するこれまでの研究	17
4.2 試験結果と考察	18
4.2.1 伝熱管外の圧力損失特性の検討	18
4.2.2 伝熱管外の伝熱特性の検討	18
4.2.3 熱放射板による伝熱促進効果の評価	21
5. 結 言	29
参考文献	30

Contents

1. Introduction	1
2. Testing Apparatus	4
3. Flow-induced Vibration of the Tube Bundles	7
3.1 Previous Studies	7
3.2 Test Results and Consideration	8
3.2.1 Investigation of Natural Frequencies of the Tubes and Center Pipe	8
3.2.2 Investigation of Vortex-induced Vibration	8
3.2.3 Investigation of Fluidelastic Vibration	9
3.2.4 Estimation of Flow-induced Vibration	9
4. Pressure Loss and Heat Transfer Outside the Tubes	17
4.1 Previous Studies	17
4.2 Test Results and Consideration	18
4.2.1 Investigation of Pressure Drop Outside the Tubes	18
4.2.2 Investigation of Heat Transfer Outside the Tubes	18
4.2.3 Estimation of Heat Transfer Promotion by Radiative Plates	21
5. Concluding Remarks	29
References	30

1. 緒言

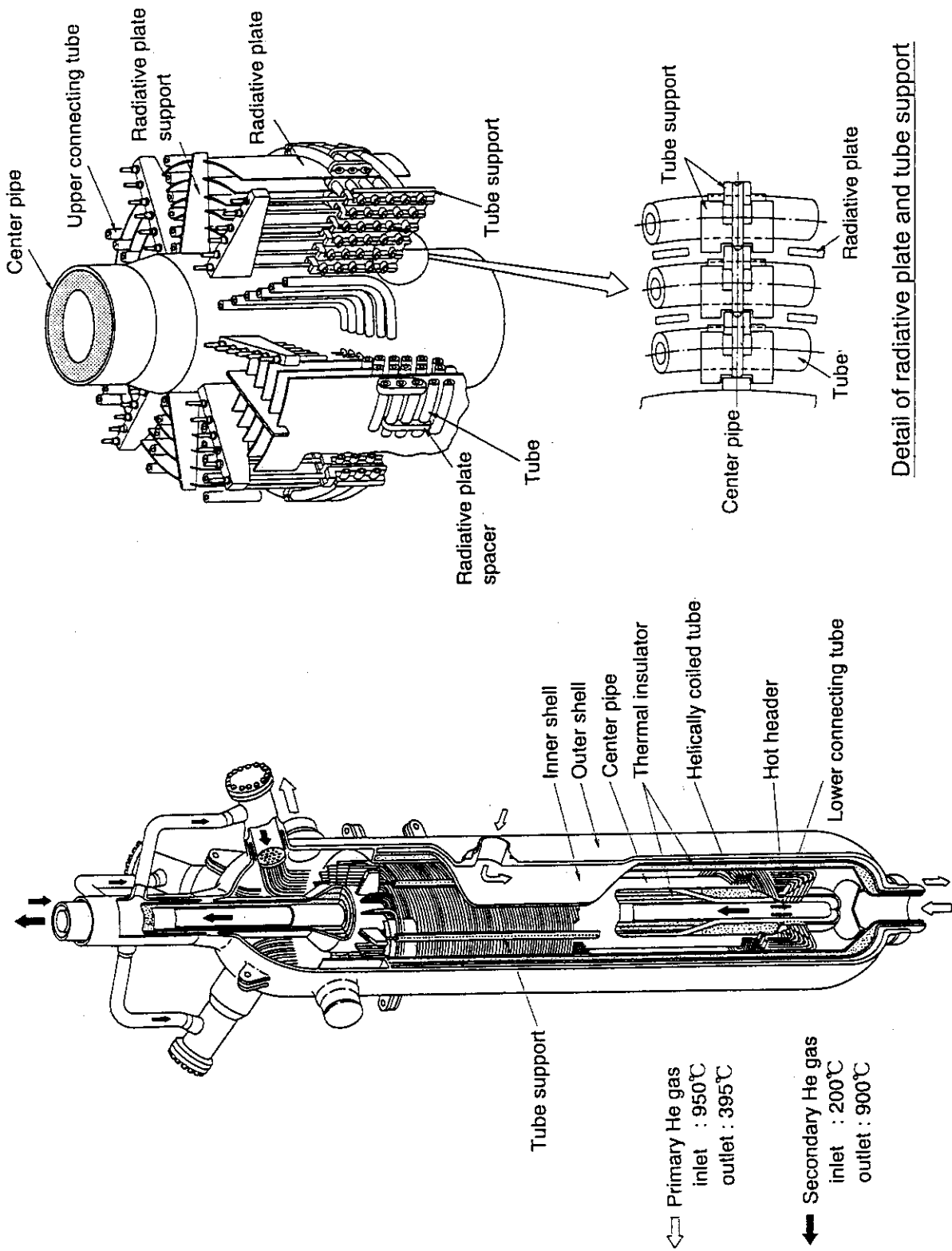
日本原子力研究所大洗研究所で建設を進めている高温工学試験研究炉 (HTTR) は熱出力 30MW、原子炉出口の冷却材 (ヘリウムガス) 温度が 950°C の高温ガス炉であり、1 次冷却材と 2 次冷却材の間で熱交換を行うために、交換熱量 10MW の中間熱交換器 (IHX: Intermediate Heat Exchanger) ^(1,2) が設置されている。IHX は、センターパイプを取り囲むかたちで径方向に 6 層に分割された 96 本のヘリカルコイル型伝熱管 ($\phi 31.8^{00} \times 3.5^t$ mm) を有し、各層の間には伝熱促進のための熱放射板が設置されている。伝熱管は、IHX 上部の低温ヘッダとセンターパイプの先端に位置する高温ヘッダの両端で固定されており、周方向に 60° の間隔で設けられた伝熱管サポートで位置決めされている。センターパイプは吊り下げ構造で、IHX の上部で固定されているが、下端はその熱膨張を吸収するためにフリーとなっている。また、熱放射板も吊り下げ構造であり、センターパイプの上部に設置した熱放射板サポートで支持されている。IHX の構造を Fig. 1.1 に、その仕様を Table 1.1 示す。

1 次冷却材 (950°C または 850°C、4.0MPa) は、下端のノズルから IHX 内に入り、伝熱管外を上向きに流れ、上部の出口ノズルより流出する。2 次冷却材は (200°C、4.1MPa) は、低温ヘッダより伝熱管内を下向きに流れ、高温ヘッダで合流してセンターパイプ内を上向きに流れる。センターパイプの内部には昇温された 2 次冷却材からの熱損失を防ぐために内部断熱材が施されている。熱交換部では 1 次及び 2 次冷却材の流れは対向流となる。

従来の高温ガス炉に設置された熱交換器は蒸気発生器であり、IHX のような高温のガス間で熱交換を行う熱交換器の使用例は無い。高温ガス炉を想定した熱交換器では、原子力製鉄組合による「高温還元ガス利用による直接製鉄技術」プロジェクトにおいて、ヘリカルコイル型高温熱交換器 (交換熱量 1.5MW、伝熱管 30 本) ^(3,4) が製作され、約 2000 時間の実証試験による熱交換器内の温度分布特性等についての試験結果が報告されている ^(5,6,7)。

しかし、熱交換器の構造健全性を実証する上で重要な伝熱管群の流体励起振動挙動の研究については、直管状もしくは U 字管の円管群に対してのものであり、本研究の対象となるヘリカルコイル型の伝熱管群については、著者の知る限りではその報告例は無い。また、熱交換器の管群のように伝熱管が密接して配置されている体系では、流れはある卓越した周波数をもつ周期的な流れではなく、広い周波数領域にわたって流れのエネルギーが分布する不規則乱流的性質を示すようになる。したがって、伝熱管まわりの流れ場を解析により予測することは困難であるため、流れに起因する伝熱管の振動も理論的に予測することは難しく、実験的に確認することが必要となる。そこで、3 層のヘリカルコイル伝熱管群を有する試験体を用いて、ヘリウムガスの代わりに空気を試験流体とした流動試験を行い、ヘリカルコイル伝熱管群の流体励起振動挙動を明らかにした。

伝熱管群の流動伝熱特性については、本試験体で 1 次側空気 (伝熱管外) の温度を 300°C まで昇温した流動伝熱試験を行い、IHX の性能評価、並びに次期高温ガス炉用中間熱交換器の設計に必要な伝熱管外の熱伝達及び圧力損失特性の実験式を導出した。また、伝熱促進のために設けられた熱放射板について、伝熱促進と圧力損失増加の両面から定量的な評価を行い、その有効性を実証した。



Detail of radiative plate and tube support

Fig. 1.1 Isometric view of the intermediate heat exchanger (HX).

Table 1.1 Major specifications of the intermediate heat exchanger

Type	Counterflow and helically coiled tubes
Heat Transfer rate	10 MW
Fluid	Helium gas
Temperature	
Primary (inlet/outlet)	950/395 °C
Secondary(inlet/outlet)	200/900 °C
Pressure	
Primary/secondary	4.0/4.1 MPa
Material	
Tube, center pipe	Hastelloy XR
Innner and outer shell	2-1/4 Cr-1Mo steel
Dimensions	
Tube	31.8 o.d. × 3.5 thick × 30000 long mm
Outer shell	1850 o.d. × 50 thick × 9900 long mm
Design temperature of tube	955 °C

2. 試験装置の構成

Fig. 2.1 に試験装置の構成を示す。試験装置は、IHXの実寸大部分モデルである試験体、送風機、加熱器、冷却器等から構成される。試験体は、Fig. 2.2 に示すようにIHxの6層の伝熱管のうち、外側3層を模擬したものである。伝熱管の径 ($\phi 31.8^{00} \times 3.5^1 \text{mm}$)、曲率径 ($\phi 1122$, $\phi 1216$, $\phi 1310 \text{mm}$)、伝熱管ピッチ ($S_L/d_o = S_T/d_o = 1.48$, d_o : 伝熱管外径, S_L , S_T : 伝熱管間の縦横のピッチ)、伝熱管の勾配等は実機と同様で、各層の間には伝熱促進のための熱放射板が設置されている。伝熱管の本数は、内層、中間層、外層の順で 17、18、19 本で、総本数は 54 本である。伝熱管の下端は実機と同様に高温ヘッダに接続されているが、上端は装置の簡略化を図るためにヘリカルコイル部から垂直に約 1200mm 伸ばして上部プレナムで固定している。センターパイプは、実機と同様に上端で固定し、下端はフリーの吊り下げ構造となっている。

1次空気は、加熱器で最高温度 300 °Cまで昇温されて試験体下部の入口ノズルから試験体内に入り、伝熱管外を上向きに流れた後、試験体上部の出口ノズルから大気へ放出される。2次空気は、試験体上部の入口ノズルから伝熱管内に入り、下向きに流れて高温ヘッダで合流した後、センターパイプ内を上昇して試験体上部の出口ノズルから大気へ放出される。本試験条件における1次空気のレイノルズ数 Re_o (伝熱管外) は $6.0 \times 10^3 \sim 2.78 \times 10^4$ (IHx: 1.54×10^4)、2次空気のレイノルズ数 Re_i (伝熱管内) は 4.7×10^4 (IHx: 5.02×10^4) で、実機の流動条件をほぼ満たしている。なお、レイノルズ数の定義式を以下に示す。

伝熱管外 (1次空気)

$$Re_o = u_o d_o / \nu \quad (2.1)$$

u_o : 伝熱管外の最小流路面積での流速

d_o : 伝熱管外径

ν : 空気の動粘性係数

伝熱管内 (2次空気)

$$Re_i = u_i d_i / \nu \quad (2.2)$$

u_i : 伝熱管内の流速

d_i : 伝熱管内径

各層を流れる空気流量は、流路面積比に比例するものとした。このとき、伝熱管群の流量比は、伝熱管外において内層、中間層、外層がそれぞれ 27.8%、30.0%、42.2%で、伝熱管内においては 31.5%、33.3%、35.2%であった。

計測器は、各系統の流量には渦流量計 (精度: $\pm 0.25\%$)、温度にはK型及びT型熱電対 (ともに、精度: $\pm 0.4\%$)、圧力にはセラミック静電容量型低圧力変換器、差圧にはセラミック静電容量型低差圧変換器、振動にはひずみゲージ式の加速度計 (精度: $\pm 1.0\%$) を用いた。

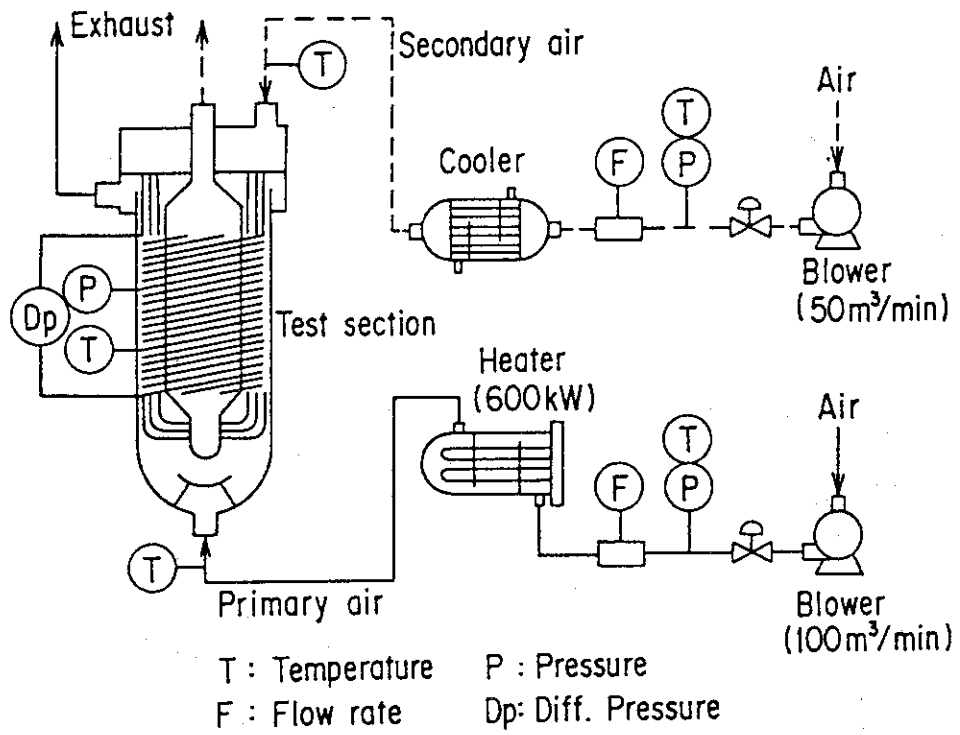


Fig. 2.1 Schematic flow diagram of testing apparatus.

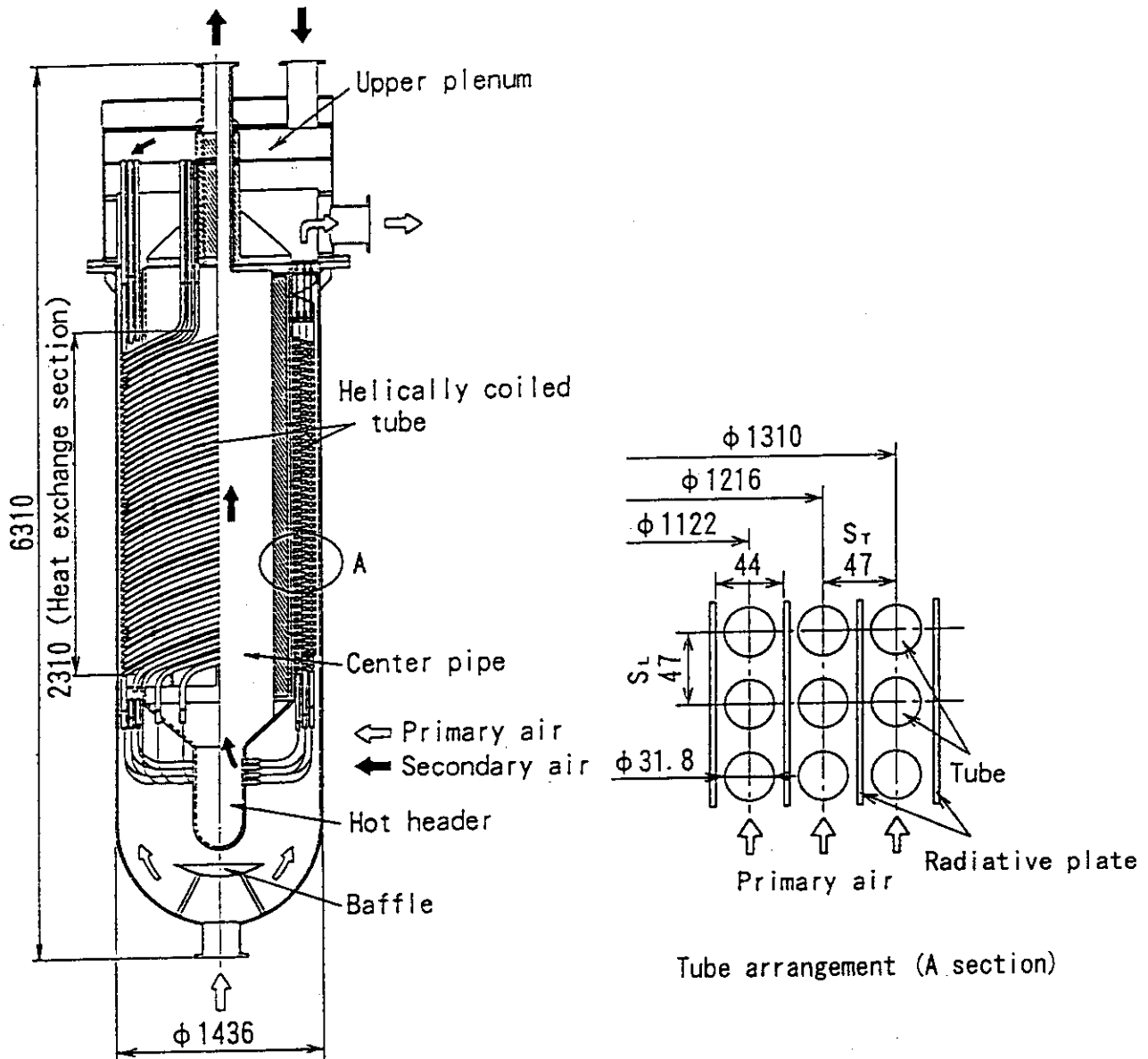


Fig. 2.2 Schematic view of the full-scale partial test model.

3. 伝熱管群の流体励起振動挙動

3. 1 伝熱管群の流体励起振動挙動に関するこれまでの研究

熱交換器における流体励起振動による伝熱管の破損は、古くから研究されてきた問題である。原子力プラントにおける初めての報告例は、1970～1972年にかけて米国の2ヶ所の軽水炉プラントにおける冷却水用熱交換器の破損⁽⁸⁾であり、その後も数例、蒸気発生器等で報告されている。この破損をもたらす主要因としては、渦流出による振動、流力弾性振動等が挙げられており、特に後者による不安定振動は、その振幅が大きく、急速に伝熱管の破損をもたらす可能性があるため、もっとも注意を要すると言われている。

流れの中に円柱が存在した場合、円柱の後流に周期的な渦が流出し、この渦はカルマン渦として広く知られている。Strouhal⁽⁹⁾は、単独の円柱に対して渦の周波数と流速の関係を次式で定義した。

$$S = f_v D / u \quad (3.1)$$

S : ストローハル数

f_v : 渦の周波数

D : 円柱の外径

u : 円柱周りの流速

円柱におけるストローハル数とレイノルズ数の関係は多くの研究者によって調べられており、レイノルズ数が $3 \times 10^2 \sim 2.5 \times 10^5$ の範囲で $S \approx 0.2$ となっている⁽¹⁰⁾。一方、熱交換器の伝熱管のような円管群については、円管間の縦横のピッチによってストローハル数が変化しており、Chenの整理⁽¹¹⁾によると IHX とほぼ同じピッチ ($S_L/d_o = S_T/d_o = 1.5$) を持つ碁盤目状の配列では、 $S \approx 0.22$ となっている。

あるレイノルズ数の範囲でストローハル数は一定であるから、流速の上昇に伴い、渦の周波数も増加する。そして、渦の周波数と伝熱管の固有振動数が一致する速度近傍のある範囲において、渦の周波数は伝熱管の振動数に同調する。この現象がロックインであり、その模式図を Fig. 3.1 に示す。このロックイン領域で伝熱管の振幅は急激に増加し、伝熱管が破損する原因となる。

流力弾性振動は、流体の流れの中に伝熱管群が置かれた時に、ある伝熱管の振動が流体を通して隣接した伝熱管に伝播し、さらにそれが他の伝熱管に伝播して行って、共振により不安定な振動が増幅するという現象である。この現象はほぼ流速によって支配され、Connors⁽¹²⁾ によって不安定振動が起きる限界流速が次式で示された。

$$u_c = C (m \delta_t / \rho d_o^2)^{0.5} \quad (3.2)$$

u_c : 限界流速

C : 定数 (=9.9)

m : 伝熱管単位長さあたりの質量

δ_t : 静止した流体中における伝熱管の振動の対数減衰率

ρ : 流体の密度

(3.2)式の関係は多くの研究者によって支持され、研究者によって $C = 9.1$ ⁽¹³⁾、 3.3 ⁽¹⁴⁾等の定数が示されている。しかし、いくつかの研究では $C = 3.3$ よりも小さな流速でも不安定振動が起

こりうる事が報告されている^(15,16)。そこで Paidoussis⁽¹⁷⁾は、これまでの研究成果を含むとともに、伝熱管群のピッチを考慮した次の保守的な相関式を提案している。

$$u_c = C (m \delta_t / \rho d_o^2)^{0.4} \delta_t^{0.4} (P/d_o - 1)^{0.5} \quad (3.3)$$

P : 伝熱管のピッチ

(3.3) 式で整理すると、 $C=2.3$ 以下の領域ではどの研究においても不安定振動は起こっておらず、 $C=5.8$ 以上の領域では不安定振動が生じ、また、両者の間では起こる可能性があるとしている。

以上の研究は、直管の伝熱管群に対して行われたものであり、本研究の対象となるヘリカルコイル型伝熱管群に対しては、著者の知る限りでは報告例は無い。したがって、これらの研究成果を基に検討を進めた。

3. 2 試験結果と考察

3. 2. 1 伝熱管及びセンターパイプの固有振動数

IHXの伝熱管とセンターパイプの基本特性である固有振動数及び対数減衰率を求めるために、静止した空気雰囲気中で、ハンマーによる打撃試験を実施した。打撃箇所はセンターパイプの下端で、加速度計より得られた信号はFFTアナライザにより処理した。Fig. 3.2 は、打撃試験で得られた伝熱管とセンターパイプの振動挙動を示したもので、図の横軸は打撃後の経過時間、縦軸は得られた加速度である。伝熱管では、時間の経過とともに振動の加速度が減衰していく様子がよく分かる。この試験により内層伝熱管は33Hz、中間層伝熱管は38Hzの固有振動数が得られ、また、対数減衰率 δ_t は0.026であった。外層の伝熱管についても他の2層の伝熱管と同じ振動数領域で固有振動数が得られるはずであるが、打撃試験では固有振動数を限定できなかった。この原因としては、熱放射板との距離が小さいために(約6mm)、一部で熱放射板と接触した可能性が考えられる。

センターパイプについては、Fig. 3.2 に示すように長時間にわたって振動の減衰が観測されていない。これは、センターパイプが熱膨張による伸びを吸収するために上端固定ののり下げ構造となっているため、下端部で拘束を受けずに振動が継続したためと考えられる。この試験では、センターパイプの固有振動数として7Hzが得られたが、対数減衰率は明確な振動の減衰が観測されなかったために得られていない。

3. 2. 2 流出渦に起因する振動の検討

次に、室温で伝熱管外に1次空気を流して振動挙動を調べた。Fig. 3.3 は、 $Re_o=1.54 \times 10^4$ における伝熱管並びにセンターパイプの流体励起振動挙動を示したもので、横軸は周波数、縦軸は加速度である。内層及び中間層の伝熱管では、その固有周波数である33、38Hzで振動が生じているほか、7、15、60及び71Hzでセンターパイプに追従して振動していることが分かる。Fig. 3.4 は、伝熱管外の空気流量を変化させた時の中間層伝熱管の振動挙動を示したものである。伝熱管の固有振動数である38Hzの領域で、流速の増加とともに振動の加速度が増加している。Chen⁽¹¹⁾によると、IHxとほぼ同じピッチを有する伝熱管群における流出渦のストローハル数S(3.1式)は約0.22である。一方、本試験の範囲内であるレイノルズ数が $7.1 \times 10^3 \sim 2.78 \times 10^4$ の領

域で、無次元速度 ($= u_0 / f_n d_0$ 、 f_n : 伝熱管の固有振動数) は 3.06~14.24 で、その逆数は 0.07~0.33 となり、流出渦のストローハル数を含んでいる。このことは、ロックイン現象が起こる可能性を示している。

3. 2. 3 流力弾性振動の検討

流力弾性振動については、(3.2)と(3.3)式を基に検討を行った。Fig. 3.5 は(3.3)式に示すダンピングパラメータと無次元流速の関係を示したもので、図中の記号○は実験結果である。伝熱管の固有振動数並びに対数減衰率は、ともに中間層伝熱管の値、 $f_n=38\text{Hz}$ と $\delta_d=0.026$ を使っている。本試験は室温で行い、また、伝熱管内の2次空気と熱交換を行っていないために伝熱管外の空気密度は一定となり、したがって、ダンピングパラメータの値も一定である。一方、IHXでは熱交換のために冷却材の温度が熱交換部の軸方向に変化するために、密度も変わる。この密度の変化によって伝熱管外の流速は、熱交換部の軸方向に温度の低い(400°C)上端部から温度の高い(950°C)下端部にかけて6.9~11.6m/sの範囲で変動し、また、伝熱管の温度も変化する。この温度変化によって変わる伝熱管の物性値は縦弾性係数であり、固有振動数と縦弾性係数Eの間には、以下の関係式がある。

$$f_n \propto E^{0.5} \quad (3.4)$$

また、IHXの伝熱管材質であるハステロイXRの縦弾性係数E (MPa) については、以下の計算式⁽¹⁸⁾が得られている。

$$E = 9.8 (20000 - 7.3T) \quad (3.5)$$

T: 温度 (°C)

(3.5)式から室温(21°C)の $E = 1.94 \times 10^5 \text{MPa}$ に対して、950°Cでは $E = 1.28 \times 10^5 \text{MPa}$ となり、縦弾性係数は室温時の約66%となる。また、(3.4)式から固有振動数は、室温の38Hzから950°Cでは31Hzへ減少する。なお、対数減衰率については温度変化の影響はみられない。IHXについて熱交換部の下端、中間及び上端の3ヶ所での流速、密度、並びに固有振動数の変化を考慮して計算した結果をFig. 3.5に記号△で示す。図に見られるように本試験条件は、IHXの無次元速度の範囲をカバーしている。また、伝熱管内外のヘリウムガス温度が高いために流速が大きく、かつ、伝熱管温度が高いために固有振動数が小さくなる熱交換部の下端部が、流力弾性振動が生じやすい場所となる。(3.2)式に示すConnors⁽¹²⁾やPettigrew⁽¹⁴⁾の基準から判断すると、本試験の領域は流力弾性振動が起こる流速ではない。(3.3)式のPaidoussis⁽¹⁷⁾の基準では、流力弾性振動が起こり得るが、流速の上昇に伴う急激な振動の増加は、本試験では観測されなかった。

3. 2. 4 流体励起振動に対する評価

得られた加速度から、次式を用いて振幅を計算し、さらに検討を進めた。

$$y = G / (4 \pi^2 f^2) \quad (3.6)$$

y: 振幅

G: 加速度

f: 周波数

Fig. 3.6 は、 $Re_0 = 1.54 \times 10^4$ における各層伝熱管並びにセンターパイプの振幅を(3.6)式より求めたもので、伝熱管外径 d_o で無次元化した無次元振幅で示している。センターパイプの固有振動数 7 Hz のところでの振幅が、センターパイプ及び伝熱管ともに大きくなっている。Fig. 3.7~3.10 は、センターパイプ及び各層伝熱管の伝熱管外レイノルズ数による無次元振幅の変化を示している。センターパイプは 7 Hz での振幅が最も大きく、レイノルズ数に対して明確な依存性は見られない。伝熱管では、Fig. 3.8 及び Fig. 3.9 に示すように、内層及び中間層の伝熱管では、その固有振動数の領域（内層伝熱管では 33 Hz、中間層伝熱管では 38 Hz）において、レイノルズ数の増加、すなわち、流速の増加に伴い振幅も増加しており、 $Re_0 = 2.66 \times 10^4$ 以上では、伝熱管の固有振動数領域での振幅が周波数 7 Hz での振幅を上回る傾向がみられた。しかし、流速の変化による急激な振幅の変化は見られず、また、無次元振幅も 2.5×10^{-3} 以下（実振幅で 0.1 mm 以下）と小さい。IHX の平均レイノルズ数 1.54×10^4 及び最高流速 11.6 m/s に対応したレイノルズ数 2.10×10^4 の領域では、周波数 7 Hz における振動が支配的となっている。

Fig. 3.11 は、周波数 7 及び 15 Hz におけるセンターパイプと各層伝熱管の振幅とレイノルズ数の関係を示したものである。伝熱管の振幅変化は、センターパイプの振幅変化と一緒にあり、伝熱管がセンターパイプと一体となって振動していることが分かる。レイノルズ数に対しては、明確な相関は確認されなかった。

Yamaguchi ら⁽¹⁹⁾は単独の円柱を用いて、流出渦による振幅のピーク値とダンピングパラメータ $(m \delta_t / \rho d_o)^{0.5}$ の関係を求めた。それによると、本試験と同じダンピングパラメータ値における最大無次元振幅は 0.15 であり、本試験の結果は、それよりも約 2 桁小さくなっている。また、流速の増加に伴う急激な振幅の変化も無いことから、IHX の運転条件においては伝熱管の流出渦による過大な振動並びに不安定な流力弾性振動は起こらないと考えられる。また、当初予想をしていなかったが、伝熱管の振動を考慮する上では、センターパイプの振動挙動に留意する必要があることが明らかになった。センターパイプの振動挙動は、流速（レイノルズ数）に対して明確な相関が現れないことから、低流速域であったとしても振れ止め等の振動防止機構を設けることが重要である。

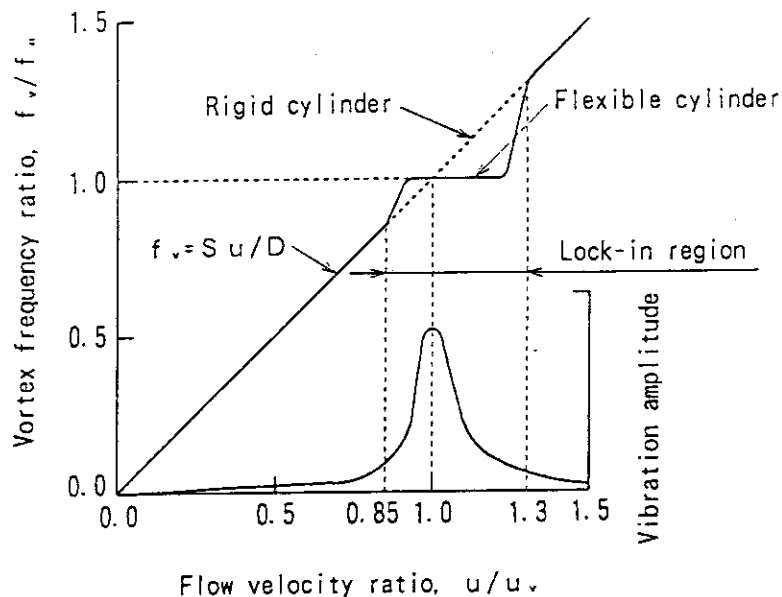
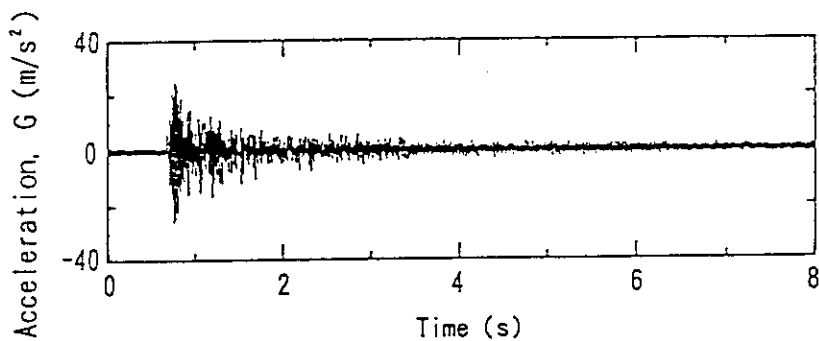
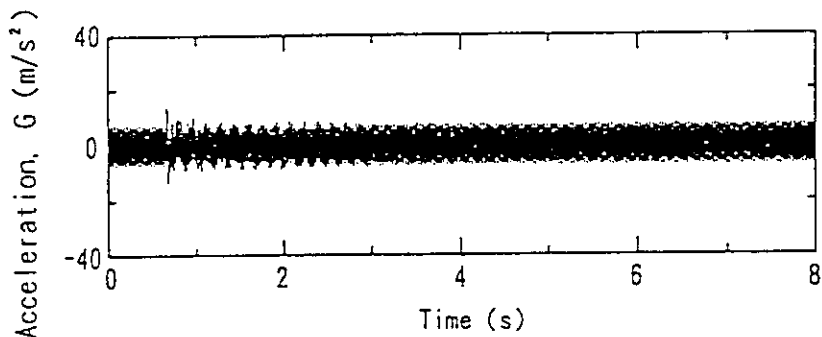


Fig. 3.1 Vortex- excited vibration of a circular cylinder with synchronization.



(a) Middle tube bundle



(b) Center pipe

Fig. 3.2 Vibration behavior of the middle tube bundle and center pipe during an impact test.

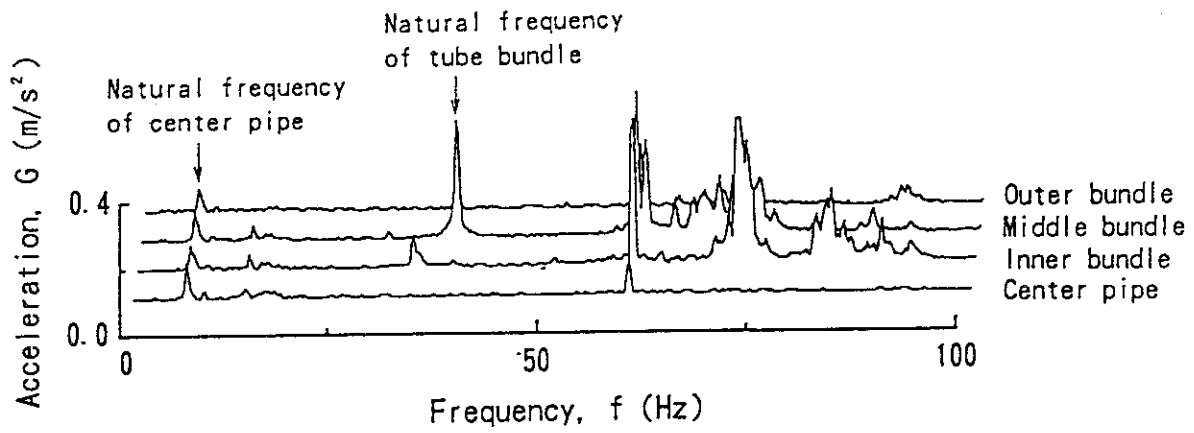


Fig. 3.3 Vibration behavior of the tube bundles and center pipe due to primary air flow ($Re_0: 1.54 \times 10^4$).

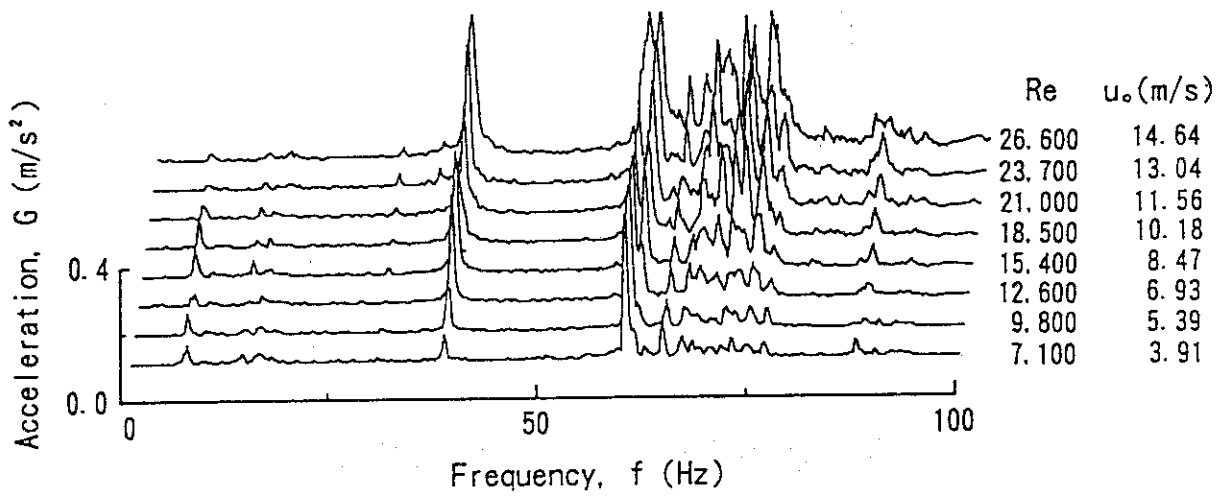


Fig. 3.4 Change of vibration of the middle tube bundle due to primary flow velocity.

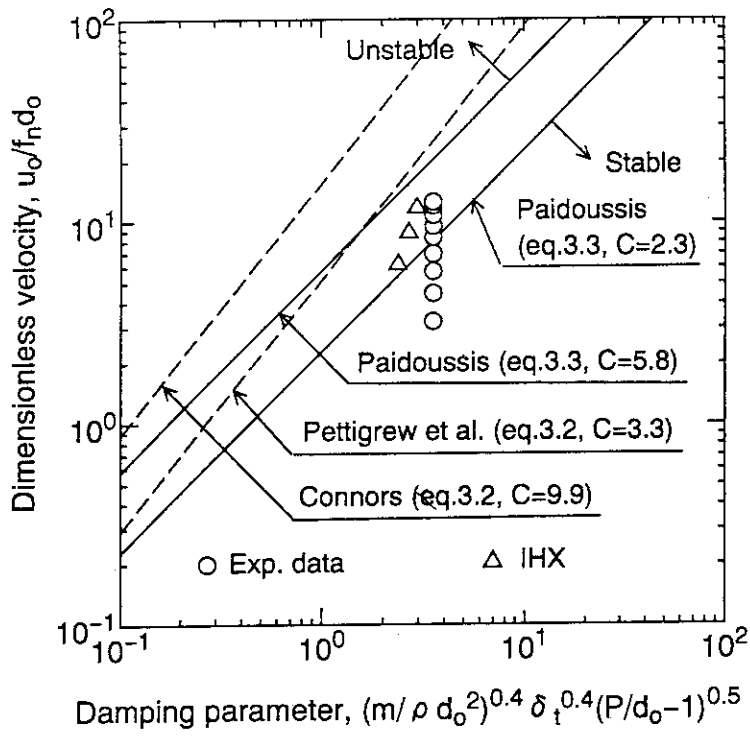


Fig. 3.5 Estimation of fluidelastic vibration of the tube bundles.

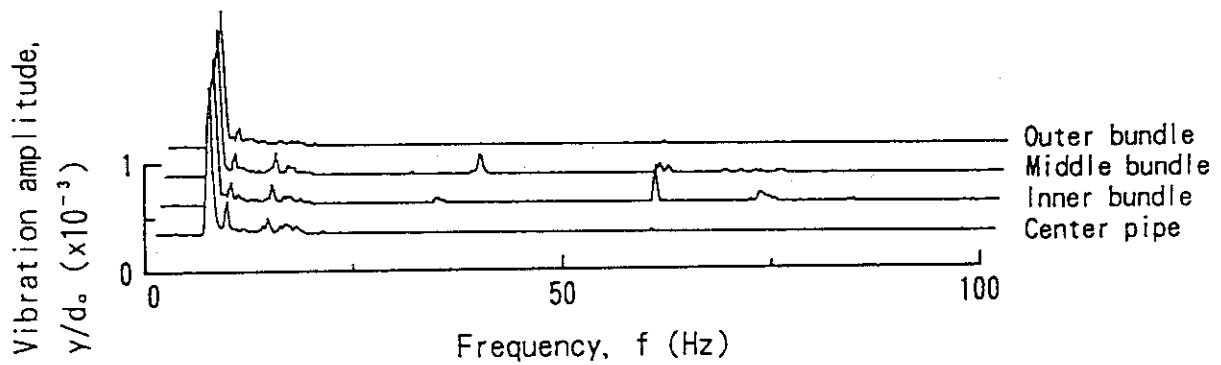


Fig. 3.6 Vibration amplitude of the tube bundles and center ($Re_0: 1.54 \times 10^4$).

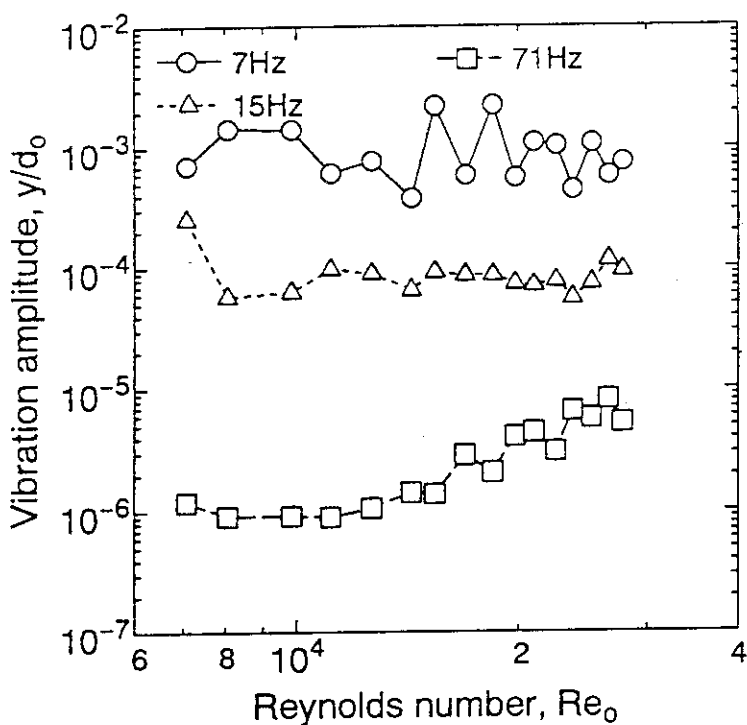


Fig. 3.7 Relation between vibration amplitude and the Reynolds number of the center pipe.

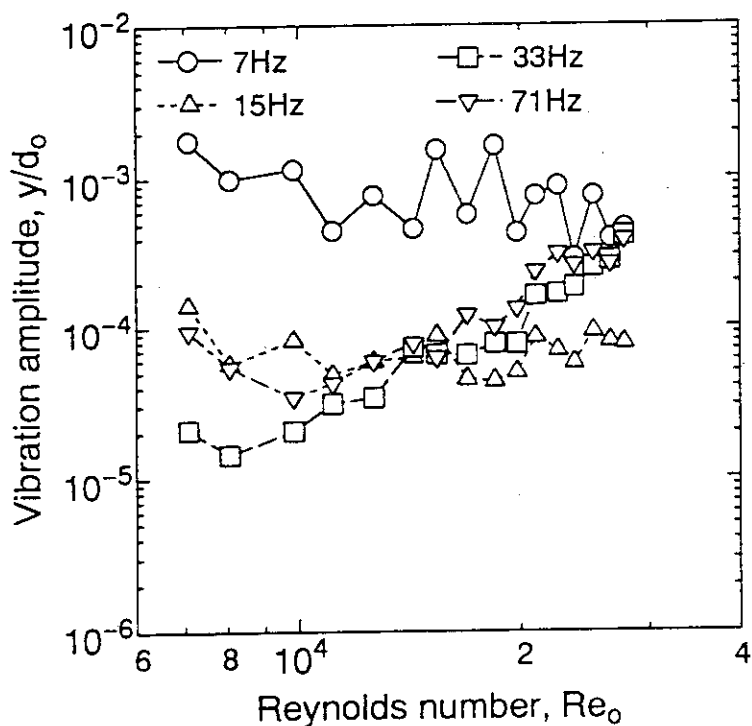


Fig. 3.8 Relation between vibration amplitude and the Reynolds number of the inner tube bundle.

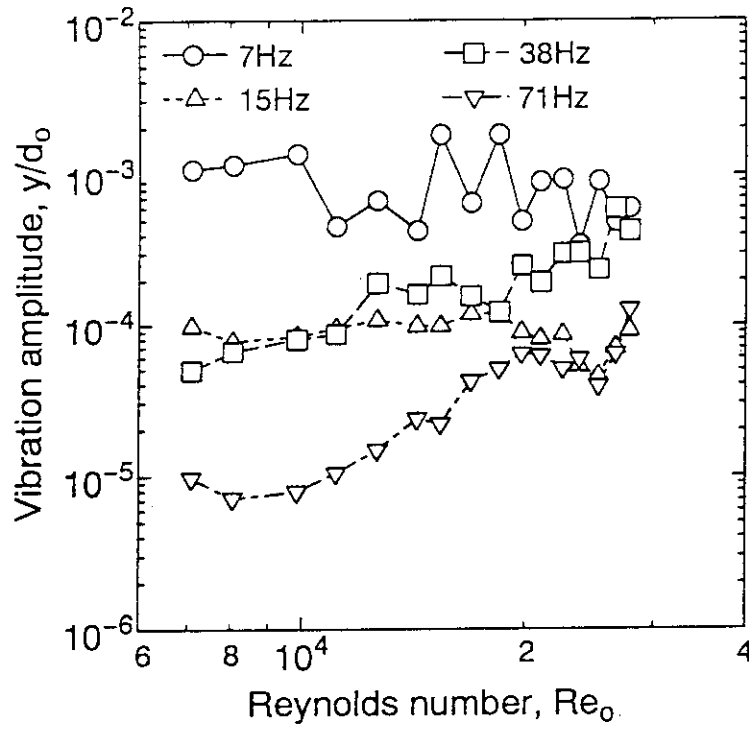


Fig. 3.9 Relation between vibration amplitude and the Reynolds number of the middle tube bundle.

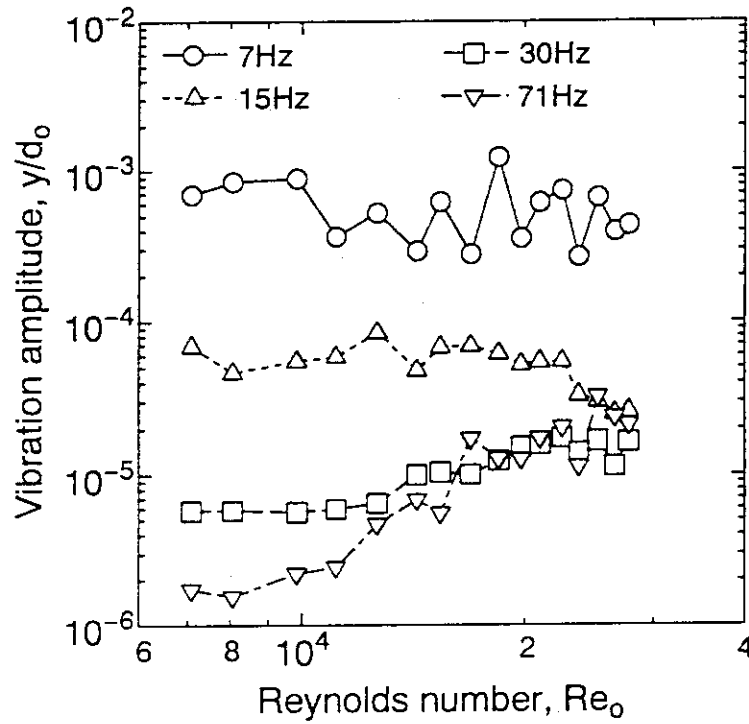


Fig. 3.10 Relation between vibration amplitude and the Reynolds number of the outer tube bundle.

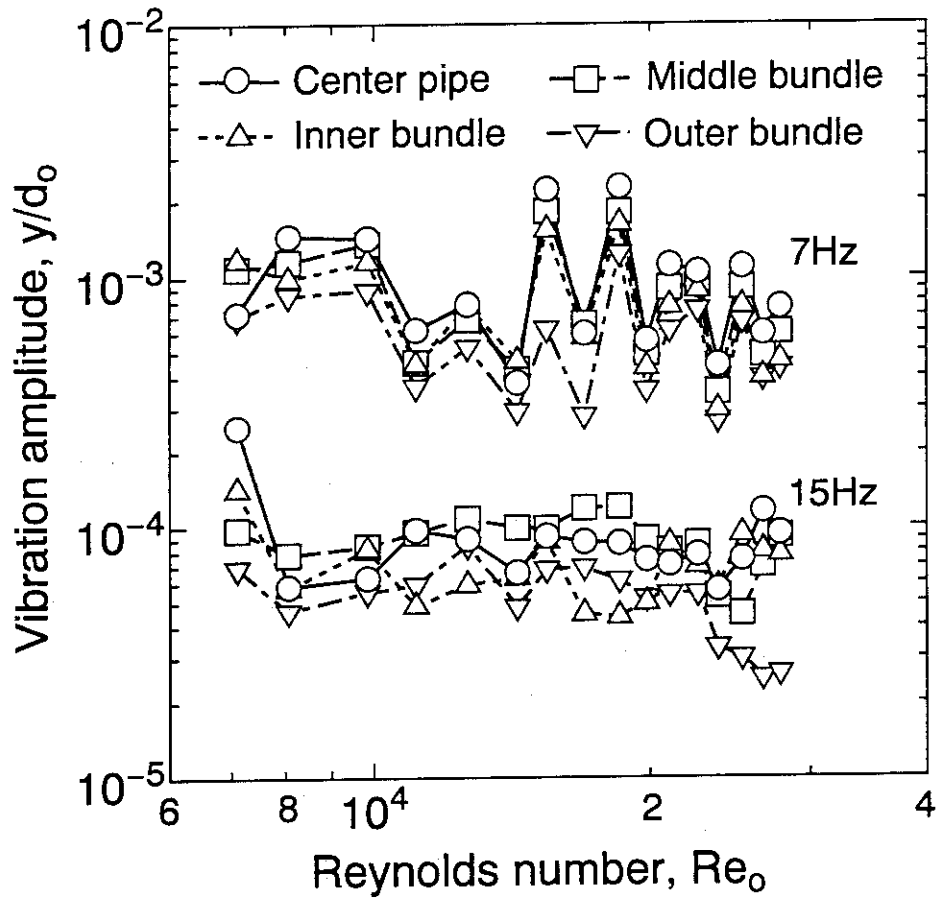


Fig. 3.11 Relation between vibration amplitude and the Reynolds number of the tube bundles and center pipe.

4. 伝熱管外の圧力損失及び熱伝達特性

4. 1 伝熱管外の圧力損失及び熱伝達特性に関するこれまでの研究

円管群に流れが直交する場合の圧損特性についても、古くから研究が行われ、Jakob⁽²⁰⁾やChiltonら⁽²¹⁾によって、伝熱管外の抵抗係数と伝熱管外のレイノルズ数の相関が示されている。

$$C_D = Re^{-0.15} [0.44 + 0.88 (S_L/d_o) / (S_T/d_o - 1)^{0.43} + (1.13 d_o / S_L)] \quad (\text{Jakob}) \quad (4.1)$$

$$C_D = 0.33 (S_T/d_o - 1)^{-0.2} Re^{-0.2} \quad (\text{Chilton et al.}) \quad (4.2)$$

ここで、

$$C_D = \Delta P / (1/2 \rho u_o^2 (4 N_T)) \quad (4.3)$$

$$Re = u_o d_o / \nu \quad (4.4)$$

ΔP : 圧力損失

ρ : 流体の密度

u_o : 伝熱管外の最小流路面積での流速

N_T : 流れを横切る伝熱管の本数

ν : 流体の動粘性係数

伝熱管群に流れが直交する場合の伝熱管外の強制対流による熱伝達特性については、Zukauskas⁽²²⁾やFishenden-Saunders⁽²³⁾により以下の実験式が提案されている。

$$Nu = 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_{wall})^{0.25} \quad (\text{Zukauskas}) \quad (4.5)$$

$$Nu = 0.33 C_H Re^{0.6} Pr^{0.3} \quad (\text{Fishenden-Saunders}) \quad (4.6)$$

ここで、

$$Nu = h_{o,c} d_o / k \quad (4.7)$$

$$Pr = \mu C_p / k \quad (4.8)$$

Nu : ヌセルト数

Pr : プラントル数

Pr_{wall} : 伝熱管壁温でのプラントル数

$h_{o,c}$: 強制対流による熱伝達率

k : 流体の熱伝導率

μ : 流体の粘性係数

C_p : 流体の比熱

C_H : 伝熱管の配列、レイノルズ数等に依存した定数

IHXの特徴として、各層の伝熱管群の間に円筒状の熱放射板を設け、熱放射による伝熱管外の熱伝達の促進を図っている。森ら⁽²⁴⁾はIHXと同様に、直管群を挟む形で2枚の熱放射板を設置した平行流型熱交換器の空気流動実験を実施した。それによると、伝熱管外の対流熱伝達式は次式で示される。

$$Nu = 0.050 Re^{0.8} \quad (Pr = 0.71, 8.0 \times 10^2 < Re < 7.0 \times 10^3) \quad (4.9)$$

森らの実験によると熱伝達率に対するレイノルズ数の影響は、(4.5)及び(4.6)式よりも大きい。しかし、 $Re > 3.0 \times 10^3$ の領域では、5%以下の範囲内で(4.6)式に一致している。また、

熱放射板の効果については、500~1000°Cの温度域で管外熱伝達率が27~53%増加することが確認されている。

4. 2 試験結果と考察

4. 2. 1 伝熱管外の圧力損失特性の検討

室温で、各層の伝熱管外の圧力損失を測定し、伝熱管群の圧損係数を求めた。伝熱管外の圧力損失 ΔP は、伝熱管群抵抗と熱放射板の摩擦損失からなり、次式で示される。

$$\Delta P = 1/2 \rho u_o^2 (4 C_D N_T + 4 F_s L / d_o) \quad (4.10)$$

F_s : 熱放射板での摩擦損失係数

L : 熱交換部の長さ

d_o : 等価直径 (伝熱管を囲む2枚の熱放射板の直径差)

熱放射板の圧力損失については、(4.11)式で示される環状流路の摩擦抵抗の式⁽²⁵⁾を用いて計算した。

$$F_s = 0.079 Re_{d_o}^{-0.25} \quad (Re_{d_o} > 2000) \quad (4.11)$$

$$Re_{d_o} = u_o d_o / \nu \quad (4.12)$$

計算から、熱放射板による圧力損失は、全圧力損失の約6%であった。

Fig. 4.1は、伝熱管外のレイノルズ数と伝熱管群の抵抗係数の関係を示したもので、内層及び中間層伝熱管群では $N_T=50$ 、外層では $N_T=49$ である。得られた抵抗係数は(4.1)及び(4.2)式に比較して14~65%小さく、次式で示された。

$$C_D = 0.184 Re_o^{-0.14} \quad (4.13)$$

4. 2. 2 伝熱管外の伝熱特性の検討

伝熱管群は、1次空気から強制対流により、また、熱放射板から熱放射によって熱を受け、2次空気に熱を伝える。その伝熱モデルをFig. 4.2に示す。各層における伝熱管、熱放射板、並びに1次、2次空気の温度を、鉛直方向に熱交換入口部、中間部、出口部の3ヶ所で計測した。試験部入口の1次空気の温度は、電気ヒータにより200~300°Cへ昇温し、2次空気の入口温度は冷却器を用いて約40°Cとした。伝熱管外のレイノルズ数は $6.6 \times 10^3 \sim 2.2 \times 10^4$ 、伝熱管内のレイノルズ数は 4.7×10^4 である。

Fig. 4.3は、1次空気の試験部入口温度が300°C ($Re_o = 1.54 \times 10^4$)の温度分布を示したものであり、センターパイプと伝熱管の鉛直方向に3点(図のA、B、C)計測している。各層の温度分布を比較すると、外層の伝熱管及び熱放射板の温度が他の2層よりも高く、また、その温度差も小さくなっている。これは、外層において2次空気流量に対する1次空気流量の割合が他の2層よりも大きいことによる。

1次空気と2次空気の交換熱量 Q は、熱交換部出入口の2次空気の温度差から以下のように求められる。

$$Q = M_{f2} C_{p f2} (T_{f2, out} - T_{f2, in}) \quad (4.14)$$

M_{f2} : 2次空気の質量流量

$C_{p f2}$: 2次空気の比熱

$T_{f2, in}$, $T_{f2, out}$: 2次空気の入口及び出口温度

並びに、

$$Q = K A_c \Delta T_m \quad (4.15)$$

K : 熱通過率

A_c : 伝熱管群の伝熱面積

ΔT_m : 対数平均温度差

ここで、対数平均温度差と熱通過率は次式となる。

$$\Delta T_m = \frac{(T_{f1, in} - T_{f2, out}) - (T_{f1, out} - T_{f2, in})}{\ln [(T_{f1, in} - T_{f2, out}) / (T_{f1, out} - T_{f2, in})]} \quad (4.16)$$

$T_{f1, in}$, $T_{f1, out}$: 1次空気の入口及び出口温度

$$1/K = d_o/d_i h_i + R_t + 1/h_o \quad (4.17)$$

d_i , d_o : 伝熱管の内外径

h_i : 伝熱管内の熱伝達率

R_t : 伝熱管の熱抵抗

h_o : 伝熱管外の熱伝達率

ヘリカルコイル伝熱管内の熱伝達率は、森ら⁽²⁶⁾により次式で与えられている。

$$Nu_i = (Pr^{0.3}/24) Re_i^{4/5} (d_i/D)^{1/10} [1 + 0.098 / \{Re_i (d_i/D)^2\}^{1/5}] \quad (4.18)$$

$$h_i = Nu_i k_f / d_i \quad (4.19)$$

D : 伝熱管中心軸の曲率直径

k_f : 空気の熱伝導率

また、伝熱管外の熱伝達は、強制対流と熱放射の複合熱伝達となり、次式で示される。

$$h_o = h_{o,c} + q_{r_t} / (T_{f1} - T_t) \quad (4.20)$$

$h_{o,c}$: 強制対流による熱伝達率

q_{r_t} : 伝熱管が受ける熱放射量

T_{f1} , T_t : 1次空気と伝熱管の温度

各層における熱放射板と伝熱管群の熱放射による伝熱量は、以下により求めた。

$$R_j = \varepsilon_j \sigma T_j^4 + (1 - \varepsilon_j) \sum_{k=1}^3 R_k F_{jk} \quad (4.21)$$

$$\sum_{k=1}^3 F_{jk} = 1 \quad (4.22)$$

$$A r_j F_{jk} = A r_k F_{kj} \quad (4.23)$$

$$q_{r_j} = (R_j - \sum_{k=1}^3 R_k F_{jk}) / A r_j \quad (4.24)$$

R : 射度

F : 形態係数

ε : 熱放射率

$A r$: 熱放射の伝熱面積

σ : ステファン・ボルツマン定数 q_r : 熱放射伝熱量
 T : 温度

(4.21)~(4.23) の連立方程式から熱放射板、伝熱管の射度を求め、(4.24) 式から熱放射伝熱量を計算した。ここで熱放射伝熱量 q_r は、熱を放射する場合は正、熱を受け取る場合は負となる。また、熱放射板と伝熱管群間の形態係数については、面と平行に配列された円管群間の形態係数を用いており、伝熱管から熱放射板への形態係数 F_{tp} 並びに熱放射板から伝熱管への形態係数 F_{pt} は次式となる⁽²⁷⁾。

$$F_{tp} = (S_l/\pi d_o) F_{pt} = \pi^{-1} [S_l/d_o - \{(S_l/d_o)^2 - 1\}^{0.5} + \tan^{-1} \{(S_l/d_o)^2 - 1\}^{0.5}] \quad (4.25)$$

また、熱放射率 ϵ は 900°C までのステンレスの値 0.5⁽²⁴⁾ を用いた。なお、設計では熱放射率を 0.8 としているため、この値についても評価を行った。

Fig. 4.4 は、試験部入口の 1 次空気温度が 300°C、伝熱管内のレイノルズ数 $Re_i = 4.7 \times 10^4$ で一定とし、伝熱管外のレイノルズ数 Re_o を $6.6 \times 10^3 \sim 2.2 \times 10^4$ の範囲で変化させたときのセンターパイプと各層伝熱管における鉛直方向の中心位置 (Fig. 4.3 の B 点) での温度変化を示したもので、伝熱管外の流量増加とともに伝熱管、熱放射板等の構造物温度も上昇している。このときに伝熱管への熱放射量がどのように変化したかを Fig. 4.5 に示す。熱放射量については、次式に定義するヌセルト数で示した。

$$Nur = q_r/k (T_{fl} - T_l) \quad (4.26)$$

内層及び外層の伝熱管への熱放射量は、伝熱管外の流量が変化してもほぼ一定の値となっている。次に、強制対流伝熱を含む伝熱管外の伝熱に寄与する熱放射の効果を示したものが Fig. 4.6 及び Fig. 4.7 で、試験部入口の 1 次空気温度が 200°C 並びに 300°C の条件における総ヌセルト数 ($Nuc + Nur$ 、 Nuc : 強制対流伝熱のヌセルト数) に対する Nur の比率で示している。入口温度が 300°C、 $\epsilon = 0.5$ の条件における総ヌセルト数に対する Nur の比率は、レイノルズ数の増加とともに 13~5% の範囲で減少している。これは、強制対流による熱伝達がレイノルズ数の増加とともに大きく上昇するのに対し、 Nur はほぼ一定か、もしくはその増加量が強制対流伝熱に比較して小さいことによる。また、 $\epsilon = 0.5$ と 0.8 の条件を比較すると、後者の熱放射伝熱量は、前者の約 2 倍となっている。

Fig. 4.8 は、強制対流による伝熱管外の熱伝達特性を示したもので、 $\epsilon = 0.5$ におけるヌセルト数は、レイノルズ数 Re_o に対して次式の相関を有していた。

$$Nuc = 0.44 Re_o^{0.56} Pr^{0.3} \quad (4.27)$$

(4.27) 式の実験結果は、(4.5)、(4.6) 式に比較して 6~20% 小さくなっているが、これは伝熱管が流れに対して完全に直交しているわけではなく、約 12° の傾きを持っていることによるものと考えられる。また、 $\epsilon = 0.8$ と仮定したときの Nuc は、(4.26) 式に対して 3.6~8.6% 小さくなった。

さらに、伝熱管外熱伝達に及ぼす物性値の温度依存性の影響についても検討を行った。Fig. 4.9 は、 Nuc の実測値を $Re_o^{0.56} Pr^{0.3}$ で割った値を、伝熱管外 1 次空気平均温度と管壁温度の比 T_{fl}/T_{wall} に対してプロットしたものである。温度比に対して $Nuc/Re_o^{0.56} Pr^{0.36}$ はほぼ一定の値となっており、本試験条件の範囲内では、熱伝達率に対する物性値の温度依存性の影響は

ないと考えられる。

4. 2. 3 熱放射板による伝熱促進効果の評価

熱放射板は、伝熱を促進する一方、圧損の増加、すなわちポンプ動力の増加をもたらす。したがって、熱放射板の性能を評価するためにはこれら二つの効果を考慮する必要がある。ポンプ動力は、圧力損失係数 λ と流量の3乗の積に比例し、移動熱量は熱伝達率に比例するので、熱放射板の性能は同一の λRe_0^3 の値におけるヌセルト数の大きさを比較すればよいことになる。摩擦係数については、圧損の式(4.10)式を以下のように変形して求めた。

$$\Delta P = 1/2 \rho u_0^2 \lambda \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} \lambda &= 4 C_D N_T + 4 F_s L / d_0 \\ &= 4 (0.184 Re_0^{-0.14}) N_T + 4 [0.079 (u_0 d_0 / \nu)^{-0.25}] L / d_0 \end{aligned} \quad (4.29)$$

また、伝熱管群単独の圧力損失係数は次式となる。

$$\begin{aligned} \lambda_t &= 4 C_D N_T \\ &= 4 (0.184 Re_0^{-0.14}) N_T \end{aligned} \quad (4.30)$$

Fig. 4.10 及び Fig. 4.11 は、試験部入口の1次空気温度が 200°C、300°Cにおける総熱伝達率と摩擦係数の比 $(Nuc+Nur) / \lambda$ 、並びに強制対流熱伝達率と伝熱管群単独の摩擦係数の比 Nuc / λ_t をレイノルズ数に対してプロットしたものである。 $\epsilon = 0.5$ の場合には、同一のレイノルズ数に対して $(Nuc+Nur) / \lambda$ と Nuc / λ_t がほぼ同じであり、熱放射板による熱伝達率の上昇と摩擦係数の増加がほぼ見合った状態となっている。 $\epsilon = 0.8$ と仮定した場合には、熱伝達率上昇の効果が大きい。

Fig. 4.12 及び 4.13 は、ポンプ動力に対して総熱伝達率 $Nuc+Nur$ と強制対流熱伝達率 Nuc をプロットしたものである。図の横軸は λRe_0^3 の代わりにその立方根である $\lambda^{1/3} Re_0$ としている。これは横軸が広がり過ぎることを避けるとともに、横軸の数値が Re_0 と同じオーダーとなる利点を有するためである。試験部入口温度 300°C の条件において同一の $\lambda^{1/3} Re_0$ で比較すると、 $Nuc+Nur$ は $\epsilon = 0.5$ の Nuc に対して 5~10%、 $\epsilon = 0.8$ に対しては 11~22% 高くなっており、熱放射板の有効性が表れている。本試験条件では最高温度が 300°C と低い、IHX の使用温度である 700°C 以上ではさらに伝熱促進の効果が顕著になると考えられる。

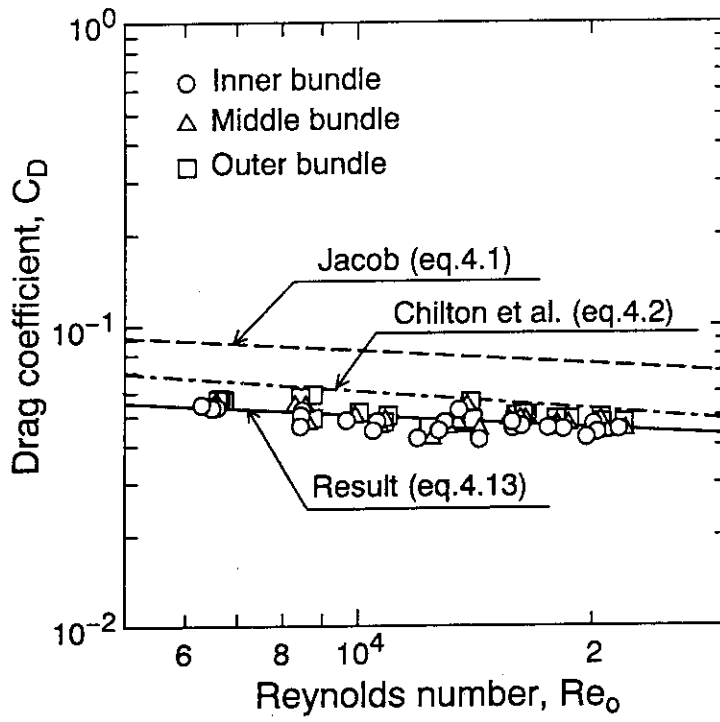


Fig. 4.1 Drag coefficient of the tube bundle.

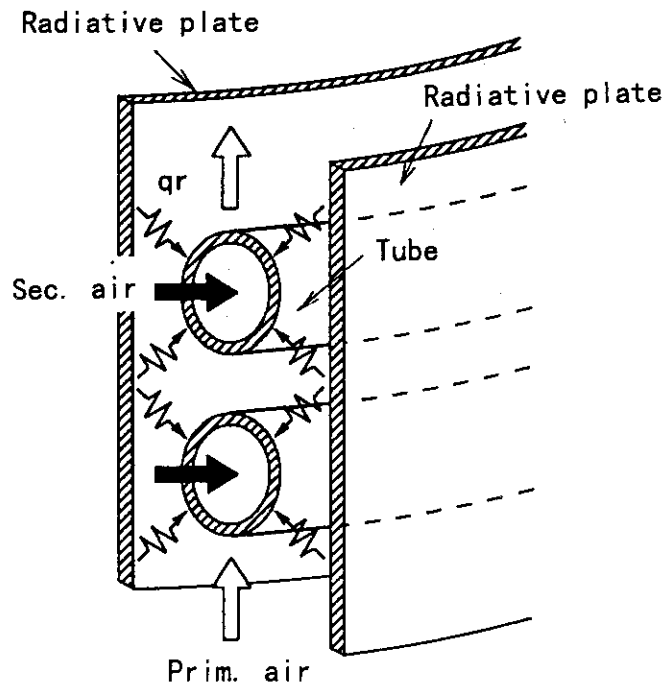


Fig. 4.2 Heat transfer model.

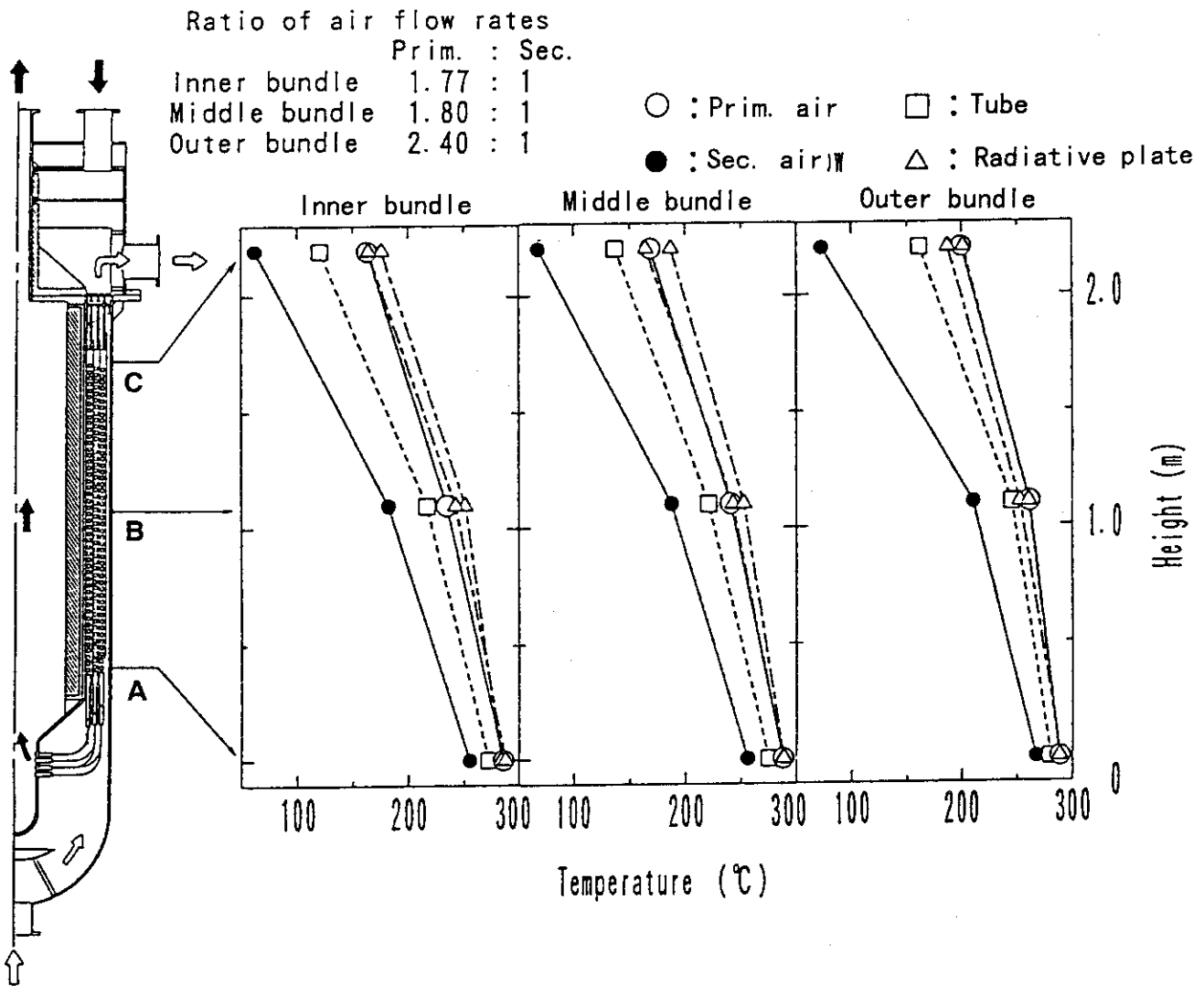


Fig. 4.3 Temperature distributions of the air, tubes and radiative plates (inlet primary air temp.: 300°C).

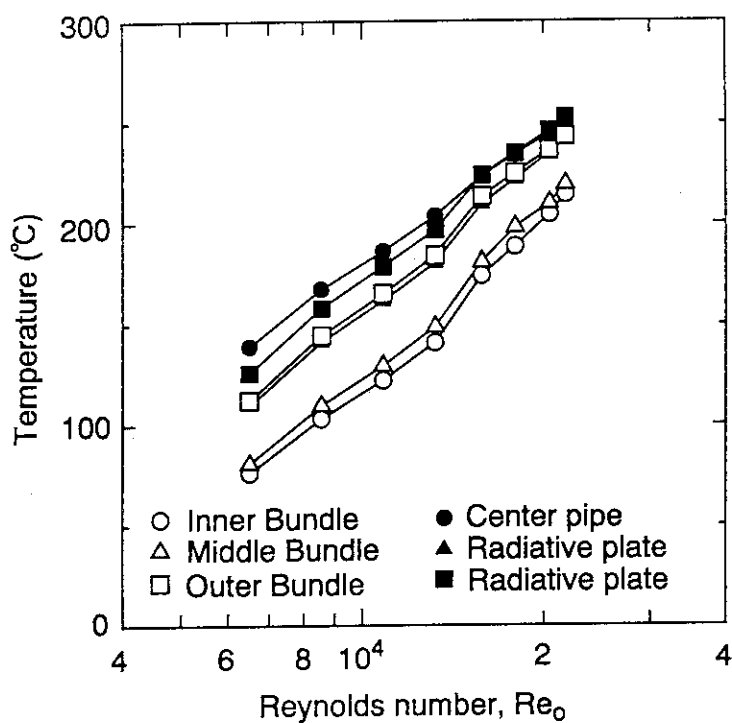


Fig. 4.4 Change of temperatures of the tubes and radiative plates with Reynolds number (inlet primary air temp.: 300°C).

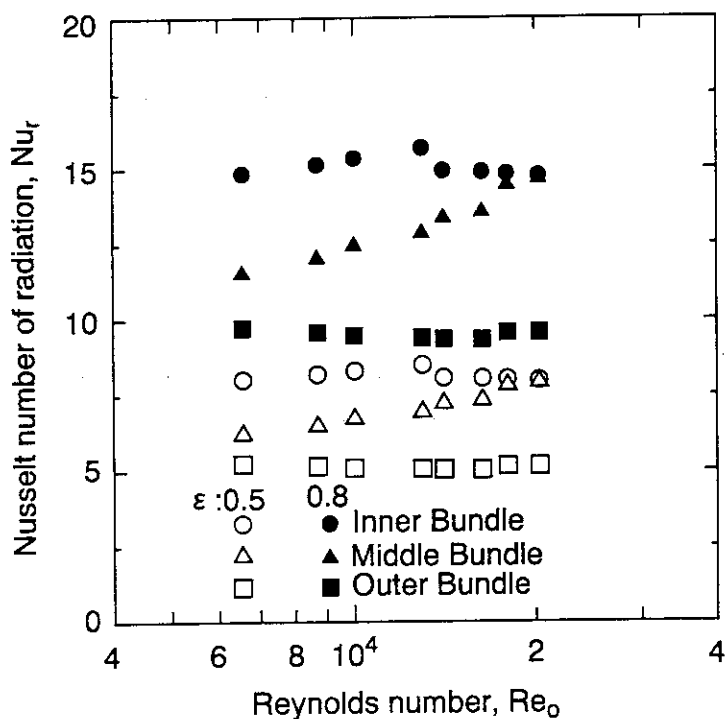


Fig. 4.5 Change of radiation heat transfer outside the tube with Reynolds number (inlet primary air temp.: 300°C).

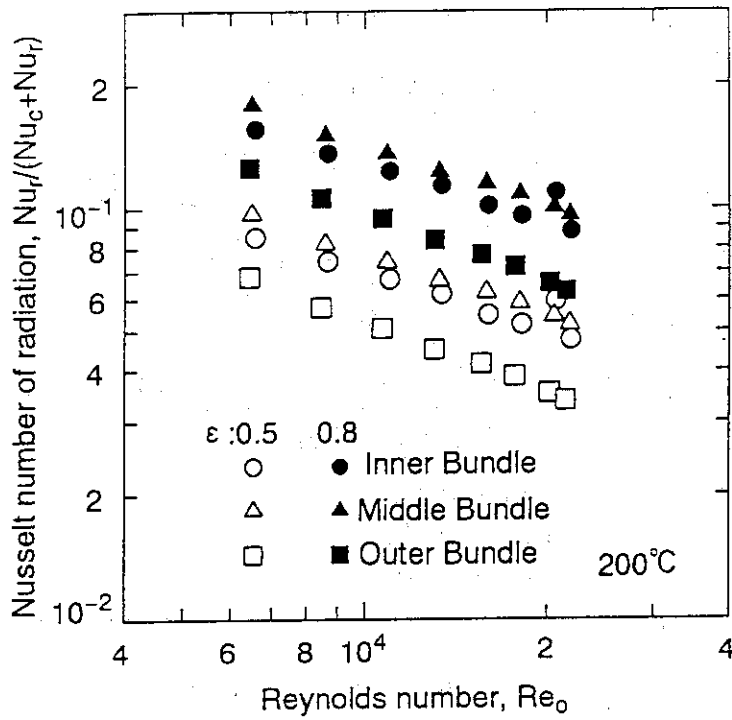


Fig. 4.6 Effect of radiation outside the tubes on heat transfer (inlet primary air temp.: 200°C).

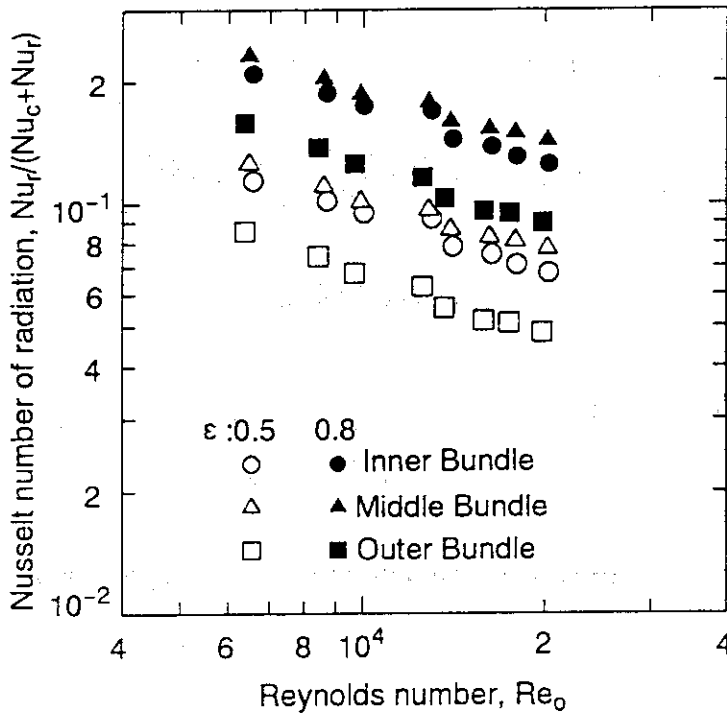


Fig. 4.7 Effect of radiation outside the tubes on heat transfer (inlet primary air temp.: 300°C).

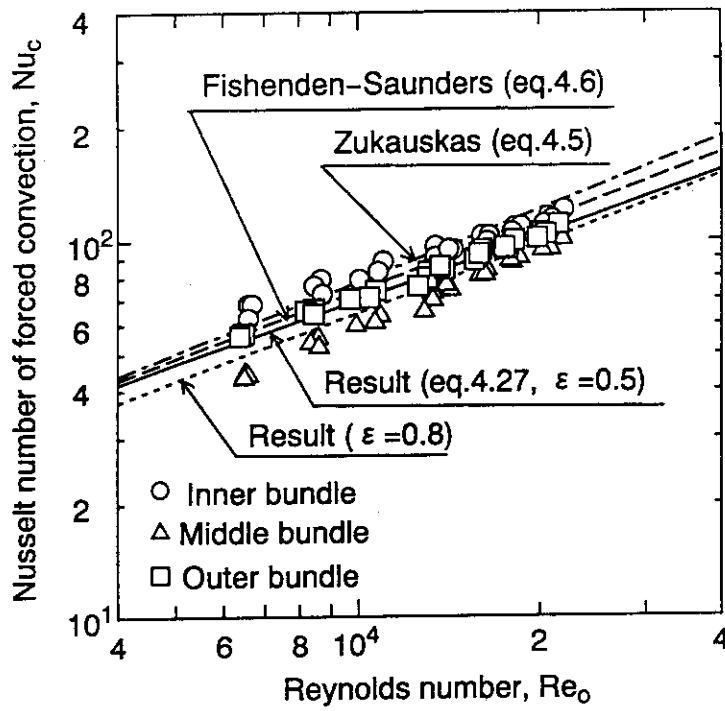


Fig. 4.8 Heat transfer characteristics of tube outside by forced convection.

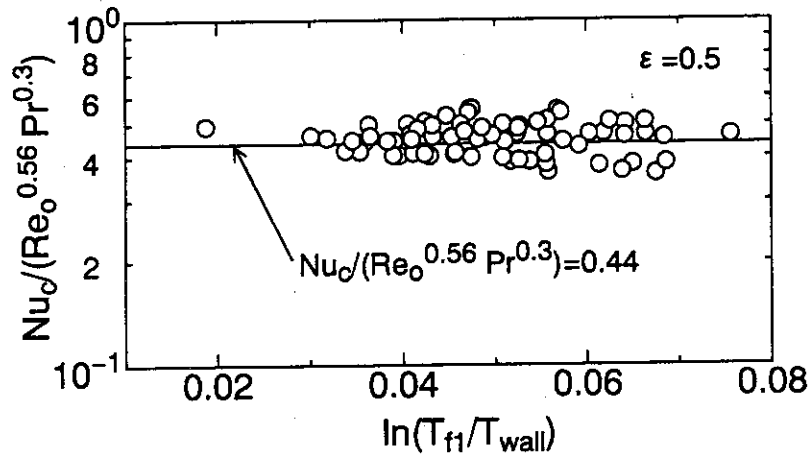


Fig. 4.9 Influence of temperature dependence of air properties on heat transfer.

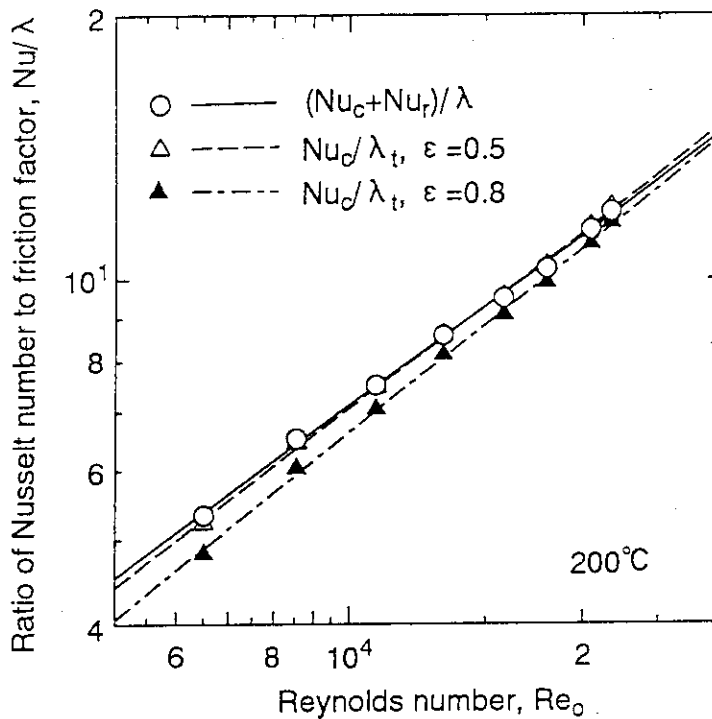


Fig. 4.10 Relation among the Nusselt number, friction factor and Reynolds number with and without radiate plates (inlet primary air temp.: 200°C).

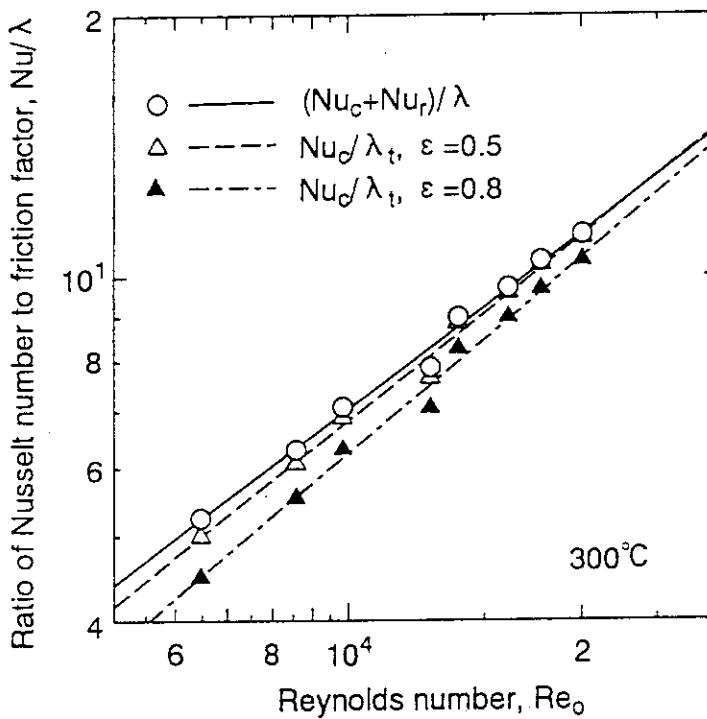


Fig. 4.11 Relation among the Nusselt number, friction factor and Reynolds number with and without radiate plates (inlet primary air temp.: 300°C).

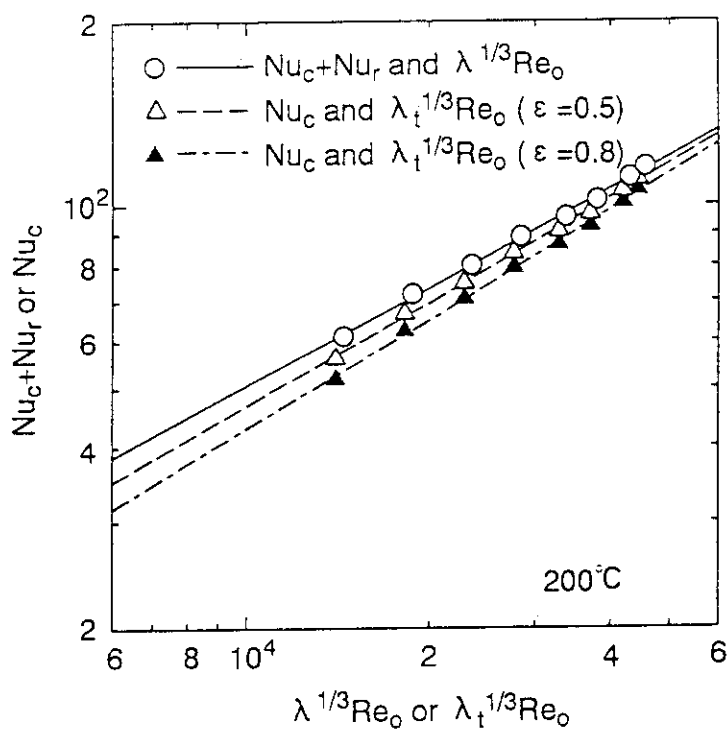


Fig. 4.12 Relation between the Nusselt number and pumping power with and without radiate plates (inlet primary air temp.: 200°C).

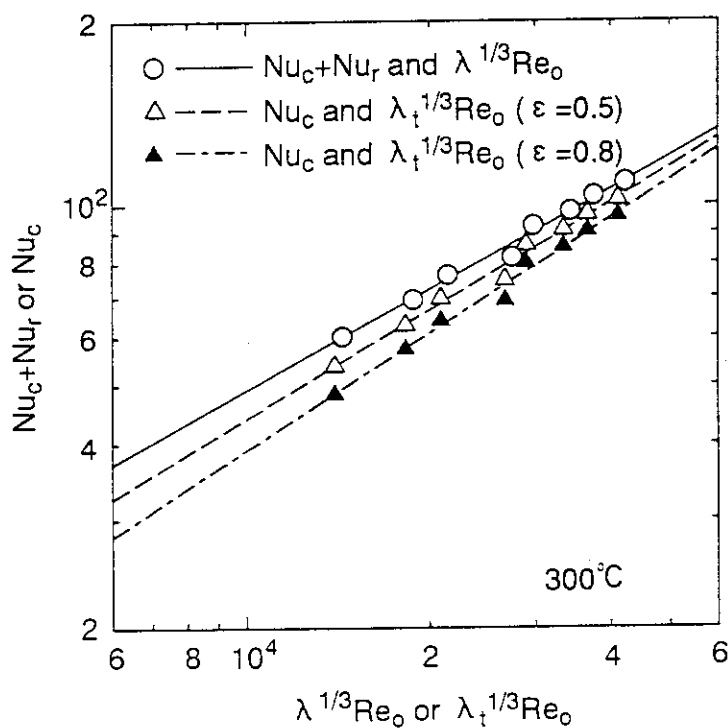


Fig. 4.13 Relation between the Nusselt number and pumping power with and without radiate plates (inlet primary air temp.: 300°C).

5. 結 言

中間熱交換器の外側3層のヘリカルコイル型伝熱管群を模擬した実寸大部分モデルと空気を用いた熱流動試験により、伝熱管群の流体励起振動挙動及び熱伝達特性について以下のことが明らかになった。

流体励起振動挙動については、

- (1) 伝熱管外流体の流速（レイノルズ数）によって、振動挙動が異なる。すなわち、中間熱交換器の使用範囲内である伝熱管外のレイノルズ数 $Re_o < 2.10 \times 10^4$ の条件では、伝熱管群はセンターパイプの振動に支配される。また、その場合にはレイノルズ数に対する振幅の相関は見られない。
- (2) 伝熱管群の固有振動数領域での振動は、流速（レイノルズ数）の増加とともに大きくなり、 $Re_o > 2.66 \times 10^4$ の条件では伝熱管の固有振動数領域での振動が支配的となる。
- (3) 本試験の範囲内（ $Re_o < 2.78 \times 10^4$ ）では、伝熱管外径で規格化した無次元振幅は 2.5×10^{-3} 以下（実振幅で 0.1mm 以下）であり、また、流速の上昇に伴う急激な振幅の増加も観測されないことから、中間熱交換器の使用範囲内では伝熱管の渦流出による過大な振動や不安定な流力弾性振動は生じないものと考えられる。

伝熱管群の圧力損失及び熱伝達特性については、

- (1) 伝熱管外の抵抗係数は、レイノルズ数の関数として次式で表される。

$$C_D = 0.184 Re_o^{-0.14}$$

- (2) 伝熱管外の強制対流によるヌセルト数は、レイノルズ数の関数として次式で表される。

$$Nuc = 0.44 Re_o^{0.56} Pr^{0.3}$$

- (3) 伝熱促進のために各層の伝熱管群の間に設置された熱放射板について、伝熱促進と圧損増加の両面から定量的評価を行い、本試験で実施した 300℃ という低い温度域でも、 $\epsilon = 0.5$ の条件で 5～13% の伝熱性能の向上がみられ、その有効性を確認した。中間熱交換器の使用温度である 700℃ 以上ではさらに伝熱促進の効果が顕著になると考えられる。

最後に本試験の実施に当たり、ご指導を頂いた日本原子力研究所核熱利用研究部宮本喜晟部長、試験にご協力頂いた石川島播磨重工業（株）の内匠秀樹氏及び小磯浩司氏、本論文をまとめるに当たり貴重なご助言を頂いた日本原子力研究所中性子科学研究センター消滅処理システム工学研究室滝塚貴和室長に感謝の意を表します。

参考文献

- (1) JAERI, "Present Status of HTGR Research and Development," (1996).
- (2) 国富, 竹田, 篠崎, 大久保, 丸山, 小池上, "高温工学試験研究炉の中間熱交換器の構造設計," 原子力誌 Vol. 37 (1995) 316-326.
- (3) 原子力製鉄技術研究組合, 石川島播磨重工業株式会社, "原子力製鉄高温熱交換器の研究開発" (1978).
- (4) M. Itoh, "Research and Development of High Temperature Heat Exchanger," IHI Engineering Review, Vol. 12, No. 2 (1979) 1-12.
- (5) Y. Mori, "Performances of Heat Exchangers on HTGR Application," ASME, 80-HT-39 (1980).
- (6) M. Itoh, "Design, Construction and Operation Experience of the He-He Intermediate Heat Exchanger," Japan-U.S. Heat Transfer Joint Seminar (1980).
- (7) 渡辺, 中西, 仲田, 伊藤, 森, "1.5MWt He-He 高温熱交換器の伝熱特性," 第 17 回 日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1980) 460-462.
- (8) M. P. Paidoussis, "Flow Induced Vibration in Nuclear Reactors and Heat Exchangers," Sym. on Practical Experience with Flow Induced Vibration, Karlsruhe, Germany, Session A, Reactor and Heat Exchanger Components (1979).
- (9) V. Strouhal, "Über eine besondere Art der Tonerregung," Ann. Phys. und Chemie, Neue Folge, Bd. 5, Heft 10 (1878) 216-251.
- (10) 例えば, R. Lehnert, "Akustische Messungen an Wirbelstrassen hinter Kreiszyylinder und ebener Platte," Physik Zeitschrift, Vol. 38 (1937) 476-498.
- (11) Y. N. Chen, "Flow-Induced Vibration and Noise in Tube-Bank Heat Exchangers Due to von Karman Streets," J. of Engr. for Industry Vol. 1 (1968) 134-146.
- (12) H. J. Connors, "Fluidelastic Vibration of Tube Arrays Excited by Cross Flow," Proceedings of Sym. on Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers, ASME Winter Annual Meeting New York (1970) 42-56.
- (13) C. C. Peake, G. F. Gerstenkorn and T. R. Arnold, "Some reliability Considerations for Large Surface Condensers," Proceedings American Power Conference, Vol. 37 (1975) 562-574.
- (14) M. J. Pettigrew, Y. Sylvestre and A. O. Campagna, "Vibration Analysis of Heat Exchanger and Steam Generator Designs," Nucl. Eng. Des., Vol. 48 (1978) 97-115.
- (15) J. B. Nicolet, M. Sagner and G. Regis, "Vibrations de faisceaux de tubes sous excitation aerodynamique," Revue Generale de Thermique, No. 128 (1976) 869-891.
- (16) R. J. Gibert, J. Chabrerie and M. Sagner, "Vibrations of Tube Arrays in Transversal Flow," Trans. of the 4th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMiRT), San Francisco (1977).

- (17) M. P. Paidoussis, "Fluidelastic Vibration of Cylinder in Axial and Cross Flow -State of the Art-", "Flow-Induced Vibration Design Guidelines, ASME, New York (1981) 11-46.
- (18) 羽田、元木、馬場、"高温工学試験研究炉高温構造設計方針 材料強度基準等の作成方法の検討," JAERI-M 90-148 (1990).
- (19) T. Yamaguchi, K. Shiraki, S. Umemura and T. Matsui, "On the Vibration of the Cylinder by Karman Vortex," Technical Review, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (1971) 1-9.
- (20) M. Jakob, Trans. ASME 60 (1938) 381.
- (21) T. H. Chilton and R. P. Genereaux, Trans. AIChE 29 (1933) 161.
- (22) A. Zukauskas, "Heat Transfer from Tubes in Crossflow," Advances in Heat Transfer, Academic Press. (1972) 142-144.
- (23) M. Fishenden and O. A. Saunders, "An Introduction to Heat Transfer," Oxford Clarendon Press. (1950) 132-143.
- (24) 森, 平, 渡辺, "固体ふく射を利用した伝熱特性向上法の研究 (第2報, 熱交換器による実験)," 機論 Vol. 46 (1980) 1523-1533.
- (25) H. Blasius, Forsch. Geb.-Wes. (1950) 131.
- (26) 森, 中山, "曲円管内強制対流熱伝達に関する研究(第2報, 乱流域)," 機論 Vol. 31 (1965) 1521-1532.
- (27) 甲藤, "大学演習伝熱工学 (内田編)," 裳華房 (1975) 334-335.