

JAERI - M
83-150

25MW 直管モジュール型中間熱交換器
の試設計

1983年9月

岡本 政治・田中利幸

JAERI-M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。
入手の間合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。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）で複写による実費領布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

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

©Japan Atomic Energy Research Institute, 1983

編集兼発行 日本原子力研究所
印刷 いばらき印刷(株)

25 MW 直管モジュール型中間熱交換器の試設計

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

岡本政治・田中利幸

(1983年8月23日受理)

本報は、General Atomic社(以後GA社)が高温ガス炉のプロセスヒート用に開発した421MWの直管モジュール型式の中間熱交換器(以後IHX)を、原研の多目的高温ガス実験炉のスケール(25MW)にて試設計したものである。

GA社のIHXは容量の大きな熱交換器をいかにコンパクトに、経済的に製作するかということに重点を置いた設計であり、小口径伝熱管(外径11.1mm肉厚1.5mm)を使用し、伝熱部単位容積当りの伝熱面積を大きくとりコンパクト化を計ったものである。

GA社のIHXは127本の伝熱管を三角ピッチで六角形に配列し、1モジュールを形成する。1モジュールは約1.6MWで、全体では256モジュールで421MWとなる。

またこの型式は、小口径伝熱管を使用し、本数が増大し製作コストが高くなるという欠点を、モジュール化という同型部品の量産により克服しているといえる。

その他、この型式の特長を下記に示す。

- 1) 小口径伝熱管の使用により、肉厚が薄くなり熱応力が軽減される。
- 2) ヘリカルチューブ型式、及びUチューブ型式に比較し伝熱管長さが短かく、圧力損失の点で有利であり流速を大きく取れ、熱伝達率を向上させることが可能となる。
- 3) ヘリカルチューブ型式、及びUチューブ型式に比較し、直管である為に、伝熱管サポート構造が簡単である。

本試設計は、上記GA社の型式を基に管径、シェル径、管長さ等のパラメータを変更し、構造的には、GA社がPCRVR内組込みであるのに対し、独立シェル型とし25MWにスケールダウンしたものである。

結果として、コンパクト性については、現在の実験炉設計の型式の4分の1となった。本試設計の結果は今後実験炉用IHXの伝熱性能の検討の際の指標となると思われる。

Intermediate Heat Exchanger Design Study of
25 MW Straight-tube Hexagonal Modular Type

Masaharu OKAMOTO and Toshiyuki TANAKA

Department of High Temperature Engineering,
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received August 23, 1983)

The helium-to-helium Intermediate Heat Exchanger(IHX), straight-tube hexagonal modular type was designed at General Atomic Company(GA), which heat duty is 421 MW . For this type IHX, at the selection of basic design, emphasis is placed on cost reduction and size reduction. Then small diameter tube size(11.1 mm), with wall thickness of 1.2 mm is applied to this IHX, necessary for the compact surface geometry. The other side, the helical-tube type IHX was designed at JAERI, which heat duty is 25 MW. This paper discusses the reference design of 25 MW scale IHX, with GA type application.

The basic feature of this type IHX is as follows.

- (1) Thermal stress is reduced, as a result of using small diameter and thin wall thickness tube.
- (2) The possible improvements can make for higher heat flux, because of short length tube, compare with helical or U-tube type.
- (3) The simple tube support can use compare with helical or U-tube type.

The conclusion reached is that GA type IHX is about one forth compactness and one forth weight compare with helical tube IHX.

Keywords: Heat Exchanger, IHX, Straight Tube, Modular Type, Design, Compactness, Small Diameter

目 次

| | |
|--------------------------|----|
| 1. はじめに | 1 |
| 2. IHX 構造 | 2 |
| 2.1 流路構成 | 2 |
| 2.2 モジュール構造 | 2 |
| 2.3 熱膨張吸収構造 | 2 |
| 2.4 プラッキング | 4 |
| 2.5 伝熱管サポート構造 | 4 |
| 3. IHX 設計 | 5 |
| 3.1 設計条件 | 5 |
| 3.2 基本設計のステップ | 6 |
| 3.3 IHX 仕様 | 16 |
| 4. 伝熱計算 | 17 |
| 4.1 対数平均温度差による計算 | 17 |
| 4.2 メッシュ分割による計算 | 17 |
| 4.3 計算法の比較 | 19 |
| 5. ヘリカルチューブ型式との比較 | 21 |
| 6. IHX の圧力損失に対する検討 | 24 |
| 6.1 計算条件 | 25 |
| 6.2 計算方法 | 25 |
| 6.3 総合経費 | 25 |
| 7. おわりに | 27 |
| 参考文献 | 27 |

CONTENTS

| | |
|--|----|
| 1. Introduction | 1 |
| 2. General View of GA Type IHX | 2 |
| 2.1 Basic Construction | 2 |
| 2.2 Hexagonal Module Structure | 2 |
| 2.3 Thermal Expansion Reducing Structure | 2 |
| 2.4 Plugging Access | 4 |
| 2.5 Tube Support Structure | 4 |
| 3. Design of GA Type IHX | 5 |
| 3.1 Design Condition | 5 |
| 3.2 Basic Design Sequence | 6 |
| 3.3 Specifications of 25 MW IHX | 16 |
| 4. Heat Trancefer | 17 |
| 4.1 Methord of Log-mean Temperature | 17 |
| 4.2 Methord of Mesh Division | 17 |
| 4.3 Estimation of Heat Transefer Caluculation methord | 19 |
| 5. Estimation of IHX Type | 21 |
| 6. Consideration for Pressure Loss | 24 |
| 6.1 Outline of Cost Balance | 25 |
| 6.2 Caluculation of Each Cost | 25 |
| 6.3 Balance of Total Cost | 25 |
| 7. Summary | 27 |
| Referances | 27 |

TABLES

- Table 3.1 Design specification of 25 MW IHX
- Table 3.2 Intermediate heat exchanger design data
(Straight tube type)
- Table 5.1 Intermediate heat exchanger design data
(Helical tube type)
- Table 5.2 Summary of significant data for each IHX type

FIGURES

- Fig.2.1 25 MW Intermediate heat exchanger
- Fig.2.2 Typical eggcrate type tube support
- Fig.3.1 Flow diagram of basic design sequence
- Fig.3.2 Tubes per sectional area
- Fig.3.3 Hexagonal module size
- Fig.3.4 Ratio of sectional flow area
- Fig.3.5 Equivalent flow diameter
- Fig.3.6 Sizing of hexagonal module
- Fig.3.7 No of module versus shell diameter
- Fig.3.8 Heat transfer rate versus no of module
- Fig.3.9 Required surface area versus no of module
- Fig.3.10 Required tube length versus no of module
- Fig.3.11 Shell side pressure drop versus no of module
- Fig.3.12 Tube side pressure drop versus no of module
- Fig.4.1 IHX heat transfer model
- Fig.4.2 Calculation model of IHX
- Fig.6.1 Basic model for cost-balance
- Fig.6.2 IHX capital cost & blower running cost
versus no of module

1. はじめに

中間熱交換器（以後 IHX）の設計は、設計パラメータ（シェル径、管径、管配列、管長さ等）が多く、設計の自由度は大である。そして IHX の性能はこのパラメータサーベイがなされる基本設計の段階でほぼ決定される。また IHX の場合、伝熱管及びチューブシートが高温ヘリウムにさらされる為、熱応力に対する考慮も重要になる。

実験炉の IHX の型式選定に当っては、熱応力による伝熱管の伸びに対し有利な構造としてヘリカルチューブを採用したもので、本報で検討した直管モジュール型は小口径の伝熱管を使用し伝熱面積を大きくするという伝熱性能に重点を置いた型式¹⁾である。

海外の IHX 設計例には他にも、General Electric 社の設計した U チューブ型²⁾がある。この型式は、GA 社と同様に外径 12.7 mm、肉厚 1.27 mm という小口径伝熱管を使用しコンパクト化を計ったもので、また伝熱管 251 本で 1 モジュールを形成するという U チューブモジュール型である。GA 社と異なる点は、モジュールのシェル側に切欠きバップルが取り付けられている点で、シェル側流れが管群に直交流になり、シェル側の熱伝達率が向上している。

熱応力に対しては U チューブの採用により直管型よりも有利な構造となっている。

以上述べたように、IHX の設計自由度は大であり、基本設計の段階では、さまざまな型式が考えられる。本報では各種型式の内、GA 社の直管モジュール型式に注目し、実験炉の容量 (25 MW) にスケールダウンし主に伝熱性能についてヘリカルチューブ型式との比較を試みたものである。

本論に入る前に、小口径伝熱管を使用した GA 型熱交換器の特長を以下に示す。

- ・小口径伝熱管の採用により、単位容積当りの伝熱面積を大きくとれ、熱交換器全体がコンパクトになる。
- ・小口径伝熱管の採用により、伝熱管肉厚が薄くなり、熱応力が軽減される。
- ・ヘリカル及び U チューブ型式に比べ伝熱管長さが短く、圧力損失の点で有利であり、流速を大きくとれ熱伝達率を上げることができる。
- ・伝熱管サポート構造が比較的簡単である。
- ・モジュール化により大容量の熱交換器でも、モジュール単位で製作でき組立てが容易である。

以上に示した通り、伝熱性能及び熱応力の面で種々の注目すべき特長を持つ直管モジュール型 IHX であるが、伝熱管集合部ヘッダ、スライドガスシール、下部チャンネルのメンテナンス用チャンネルカバーフランジ等実際の製作段階ではまだまだ克服しなければならない技術的問題が残されていると思われる。今回は詳細構造、熱応力及び使用材料等は割愛し、伝熱性能に限り比較検討を行ったものである。

結果として、本試設計の例ではコンパクト性については、現在の実験炉設計の 4 分の 1 になるということが解った。しかし、IHX の伝熱性能はガスの境膜熱伝達率に支配され、ガスの流速を大きくすれば熱伝達率は向上し更にコンパクトな設計も可能である。熱交換器の設計におけるコンパクト性の追求は、本質的には圧力損失とのバランスにより決定されるもので、最終的にはシステム全体のバランス、特にブローの動力との兼ね合いにより検討しなければ意味がないものであるともいえる。この意味からも IHX の設計では型式選定がなされる基本設計段階のパラメータサーベイが非常に重要なテーマであるということが解る。

2. IHX構造

Fig. 2.1に今回の試設計で一応のパラメータサーベイを行って計画した、90モジュールの25MWのIHX構造を示す。Fig. 2.1に従って以下に各部構造を示す。

2.1 流路構成

1次系ヘリウムは下部ノズルから流入し、各モジュールのシェル側を通り伝熱管部で2次系ヘリウムと熱交換し、上部サイドノズルより流出する。

2次系ヘリウムは頂部同心円ノズルから上部チャンネルに流入し、各モジュールのヘッダパイプに分配される。各モジュールではヘッダパイプからさらに37本の伝熱管に分配され熱交換をしながら降下する。熱交換が終わったら再びヘッダパイプに集合し下部チャンネルに入り反転する。下部チャンネルからは1次系とは断熱されたセンターパイプを上昇し頂部同心円ノズルより流出する。

シェル側流路には、1次系ヘリウムが全てモジュール内に流入するように、胴とモジュール部間及びモジュール部とセンターパイプ間にバイパス防止用のスライドシールが設置されている。

2.2 モジュール構造

各モジュールは径10.5mm肉厚1.2mm伝熱管37本で構成される。伝熱管配列詳細はFig. 2.1 SECTION B-Bに示すが、124mm三角配列で87mm巾の六角形モジュールを構成する。

上部、下部ヘッダパイプと伝熱管とは円錐形チューブシートで連結され、上部ヘッダパイプには伝熱管の熱膨張吸収の為ピッグテール部が設けられる。

六角モジュールは内径1200mmの胴内にFig. 2.1 SECTION A-Aに示す通り、87mmの三角ピッチで、90モジュールが組込まれる。

2.3 熱膨張吸収構造

伝熱管とセンターパイプの熱膨張差は、上部ヘッダパイプのピッグテール部で吸収する。なおセンターパイプの内部断熱、外部断熱の切り換え部の位置は、この熱膨張差による応力が定格運転時に最小になるように決定する。

伝熱モジュール部とシェル及びセンターパイプ間の熱膨張差はスライドシール部のクッションプレートにより吸収する。

上部チャンネル部のセンターパイプとシェル間の熱膨張差は頂部ベローにより吸収する。

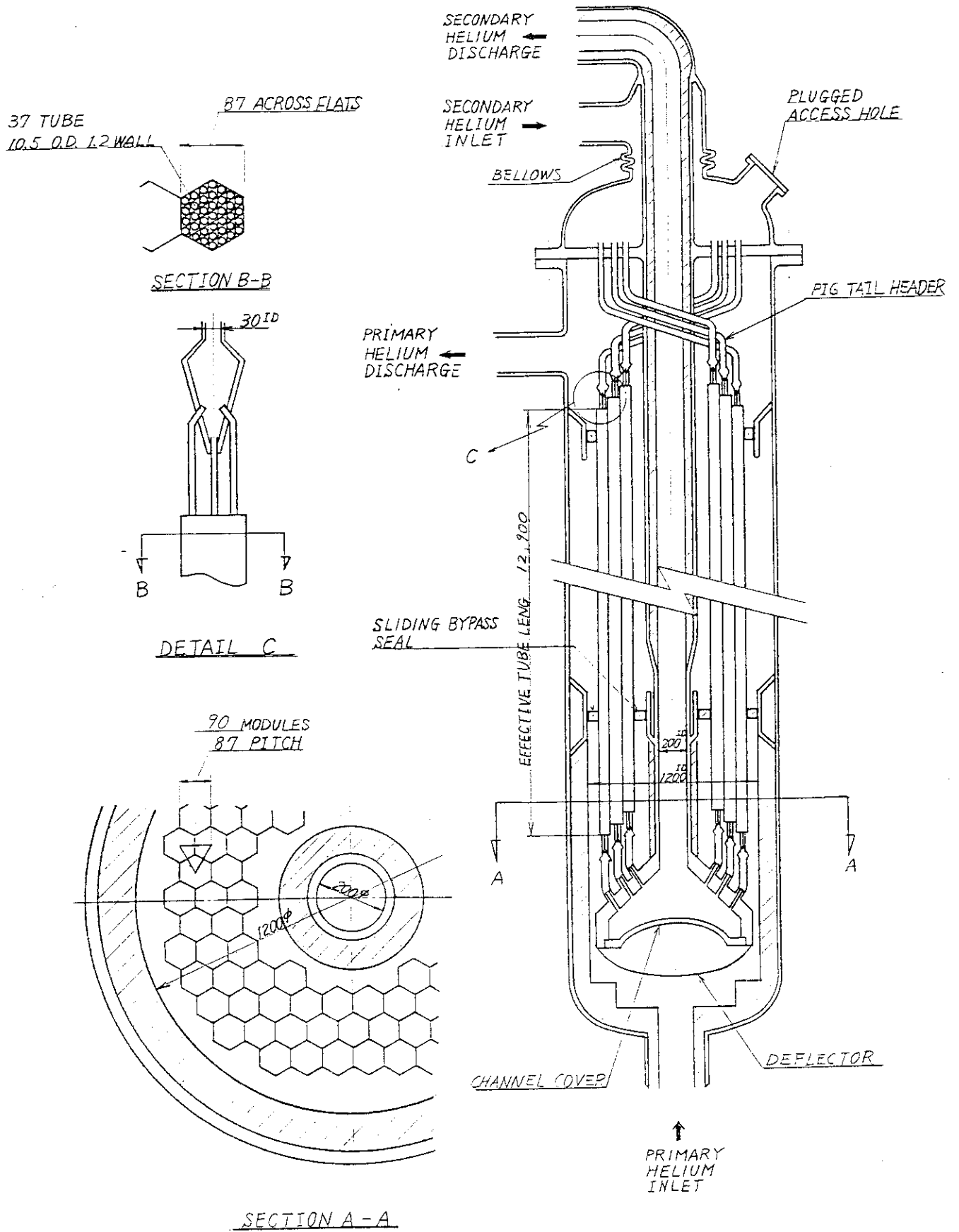


Fig.2.1 25 MW Intermediate heat exchanger

2.4 プラッキング

伝熱管のプラッキングはモジュール単位で行う。低温側ヘッダパイプは頂部アクセスホールから行う。高温側はチューブバンドル引抜き後に下部チャンネルのデフレクタ（気流転向板）及びチャンネルカバーフランジ部を外し行うが、このフランジ部構造詳細についてはまだ技術的に解決すべき問題があると思われる。

2.5 伝熱管サポート構造

Fig. 2.2に伝熱管のサポート構造を示す。図に示す通り交互にかみ合わされたサポートプレートにより構成され、サポートプレートはさらに、伝熱管をリジッドに拘束しない為に図のようにS字型のスプリング状にセットし、伝熱管をソフトにサポートするように考慮されている。このサポート構造により伝熱管は軸方向の熱膨張に対してはフリーになりサポートプレートによる熱応力は生じない。

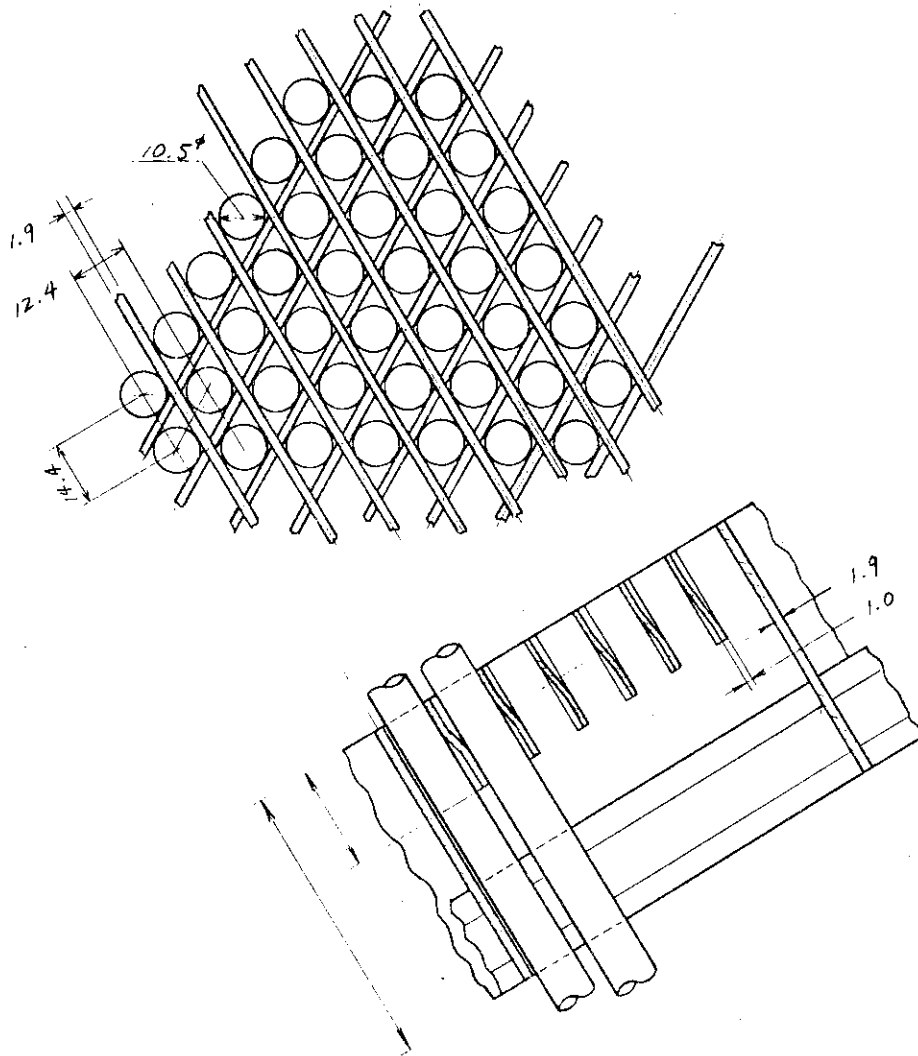


Fig.2.2 Typical eggcrate type tube support

3. IHX 設計

3.1 設計条件

実験炉用 IHX (25 MW) の設計条件を Table 3.1 に示す。今回の試設計では出入口温度条件を修正し伝熱量 25 MW とした。

Table 3.1 Design Specification of 25 MW IHX

実験炉の IHX 設計条件

| | シェル側 | チューブ側 |
|----------------------------|---------|---------|
| 流体種別 | 1次系ヘリウム | 2次系ヘリウム |
| 流量 (kg/s) | 8.528 | 7.667 |
| 入口温度 (°C) | 940 | 283 |
| 出口温度 (°C) | 373 | 905 |
| 入口圧力 (kg/cm ²) | 40.0 | 43.0 |
| 伝熱量 (MW) | 25.1 | 24.8 |

今回の試設計に使用した設計条件

| | シェル側 | チューブ側 |
|-----------|------------|------------|
| 入口温度 (°C) | 940 | <u>277</u> |
| 出口温度 (°C) | <u>375</u> | 905 |
| 伝熱量 (MW) | 25 | |

3.2 基本設計のステップ

前にも説明したが熱交換器の設計は自由度が大であり、基本型式が設定された後でも各種パラメータサーベイにより最適設計の必要がある。本型式におけるパラメータサーベイの基本的ステップ及び流れをFig. 3.1に示す。最終的には、伝熱性能、コスト、安全性、メンテナンス性等の総合評価により最適仕様を決定する。今回の検討では総合的な判定にまでは至らず、圧力損失と伝熱性能のバランスにて選定した。

以下にFig. 3.1に従って、各ステップの要点を説明する。

(1) 伝熱管サイズ

伝熱管サイズの選定に当っては次の点を考慮しなければならない。

- (a) 小口径ほど伝熱部の単位容積当りの伝熱面積を大きくでき熱交換器全体がコンパクトになる。
- (b) 前項の理由から、小口径ほどコンパクトになるが、伝熱管本数は増大し、管板との接続箇所が多くなり製作コストは高くなる。
- (c) 小口径ほど管肉厚は薄くなり、熱応力が緩和される。

以上が管サイズを検討する要点だが、一般的熱交換器では経験的に19, 25, 32, 36 mm径のものが広く用いられている。

今回の試設計では伝熱性能、コンパクト性に注目し、できるだけ小口径にするという方針で、JIS規格での最小径である10.5 mm径を採用した。

肉厚については、伝熱管材料の許容応力が不明なので詳細検討を省略したが1.2 mmとした。

(2) 管配置

管配列は一般的に三角配置と四角配置がある。三角配置の方が管本数を多くすることができコンパクトになる。一般的な使い分けは、シェル側の流れ方向が、管群に直交流の場合、汚れ易い流体の場合には三角配置ではつまり易くなりクリーニングの場合にも不都合な為四角配置が採用される。

IHXの場合は汚れに対する考慮は必要ない為、コンパクトになる三角配置を採用した。

(3) 管ピッチ

管ピッチ(=管中心間隔/管外径)は小さくすればする程管群が密になりコンパクトになる。

Fig. 3.2からFig. 3.5は伝熱管外径10.5 mm管肉厚1.2 mmで伝熱管本数37本モジュールの場合に、管ピッチをパラメータに各モジュール仕様をプロットしたものである。

- (a) Fig. 3.2は管ピッチに対する伝熱部単位断面積当りの管本数の変化を示したものである。
- (b) Fig. 3.3は同じく管ピッチに対する、モジュール寸法を示したものである。
- (c) Fig. 3.4はチューブ側、シェル側の系統のバランス上重要な要素となる、チューブ側流路面積とシェル側流路面積の比を示したものである。熱交換器のチューブ側、シェル側ループの条件が同じ場合には、この流路面積比を1とするのが系統のバランス的には理想であろう。
- (d) Fig. 3.5は各ピッチに対する、シェル側流路の相当直径を示したもので、前項のバランスを考える場合厳密にはこの項の条件も考慮に入れなければならないであろう。

以上に示した通り、管ピッチは熱交換器の伝熱性能およびコンパクト性に対し大きく影響する

因子で、伝熱管外径 10.5 mm, 肉厚 1.2 mm の場合シェル側およびチューブ側ループのバランス上は管ピッチ 1.2 前後が適当である。

しかし管ピッチについては実際の場合、伝熱管のサポート構造により主に決定される。

本試設計では、前章で説明した通りサポートプレートの為に管群の間に 1.9 mm のギャップを設けたため (Fig. 2.2 参照) 管ピッチは 1.37 とした。

(4) モジュールサイズ選定

Fig. 3.6 は、伝熱管外径 10.5 mm, 管ピッチ 1.37 の場合の、伝熱管本数 7 ~ 331 本の各モジュールの寸法と伝熱管本数を示したものである。

本試設計ではモジュール寸法 87 mm, 伝熱管本数 37 本のモジュールサイズを選定したが、この選定に当っては下記項目の検討が必要である。

(a) 本熱交換器は、モジュールがプラグギングの単位であるから、プラグギング余裕に適当なサイズでなければならない。

(b) モジュール化の目的が同型部品の量産による製作コストダウンであるから、製作、組立てに適当なサイズでなければならない。

本試設計では(b)項の検討にはデータが不足であったため(a)項のプラグギング余裕の検討により 37 本モジュールを選定した。つまりプラグギング余裕を 5% とし、90 モジュールの内約 5 モジュールを余裕とした。1 サイズ大きな 61 本モジュールを採用した場合はプラグギング余裕 5% は 2.8 モジュールとなり、つまり伝熱管損傷の修理は 2 ケ所までとなる。

ここで実際の検討の場合は、25 MW の伝熱容量に必要なモジュール数は伝熱計算を実行しなければ未知であり、Fig. 3.1 の(5)以後の概略計算を実行し試行錯誤により適当なモジュールサイズを決定しなければならない。

(5) 伝熱計算

Fig. 2.1 の A-A 断面に示した通り、本熱交換器の伝熱部はシェルとセンターパイプに挟まれたドーナツ状のエリアに配置される。

Fig. 3.7 はシェル径をパラメータに組込み可能なモジュール数をプロットしたものである。図に示す通り、組込み可能なモジュール数はシェル径に対しステップ状に増加していく。このステップを基に適当なシェル径を選定するのであるが、この判定は Fig. 3.1 の Step(5)の伝熱計算を実行し、必要伝熱管長さ、圧力損失を計算し判定しなければならない。

伝熱計算、圧力損失計算等詳細は後章にて説明するものとし、ここではモジュール数をパラメータに、伝熱計算の結果を以下に示す。

伝熱量の基本式を 3-1 式に示す。

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \quad (3-1)$$

モジュール数 (シェル径) をパラメータに変化させるということは、基本的には、(3-1) 式においてモジュール数を増加することにより流路断面積が増加し流速が小さくなる為伝熱係数 U が低下し、伝熱面積 A が大きくなる。一方流速の低下に伴い、シェル側、チューブ側共に圧力損失が小さくなるから、ブローアの動力が軽減され、この相互のバランスから適当なモジュール数が決定される。以下に示すデータは前項までの検討により決定した。伝熱管管径 10.5 mm, 管ピッチ 1.37 の 37 本モジュールについて、全体のモジュール数をパラメータに熱交換器の各仕

様の変化をプロットしたものである。

- (a) 伝熱係数の変化をFig. 3.8に示す。
- (b) 必要伝熱面積の変化をFig. 3.9に示す。
- (c) 必要伝熱管長さの変化をFig. 3.10に示す。
- (d) シェル側圧力損失の変化をFig. 3.11に示す。
- (e) チューブ側圧力損失の変化をFig. 3.12に示す。

適当なシェル径，モジュール数の選定の為には，上記に示した，熱交換器各性能のバランスを検討し，根本的には，モジュール数に対する熱交換器のインシャルコストとブロアーのランニングコストのバランスからコストミニマムとなるシェル径，モジュール数を決定しなければならない。コストバランスに関しては現段階では，正確なコストデータが不足している為本試設計では仮りに90モジュールに設定した。なおコストバランスに関しては後章にて計算方法及び概略計算を説明する。

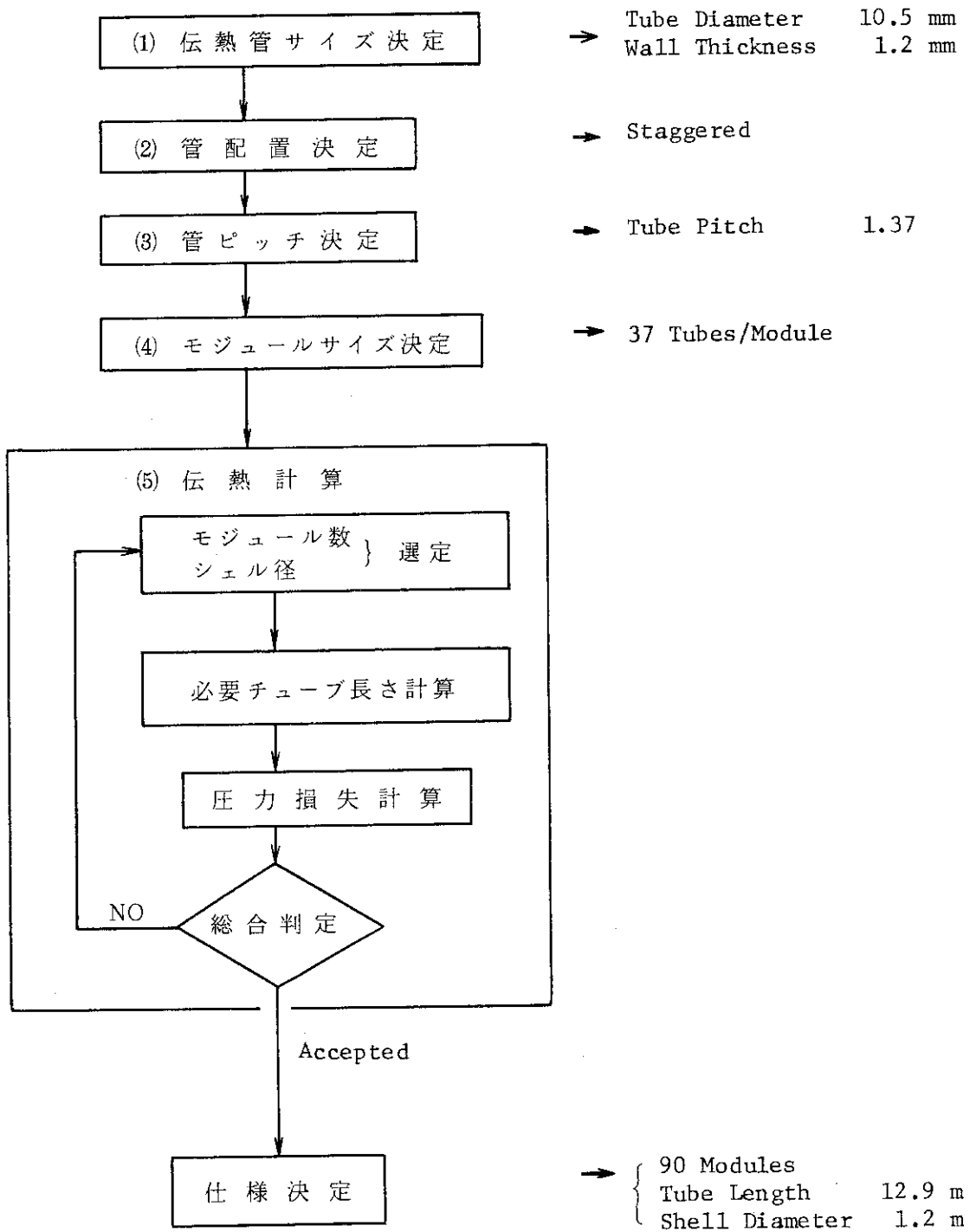


Fig. 3.1 Flow Diagram of Basic Design Sequence

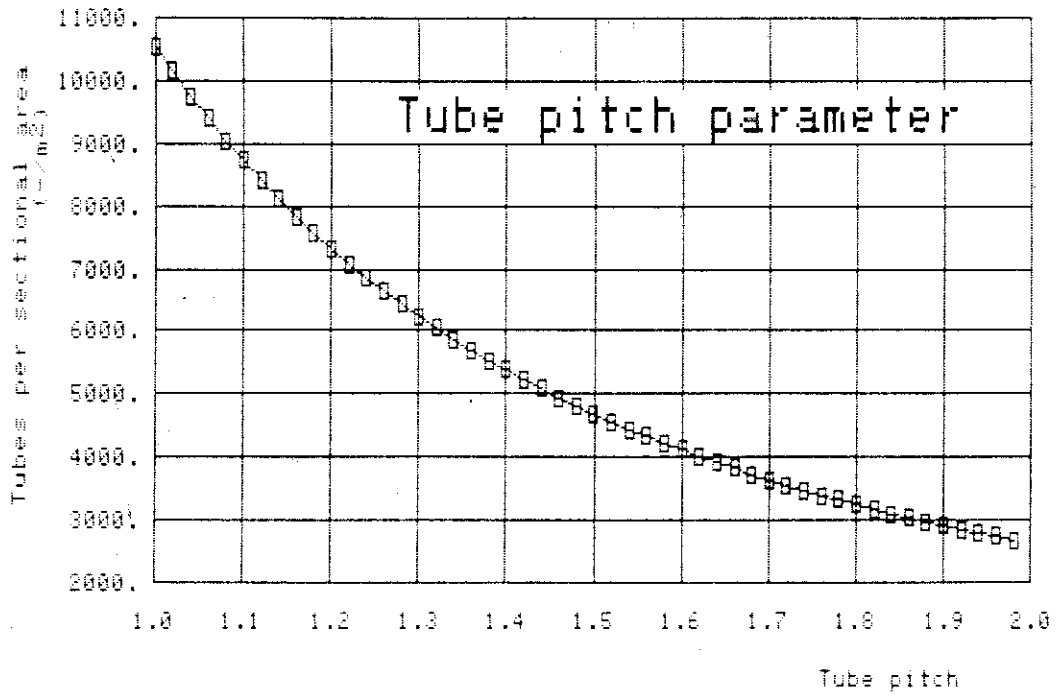


Fig.3.2 Tubes per sectional area

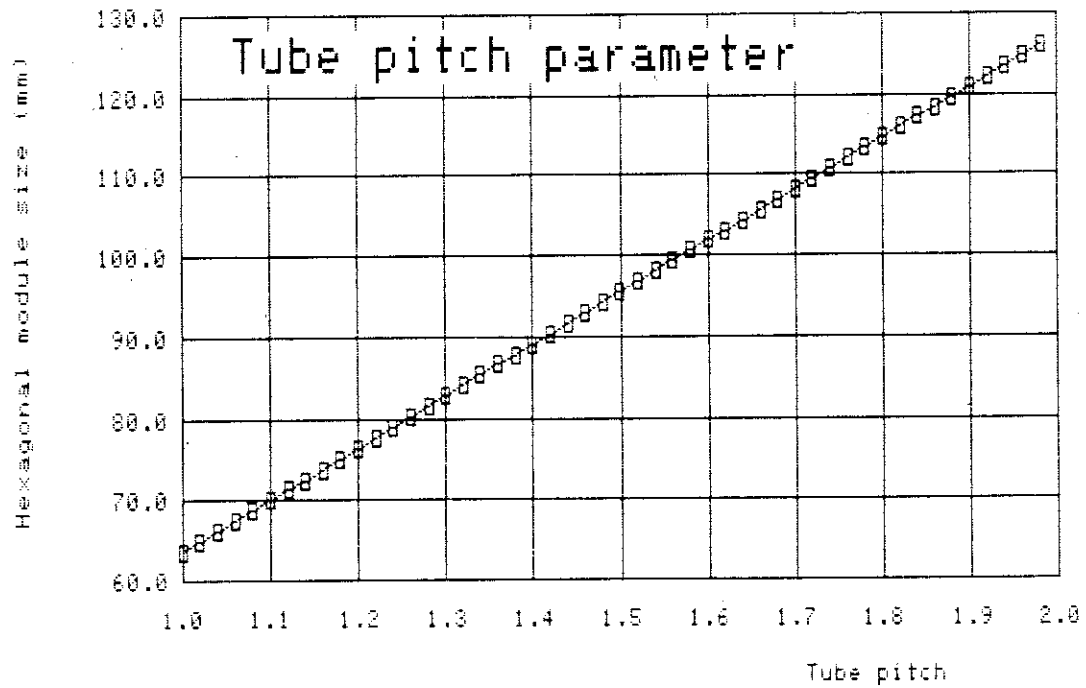


Fig.3.3 Hexagonal module size

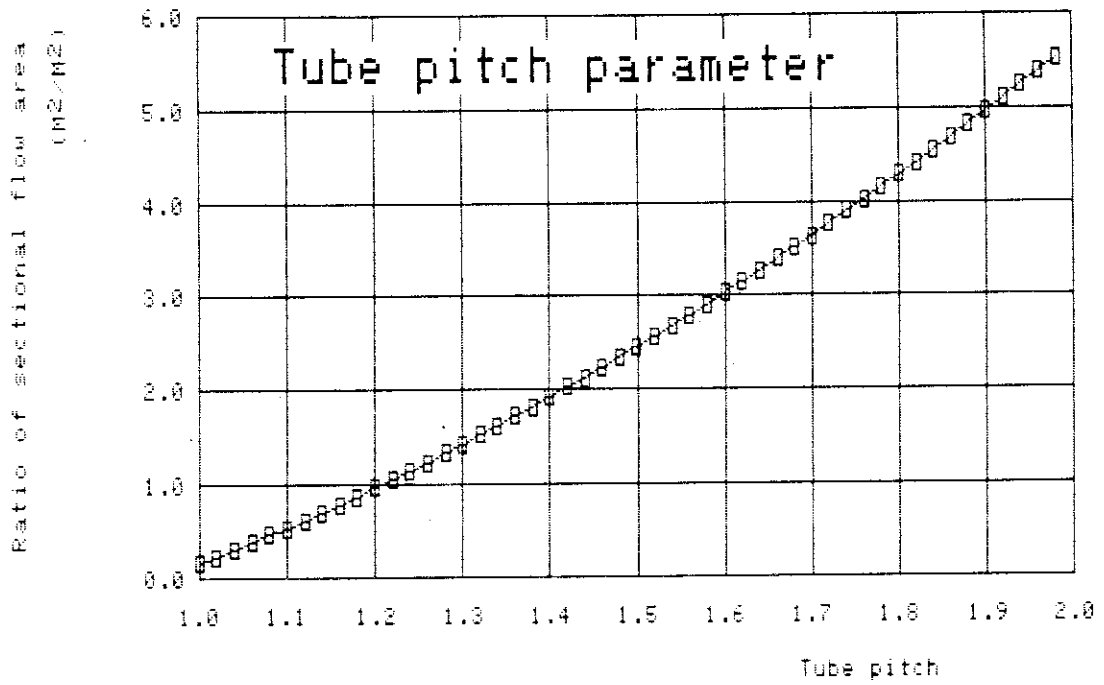


Fig.3.4 Ratio of sectional flow area

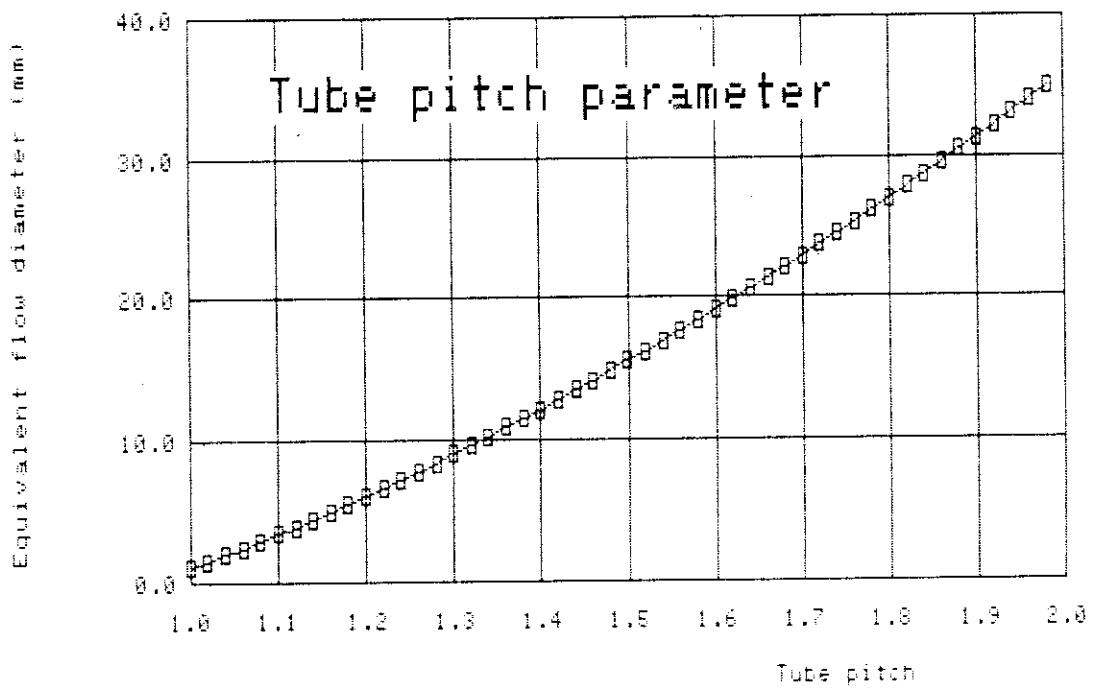


Fig.3.5 Equivalent flow diameter

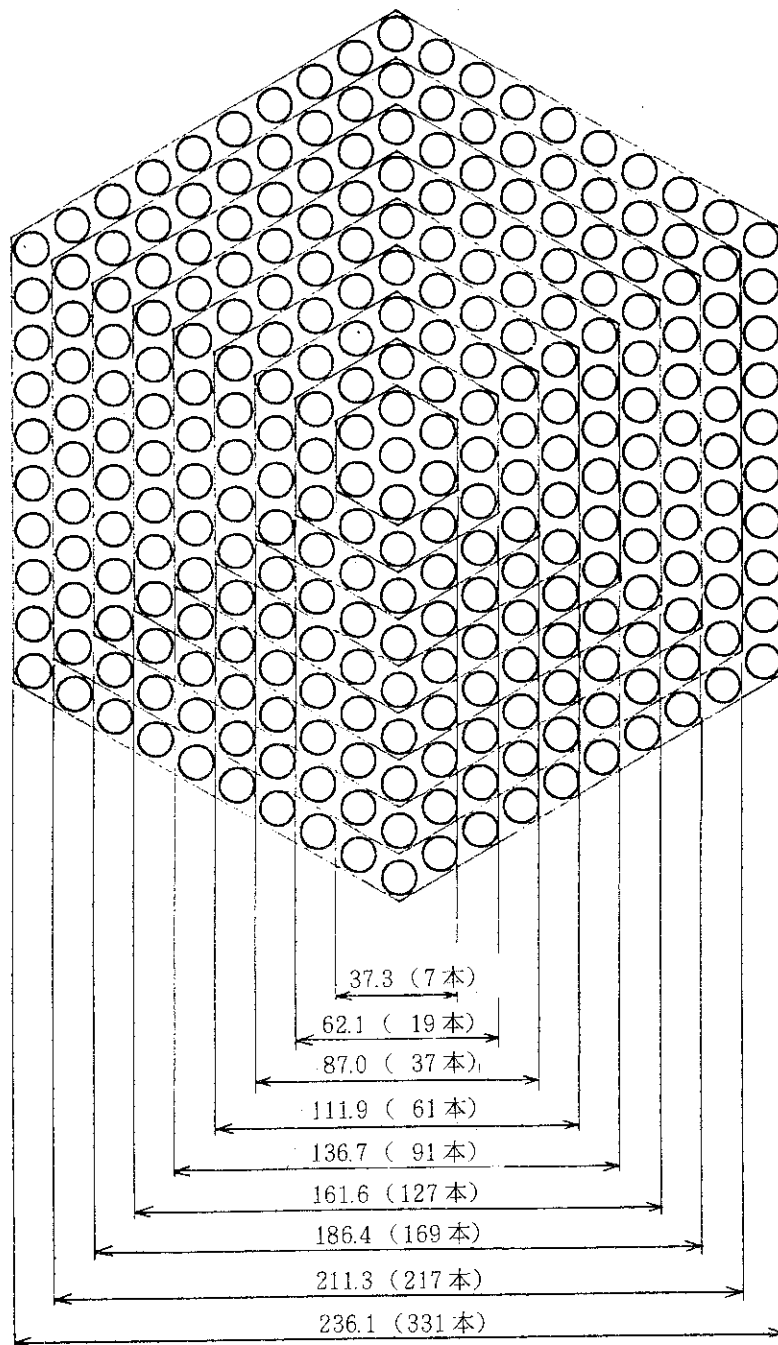


Fig.3.6 Sizing of hexagonal module

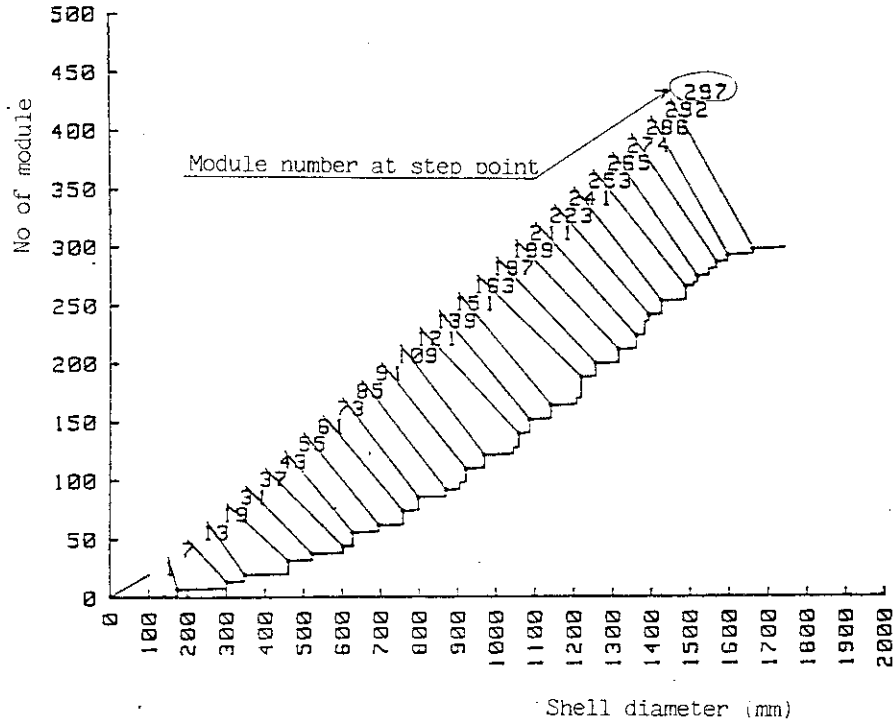


Fig.3.7 No of module versus shell diameter

Plots of number of module versus shell diameter.

As a principle number of module increase vs. in proportion shell diameter square, but using hexagonal module then increase by step by step.

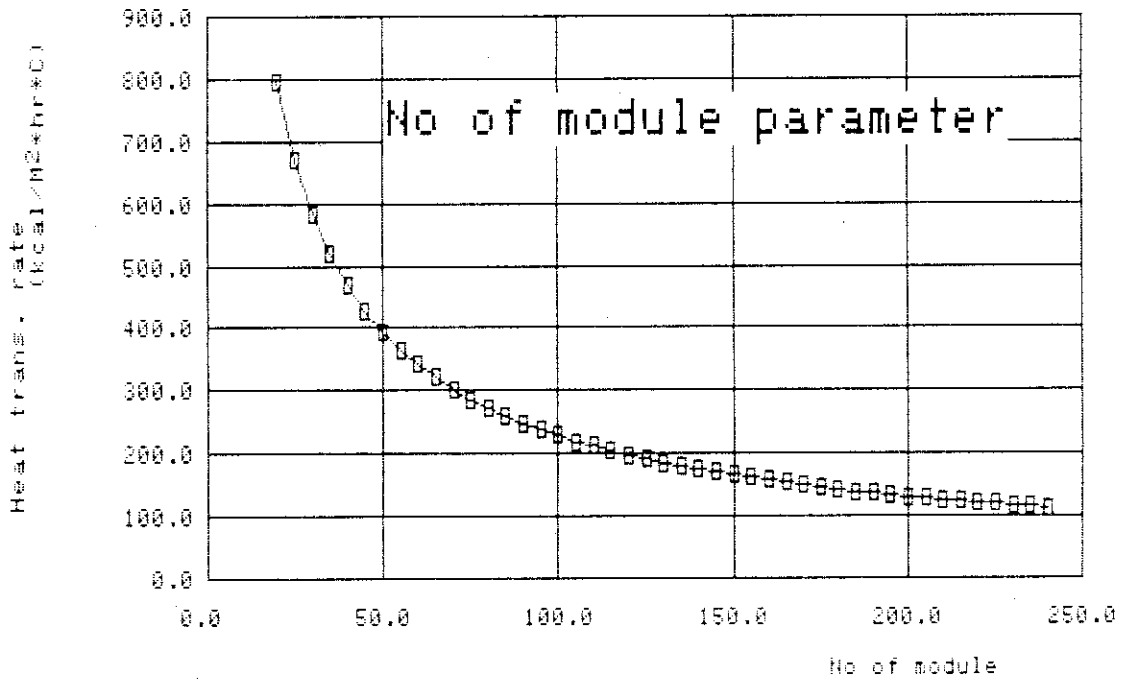


Fig.3.8 Heat transfer rate versus no of module

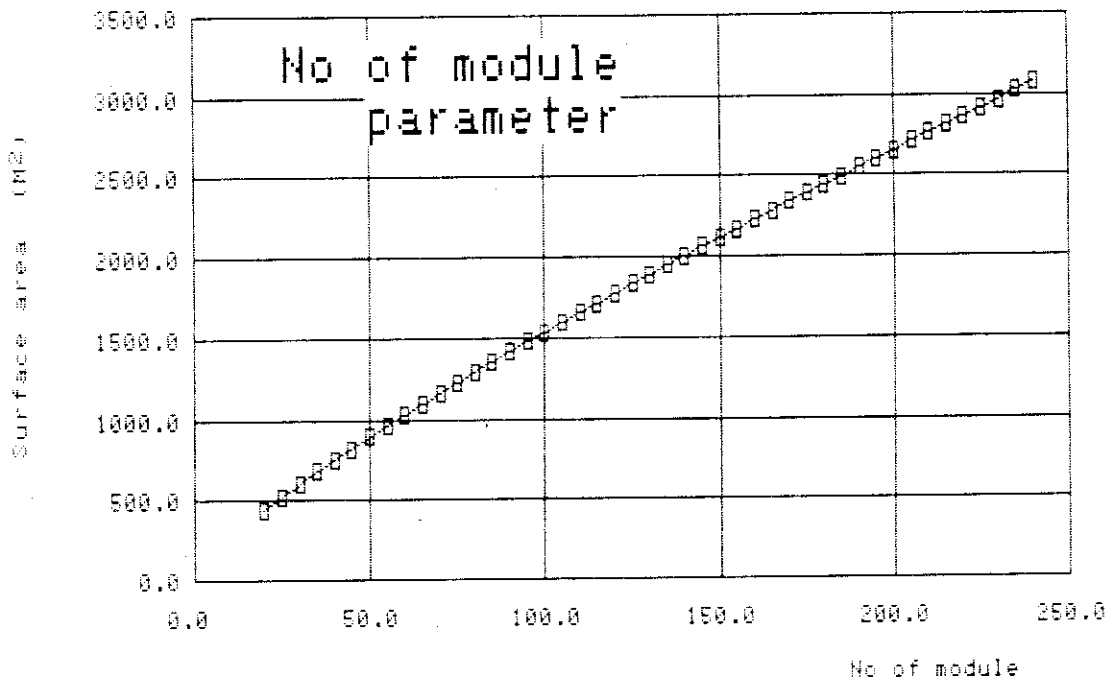


Fig.3.9 Required surface area versus no of module

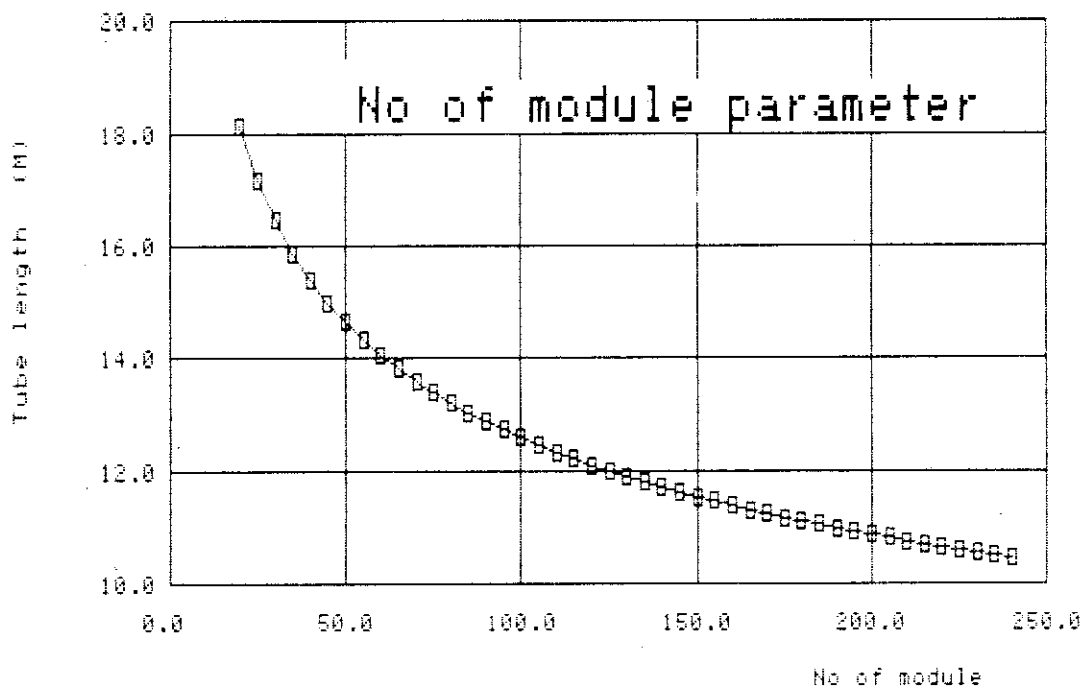


Fig.3.10 Required tube length versus no of module

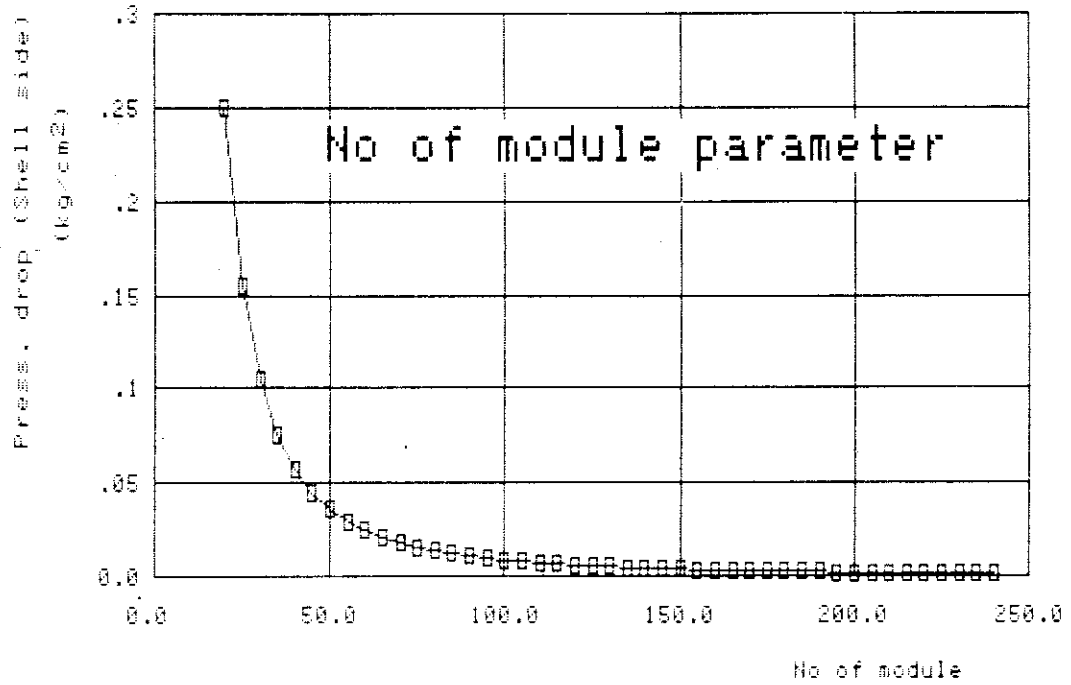


Fig.3.11 Shell side pressure drop versus no of module

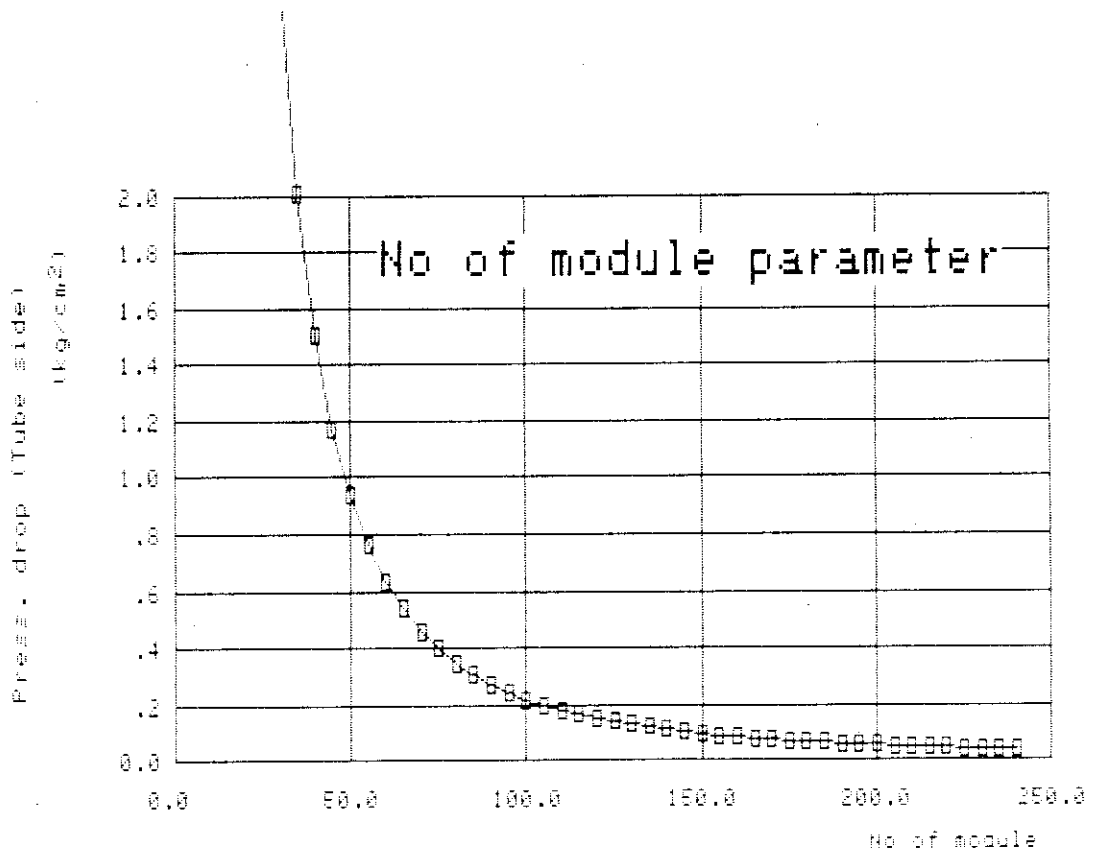


Fig.3.12 Tube side pressure drop versus no of module

3.3 IHX 仕様

前項に示した直管モジュール型式熱交換器の基本設計方針に基づき決定した 25 MW IHX 仕様を Table 3.2 に示す。

前の項でも述べた通り、伝熱管サイズ、モジュールサイズ、必要モジュール数等の最適設計のためのデータが不足しているため、製作設計の段階になれば判定条件、特に製作技術、製作コストの観点から、IHX 仕様も変更になると考えられるが、本試設計では Table 3.2 を最終仕様とする。

Table 3.2 Intermediate heat exchanger design data
(Straight tube type)

| | | |
|---|---------------|---------|
| Plant rating, MW(t) | 50 | |
| Excangers per plant | 2 | |
| Loop rating, MW(t) | 25 | |
| | Secondary | Primary |
| Fluid Circuit | Helium | Helium |
| Fluid routing | Tube | Shell |
| Flow per unit, kg/s | 7.667 | 8.528 |
| Inlet temp, C | 277 | 940 |
| Inlet pressure, kg/cm ² | 43 | 40 |
| Outlet temp | 905 | 375 |
| Pressure loss, kg/cm ² | 0.27 | 0.01 |
| Log mean temperature difference, C | 61.2 | |
| Heat duty per unit, MW | 25 | |
| Flow configuration | Counterflow | |
| Type of construction | Straight tube | |
| Assembly type | Modular | |
| Tube o.d., mm | 10.5 | |
| Wall thickness, mm | 1.2 | |
| Tube pitch | 1.37 | |
| Surface area per unit, m ² | 1417.0 | |
| Surface compactness, m ² /m ³ | 50.1 | |
| Tubes per unit | 3.330 | |
| Modules per unit | 90 | |
| Effective tube length, m | 12.9 | |
| Assembly diameter, m | 1.5 | |
| Assembly height, m | 16.0 | |
| Assembly weight, tonnes | 34.9 | |
| Pressure boundary, kg/cm ² | 46.0 | |
| Thermal density, MW/m ³ | 0.883 | |
| Thermal flux, W/cm ² | 1.764 | |
| kcal/m ² .hr.C | 248.5 | |
| Tube material | Hastelloy XR | |
| ISI/repair level | Module | |
| Assembly location | Factory | |
| Transportation mode | Barge/Trailer | |
| ASME Code Class | Section III | |

4. 伝熱計算

本型式の熱交換器はシェル側流れも管に平行流になるため、チューブ側、シェル側共に管内の熱伝達の式で計算される。熱伝達率の計算には、管内の速度場と温度場の発達した乱流熱伝達の実験式である Dittus - Boelter の式 (4 - 1 式) を使用した。

$$\alpha = 0.023 \cdot \left(\frac{\lambda}{d} \right) \cdot (\text{Re})^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.4} \quad (4 - 1)$$

適用範囲 $10^4 < \text{Re} < 1.2 \times 10^5$

ここで α : 熱伝達率 (kcal/m²・h・°C)

λ : 流体の熱伝達率 (kcal/m・h・°C)

d : 管内径 (m)

Re : レイノルズ数

Pr : プラントル数

本章にて検討するものは伝熱管長さ方向の熱伝達区間を平均した対数平均温度差による計算と、長さ方向にメッシュ分割し計算した場合との差を比較したものである。

4.1 対数平均温度差による計算

伝熱量の基本式を (4 - 1) に、対数平均温度差 Δt を (4 - 2) 式に示す。

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \quad (4 - 1)$$

(各記号は 3 - 1 式に同じ)

$$\Delta t_{av} = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln (\Delta t_1 / \Delta t_2) \quad (4 - 2)$$

Δt_{av} : 対数平均温度差 (°C)

$\Delta t_1, \Delta t_2$: 流体の出入口における温度差 (°C)

伝熱係数 U の計算で、管内外の境膜伝熱係数の計算の際に使用する流体の物性値及び流速はチューブ側、シェル側共に出入口の算術平均温度で計算する。

4.2 メッシュ分割による計算

この方法は、与えられた熱交換器条件において、流体入口温度をインプットに出口温度が何度になるかを計算するものである。

対数平均温度差による計算では、流体の物性値の温度特性の影響が計算されないが、このメッシュ分割による方法ではこの点が改善される。なぜなら、対数平均温度差による方法では、伝熱係数 U の計算を出入口温度の算術平均 1 点で計算する為物性値の温度特性はこの 1 点でのものしか入らない。これに対し、メッシュ分割の方法では伝熱管長さ方向の温度分布に従って各位置で

の伝熱係数を計算する為、物性値の温度特性が厳密に計算される。

以下にメッシュ分割による計算コードの概要を説明する。

(1) 計算モデル

Fig. 4.1に IHX の計算モデルを示す。本計算コードでは基準伝熱面をチューブ外面としているから、以後に表われる伝熱管温度とは外面における温度である。

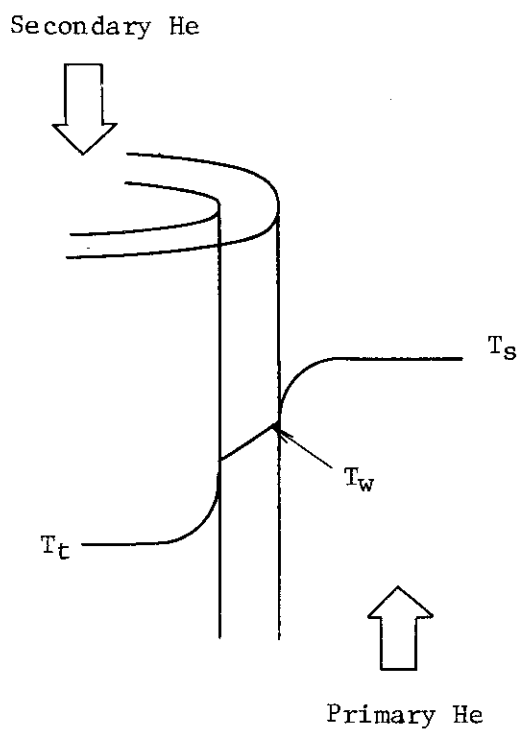


Fig. 4.1 IHX heat transfer model

T_t : チューブ側ヘリウム温度

T_s : シェル側ヘリウム温度

T_w : チューブ外面温度

(注、本計算コードでは、基準伝熱面を
チューブ外面としている。)

(2) 計算式および解法

シェル側熱バランスの関係式を (4-1) ~ (4-5) に示す。

$$q_t^i = (T_w^i - T_t^i) * K_t^i * A^i \quad (4-1)$$

$$q_t^i = (T_{t\text{out}}^i - T_{t\text{out}}^{i-1}) * C_p * W_t \quad (4-2)$$

$$q_s^i = (T_s^i - T_w^i) * K_s^i * A^i \quad (4-3)$$

$$q_s^i = (T_{sout}^{i+1} - T_{sout}^i) * C_p * W_s \quad (4-4)$$

$$q_t^i = q_s^i \quad (4-5)$$

(4-1), (4-2) 式で一本の関係式であり, これはチューブ側一つのメッシュ内の熱バランスで, Primary He ガスから伝熱により伝わる熱が, He ガス流れにより輸送される熱に等しいことを示す。(4-3), (4-4) 式にも同様にシェル側のメッシュ内の熱バランスを示す。また本計算コードでは, 伝熱管の軸方向に熱伝導により移動する熱量は, 伝熱による軸に直交する方向の熱量に比べ, 小さいから無視した。

IHX の伝熱性能を解析することは, 各メッシュにおいて, 上記熱バランスの解を求めることになり, 未知数は, 各メッシュの出口ガス温度 T_{tout}^i , T_{sout}^i と伝熱管温度 T_w^i である。

実際の計算順序を Fig. 4.2 に示す。本計算コードでは (4-1) 式から (4-5) 式を一気に解くのではなく, まず第一にチューブ側を 1~n メッシュまで計算し, 各メッシュ出口ガス温度を計算する。ただしこの計算では方程式は (4-1), (4-2) 式で実質的には一本であり, 未知数がメッシュ出口ガス温度 T_{tout}^i と伝熱管温度 T_w^i の 2 つで解けない。その為最初に伝熱管温度 T_w^i を適当に仮定しメッシュ出口ガス温度について (4-1), (4-2) 式を満足するまで収れん計算し次のメッシュに移る。メッシュ入口ガス温度は前のメッシュの出口ガス温度を代入し, 次々に n メッシュまで計算する。次にシェル側についても同様に (4-3), (4-4) 式について計算する。ここまでは, 最初に仮定した伝熱管温度について仮定した伝熱管温度について計算しただけだから, (4-5) 式を満足していない。そこで次に, チューブ側, シェル側の計算結果に基づき, (4-5) 式について, 伝熱管温度 T_w^i を 1~n メッシュについて計算する。この一連の計算を繰り返し, 各変数 (メッシュ出口ガス温度, T_{tout}^i , T_{sout}^i , 伝熱管温度 T_w^i) が動かなくなるまで収れん計算するものである。

4.3 計算法の比較

ここでは, 対数平均温度差による平均値での計算結果と, メッシュ分割による計算結果の比較検討したものである。

計算条件は, 本試設計の 25 MW IHX で伝熱管外径 10.5 mm, 管ピッチ 1.37, 32 本モジュール, 90 モジュールのケースである。

対数平均温度差による方法で, 25 MW の伝熱量に対する必要伝熱管長さは, 12877 m である。この伝熱管長さでメッシュ分割による方法で計算すると, 伝熱量が 25.002 MW となり両計算法による有意な差は出てこない。一方計算時間は対数平均温度差の方はほぼ瞬時であるのに対し, メッシュ分割法では, 収束の判定条件にもよるが, 30 分割で約 5 分間かかる。

以上の結果から 伝熱管長さ方向の温度分布等の計算が必要無ければ, 対数平均温度差による計算で充分であると言える。ちなみに前章でのモジュール数をパラメータに各伝熱性能のプロットは, 対数平均温度差による計算結果である。

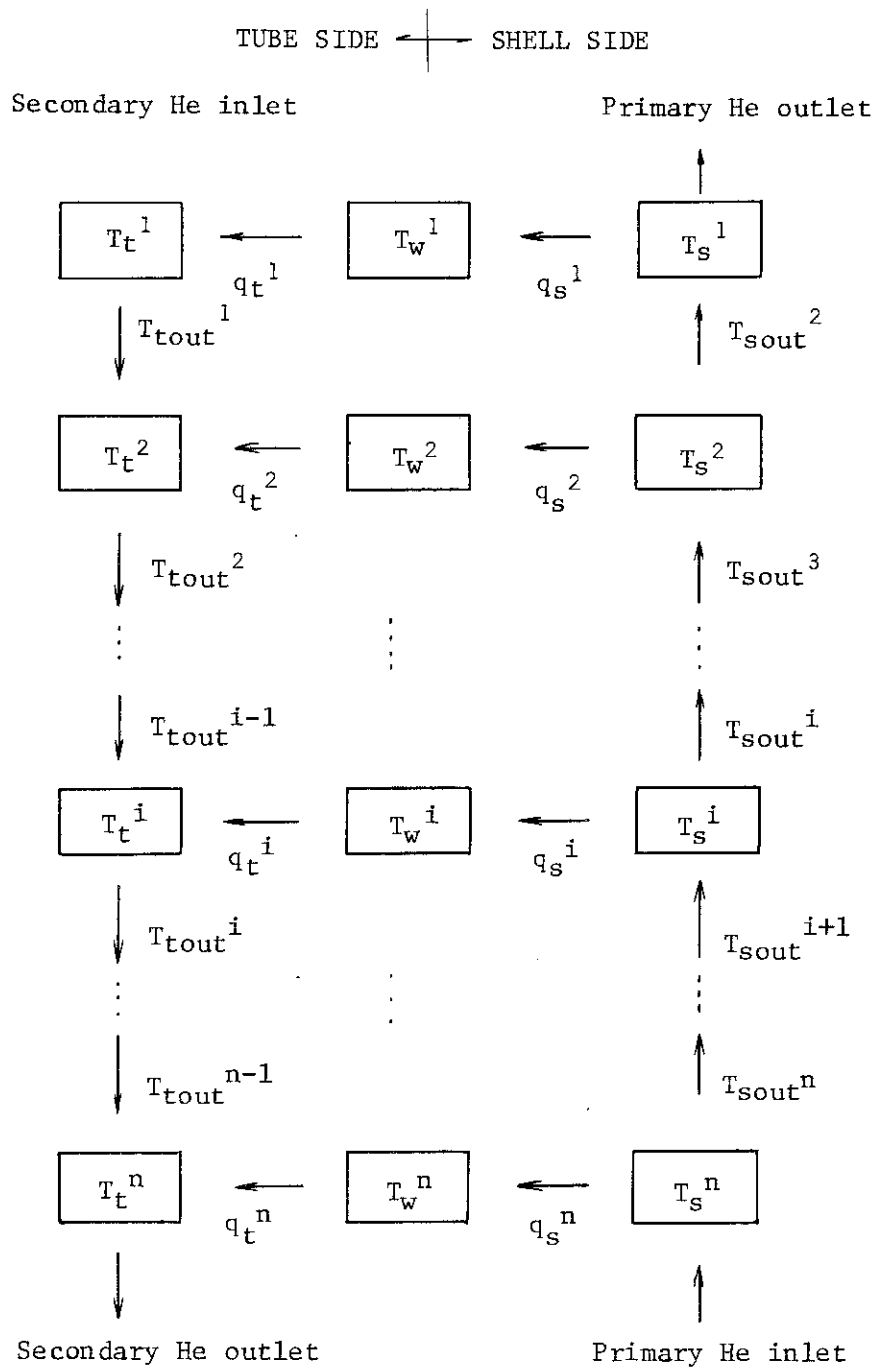


Fig. 4.2 Calculation model of IHX

T : Temperature at each node
 q : Heat transfer rate at each node

Subscripts
 t : Tube side
 w : Tube wall
 s : Shell side
 i : No of mesh

5. ヘリカルチューブ型式との比較

大容量、大型の熱交換器をコンパクトに経済的に設計することを目的に、小口径伝熱管を使用した直管式 IHX の試設計を行ったのであるが、ここで現在の実験炉設計で採用しているヘリカルチューブ型式と本試設計の結果を比較し、直管モジュール型 IHX の特長を定量的に示そうとするものである。

比較検討のポイントは異なった型式の熱交換器を共通の尺度で比較するという点に置き、構造の差異よりも Cost-Performance というマクロ的視点から検討するものである。

製作技術、製作コストに関するデータは不十分である為、ここでは、コンパクト性、重量といったものを、熱交換器の Cost-Performance をマクロ的に現わしたデータであるとし、その比較を行ったものである。

Table 5.1 に実験炉詳細設計(1)³⁾でのヘリカルコイル型 IHX の仕様を示す。本試設計の直管モジュール型 IHX 仕様は前出 Table 3.2 に示した。そしてこの両型式の IHX 性能を比較したものを Table 5.2 に示した。

シェル構造でヘリカルコイル型の方が 2 重胴であるのに対し直管モジュール型が単胴である等、比較条件が厳密には一致していないが、概略比較検討には充分と思われる。

本比較検討結果をまとめると下記結論になる。

- (1) コンパクトさについては直管モジュール型の方が約 1/4 である。
- (2) 重量についても直管モジュール型の方が約 1/4 である。
- (3) 伝熱管の溶接点数は直管モジュール型が 6660 点に対しヘリカルコイル型が 1080 点（伝熱管を 3 本連結して製作するものとして）であり、ヘリカルコイル型の方が約 6 分の 1 すくない。

Table 5.1 Intermediate heat exchanger design data
(Helical tube type)

| | |
|---------------------|----|
| Plant rating, MW(t) | 50 |
| Excangers per plant | 2 |
| Loop rating, MW(t) | 25 |

| | Secondary | Primary |
|---|---------------------------|---------|
| Fluid Circuit | Helium | Helium |
| Fluid routing | Tube | Shell |
| Flow per unit, kg/s | 7.667 | 8.528 |
| Inlet temp, C | 283 | 940 |
| Inlet pressure, kg/cm ² | 43 | 40 |
| Outlet temp | 905 | 373 |
| Pressure loss, kg/cm ² | 0.381 | 0.023 |
| Log mean temperature difference, C | 61.2 | |
| Heat duty per unit, MW | 25 | |
| Flow configuration | Counterflow | |
| Type of construction | Helical tube | |
| Assembly type | One body | |
| Tube o.d., mm | 38.1 | |
| Wall thickness, mm | 4.0 | |
| Tube pitch | 1.42 | |
| Surface area per unit, m ² | 1508.1 | |
| Surface compactness, m ² /m ³ | 13.61 | |
| Tubes per unit | 270 | |
| Modules per unit | — | |
| Effective tube length, m | 55.91 | |
| Assembly diameter, m | 2.6 | |
| Assembly height, m | 20.87 | |
| Assembly weight, tonnes | 250.0 | |
| Pressure boundary, kg/cm ² | 46.0 | |
| Thermal density, MW/m ³ | 0.227 | |
| Thermal flux, W/cm ² | 1.658 | |
| | kcal/m ² .hr.C | 305.1 |
| Tube material | Hastelloy XR | |
| ISI/repair level | One tube | |
| Assembly location | Factory | |
| Transportation mode | Barge/Trailer | |
| ASME Code Class | Section III | |

Table 5.2 Summary of significant data for each IHX type

| | ヘリカルチューブ型 | 直管モジュール型 |
|---------------------------|--|--|
| 1 伝熱管サイズ | 31.8 mm ^{OD} × 5 mm th | 10.5 mm ^{OD} × 1.2 mm th |
| 2 伝熱管長さ | 55.91 m | 12.9 m |
| 3 伝熱管本数 | 270 本 | 3330 本 |
| 4 伝熱面積 | 1508 m ² | 1417 m ² |
| 5 伝熱管重量 | 51.8 tons | 12.4 tons |
| 6 チューブバンドル内径 | 700 mm | 600 mm |
| 7 チューブバンドル外径 | 2080 mm | 1200 mm |
| 8 チューブバンドル高さ | 12.8 m | 12.8 m |
| 9 チューブバンドル容積 | 38.4 m ³ | 10.8 m ³ |
| 10 シェル径 (外径) | 2600 mm | 1500 mm |
| 11 シェル板厚 | 60 mm | 38 mm |
| 12 全体重量 (概算値) | 250 tons | 34.9 tons |
| 13 全容積 (") | 110.8 m ³ | 28.3 m ³ |
| 14 Assembly height | 20.870 mm | 16,000 mm |
| 15 伝熱面積密度 (全体容積に対する面積) | 13.61 m ² /m ³ | 50.1 m ² /m ³ |

6. IHXの圧力損失に対する検討

本試設計では仮りに90モジュールに設定した(第3章参照のこと)が、本章ではモジュール数と圧力損失のバランスについて概略コスト試算を行った。つまり、IHXのモジュール数を少なくすれば、IHXチューブ側、シェル側共に流速が増し総括伝熱係数が大きくなり、その結果IHX全体がコンパクトになりIHXのイニシャルコストが軽減される。そのかわりに流速が増すことによって、IHXの圧力損失は大きくなり、その分がブローアのランニングコストの上昇になる。(モジュール数の変化による、IHXの必要伝熱面積の変化および圧力損失の変化については、第3章 Fig. 3-9, Fig. 3-11, Fig. 3-12 参照のこと)

コストミニマムの検討は厳密にはもっと多岐に渡る、複雑なバランスが存在するが、概略計算には上記2つの因子が代表的なものであり、充分であろう。

Fig. 6.1に上記バランス検討の基本系統図を示した。この系統について以下に最適モジュール数の検討を説明する。

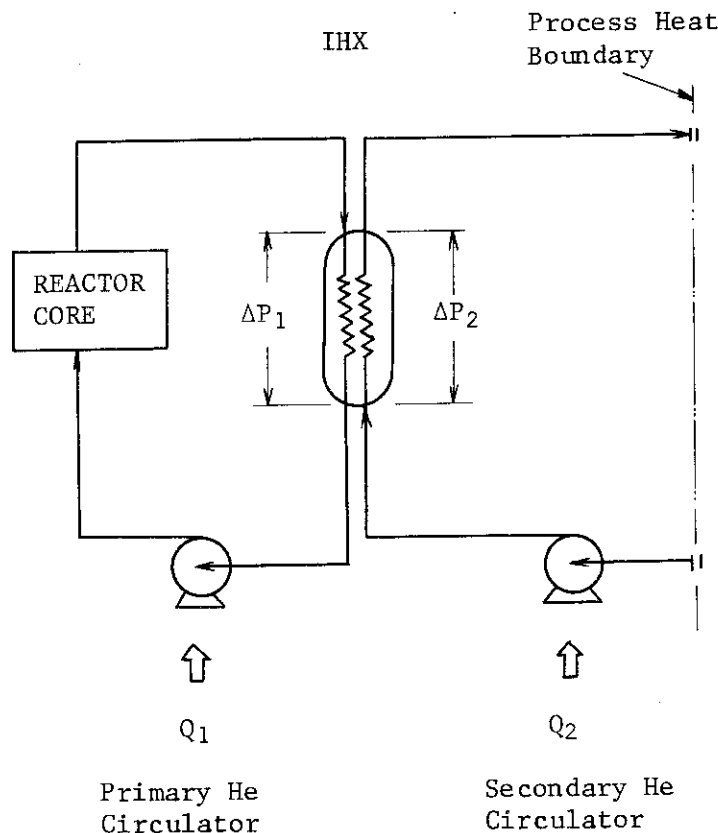


Fig. 6. Basic model for cost-balance

- Q1 : Primary He Circulator Power
- Q2 : Secondary He Circulator Power
- ΔP_1 : IHX Pressure Drop (Shell side)
- ΔP_2 : IHX Pressure Drop (Tube side)

6.1 計算条件

一般に系統の総合経費は下記に分類される。⁴⁾

(1) 設備費

設備費としては、機器・配管などの他建家及び据付工事費などを含めなければならないが、本計算ではIHXの設備費のみを考慮した。ブロアのヘッドに対する設備費の増減はIHXに比較的小さいものとし無視した。

(2) 償却期間中の設備費に対する利息ならびに償却費

今回の計算では考慮しない。

(3) 償却期間中の動力費

Fig. 6.1におけるブロアの動力費 Q_1, Q_2 25円/kwであるが、このエネルギーは原子炉の出力に加算され熱利用系に供給される。そこでFig. 6.1の熱利用系境界でのエネルギー価値を2.7円/kwとし、動力費はその分を差し引いた22.3円/kwとして計算した。

(4) 償却期間中の保守管理費（人件費、補修費、消耗品代なども含む）

今回の計算では考慮しない。

(5) 稼働率

40000時間とした。（8000時間×5年）

6.2 計算方法

(1) IHXコスト

IHX設備費の計算は、伝熱管部と圧力容器に分割しそれぞれ、基本的には製作コストは素材重量に比例するものとして計算した。一般的に、製作コストに関するデータは実際に同型の熱交換器を製作した経験から得られるために、今回のように製作実績のない熱交換器については正確なデータの把握は困難である。今回の概略コスト試算に仮定したデータを下記に示す。

- ・伝熱管部の製作コストは伝熱管の素材重量に比例するものとし、20000万円/tonとした。
- ・伝熱管部を除く部分の製作コストは、圧力容器の素材重量に比例するものとし、1000万円/tonとした。

(2) ブロア動力費

Fig. 6.1系統に示す通り、ブロア動力費としては、1次系、2次系の2台のヘリウム循環機を考慮する。

計算上の仮定として、1次系、2次系共にIHXを除く系統の圧力損失は 1 kg/cm^2 とし、Fig. 6.1のモジュール数をパラメータに変化する $\Delta P_1, \Delta P_2$ を加えたものをブロアのヘッドとした。

また、動力の計算に際してはブロア効率を65%とした。

6.3 総合経費

前項までの条件に基づき計算した結果をFig.6.2に示す。図に示す通り、今回の概略計算では、

最適設計の条件は伝熱管部の製作コストとIHXの管側の圧力損失が支配的であることが解かる。

今回の設計条件では40モジュール前後にコストミニマムの点があり、本試設計で設定した90モジュールは大きすぎるともいえるが、前項でも説明した通り、現状では正確な製作コストデータの比較は不十分である。

以上の検討から明らかなように、熱交換器の圧力損失はシステム全体のコストバランスから最適条件を決定しなければならないといえる。今回の計算条件では、直管モジュール型熱交換器の圧力損失は、チューブ側 1.0 kg/cm^2 程度が適当であるといえる。

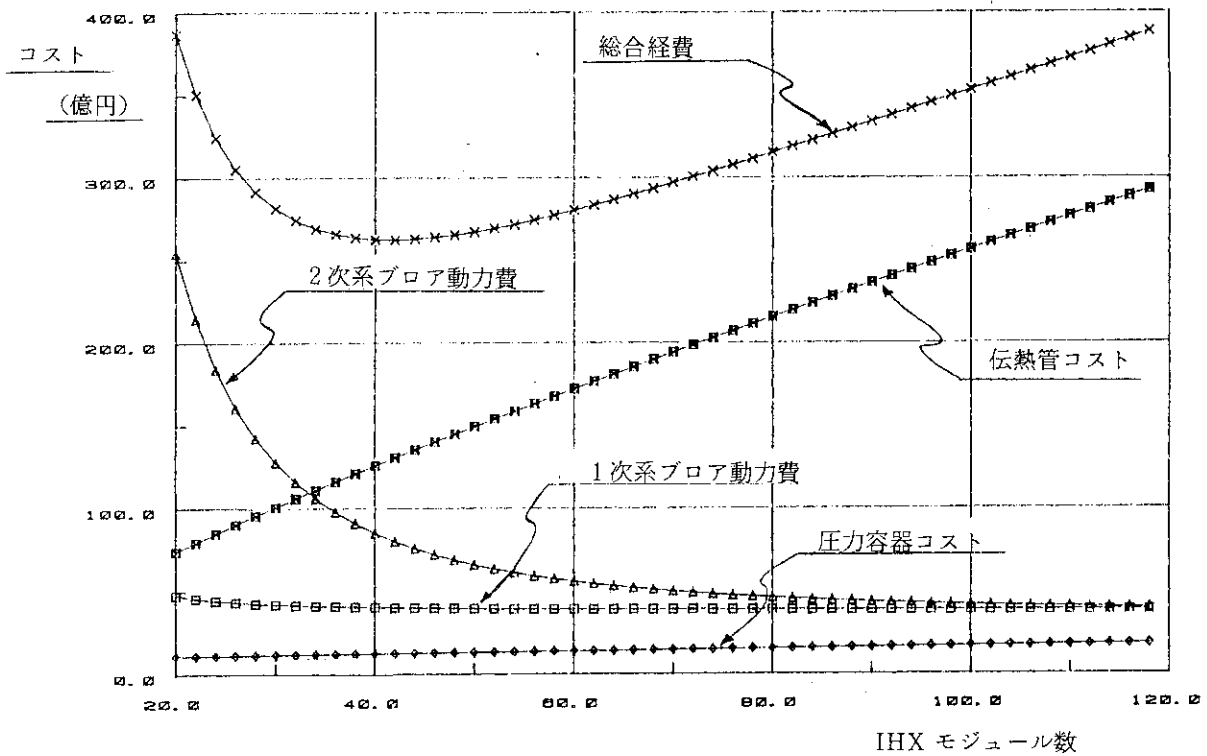


Fig.6.2 IHX capital cost & blower running cost versus no of module

7. お わ り に

一般的に熱交換器の性能比較では、本報告で検討を行った管群に平行流な型式（直管モジュール型）は直交流の型式（ヘリカル型式，Uチューブバッフル型式）に対し，熱通過率が小さいために不利になると評価されている。しかし今回行った設計検討の結果では，平行流の場合でも小口径伝熱管を採用することにより次の結果が得られた。(1)管肉厚が薄くなり伝熱係数が向上する。(2)伝熱管が小口径であるため単位容積当りの伝熱面積を大きくできるから，小型で軽量の設計が可能となる。

今回行った試設計では，熱交換器の基本設計パラメータについて検討，分析を行ったが，熱交換器の最適化を検討する場合には製作コストに関するデータが必要不可欠であることが解った。そしてこのデータは製作経験，実績から得られるものであり，この意味からも実証試験の意味は物理的試験データの検討と共に，製作技術・製作コストに関するデータの定量的把握が重要なポイントになる。

参 考 文 献

- 1) "HTGR Process Heat Program Design and Analysis," GA-A15405, General Atomic Company, October 1978.
- 2) "VHTR Engineering Design Study, Intermediate Heat Exchanger Program," COO-2841, General Electric, November 1976.
- 3) "多目的高温ガス実験炉詳細設計(1)", 設計報告書, 1981.
- 4) "機械工学便覧", P. 10-5

7. お わ り に

一般的に熱交換器の性能比較では、本報告で検討を行った管群に平行流な型式（直管モジュール型）は直交流の型式（ヘリカル型式，Uチューブバップル型式）に対し，熱通過率が小さいために不利になると評価されている。しかし今回行った設計検討の結果では，平行流の場合でも小口径伝熱管を採用することにより次の結果が得られた。(1)管肉厚が薄くなり伝熱係数が向上する。(2)伝熱管が小口径であるため単位容積当りの伝熱面積を大きくできるから，小型で軽量の設計が可能となる。

今回行った試設計では，熱交換器の基本設計パラメータについて検討，分析を行ったが，熱交換器の最適化を検討する場合には製作コストに関するデータが必要不可欠であることが解った。そしてこのデータは製作経験，実績から得られるものであり，この意味からも実証試験の意味は物理的試験データの検討と共に，製作技術・製作コストに関するデータの定量的把握が重要なポイントになる。

参 考 文 献

- 1) "HTGR Process Heat Program Design and Analysis," GA-A15405, General Atomic Company, October 1978.
- 2) "VHTR Engineering Design Study, Intermediate Heat Exchanger Program," COO-2841, General Electric, November 1976.
- 3) "多目的高温ガス実験炉詳細設計(1)", 設計報告書, 1981.
- 4) "機械工学便覧", P. 10-5