

月刊：化学装置 連載

熱交換器の伝達を促進する 管側 3 次元ワイヤー素子” hiTRAN” の活用

- (その 1) - 促進原理とプラント用熱交換器へ応用した時の伝熱計算事例
第 57 巻 7 号 (2015)
- (その 2) - 熱交換器の性能を低下させる最大の敵 “汚れ:Fouling” の防止効果
第 57 巻 9 号 (2015)
- (その 3) (上) - 空冷式熱交換器, 空冷式オイルクーラー等への応用計算事例
第 57 巻 12 号 (2015)
- (その 3) (下) - 空冷式熱交換器, 空冷式オイルクーラー等への応用計算事例
第 58 巻 1 号 (2016)
- (その 4) - 高炉・加熱炉および民生ボイラーの燃焼排ガスからの熱回収計算事例
第 58 巻 3 号 (2016)
- (その 5) - 2 重管式熱交換器および既設熱交換器の非対称 2 パスバンドルへの改造
第 58 巻 6 号 (2016)

渡部 高司*, 酒井 昭二**

*Takashi WATANABE ; a-PEC (株) 代表

E-mail watanabe@a-pec.jp

**Shoji SAKAI ; a-PEC (株) 業務部長

Email sakai@a-pec.jp

〒110-0015 東京都台東区東上野 1-6-10 ART ビル(MPS 内)

TEL : 03-5816-1057 FAX : 03-5816-1056

URL : <http://www.a-pec.jp>

〔新連載〕 熱交換器の伝熱を促進する 管側3次元ワイヤー素子“hiTRAN”の活用 —その1—

～促進原理とプラント用熱交換器へ応用したときの伝熱計算事例～

渡部 高司*, 酒井 昭二**

1. はじめに

熱交換器は化学装置の一つとしてプラント内で数多く使用されているだけでなく、自動車のラジエーターに代表される乗り物用や、家庭用、産業用のエアコンなどに広く使用されている。そしてその熱伝達の効率を上げることは、エネルギー消費量を軽減することに繋がり、具体的には用役費の削減、小型化による設備費の削減、さらには環境への熱放出が低下するので、環境に優しい技術である。

管側伝熱促進素子“hiTRAN”はすでに30年以上の歴史を持ち、世界の石油精製・化学プラントの熱交換器の30,000基以上に採用されており、プラントオーナーに大きな便益をもたらしている。日本では欧米に比べて普及が遅れていることもあり、2007年より、CalGavin Ltd. 日本事務所を開設して活動している。その活動の結果を踏まえて、本稿ではhiTRANの伝熱促進の原理と多管式熱交換器の計算事例を紹介し、さらに以降数回に分けて応用事例を紹介していく。

2. 伝熱の基本式と hiTRAN

2-1. 伝熱の基本式

伝熱面を定常状態で熱が流れている熱交換器の伝熱量 Q は次式で与えられる。

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (1)$$

ここで、

U : 総括伝熱係数

A : 伝熱面積

Δt_m : 対数平均温度差

対数平均温度差は次式で与えられる。

$$\Delta t_m = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} \quad (2)$$

Δt_1 : 高温流体入口における両流体の温度差

Δt_2 : 高温流体出口における両流体の温度差

一方、流れの状態を表す無次元数、レイノルズ (Re) 数は次式で表される。

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{(\rho v^2)}{(\mu v / L)}$$

ここで、

v : 流体の平均速度 [m/s]

L : 流体の流れの長さ [m]

ρ : 流体の密度 [kg/m³]

μ : 流体の粘性係数 [kg/m·s]

式の最右辺は、慣性力 (分子) と粘性力 (分母) と読み替えることができる。 Re 数が2,300以下で層流、4,000までが遷移域、4,000以上が乱流とされ、流れ境膜の伝熱抵抗は Re 数の増加とともに小さくなるのが明らかになっている。

さらに円管内の対流伝熱では、

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \text{熱伝導抵抗} + \text{汚れ抵抗} \quad (3)$$

ここで、

h_i : 管側境膜伝熱係数

h_o : 胴側境膜伝熱係数

であり、 Re 数が大きくなると境膜伝熱係数 h_i と h_o が大きくなることが知られている。そして多管式熱交換器では管側パス数の増加による流速の増大で管側境膜伝熱係数 h_i を、胴側境膜伝熱係数 h_o は胴内に切欠きバツフル (邪魔板) を挿入して流路を長くする、いわゆるクロスパスの増加によって向上させる手法が一般的に実施されている。

2-2. hiTRAN の形状と伝熱促進の原理

図1は透明ケースに入ったhiTRANの写真で、中

*Takashi WATANABE ; CalGavin Ltd. 日本事務所 代表

E-mail : watanabe@calgavin.jp

TEL 03-6826-8106

**Shoji SAKAI ; CalGavin Ltd. 日本事務所 業務部長

E-mail : sakai@calgavin.jp

URL : http://www.calgavin.com

http://www.calgavin.jp/



図1 内径21mm用のhiTRAN サンプル写真



図2 hiTRAN 挿入実験の図示化

心部のコアワイヤーには管内壁面と頂上部が点接触するループワイヤーが結束されている。よく見ると判るようにループワイヤーの頂点の位置が円周に対して少しずつずれており、管内壁近くを流れる流体はある長さの間に必ずループワイヤーに接触する構造となっている。すなわち、hiTRANは壁面に沿って流れる流体の流れを邪魔する構造となっている。

図2は、このhiTRANを挿入した透明な管に流体を流して壁面にインキを注入した時に、どのようにインキが半径方向に攪拌されて行くかを実験した結果を図式化したものである。

この図は層流速度分布の壁面近傍の流体A部分に、色インキを流した場合、hiTRAN挿入部に到達すると流速の低い壁面部からループワイヤーによって半径方向に巻き上げられ、均一化してゆく様子を示している。実際の動画がCalGavin.jpのホームページにあるので見ていただきたい。

このhiTRANによる滞留しやすい壁面流体の更新が伝熱促進（管側境膜伝熱係数 h_i の増大）に寄与するのであって、疑似乱流効果とも表現される。実際には層流や遷移領域のみでなく、乱流領域においても十分な促進効果の得られることが確かめられている。

2-3. CalGavin社の研究開発

CalGavin社は1980年に設立され、伝熱促進の研究開発とその素子hiTRANの開発と製造を実施してきた。現在でも多くの大学・研究機関と伝熱に関する共同研究を進め、売上高15%を研究開発に投入する伝熱に関する専門家集団からなる研究開発型企業である。図3はCalGavin社の研究室にある伝熱性能を測定するための実験装置の写真である。

図3の右上の黒い保温部分がhiTRAN挿入内管の2重管熱交換器で、温度、圧力損失、流量が測定できる。hiTRANの技術的根拠はこの膨大な研究データと30年以上の実プラントへの適用実績がベースとなっている。

2-4. hiTRANの伝熱性能と圧力損失

hiTRANを管内に挿入すると、境膜伝熱係数 h_i は向上するものの、管内流体の圧力損失は、何も挿入していない空洞管に比べて大きくなるのは当然である。hiTRANを使用することで、圧力損失が大きくなり過ぎて運転ができなくなる、いわゆる許容圧力損失を超えてしまえば意味がなくなってしまふ。hiTRANはループワイヤーの長さ方向の密度を変えることによって圧力損失の大きさを調節することもできるが、その調節可能な範囲は小さい。

一方、空洞管を用いた従来の多管式熱交換器では、管側の境膜伝熱係数 h_i を大きくするために、複数の管パスを採用して流速を大きくしていることが一般的である。hiTRANを採用する場合は、この管パスを小さくすることで許容圧力損失とのバランスを採るのが、基本的な手法である。具体的には図4を用いてhiTRANを用いた場合の圧力損失と伝熱性能の関係を説明する。

図4は左縦軸に管側境膜伝熱係数 h_i 、右縦軸に圧力損失を横軸の Re 数に対して空洞管とhiTRAN挿入管の性能をプロットした比較図である。

空洞管の“1”の位置は左側の伝熱係数が3.8、流速は8パスで1.2m/sのとき、1barであり、■印のプロットは1~8パスの Re 数と圧損の値である。すなわち空洞管の場合、8パスまでパス数をあげ、流速1.2m/sで、 Re 数は1,600が確保されている。

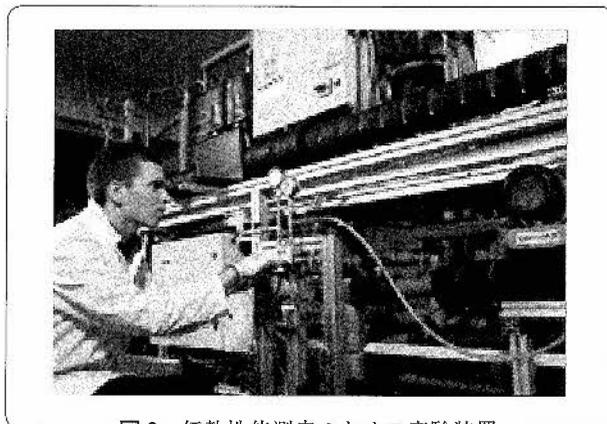


図3 伝熱性能測定のための実験装置

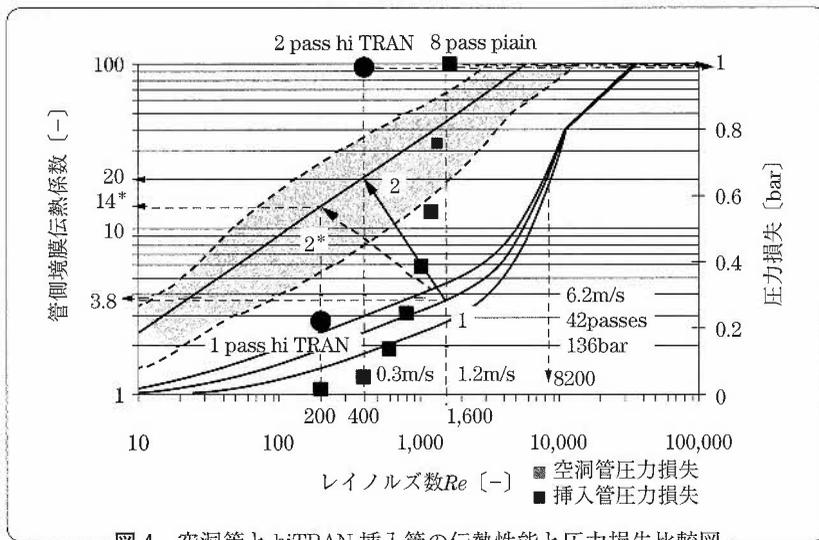


図4 空洞管と hiTRAN 挿入管の伝熱性能と圧力損失比較図

それに対して、●印で表した hiTRAN 挿入管では、圧力損失を 1bar (0.3m/s) とするためのパス数は 2 となり、hiTRAN 性能線との交点“2”の伝熱係数 20 を示す。もし 1 パスした場合には Re 数 200 で圧損は 0.2bar, 伝熱係数は交点“2*”の 14 となる。すなわち hiTRAN は 2 パスまで減少する管パス改造を行えば同じ圧力損失で 5 倍以上、1 パスとすると圧力損失 1/5 となっても、3.5 倍の伝熱係数が得られることになる。

実際の hiTRAN の密度と適正な管パスの選択と圧力損失の設計計算は、CalGavin 社の研究データが集約され、ソフトウェア hiTRAN.SP として無償提供されている。

3. hiTRAN 適用の実手順

3-1. 既設熱交換器への適用の狙い

新設の熱交換器の場合、hiTRAN の使用を前提と

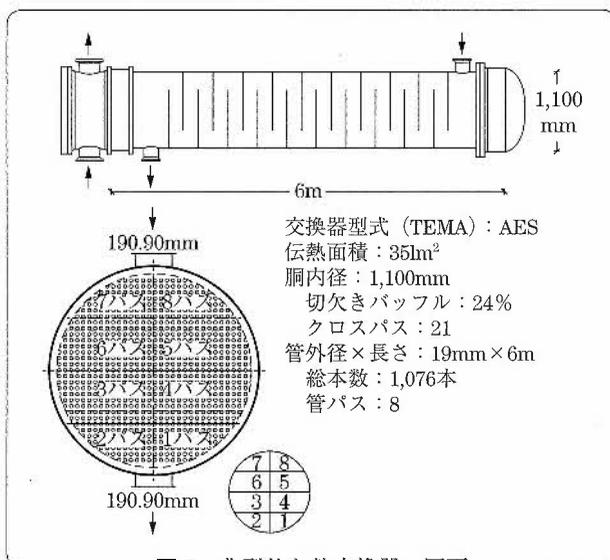


図5 典型的な熱交換器の図面

した設計が従来設計の熱交換器とその製作費と運転後のランニングコストを比較することで hiTRAN の採用を決定することになる。既設熱交換器の現状の問題点を十分に把握し、以下のように、hiTRAN 採用の狙いを明確にしておくことが重要である。

1) 交換熱量の増大

- ・より大きな出口／入口温度差の達成
- ・処理量の増加（能力不足への対応）

2) プロセス条件変化に対応

3) 運転操作性の改善

- ・負荷の変動による伝熱性能の変化
- ・汚れ防止による運転期間の延長

3-2. 管パスの改造可能性

また空洞管の既設熱交換器は一般的に管側の伝熱抵抗が支配していることが多く、hiTRAN の挿入によって、管内流れが層流から遷移領域にある場合、特に顕著な促進効果を示すことが多い。しかし hiTRAN 挿入によって必ず圧力損失が大きくなるので、圧損低下の改造、すなわち熱交換器頭部の仕切板を改造して管パスを低下することが可能かを確認する必要がある。図5に典型的な管型熱交換器の管配置図と側面図を示す。

この管パス8の交換器の空洞管に hiTRAN を挿入する場合、圧力損失が大きくなることを避けるために管パス数を下げることになるが、図5の側面図から明らかなように、偶数パスを奇数パスに変更する（あるいはその逆）場合には管側出入り口のノズル位置が両側に配置されるため、頭部の管パス分割用の仕切板の撤去に加えて、ノズルの改造工事の費用が必要となることに留意すべきである。

3-3. hiTRAN の選択と伝熱促進効果の確認

熱交換器の設計計算ソフトは数多く提供されているが、HTRI 社の Xchanger Suits や AspenTech 社の HTFS が世界的標準となっている。この2つのソフトウェアにアドインして、伝熱促進効果を計算することのできる hiTRAN.SP ソフトが CalGavin 社より無償で提供されている。このソフトをアドインすることで、管内で相変化のない単相流の場合、hiTRAN 挿入時の伝熱促進効果とその圧力損失を計

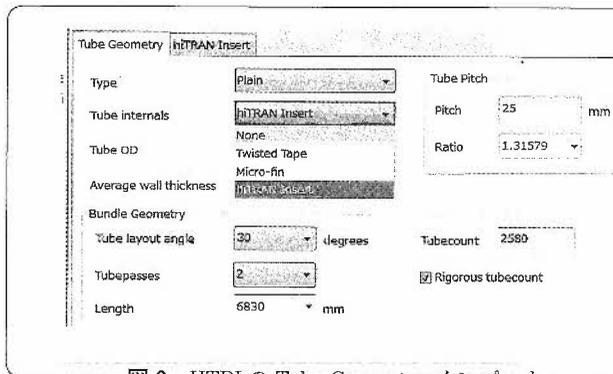


図6 HTRIのTube Geometry インプット



図7 hiTRAN Insert インプット

算することが可能となる。

hiTRAN の伝熱促進効果を計算する前に、現状の運転条件での熱交換器の諸元と運転プロセスデータをこのソフトに入力し、あらかじめ空洞管の性能計算をしておくことが必須となる。その結果、例えば管側の伝熱抵抗が支配しているのか、設計時点での汚れ係数の妥当性などが評価でき、かつ hiTRAN の促進効果を計算する基礎となる。

次の段階の操作としては、HTRI ソフトの例で説明する。図6に示した管側のデータ入力画面 (Tube Geometry) で、管内挿入 (Tube Internal) の hiTRAN を選択することで、図7の hiTRAN の入力画面が現れる。ここでは許容 (Allowable) 圧力損失と管パス数を入力することで計算できる。

計算の結果は以下で定義される設計余裕によって伝熱促進効果が評価される。

$$\text{設計余裕}[\%] = \frac{(U_{\text{Actual}} - U_{\text{Required}})}{(U_{\text{Required}})} \times 100$$

ここで、 U は(1)式の総括伝熱係数、 U_{Actual} は計算によって得られた熱交換器の実際の U 、 U_{Required} は流体の熱交換量を達成するために必要な U と定義され、この計算方法を評定 (Rating) モードと定義している。

シミュレーションモードとはこの U_{Actual} を用いた場合、熱交換量が何処まで上がるか、すなわち流体出口温度を計算するモードである。

3-4. hiTRAN の部品番号と密度

hiTRAN のループワイヤーの密度が高くなれば、伝熱促進効果が大きくなるが、圧力損失も大きくなる。このソフトでは、与えられた管パス数で、許容圧力損失内の最大密度の hiTRAN 部品番号を自動的に選択してくれる。hiTRAN の密度は最低密度、低密度、中低密度、中密度、中高密度、高密度、最高密度の7段階に大きく分類されている。そしてここで得られた部品番号がそのまま CalGavin 社への

hiTRAN 素子の発注仕様になる。

この部品番号には密度の他に熱交換器の管内径、長さ、材質等の情報も含まれている。使用できる材質は金属線材が入手できれば製作可能で、標準のステンレス以外にチタン、ハステロイ、タンタル、ジルコニウムなどの耐蝕性金属で製作可能であり、実績も持っている。

CalGavin 社は hiTRAN のこの設計計算を基本無償で実施している。そして適切な部品番号の hiTRAN を製造・供給し、実装の指導はするが、交換器の改造等は範囲外である。日本事務所も同様に国内で活動している。

3-5. 管パス改造と hiTRAN の実装

図8は hiTRAN 挿入のために、4パス用の分割仕切り板の撤去し、1パスに改造しつつある写真である。

図9の挿入作業で注意すべき点は hiTRAN の挿入方向であって、ループワイヤーの絞られる方向には挿入可能であるが、逆方向には不可能なので、挿入位置がオーバーすると全て引き抜いてやり直すこと

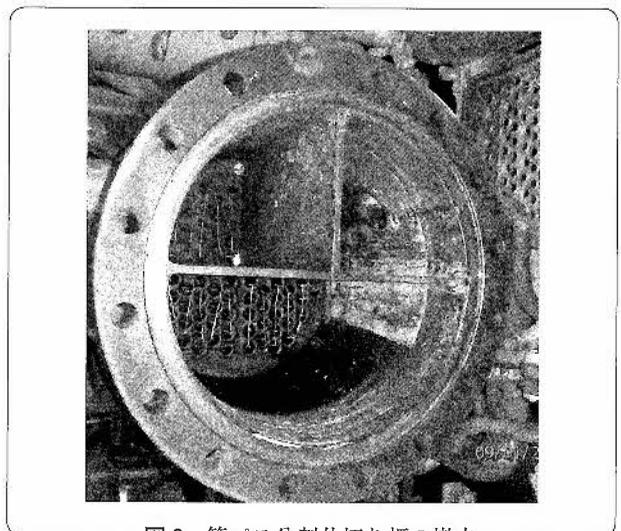
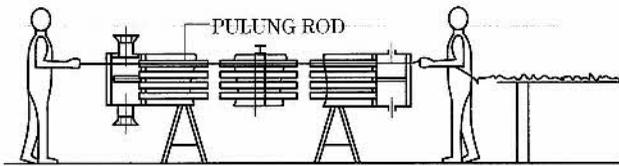
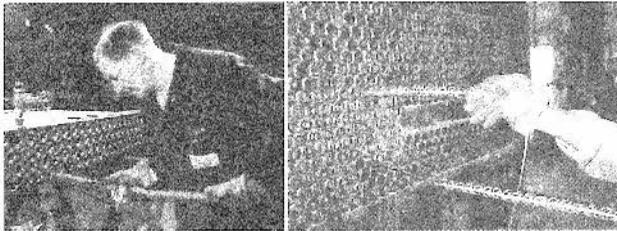


図8 管パス分割仕切り板の撤去

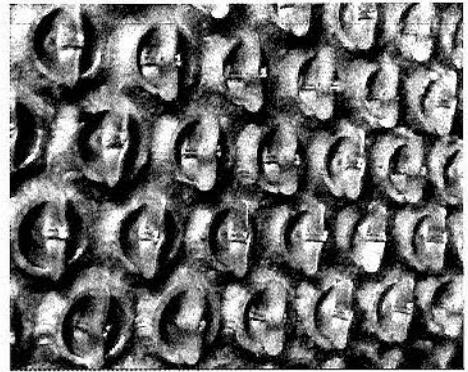


空冷式熱交換器へのエレメント挿入作業

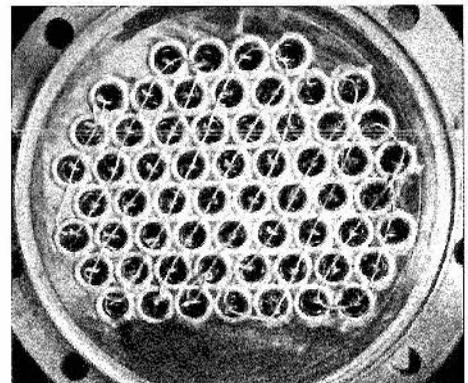


エレメントの挿入作業

図9 装着作業のイメージと写真



コアアンカーによるエレメントの固定



一本のキーワイヤーを使用した場合の固定

図10 hiTRAN 素子の固定

になる。

挿入された hiTRAN 素子は図 10 のような固定治具を用いて固定する。

4. hiTRAN 伝熱促進効果の計算実例

次に熱交換器の伝熱を具体的にどの程度促進するのかを計算事例で示したい。多種多様な条件のもとで運転されている熱交換器の全てを網羅することはできないので、本稿では実例の中から Re 数の異なる 3 つの多管式熱交換器の計算例を紹介する。

4-1. プロセス冷却水の海水冷却熱交換器

プロセス用冷却水は冷水塔で冷却されることが多いが、メンテナンス性に問題もあるので、臨海部では図 11 のフローのように、海水で冷却水を冷却して循環することも多い。この場合、両流体の Re 数は完全に乱流領域であり、この領域での hiTRAN 伝熱促進の計算例である。この熱交換器は 35℃ の循環冷却水 360kg/s を 28℃ まで冷却するもので、その諸元は表 1 に示すとおりである。

表 2 に既設の空洞管と hiTRAN 挿入管の HTRI 計算結果を一覧する。ここで入口/出口温度は胴側が 35→28℃、管側が 19→26.4℃ での評定 (Rating)

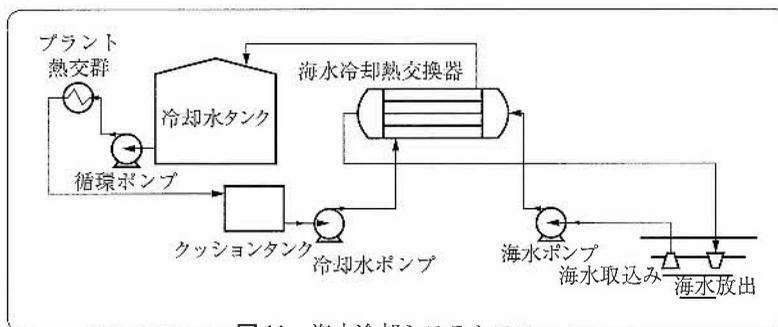


図11 海水冷却システムフロー

表1 海水冷却熱交の諸元

胴側	高温流体/流量	冷却水 (35℃)/360kg/s
	TEMA 型式: BEM	胴内径: 1,250mm
	バッフル: 切欠き 27%	クロスパス: 12
管側	低温流体/流量	海水 (19℃)/360kg/s
	管外径/厚み: 19/0.7mm	長さ/本数: 5.8m/2,000
	管材質: チタン合金	伝熱面積: 677m ²

計算結果で、その時の熱交換量は 10.53MW (メガワット) である。そして胴側の Re 数は 24,755 でその時の境膜伝熱係数は 7,257W/m²·K と計算されている。

表 2 のケース 01 が 4 パス空洞管の既設熱交換器であり、ケース 02, 03 は計算上 2 パスと 1 パスに改造した場合の設計余裕の低下を示している。ケース 04 は最低密度の hiTRAN 挿入管で、2 パスでは圧力損失は空洞管の 4 パスと同等であるが、設計余裕の大きな向上はない。ケース 05, 06, 07 は 1 パスで hiTRAN の密度を上げた計算結果である。その結果圧力損失を空洞管のケース 01 と同等で、設計余裕が 22.6% にまで向上できると計算された。このよ

表2 空洞管とhiTRAN挿入管の計算結果（評定モード）

	単位	ケース01	ケース02	ケース03	ケース04	ケース05	ケース06	ケース07
管パス (hiTRAN)	—	4 空洞管	2 空洞管	1 空洞管	2 最低密度	1 最低密度	1 中密度	1 最高密度
圧損/許容圧損	kPa	179/*	27.1/*	6.3/*	178/25	25.8/25	98.4/100	176.4/179
境膜伝熱係数 h_i	W/m ² ·K	10,121	5,874	3,387	11,123	6,689	10,629	12,957
総括伝熱係数 U	W/m ² ·K	2,058	1,785	1,443	2,110	1,865	2,099	2,182
対数温度差	℃	7.6	7.6	8.7	7.6	8.7	8.7	8.7
設計余裕	%	0.79	-12.56	-18.97	3.44	4.76	17.89	22.58
管側 Re 数	—	53,543	27,700	13,064	26,705	13,065	13,066	13,066
流速	m/s	2.89	1.45	0.72	1.44	0.72	0.72	0.72

* 胴側：流速=1.2m/s, 境膜伝熱係数 $h_o=7,257\text{W/m}^2\cdot\text{K}$, Re 数=24,755

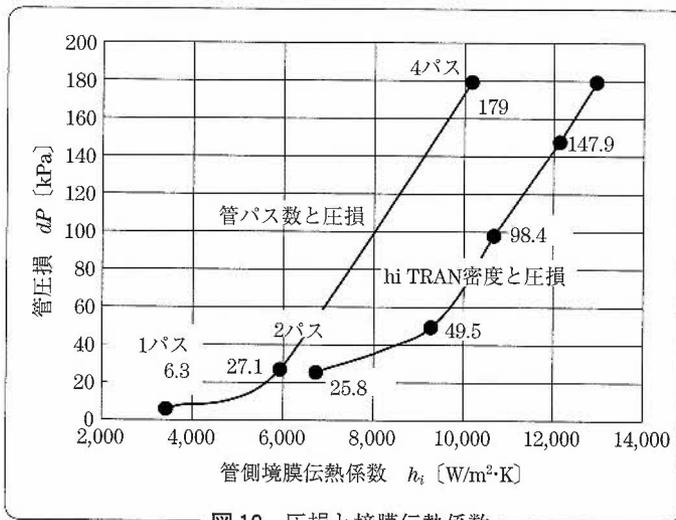


図12 圧損と境膜伝熱係数

うに Re 数の十分大きい乱流領域においても、hiTRANは評価されるべき伝熱促進効果のあることが計算できた。

図12には管側圧力損失と境膜伝熱係数の関係を示した。この図から判るように、流速を上げることによって得られる境膜伝熱係数 h_i の増加（乱流化の効果）よりも hiTRAN による境膜伝熱係数の効果の方が大きいことが判る。

表2のケース07の示す22.6%の設計余裕を便益化する一つの方法として、熱交換器の熱交換量を同じ（冷却純水の流量と入り出温は同じ）とし、設計余裕分を冷却用海水の流量低下に用いるとしたシミュレーション計算を実施した。その結果、360kg/sの海水が270kg/sまで低減でき、熱交換器の圧力損失も179kPaから103kPaまで低下することが可能と計算された。

この流量の低下による配管圧損と熱交換器の圧力損失をポンプ動力に換算すると、ざっと234kWから108kWに低下すると計算され、127kWの減少は電気料金¥18/kWhとすると、年間にして1,800万

表3 タール用熱交の諸元

胴側	低温流体/流量	温水 (75℃)/2.88kg/s
	TEMA 型式: BES	胴内径: 320mm
管側	バッフル: 切欠き 45%	タロスパス: 69
	高温流体/流量	タール (191℃)/1.42kg/s
	管外径/厚み: 19/2mm	管長/本数: 5m/82
	管材質: SUS304	伝熱面積: 24m ²

円と計算できる。また管側海水の出口温度は、胴側の出口温度の設定値28℃よりも高い28.9℃を示したが、これは1パスならではの結果である。1パスに改造するためには頭部と管側ノズル位置の改造が必要であり、hiTRAN素子の価格とその改造費用がこの便益で回収できるか、が評価される。

5-2. コールタール製品冷却用熱交換器

この例は管側の粘度が高く、 Re 数が700以下、すなわち完全な層流領域にあるコールタール製品を温水で冷却する熱交換器の例である。この熱交換器は高粘度のタールの温度を下げすぎないように一定温度まで冷却するものであり、タールの入り出口の粘度は5→23cPである。冷却用胴側には管内壁面での製品の固化を防ぐために、冷水ではなく温水を用いている。その諸元は表3に示すように小型で細長いものである。

表4のケース11は既設の空洞管の場合で、 Re 数が700の層流範囲であり、設計余裕は1%未満であった。ケース12, 13は管1パスで、最高密度と最低密度のhiTRANを挿入した場合で、設計余裕は254と99%にも達し、層流領域で驚異的な伝熱促進効果を達成できている。

このプロセスの特徴は191℃のタール製品を135℃にまで冷却したいが、冷え過ぎると固化が始まる

表4 コールタール製品冷却熱交への hiTRAN 挿入計算結果 (評定モード)

	単位	ケース 11	ケース 12	ケース 13	ケース 14	ケース 15	ケース 16
管パス (hiTRAN)	—	6 空洞管	1 最高密度	1 最低密度	1 最低密度	1 最低密度	2 最低密度
管側流量	kg/s	1.42	1.42	1.42	2.84	4.26	4.26
胴側流量	kg/s	2.88	2.88	2.88	2.83	4.32	4.32
圧損/許容圧損	kPa	64.5/196	19.1/65	3.1/3	6.2/5	10.2/10	50.4/10
管側境膜伝熱係数 h_i	W/m ² ·K	92	406	1706	274	350	551.8
胴側境膜伝熱係数 h_o	W/m ² ·K	2,074	1,725	1,706	1,743	2,216	2,269
総括伝熱係数 U	W/m ² ·K	63	185	104	110	173	225
対数温度差	℃	80.2	81.4	81.4	77	77	74.5
交換熱量	MW	0.1212	0.1212	0.1212	0.2423	0.3635	0.3635
設計余裕	%	0.9	253.7	98.6	31.5	4.3	31.2
管側 Re 数	—	701	113	115	230	344	687
流速	m/s	0.47	0.07	0.07	0.14	0.22	0.42

* 管側入出口温度は 191→135℃、冷却用温水はケース 12, 13 が入出口 75→85℃、ケース 14, 15, 16 は 75→95℃ と固定し、必要な胴側流量を計算している。

表5 原油予熱熱交の諸元

胴側	高温流体/流量	中間油 (240℃)/76kg/s
	TEMA 型式: AES	胴内径: 1,100mm
	バフフル: 切り欠き 24%	クロスパス: 21
管側	高温流体/流量	原油 (176℃)/53kg/s
	管外径/厚み: 19/2mm	長さ/本数: 6m/1,076
	管材質: 炭素鋼	伝熱面積: 351.3m ²

ため、冷却しすぎないように 75℃ の温水を用いていることである。そのために HTRI の評定モード計算も両流体の温度条件を指定し、必要冷却温水流量を計算している。そして胴側は温水の出口温度が沸騰しない 95℃ 以下を指定されている。

最低密度の hiTRAN 挿入で得られる設計余裕を管側処理量 (能力) の増強に使用する目標で、2 倍量と 3 倍量に上げた計算がケース 14, 15 である。本来設計余裕が 100% の場合、2 倍程度の熱交換量となるはずであるが、3 倍量 (4.26kg/s) でも 4% の設計余裕を示している。これは処理量が増えることで管側のみでなく、胴側の境膜伝熱係数も大きくなった結果である。そして胴側の圧力損失も 6 パスの空洞管の 1/6 である。

ケース 16 はノズル位置の改造の不要な 2 パスの場合であるが、設計余裕が 30% で圧力損失は空洞管の 80% で済んでいる。

このケース 12 の示す 253% の設計余裕を交換器の小型化に生かして、新設の熱交換器を設計すると、単純に長さ方向 5m の管長を 1.5m まで縮小できると計算できた。

この小型化は、新設の場合の製作コストに大きく

貢献するが、老朽化更新の要請でもない限り、これを hiTRAN の便益として享受することはできない。既設の熱交換器のみが能力増強できたとしても、プラント全体の能力増強計画がなければ hiTRAN の採用は無意味であろう。

もしもこの熱交換器の複数が並列に設置・運転されている場合には、2 基または 3 基の熱交換器を 1 基で賄えるので、残りを予備機とすることも可能である。

5-3. 原油予熱熱交換器群の熱回収量増加

石油精製プロセスには原油を蒸留ために、加熱炉で 350℃ 程度に加熱するが、すでに高温となっている原油中間品と熱交換してから、加熱炉へ供給される。この予熱工程で回収熱量が大きくなると、加熱炉での燃料が削減でき、伝熱促進が直接運転コストの削減に繋がる。この事例は 176℃ の原油を 240℃ の中間油で予熱する熱交換器の事例で、管側流体の粘度が 10cP で、 Re 数が 4000 程度の遷移領域にあるケースである。表 5 に示したように、海水冷却熱交の約半分の伝熱面積のものである。

表 6 のケース 21 は既設の空洞管でパス数が 8 の場合の評定モードでの結果で、管側圧損が 545kPa と高く管側境膜伝熱係数 h_i も 543 と胴側の半分程度である。ケース 22 から 25 は許容圧損を 8 パスとほぼ同じに設定し、パス数を低くして評定計算した結果で、2 パスで最高密度の hiTRAN を挿入した場合 (ケース 24) が最大の設計余裕を示している。そして管側境膜伝熱係数 h_i は胴側境膜伝熱係数 h_o の 1.5 倍となっている。

表6 原油予熱熱交への hiTRAN 挿入計算結果 (評定とシミュレーションモード)

	単位	ケース 21	ケース 22	ケース 23	ケース 24	ケース 25	ケース 26	ケース 27
管パス (hiTRAN)	—	8 空洞管	4 最低密度	4 低密度	2 最高密度	1 最高密度	2 最高密度	1 最高密度
管側出口温度	℃	入口/出口温度℃ : 176/198, 評定モード					202.7	202.1
圧損/許容圧損	kPa	545/147	479/545	788/800	535/550	90.8/550	526	89.2
管側境膜伝熱係数 h_i	W/m ² ·K	543	1231	1524	1671	1106	1061	1115
総括伝熱係数 U	W/m ² ·K	173	230	241	246	224	246	
対数温度差	℃	44.5	44.5	44.7	44.5	45.6	39.5	42
交換熱量	MW	2.764MW, 胴側入口/出口温度℃ : 240/226					3.393	3.309
設計余裕	%	0.96	31.3	37.74	40.2	31.5	シミュレーションモード	
管側 Re 数	—	3903	1934	1934	958	477	1019	498
流速	m/s	2.69	1.3	1.3	0.65	0.32	0.65	0.32

* 胴側流速 : 1.01m/s, Re 数 : 8,123, 圧力損失 : 111kPa, 胴側境膜伝熱係数 h_o : 1,001 W/m² · K

本熱交換器では予熱温度が高くなるのが hiTRAN 挿入の便益となると考えられるので、2パスと1パスの2例のシミュレーション計算を実施した。Run26の2パスが最大の熱交換量を示すが、ケースの1パスも熱交換量がほとんど変わらないのに、圧損が小さいのが魅力的である。しかし1パスの場合は先のように、ヘッダー改造に加え、ノズル位置が変わるため配管変更工事が必要となる。どちらを採用するかは得られる便益との総合的な判断が必要であろう。

hiTRANによって原油に与えられた増分のエネルギーは $3.393 - 2.764 = 0.629$ MW であり、これは時間あたりに換算すると 2264MJ に相当する。年間稼働 8000 時間、C 重油発熱量 41.7MJ/L、価格 ¥49/L とすると、年間 2,100 万円の節減となる。

5-4. hiTRAN.SP 計算結果のまとめ

Re 数の異なる3つの熱交換器に hiTRAN を挿入した場合の計算事例をまとめると、図13に示したような Re 数と境膜伝熱係数 h_i の関係を示し、 Re の全ての領域で hiTRAN の伝熱促進効果が認められる。そして圧力損失の上昇は、管パス数の減少で対応することが常套手段である。hiTRAN.SP は管内が単相流のとき、HTRI や HTFS に組み込まれて、伝熱促進効果と圧損を容易に計算、評価できる道具といえる。

6. あとがき

hiTRAN によって得られる便益が、そのための投資に見合うものでなければならないのは当然である。

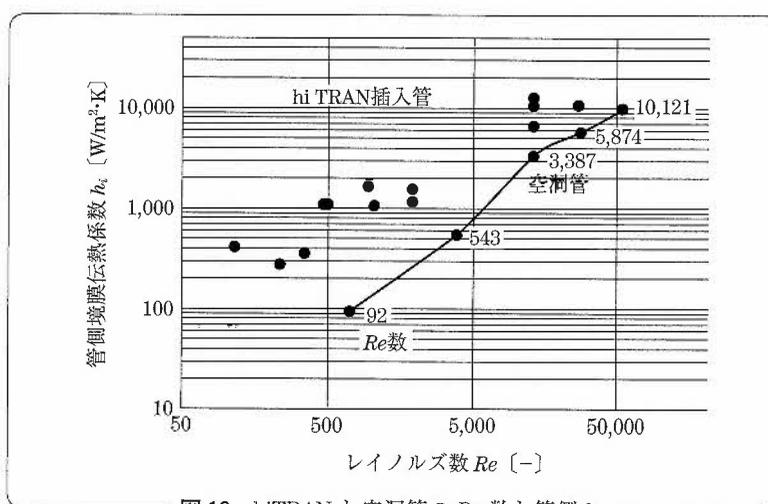


図13 hiTRAN と空洞管の Re 数と管側 h_i

老朽化更新を含む新設の熱交換器の場合は、設計段階での小型化 (伝熱面積他) による製作費とエレメントの購入費が比較評価されるため、投資効果 (ROI) が出やすいが、既設熱交換器の改造の場合は ROI の評価が難しい。増産のボトルネックの解消となるよう場合は採用可能であるが、石油関連プラントが縮小均衡基調にある日本の現状では難しい。しかし省エネそのものは重要なことであり、hiTRAN による便益を評価するに当たっては、設備保全性の向上、運転の安定性向上も含めて、hiTRAN 技術を評価していただきたいし、そのために CalGavin Japan は活動してゆく所存である。

本稿以降、交換器の汚れ問題や、空冷式熱交、その他のトピックスを数回に分けて紹介する計画である。(謝辞)

最後に、本稿を執筆するに当たり、化学工学的な表現や全体構成について多大のご指導をいただいた (株)エプシロンの新事業部長 丹羽忠夫博士に謝辞を表したい。

〔隔月連載〕 熱交換器の伝熱を促進する 管側3次元ワイヤー素子“hiTRAN”の活用

—その2—

～熱交換器の性能を低下させる最大の敵“汚れ：Fouling”の防止効果～

渡部 高司*, 酒井 昭二**

1. はじめに

今年の5月連休明けには火山活動の活発化により、箱根の大涌谷への立ち入りが温泉供給管理会社も禁止となって、長期化すると温泉供給に不安のあることが報道された。この不安の理由は“湯の花”の温泉水供給配管内への沈着によるものらしく、これを定期的に洗浄することが箱根400軒の施設に温泉水の安定供給するために必須のメンテナンス作業とのことである。

“湯の花”とは温泉水に含まれる成分が大気に放出されることによって、その溶解成分が沈殿するものであって、今回のテーマの“熱交換器の汚れ”そのものである。“湯の花”の場合、源泉の泉質毎に人体への優れた効果をもつものであるが、熱交換器には不要のものである。今回はこの厄介者の“汚れ=Fouling”に対するhiTRANの作用効果とその改善事例について報告する。

2. 熱交換器の“汚れ”とは

2-1. 汚れ係数の位置づけ

伝熱面を定常状態で熱が流れている熱交換器の伝熱量 Q は次式で与えられる。

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (1)$$

ここで、

U ：総括伝熱係数

A ：伝熱面積

Δt_m ：対数平均温度差

$$\Delta t_m = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} \quad (2)$$

*Takashi WATANABE ; CalGavin Ltd. 日本事務所 代表

E-mail : watanabe@calgavin.jp

TEL 03-6826-8106

**Shoji SAKAI ; CalGavin Ltd. 日本事務所 業務部長

E-mail : sakai@calgavin.jp

URL : http://www.calgavin.com

http://www.calgavin.jp/

Δt_1 ：高温流体入口における両流体の温度差

Δt_2 ：高温流体出口における両流体の温度差

一方円管内の対流伝熱では

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{t}{\lambda} + \text{汚れ係数(抵抗)} \quad (3)$$

ここで、

h_i ：管側境膜伝熱係数

h_o ：胴側境膜伝熱係数

t ：伝熱管の厚み

λ ：伝熱管の熱伝導度

(3)式の第1, 2項は対流伝熱の式から計算でき、熱伝導抵抗 t/λ は伝熱管材料の固有値であり、前報(7月号)で紹介した熱交換器の設計ソフトHTRIやHTFSでは流体の流れの状態とその物性値から計算するようにプログラムされているが、汚れ係数だけは経験値としてその値を入力するプログラムとなっている。ここで注意することは、境膜伝熱係数の単位が $[W/m^2-K]$ であるのに対し、その単位が逆数の m^2-K/W となっていることである。熱交換器の設計ではこの汚れ係数をいくつにするかが課題となる。海水、工業用水、ボイラー給水などでは0.0001~0.0004、工業用有機溶媒では0.0002、燃料油などでは1桁大きい0.001 $[m^2-K/W]$ の値が使われる

表1 熱交換器設計時の汚れ係数の例

熱交換器種類	海水冷却	タール用	原油予熱
胴側汚れ係数*1	0.00010	0.00030	0.00123
管側汚れ係数*1	0.00010	0.00100	0.00087
総括伝熱係数*2	2,060	63	174
Re数	53,500	700	3,900
伝熱抵抗 [%]：各境界の伝熱抵抗の割合			
胴側境膜	28.36	3.03	16.72
管側境膜	21.95	86.31	41.52
胴/管側汚れ	42.80	9.86	40.97
伝熱管伝導	6.90	0.80	0.79

*1 : $[m^2-K/W]$, *2 : $[W/m^2-K]$

ことが多い。

ちなみに前報で紹介した、3つの熱交換器で使用した汚れ係数と総括伝熱係数、管側、胴側境膜、汚れと熱交換器全体の伝熱抵抗のバランス [%] を、表1にまとめてみた。

表1の結果をみると明らかなように、汚れ係数の値は流体の種類によって大きく変動しており、この値を決めることが、設計した熱交換器が期待通りの性能を発揮できるかどうかの大きな要因である。また伝熱抵抗の割合は、熱交換器の種類によって大きく変化している。hiTRANは管側の伝熱促進（伝熱抵抗の低下）に効果的であり、前報で示したようにタール用熱交換器で最も効果がある。表1の海水冷却と原油予熱熱交換器の汚れの伝熱抵抗は40%以上にも達しており、この点を無視しては熱交換器の設計は不可能であろう。そしてこの汚れは熱交換器の運転中に増加するのが一般的で、定期的にメンテナンスするためのコストが運転コストを圧迫しているのが実情である。

2-2. 汚れの種類と生成物の内容

汚れの種類は以下の6つに分類されるのが一般的である。

1) 粒子沈降汚れ

プロセス流体に浮遊している固形粒子が重力によって沈降し、熱交換器表面に堆積する。

2) 結晶化汚れ

溶解塩の溶解度差による沈殿と堆積（沈着）である。水系ではスケーリング、炭化水素ではワックス結晶の沈着、溶液の冷却、蒸発、pHの変化などによる析出などで、汚れの発生とその粒子の沈着の2段階がある。冒頭の温泉の湯の花の析出はここに該当するのであろう。

3) 化学反応汚れ

流体に含まれる成分の化学反応による高分子量化反応生成物の沈着であって、発生の速度が温度上昇により指数関数的に増加するのが結晶化汚れとの違いである。

4) 腐食汚れ

腐蝕汚れは熱交換器表面との反応汚れの1種であるとも定義される。熱交換器表面の何処かで形成され、堆積する場合には、粒子沈降汚れとして捉えられる。

5) 生物汚れ

バクテリアや藻などの成長と堆積によって起こり、冷却水システムに多く起こる。

6) 凍結汚れ

プロセス流体がその凍結温度以下に冷却されて発生し、ワックス沈着は凍結汚れと間違われる。水冷却器での氷の生成。フェノールの結晶生成などがある。

ここでの流体は液体であることを中心に述べられているが、気体（ガス）であってもほぼ同様に考えられる。空気中の水分が露点以下に冷やされて、熱交換器表面に沈着する場合、定性的には結晶化汚れと同じような機構であろう。

2-3. hiTRANの汚れ低減効果

hiTRANのような管内挿入体が、熱交換器の管側汚れの防止に役立つということは、感覚的に信じ難いことではあるが、海外では石油関連プロセスにおいて数多くの実績が存在する。

先の汚れの6つの分類をもう少し詳細に考察すると、流体内に汚れ成分が発生（生成）する段階とそれが壁面に堆積することによって、伝熱性能が低下する段階に分けられる。すなわち汚れ成分が発生したとしても、管内壁に堆積することが無ければ伝熱性能を低下させることはない。言い換えれば堆積が起こらないほど壁面のせん断応力が大きければ、汚れ成分は壁面に沈着することなく、管出口に押し出されてしまうであろう。hiTRANはこの壁面のせん断応力を大きくする効果を持っている。

もう一つの効果は汚れ成分の発生を抑制する効果であり、石油製品における化学反応による不溶性成分の発生抑制効果がある。これは壁面近傍で高温に曝された流体の化学反応によって発生するモデルが考えられる。

この化学反応速度はアレニウスの式に従って加速されたため、流体の平均温度より高い壁面温度が汚れ生成の場となる。したがってhiTRANによって伝熱係数が向上すると加熱媒体側の温度を下げるができるため、壁面温度を低下するので、汚れによって指数的に総括伝熱係数 U が低下する速度を遅らせることができる。

石油精製のプラントの予熱工程における汚れ低減の数多くの研究がなされており、化学反応汚れが無視できるような原油の加熱条件の存在が報告されている。境膜温度と流速の間に“しきい値”が存在するとの考え方で、化学反応でできた汚れ物質は、堆積の前に移送流体の乱流渦によって取り除かれるとするものである。

結晶化汚れは発生の機構によってhiTRANの効果

が期待できることもあろうが、個別の問題としてとらえる必要がある。その他の汚れの発生防止に関しては、hiTRANの効果は希薄と言わざるを得ない。

3. hiTRANの汚れ防止効果の実験と計算

3-1. スラリーの沈降防止実験

図1から4は比重2.42の50 μ の粒子の水分散液(スラリー)を、 Re (レイノルズ)数が2,000となる条件で、空洞管、およびhiTRAN挿入管に流した時の実験ビデオから抜き出した写真である。実際の実験ビデオはCalGavin.Japanのホームページからダウンロードできるので参照してほしい。

図1の50 μ 粒子の水分散液 Re 数2,000の条件での流速は0.07m/sであり、図2、3のように水平管内の空洞管部分では簡単に沈降する。しかしhiTRAN挿入部分では粒子沈降は観察されない。

図4はhiTRANループワイヤーの密度を変更した場合で、最低密度のhiTRANではわずかに粒子沈降が認められる。この実験結果から、hiTRANを挿入した管では、壁面せん断応力が増加することによって、発生した汚れ物質の沈着を防ぐ効果を示すこと

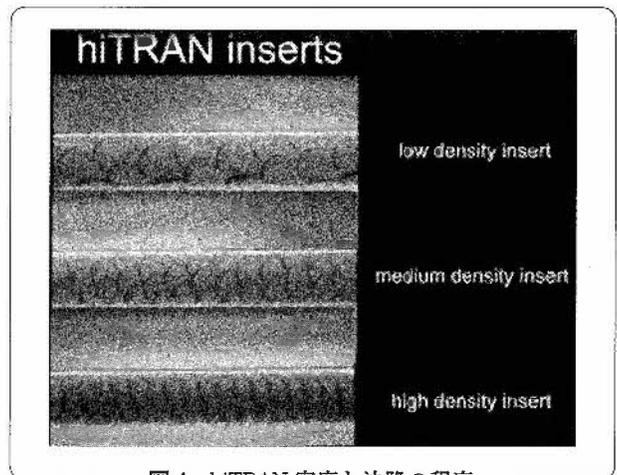


図4 hiTRAN密度と沈降の程度

が明らかである。この事実は管内に“流路を邪魔するような挿入体を入れることは詰まりの原因になる”という感覚的な常識を打ち破っている。

3-2. 管壁面におけるせん断応力

それでは管内壁面のせん断応力がどの程度大きくなるのであろうか？ CalGavin社では流量と圧力損失を直接測定することにより、hiTRAN挿入管壁面のせん断応力を実験的に求めている。

その実験結果はhiTRAN.SPのバージョン7.21からソフトウェアに組み込まれ、その計算結果がCalGavinからのメッセージの中に記載されるようになった。

図5にはHTRIの2重管ソフトを用いて内径20mm伝熱管内に流量を変化させて水を流した場合の、空洞管とhiTRAN挿入管の Re 数と管壁面せん断応力の計算結果を示した。図5での各計算プロットにおける Re 数に対応する流速は0.032から

3 different density inserts
 $Re = 2000$
 tube diameter = 20mm
 water + 50 microns particles
 density 2.42 g/cm³
 sediment deposition video - 5 min condensed to 30 sec

図1 沈降実験条件

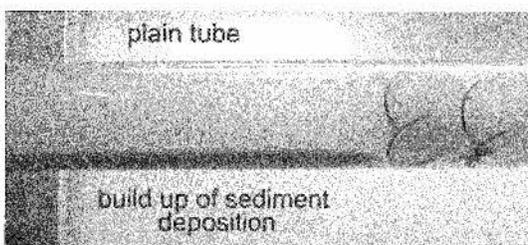


図2 hiTRANに遭遇前の平滑管内の沈降

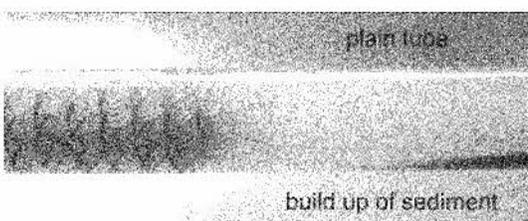


図3 均質なhiTRAN挿入部とその後の沈降

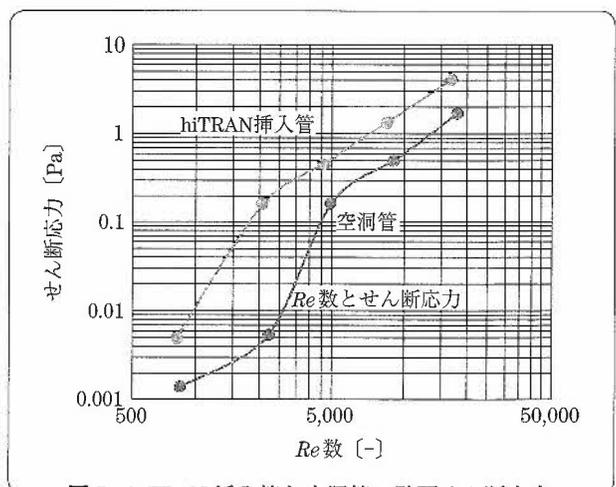


図5 hiTRAN挿入管と空洞管の壁面せん断応力

0.64m/s の範囲であり、 Re 数が 2,000 程度の層流と乱流の遷移領域において、せん断応力の大きな違いが認められている。

図 6 は hiTRAN 挿入のせん断応力への寄与を空洞管のせん断応力に対する倍率で表したもので、最高密度と最低密度の hiTRAN は Re 数 2,000 程度の遷移領域で最大値を示すことが hiTRAN による流動状態改善の特徴である。

表 2 は先の表 1 に示した熱交換器に hiTRAN を挿入した場合の管壁面せん断応力の値を一覧する。

表 2 は hiTRAN 挿入管の流速とせん断応力の値であり、再下段の空洞管相当流速とは hiTRAN 挿入管と同じせん断応力を示す流体の流速を表している。これらの熱交換器が汚れ易いかどうかを別にして、この値の大きさが図 1~3 に示した粒子沈降防止の実験結果を示す根拠となっている。

3-3. 汚れの沈着と伝熱抵抗の経時変化

汚れの経時的な管内壁への沈着は伝熱抵抗の増大、すなわち総括伝熱係数 U の低下の経時的な変化として把握される。図 6 には総括伝熱係数 U の経時変化のパターンを示す。

図 7 中、のこぎり型に U が変化するのは沈着し

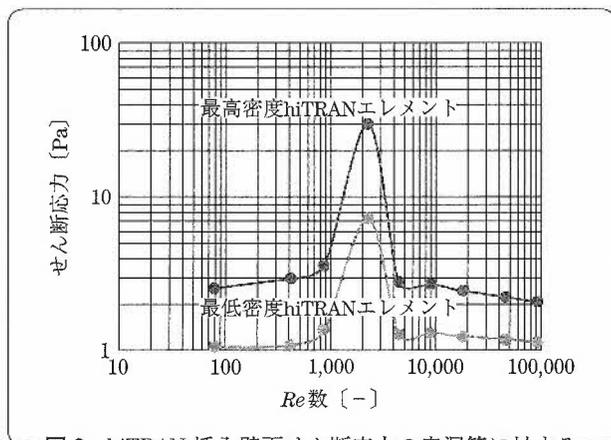


図 6 hiTRAN 挿入壁面せん断応力の空洞管に対する倍率

表 2 hiTRAN 挿入管壁面のせん断応力

hiTRAN 挿入	熱交換器種類		
	海水冷却	タール加熱	原油予熱
Re 数	53,500	700	3,900
流速 [m/s]	0.72	0.26	0.33
せん断応力 [Pa]	2.88	9.22	6.29
相当流速 [m/s]*1	0.9	0.8	1.3

*1 同一のせん断応力を得るための空洞管の流速

た汚れ層が剥がれることにより、 U が回復するような場合、直線的に U が低下するのは沈着する速度が一定の場合で、粒子沈降や結晶化による場合、指数関数的に低下するのは化学反応汚れと予想される。汚れが発生し、定期的な洗浄の必要な実際の熱交換器ではこのパターンの組み合わせとなるであろう。定期的なメンテナンス時の詳細な観察と、運転状況の詳細な解析が重要となる。

3-4. 化学反応汚れに対する hiTRAN の効果

壁面における汚れ物質の沈着速度が、1 次反応速度式で表現されるなら、その反応速度定数 k は次のアレニウスの式で表される。

$$k = A \exp(-E/RT)$$

ここで、 E : 活性化エネルギー、 T : 絶対温度、 A : 頻度因子、 R : ガス定数

この式から反応速度の対数は図 7 に示すように反応温度の逆数に反比例する。

この時の反応温度は管壁面温度そのものであって、hiTRAN の伝熱促進効果によって管壁面温度を低下することができれば、汚れの防止に寄与することが可能である。具体的に被加熱流体への伝熱量が同じで、加熱側の温度が低下できれば、汚れの化学反応速度は大きく低下できることを意味している。

表 3 は 120℃ の原油を水蒸気で 165℃ にまで予熱する熱交換器の諸元である。

表 4 には 10 パスの空洞管と、それと同等の伝熱量をもつ 2 パスで低密度の hiTRAN 挿入した場合の HTRI 計算結果を示す。この熱交換器の場合、胴側スチーム条件を同一として、2 パスで最高密度の hiTRAN を挿入すると、その設計余裕は 470% にも達する。この設計余裕を胴側の水蒸気温度を下げる方向に使用したのが表 4 の結果である。

図 9 と図 10 に空洞管と hiTRAN 挿入管内壁境界膜と内部平均温度の計算値のグラフを示す。この壁面

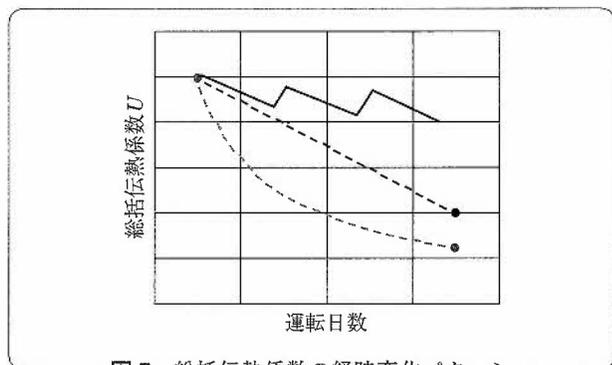


図 7 総括伝熱係数の経時変化パターン

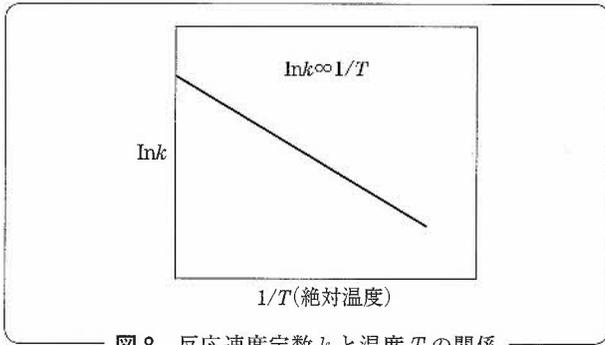


図8 反応速度定数 k と温度 T の関係

表3 原油加熱用熱交の諸元

胴側	高温流体/水蒸気流量	212℃ /1.75kg/s
	TEMA形式: ABS	胴内径: 1,210mm
	バフフル: 切欠き 24%	クロスパス: 21
管側	低温流体/原油流量	120℃ /33kg/s
	管外径/厚み: 19/2mm	長さ/本数: 6m/1,482
	管材質: 炭素鋼	伝熱面積: 484m ²

境膜温度が化学反応汚れの反応温度となり、空洞管では最大 210℃、hiTRAN 挿入管では 169℃であり、図8の反応速度定数 k は $1/T=1/483$ と $1/442$ に対応する $\ln k$ から計算され、その比率は非常に大きいと推定される。

さらに加えて加熱側水蒸気の温度低減は、コストの安い低圧水蒸気の使用による運転コストの低減効果もある。

4. hiTRAN の汚れ防止効果の実証と実績

4-1. 1パスのみ挿入による汚れ観察

3節では沈降防止のモデル実験、管壁面のせん断応力、化学反応汚れにおける管壁境界温度の影響についての考え方について述べてきたが、実際の運転条件下での汚れ低減効果を保証するものではない。そして管内に hiTRAN を挿入する場合には管側の圧力損失を下げるために、熱交換器の頭部のパス分割仕切り板を改造することが必須である。実際に運転中の熱交換器にこの改造と hiTRAN 挿入工事を実施するリスクは大きく、汚れ防止効果を確認する実証実験が必要である。

汚れの発生しやすい熱交換器は数週間から数カ月で、総括伝熱係数 U を回復するための保守（メンテナンス）が実施される。インラインで実施する定期的なケミカルクリーニングやスチームクリーニングと熱交換器の分解した後、洗浄するという大掛かりな保守が組み合わされて実施される。

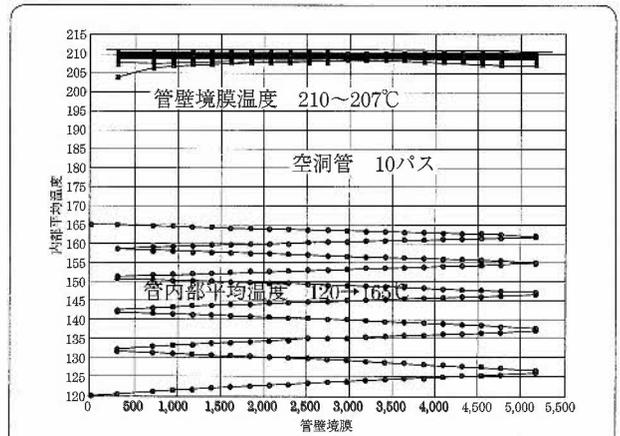


図9 空洞管の管壁境界と内部平均温度

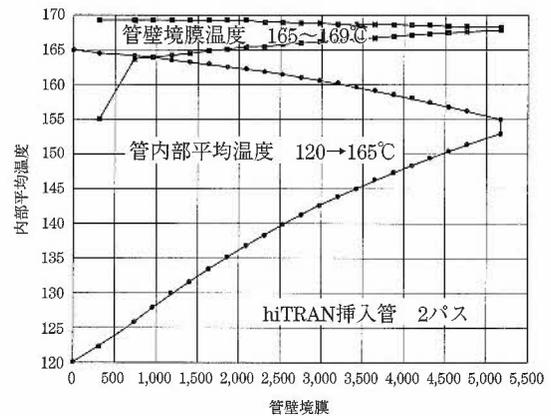


図10 hiTRAN 挿入管の管壁境界と内部平均温度

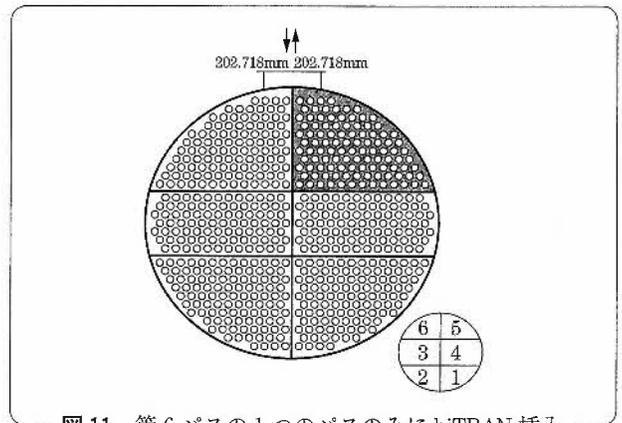


図11 管6パスの1つのパスのみに hiTRAN 挿入

この熱交換器の分解掃除のタイミングで、管パスの1パスのみに hiTRAN を挿入し、次回の分解掃除のときに、汚れの付着状態を観察することで実証することを提案したい。もちろん運転中の総括伝熱係数 U や圧力損失などの経時変化から汚れの種類を推定し、hiTRAN の効果的な挿入位置を決めるための運転データの解析も必要である。

図11は管6パスの右上部の1パスのみに

hiTRAN を挿入したイメージであり、この時の圧力損失は運転に差し支えるほどには大きくなることはない。これによって、定期的な分解掃除の時期に hiTRAN 挿入部と空洞部の汚れ付着状態を比較することにより、汚れ低減効果を確認することが可能となろう。

4-2. 熱交換器群に対する性能向上

表 4 のように加熱用水蒸気の低圧化によって管壁面の温度を下げることににより、化学反応汚れの抑制が図れない場合でも、hiTRAN の挿入によって性能を向上することが可能である。

表 5 は 180℃ の製品流体を用いて原料流体を加熱する直列 6 連の熱交換器群の場合である。60℃ の原料流体は製品流体と熱交換されて次工程に供給される。この場合化学反応汚れ低減の方法として、加熱媒体の温度を低下することはできないが、hiTRAN の伝熱促進効果を汚れの避けられない熱交換器群の保守性向上に活用することが可能である。

この熱交換器は 1 カ月から数カ月の運転ののち、汚れの除去のために停止・洗浄を実施するが、そのことによる経済的な損失は大きい。運転停止時の総括伝熱係数 U は、開始時の 50 % 程度となるのがよくあることのようにある。

表 6 に表 5 に示した諸元の 6 連直列（空洞管）熱交換器と、これに hiTRAN を挿入した場合の HTRI 計算結果を示す。汚れ係数は胴、管側とも大きな $0.00103\text{m}^2\text{-K/W}$ を見込んでいる。

表 6 から明らかなように、空洞管に比べ hiTRAN 挿入管の設計余裕は大きくなり、中でも最高密度の hiTRAN を挿入し、1 パスの場合（ケース 5）は 47 % の設計余裕を示す。これは流量が同じ場合、管側の出口温度は、空洞管の 158℃ から 163℃ にまで熱回収できることを意味している。総括伝熱係数 U が 135 から 170 に上がることは、運転停止までの汚れ係数増加に対する余裕、すなわち運転停止期間の延長に繋がるものであろう。さらに低品位原料を用いることによる粘度の増加に起因する熱交換器能力の低下や、需要増に対する生産量の増加にも対応できる。

図 12 は 6 連熱交換器の各出入り口温度を示したものである。表 6 のケース 7 は hiTRAN で得られた設計余裕を使って 4 連にまで熱交換器を減らした場合で、ほぼケース 1 と同じ設計余裕を示した。

図 13 はその各出入り口温度である。

表 7 にはシミュレーションモードで、熱交換器群

表 4 hiTRAN 挿入による胴側蒸気温度の低下

項目	空洞管	hiTRAN
管側原油流量 [kg/s]	33	33
管パス数	10	2
流速 [m/s]	1.38	0.25
管側入口/出口 [°C]	120/165	120/165
管側圧力損失 [kPa]	242	50
胴側蒸気温度 [°C]	212	170
胴側蒸気圧力 [MPa]	2.0	0.8
総括伝熱係数 [W/m ² -K]	102	319
胴側境膜係数 [W/m ² -K]	18,627	15,217
EMTD [°C]	67.2	19.4

表 5 製品・原料熱回収 6 連熱交の諸元

6 連直列配置（炭化水素油：原料加熱）		
胴側	高温流体/製品流量	180℃ /18kg/s
	粘度 180℃ /80℃	0.78/3.40 cps
	TEMA 形式：BEM	胴内径：1,000mm
	バフフル：切欠き 30 %	クロスパス：14
管側	低温流体/原料流量	60℃ /19kg/s
	粘度 60℃ /160℃	5.28/0.99 cps
	管外径/厚み：27/2mm	長さ/本数：5m/540
	管材質：炭素鋼	伝熱面積：1,362m ²

としての性能を比較した。hiTRAN 挿入管の流速は 1 パスとしたため、空洞管の 1/5 以下であるが、hiTRAN の伝熱促進効果によって、管側の境膜伝熱係数 h_i は 2 倍となり、総括伝熱係数 U は 26 % 増となり、その結果伝熱面積は 2/3 となった。さらに管側圧力損失も約 1/6 となっていることにも注目すべきである。

図 14 には hiTRAN 設計によって予備となった 2 基の熱交換器の活用案である。1) では直列 4 基で現状能力を確保できる。2) は 2 基ごとの A,B,C の 3 対として、A-B, A-C, B-C の切り替えの可能な仕組みとし、洗浄に必要な時間を省略することで、便益が得られないかを検討が必要であらう。あるいは汚れの少ないと予想される 1 対 A を固定とし、B および C を交互に運転して、洗浄による運転停止期間をなくするという考え方もある。

能力増強の計画がある場合、3) のように単純に 2 基のみの増設によって、第 II 系列が確保でき、2 倍の能力が確保できると計算される。

汚れの発生による運転停止までの期間を HTRI からの計算から予測はできないが、汚れ係数と熱交換

表6 6連直列熱交換器に対する hiTRAN の効果 (評定計算)

計算ケース	ケース 1	ケース 2	ケース 3	ケース 4	ケース 5	ケース 6	ケース 7
hiTRAN 密度	(空洞管)	最低密度	最低密度	最高密度	最高密度	最高密度	最高密度
管バス p/ 連 (シリーズ S)	6p/6S	2p/6S	1p/6S	2p/6S	1p/6S	1p/5S	1p/4S
設計余裕 [%]	1.37	10.44	6.23	42.35	47.65	22.08	-1.89
圧力損失 [kPa]	52.3	18.0	4.6	89.7	15.8	13.3	10.6
総括伝熱係数 [W/m ² -K]	135	144	122	186	170	170	170

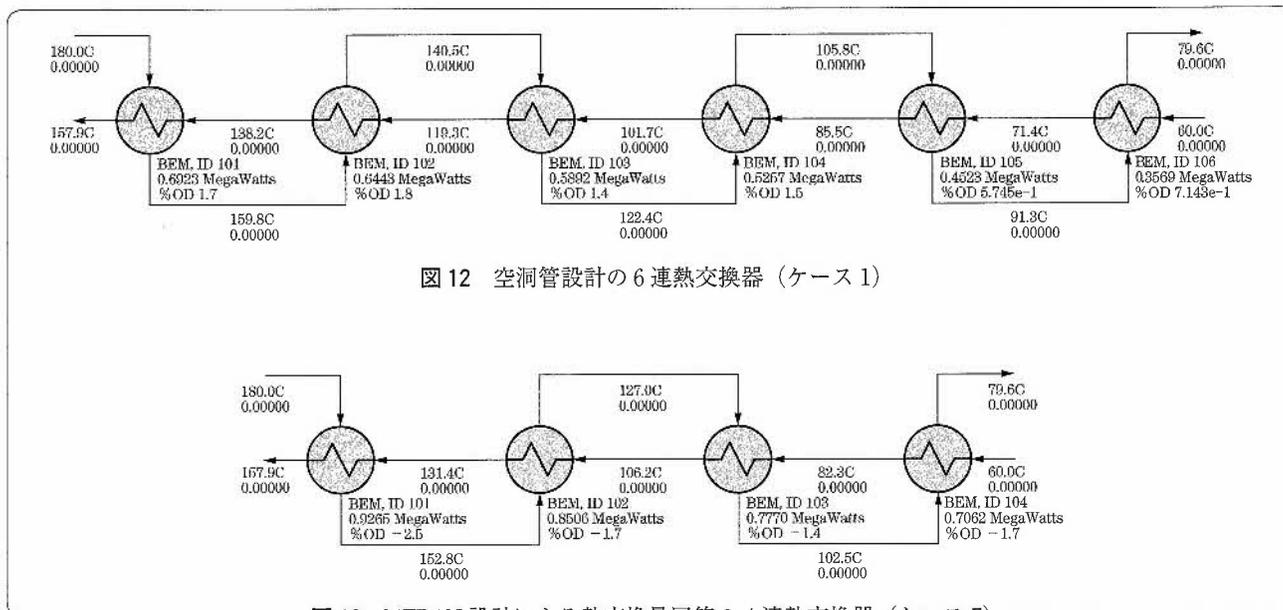


図12 空洞管設計の6連熱交換器 (ケース1)

図13 hiTRAN 設計による熱交換量同等の4連熱交換器 (ケース7)

器群全体の総括伝熱係数 U や、入口温度が一定の場合の両流体の出口温度計算はシミュレーション可能である。図15、図16に今回の空洞管6連と hiTRAN 挿入4連の熱交換器のそれらを示す。

図15から総括伝熱係数 U が約50%に近くなる時の汚れ係数は $0.003\text{m}^2\text{-K/W}$ であり、hiTRAN 挿入管は空洞管よりも常に大きい。そして運転停止の判断は図16の低温側流体の温度によって判断されるものであろう。

この計算例は、直接汚れの発生速度を予測するものではないが、伝熱促進によって設備の能力に余裕のできることで、汚れによる経済的損失を改善する可能性のあることを示すものである。

hiTRAN を既設の熱交換器に挿入するためには、素子の購入費用と熱交換器の前後頭部の改造、さらには配管の改造も必要となり、その費用対効果を算定し、投資の判断をすることはなかなか難しい。まずは現状の汚れ問題の技術的な解析と経済的損失と、

表7 hiTRAN 設計の性能計算結果

(シミュレーションモード： 出口温度計算)	空洞管 ケース1	hiTRAN ケース7
熱交換器基数	6	4
管バス数	6	1
伝熱面積 [m ²] (合計)	1,362	908.8
汚れ係数* [m ² ·k/W]	0.00103	0.00103
管側流速 [m/s]	0.51	0.08
管側入口/出口 [°C]	60/157.9	60/157.4
熱交換量 [MW]	3.261	3.242
管側圧力損失 [kPa]	59.3	10.6
胴側圧力損失 [kPa]	22.6	21.5
総括伝熱係数 [W/m ² -K]	135	170
管側境膜係数 [W/m ² -K]	390	780
胴側境膜係数 [W/m ² -K]	493	497
EMTD [°C]	18.0	21.2

*管側と胴側の汚れ係数は同じとした。

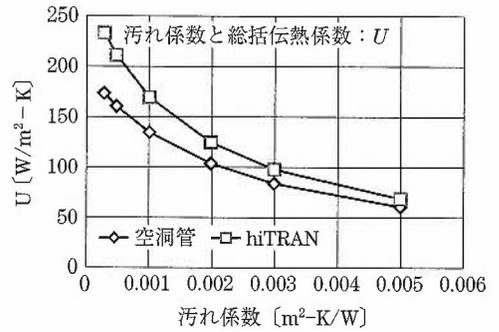
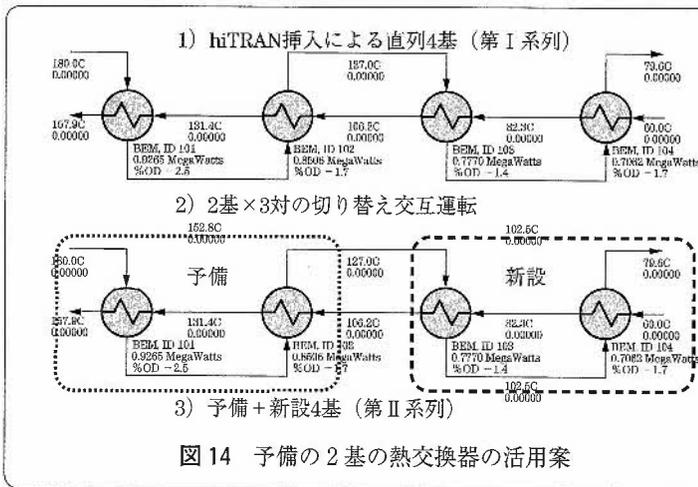


図15 汚れ係数と総括伝熱係数

hiTRAN 設計による便益との対比を明確にし、段階的な検証と実施の具体案を策定することが重要であろう。前報の高粘度流体のタール用熱交換器の場合、6パスの空胴管に対して最低密度のhiTRAN挿入1パス改造で98%、最高密度の場合には254%にも達することを報告したが、大雑把に言えば2系列分が1系列で可能となることを示している。

昨今の原料事情(重質化)や需要変化など環境の変化によってプラントへの期待も変化するので、あらかじめhiTRAN採用のフィージビリティスタディをしておくことが重要であろう。

個々のプラント毎に事情が異なるので、個別の具体例についてCalGavin Japanは協力していきたい。

4-3. 汚れ防止効果の海外の実例

CalGavin社の実績報告の中から、汚れの低減に効果のあった事例をいくつか紹介する。

*実施例15(図17)

- ・プラント：CABOT CARBON社 カーボンブラックの製造(1981年)
- ・対象：水蒸気加熱(315℃)による残渣油ヒーター
- ・熱交：TEMA形式：BFU 19φ×2t×4,572Lmm
- ・問題点：水蒸気加熱すると管壁でカーボンの析出とポリマー化が起り、2カ月ごとに洗浄を繰り返していた。

【解決策】12カ月以上のテストの結果、hiTRANによる汚れ防止効果によって、年単位の洗浄にまで延長出来た。

【コメント】3-4.で示した化学反応汚れの低減に相当するものであり、加熱用水蒸気の温度低下も含まれている。その後、このプラントは熱源を高圧の

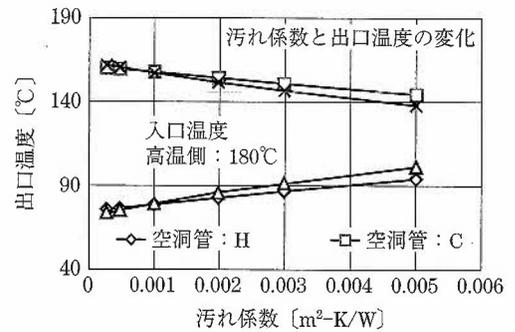


図16 汚れ係数と出口温度の変化

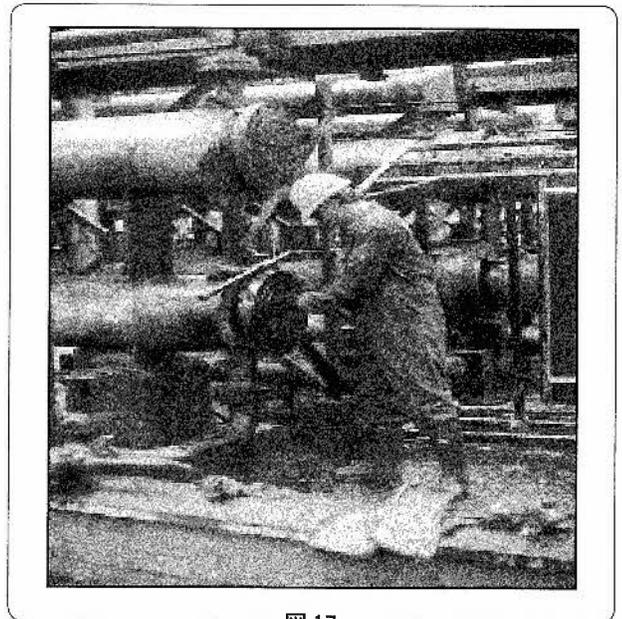


図17

水蒸気から熱媒油に変更され、4年以上運転停止をすることなく運転された。詳細な報告がCalGavin社から報告されており、CalGavin Japanのホームページにも英文とその訳文(PP24)が掲載されているので参照して頂きたい。

*実施例7(図18)

- ・プラント：BP社 Lingen製油所(1996年)

- ・対象：減圧残渣油／原油予熱の中間熱交換器
- ・熱交換器：TEMA形式：AES 25φ×2t×4,880Lmm, 638本, 管側2パス
- ・問題点：たびたび起こる予測不能な汚れを清掃するための運転停止が起きていた。
- ・解決策：伝熱促進の最大化のために、管側に高粘度残渣油を流すよう変更し、胴側には螺旋状邪魔板（ヘリカルバッフル）を採用し、管・胴の両方に伝熱促進体を採用した。

その結果、9年間の運転実績のあと、汚れはわずかに認められたのみであった。

【コメント】流体は4-2. と似ているが、解決策としては胴と管側流体の入れ替え、胴側にも伝熱促進効果の高いヘリカルバッフルを用いて、コンパクトな新設備も作成している。

*実施例6 (図19)

- ・プラント：BP Oil社 Grangemouth 製油所 スコットランド (1996年)
- ・対象：重質ワックス留出分 冷却器
- ・熱交換器：新設 空冷式熱交換器 (2バンドル並流)

【問題点】管外部にフィンの着いた空気冷却器を用いて、流動点45℃で Re 数2,000~2,500の範囲にある留出分を冷却していたが、気温が-12℃となる冬季にはルーバで空気量を調整しても流動点以上に管内壁温度を保つことは困難で、その結果重質ワックス分が管内壁に析出し閉塞するため、運転時間が短くなっていた。そして冬場用として融解用のスチーム加熱管を設置していたが、製品品質にも逆効果であった。

【解決策】hiTRANを挿入することによって、管壁のせん断応力が大きくなり、ワックス系汚れの沈着を抑制した。その結果、管側境膜伝熱係数が大きくなり、所要伝熱面積を50%に低減することができた。

【コメント】-12℃で運転される空冷式熱交換器は日本では少ないと思われるが、ワックスの沈着をhiTRANの流動状態改善（せん断応力）による一つの事例である（図20）。

5. あとがき

前報に続いて熱交換器の最大の課題である汚れ問題に対するhiTRANの作用を論じたが、汚れに対しては圧損や境膜伝熱係数のように、直接明確な解答を出すことは困難である。管内に挿入体を入れることで詰まりが防止できると言うことは理屈では理解できても、感覚的には運転停止のリスクをもつプラ

ントオーナーとしては決断し難いことであろう。hiTRANを1つのパスにのみ挿入することで、長期的な汚れ沈着を観察し、効果を確認しつつ便益追求を進めていくために、現状解析とhiTRAN効果の推定計算にご協力したい。

次報では流体の流れが十文字（クロスフロー：直交流）となる空冷式熱交換器に対するhiTRANの効果の計算例と実施例について報告する。

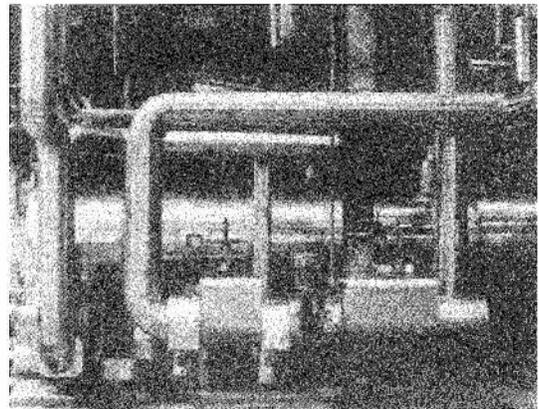


図18

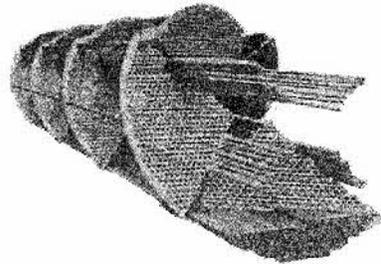


図19

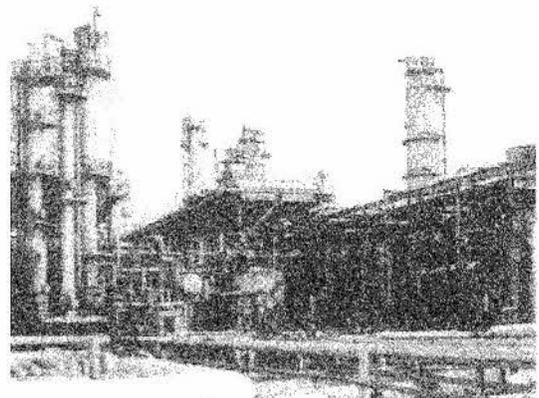


図20

〔隔月連載〕 熱交換器の伝熱を促進する 管側3次元ワイヤー素子“hiTRAN”の活用 —その3— (上)

～空冷式熱交換器，空冷式オイルクーラー等への応用計算事例～

渡部 高司*， 酒井 昭二**

1. はじめに

空冷式熱交換器とは，空気を冷却媒体とする熱交換器であって，何処でも入手可能な空気を活用するもので，供給温度が気候に左右されることを除けば有用な冷却源である。最も身近な例は，家庭用やビル用に設置されている冷房設備（エアコン）の室外機であり，室内で蒸発した冷却ガスを凝縮するための空冷式熱交換器である。

このタイプの熱交換器の特徴は，シェル&チューブ型熱交換器の流体伝熱管壁面を介して向流または並流に流れるのに対し，管外側の空気の流れと管内の流体の流れ方向が直交（クロスフロー）することである。そして空気側の伝熱抵抗を小さくするためにフィン付管を使用して，空気側の伝熱面積を増加している。

クロスフロー型熱交換器の例としては，鉄鋼業界などで高温の燃焼排ガスからの熱回収に用いられるレキュペレーターが挙げられるが，空冷式とは管外

温度が高く管内流体を加熱するのでまったく様相が異なる。既設のレキュペレーターに hiTRAN を採用した場合の伝熱促進効果については筆者等が既に報告¹⁾しているが，新設最適設計という立場で次回に報告したい。

今回はフィン付の管束（バンドル）にファンを用いて空気をクロスフローで送る空冷式熱交換器の中で，管内流体が相変化を起こさない場合の hiTRAN の伝熱効果の計算例について報告する。

2. 空冷式熱交換器とは

2-1. 規模とフィン管の構造

大規模の工業プラントに用いられる冷却能力が MW 以上の空冷式熱交換器は，伝熱管の外側に伝熱性の優れたアルミや銅，その他の金属板をスパイラル状に巻きつけた図1のように構造をしている。そして図2のように，数百本がバンドルとされファンと組み合わさって空冷式熱交換器を構成する。図3は数千 km に及ぶ天然ガスパイプラインの圧送ステーションに設置された潤滑油空冷式熱交換器群で

*Takashi WATANABE ; CalGavin Ltd. 日本事務所 代表

E-mail : watanabe@calgavin.jp

TEL 03-6826-8106

**Shoji SAKAI ; CalGavin Ltd. 日本事務所 業務部長

E-mail : sakai@calgavin.jp

URL : <http://www.calgavin.com>

<http://www.calgavin.jp/>



図1 フィン付伝熱管

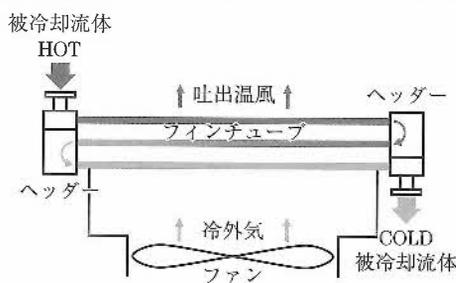
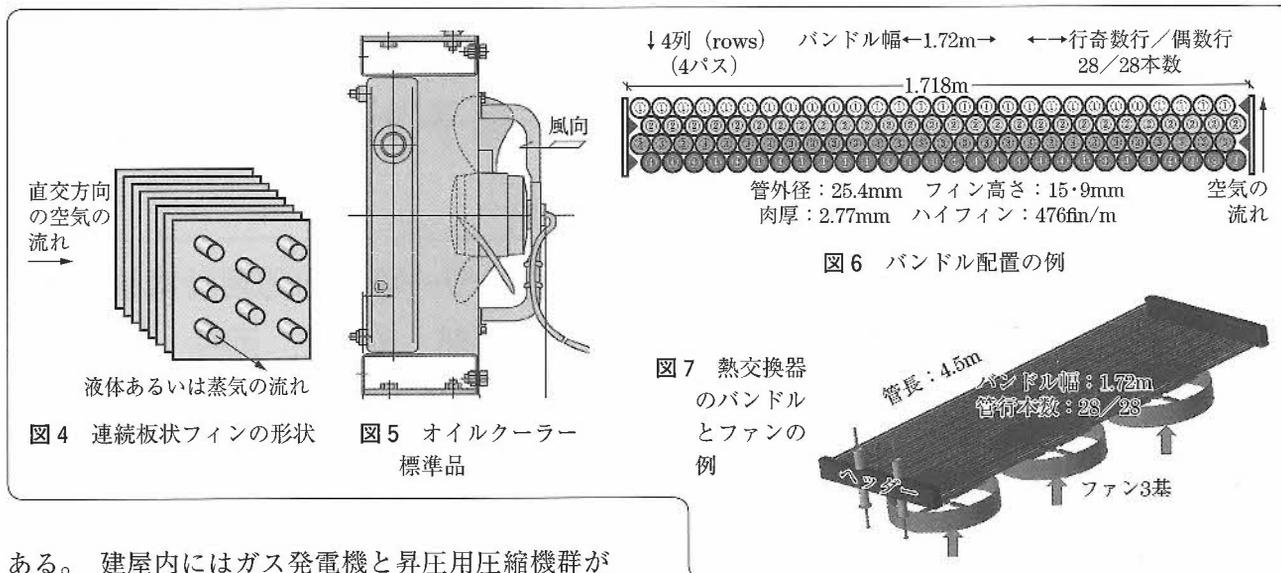


図2 空冷式クーラー（押込み通風型）



図3 長距離天然ガスパイプライン圧送ステーションの空冷式熱交換器群



ある。建屋内にはガス発電機と昇圧用圧縮機群が設置されている。

その他の空冷式熱交換器で、汎用的なものは小型の動力機械の潤滑油を冷却するためのオイルクーラーである。具体的にはクレーン車、コンクリートミキサー車、鉄道工事車両などの車載油圧動力用のオイルクーラー、産業用パワーユニット、工作機械などの潤滑油供給システムとしての数十kWのオイルクーラーおよびその並列システムがある。

ここで使用されるフィン付管は熱伝導性の高い金属薄板に伝熱管を挿入した図4のような形状をもっており、図5のようにファンと組み合わせたユニット標準品として提供され、より大きな冷却能力が要求される場合は複数のユニットとして提供される。

図4のフィンはプレートフィンと呼ばれていることも多いが、伝熱平板と波板を介して熱交換する、いわゆるプレート型熱交換器とは構造上はまったく異なるものである。(※補足資料①参照)

熱交換器設計ソフト HTRI では図4の表示通り、continues fin として分類されているので、その日本語訳を連続板状フィンとしたい。

本稿では工業用大型空冷式熱交換器のように一件ごとに個別設計される場合と、図5のような標準設計型の基本ユニット小型オイルクーラーに hiTRAN を適用した場合の計算結果を詳述する。

2-2. クロスフローのバンドル形状

空冷式熱交換器は、その場に無尽蔵にある空気を外側の冷却媒体として用い、そのまま大気に放出され、管側被冷却流体とクロスフロー（直交流）で接触するため、その形状はシェル&チューブとは大きく異なっている。図6と図7には伝熱量約1MWクラスのガス用空冷式熱交換器のバンドルと全体サイ

ズを示した。空気はバンドルの4管列の最下列から押込まれ、4列 (rows) の管と順次熱交換して上方大気中に放出される。冷却媒体としての空気の使用可能量は無制限であるが、これが過大になると、空気側の圧力損失が大きくなり、ファンの所要動力が大きくなり、これがコストアップの要因となる。

したがって管の列数は、圧力損失が過大にならないように、8列以下で設計されるのが一般的である。そして図7より明らかなように空冷式熱交換器は、同じ伝熱面積を持つシェル&チューブ熱交換器より、当然設置面積は大きくなる。

2-3. HTRI の入力と出力

計算には HTRI の専用ソフト (Xace) の Air Cooler を使用するが、空冷式であるが故の入力項目がある。具体的には、プロセス流体を冷却する空気量は、通常の容積流量の他、受風面速度や気圧を補正するための標高を入力する必要がある。ここで面速度とはクロスフロー特有の値で、空気の容積流量をバンドルの受風面積で除した値として定義され、流速と同じ m/s の単位を持つ。

図8に示した HTRI (Xace:ver.7) の管のインプット画面で管タイプを選択すると、フィン付管はハイフィン (Highfin) の規格やメーカーのデータベースから管径、フィン高さ、フィン密度 (fin/m) を選択することができる。そして管配置のピッチを指定すると図6のバンドル配置が計算・決定される。

空冷式熱交換器の性能は、管内外の境膜伝熱係数、汚れ係数の他に、フィンの結合係数やファンの効率などに影響されるが、本稿では管側伝熱促進素子 hiTRAN の評価のために、空気側 (フィン側) は標

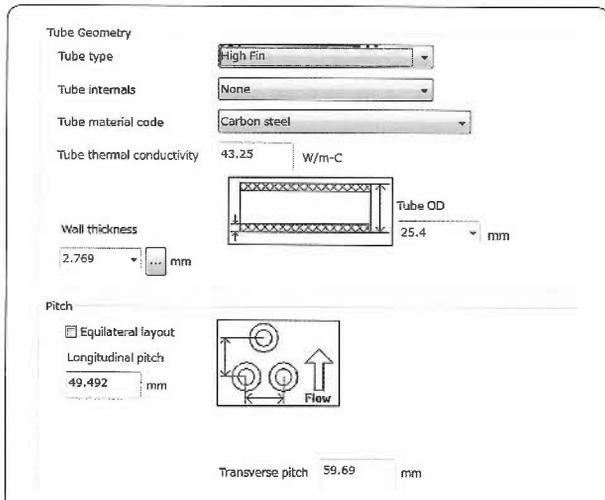


図8 HTRI (Xacc) の管データのインプット画面

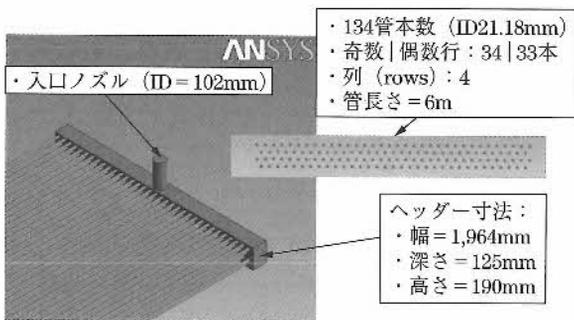


図9 管側不均一ガス流れのCFD解析条件 (形状)

表1 CFD解析ガスの条件

境界条件:	
入口質量速度 = 1.248kg/s	均等温度条件 = 183.5℃
ガスの性状:	
比重 = 6.6309kg/m ³	熱伝導度 = 0.0382W/m·℃
粘度 = 0.0131mNs/m ²	熱容量 = 2.0815kJ/kg·℃
*k-ε乱流モデル使用	

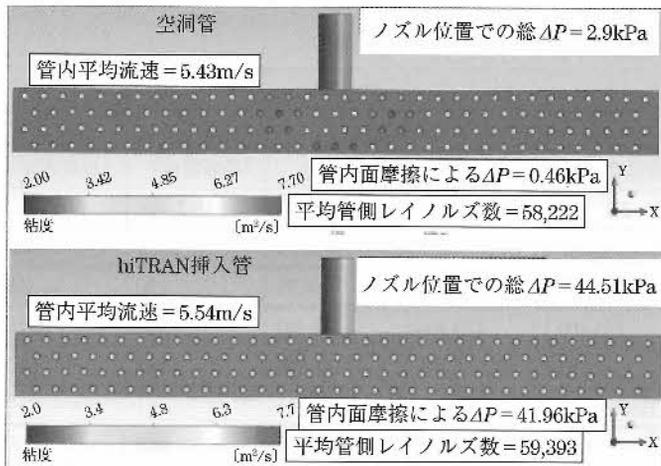


図10 流速の不均一分布の比較

準的な条件に固定して計算した。

2-4. CFDシミュレーション

空冷式熱交換器は管側のヘッダーが図6のように横長になることが多く、管側の入口ノズル近くと離れた位置では流体の流れが不均一となることが多い。この偏流に対するhiTRANの効果を実験をCFD (コンピューター流動解析) によって解析した。図9は解析に用いたバンドルの形状で、表1は管内を流れるガスの条件である。

図10にバンドル内の各管の流速をシミュレーションした結果を空腔管とhiTRAN挿入管の場合で並べて示した。空腔管を採用した場合、ノズル直下の管が7.7m/sにも達しているのに対し、hiTRAN挿入管を採用した場合には、バンドル全域で、ほぼ均一な流速を示している。

図10のヘッダーノズルの直下周辺では、空腔管は速度の大きい部分 (濃い・印) があり、hiTRAN挿入管の場合は均一であることから偏流防止が認められる。

図11と図12は管長さ方向の流動状況をパルス状に表現した動画の一部を切り取ったものである。図11の中央部と両端部の流れ速度を表現する球が、

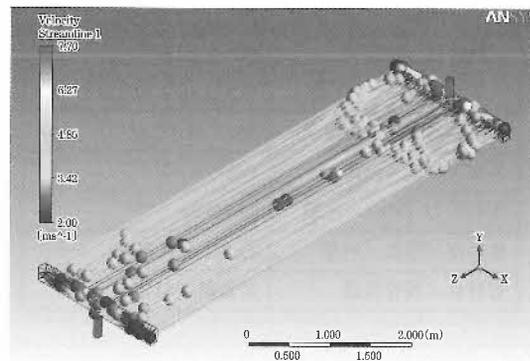


図11 空腔管の管側流動特性

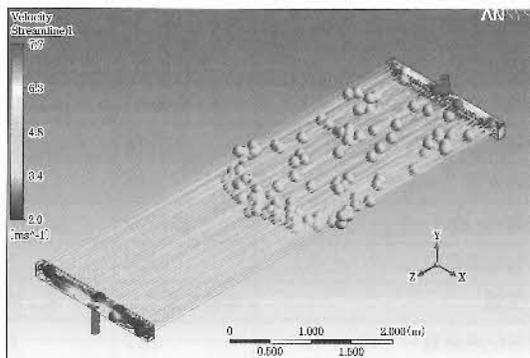


図12 hiTRAN挿入管の管側流動特性

アンバランスであるのに対し、図 12 では均一に流れている。hiTRAN によって生じる圧力損失が流速の不均一分布を防止していることが明快に可視化されている。

3. ガス流体冷却への hiTRAN 効果計算例

3-1. 圧縮天然ガスの冷却

メタンが主成分である天然ガスは都市ガスとして使用されており、圧縮機で昇圧される。その際、断熱圧縮によって温度が上昇するので、空冷式熱交換器などで冷却される。先の図 6、図 7 に示したバンドル形状の空冷式熱交換器は、250℃で 3.4MPa の高圧メタンガスを冷却するためのもので、フィン管の肉厚は 2.8mm と高圧仕様になっている。

表 2 には空冷式熱交換器としての諸元と運転条件を示す。

表 2 メタン空冷式熱交換器の諸元と運転条件

空気側	入口/出口空気温度	38/80.96℃
	空気流量/流速	20.9kg/s/5.3m/s
	運転圧力 (abs)/圧損	101.3kPa/92.9Pa
バンドル	列/奇数 偶数行/長さ	4/28 28本/4.5m
	配置/ピッチ	△/59.7mm
	バンドル幅/全管本数	1.718m/112本
	フィン高さ/厚み	15.875/0.457mm
	フィン密度	393.7フィン/m
	伝熱面積/面積比	847m ² /27.5
	フィン材料	アルミニウム合金
管側	入口/出口メタン温度	260/49.0℃
	メタン流量/流速	1.6kg/s/**
	運転圧力 (abs)/圧損	3,344kPa/**
	管外径/厚み/内径	25.4/2.8/19.8mm
	管材料/裸管面積	炭素鋼/40.2m ²

この空洞管で設計された既設の空冷式熱交換器に hiTRAN を適用した場合にどの程度の設計余裕が得られるかを計算した結果を表 3 に示す。

ケース 01 は通常の空洞管の設計であり、この管側流体は非常に大きな Re 数 (レイノルズ数) 領域にある。したがって hiTRAN の伝熱促進効果は小さく、パス数を下げて、管側圧力損失を同程度とすると、設計余裕としては 2% の向上となるのみである。

許容圧力損失が 2 倍以上となったとしても、設計余裕は 10% に満たない水準であって、hiTRAN の伝熱促進効果の最も出難い Re 数領域である。ケース 07 は総括伝熱係数が空洞管よりも大きいにも関わらず、設計余裕がマイナスになっている理由は、管側が 1 パスのため EMTD (有効平均温度差) が小さくなってしまうことによる。これはクロスフロー接触による特徴である。(※補足資料②参照)

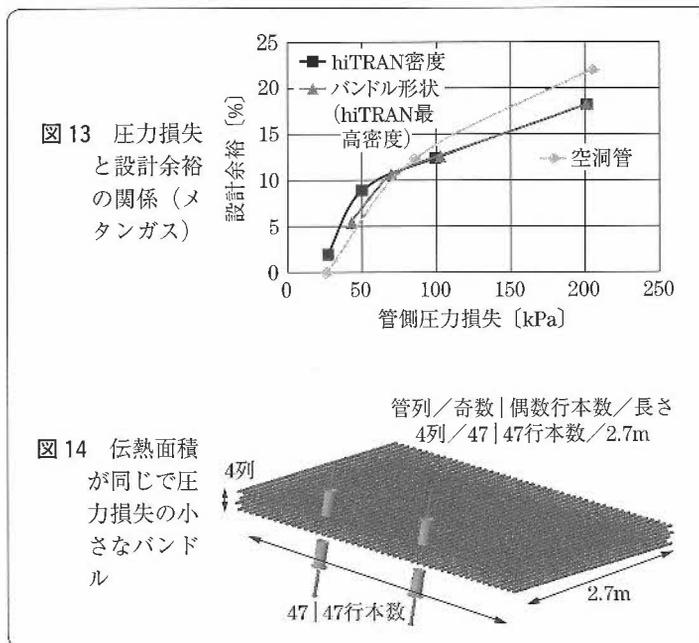


図 14 伝熱面積が同じで圧力損失の小さなバンドル

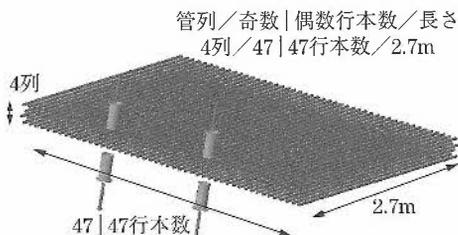


表 3 メタンガス用空冷式熱交換器に対する hiTRAN の効果

(評定モード計算)	ケース 01	ケース 02	ケース 03	ケース 04	ケース 05	ケース 06	ケース 07
管列/管パス	4/4	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2	4/1
(hiTRAN)	空洞管	空洞管	(最低密度)	(低密度)	(中密度)	(最高密度)	(最高密度)
設計余裕 [%]	-0.6	-28.3	2.0	8.9	12.5	18.2	-7.4
管側圧力損失 [kPa]	25.78	3.71	26.87	49.26	98.69	201.1	25.1
管側流速 [m/s]	9.75	4.90	4.69	4.71	4.77	4.90	2.58
管側 Re 数 [-]	257,200	133,800	133,400	133,400	133,400	133,400	65,800
管側境膜係数 hi [W/m ² ·K]	1,032	597	1,229	1,400	1,600	1,867	1,227
空気側	境膜係数 = 46W/m ² ·K, 流速 = 5.33m/s, Re 数 = 7.850, 圧力損失 = 92Pa						
総括伝熱係数 U [W/m ² ·K]	16.7	12.7	18.0	19.2	19.8	20.9	18.1
EMTD* [°C]	63.6	60.6	60.6	60.6	60.6	60.6	54.8

*EMTD = 有効平均温度差

表4 バンドル形状と圧力損失, 設計余裕

(評定モード計算)	ケース 08	ケース 09	ケース 10
管列/パス数	4/2	5/2	6/2
奇数 偶数行本数	47 47	38 38	32 32
管長さ [m]	2.7	2.7	2.7
伝熱面積 A [m ²]	841.6	846.4	851.0
バンドル幅 [m]	2.852	2.315	1.956
設計余裕 [%]	5.5	9.0	13.5
管側圧力損失 [kPa]	42.52	41.63	40.77
管側流速 [m/s]	2.80	3.45	2.75
管側 Re 数 [-]	79,500	76,900	77,900
管側境界膜係数 h_i [W/m ² ·K]	1,362	1,353	1,345
外側圧力損失 [Pa]	93.59	154.3	237.6
外側流速 [m/s]	5.36	6.82	7.97
外側 Re 数 [-]	7,900	9,710	11,700
外側境界膜係数 h_o [W/m ² ·K]	45.9	56.1	54.7
総括境界膜係数 U [W/m ² ·K]	18.8	19.4	20.0

* : hiTRAN は最高密度挿入

図 13 には管側の圧力損失と設計余裕の関係を示めた。■プロットは表 3 に示したように hiTRAN の密度を変更した場合, ▲は最高密度の hiTRAN を挿入し, バンドル形状を管側の流路断面積を大きくし, 管長を短くすることによって, 同じ伝熱面積でケース 06 の圧力損失を低下させた場合, ◆は空洞管で 4 列 6 パス, 8 パスとした場合のプロットである。

この図から hiTRAN 挿入でメタンガスの場合は設計余裕にして 10 % 以下の効果しかないと言える。しかし管側境界膜係数 h_i はこの高い Re 数領域でも最高密度の hiTRAN 素子で, 2 倍近くまで上がっており, 空気側の境界膜係数 h_o を改善できれば, 伝熱促進の更なる効果が得られるであろう。

図 14 はケース 06 の圧力損失の値を, バンドル形状を変えることで小さくした場合の形状を示している。先に示した図 7 よりもバンドル幅が広く, 長さは短く空気の流れる面は正方形に近くなっており伝熱面積はほぼ同等である。空気側の流速を同じとして, 管側の流速を低下させて, 管内圧力損失を小さくするためには, 管側流路断面積と小さくし, 管長さを短くする必要がある。

この形状のバンドルと, さらに列数を増加し, 行本数を減少して全体本数を同じとした (= 伝熱面積) としたバンドルの計算結果を表 4 に示す。

表 4 のケース 08 は図 14 の▲プロットの下段であり, 設計余裕は 5.5 % で圧力損失は 42.5kPa である。これはケース 04 の設計余裕 8.9 % で圧力損失 49kPa のバランスとほぼ同等と考えられ, hiTRAN の密度

表5 圧縮空気アフタークーラーの条件と諸元

空気側	入口/出口空気温度	38℃/***℃
	空気流量/流速	2.76kg/s/5.56m/s
	運転圧力/圧損	101.3kPa/88.4Pa
バンドル	列/奇数 偶数行/長さ	4/18 18本/1.0m
	配置/ピッチ	△/53.0mm
	バンドル幅/全管本数	0.997m/72本
	フィン高さ/厚み	15.875/0.432mm
	フィン密度	433.1フィン/m
	伝熱面積/面積比	99.9m ² /28.87
管側	フィン材料	アルミニウム合金
	入口/出口メタン温度	80℃/42.0℃
	圧縮メタン流量/流速	0.32kg/s/***
	運転圧力/圧損	900kPa/***
	管外径/厚み/内径	19.0/1.26/16.5mm
	管材料/裸管面積	炭素鋼/4.31m ²

*質量流量 0.32kg/c = 15Nm³/min

を変更してもほぼ同じ結果が得られる。

ケース 09 と 10 は列数を 5, 6 と増加した場合で, 6 列 2 パスで 40.8kPa で 13.5 % の設計余裕が得られた。

この空冷式熱交換器の hiTRAN 伝熱促進効果は大きいとは言えないが, ガス流体が非常に大きな Re 数をもつためである。

特にメタンガスは粘度が低く分子量も低いので, Re 数が大きくなりやすい。例えば同じ形状の熱交換器に同じ質量流量の空気を流した場合, 空洞管でも 78 % の設計余裕が得られると計算される。この時の Re 数は 167,800 で, 粘度はメタンの約 1.6 倍である。これに hiTRAN を挿入すると設計余裕は 132 % にまで大きくなり, hiTRAN 効果が Re 数に依存することが判る。(*補足資料③参照)

既設のメタンガス冷却器の場合に hiTRAN を挿入するメリットは少ないが, 新規設計段階の場合には hiTRAN を使用してバンドル形状を正方形に近くすることによって圧力損失を下げることができるので, 設計の自由度が増加する。空気側のファン効率, 騒音制御やプロットプランを含めた hiTRAN 採用の総合的な便益を求めることも可能であろう。

3-2. 圧縮空気のアフタークーラー

産業界では数多くの空気 (エア) 駆動機器が使用されており, この動力用空気はコンプレッサで圧縮して製造される。この時も断熱圧縮作用によって温度の上昇した圧縮空気を冷却する必要がある。コンプレッサのアフタークーラーとして標準品が市販されている。これらのカタログの条件から, フィン管

型の空冷式圧縮空気のアフタークーラーを想定し、HTRIを用いて新規設計を実施し、hiTRANの効果推算してみた。バンドルサイズを約1m×1mの4列とし、冷却側のファン動力の選定は除外している。共通の条件と空冷式アフタークーラーの諸元は表5の通りである。また管内挿入体の一つであるTwist Tapeについても評価してみた。表6にはその計算結果を示す。

表6のケース11は空洞管を用いた場合、冷却用空気が38℃のとき、80℃の圧縮空気を42℃にまで下げるには設計余裕が12.8%足りないことを示している。ケース12はTwist Tapeを挿入すると-4.8%に性能が空洞管より向上し、ケース13のhiTRAN挿入では、圧力損失が21kPaの増加するものの、設計余裕は62%に向上している。この設計余裕をシミュレーションモードで計算し、圧縮空気の出口温度を求めた結果が表6の最下段の温度である。

表6 圧縮空気アフタークーラーの計算結果

(評定モード計算)		ケース11	ケース12	ケース13
挿入体種類 /パス数		空洞管 /4	Twist Tape /4	hiTRAN /2
設計余裕 [%]		-12.8	-4.8	62.4
管側圧力損失 [kPa]		4.84	7.43	21.0
管側流速 [m/s]		8.19	8.18	4.04
管側 Re 数 [-]		68,600	68,600	34,280
管側境膜係数 h_i [$W/m^2 \cdot K$]		246	273	563
外側 データ	圧力損失≒87.82Pa, 流速≒5.56m/s Re 数≒7,360, 境膜係数≒47.1 $W/m^2 \cdot K$			
総括境膜係数 [$W/m^2 \cdot K$]		7.17	7.84	13.6
シミュレーションモードでの計算結果 (42℃が標準)				
管側出口温度 [℃]		43.29	42.46	39.11

*hiTRANの密度は最高密度

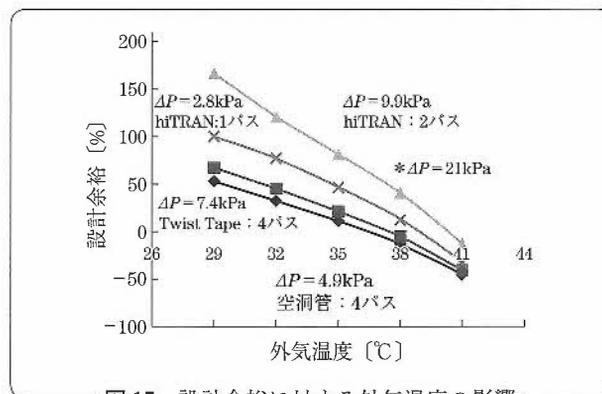
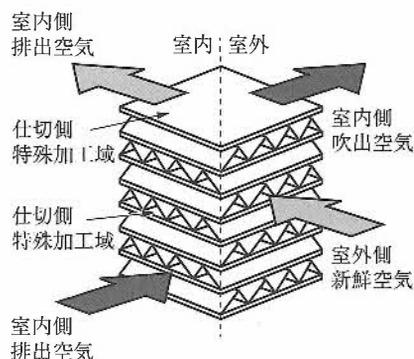


図15 設計余裕に対する外気温の影響

図15には、空洞管、Twist TapeとhiTRAN挿入管の外気温の影響について計算した結果を図示する。この図ではhiTRAN挿入2パスの場合の許容圧力損失 ΔP を10kPaと設定して計算し、hiTRANの密度を変えている。また表6には記載していないが、hiTRAN挿入で1パスとした場合の設計余裕も図示しておいた。

空冷式熱交換器は図15のように、外気温の影響を受け易く、空洞管の場合でも外気温が35℃では設計余裕はプラスとなっており、市販の標準品の仕様を満足している。またhiTRAN挿入1パスでも38℃の外気温条件で、13%の設計余裕を圧力損失2.8kPaで達成できることが判った。そしてこれはTwist Tapeの性能をも上回っており、空洞管の圧力損失よりも小さい値で同等以上の性能が発揮できている。メタンガスの場合と異なり、 Re 数が小さいこととバンドル幅と長さと同じとなっていることが影響している。空冷式圧縮空気アフタークーラにhiTRANの採用することによって設計余裕分の小型化、あるいは性能向上が期待できよう。

【補足資料】



図A プレート型熱交換器 (波板と平板の組合せ)

①プレート型熱交換器

プレート型熱交換器とは図Aのように波板と平板の組み合わせからなり、伝熱管は使用していない。高効率の熱交換器として広い分野で使用されている

【補足資料】

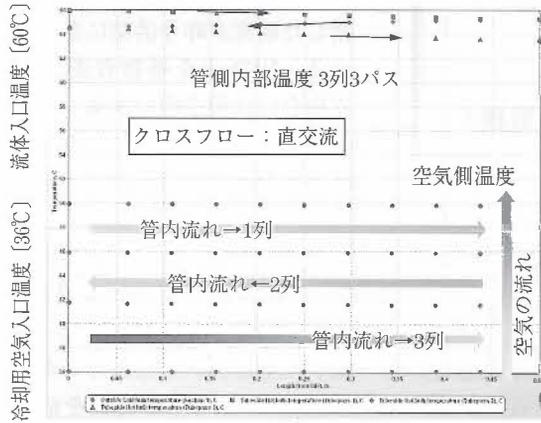


図 B 管入口からの長さの各位置と流体の温度

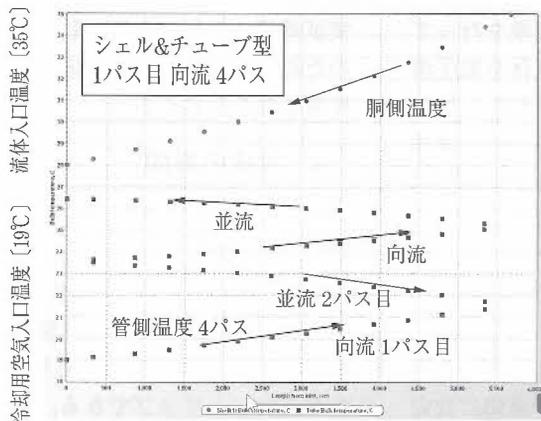


図 C 管入口からの長さの各位置と流体の温度

表 A 圧縮ガスの種類と設計余裕

種類	メタン	空気	空気	空気
挿入体	空洞管	空洞管	hiTRAN	hiTRAN
流量 [Nm ³ /s]	100	55.4 (質量流量 = 1.6kg/s)		
設計余裕	-0.6	77.9	97.1	132.3
圧力損失	25.8	14.8	13.8	33.9
流速	9.75	5.34	1.14	2.58
Re 数	267,200	167,900	41,400	84,000
粘度	0.0180	0.0284		
分子量	16	28.9		

②クロスフローと向流一並流

クロスフロー（直交流）と向流・並流の内部温度の管入口からの長さを図 B と図 C に示す。

図 B は直交流の場合の管入口長さに対する空気側、管側流体の温度であり、空気側温度には 3 列の配置を示している。3 列 3 パスの温度は上部に示されている。

図 C はシェル&チューブ型熱交換器の場合で、1 パス目が向流、2 パス目が並流となり、これを繰り返す。

③メタンガスに変えて空気に変更した場合

表 A の通り、メタンが空気に代わると Re 数が小さくなり、hiTRAN の伝熱促進効果も大きくなる。

〔隔月連載〕 熱交換器の伝熱を促進する 管側3次元ワイヤー素子“hiTRAN”の活用 —その3— (下)

～空冷式オイルクーラーへの応用計算事例～

渡部 高司*, 酒井 昭二**

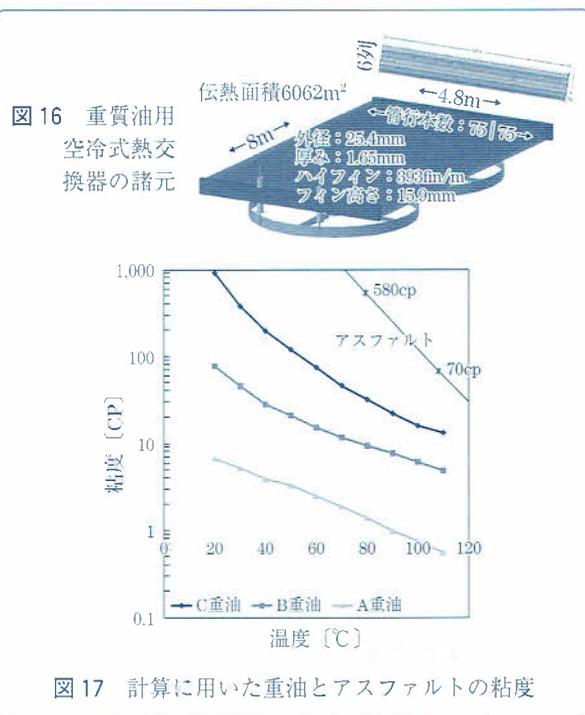
4. 液流体冷却への hiTRAN 効果 計算例

4-1. 重質油の空気冷却

石油の精留塔底からは重油およびアスファルトが取り出されるが、高温の塔底油は供給原油と熱交換され、さらに処理されたのち、タンクに貯蔵するために空冷式熱交換器で冷却される。これらの粘度の高い製品の代表例として、A,B,C重油とアスファルトを取り上げ、同じ大きさの既設の空冷式熱交換器を hiTRAN で改造すると仮定して、伝熱促進効果を比較計算した。

図16に計算に用いた空冷式熱交換器の諸元を示す。また計算に用いた重油とアスファルトの粘度を図17に示す。

図16の空冷式熱交換器は66℃で40kg/sのA重油を44℃まで冷却する能力（熱交換量：1.737MW）



を持つと計算された。管内流体の粘度が上がると熱交換能力が低下するため、B,C重油ではシミュレーションモードで空洞管と hiTRAN 挿入管の管側出口温度と熱交換量を比較した。また hiTRAN は最高密度の素子を用い、パス数は2パスおよび1パスの2つを計算した。計算結果を表7に示す。

表7 重油用空冷式熱交換器の hiTRAN 効果

(シミュレーション)	ケース 14	ケース 15	ケース 16	ケース 17	ケース 18	ケース 19	ケース 20	ケース 21
重油種類	A重油	A重油	B重油	B重油	B重油	C重油	C重油	C重油
(hiTRAN/パス)	空洞管/6	挿入管/2	空洞管/6	挿入管/1	挿入管/2	空洞管/6	挿入管/1	挿入管/2
管出口温度 [°C]	44.00	43.85	51.60	45.66	44.32	52.35	46.44	44.94
圧力損失 [kPa]	106.5	179.8	159.1	58.82	315.0	553.0	225.6	981.6
熱交換量 [kW]	1,737	1,749	1,158	1,608	1,712	1,085	1,547	1,664
管側 Re 数 [—]	10,050	3,360	1,920	283	547	385	54	101
熱交換量比 [—]	1.00	1.007	0.667	0.926	0.986	0.625	0.891	0.958
管側 (重油)	流量 = 40kg/s, 入口温度 = 66℃, 流速 6パス ≒ 1.65, 2パス ≒ 0.55, 1パス ≒ 0.26m/s							
外側 (空気)	温度 = 38℃, 流速 ≒ 5.33m/s, Re 数 ≒ 7,850, 圧力損失 ≒ 92Pa, 境膜係数 h _o ≒ 46W/m ² ·K							

表8 アスファルト冷却に対する hiTRAN 効果

(シミュレーション)	ケース 22	ケース 23	ケース 24
(hiTRAN/パス)	空洞管/6	挿入管/1	挿入管/1
管入口温度 [°C]	140.0	140.0	140.0
管出口温度 [°C]	124.5	94.4	109.5
圧力損失 [kPa]	317.6	335.1	49.9
入出口温度差 [°C]	15.5	45.6	30.5
熱交換量 [kW]	890	2,537	1,724
管側 Re 数 [-]	1,183	97	143
伝熱面積 [m ²]	6,062	6,062	2,999
管側	流量 = 40kg/s, 流速 = 表7に同じ		
胴側	温度 = 38 °C, 流速 = 5.69m/s, Re 数 = 8,500, 圧力損失 = 118Pa, 境膜係数 = 48W/m ² ·K		

表7のケース14と15を比較すれば明らかなように、 Re 数10,000の空洞管A重油の場合、hiTRANの伝熱促進効果はごく僅かである。これに対し、粘度が高く、 Re 数の小さなB,C重油では大きな伝熱促進効果を示している。下段にはA重油の空洞管の熱交換量を1.00とした場合の各ケースの比率を計算した。この指数を比較すれば流体の粘度上昇によって低下した熱交換量が、hiTRANによって大きく改善されることが明瞭となる。hiTRAN挿入管の2パスは空洞管よりも大きな圧力損失を示しているが、バンドル形状をより正方形に近づけることで、空洞管のそれと同等にすることも可能であろう。

表8には140°Cのアスファルトを図17の空冷式熱交換器で冷却した場合の空洞管とhiTRAN挿入管の計算結果を一覧する。

ケース22の空洞管では、出口温度差15.5°Cまでにはしか冷却できないが、これに最高密度のhiTRANを挿入すると1パスで設計余裕300%以上を示した。これをシミュレーションモードで計算した結果が、ケース23で、熱交換量はほぼ3倍に達している。冷却目標温度を110°Cとし、この設計余裕分を伝熱面積の低下(=管長さの減少)に寄与させた計算結果がケース24であり、半分の伝熱面積で倍の熱交換量が得られて、かつ圧力損失も空洞管よりも小さいという結果が得られている。管側境膜係数 hi を大きくするため、管長さとパス数を大きくすることで Re 数を大きくするのが空洞管の常套手段であるが、hiTRAN挿入体が高粘度流体で、空気との温度差が大きなアスファルトの場合、特別に大きな効果が得られる。

この重油とアスファルトの空冷式熱交換器で得られたhiTRANの効果は一つの計算例であり、個別の

表9 空冷式オイルクーラーの諸元

空気側	入口/出口空気温度	36°C/**°C
	空気流量/流速	0.733kg/s/5.2m/s
	運転圧力/表面速度	101.3kPa/2.5m/s
バンドル	列/奇数 偶数行/長さ	3/12 11本/0.5m
	配置/ピッチ	△/41.0mm
	バンドル幅/管本数	0.997m/72本
	連続板フィン/厚み	アルミ板/0.2mm
	フィン密度	433フィン/m
	伝熱面積/面積比	17.90m ² /21.72
管側	入口/出口オイル温度	66°C/**°C
	オイル流量/流速	2.15kg/s/150l/m
	運転圧力/圧損	150kPa/**
	管外径/厚み/内径	18.0/1.0/16.0mm
	管材料/裸管面積	炭素鋼/17.90m ²

熱交換器のプロセスについては、具体的な条件を明確にした上で検証することが重要である。個別の具体例についてご協力してゆきたい。

4-2. 空冷式オイル(潤滑油)クーラー

空冷式オイルクーラーは油圧動力機器に用いられるもので、駆動用ファンのモータが直流の場合、クレーン車、コンクリートミキサー車、ポンプトラック他に搭載され、交流モータを用いるものは産業用パワーユニットのオイル冷却用として用いられている。3-2.節で圧縮空気のアフタークーラーについて報告したが、その圧縮機の潤滑油にもクーラーが必ず使用されているものである。

冷却能力は数十kWで、標準品として製作されており、要求能力に応じてユニットを組み合せ供給されている。

1) オイルクーラーの形状

このオイルクーラーに対するhiTRANの伝熱促進効果を検証するために、幅と管長さが約0.5mの正方形のバンドルをもつ空冷式熱交換器を新規に設計し、その性能に影響する管側挿入体他、諸条件の計算を行った。表9に標準品として試案設計したオイルクーラーの諸元を一覧する。これまではハイフィン(continues fin)を用いてきたが、ここでは連続板フィン(continues fin)を用いた。図18はこの空冷式オイルクーラーの外観予想図を示しておいた。

2) 管挿入体の効果

このオイルクーラーの管内にTwist Tapeと最高密度のhiTRANを挿入した場合の、HTRI計算結果

を表10に示す。この計算では汚れ係数はゼロとした。

表10から明らかなように、挿入体がTwist Tapeのケース26は空洞管に比べて124% (10.22/8.22)の熱交換量を示した。これに対し最高密度のhiTRANを挿入し、圧力損失の増加を防ぐため1パスとしたケース27は、Twist Tapeの圧力損失と同等以下で、熱交換量は136%にまで向上した。

表には上げていないが、hiTRANを挿入した場合の3パスの計算結果は、圧力損失が4倍に上がるのみで、熱交換量の増加は数%であった。

2) バンドル列数の効果

標準の3列に対して、列数を増減した場合の熱交換量を計算した結果を図19に示す。

列数の増減は伝熱面積の2/3と4/3の増減を意味するが、熱交換量にはそれほどの増減はなく、いずれもTwist Tapeに対してhiTRANが若干優位にある。列数を増加することは空気側の圧力損失を増加することであり、2列から4列では60Paから108Paにまで増加している。

管側の圧力損失はTwist Tapeが、列=パス数、hiTRANではパス数とは関係なく1パスであることから、図20に示したように、様相が異なる。すなわちhiTRANは列数が増加しても1パスであるため、

交換熱量が増加しても圧力損失が低下するという優位性を持っている。

3) オイル流量の影響

図21はオイルの流量を変化させたときの熱交換量の変化を、図22は管側圧力損失の変化をTwist TapeとhiTRANで比較した結果である。

いずれもTwist TapeよりもhiTRANが優れた性能を示している。

4) オイル粘度(グレード)の影響

ここまでの計算には潤滑油として比較的高粘度のVG68を使用したものであったが、粘度の低いVG46およびVG32についても計算した結果を図23に示す。

図24より明らかなように、hiTRANは熱交換量と圧力損失の両方でTwist Tapeよりも優れており、潤滑油の粘度変化に対しても性能変化が小さくなっている。

5) 管材熱伝導度の影響

これまでの管材料は炭素鋼の外径18mm、厚み1mmを用いて計算してきたが、hiTRAN挿入のケース27をベースとし、管材料の影響を計算した結果を図24に示す。フィン材料はアルミニウムのままである。

図24の結果から明らかなように、アルミニウム



図18 オイルクーラーの外観

表10 挿入体の異なる空冷式オイルクーラーの性能

シミュレーション	ケース25	ケース26	ケース27
挿入体種類 /パス	空洞管 /3	Twist Tape /3	hiTRAN /1
外側出口温度 [°C]	47.14	49.86	51.21
外側 圧力損失 ≒ 80Pa, $h_o \approx 46.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$			
熱交換量 [kW]	8.22	10.22	11.22
管側流速 [m/s]	1.14	1.14	0.36
管圧力損失 [kPa]	49.5	63.0	52.5
管側 h_i [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]	914	2,046	3,390

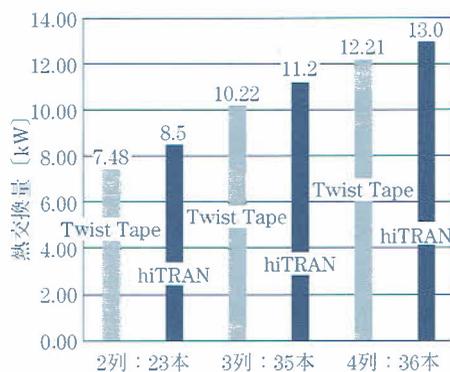


図19 バンドル列数と熱交換量

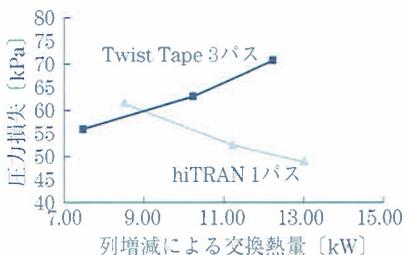


図20 列数を増減した時の管側圧力損失

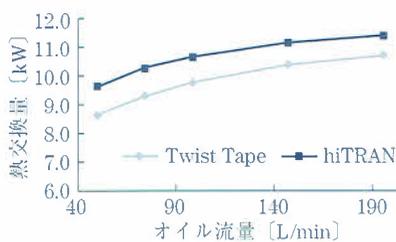


図21 熱交換量とオイル流量の関係

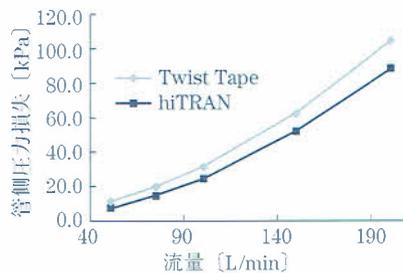


図22 オイル流量と管側圧力損失の関係

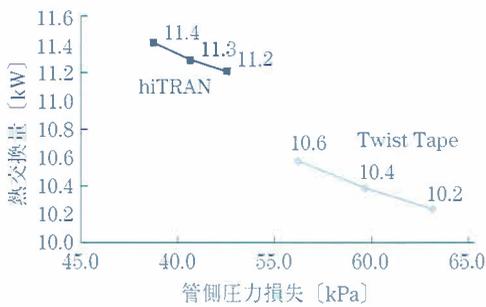


図 23 潤滑油グレードとオイルクーラーの性能 (図中、左から VG 32, VG 46, VG68)

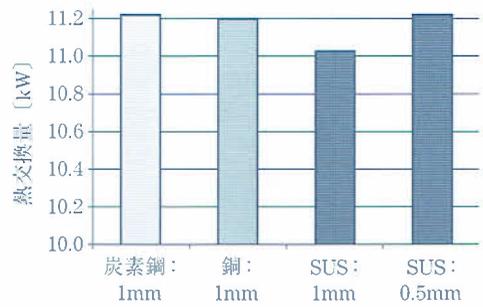


図 24 管材質と熱交換量

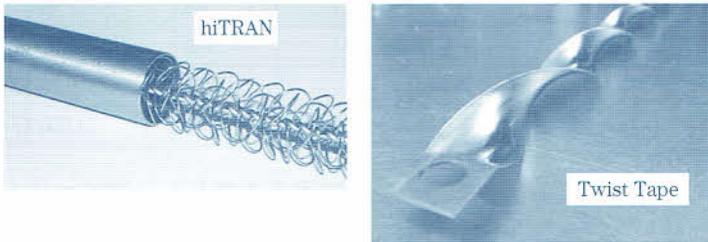


図 25 hiTRAN と Twist Tape の形状

の連続プレートフィンに装着される管の材質の熱伝導度の寄与は小さく、熱伝導度の悪いとされる SUS304 でも厚みを半分にする事で炭素鋼と同等となり、熱伝導度の高い銅管を用いたとしても、アルミフィンの寄与が大きく、熱交換熱量の増加にはまったく効果がないという結果が得られた。これは伝熱管内部の伝熱抵抗が全体としてほとんど寄与していないためである。

管側の伝熱抵抗が低下 (= 伝熱促進) することにより、空気側の抵抗が大きくなり、さらに伝熱性能を上げるためには、外側の境膜熱伝係数を上げることが必要となるが、ファンの動力や騒音にも関係するので、簡単ではない。ここでは管側の伝熱促進用挿入体としての Twist Tape と hiTRAN の性能比較の一例として評価していただきたい (※補足資料④参照)。

6) 挿入時の容易性

もう一つの hiTRAN と Twist Tape の違いは装着する工程の作業性がある。hiTRAN が管内壁に接するのは弾力のあるループワイヤーであり、挿入時に管内壁より小さく絞り込まれたのち、ワイヤーの復元力によってループ部分が内壁に密着する。

したがって、ループワイヤーの絞り込まれる方向にしか引き抜くことができない。Uチューブ型の熱交換器の場合、ループワイヤーを壊すことなく引き抜けないので、hiTRAN 素子は再利用できない。

一方 Twist Tape は図 25 に示したように、剛直な

金属製の薄板をひねった形状であり、管内に挿入する場合には円滑に挿入するためのクリアランスが必要であり、管内では管壁面と一定の隙間を生じる。さらに重要なことは、挿入する管あるいは Twist Tape にひずみがあると、Tape の側面と管内壁を挿入時に強くこすられる。

管が銅のような柔らかい金属の場合、Tape のエッジによって内壁が削られ配管内に残って、後に流出する可能性がある。

hiTRAN は柔軟性のあるコアワイヤーとループワイヤーから形成されているので、多少の曲がりの避けられない既存の設備への装着も容易である。さらに管内に挿入したのち、管全体を緩やかに曲げることも可能である。

5. まとめ

相変化のないガス、液 4 つのケースの空冷式熱交換器に対する hiTRAN の伝熱促進効果について計算した。その結果、以下のようにまとめられる。

- (1) 既設を想定した空冷式圧縮メタンガス熱交換器への hiTRAN 挿入は、ほとんど効果がなかった。これは非常に高い Re 数領域 (26 万) であったためである。しかし新規設計を想定して、バンドルの形状を変更し、最適化を図ることで、圧力損失を上げることなく、13% の設計余裕が得られた。圧縮ガスが高分子量、高粘度の場合にはさらなる伝熱促進が期待できる。
- (2) 圧縮空気標準型アフタークーラーの新規設計を想定して hiTRAN の効果を検討した結果、Twist Tape に比べても設計余裕が 50% 程度上回っており、この余裕分の小型化、あるいは性能向上ができる。
- (3) プラント用の既設重油空冷式熱交換器なので、A 重油熱交換量を 1 とすると、粘度の高い B, C 重



図 26 Rosneft Novokuibyshevsk 製油所

油は 0.67、0.62 まで低下するが、hiTRAN の挿入によって 0.9 程度にまで回復する。アスファルトの場合、さらに効果は大きく、空洞管の伝熱面積の半分で、同じ冷却能力以上となる計算結果が得られた。

- (4) 連続板フィンを空気側とした標準型空冷式オイルクーラーの新規設計を想定し、空洞管、Twist Tape および hiTRAN を比較した結果、1 パスの hiTRAN がいずれの条件でも高い性能を示した。またフィンがアルミの場合、管材質は熱伝導率の小さい SUS304 でも十分性能を達成できることが明らかであった。また挿入時の挿入も Twist Tape に比べ、hiTRAN が優れていると予想された

6. ロシアにおける設置事例

図 26 はロシアの Rosneft Novokuibyshevsk 製油所の写真である。

この製油所で新設された、製品貯蔵前の空冷式熱交換器は、hiTRAN 設計によって小型化され、初期コストの低減という大きな便益をもたらした。表 11 には空洞管と hiTRAN 設計の結果を比較しておく。

表 10 より明らかなように伝熱面積の低下は、設

表 11 ロシア Rosneft Novokuibyshevsk 製油所の空冷式熱交換器の仕様比較

項目	空洞管	hiTRAN 設計
数量 [ベイ/バンドル]	5/10	1/2
パス数/流路長さ [m]	12/108	2/18
管側伝熱係数 [W/m ² ·K]	44	307
総括伝熱係数 [W/m ² ·K]	35	180
伝熱面積 [m ²]	18,100	3,600
設置面積 [m ²]	123.3	24.1
重量 [ton]	84	16
総ファン動力 [kW]	165	33
圧力損失 [Bar]	0.71	0.71
年間電力コスト [US\$]	105,000	21,000

置面積と重量の減少に大きく寄与し、運転コストであるファン動力も 1/5 に低下できている。

6. あとがき

日本の石油精製も再編が進んでいるが、生き残りのプラント自身も老朽化が進んでおり、老朽化改造や更新の時期が来つつある。さらに 40 年を超す空冷式熱交換器の場合、当時の設計基準が 28℃ に対しここ数年の真夏日の増加による能力不足にも悩まされている。加えて大幅改造や新設に当たっては、建設以後変更された厳しい耐震基準法規に架構と基礎が耐えられないことや、プロットプランが既設に収まらないなどの問題を抱えているものと思われる。その意味でロシアの事例は一つの解決策のヒントとなろう。CalGavin Japan はこれら個別の課題に対して、最強の伝熱促進技術を駆使して対応してゆく所存である。

次回 (その 4) はガス排熱の回収設備 (レキュペレーター) について、特に低温排ガスからの回収計算事例を中心に報告する。

【補足資料】

④ オイルクーラーの伝熱抵抗バランス

HTRI では空気 (外) 側伝熱境膜抵抗 ($Air \cdot R = 1/h_o$)、管側伝熱抵抗 ($Tube \cdot R = 1/h_i$)、管およびフィンの金属部の伝熱抵抗 ($Metal \cdot R$) のバランスを計算してくれる。

その結果を表 B に示す。

表から明らかなように、管側の伝熱促進によって空気側の境膜抵抗が最大になり、同時に金属側の伝導伝熱も増加するが、アルミニウムフィンの場合、管材質の伝導度の寄与は小さい。

表 B オイルクーラーの伝熱抵抗バランス

伝熱管の内容	伝熱抵抗 [%]	Air·R = 1/h _o	Tube·R = 1/h _i	Metal·R
空洞管 (炭素鋼 1mm)		42.4	46.9	10.7
Twist Tape (同上)		57.3	28.3	14.4
hiTRAN (同上)		66.3	17.0	16.7
hiTRAN (銅 1mm)		66.7	17.5	15.9
hiTRAN (SUS 0.5mm)		65.5	17.0	17.6

〔隔月連載〕 熱交換器の伝熱を促進する 管側3次元ワイヤー素子“hiTRAN”の活用 —その4—

～高炉・加熱炉および民生ボイラーの燃焼排ガスからの熱回収計算事例～
渡部 高司*， 酒井 昭二**

1. はじめに

前報の“その3”では空気を冷却媒体とする空冷式熱交換器について述べたが、今回は高温の燃焼排ガスから熱回収をする場合について報告する。

燃焼排ガスは原子力を除くエネルギー消費そのものであり、地球温暖化の原因物質である炭酸ガスの発生源そのものである。2012年の統計によれば、図1に示したように¹⁾日本の全エネルギー消費5,774PJ（ペタジュール）の内、化学に次いで、鉄鋼は約30%を占めている。

日本の鉄鋼業界は世界で最も高いエネルギー効率を達成しているにもかかわらず、更なる省エネ・CO₂排出削減を進めるため、環境調和型の革新的製鉄プロセス技術開発：COURSE50²⁾が2008年より実施されている。これは炭酸ガス排出の削減だけでなく、日本の鉄鋼業が生き残り、世界の技術をリードするための宿命といえる。

*Takashi WATANABE；CalGavin Ltd. 日本事務所 代表
E-mail：watanabe@calgavin.jp
TEL 03-6826-8106

**Shoji SAKAI；CalGavin Ltd. 日本事務所 業務部長
E-mail：sakai@calgavin.jp
URL：http://www.calgavin.com
http://www.calgavin.jp/

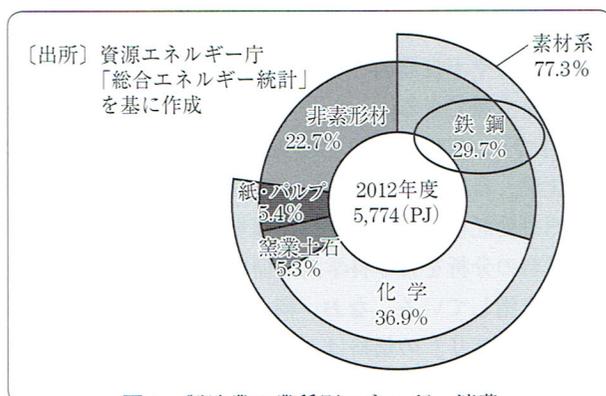


図1 製造業の業種別エネルギー消費

製鐵所における廃熱回収はこの以前からも行われており、高炉に1,200℃の熱風を連続供給するために高炉1基に対し3~4基設置される熱風炉（hot Stove）では、送風後の熱風炉からの比較的低温の燃焼ガス排熱を一旦熱媒油に回収し、燃料ガスと空気の予熱に使用する省エネシステム³⁾も提案されている。

また圧延によって鉄鋼製品を製造するための、加熱炉（Reheating Furnace）では、高温排ガスによって燃焼用空気を予熱するレキュペレーターも大きな省エネ設備である。これらクロスフロー型の熱交換器に対するhiTRANの効果は既に報告⁴⁾した。

これらは空洞管を前提として設計されており、既報⁴⁾では既存設備を前提としてhiTRANの効果を検討したが、本報では設備の小型化を狙った新設hiTRAN設計の計算結果を報告する。

図1中、化学が37%と最も多く、既報^{5,6)}の熱交換器は化学用を対象としているが、エネルギー消費は非素材系も23%と多くを占めている。この分類の中には、いわゆる冷暖房やごみ焼却炉、民生用のボイラーなどが含まれている。省エネ法⁷⁾が直接規制する事業分野は工場等、輸送、住宅・建築物、機械器具等の4つであり、その中の“工場等”の中には事業場（オフィス、小売店、飲食店、病院、ホテル、学校、サービス施設等）が含まれ、そこで使用されるエネルギー機器に対して省エネ目標が定められている。

ボイラーについては廃ガス温度の目標値が⁸⁾定められている。具体的に液体燃料を用いるボイラーで、10トン/hr以上では200℃、それ以下では220℃、250℃となっており、従来より厳しい目標となっている。ここでは10トン/hr程度のボイラーの排ガスからの熱回収にhiTRANを使用した場合の効果についても計算例を紹介する。

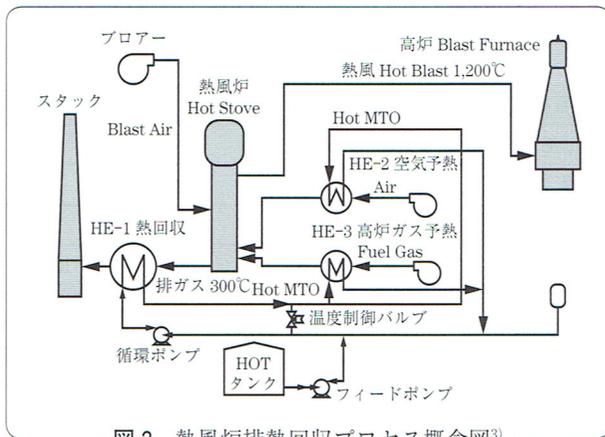


図2 熱風炉排熱回収プロセス概念図³⁾

表1 熱風炉用熱交換器の仕様

名称	HE-1	HE-2	HE-3
用途	熱回収用	空気予熱用	ガス予熱用
(外側)	排ガス	空気	Bガス
流量 [Nm ³ /hr]	200,000	103,000	89,000
入口温度 [°C]	300	20	60
(バンドル/ベイ)	2	1	2
配置/幅ピッチ	Δ/72mm	Δ/72mm	Δ/55mm
フィン幅/高さ	15.9/0.43mm	15.9/0.43mm	13/1mm
フィン密度	433.1	433.1	196.8
フィン材料	Al合金	Al合金	炭素鋼
伝熱面積 [m ²]	16,204	9,552	15,765
(管側)	HTO	HTO	HTO
入口温度 [°C]	100	243	243
管/厚み [mm]	31.8/2.1	31.8/2.1	25.4/2.6
列 rows/行	18/32 32	20/20 20	16/55 55
管パス数	18	20	16
管長/本数	6.7/576×2	6.2/740×1	8/880×2
管材料	炭素鋼	炭素鋼	SUS/炭素鋼
裸管面積 [m ²]	741	438	824

2. 熱風炉排ガスからの熱媒油による熱回収

2-1. プロセスの特長

高炉に熱風を送り出した後の熱風炉から、3~400℃の排ガスがスタックに放出されるが、この廃熱をいったん熱媒油 (HTO) に回収し、次の熱風炉の燃焼ガス (高炉ガス) と燃焼用空気の予熱に使用するもので、図2のようなプロセスで表される。このプロセスの特長は時間的にも場所的にもズレのある排熱を一旦 HTO に蓄熱し、再配布することにある。

図2の熱交換器 HE-1 で熱を HTO に回収し、HE-2 で燃焼用空気、HE-3 で燃料の高炉ガス (B ガス) を予熱することで、消費エネルギーが年間 12 % 削減³⁾できるとしている。

表2 空洞管の場合の計算結果 (Simulation モード)

名称	HE-1	HE-2	HE-3
(外側)	Flue Gas	Air	B-Gas
流量 [kg/s]	74.65	36.60	33.00
流速 [m/s]	5.85	4.38	2.7
出口温度 [°C]	146.6	204.2	231.2
圧損 [kPa]	0.329	0.272	0.105
伝熱係数 h_o	44.2	37.62	34.12
Re 数 (中央)	6,695	6,893	3,425
(管側/パス)	(空洞管/18)	(空洞管/20)	(空洞管/16)
流量 [kg/s]	42.00	21.00	21.00
流速 [m/s]	(1.17)	1.00	0.64
出口温度 [°C]	247.2	78.0	108.5
圧損 [kPa]	110.8	98.0	52.0
伝熱係数 h_i	1,210	946	668
Re 数	29,145	23,575	13,207
総括伝熱 U	17.123	14.691	14.400
伝熱量 MW	12.949	7.102	6.128

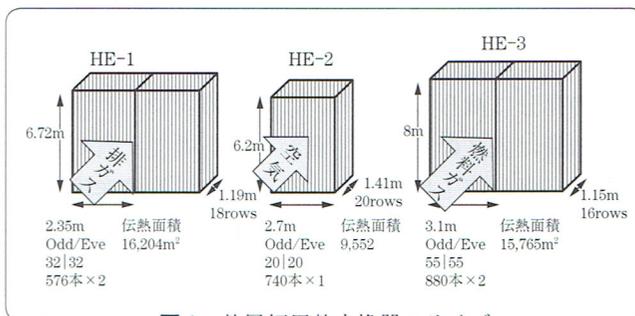


図3 熱風炉用熱交換器のサイズ

2-2. 熱風炉排熱回収の計算例

表1に20万 Nm³/hの熱風炉排ガスから HTO へ熱回収する HE-1, 燃焼用空気予熱する HE-2, 燃料ガスを予熱する HE-3 の熱交換器の設計仕様を示す。

バンドルの大きさを比較した図3より明らかなように、高炉ガス予熱用のバンドルが比較的大きくなっているのは、高炉ガスの腐食性のために、フィン材料が炭素鋼で、その巻き密度が小さいためである。

管側の HTO のパス数は、列数 (rows) と同じとして流速を上げ、管側境膜伝熱抵抗を下げようとする構造である。汚れ係数 (m²・k/W) は、外側 0.004、管側 0.0004 と大きめの値を採用している。

空洞管での Simulation 計算結果は、表2に示すとおりであり、HE-1, HE-2 の外側流速に比べると HE-3 の流速は半分程度であり、境膜伝熱係数 h_o も小さい。また HE-1 の熱交換量 (= 伝熱量) 12.9MW は HE-2 と HE-3 の熱交換量の合計とほぼバランスしている。

そして HE-1 の出温 247℃ に対して HE-2, 3 の入

表3 HE-1 (熱回収) の hiTRAN 効果

名称	Rating	Simulation	Size Down
(管列/パス)	18/9	18/9	16/8
出口温度 [°C]	247.2	252.6	248.9
圧損 [kPa]	652.8	653.5	581.2
伝熱係数 h_i	2,309	2,316	2,312
Re 数	14,927	15,279	15,085
伝熱量 MW	12,949	13,479	13,117
設計余裕 [%]	19.73	バンドル小型化比 = 89 %	

温を 243 °C として計算したが、 $\Delta 4$ °C は系内の放熱損失としてよいであろう。

さらにいずれの熱交換器も外側境膜が律速となっているため、hiTRAN の挿入による画期的な伝熱促進効果の期待は薄い。

2-3. hiTRAN の伝熱促進効果

それぞれの熱交換器の管側に最高密度の hiTRAN を挿入し計算結果を表 3~表 5 に示す。hiTRAN 挿入によって圧力損失が大きくなるので、管パスを空洞管の半分に減らしている。これらの表中、外側の計算結果は表 2 の空洞管と変わらないので、省略してある。表の第 1 列は表 2 の空洞管内に最高密度の hiTRAN を挿入した場合の Rating (評定) 計算結果で、2 列目はその Simulation モードでの計算結果である。3 列目は hiTRAN によって得られた設計余裕をバンドルのサイズ削減 (列数のみを削減) に使うとしたときの計算結果である。そして最下段には空洞管に対する hiTRAN 挿入管のバンドルの小型化比 (管列比) を掲載してある。

表 3 より明らかなように、予想通り設計余裕として 20 % 以下であり、圧力損失は管パスを半分にしても 6 倍に上がってしまう。しかし非圧縮性流体である HTO の圧力損失が大きくなることによる運転コストの上昇はさほど大きいものではなく、新規設計バンドルの小型化による費用削減と hiTRAN 採用の費用増加が見合えば採用できる。

表 4, 5 の計算に用いた HTO の入口温度は、空洞管の場合と同じように 243 °C を用いて計算している。その結果、いずれも 25 % 近い設計余裕が得られた。そして同程度の小型化が可能であることが明らかである。

2-4. 熱風炉の熱回収のまとめ

熱風炉排ガスから HTO を用いた熱回収システムの管側に最高密度の hiTRAN を採用した場合の伝熱

表4 HE-2 (空気予熱) の hiTRAN 効果

名称	Rating	Simulation	Size Down
(管列/パス)	20/10	20/10	16/8
出口温度 [°C]	78.0	69.6	78.2
圧損 [kPa]	509.2	511.7	408.6
伝熱係数 h_i	2,010	1,984	2,100
Re 数	12,505	12,190	12,505
伝熱量 [MW]	7.100	7.410	7.092
設計余裕 [%]	24.80	バンドル小型化比 = 80 %	

表5 HE-3 (燃料ガス予熱) の hiTRAN 効果

名称	Rating	Simulation	Size Down
(管列/パス)	16/8	16/8	12/6
出口温度 [°C]	108.5	105.2	110.7
圧損 [kPa]	266.3	266.4	200.8
伝熱係数 h_i	1,718	1,727	1,712
Re 数	6,862	7,070	6,612
伝熱量 [MW]	6.128	6.262	6.037
設計余裕 [%]	24.98	バンドル小型化比 = 75 %	

促進効果は、伝熱が外側律速であるためさほど大きなものではない。しかしこの設計余裕を小型化 (Size Down) に用いたとすると、hiTRAN 採用のコストメリットがあると期待される。小型化の指標として伝熱面積とその重量を表 6 比較した。伝熱面積で HE-1 は 10 %、HE-2 は 20 %、HE-3 では 25 % の減少が可能で、バンドルの重量減はさらに大きい。

3. 加熱炉の空気予熱器

3-1. 加熱炉用レキュペレーター

図 4 は既設レキュペレーターの全体イメージ図である。約 800 °C の加熱炉燃焼排ガス (13A 燃料ガスの空気比 1.1 %) 45,000 Nm³/h が 36,000 Nm³/h の空気を加熱し、燃料ガスの燃焼に用いられる。排ガスの温度が高いため、フィン管を用いなくて外径 42.7mm の裸管を使用している。

既存設備のバンドルは図 5 の構造をしており、この空気側に hiTRAN を挿入し、その効果を実地検証した。

空気側の圧力損失を現状の 2 倍以下で、設備改造を伴わない条件での検討の結果、最低密度の hiTRAN を低温側の 25 % (LT25 %) に挿入することになった。粘度の高い低温側に入れる理由は、伝熱量が誤差の範囲であるがわずかに大きく、圧力損失が粘度の高い高温側よりも 30 % ほど小さくなること計算されたためである。

もし設備のパス改造が許されるなら、2パスに改造することで50%あるいは100%の空洞管にhiTRANを挿入することで、さらなる伝熱促進が明らかであることは既に報告⁴⁾している。

3-2. プラント実績の解析

hiTRANをLT25%挿入したレキュペレーターの運転データを入手したので、これをもとにhiTRAN挿入後のプラントデータと空洞管の計算を実施した結果を表7に示す。表7には鉄鋼業界で熱回収の指標としてよく用いられている温度効率についても計算して表示した。

設計計算値に対して運転実績の排ガス流量は83%、空気量は89%であったが、温度効率は設計値と同等であった。伝熱量は全体流量に比例するので、ほぼ設計通りの実績が得られていると推定される。

加熱炉の運転は変動が大きいのが普通で、図6と図7には流動変動に対する温度効率、伝熱量の計算結果を示しておいた。

伝熱量 (= 回収熱量) は設計段階で4.5%の向上と計算されていたが、実績は5.5%と若干上回った結果が得られている。

図8は計算した管側空気温度の変化をバンドルの

管長さに対して表示したものである。左右の折り返しは各パスを示しており、幅広くなっているのは、管長さに対して各列 (rows) で温度差が変化するためである。

表7 レキュペレーターのプラント実績

名称	プラント実績値		設計値 (参考)	
ガス流量 [Nm ³ /h]	排ガス/空気 37,400/32,300		排ガス/空気 45,000/36,000	
hiTRAN	LT25%	無し	LT25%	無し
(外側)	排ガス入口温度 771℃		排ガス入口温度 737℃	
流量 [kg/s]	13.926	13.926	16.58	16.58
流速 [m/s]	7.34	7.16	8.63	8.41
出口温度 [℃]	335.5	357.0	344.98	362.84
圧損 [kPa]	0.226	0.226	0.226	0.226
伝熱係数 h_o	61.76	62.33	68.75	69.24
(管側)	空気入口温度 25℃		空気入口温度 25℃	
流量 [kg/s]	11.46	11.46	12.73	12.73
流速 [m/s]	10.51	9.67	10.67	10.67
出口温度 [℃]	623	594.43	600.9	576.8
圧損 [kPa]	1.911	1.151	2.318	1.392
伝熱係数 h_i	51.84	39.77	56.2	43.21
総括伝熱 U	25.244	21.61	27.609	23.617
伝熱量 MW	7.255	6.876	7.715	7.378
温度効率[%]*	80.2	76.5	80.9	77.5

* 温度効率 = 空気の予熱温度差 / 排ガスと空気温度差
= (T_{AirOut} - T_{AirIn}) / (T_{FlueIn} - T_{AirIn}) × 100

表6 伝熱面積とバンドル重量の比較

	名称	列(行・長さ)・B*	重量 kg	伝面** m ²
HE-1	空洞管	118(32×6.7)×2	45,267	16,204
	hiTRAN	16(32×6.7)×2	36,476	14,432
HE-2	空洞管	20(37×6.2)×1	32,338	9,552
	hiTRAN	16(37×6.2)×1	21,477	7,674
HE-3	空洞管	16(55×8.0)×2	137,125	15,765
	hiTRAN	12(55×8.0)×2	98,566	11,883

* 列本数 (行本数×長さ m) × バンドル数 (B)

** 伝面 = 伝熱面積

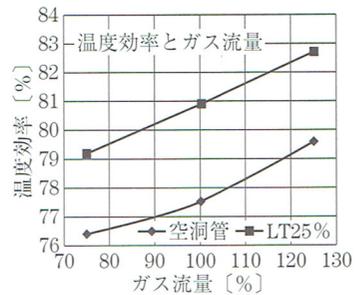


図6 ガス流動変動と温度効率

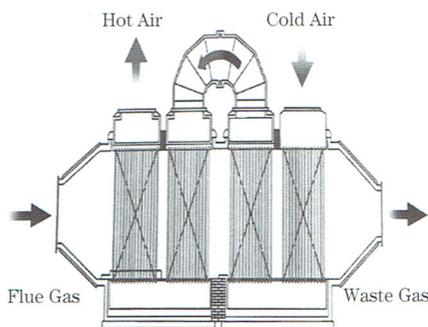


図4 加熱炉用レキュペレーターの構造図⁹⁾

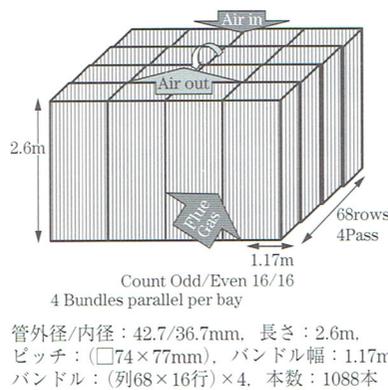


図5 レキュペレーターのバンドル構造

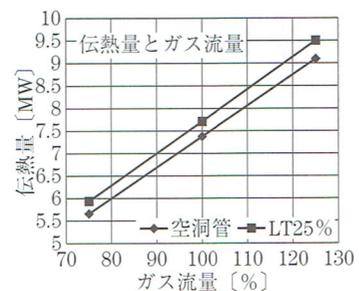


図7 ガス流動変動と伝熱量

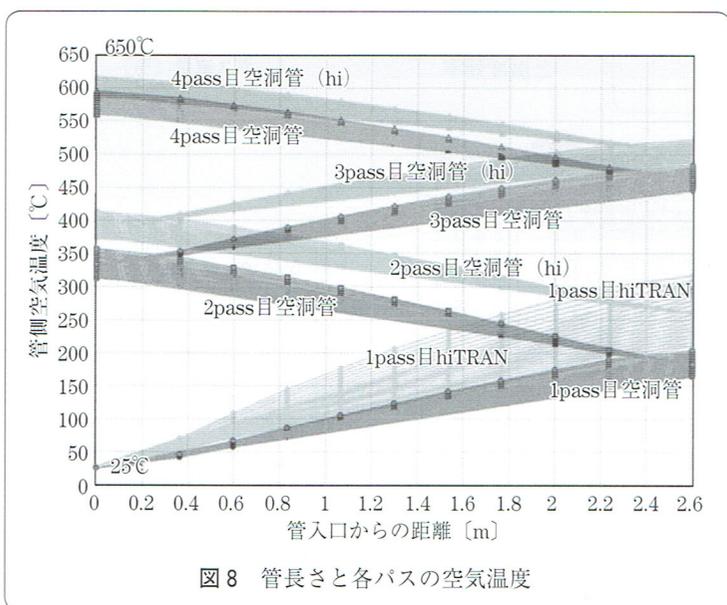
今回の実績である1パス目のみにhiTRANを挿入した場合は1パス目のみが空洞管よりも高い空気温度となっており、ここでの熱回収量の多さが出口温度の差となって(24.1℃=600.9-576.8)表れる。クロスフローの温度プロファイルの特長は、向流と並流の区別なく、パス数に対してほぼ同等の伝熱量となることである。

3-2. レキュペレーターの新規最適設計

既設の制限条件ではhiTRANを低温側25%にしか挿入できなかったが、管側すべてにhiTRANを挿入した場合の計算をした。プロセスとバンドル形状は表7と図5に同じで、hiTRANによる管側の圧力損失を小さくするために図9のように空気側パスを4から2パスに減少してある。表8にhiTRANを100%挿入した場合の結果と、熱回収量を空洞管と同程度として、hiTRANによる伝熱促進分を列(rows)方向の本数減少となるように小型化した計算例を示す。

表8のとおり、2パスで100%hiTRAN挿入の場合、空洞管に比べ伝熱量の5.3%の増加が認められ、伝熱面積当たりの効率も同じ程度しか向上しないが、列数を68から56列(82%)にまで減少したhiTRAN#は、伝熱面積当たりの効率にすると23%も向上し、管の使用総本数を1,088本から896本と82%まで減少しても、空洞管の伝熱量よりも優れている

図10は新規設計2パスhiTRAN挿入の管内温度分布を、4パスの空洞管のそれと比較したものであり、挿入管は1パス目で空洞管の2パス目以上の温度に到達していることが判る。



このように新規設備の設計では、改造の制限がないため、空洞管設計に比べて大幅なバンドルの小型化によるコスト低減が期待できる。

4. 小型ボイラーの排ガスからの熱回収

4-1. 対象のボイラー排ガス排熱とプロセス

ボイラーとは燃料を燃やして温水・蒸気を作る装置であり、排ガスから熱を回収する熱交換器もエコノマイザーと呼ばれ、ボイラーシステムの構成部品である。そしてボイラー本体の伝熱機構は輻射と対流伝熱を含んでいる。発電などの大型のボイラー設備では、当然排ガス排熱の回収がなされて省エネが進んでいるが、ここでは排熱回収未対策の多い小型のボイラーを対象にhiTRANの効果を検証してみた。

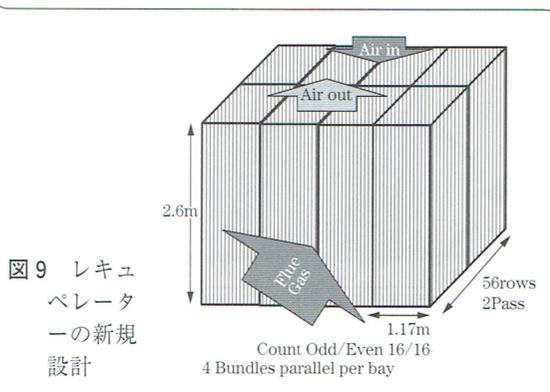
図11は検証のためのボイラープロセスモデルである。燃焼室で温められた温水は、次に管側が排ガス煙道である熱交換器Aの胴側を通して加熱され温水タンクにボイラー用給水として用いられる。さらにこの排ガスは熱交換器Bで燃焼用空気に熱を与えて、大気中に放出される。

試算の条件として、ボイラーから、350℃、18万Nm³/hr(3.3kg/s)の排ガスが出るボイラーに給水予熱器と空気予熱器を取りつけた場合を想定し、空洞管の場合の出口温度に比べhiTRANが何処まで低

表8 加熱炉用レキュペレーターのhiTRAN設計

名称	空洞管	hiTRAN*	hiTRAN#*
列/パス	68/4	68/2	56/2
管側出温 [°C]	576.8	604.6	586.6
管側圧損 [kPa]	1.392	1.219	1.550
胴側圧損 [kPa]	0.278	0.313	0.261
伝熱量 MW	7.378	7.772	7.519
管総本数	1,088	1,088	896
伝熱面積 [m ²]	1,366	1,366	1,125
効率 [kW/m ²]	5.40	5.69	6.68

* hiTRANは最低密度



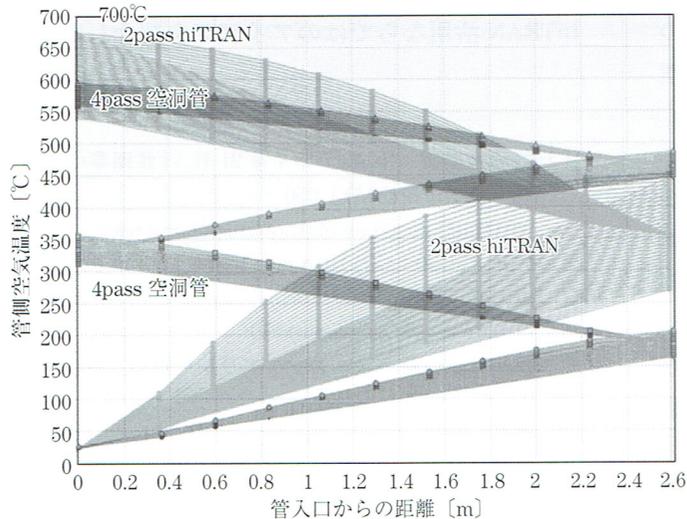


図 10 新規設計レキュペレーターの温度分布

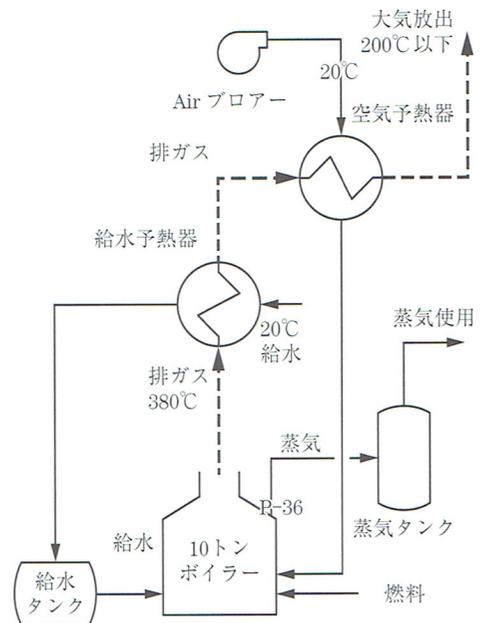


図 11 検討したボイラーのモデル

表 9 給水予熱器と空気予熱器の諸元

名称	給水予熱器	空気予熱器
管 type 内径	平滑管 42mm	HighFin 管 34mm
流体	管側：排ガス	管側：空気
流体流れ	向流	クロスフロー
伝熱面積 :m2	7.914	492 (裸管 27.5)
管長さ×本数	1.2m×50 本	1.2m×192 本
サイズ :m	0.6Φ×1.5L	1.2w×1.0h×1.2L

表 10 給水予熱器の hiTRAN 効果

名称	空洞管	hiTRAN 挿入管
給水出口温度 [°C]	45.9 °C	70.9 °C
排ガス出口温度 [°C]	276.7 °C	204.7 °C
回収熱量 [MW]	0.273	0.537
境膜係数 h_o/h_i *	1,120/155	1,230/448
総括伝熱係数 U^*	124	297
圧力損失 [kPa]	3.052	28.6

*単位：W/m²/K

下できるかを計算した。

使用した給水予熱器 (Shell&Tube) と空気予熱器 (レキュペレーター) の諸元は表 9 のとおりである。

4-2. 出口温度計算

この大きさの給水予熱器の管側に 350 °C の排ガスを、胴側に 20 °C の水を流した場合の出口温度を空洞管と hiTRAN 挿入管で計算した結果を表 10 に示す。この時の hiTRAN の密度は、給水予熱器は中程度、空気予熱器では最高密度のものを用いた。

表 10 の結果から判るように、hiTRAN 挿入管は

表 11 空気予熱器の hiTRAN 効果

名称	空洞管	hiTRAN 挿入管
排ガス入口温度 [°C]	277	204
排ガス出口温度 [°C]	225	23
空気出口温度 [°C]	81.4	114
EMTD [°C]	198.1	97.7
回収熱量 [MW]	0.190	0.291
境膜係数 h_o/h_i *	22.9/49.4	21.2/232.6
総括伝熱係数 U^*	1.952	6.731
外側圧力損失 [kPa]	0.303	0.231
管側圧力損失 [kPa]	0.646	6.632

*単位：W/m²/K

圧力損失は 10 倍近くになるものの、回収熱量は 2 倍に達している。この時の管側圧力損失は 10 倍に近い。

さらにこの排ガスを空気予熱器の外側に導き、燃焼用空気の余熱に用いたとする計算を実施した結果を表 11 に示す。この時の排ガス入口温度は空洞管の場合、277 °C、hiTRAN 挿入管の場合は 204 °C を用いて計算した。

表 11 の結果から明らかのように、空洞管の排ガス出口温度は 200 °C 以下とはならず、hiTRAN 挿入管の 23 °C に比べて非常に高い。さらに EMTD が空洞管の半分であるにもかかわらず、回収熱量が 1.5 倍になっていることは驚異的な伝熱促進効果である。しかし管側の排ガス圧力損失は 10 倍となる欠点がある。

4-3. ボイラー熱回収のまとめ

350℃の排ガスから熱回収をする場合、空洞管の10倍程度の圧力損失はあるものの、給水予熱、空気予熱のいずれも hiTRAN の伝熱促進効果は大きく、廃ガス温度を 200℃以下にするための有効な手段であることが明らかである。圧力損失が許容できるかどうかは、既設の場合には制限されるが、新設の場合、プロセス全体で考慮することで全体としての hiTRAN 採用による便益を考慮することが出来る。この想定計算は hiTRAN 効果を示す一つの例であり、具体的には個別の条件に合わせて最適化を進める必要がある。

廃ガスを 200℃以下にすべき事業場は数多くあるが、既設の改造は制限が多く、全体システム設計の段階から有効な選択肢として、hiTRAN を取り込んでもらう必要がある。

また地方自治体にとっては、ごみ焼却、下水汚泥焼却が宿命的な事業である。これもエネルギー源であり、率先してエネルギー有効利用 10) に積極的に取り組まれている。この分野も鉄鋼や化学に次ぐ大きな省エネの対象であり、hiTRAN の活用を期待している。

次の最終回では熱交換器の常識にとらわれずに hiTRAN 活用ならではのアイデアを紹介したい。

〈参考文献〉

- 1) 経済産業省：平成 21 年 4 月 21 日、「鉄鋼業の現状と課題（高炉を中心に）」p50
www.meti.go.jp/committee/kenkyukai/sansei/
- 2) COURSE50：CO₂ Ultimate Reduction in Steelmaking process by Innovative technology for cool Earth 50
<http://www.jisf.or.jp/course50/>
- 3) 前川，他：新日鉄エンジニアリング技報，Vol.4（2013）p2
- 4) 渡部，酒井，他：工業加熱，Vol.50，No.6，p27（2013）
- 5) 渡部，酒井：化学装置，Vol.57，No7，p60（2015）
- 6) 渡部，酒井：化学装置，Vol.57，No9，p51（2015）
- 7) 経済産業省 資源エネルギー庁 “エネルギーの使用の合理化等に関する法律「省エネ法の概要」
- 8) ECCJ 省エネルギーセンター／工場判断基準別表第 3 表(A) (1) ボイラーに関する基準廃ガス温度
- 9) ノリタケカンパニーリミテド HP
<http://www.noritake.co.jp/products/eeg/files/recuperator-image.jpg>
- 10) 例えば横浜市温暖化対策統括本部
<http://www.city.yokohama.lg.jp/ondan/plan/>

〔連載〕 熱交換器の伝熱を促進する 管側3次元ワイヤー素子“hiTRAN”の活用 —その5—

～2重管式熱交換器および既設熱交換器の非対称2パスバンドルへの改造～

渡部 高司*, 酒井 昭二**

1. はじめに

昨年末、COP21は世界の気温を産業革命以前から2℃未満に抑えるための取り組みに合意し、パリ協定を採択した。世界196カ国の国と地域すべてが合意したのは初めてであり、CO₂発生のないエネルギー開発とエネルギーの有効利用がますます重要であることに間違いはない。今後ともhiTRAN伝熱促進素子は、発生した熱エネルギーをより多く活用することで、COP21に寄与できる伝熱促進技術であると自負している。

これまで「hiTRANの原理」¹⁾から始めて、「汚れ：Fouling」²⁾、「空冷熱交換器：上、下」³⁾⁴⁾、「排ガスからの熱回収」⁵⁾と、熱交換器の各業界での適用例に対するhiTRAN伝熱促進の計算例を連載報告してきたが、最終回の本稿では、熱交換器の基本原理に立ち戻ってhiTRANの伝熱促進効果をシンプルな2重管式に適用した場合について計算検証した。さら

に既設の多管円筒式熱交換器の大幅な改造なしに、hiTRANの効果を最大化するための非対称2パスバンドル配置についての提案とその計算例を報告する。

2. 2重管式熱交換器への適用

2-1. 2重管式の性能とhiTRAN

管式熱交換器の理想形は向流2重管式であることは論を待たないが、このシンプルな熱交換器への具体的なhiTRANの効果を確認しておくことは現実の多管式熱交換器へのhiTRAN適用の効果を理解する上で重要であろう。

計算に用いた想定プロセスは40℃の温水から15℃の冷水へと熱交換するもので、パイプの材質はチタニウム合金、厚みはパイプ（管）内径が20mm以上では1mm、以下では0.5mm、パイプ長さは6mと一定とした。低温排水からの熱回収は本連載「その1」の海水によるプラント冷却水の冷却熱¹⁾や高温水による洗浄排水からの熱回収、風呂排水等からの熱回収など、低温度からの熱回収を想定している。

図1はhiTRANのない空洞管（Empty）の2重管式熱交換器の、パイプ内外の流速を1.5m/sとした場合のHTRIの計算結果であり、総括伝熱係数 U 、パイプ内側の境膜伝熱係数 h_i 、ジャケット（外管、

*Takashi WATANABE : aPEC (株) 代表
E-mail : watanabe@a-pec.jp
TEL : 03-5816-1057, FAX : 03-5816-1058
**Shoji SAKAI : aPEC (株) 業務部長
E-mail : sakai@a-pec.jp
URL : http://www.a-pec.jp/

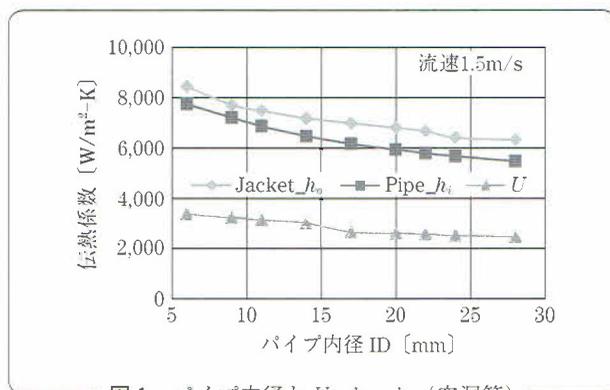


図1 パイプ内径と U 、 h_o 、 h_i (空洞管)

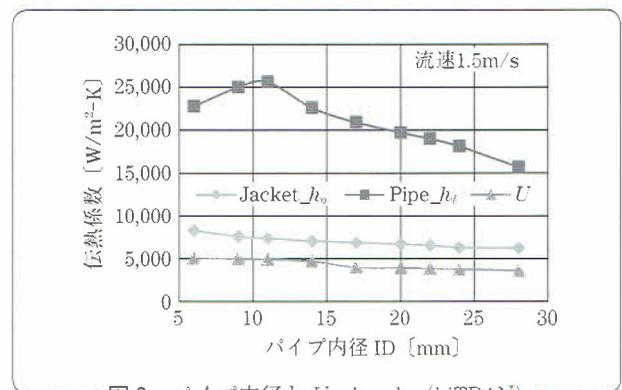


図2 パイプ内径と U 、 h_o 、 h_i (hiTRAN)

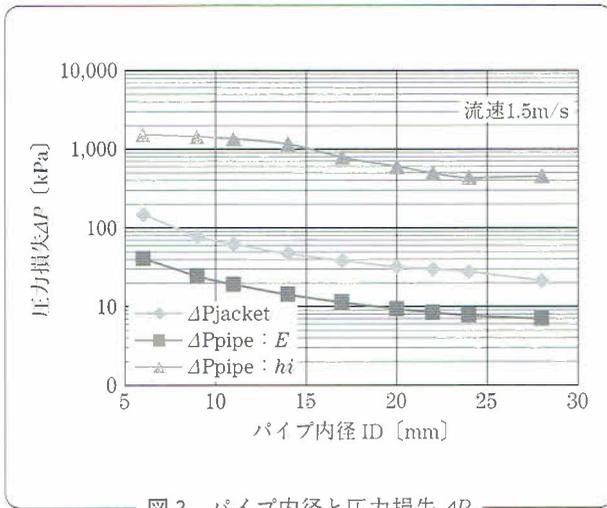


図3 パイプ内径と圧力損失 ΔP

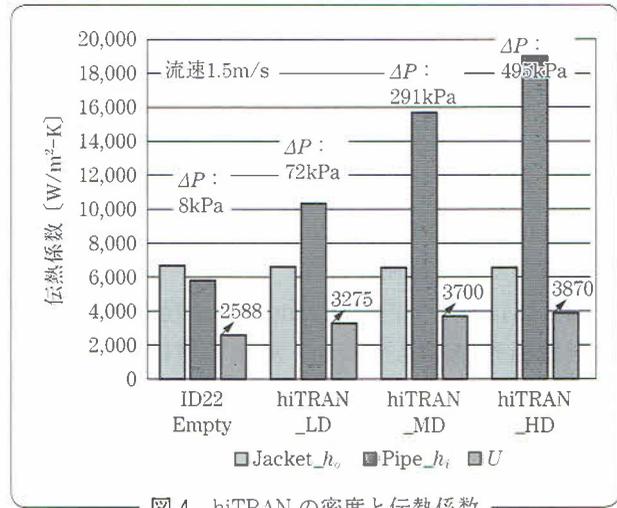


図4 hiTRANの密度と伝熱係数

胴)側の境膜伝熱係数 h_o をプロットしたものである。図2は同様に最高密度のhiTRANを挿入した場合の結果である。図1, 2を比べれば明らかなようにhiTRAN挿入パイプの U は空洞管のそれに比べて、いずれのパイプ内径においても1.5倍以上の値を示している。この U の上昇はhiTRANによる2倍以上も h_i の向上によるものである。そして1.5m/sの流速を持つ水のジャケット、パイプ側のレイノルズ(Re)数は9,600(ID:6mm)から56,000(ID:28mm)と完全な乱流範囲にある。

しかしこの時の圧力損失 ΔP は図3に示した通り、hiTRAN挿入の場合極端に大きくなり、実用にはならない。hiTRAN挿入パイプの場合、実用可能な流速範囲は空洞管の1.5m/sに比べて、かなり低いところにある。

2-2. hiTRAN素子の密度と促進効果

hiTRANはループワイヤーの密度を低下させ、圧力損失を小さくすることができる。hiTRAN.SPソ

フトウェアでは許容圧力損失を指定することによって、密度の異なったhiTRANのParts.No.を指定してくれる仕組みとなっている。具体的にパイプ内径が22mmの場合、最高密度(HD)、中密度(MD)、最低密度(LD)および空洞管(Empty)の伝熱係数と圧力損失の計算結果を図4に示す。許容圧力損失が500, 300kPaは非常識としても、100kPaが許容される場合、低密度hiTRANを使用によって、総括伝熱係数 U は空洞管の126%となる。

このようにhiTRANのループワイヤー密度を変えることにより、広範囲の許容圧力損失に対応することができるのもhiTRANシステムの大きな特徴である。hiTRANの投資とポンプ能力を上げるための投資がhiTRANからもたらされる便益に見合うかが、採用の成否となる。

2-3. Pipe内径と最適流量

図5にはパイプ内径の異なる2重管式熱交換機の空洞管(Empty)とhiTRAN挿入管に水を流した場

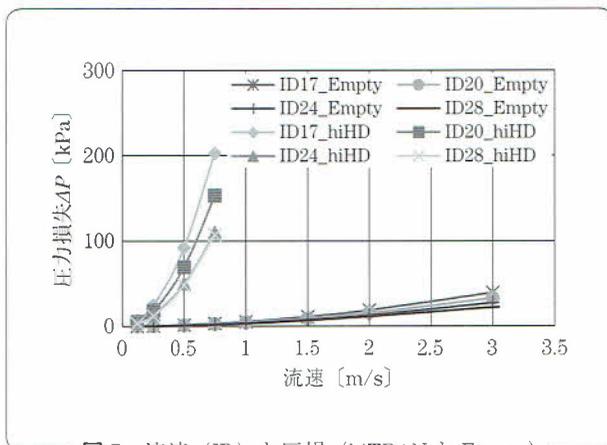


図5 流速(ID)と圧損(hiTRANとEmpty)

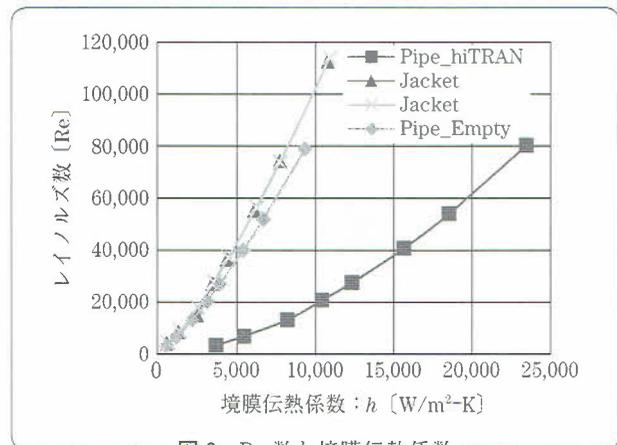


図6 Re数と境膜伝熱係数

合の圧力損失と流速の関係である。

先にも述べた通り、hiTRAN（最高密度：HD）を挿入する場合、0.5~0.75m/s が許容可能な圧損範囲であり、パイプ内径も大きい方が圧損が小さいので有利である。そして流体が水であるこの事例の場合、Re 数は 0.12m/s で 2,000、0.5m/s では 12,000 と遷移領域から乱流領域にある。

図 6 にはパイプ内径 28mm の 2 重管の Re 数と境界膜伝熱係数の関係を示す。乱流領域においても、hiTRAN 挿入のパイプ側境界膜伝熱係数 h_i が著しく大きくなる。

図 6 の空洞管の最大 h_i は Re 数 79,000（流速 3.0m/s）のとき 9,400W/m²・K であり、その時の圧損 ΔP は図 5 から 22kPa である。hiTRAN 挿入管の場合、同様に 10,500 の h_i のときの Re 数は 20,800（0.75m/s）で ΔP は 107kPa であり、低流速で大きな h_i が得られる。この h_i の向上効果は Re 数の低い層流領域（高粘度流体）でさらに発揮される。2 重管式の場合は大口径のパイプを使っても、hiTRAN で h_i を大きくでき、伝熱面積当たりの交換熱量（Duty）は大きくなる。

2-4. 外側境界膜伝熱係数 h_o の向上

hiTRAN の挿入によってパイプ側の h_i のみを大きくできたとしても、図 2, 3, 4 から明らかなように、 U を大きくするには効率が悪い。総括伝熱係数 U は次式で与えられ、 $h_i/h_o = 1.0$ の場合に U が最大となるため、hiTRAN 挿入の場合、 h_i の向上に応じて h_o を大きくする必要がある。

$$1/U = (1/h_i) + (1/h_o) + \text{伝熱抵抗} \quad \dots\dots(1)$$

図 7 には hiTRAN を挿入した 2 重管で、ジャケット側の流路断面を小さくし、流速を 2.58m/s まで上げて h_o を h_i と同等とした場合の計算結果を示す。

その結果、 $h_i/h_o = 1$ とした場合、総括伝熱係数 U

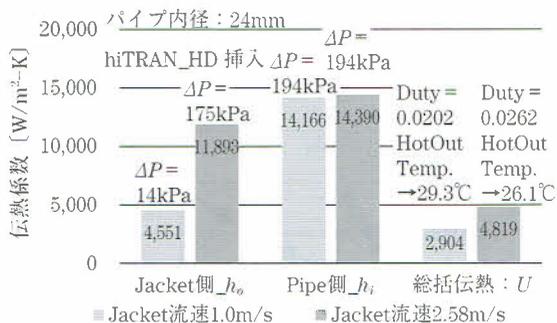


図 7 Jacket 側流速増加による U の向上

は 2,900 から 4,800 にまで向上しており、hiTRAN 挿入の h_i にまで h_o を上昇させることが重要であることが判る。その結果、交換熱量は 130% に向上し、40℃ の温水出入り口温度差は、10.7 から 13.9℃ に改善される。そして図 7 に合わせて示したように、そのときの圧損 ΔP は 175kPa とパイプ側より若干低い。

2 重管の h_o を向上させるために、本報ではジャケット側の流速を大きくする方法を取ったが、すでに h_o を大きくするいくつかの方法が提案されており、その基本的な手法はジャケット側に旋回流を作るための方法、構造、材料の組み合わせである^{6)~11)}。

2-5. hiTRAN 挿入 2 重管式熱交換器の具体的な用途

(1) 小型の 2 重管式熱交換器

図 7 に示した性能を得られた 2 重管式熱交換器はパイプ内径 24mm、長さ 6m で、水流量は 1.13t/hr (0.315kg/s) である。この時のジャケット外径は内径 30mm で 2mm 厚のプラスチック管を使用するとジャケット外径は 34mm となる。

図 8 のようなジャケット外径 34mm で長さ 860mm の 2 重管熱交を 7 本直列に繋げた 2 重管熱交カートリッジができれば、圧力損失が 200kPa 以下で、40℃ のお湯排水 200L から 15 分程度で 15℃ の水道水を 28℃ まで温めた同量のお湯が得られることになる。

(2) 大型の海水冷却熱交換器

前報「その 1」では、360kg/s (1,290 t/hr) 冷却



図 8 小型 2 重管カートリッジ熱交のイメージ

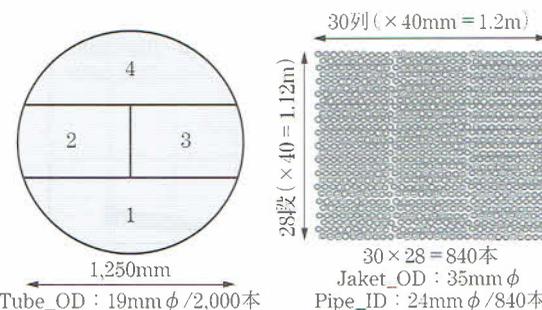


図 9 海水冷却熱交の BEM と 2 重管熱交のサイズイメージ

表1 多管円筒と2重管式熱交の比較

タイプ 挿入体	BEM Empty	BEM hiTRAN	2重管 hiTRAN
管パス数	4	1	1
管内径 [mm]	15.6	15.6	24
管本数	2,000	2,000	840
伝熱面積 [m ²]	677	677	426
胴側速度 [m/s]	1.2	1.4	2.6
胴側 Re	24,800	27,200	28,250
管側速度 [m/s]	2.9	0.8	1.0
管側 Re	54,370	14,200	25,800
温水出温 [℃]	28.0	27.6	26.3
胴側 h_o [W/m ² -K]	7,230	7,114	11,705
管側 h_i [W/m ² -K]	10,123	12,957	14,510
総括 U [W/m ² -K]	2,056	2,168	4,806
交換熱量 [MegaW]	10.58	11.21	13.86
胴側 ΔP [kPa]	101	91	170
管側 ΔP [kPa]	179	209	187
熱交換量/伝面 [m ²]	0.0156	0.0166	0.0325

水を同量の海水で冷却する4パス BEM 型熱交換器への hiTRAN の適用について報告した¹⁾。ここでは本報の2重管式を並列設置してこの海水冷却と同等性能の熱交換器を得ようとする提案をしたい。図9はBEMと840本の並列2重管熱交のバンドル断面サイズのイメージを示しておいた。2重管式熱交を並列に設置するためのヘッダー構造¹²⁾はすでに提案されている。

表1には図9のBEMと2重管熱交の諸元と性能を比較一覧した。プロセス条件は胴側に35℃の冷却水、管側に19℃の海水で、2重管の管長さはBEMに合わせて5.8mとして計算してある。また前報で報告した1パス改造 hiTRAN 挿入のシミュレーション計算結果も示しておいた。

表1の最下段の伝熱面積当たりの交換熱量で判る通り、2重管の並列は、BEMに比べて2倍の性能を示している。この性能向上の理由を詳細に考察すると、管側に hiTRAN を挿入した効果は、管側 h_i で見ることができる。4パスの空洞管の h_i の10,123に対して、BEMの1パス hiTRAN は h_i の12,957への向上が、胴側の h_o の7,200に引きずられ、 U として5%程度の向上にとどまる。しかし2重管の場合にはジャケット側の h_o が大きくとれるため、 U は2.4倍に達し、伝熱面積当たりの交換熱量は2倍

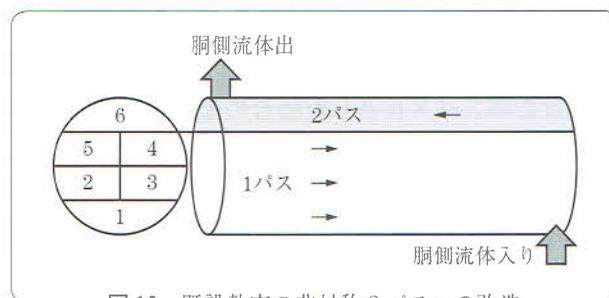


図10 既設熱交の非対称2パスへの改造

に達している。そしてこの時の管側圧損は200kPa以下であり、実用の範囲内であろう。

このように2重管熱交の並列設置によって、設置面積がほぼ同等で、高性能で高流量の熱交換器が設計できることが明らかであり、その実現のためには、増分のジャケットと hiTRAN そしてユニット製作としての全体コストが従来品の性能/コストに見合うことが必要であろう。

3. 既設多管円筒式熱交の最適改造

3-1. 管パスとクロスパス

管パスを大きくとることによって管側の流速を上げ、 h_i を大きくするのが常套手段であり、4パス以上12パス以下で設計されるのがほとんどである。胴側にはバッフルを設けて、管を横切るような流れを作り、 h_o を大きくするもので、表1のBEMはバッフルが11枚で、12クロスパスである。

hiTRANを管側に挿入する場合、熱交換器の頭部を取り外すことで可能であるが、胴部のバッフルの改造は非常に困難であるか、不可能であることが多い。したがって、既設熱交の性能改善は管側のみといえる。

管側への hiTRAN 挿入による圧損の増加を避けるため管パス数を小さくする必要があり、最高密度の hiTRAN で1パスが最適な場合が多い。しかし既設の偶数パスを1パスにするためには頭部の改造だけでなく、出入り口配管の移動工事を必要とする。このコスト増分は1パスにして得られる hiTRAN の便益をはるかに超えることが多い。既設熱交の90%以上は偶数パスであり、許容圧損の制限から低密度の hiTRAN を採用せざるを得ないことがある。

3-2. 非対称2パスバンドルの提案

既設熱交をより効率的に改善するための手法として、1パス目が2パス目の本数が多い構造を持つ図10に示すような既設熱交の改造方法を提案¹³⁾したい。

図10は既設6パスの熱交を前側の頭部の1から5パスまでの仕切り板を撤去して1パス目とし、6パス目を第2パス目とした場合のモデル図である。仮に全管本数が600本の場合、1パス目は500本、2パス目は100本となる。そして1パスの500本にhiTRANの最高密度を、2パス目は空洞管、あるいはhiTRANの低密度を挿入することで、 h_i の増加と圧損の増大のバランスをとることができる。

この方法の原理的な利点は、1パス目が効率の良い向流で、2パス目が並流とすることにもある。さらに既設の頭部のパスレーンをそのまま利用することで、頭部のパス改造も容易となる。

3-3. 非対称2パスバンドル熱交換器の計算例

表2には非対称2パスバンドルの計算対象とした熱交の諸元とプロセスを一覧する。4、6、8パスの熱交は前報「その1」で計算したのと同じ熱交である。最右列の10パスは植物性オイルの蒸留プロセスにおけるFeed & Effluent熱交であり、8パスのそれと同様、汚れの大きい熱交である。最下段には流体の取り扱い温度範囲での粘度を示しておいた。

hiTRANを挿入した非対称2パスバンドルの計算は、パス毎にありなしを別けて計算できないので、管側モニターから抽出している。

表2 非対称2パス用熱交換器の諸元・プロセス

項目	4パス	6パス	8パス	10パス
胴側〔Type〕	BEM	BES	AES	AEL
胴側流体	冷却水	温水	中間油	オイル
流量〔kg/s〕	360	2.88	76	1.5
温度〔℃〕	35	75	240	312
内径〔mm〕	1,250	320	1,100	400
クロスパス	12	69	21	29
管側〔材質〕	チタン	SUS	炭素鋼	炭素鋼
管側流体	海水	タール	原油	オイル
流量〔kg/s〕	360	1.42	76	2.14
温度〔℃〕	19	191	176	162
管外径〔mm〕	19	19	19	19
肉厚〔mm〕	0.7	2.0	2.0	2.0
管長さ〔m〕	5.8	5.0	6.0	6.0
管本数〔本〕	2,000	82	1,076	100
伝熱面積〔m ² 〕	677	24	351	36
流体粘度〔cp〕	0.7/1.0	5.0/23	11/6.6	4.7/0.7

(1) 4パスの海水冷却熱交換器 (図11)

元々乱流領域にあるこの4パス海水冷却熱交の場合、hiTRAN挿入の効果は20%程度に留まるが、非対称2パス(1パス:1,500本/2パス:500本)とすることによって、頭部の仕切り板撤去工事のみで、1パスhiTRANとほぼ同等の交換熱量が、2倍弱の ΔP 増加で得られる。

(2) 6パスのタール用熱交換器 (図12)

この非対称2パス(1p:69/2p:13)は交換熱量が最大で、 ΔP はhiTRAN1パス改造よりは高いが、空洞管、hiTRAN均等2パス改造より低い。高粘度(層流)領域ではhiTRANの伝熱促進効果が特に大きいことの証明でもある。

(3) 8パスの原油加熱熱交換器 (図13)

この非対称2パス(1p:942/2p:134)も先と同様、 ΔP と熱交換量のバランスに優れている。この熱交の場合、非対称2パスの ΔP にかなりの余裕

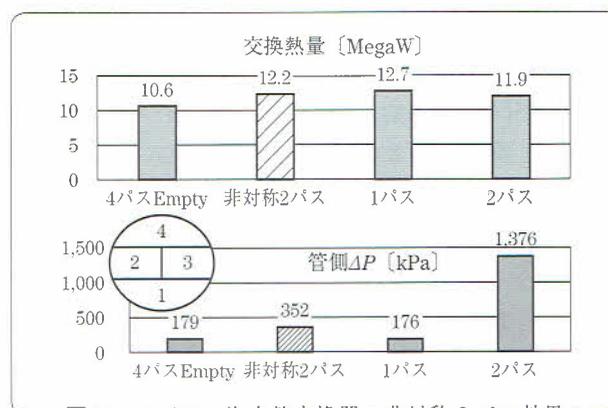


図11 4パス・海水熱交換器の非対称2パス効果

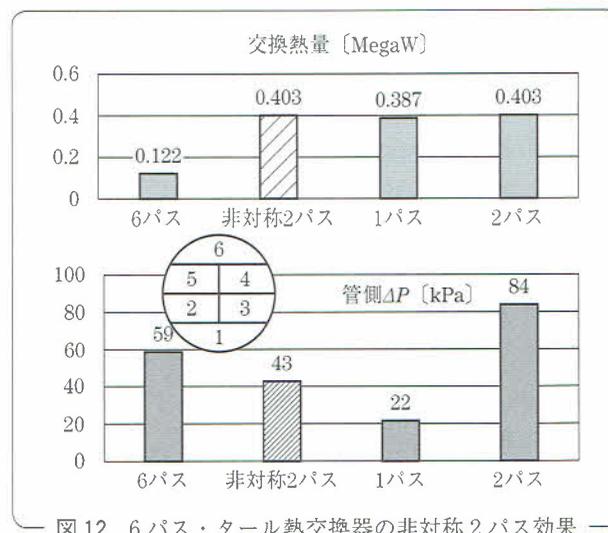


図12 6パス・タール熱交換器の非対称2パス効果

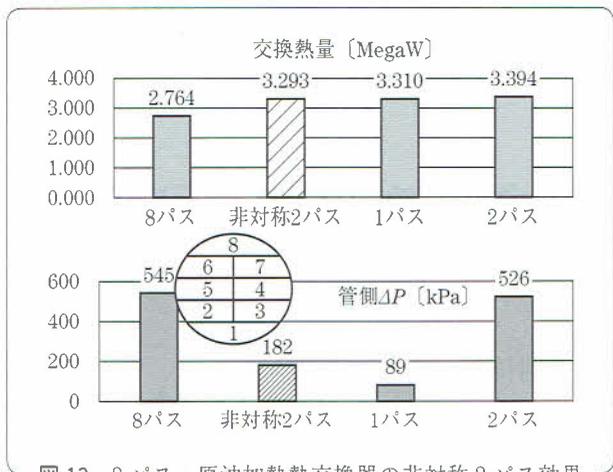


図13 8パス・原油加熱熱交換器の非対称2パス効果

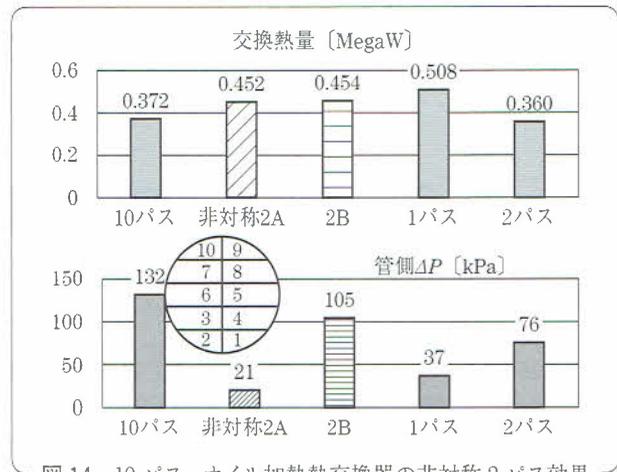


図14 10パス・オイル加熱熱交換器の非対称2パス効果

があるため、2パス目に最低密度の hiTRAN を挿入することも可能であり、汚れ易い流体の場合には汚れ防止効果が期待される。この時許容圧損を超えるときには非対称の2パス目の本数を増やす (1p : 808 / 2p : 268) ことで ΔP を下げることができる。

このように操作温度での粘度の高く、かつ汚れの付着しやすい流体の場合、1パス目の本数比率を大きくして、1パス目に最高密度、2パス目に最低密度の hiTRAN を採用するのも提案の内¹³⁾である。

(4) 10パスのオイル加熱熱交換器

図14の非対称2パス (1p : 942 / 2p : 134) バンドルは 2A, 2B と2つあるが、2Aの方は今までと同様に2パス目が空洞管であり、2Bの方は2パス目に最低密度の hiTRAN を挿入した場合である。この場合、ほとんど交換熱量の差はないが、hiTRAN 挿入による汚れ防止効果が期待できる。

パス改造の仕切り板はパスレーンに沿って実施するのが好ましく、パス数の多い場合は非対称のバランスを変える自由度が向上するので、個別のケースでそのバランスを計算によって決めることが重要である。

熱交換器の汚れは計算することはできないが、空洞管より hiTRAN 挿入管の方が付着しにくいことが期待できるので、2パス目に hiTRAN 最低密度を挿入するとして、非対称の比率を決めるのが良いであろう。具体的には10パスの既設熱交換器の場合、9/1, 8/2, 7/3, 6/4の組み合わせがある。

ここで計算の対照とした熱交換器のすべては既設で運転されているものであり、そのうち8, 10パス

の熱交は汚れが激しく、定期的クリーニングされているものである。hiTRAN による汚れ防止効果だけは計算で予想できるものではないので、国内での慎重なテスト実績を積み重ねつつある。この提案が活用され、hiTRAN の採用に勢いの付くことを期待している。

4. あとがき

この春 CalGavin Japan は発展的に解消し、aPEC (株)として再スタートすることとなった。日本事務所を発足 (2007年) してからすでに8年、少しずつ省エネ hiTRAN システムの理解が得られてきたように感じる。新体制でますます hiTRAN システムの普及に邁進してゆきたい。

最後にこの連載の機会を与えて頂いた(株)エプシロンの新事業部長、丹羽忠夫博士に改めて謝辞を表したい。

〈参考文献〉

- 1) 渡部, 酒井: 化学装置, Vol.57, No.7, p.60 (2015)
- 2) 渡部, 酒井: 化学装置, Vol.57, No.9, p.51 (2015)
- 3) 渡部, 酒井: 化学装置, Vol.57, No.11, p.53 (2015)
- 4) 渡部, 酒井: 化学装置, Vol.58, No.169, p.12 (2016)
- 5) 渡部, 酒井: 化学装置, Vol.58, No.4, p.54 (2016)
- 6) 特開 2008-175450 松下電工(株)
- 7) 特開 2008-96071 (株)アタゴ製作所
- 8) 特開 2007-232338 (株)アタゴ製作所
- 9) 特開 2003-329376 (株)アタゴ製作所
- 10) 特開 2002-162175 サンボット(株)
- 11) 特願 2015-98822 酒井昭二
- 12) 特開 2005-127684 (株)アタゴ製作所
- 13) 特願 2015-256543 酒井昭二

「メモ」



お問い合わせ先

国内輸入販売代理店：



日鉄物産マテックス株式会社

産業機械部 設備機械チーム

〒541-0043

大阪府大阪市中央区高麗橋 4-2-16

大阪朝日生命館

TEL : 06-6534-8323 FAX : 06-6534-8341

Email : setsubikikai-bu@nst-matex.com

hiTRAN 設計・解析国内支援



aPEC 株式会社

〒110-0015

東京都台東区東上野 1-6-10

ART ビル 4F (MPS 内)

TEL : 03-5816-1057 FAX : 03-5816-1056

Email : watanabe@a-pec.jp

hiTRAN 採用による便益予想の解説

aPEC 株式会社
代表 渡部 高司
watanabe@a-pec.jp
090-9323-3363

hiTRAN の採用による経済効果の目安を各事例について解説した。本文の事例の該当部分はハイライト表示をしておいた。hiTRAN 検討の参考にして頂きたい。

(その1) 化学装置 第57巻7号(2015) p60~67

——促進原理とプラント用熱交換器へ応用した時の伝熱計算例——

4-1 プロセス冷却水の海水冷却熱交換器 (360kg/s=0.36m³/s の大流量) 表2 p65

ケース1の現状の圧損=179kPa ケース5,6のhiTRAN低、中密度の圧損=25.8、98.4kPa
ケース5圧損差=179-25.8≒153kPa=15mAq、ケース6圧損差=179-98.4≒80kPa=7mAq
動力換算 $P_w = (\rho gQH) / 1000$ で換算すると ケース5=53kW、ケース6=25kW
年間電力削減量は稼働時間8000hrとすると≒424,000kWhr または200,000kWhrとなり、
12¥/kWhrとすると年間削減電力金額は、500万円/年~240万円/年

4-2 コールタール製品冷却用熱交換器 (本文は5-2と誤植) 表4 p66

hiTRAN採用で既存設備能力が2~3倍となり、予備機を可能とする。
ケース11は管パス数6平滑管：管側流量1.42kg/s (100%設計流量)
ケース14は管パス数1でhiTRAN：管側流量2.84kg/s (200%設計流量)
ケース16は管パス数2でhiTRAN：管側流量4.26kg/s (300%設計流量)
本熱交換器が複数基、並列に設置されている場合、それぞれをお互いの予備機とすることで、洗
洗浄などの非定常作業を運転停止なく実施出来る。(稼働率の向上)
流量は1.42kg/sと小さいため、4-1のように電力量の削減の効果は小さく、予備機化や能力増
強のメリットが大きい。

4-3 原油予熱熱交換器群の熱回収量増加 (本文は5-2と誤植) 表6 p67

ケース21：現状の操業運転の解析結果 (評定モード)
管パス数8 平滑管 管側流速：2.69m/s 交換熱量：2.764MW
ケース26：hiTRAN挿入 (シミュレーションモード)
管パス数2 hiTRAN 管側流速：0.65m/s 交換熱量：3.393MW
交換熱量差=(ケース26-ケース21)=3.393-2.764=0.629MWとなる。
年間稼働8000h、重油発熱量=41.7MJ/L、 価格=49.7¥/Lとすると
加熱炉の年間重油削減金額≒2,100万円/年

(その2) 化学装置 第57巻9号(2015) p51~59

——熱交換器の性能を低下させる最大の敵“汚れ：Fouling”の防止効果——

4-2 加熱用の高温側水蒸気温度の低温化 表3、表4 p55、56

管出口温度を165℃に上げるために必要なShell側蒸気温度が表4のように平滑管の場合、212℃必要であるが、hiTRAN採用で170℃にまで低下できる。

従来の平滑管	図9	パス数:10	蒸気圧力:2.0Mpa	蒸発潜熱	1889.76kJ/kg
hiTRAN	図10	パス数:2	蒸気圧力:0.8MPa	蒸発潜熱	2047.28kJ/kg

1.75kg/sの蒸気を全量凝縮させる潜熱差を年間節減熱量は

$$(2047.28 - 1889.76 = 157.52) \text{ kJ/s} \times 1.75 \text{ kg/s} \times 3600 \text{ s/hr} = 992,376 \text{ kJ/hr} = 0.99 \text{ GJ/hr}$$

重油価格 80,000¥/kL A重油発熱量 38.9GJ/kL ボイラー効率 80%とすると
年間節減熱量の重油換算量は $(992 \times 8000 \text{ hr}) / 0.8 = 9920 \text{ GJ/年}$ $9920 / 38.9 = 255 \text{ kL}$

年間削減量は $255 \text{ kL} \times 80000 \text{ ¥} \div 1000 = 2000 \text{ 万円/年}$

熱量差ではこの程度であるが、高压と低压の蒸気単価差はさらに大きであろう。加熱のための温度差(LMTD)を得るために高压蒸気の使用するのはもったいなく、この圧力差はSteam Turbinによる電力回収(発電)として利用すべきであろう。

(その3) (上) 化学装置 第57巻12号(2015) p53~59

——空冷式熱交換器、空冷式オイルクーラーへの応用計算事例—— 事例無し

(その3) (下) 化学装置 第58巻1号(2016) p12~16

——空冷式オイルクーラーへの応用計算事例——

4-1 重質油の空気冷却 p12

表7 重油用空冷式熱交換器のhiTRAN効果

特に粘度高いB,C重油の場合、空洞管5パスをHITRAN1パスとすることで、圧力損失が大きく低下する。

ケース15と17 B重油 圧力損失差 $159.1 - 58.52 \div 100 \text{ kPa}$

ケース10と20 C重油 圧力損失差 $553.0 - 225.6 \div 330 \text{ kPa}$

この差分のポンプ動力が削減される。

表8 アスファルト冷却に対するhiTRAN効果 p13

ケース22(空洞管6パス)の熱交換量890kWがhiTRAN1パス(ケース23)とすることで3倍の処理量となる。空冷Fanの動力を1/3に下げられることを意味している。また予備機としてもちいることで、年間の稼働時間の向上に資することもできる。

6. ロシアにおける設置事例 p16

表11 ロシア製油所の空冷式熱交換器の仕様比較

伝熱面積	18100(m ²)	3600(m ²)	——設備金額差
Fan 動力	165kW	33kW	$132 \text{ kW} \times 8000 \times 12 \text{ ¥/kWh} \div 1000 = 1267 \text{ 万円/年}$

(その4) 化学装置 第58巻3号(2016) p54~60

——高炉・加熱炉および民生用ボイラーの燃焼廃ガスからの熱回収計算事例——

3. 加熱炉の空気予熱器 p56

3-2 プラント実績の解析 表7 レキュペレーターのプラント実績 p57

空気予熱用4パスのレキュペレーターの低温側25%のみにhiTRANを挿入したプラントテストを実施した結果を解析したところ、ほぼ設計通りの結果が得られた。

空気流量 32.300Nm³/hr

伝熱量 (MW) 平滑管 実績 6,876 設計 7.378

hiTRAN 挿入 LT25% 実績 7.255 設計 7.715

増加伝熱量 0.379 0.377 (MW)

稼働時間 6,000hr/年 × 0.379 ÷ 2,274MW/年

A 重油換算 37.7GJ/kL 228kL/年 × 65000¥/年 ÷ 1500 万円/年

(その5) 化学装置 第58巻6号(2016) p64~69

——2重管式熱交換器および既設熱交換器の非対称2パスバンドルへの改造——

(2) 大型の海水冷却熱交換器 表1 多管円筒と2重管式熱交の比較 p67

(その1)の大型のプロセス冷却水用海水熱交換器と2重管向流式を並列設置した場合の性能を比較した。

2重管向流式は、総括伝熱係数 U が他の形式の2倍以上となり、小型軽量化が図れるため、船舶設置用など狭隘な場所への設置に有利である。

3-3 非対称2パスバンドルの計算例 図11、12、13、14 p68-69

既設の熱交換器にhiTRANを採用する場合、圧力損失の増大を小さくするため1パスにすることが望ましいが、ノズル位置の変更による配管変更が不要な非対称2パスを提案した。

4パスから10パスまでの交換熱量と非対称2パスの事例を計算し、改造費の最小化を提案した。また事例によっては圧損低減分のポンプ動力の低減効果も期待されるが、流量が少ないためその効果は大きくない。

以上、hiTRANの伝熱促進効果から得られる便益に関して、事例から具体的に計算した。

「メモ」



お問い合わせ先

国内輸入販売代理店：



産業機械部 設備機械チーム

〒541-0043

大阪府大阪市中央区高麗橋 4-2-16

大阪朝日生命館

TEL : 06-6534-8323 FAX : 06-6534-8341

Email : setsubikikai-bu@nst-matex.com

hiTRAN 設計・解析国内支援



aPEC 株式会社

〒110-0015

東京都台東区東上野 1-6-10

ART ビル 4F (MPS 内)

TEL : 03-5816-1057 FAX : 03-5816-1056

Email : watanabe@a-pec.jp