

エネルギー機器学

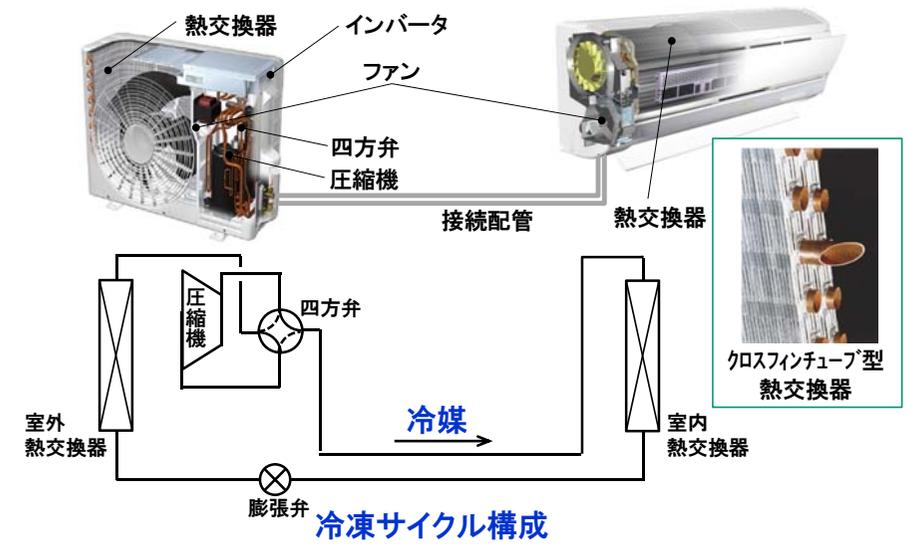
熱交換器の基礎・原理と構成

平成29年度講義予定

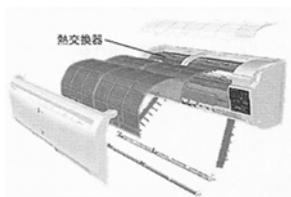
1. (10/ 4) 伝熱の応用と伝熱機器
2. (10/11) 輻射伝熱
3. (10/18) 相変化を伴う伝熱
4. (10/25) 沸騰伝熱
5. (11/ 8) 流動沸騰
6. (11/15) 凝縮を伴う伝熱
7. (11/22) 熱交換器の基礎
8. (11/27(月)) [水曜日課] 蒸気タービン・ガスタービン複合発電
9. (12/ 6) 冷凍・空調・コジェネレーション
研究室説明会 (16:45-18:00 at 3F400)
1. (12/13) 休講
2. (12/20) 定期試験

熱交換器の基礎

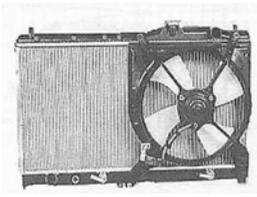
空調機の構成と冷凍サイクル



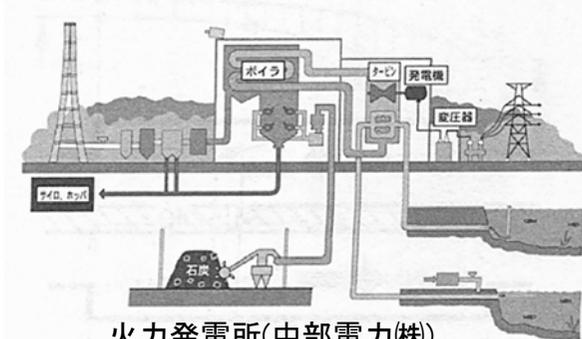
各種熱交換器



エアコンの熱交換器
(三菱電機株)

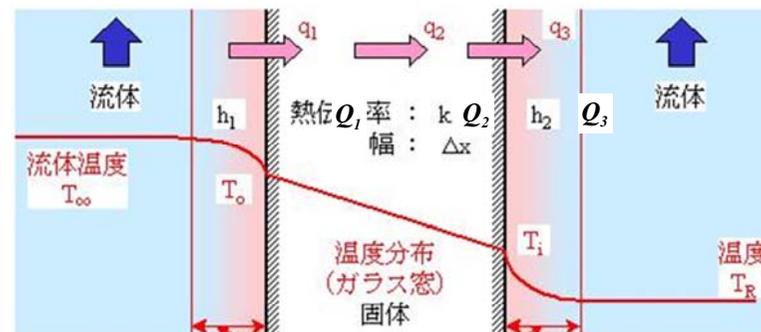


自動車用ラジエータ
(昭和電工株)



火力発電所(中部電力株)

熱通過率



温度境界層

$$q = \frac{Q}{A} = U \cdot (T_{\infty} - T_R) \quad \text{熱通過率: } \frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2}$$

熱通過率

$$Q_1 = h_1 A (T_{\infty} - T_o) \quad \rightarrow \quad T_{\infty} - T_o = \frac{Q_1}{h_1 A}$$

$$Q_2 = -k A \frac{dT}{dx} = k A \frac{T_o - T_i}{\Delta x} \quad \rightarrow \quad T_o - T_i = \frac{\Delta x}{k A} Q_2$$

$$Q_3 = h_2 A (T_i - T_R) \quad \rightarrow \quad T_i - T_R = \frac{Q_3}{h_2 A}$$

定常状態: $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$

$$T_{\infty} - T_R = \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2} \right)$$

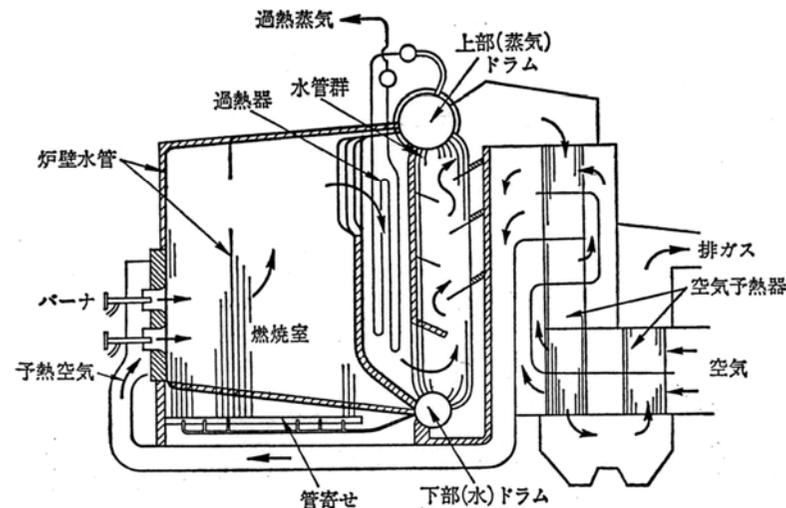
$$q = \frac{Q}{A} = U (T_{\infty} - T_R)$$

熱通過率: $\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2}$

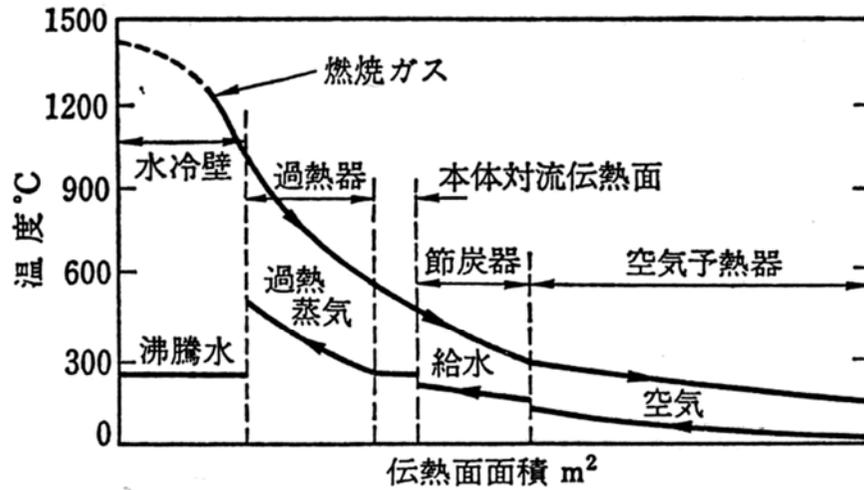
$$q = \frac{Q}{A} = \frac{T_{\infty} - T_R}{R}$$

熱抵抗: $R = \frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_2}$

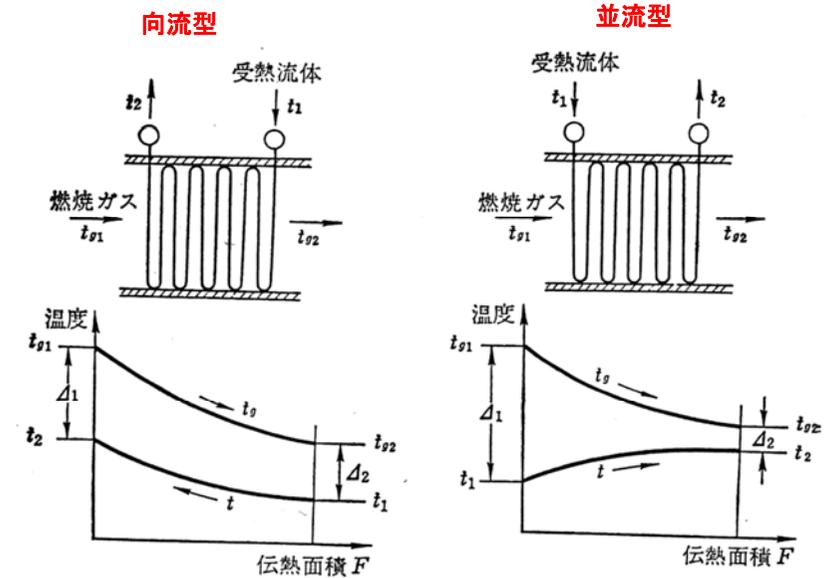
ボイラの概要図 (油だき水管ボイラ)



各部伝熱面における流体温度



対流伝熱面



伝熱量と流体温度の変化

- 燃焼ガスから伝熱面への伝熱： 対流+ガス放射
- 伝熱面から流体への伝熱： 対流のみ

$$Q_c = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

- 対数平均温度差： $\Delta T_m = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \Delta_1 / \Delta_2}$

- 熱通過率：
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_g + \alpha_{gr}} + \sum \left(\frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha}$$

α_g ：燃焼ガスの対流による熱伝達率 [W/m²・K]

α_{gr} ：燃焼ガスのガス放射による熱伝達率 [W/m²・K]

(λ / δ) ：伝熱面および付着物層の熱伝達率と厚さの比 [W/m²・K]

α ：受熱流体側の対流による熱伝達率 [W/m²・K]

対数平均温度差の導出

対数平均温度差の導出 1/4

dx での高温流体から低温流体への伝熱量 dQ は、

$$dQ = K \cdot [T_h(x) - T_c(x)] dx \quad \dots \textcircled{1}$$

このとき、高温流体の失う熱量は

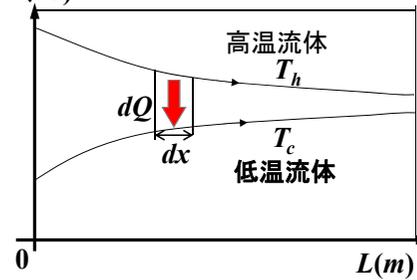
$$-dQ = m_h c_h dT_h = -k [T_h(x) - T_c(x)] dx \quad \dots \textcircled{2}$$

また、低温流体の得る熱量は

$$dQ = m_c c_c dT_c = k [T_h(x) - T_c(x)] dx \quad \dots \textcircled{3}$$

であるから、②式、③式より

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) (T_h - T_c) dx$$



対数平均温度差の導出 2/4

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) (T_h - T_c) dx$$

この式を積分すると、

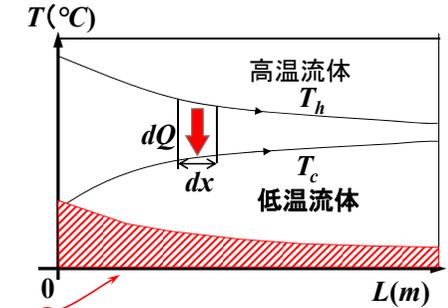
$$\int \frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = -\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) \int dx$$

$$\ln(T_h - T_c) = -\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) dx + c'$$

$$T_h - T_c = C e^{-\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) x}$$

$x=0$ のとき、 $T_h - T_c = T_{hi} - T_{ci}$ とすると

$$T_h - T_c = (T_{hi} - T_{ci}) \cdot e^{-\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) x} \quad \dots \textcircled{4}$$



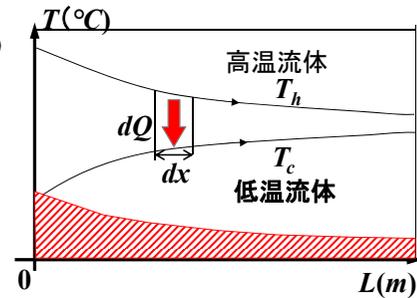
対数平均温度差の導出 3/4

入り口から出口までの距離 L の間での総熱交換量 Q は

$$\begin{aligned} Q &= \int dQ \\ &= \int_0^L k \{T_h(x) - T_c(x)\} dx \\ &= k(T_{hi} - T_{ci}) \int_0^L e^{-\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) x} dx \\ &= k(T_{hi} - T_{ci}) \frac{1 - e^{-\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) L}}{\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right)} \quad \dots \textcircled{5} \end{aligned}$$

ここで、④式より

$$\frac{T_h - T_c}{T_{hi} - T_{ci}} = e^{-\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) x}$$



対数平均温度差の導出 4/4

$T_h(x=L) = T_{h0}$, $T_c(x=L) = T_{c0}$ とすると

$$\ln\left(\frac{T_{h0} - T_{c0}}{T_{hi} - T_{ci}}\right) = -\left(\frac{k}{m_h c_h} + \frac{k}{m_c c_c}\right) L$$

であるから⑤式は

$$Q = k \cdot \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{h0} - T_{c0})}{-\frac{1}{L} \ln\left(\frac{T_{h0} - T_{c0}}{T_{hi} - T_{ci}}\right)}$$

$$= k \cdot \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{h0} - T_{c0})}{-\ln\left(\frac{T_{h0} - T_{c0}}{T_{hi} - T_{ci}}\right)} \cdot L$$

$$= k \cdot \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{h0} - T_{c0})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{h0} - T_{c0}}\right)} \cdot L$$

よって、対数平均温度差を下記のように書くことができる。

$$\Delta T_{ln} \equiv \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{h0} - T_{c0})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{h0} - T_{c0}}\right)}$$

(対数平均温度差)

問題7-1

- 68(kg/min)の流量の水を、比熱1.9(J/kg・K)の油によって、35(°C)から75(°C)まで加熱したい。熱交換器は対向流・二重管のもので、油温は、熱交換器入り口で110(°C)、出口で75(°C)であり、熱通過率は、320(W/m²K)である。この場合に必要となる熱交換器の伝熱面積を求めなさい。ただし、水の比熱を、4.180(kJ/kg・K)とする。

問題7-1 回答の方針

- 水に与えられた全伝熱量は、流量=68kg/min、水の比熱=4180J/kg・K、温度差=35°Cから75°C、であるから、

$$Q_c = m_w c_w \Delta T_w = \quad (W)$$

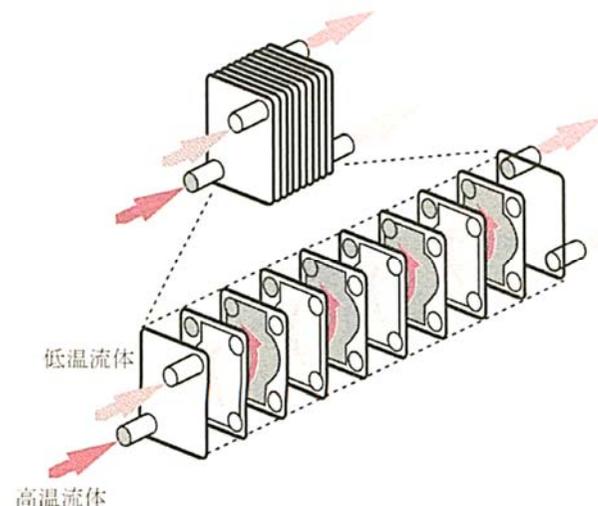
- 対数平均温度差と熱通過率との関係より、

$$(\Delta t_m) = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \Delta_1 / \Delta_2} = \quad ^\circ C$$

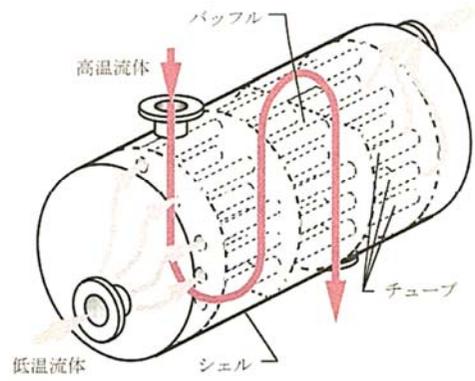
$$Q_c = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad \Rightarrow \quad A = \frac{Q_c}{k \cdot \Delta t_m} = \quad (m^2)$$

実際の熱交換器とそれらの特徴

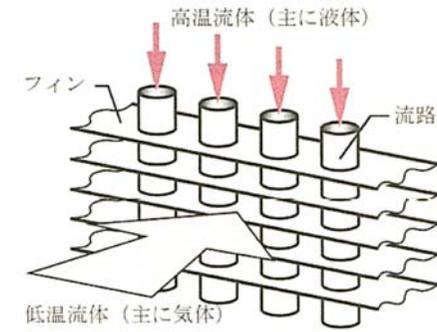
プレート型熱交換器



シェルアンドチューブ型熱交換器



クロスフィン型熱交換器



コンパクト熱交換器

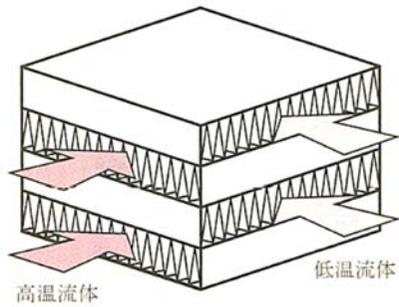
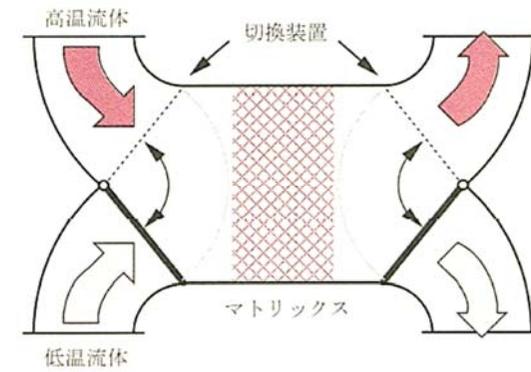


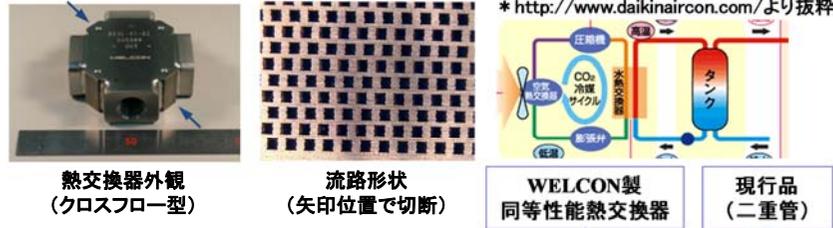
図 7.17 コンパクト熱交換器

蓄熱型熱交換器

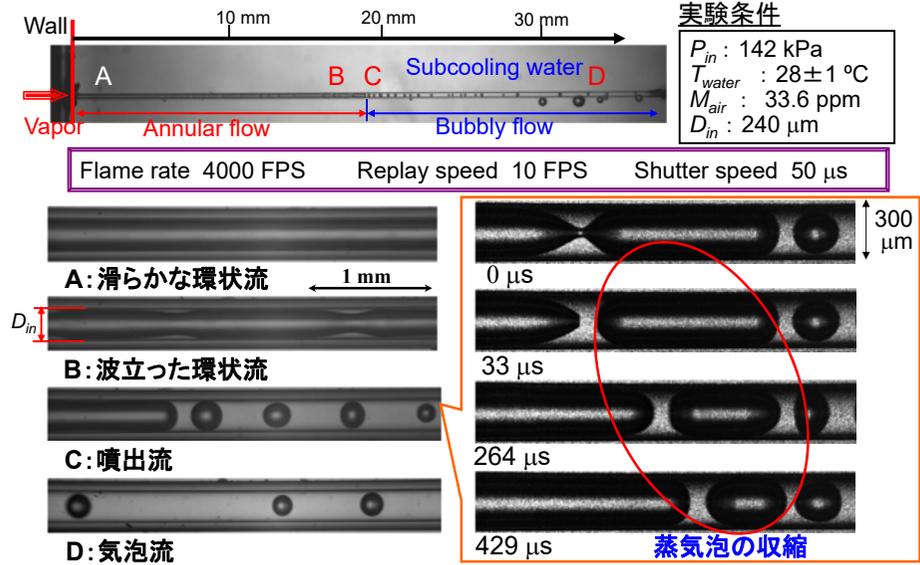


マイクロチャンネル積層型熱交換器

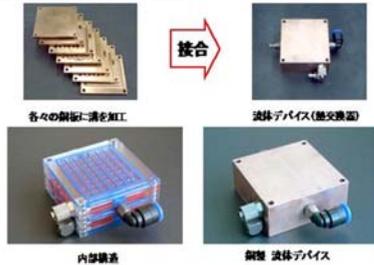
CO2冷媒ヒートポンプ(エコキュート)の水熱交換器 加熱能力4.5kW



流動様式



実用例



加工実績

- ・最小厚さ 20 [μ m]
- ・流路幅 50 [μ m]
- ・接合面積 500[mm] x 500[mm]
- ・接合幅 60 [μ m]
- ・積層厚さ 250[mm] (面積による)
- ・材質: オーステナイト系ステンレス、銅系鉄系(SK材、SUS420J2、HPM) ニッケル系(インバー、インコネル、ハステロイ)等

マイクロ熱交換器(クロス型)

積層の波状溝を持つ厚板を接合することにより、

- ・伝熱面積の向上 → 小型軽量化
- ・流路内流れ: 乱流から層流へ → 電力の削減 (伝熱面積に「熱交換体積」に対する伝熱面積)



マイクロリアクタ (熱交換器積層型)

- ・左側は波の混合。
- ・右側は次の波の混合。
- ・熱交換は上下2レイヤー、左右別系統。

弊社リアクタ試作品

波混合 流路 500 x 500 [μ m]

左上:全体 右上:熱交換レイヤー

右中:リアクタレイヤー

右下:熱交換レイヤー

(適用例) 排液温度制御用熱交換器の製作

要求仕様(半導体機器製造装置用)

1. 高温側

- 温度: 95°C ⇒ 45°C
- 流量: Max 3.0 L/min

2. 冷却水

- 温度: 13.5°C
- 流量: 約 3.0 L/min

3. 装置サイズ

- 150mm x 300mm x 240mm 以内

半導体工場への設置例

熱交換器設置前



熱交換器設置後



限られた空間での要求仕様を実現

高温 Hot DIW 側

1.5L/min 93°C ⇒ 41.8°C (Target < 50°C)

低温 PCW 側

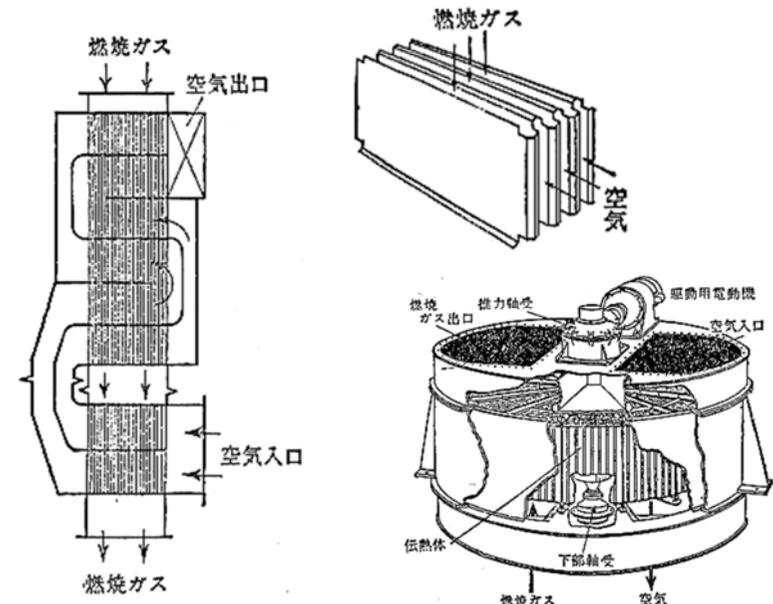
3L/min 13°C ⇒ 37.5°C

空冷技術

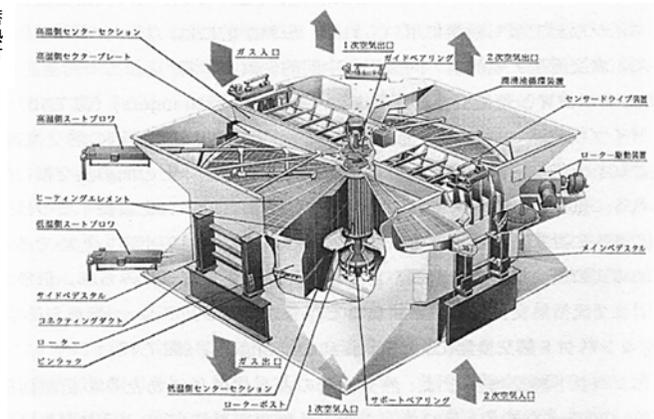
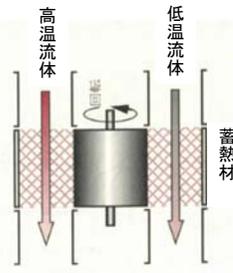
空調用冷却塔



空気予熱器

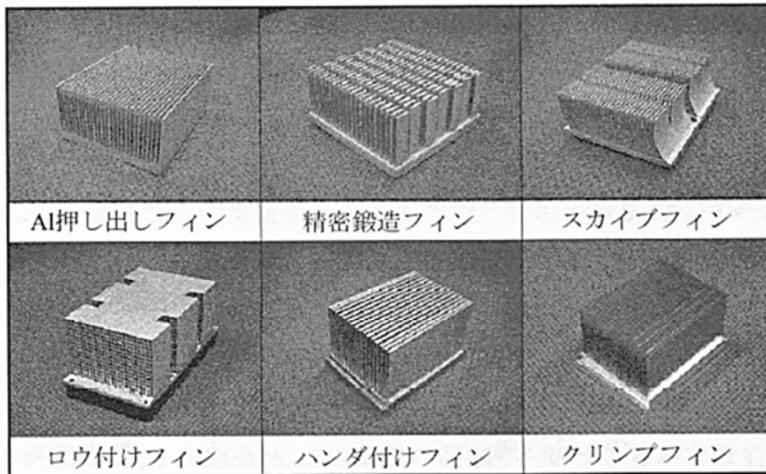


ユングストローム空気予熱器



サーバ冷却

各種のフィン形ヒートシンク



サーバ冷却

現在用いられているのは

ヒートシンク(放熱器)

+

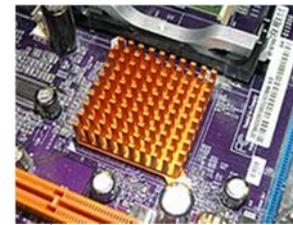
ファン

発熱する機械・電気部品に取り付けて、熱の放散によって温度を下げることを目的にした部品

強制対流を生じて熱を移動
ファンをつける場合とつけない場合では設計が異なる。

特徴

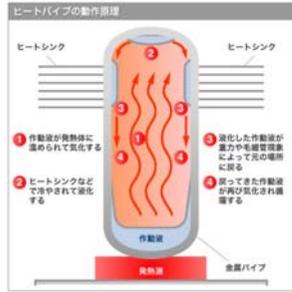
- ・ 主に材料としては熱が伝導しやすいアルミや銅
- ・ ヒートシンクの性能は熱抵抗によって表され、熱抵抗が小さいものほど性能が高い。



マザーボード上のヒートシンク

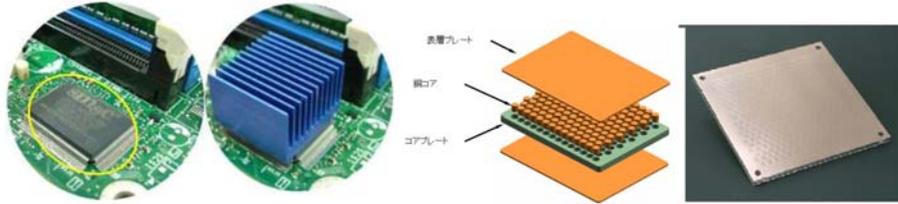
→ 左の図のように、フィンを設置し剣山状にすることで表面積が広くなり、熱が効率よく放熱される。

PC冷却



ヒートシンクの性能向上により、ファンやヒートシンクの数の改善が可能

サイズ(W×D×H):96×96×138mm

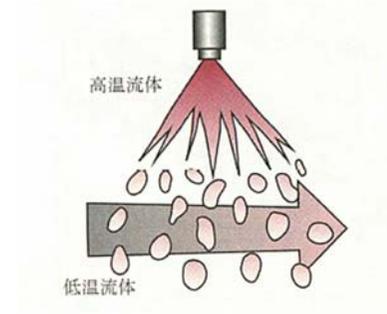


既存のヒートシンク W20×D20×H14mm



(株)WELCON 総厚 5mm

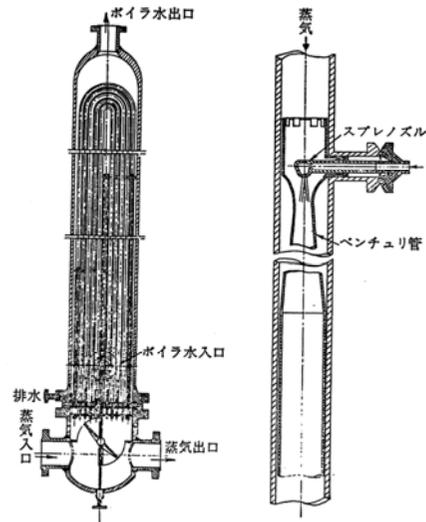
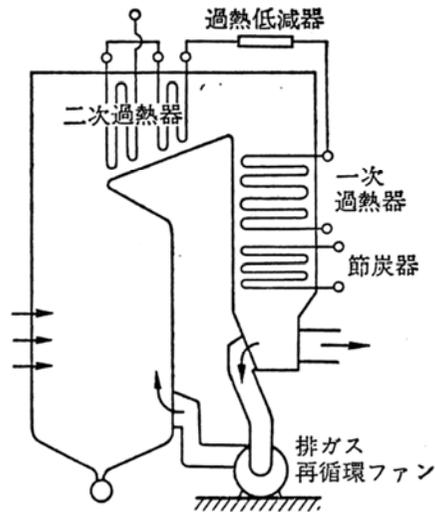
直接接触式熱交換器



加熱蒸気温度の制御

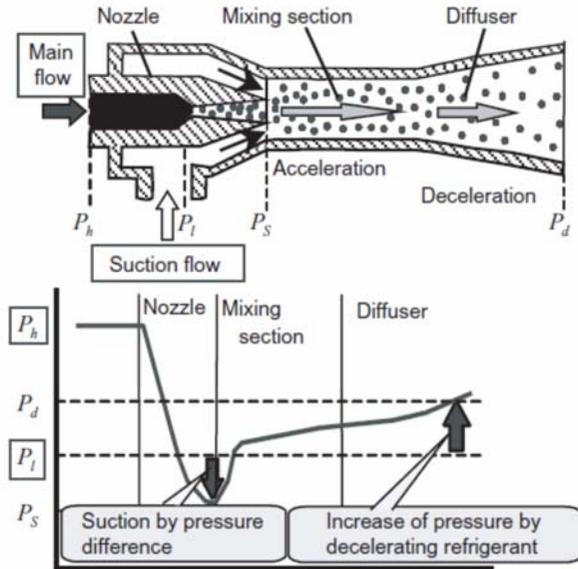
再循環流量による制御

冷却水との熱交換による制御



エジェクターサイクル

エジェクターシステム内の圧力挙動

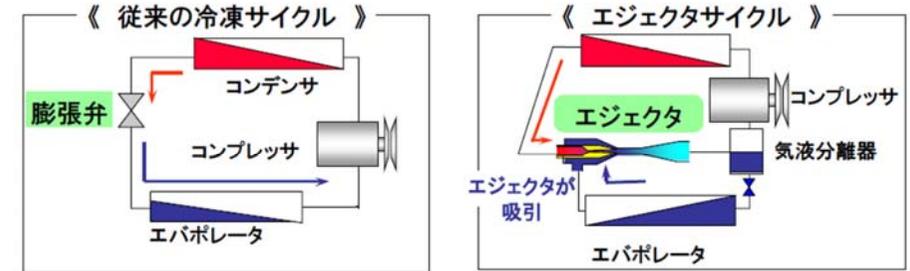


エジェクタサイクル

TECHNOLOGY

冷凍機、エアコンの効率を向上し、省エネに大きく貢献

エジェクタサイクルとは？

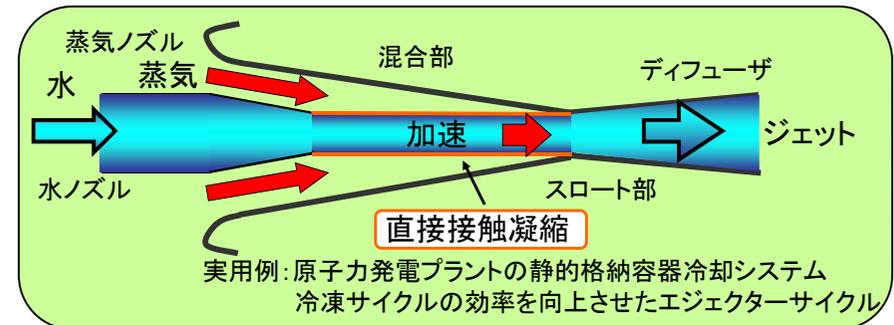


膨張弁に代わってエジェクタを採用。
 エジェクタの役割は「冷媒の膨張」+「冷媒を循環させるポンプ」です。
 エジェクタの主な利点は
 ①膨張弁では渦の発生として捨てていた膨張損失エネルギーを動力として回収します。
 ②つまりポンプの役目をするため、コンプレッサの仕事を減らすことができます。
 従来サイクルでは冷媒の循環はすべてコンプレッサの役割でした。
 エジェクタの採用によりコンプレッサを回すために使う燃料や電気を減らすことができます。

DENSO

蒸気インジェクター

蒸気インジェクター

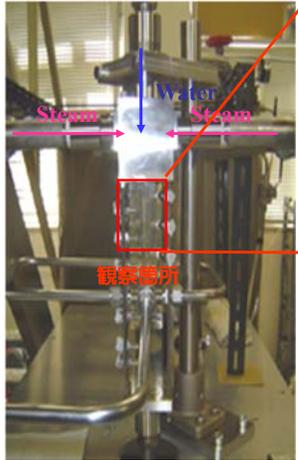


ヒートポンプシステムの小型化
 直接接触凝縮による高い伝熱性能
 シンプルかつコンパクトな構造
 ↓
凝縮器の小型化

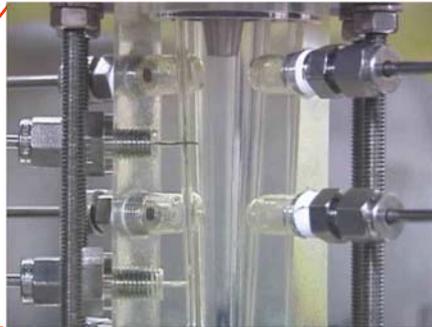
省エネルギー化
 外部電源が不要
 静止型の噴流ポンプとして可動
 ↓
 システム全体の**動力軽減**が可能

蒸気インジェクター

蒸気供給流量・・・0.023kg/s
 水供給流量・・・0.53kg/s
 蒸気供給面積・・・149.7mm²
 スロート直径・・・7mm



観察箇所



- 蒸気供給直後にテスト部中心軸上に水噴流が形成された
- SIの基本的な作動状態

エジェクターとインジェクターの冷凍空調器への応用

インジェクタとエジェクタの違い

Ejectors

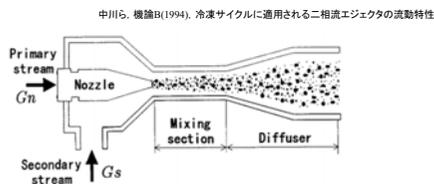


Fig.1 Outline of two phase ejector

中川ら, 機論B(1994), 管内高速ミスト噴流の混合性能に関する研究

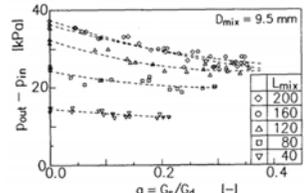
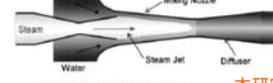


図7 エジェクタの圧力回復

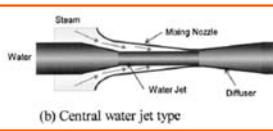
- ノズルからのミスト噴流に気相を凝縮させる。
- 圧力回復は10~50 kPa程度。

Injectors

Narabayashi et al., N.E.D.200(2000), Study on two-phase flow dynamics in steam injectors

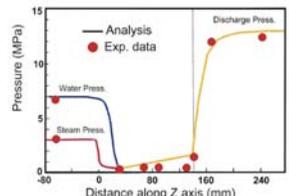


(a) Central steam jet type 本研究の対象



(b) Central water jet type

Fig. 1. Types of steam injectors.



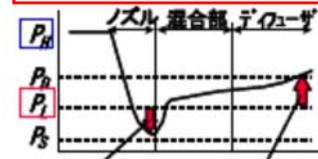
- 水噴流に蒸気を凝縮させる。
- 高い吐出圧を得ることが出来る。

エジェクタと蒸気インジェクターの違い

【従来のエジェクタ】



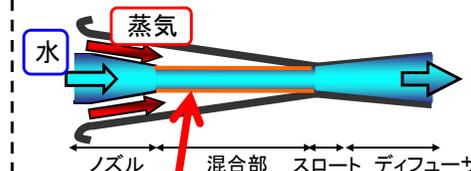
混合部で噴霧流を形成



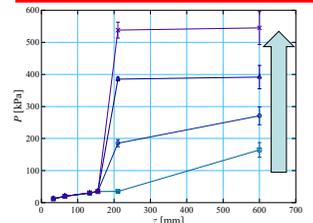
差圧による吸引

0.2気圧の昇圧効果

【従来の蒸気インジェクタ】



混合部で水噴流を形成



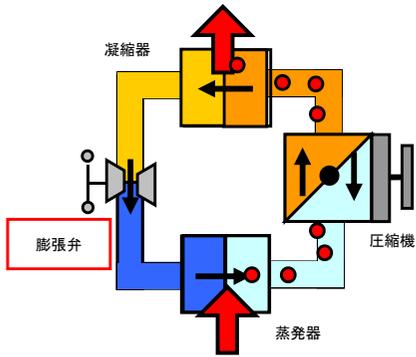
5気圧の昇圧効果

資料:「エジェクタサイクル冷凍機」(株)デンソー

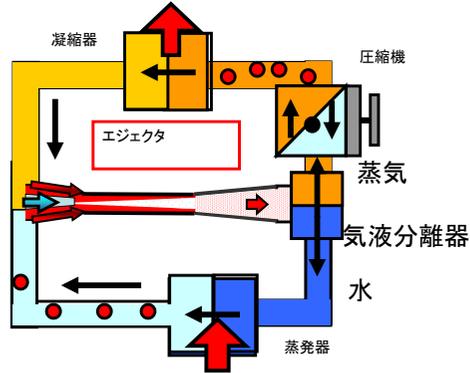
蒸気インジェクタの適用により, コンプレッサの動力が削減されサイクルの更なる小型化・高効率化が望める。

エジェクタサイクル

<従来の冷凍サイクル>



<エジェクタサイクル>

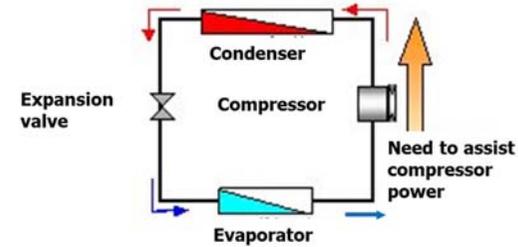


膨張弁の代わりにエジェクタを設置した冷凍サイクル

- 大幅な冷凍能力向上と省エネルギー化の両立の実現
- サイクルの軽量化および冷媒封入量の低減も可能

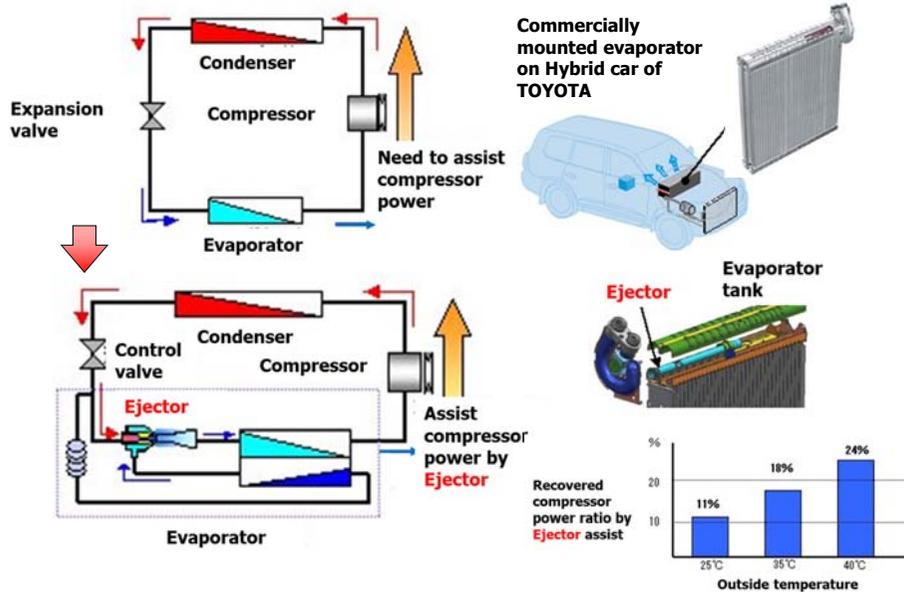
Air conditioning system with ejector

(DENSO Japan, <http://www.denso.co.jp/ja/news/newsreleases/2009/090519-01.html>)



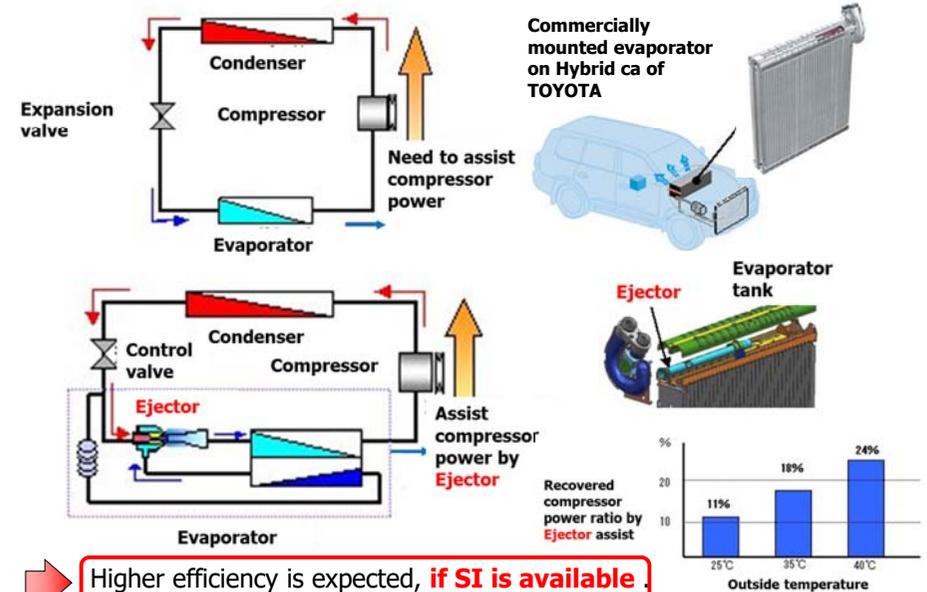
Air conditioning system with ejector

(DENSO Japan, <http://www.denso.co.jp/ja/news/newsreleases/2009/090519-01.html>)



Air conditioning system with ejector

(DENSO Japan, <http://www.denso.co.jp/ja/news/newsreleases/2009/090519-01.html>)



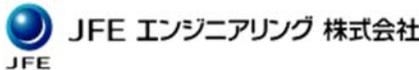
Higher efficiency is expected, if SI is available.

SIの他分野応用

Nuclear power plant



Fire power plant



Automobile technology



House hold appliance



Heat exchanger

