

Supported by  日本 THE NIPPON
財団 FOUNDATION

平成 2 6 年度
LNG および海水を冷媒の冷却源とする
ハイブリッド冷却空調装置の技術開発
成果報告書

平成 2 7 年 3 月

一般社団法人 日本船用工業会

はしがき

本報告書は、BOAT RACE の交付金による日本財団の助成金を受けて、平成 25 年度、26 年度の 2 年間に一般社団法人日本舶用工業会が実施した「LNG および海水を冷媒の冷却源とするハイブリッド冷却空調装置の技術開発」の成果をとりまとめたものである。

排気ガスによる環境汚染対策の一つとして LNG 燃料船が取り上げられている。そこで、現在のシステムでは捨てられている超低温の LNG (-162°C) を主機関に供給する経路で発生する冷熱を、居住区の空調装置に適切に活用することができるハイブリッド冷却空調システムの技術開発を行う。

本開発は、潮冷熱株式会社に委託して実施しており、その成果をここにまとめたものである。

ここに、貴重な開発資金を助成いただいた日本財団、並びに関係者の皆様に厚く御礼申し上げる次第である。

平成 27 年 3 月
(一社) 日本舶用工業会

目 次

1. 事業の目的	1
2. 事業の目標	2
2.1 本事業の最終目標	2
2.2 平成25年度の目標	2
3. 事業計画	3
4. 平成25年度の実施内容	4
4.1 簡易型冷熱回収熱交換器の試作	4
4.1.1 LNGの流れと伝熱の理論解析	5
4.1.2 熱交換器の設計と試作	9
4.1.3 性能評価試験	15
4.1.4 LNGを冷熱源とした場合の回収熱量試算	22
4.1.5 簡易型冷熱回収熱交換器の試作のまとめ	26
4.2 低圧縮比冷凍サイクルの試験用空調装置の試作	26
4.2.1 低圧縮比冷凍システムの設計	27
4.2.2 低圧縮比冷凍サイクルの試験用空調装置の試作	30
4.2.3 低圧縮比冷凍サイクルの性能評価試験	34
4.2.4 低圧縮比冷凍サイクルの試験用空調装置の試作のまとめ	45
4.3 低温熱源利用の冷媒過冷却器の試作	46
4.3.1 冷媒過冷却器による高過冷却冷凍システムの設計	46
4.3.2 冷媒過冷却器を含む高過冷却冷凍サイクルの試験用空調装置の試作	48
4.3.3 高過冷却冷凍サイクルの性能評価試験	51
4.3.4 低温熱源利用の冷媒過冷却器の試作のまとめ	58
4.4 低温凝縮器の試作	58
4.4.1 低温凝縮器の設計と試作	60
4.4.2 低温凝縮器の性能評価試験	65
4.4.3 低温凝縮器の試作のまとめ	67
5. 平成26年度の実施内容	68
5.1 冷熱回収熱交換器の試作	68
5.1.1 冷熱回収熱交換器の設計	69
5.1.2 冷熱回収熱交換器の試作①	73
5.1.3 冷熱回収熱交換器の性能評価試験①	76
5.1.4 冷熱回収熱交換器の試作②	80
5.1.5 冷熱回収熱交換器の性能評価試験②	83
5.1.6 冷熱源をLNGに置き換えた場合の能力推定	86
5.1.7 冷熱回収熱交換器の試作のまとめ	88
5.2 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの試験用空調装置の試作	89

5.2.1	冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの設計	89
5.2.2	冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの試験用空調装置の試作	90
5.2.3	冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの性能評価試験	96
5.2.4	冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルのまとめ	102
5.3	要素技術を組み合わせた空調装置の試作	103
5.3.1	要素技術を組み合わせた空調装置の設計	103
5.3.2	要素技術を組み合わせた空調装置の試作	104
5.3.3	要素技術を組み合わせた空調装置の性能評価試験	108
5.3.4	要素技術を組み合わせた空調装置と冷熱回収熱交換器の同時運転	119
5.3.5	要素技術を組み合わせた空調装置のまとめ	125
5.4	冷熱の切り替え運転試験装置の試作	126
5.4.1	冷熱の切り替え運転試験装置の設計	126
5.4.2	冷熱の切り替え運転試験装置の試作	127
5.4.3	冷熱の切り替え運転試験装置の性能評価試験	127
5.4.4	冷熱の切り替え運転試験装置のまとめ	134
5.5	ブラインによる冷熱回収・蓄冷試験用装置の試作	134
5.5.1	蓄冷システムの設計	135
5.5.2	蓄冷システムの試作	139
5.5.3	蓄冷システムの性能評価試験	141
5.5.4	ブラインによる冷熱回収・蓄冷試験用装置のまとめ	144
5.6	新規空調装置およびシステム全体の設計指針のまとめ	145
5.6.1	冷熱回収システムの設計指針	145
5.6.2	空調システムの設計指針	147
5.6.3	蓄冷システムの設計指針	151
5.6.4	モデルケースにおける新規空調システムの設計とエネルギー効率の試算	155
6.	平成26年度の事業内容のまとめ	164
7.	本事業における最終目標の達成状況	165
8.	報告書作成	166
[参考文献]		166
[学会発表論文]		166
[特許]		167

1. 事業の目的

船舶主機からの排気ガスによる環境汚染対策がクローズアップされており、この技術対策の一つとして燃料の LNG 化が取り上げられている。

本事業では主機燃料の LNG への転換と同時にエネルギー需要の高まりで多くの LNG 輸送船の建造が見込まれている状況を踏まえて、対象燃料である LNG の超低温特性を余すところなく活用することにより、これを冷熱源として船舶居住区の空調装置に適切に利用するための技術開発を行う。

LNG の冷熱を適切に回収し、冷媒の冷却源に使用することによって、下記のように従来にない様々なシステムを構築することができる。

- : 現行システム・・・空調装置の冷媒の凝縮には、海水を利用
↓ LNG の冷熱を利用することで、従来にないシステムの構築が可能に
- : 低温凝縮(低圧縮比)システム
- : 低温凝縮(冷媒液のポンプ循環)システム
- : 高過冷却システム

たとえば、

- ・ 現状の海水冷却による凝縮温度を数十度下げた低温凝縮及び低圧縮比のシステムでは、圧縮機の低圧縮比による動力の削減および軽量化が期待できる。
- ・ 蒸発器の後流に再液化器を設け、圧縮機ではなくポンプにより冷媒を循環させるシステムにおいて動力の大幅な削減が期待できる。

- ・ LNG からの回収冷熱が冷媒の凝縮熱量に満たない場合でも、従来の海水冷却の凝縮器の後段に LNG からの回収冷熱による冷媒過冷却器を設置したシステムにすることで、冷却能力が向上し、動力の削減が期待できる。
- ・ 海水冷却では使用できなかった温暖化係数 1 の CO₂ 冷媒（臨界温度 32℃）の空調装置への適用が容易になる。

また、余剰冷熱をブライン等により蓄冷・貯蔵することで、冷熱の有効活用が図れる。

さらに、LNG からの冷熱回収においては、LNG の気化と昇温を、冷媒、ブライン或いは水を熱源として行い、LNG の低温による冷媒或いはブラインの凍結を起こさない特殊構造の熱交換器を開発して本装置構成の一部とすることにより、LNG の気化と昇温に消費している従来の蒸気消費量の削減が見込まれる。

いずれもエネルギー効率の改善による省エネルギーと排出 CO₂ の削減に繋がり、地球環境への貢献が期待できる。このように本事業により開発される機器類および冷却サイクルは新規のものであり、新たな機能と高効率化の技術の創出によって、対外的な技術競争力を生み出すことも可能になる。

ここでいう「ハイブリッド」とは、何らかの理由で LNG からの回収冷熱が得られない場合においても、冷媒の凝縮のための熱源を海水と LNG からの低温熱源とで切り替え、空調装置としての必要能力を保持する機能を持つものである。

2. 事業の目標

2.1 本事業の最終目標

- (1) 現状の空調装置に対し、動力を 30%以上低減する。
- (2) LNG の余剰冷熱をブラインにより回収・蓄冷し、再利用するシステムを設計・試作し、性能試験を行い、実船に適用可能な設計手法の検証を行う。
- (3) 新規の要素技術を組み合わせ、実船に適用可能な、ハイブリッド冷却空調装置およびシステムの構成を確立する。

2.2 平成 25 年度の目標

- (1) LNG を主対象とした極低温液化ガスからの冷熱回収用熱交換器の設計・試作を行い、実用時に必要な回収熱量が得られる熱交換器の設計技術を確立する。
- (2) 低温熱源による 10℃前後の凝縮温度でも機能する低温凝縮器の設計・試作を行う。
- (3) 低圧縮比の空調装置の設計・試作を行い、運転性能の確認、および従来システムに対する動力の削減率を検証する。
- (4) 低温熱源利用の冷媒過冷却器を設計・試作し、これを従来の空調装置の凝縮器の後段に配置し、その機能および従来システムからの冷却能力向上の割合を検証する。

4. 平成25年度の実施内容

本技術開発の平成25年度の事業内容は以下の通りである。

4.1 簡易型冷熱回収熱交換器の試作

極低温液化ガスである -162°C の LNG を対象とした冷熱回収のための、熱回収装置、熱交換器の構造、材料、制御系統についての調査を行い、試験用冷熱回収熱交換器(シェル&チューブ式簡易型)の設計・試作を行った後、性能試験を実施し、本性能試験の結果により、シェル内部構造を決定する。なお、本事業におけるすべての性能試験に当たっては、LNG に代えて、安全且つより厳しい側にある LN_2 (液体窒素)を用いる。

(1) 記号と添字

本節で記載している記号および添字について以下に説明する。

記号一覧

\dot{M}	質量流量	kg/s	T	温度	$^{\circ}\text{C}$
D	直径	m	ΔT	出入口温度差	K
ρ	密度	kg/m^3	P	圧力	Pa
c_p	定圧比熱	J/kg	ΔP	圧力損失	Pa
H	エンタルピー	J/kg	A	流路断面積	m^2
ΔH_v	蒸発潜熱	J/kg	Q	交換熱量	W
u	速度	m/s	Q'	単位長さ当たりの交換熱量	W/m
x	クオリティ ※1	—	Q'''	単位体積当たりの交換熱量	W/m^3
α	ボイド率 ※2	—	R'	単位長さに換算した熱抵抗	$\text{m} \cdot \text{K}/\text{W}$
h	熱伝達率	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$			
k	熱伝導率	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$			
δ	着氷厚さ	m			
z	位置	m			

添字

g	気相	ice	着氷
l	液相	w	水
i	伝熱管の内側	n	窒素
o	伝熱管の外側	sat	飽和
s	着氷の表面	f	摩擦
tube	伝熱管	fp	水の凝固点

※1 クオリティ

気相の占める質量流量比であり、式(4.1.1)で表される。

$$x = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_g + \dot{M}_l} = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}} \quad (4.1.1)$$

※2 ボイド率

気相の占める流路断面積比であり、式(4.1.2)で表される。

$$\alpha = \frac{A_g}{A_g + A_l} = \frac{A_g}{A} \quad (4.1.2)$$

4.1.1 LNG の流れと伝熱の理論解析

冷熱回収熱交換器はLNG (Liquefied natural gas) と水を熱交換させ、LNG を気化・昇温し、同時に低温の水を取り出すための熱交換器である。LNG の温度は大気圧下で約 -162°C であり、水の凝固点よりも遥かに低いため、冷熱回収熱交換器での熱交換は伝熱管への着氷を伴う複雑な現象になることが予想される。

これらの現象を予測し、適切な熱交換器を設計するため、LNG の流れと伝熱の理論解析を行った。ここでは、熱交換器の種類はシェルアンドチューブ型とし、伝熱管の内側をLNG およびその蒸気であるNG (Natural gas)、外側を水が流れるものとする。

(1) 解析モデル

解析モデルを図 4.1.1 に示す。伝熱管の長さ方向を z 軸とし、この向きに LNG および NG が流れるものとする。図に示されている記号は、主要なパラメータを表している。

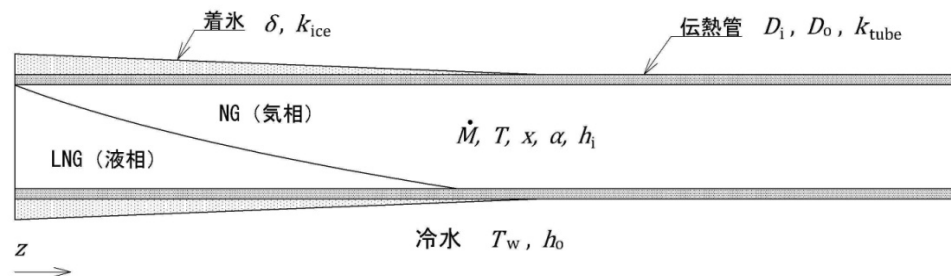


図 4.1.1 解析モデル

(2) 基礎方程式

管内流れの定常状態における質量保存式、エネルギー保存式および運動量保存式は、それぞれ次のようになる。 Q''' は単位体積当たりの加熱量であり、高温側である水から低温側である LNG および NG へ移動する熱量となる。式(4.1.5)の右辺第1項は摩擦損失、第2項は加速損失である。

$$\frac{d\dot{M}}{dz} = 0 \quad (4.1.3)$$

$$\frac{d}{dz} [\alpha \rho_g u_g H_g + (1 - \alpha) \rho_l u_l H_l] = Q''' \quad (4.1.4)$$

$$-\frac{dP}{dz} = -\frac{dP_f}{dz} + \frac{d}{dz} [\alpha \rho_g u_g^2 + (1 - \alpha) \rho_l u_l^2] \quad (4.1.5)$$

LNG が気化する気化部 ($0 \leq x < 1$) では、LNG と NG が共存する気液二相流になっている。この領域で気相と液相が平衡状態にあると仮定して式(4.1.4)を整理すると、式(4.1.6)が得られる。熱平衡を仮定しているため、LNG および NG の温度は飽和温度 T_{sat} である。

$$\frac{dx}{dz} = \frac{Q'}{\dot{M} \Delta H_v} \quad (4.1.6)$$

LNG がすべて気化した後の昇温部 ($x = 1$) では、気相だけの単相流となる。この領域で NG の定圧比熱 c_{pg} が一定であると仮定して式(4.1.4)を整理すると、式(4.1.7)が得られる。

$$\frac{dT}{dz} = \frac{Q'}{\dot{M} c_{pg}} \quad (4.1.7)$$

Q' は単位長さ当たりの加熱量であり、 Q''' に流路断面積 A を乗じた値である。 Q' の導出については、次項で述べる。

$$Q' = A Q''' \quad (4.1.8)$$

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (4.1.9)$$

式(4.1.6)および式(4.1.7)より LNG および NG の温度 T 、式(4.1.5)より圧力損失 ΔP が求まる。

(3) 伝熱の解析

前項のエネルギー保存式を解くためには、水から LNG あるいは NG に移動する熱量を求める必要がある。本項では、水から LNG あるいは NG への伝熱を解析し、エネルギー保存式と連立させることによって、伝熱管全体の交換熱量を求める。伝熱現象において着氷は重要な要素であると考えられるため、伝熱管への着氷は起こり得るものとし、その厚さを含めた計算とする。

伝熱モデルを図 4.1.2 に示す。このモデルは、伝熱管長さ方向の位置 z にある、長さ ΔL の微小部分における半径方向の伝熱と温度分布を表しており、①LNG あるいは NG と伝熱管内側の熱伝達、②伝熱管の半径方向の熱伝導、③氷の半径方向の熱伝導、④伝熱管外側もしくは氷表面と水の熱伝達、の 4 層で構成されている。長さ方向の温度勾配は半径方向の温度勾配に比べて十分小さいと考えられるので、長さ方向の伝熱は無視する。また、伝熱管の外側を流れる水の流の影響により形成される着氷の厚みは同心円状とはならないが、計算を簡略化するため、着氷は同心円状であると仮定する。

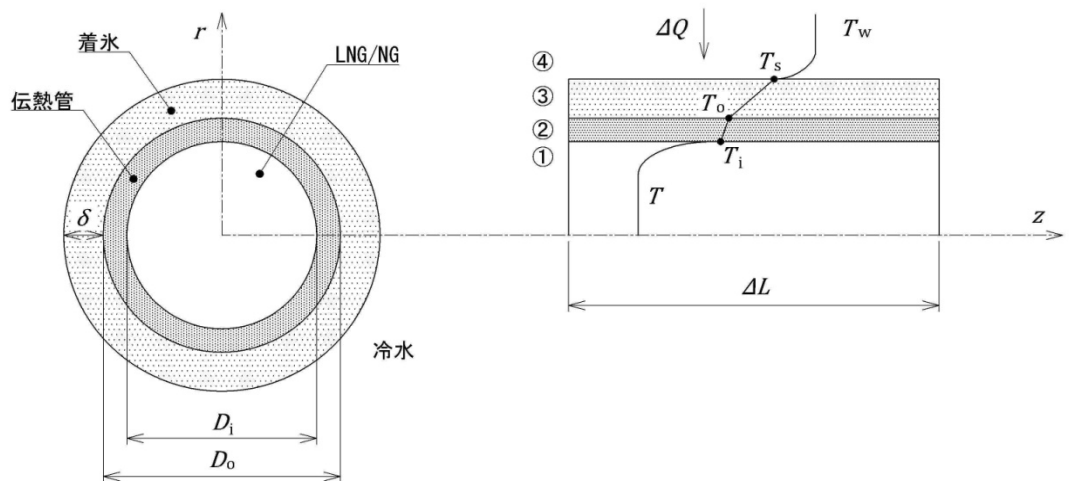


図 4.1.2 伝熱モデル

各層の単位長さに換算した熱抵抗 R' は、式(4.1.10)から式(4.1.13)で表される。伝熱管内側の熱伝達率 h_i および外側の熱伝達率 h_o は、適当な相関式によって求める。

$$R'_1 = \frac{1}{\pi h_i D_i} \quad (4.1.10)$$

$$R'_2 = \frac{1}{2\pi k_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (4.1.11)$$

$$R'_3 = \frac{1}{2\pi k_{\text{ice}}} \ln\left(1 + \frac{2\delta}{D_o}\right) \quad (4.1.12)$$

$$R'_4 = \frac{1}{\pi h_o (D_o + 2\delta)} \quad (4.1.13)$$

この微小部分 ΔL での単位長さ当たりの伝熱量 Q' は、式(4.1.14)で表される。 T は LNG あるいは NG の温度であり、前述のエネルギー保存式で求めることができる。 T_w は水の温度であり、熱交換器入口と出口の平均値で一定とする。伝熱管のほとんどの領域で $T \ll T_w$ となるため、 T_w を一定として計算しても影響は軽微であると考えられる。

$$Q' = \frac{T_w - T}{R'_1 + R'_2 + R'_3 + R'_4} \quad (4.1.14)$$

伝熱管外側温度 T_o および氷表面温度 T_s は、それぞれ式(4.1.15)および式(4.1.16)で表される。

$$T_o = T + (R'_1 + R'_2)Q' \quad (4.1.15)$$

$$T_s = T_o + R'_3 Q' \quad (4.1.16)$$

氷表面が固液平衡状態にあると仮定すると、氷表面温度 T_s は水の凝固点 T_{fp} と等しくなる。これを利用して式(4.1.16)を整理すると、式(4.1.17)が得られる。 T_o が T_{fp} よりも高ければ、伝熱管への着氷は発生しない。

$$\delta = \begin{cases} 0, & T_{\text{fp}} < T_o \\ \frac{D_o}{2} \left[\exp\left(2\pi k_{\text{ice}} \frac{T_{\text{fp}} - T_o}{Q'}\right) - 1 \right], & T_{\text{fp}} \geq T_o \end{cases} \quad (4.1.17)$$

この微小部分 ΔL における Q' および δ は、 $\delta = 0$ の初期値を与え、それぞれの値が収束するまで式(4.1.14)および式(4.1.17)を反復計算することによって求めることができる。

長さ L の伝熱管における交換熱量 Q は、 Q' を 0 から L の範囲で積分した値となる。

$$Q = \int_0^L Q' dz \quad (4.1.18)$$

4.1.2 熱交換器の設計と試作

前節の理論解析の手法を用いて、試作のための熱交換器の設計を行った。本事業では安全のため LNG ではなく LN_2 (液体窒素) を用いて試験を実施するため、 LN_2 を低温源とした場合の試験で理論解析が妥当かどうかを検証し、低温源を LNG に置き換えた場合の能力を推定することにした。

(1) 設計条件と理論解析結果

試作機の設計条件を表 4.3.1 に示す。冷凍能力が 10 kW の空調装置あるいはチラーに適用することを想定し、交換熱量は 15 kW とした。

LN_2 の運転圧力は 4 ストロークの LNG 燃料原動機を想定し、 0.4 MPa(abs) とした。この圧力における LN_2 の飽和温度は -182°C であり、 LN_2 を 0°C まで気化・昇温した場合 375.2 kJ/kg の冷熱が得られる。よって、交換熱量が 15 kW の場合、 LN_2 の流量は 2.4 kg/min となる。

$$\frac{15[\text{kW}]}{375.2[\text{kJ/kg}]} \times 60[\text{s/min}] = 2.4[\text{kg/min}]$$

水の入口温度を 12°C 、出口温度を 5°C とすると、水の流量は交換熱量から 30.5 kg/min となる。

$$\frac{15[\text{kW}]}{4.219[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \times (12[^\circ\text{C}] - 5[^\circ\text{C}])} \times 60[\text{s/min}] = 30.5[\text{kg/min}]$$

伝熱管は SUS304TP とし、その径は管内流速を考慮して 25A とした。

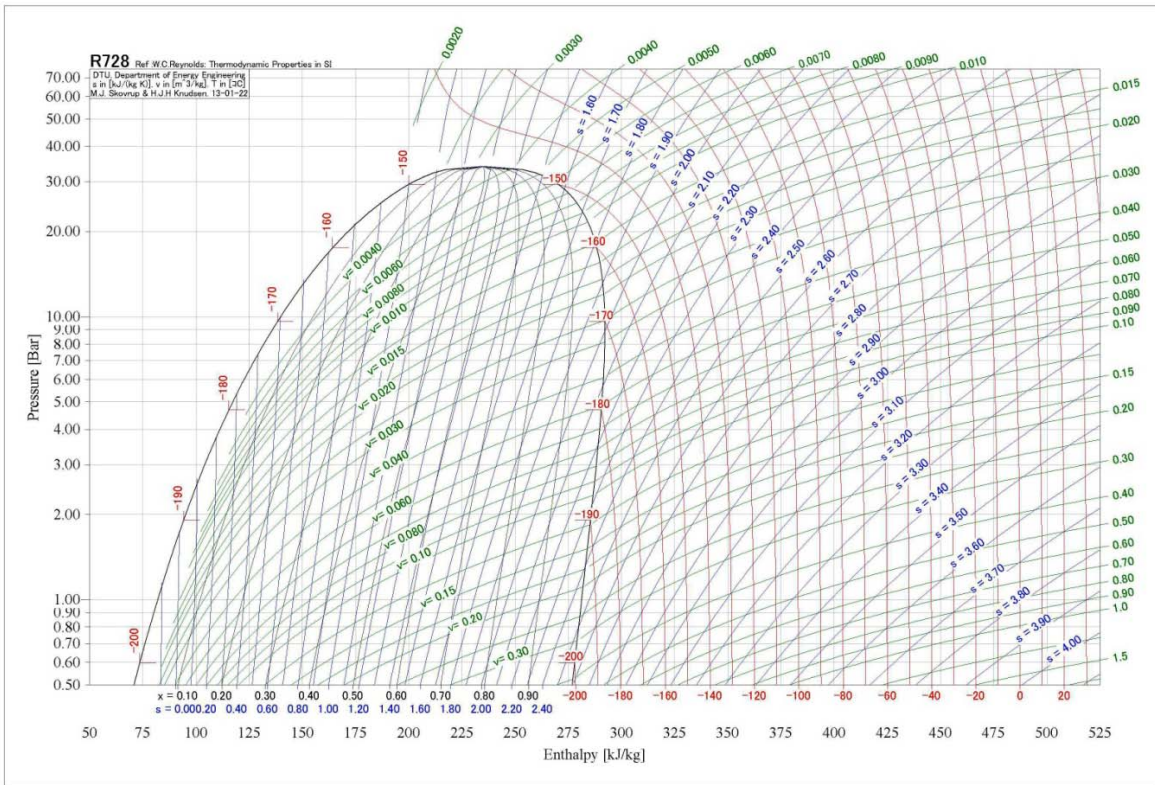


図 4.1.3 窒素の p-h 線図

表 4.1.1 熱交換器の設計条件

項目	単位	低温側	高温側
流体種類	—	LN ₂	水
運転圧力	MPa(abs)	0.4	—
流量	kg/min	2.4	30.5 (1.83 m ³ /h)
入口温度	°C	-182 (飽和液)	12
出口温度	°C	0	5
交換熱量	kW	15	

理論解析の結果を図 4.1.4 から図 4.1.7 に示す。この結果を利用し、設計条件において LN₂ を 0°C まで気化・昇温できるように伝熱管の長さを決定した。

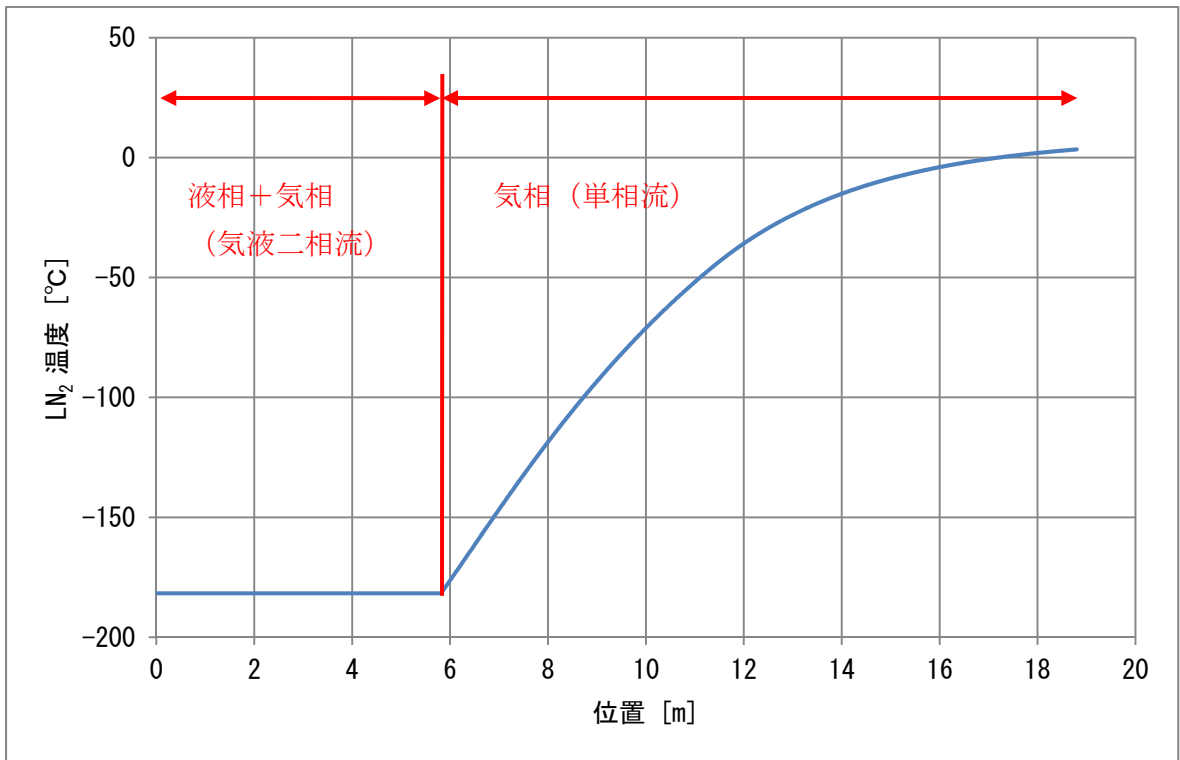


図 4.1.4 LN₂ 温度の解析結果

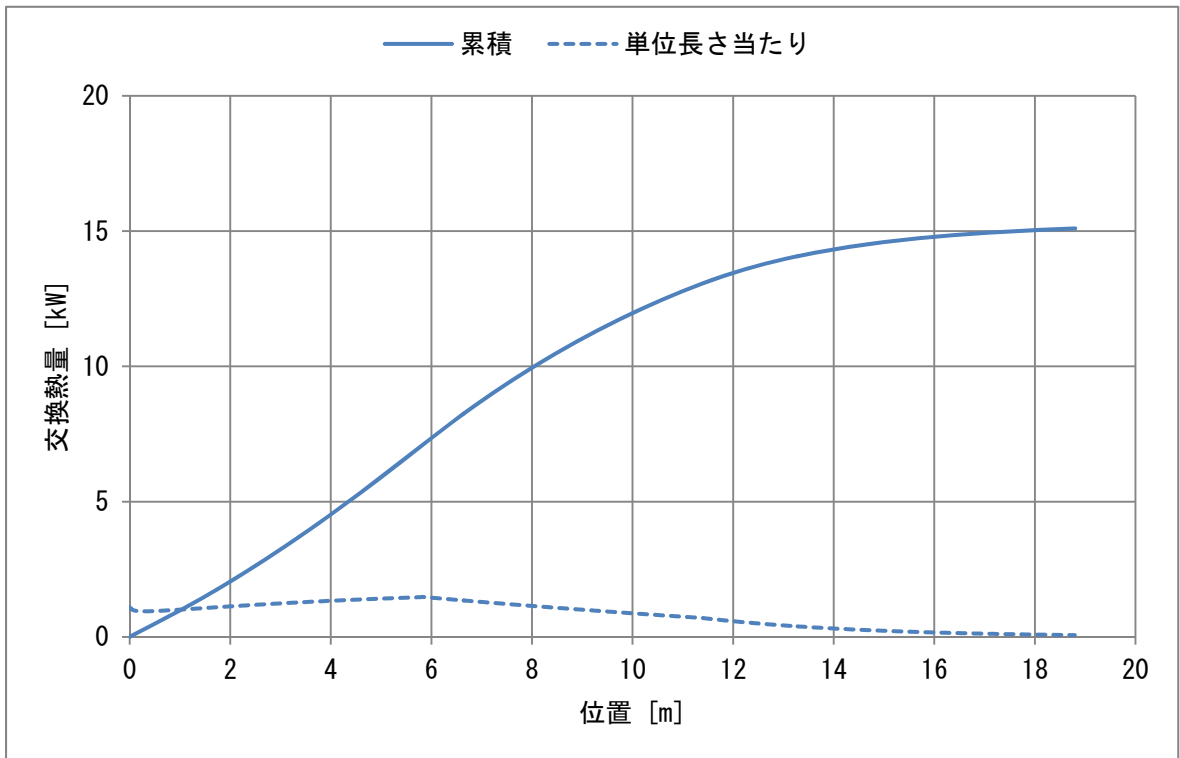


図 4.1.5 交換熱量の解析結果

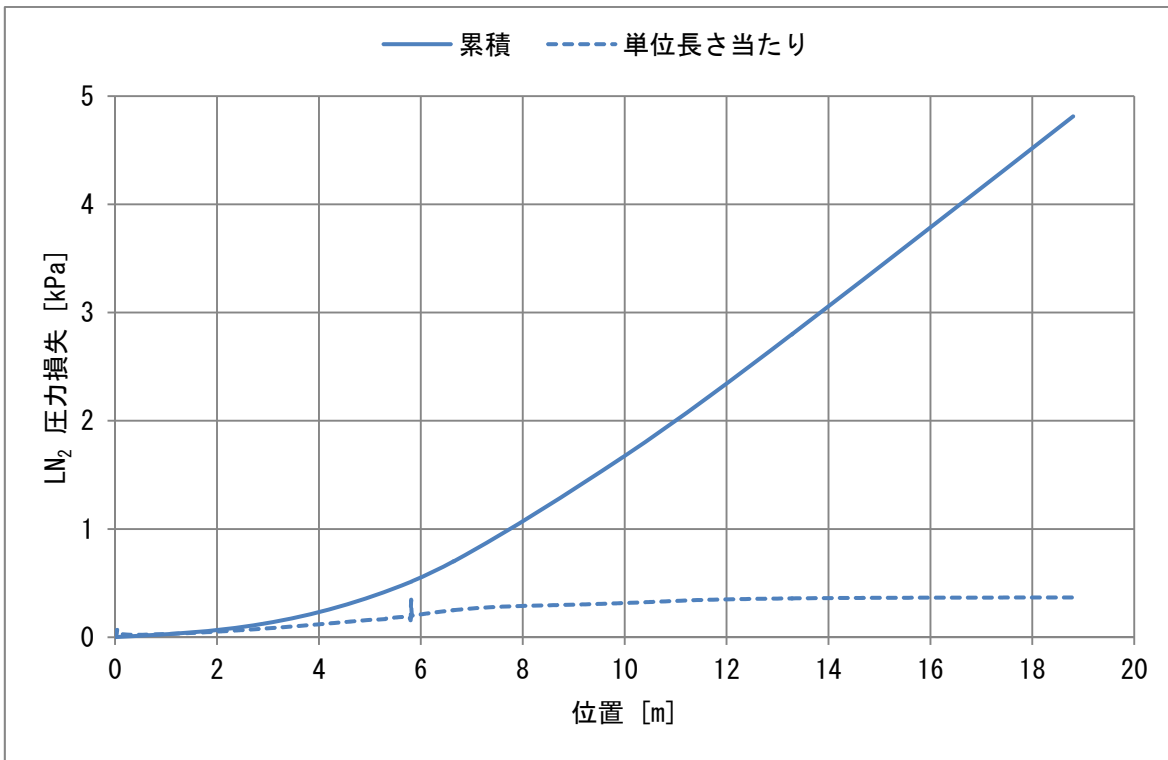


図 4.1.6 LN₂ 圧力損失の解析結果

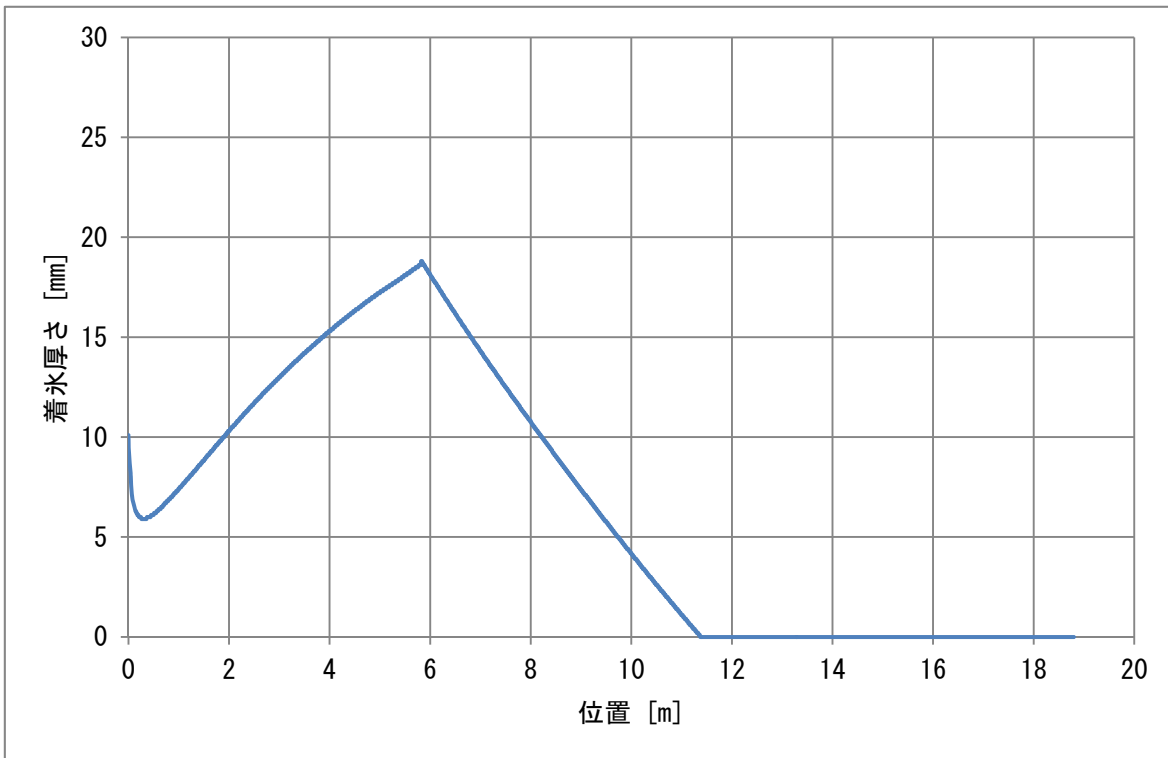


図 4.1.7 着氷厚さの解析結果

(2) 熱交換器の構造

熱交換器の種類は、前述のように、シェルアンドチューブ型とした（図 4.1.8）。シェルには伝熱管の着氷を観察するためのサイトグラスを設けた。

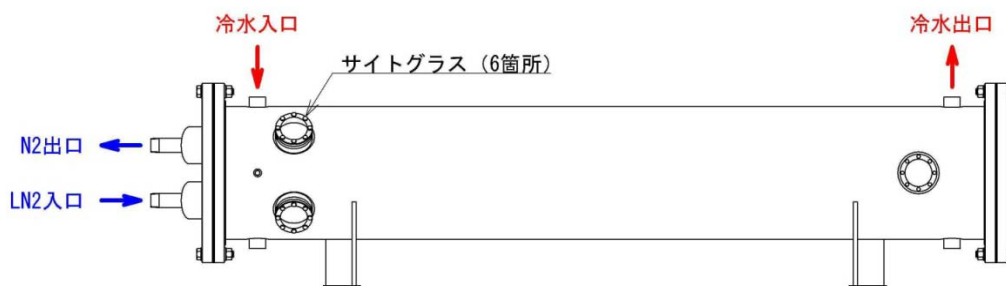


図 4.1.8 熱交換器の外観

管束はUチューブ式熱交換器を応用した構造とし、伝熱管が自由に熱収縮できるようにした（図 4.1.9）。伝熱管およびバッフルの間隔は、水の流速を考慮し、設計条件においては着氷が発生しても流路が閉塞しないように設定した。

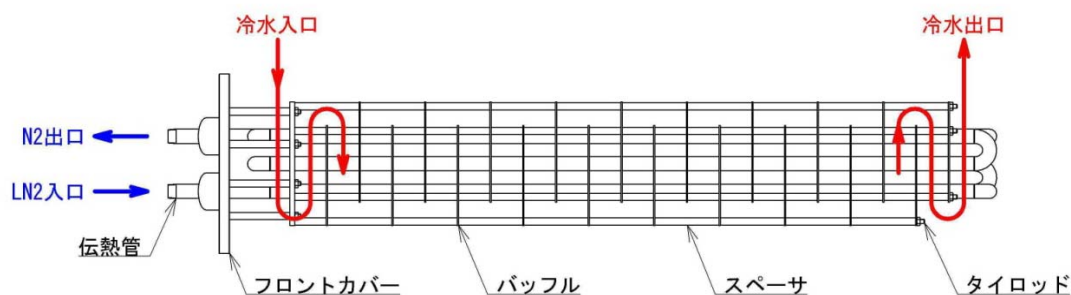


図 4.1.9 管束の構造

(3) 熱交換器の試作

試作した熱交換器の主な仕様を表 4.1.2 に、写真を図 4.1.10 から図 4.1.13 に示す。熱交換器を構成するシェルおよび管束は、それぞれ溶接工程後に酸洗いを行っている。大気からの侵入熱をできるだけ少なくするため、試験時は防熱施工を行った。

表 4.1.2 熱交換器の主な仕様

項目		値	備考
外形寸法	長さ	2100 mm	
	幅	430 mm	
	高さ	500 mm	
質量	乾燥時	300 kg	
	運転時	420 kg	水 120 kg
シェル	外径	318.5 mm	300A
	長さ	1900 mm	
	材質	SUS304TP	JIS G 3459
伝熱管	外径	34 mm	25A
	合計長さ	18.8 m	ベンド部含む
	材質	SUS304TP	JIS G 3459
溶接材料	種類	DWT-308L	神戸製鋼
		ST-308L	四国溶材
ガスケット	材質	フッ素樹脂	バルカー#7020



図 4.1.10 管束



図 4.1.11 シェル



図 4.1.12 防熱施工前の熱交換器



図 4.1.13 防熱施工後の熱交換器

4.1.3 性能評価試験

(1) 試験装置

試験装置の系統図を図 4.1.14 に、全体図を図 4.1.15 に示す。この装置は表 4.1.3 に示した①～⑦の要素で構成されている。①～③の範囲は高圧ガス保安法が定める「高圧ガス製造設備」にあたるため、県への届け出等必要な処置を行った上で試験を実施した。

LN_2 が流れる配管は青の実線で示しており、侵入熱をできるだけ小さくするため、防熱施工を行っている。

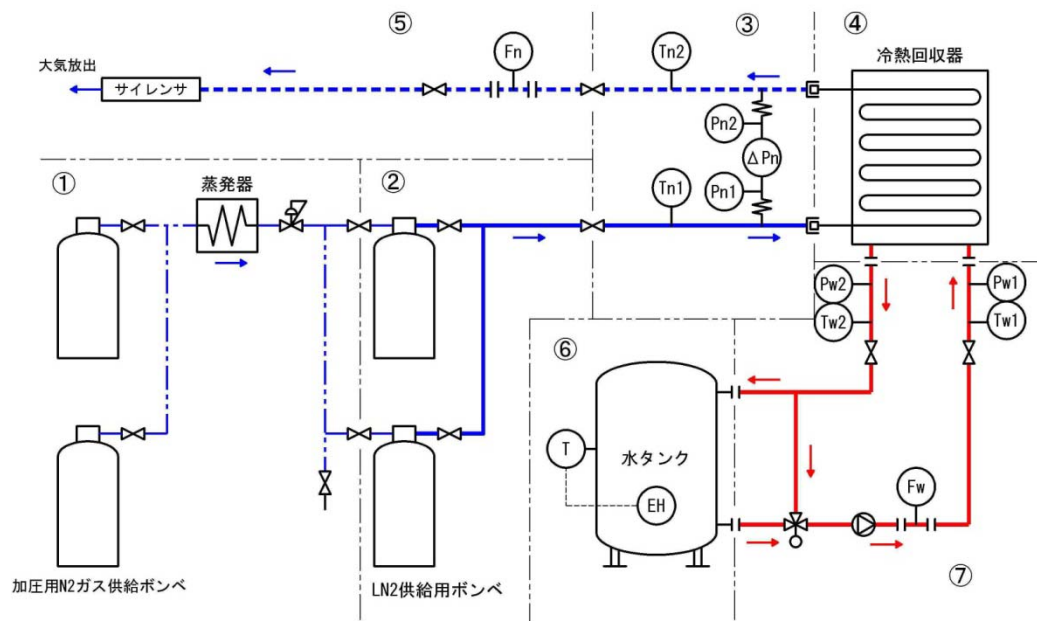


図 4.1.14 試験装置系統図

表 4.1.3 試験装置の構成要素

番号	名称	機能
①	加圧用 N ₂ ガス供給ポンベ	②の LN ₂ 供給ポンベの外部加圧源
②	LN ₂ 供給ポンベ	冷熱回収器への LN ₂ 供給源
③	コンポーネントパネル 1 (LN ₂ ライン)	LN ₂ および N ₂ の温度、圧力、差圧計測のための 枝管およびセンサを一体もののパネルとして 製作
④	冷熱回収器	供試熱交換器
⑤	コンポーネントパネル 2	LN ₂ 流量調整用ニードル弁、気化後の N ₂ ガスの 流量計測およびパージ
⑥	水タンク	循環水の再熱およびバッファタンク
⑦	水循環ライン	循環ポンプおよび流量計、温度調整用三方弁、 温度・圧力センサ

冷熱回収器への LN₂ 供給圧力は①の圧力調整弁で調整し、LN₂ 流量は⑤のニードル弁で調整する。水の流量は⑦の循環ポンプの回転数をインバータで制御することによって調整し、水入口温度は水タンクの電気ヒータおよび三方弁で調整する。



図 4.1.15 試験装置全体図

計測に使用した機器を表 4.1.4 に示す。4.1.1 節の解析結果より、LN₂ の圧力損失は LN₂ の供給圧力に対してかなり小さな値になることが予想されたため、LN₂ の圧力損失は差圧トランスミッタで測定した。

表 4.1.4 計測器一覧

記号	測定項目	センサの種類	メーカー	型式
T_{n1}	LN ₂ 入口温度	Pt100	岡崎製作所	R96
T_{n2}	N ₂ 出口温度			
P_{n1}	LN ₂ 入口圧力	デジタル圧力計	長野計器	GC61
P_{n2}	N ₂ 出口圧力			
ΔP_n	LN ₂ 入口と N ₂ 出口の差圧	差圧トランスミッタ	長野計器	GC52
F_n	N ₂ 流量	マスフローメータ	アズビル	CML050
T_{w1}	水入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
T_{w2}	水出口温度			
P_{w1}	水入口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
P_{w2}	水出口圧力			
F_w	水流量	電磁流量計	アズビル	MGG11D

(1) 試験結果

試作した熱交換器の性能を確認するため、まず設計条件の範囲内で試験を行った。このときの運転条件と結果を表 4.1.5 および表 4.1.6 に示す。LN₂ の流量は 2.4、1.5、1.0 kg/min の 3 パターン、水の流量は 30、43、72 kg/min の 3 パターンで試験を行った。水入口温度は、水出口温度が 5°C あるいは 9°C になるように設定した。設計条件は表 4.1.5 の No.1 である。

表中の回収熱量 Q_w は水側で計算した交換熱量であり、式(4.1.19)で表される。 c_{pw} は水の比熱で 4.219 kJ/(kg・K) である。

$$Q_w = \left(\frac{F_w}{60}\right)(T_{w1} - T_{w2})c_{pw} \quad (4.1.19)$$

表 4.1.5 運転条件と結果 (水出口温度 5°C)

No.	LN ₂ 流量 F_n [kg/min]	水流量 F_w [kg/min]	水入口温度 T_{w1} [°C]	水出口温度 T_{w2} [°C]	回収熱量 Q_w [kW]	N ₂ 出口温度 T_{n2} [°C]
1	2.36	30.1	11.9	5.2	14.2	-2.3
2	2.30	43.3	9.6	5.1	13.7	-1.1
3	2.35	71.8	7.8	5.0	14.0	-2.5
4	1.50	30.3	9.1	4.9	8.9	3.0
5	1.48	43.5	8.0	5.0	9.3	4.0
6	1.47	71.8	6.9	5.1	8.8	3.8
7	1.03	30.1	7.9	4.9	6.2	5.0
8	1.02	43.4	6.9	4.8	6.4	5.3
9	1.04	71.8	6.1	4.9	6.0	5.5

表 4.1.6 運転条件と結果 (水出口温度 9°C)

No.	LN ₂ 流量 F_n [kg/min]	水流量 F_w [kg/min]	水入口温度 T_{w1} [°C]	水出口温度 T_{w2} [°C]	回収熱量 Q_w [kW]	N ₂ 出口温度 T_{n2} [°C]
10	2.36	30.1	16.1	9.0	14.9	4.2
11	2.43	43.1	13.9	9.0	14.8	5.1
12	2.39	71.7	12.0	9.1	14.7	3.0
13	1.43	30.3	13.2	9.0	9.0	6.1
14	1.44	43.1	12.0	9.0	9.0	7.7
15	1.45	71.7	10.8	9.0	9.2	5.7
16	0.97	30.2	12.1	9.2	6.1	9.3
17	0.98	43.4	10.9	9.0	6.0	8.1
18	1.03	71.7	10.1	8.9	6.0	8.2

次に、試作した熱交換器の運転限界を確認するため、表 4.1.7 の条件で運転を行った。No.19 は設計条件に対して窒素流量を増やした場合、No.20 は設計条件に対して水流量を減らした場合、No.21 は設計条件に対して水入口温度を下げた場合である。サイトグラスから着氷を観察し、いずれかの伝熱管の着氷が隣の伝熱管の着氷まで成長した段階で運転限界とした。

表 4.1.7 運転条件と結果 (運転限界)

No.	LN ₂ 流量 F_n [kg/min]	水流量 F_w [kg/min]	水入口温度 T_{w1} [°C]	水出口温度 T_{w2} [°C]	回収熱量 Q_w [kW]	N ₂ 出口温度 T_{n2} [°C]
19	↑ 2.94	30.1	12.2	5.0	15.3	-13.2
20	2.44	↓ 20.0	12.4	3.9	11.9	-12.0
21	2.45	30.1	↓ 10.0	3.7	13.3	-10.2

試験結果のグラフを図 4.1.16 から図 4.1.19 に示す。回収熱量の理論値 \bar{Q}_w および水出入口温度差の理論値 $\Delta\tilde{T}_w$ は、それぞれ式(4.1.20)および式(4.1.21)で計算した。 ΔH_n は LN₂ の出入口エンタルピ差であり、0°C まで気化・昇温した場合の値 375.2 kJ/kg とした。

$$\bar{Q}_w = \left(\frac{F_n}{60}\right) \Delta H_n \quad (4.1.20)$$

$$\Delta\tilde{T}_w = \frac{\Delta H_n}{c_{pw}} \left(\frac{F_n}{F_w}\right) \quad (4.1.21)$$

図 4.1.16 および図 4.1.17 より、設計条件の範囲内ではほぼ理論値どおりの回収熱量および水出入口温度差を得られることが確認できた。また、図 4.1.18 より、設計条件の範囲内では LN₂ を 0°C 付近まで気化・昇温できることが確認できた。

図 4.1.19 より、LN₂ の圧力損失は理論解析よりも大きな値となった。理論解析ではバンド部の局所損失を考慮していないためと考えられる。この結果からバンド部の影響を補正するための係数を導入し、理論解析手法を見直した。

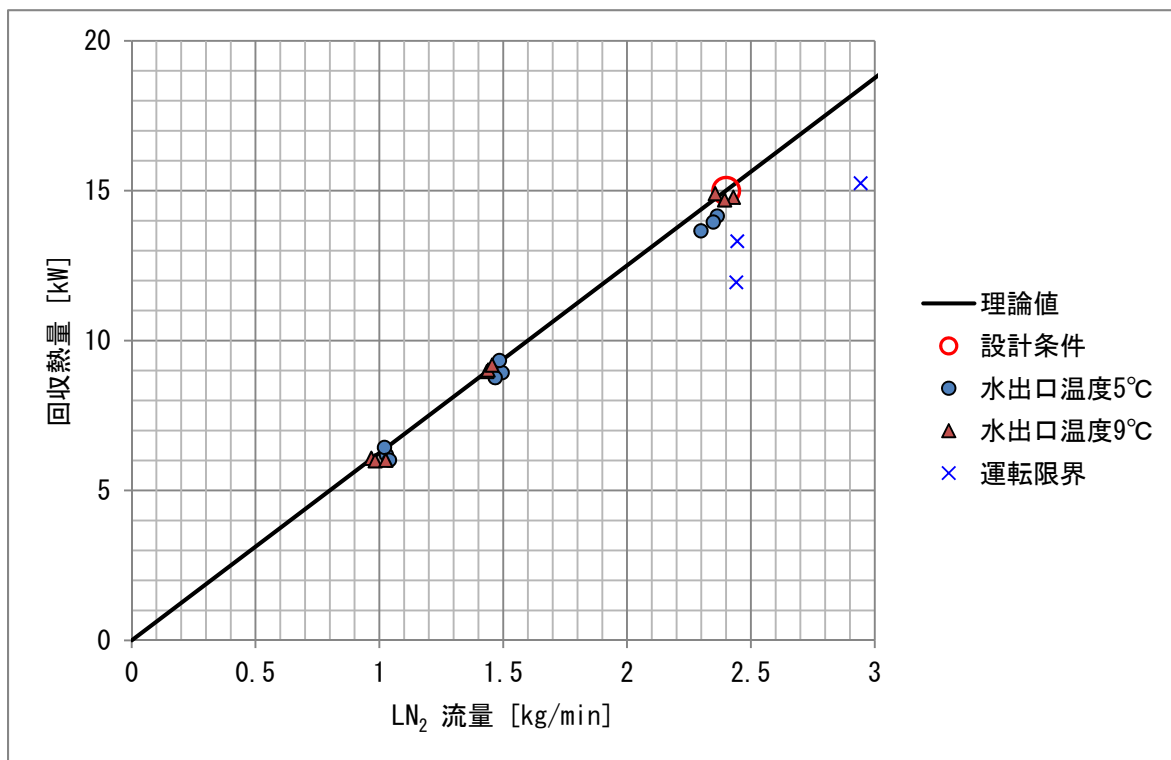


図 4.1.16 LN₂ 流量－回収熱量

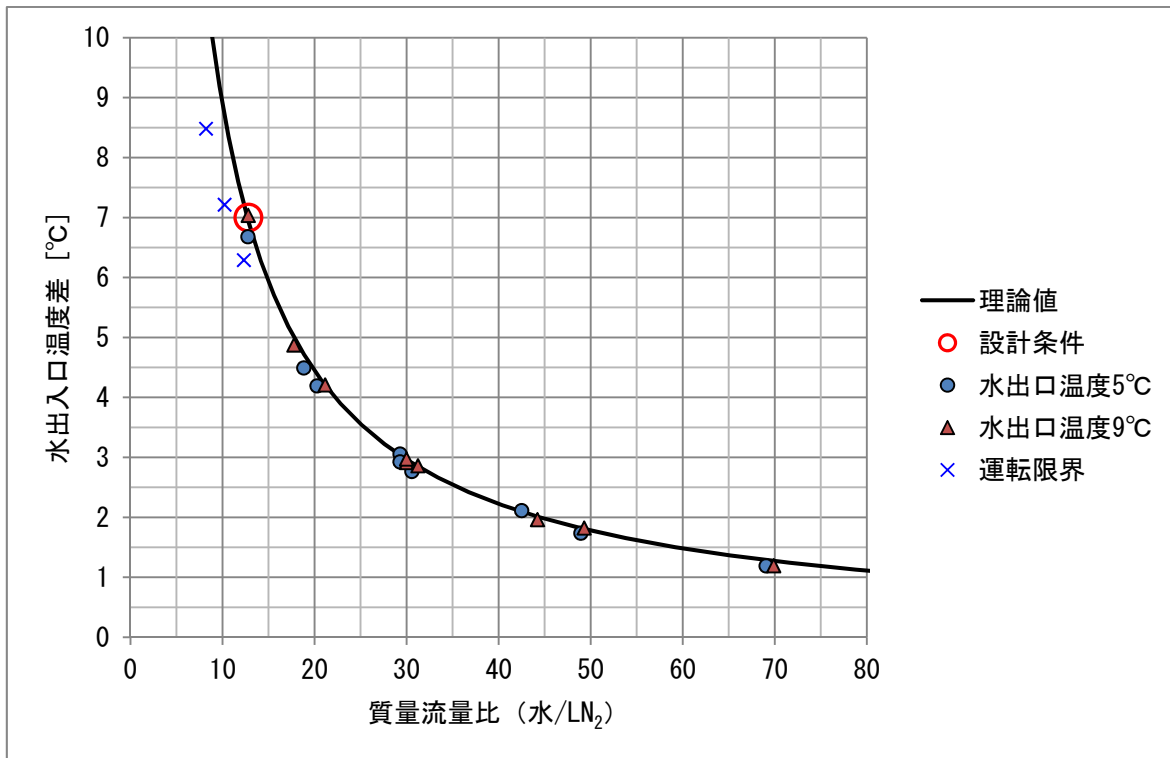


图 4.1.17 質量流量比—水出入口温度差

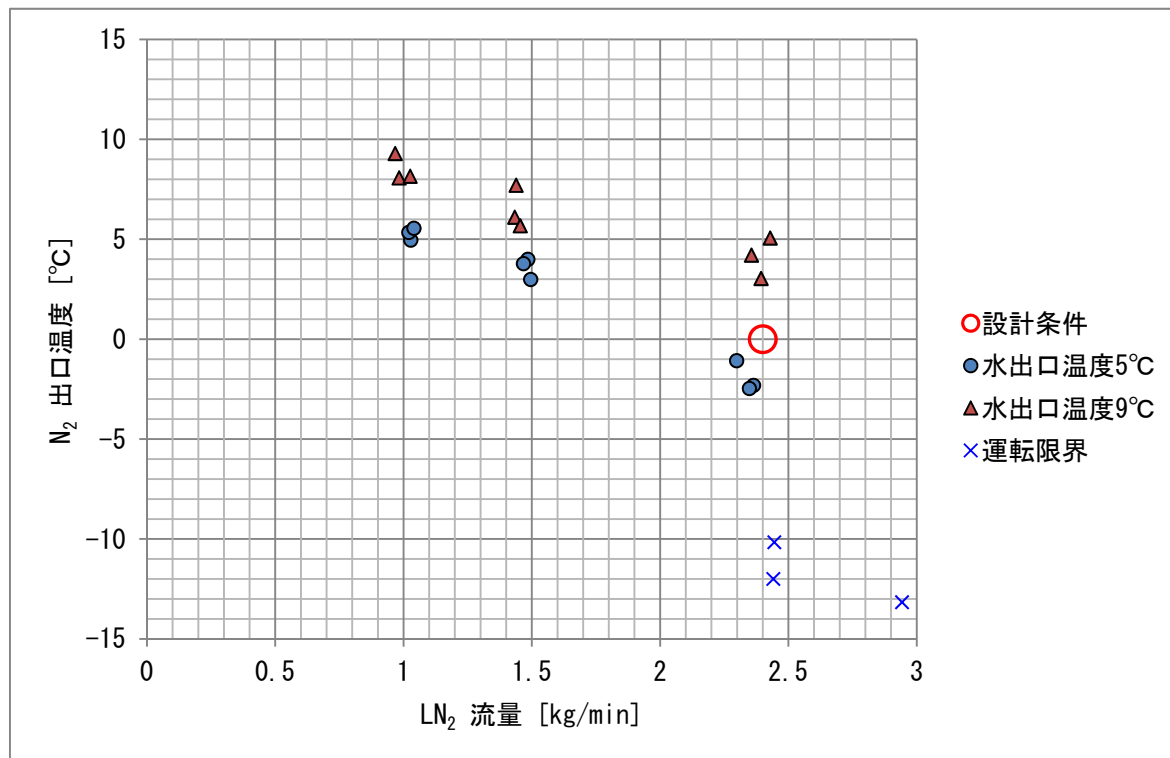


图 4.1.18 LN₂ 流量—N₂ 出口温度

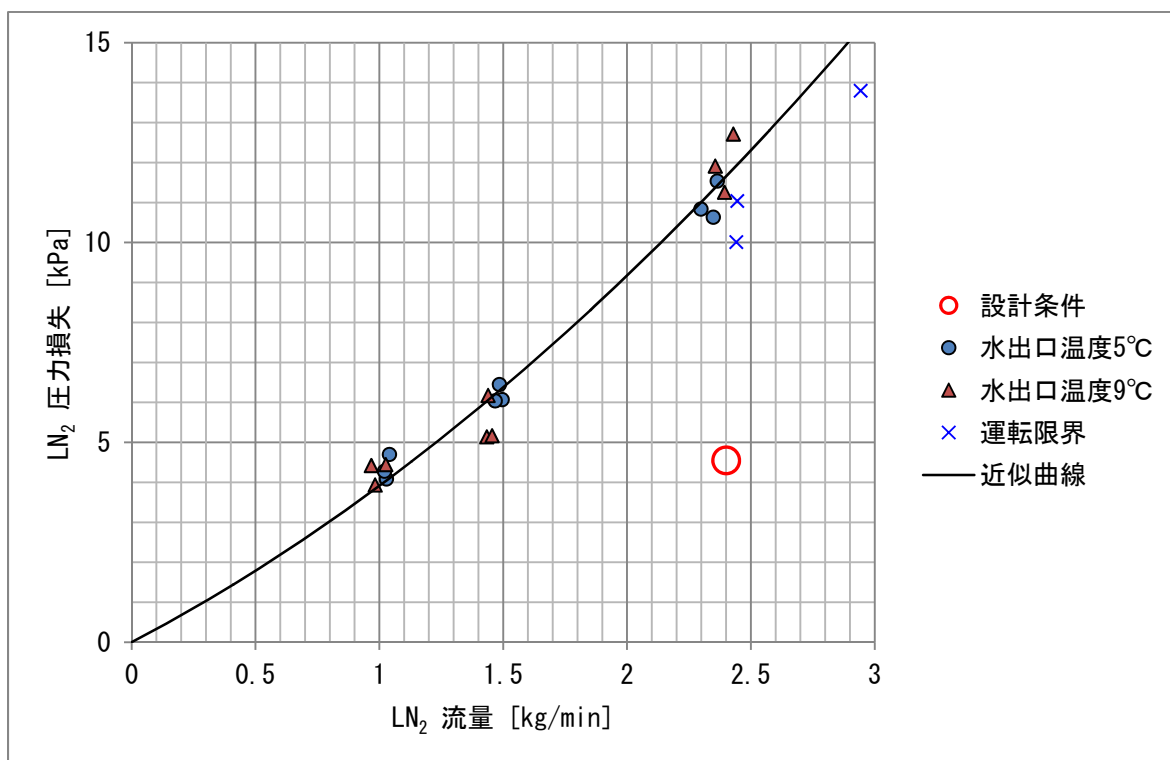


図 4. 1. 19 LN₂ 流量—LN₂ 圧力損失

着氷の写真を図 4. 1. 20、イメージ図を※ 矢印は、水の流れ方向を示す。

図 4. 1. 21 に示す。設計条件の範囲内では、着氷が流路を塞ぐまで成長することはなかった。運転限界を確認する試験においては、着氷が流路の一部を塞ぐまで成長したが、水は既定の流量で流れており、水の圧力損失にも変化は見られなかった。着氷は水の圧力損失にほとんど影響を与えないといえる。

着氷は水温の低い水出口側および水流速の遅いシェル中央付近で厚くなる傾向が見られた。

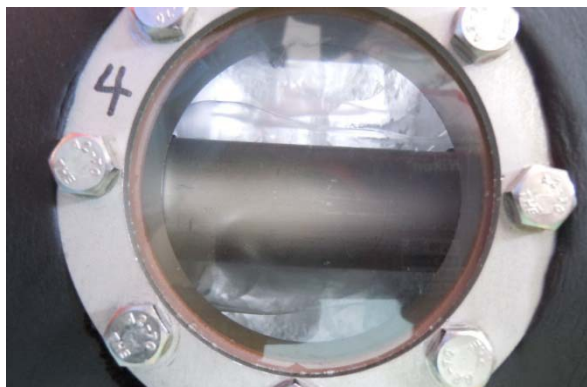
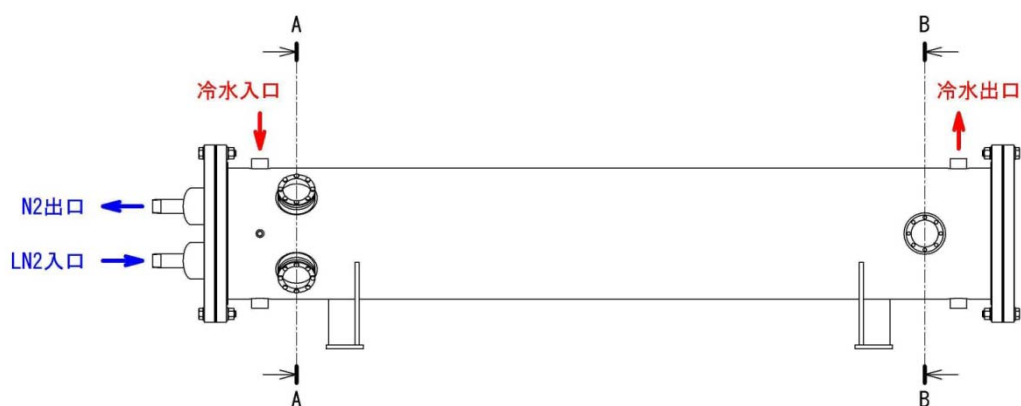


図 4. 1. 20 着氷の様子 (No. 1)



	水出口温度 9°C (No.10~18)	水出口温度 5°C (No.1~9)	運転限界 (No.19~21)
矢視 A-A			
矢視 B-B			

※ 矢印は、水の流れ方向を示す。

図 4.1.21 着氷のイメージ図

4.1.4 LNG を冷熱源とした場合の回収熱量試算

今回の試験では安全のため LNG の代わりに LN₂ を冷熱源として使用した。その結果、概ね理論解析どおりの回収熱量が得られることを確認できた。そこで、本試作機で LNG を冷熱源とした場合に回収できる冷熱量の試算を行う。計算を簡単にするため、LNG の組成は CH₄ (メタン) 100% とする。

LN₂ および LNG の物理特性を表 4.1.8 に示す。LNG の蒸発潜熱およびガス比熱は LN₂ の約 2 倍であり、半分の流量で同等の冷熱を回収することが可能である。

表 4.1.8 物理特性の比較 (0.4 MPa(abs))

項目	単位	LN ₂	LNG (CH ₄)
飽和温度	°C	-182	-141
飽和液密度	kg/m ³	738	391
飽和ガス密度	kg/m ³	17.1	6.69
蒸発潜熱	kJ/kg	177	467
ガス密度 (0 °C)	kg/m ³	4.90	2.87
ガス定圧比熱 (0 °C)	kJ/(kg・K)	1.05	2.20

LNG の出口温度が 0°C となるように LNG および水の流量を試算した結果、表 4.1.9 の条件となった。

表 4.1.9 LNG を冷熱源とした場合の運転条件

項目	単位	低温側	高温側
流体種類	—	LNG (CH ₄)	水
運転圧力	MPa	0.4	—
流量	t/h	0.072	1.9
入口温度	°C	-141	12
出口温度	°C	0	5
交換熱量	kW	15.6	

表 4.1.9 の条件で解析したときの結果を図 4.1.22 から図 4.1.25 に示す。比較のため、LN₂を冷熱源とした場合の結果もプロットしている。

図 4.1.22 および図 4.1.23 より、LNG を冷熱源とした場合においても、表 4.1.9 の条件では LN₂と同等の能力を発揮できると推測できる。また、図 4.1.24 および図 4.1.25 より、LNG を冷熱源とした場合は圧力損失および着氷厚さに余裕があることが予測できる。LNG を冷熱源とする熱交換器を設計する場合は、LNG に最適化した設計を行うことによって、熱交換器を小型化できると考えられる。

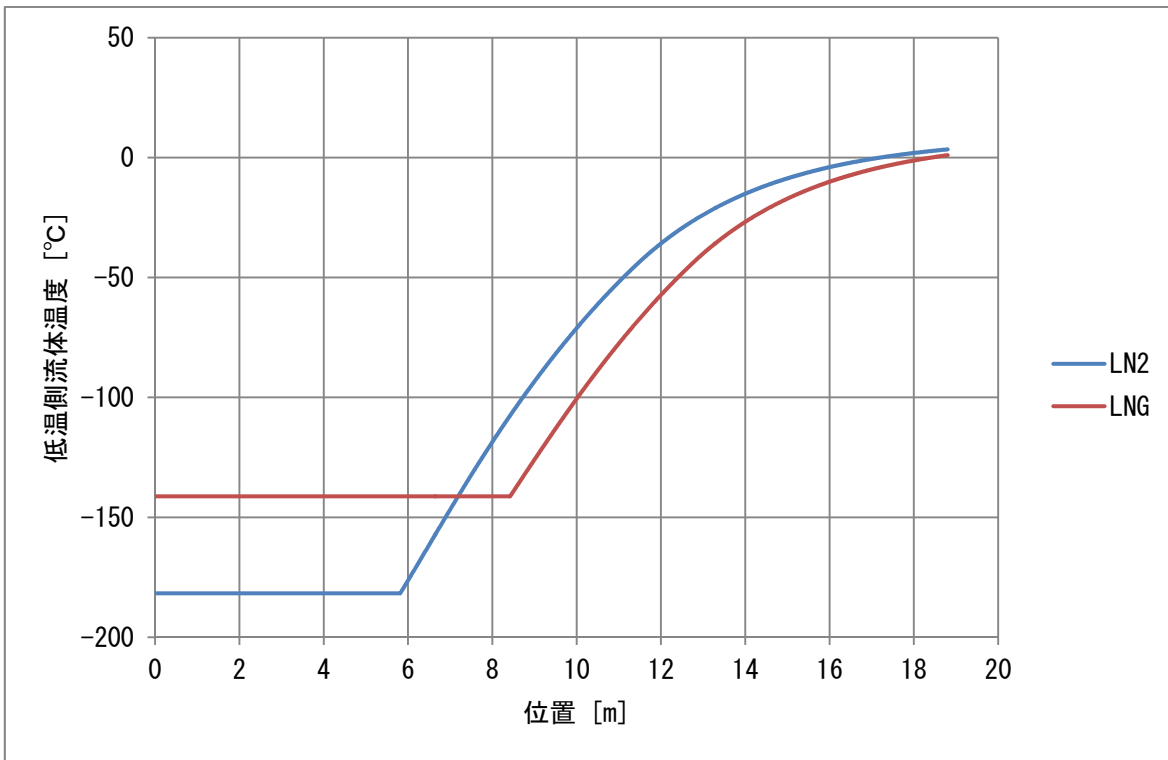


図 4. 1. 22 低温側流体温度の解析結果

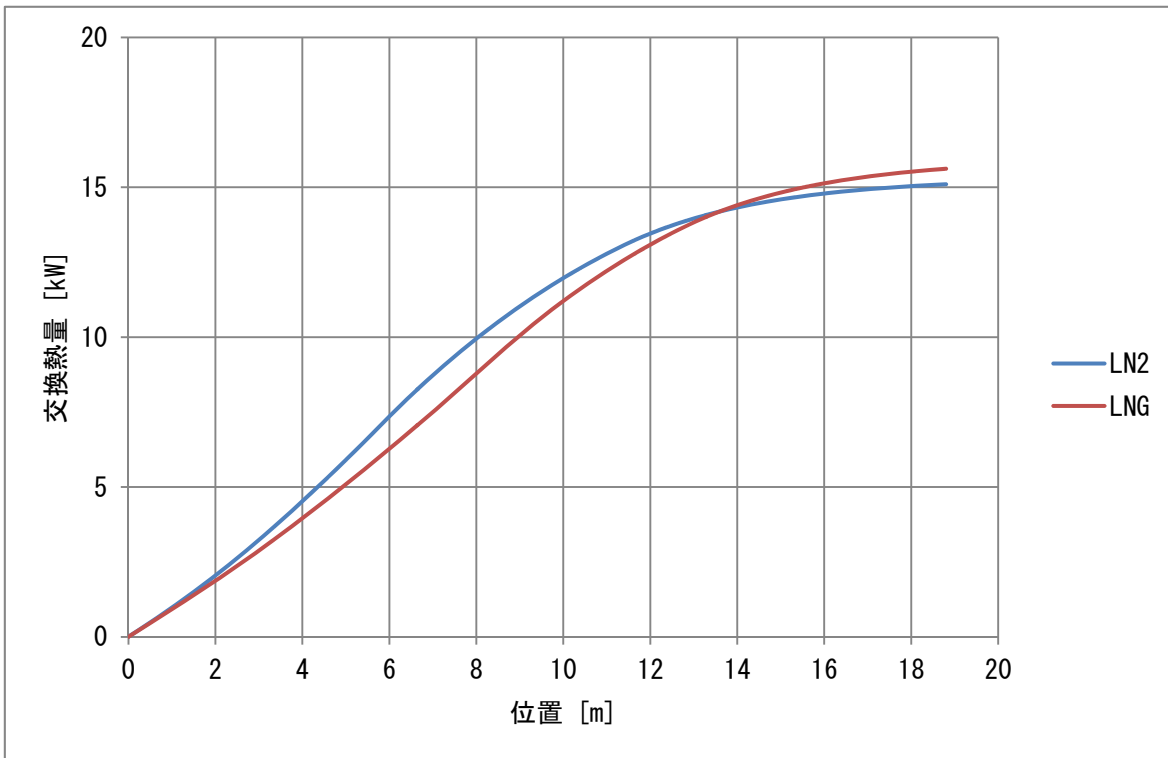


図 4. 1. 23 交換熱量の解析結果

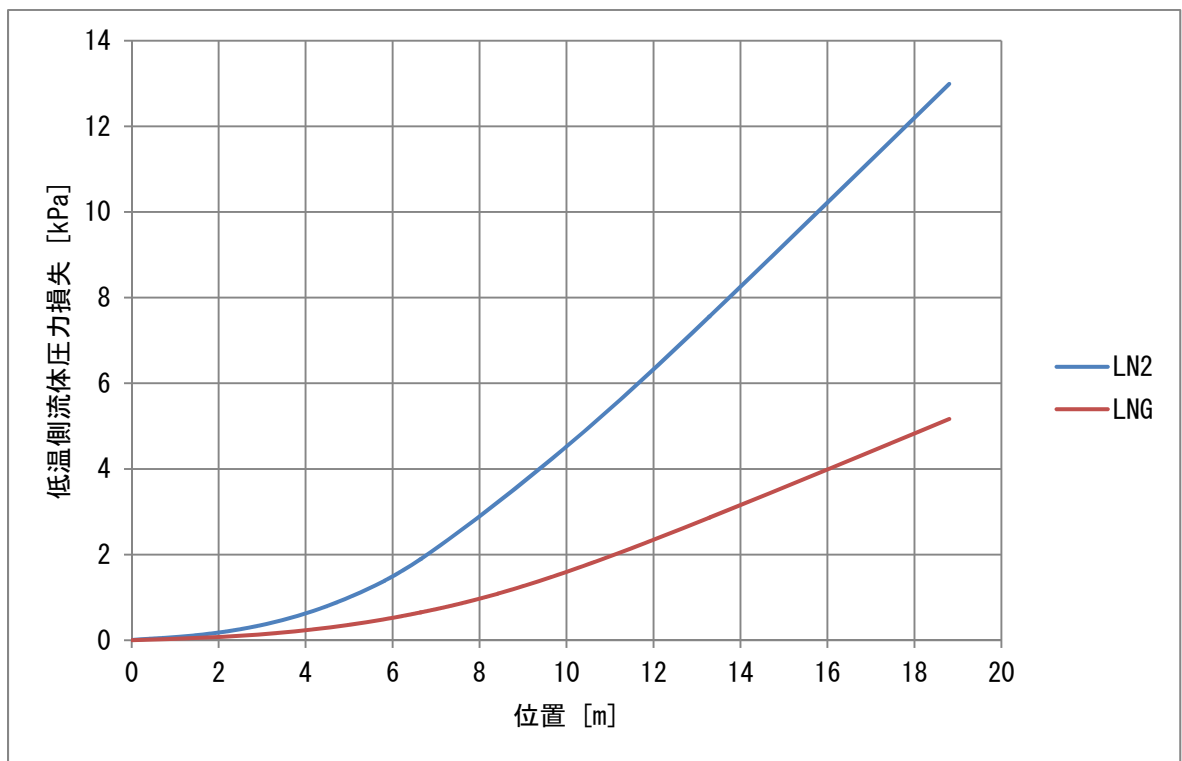


図 4.1.24 低温側流体圧力損失の解析結果

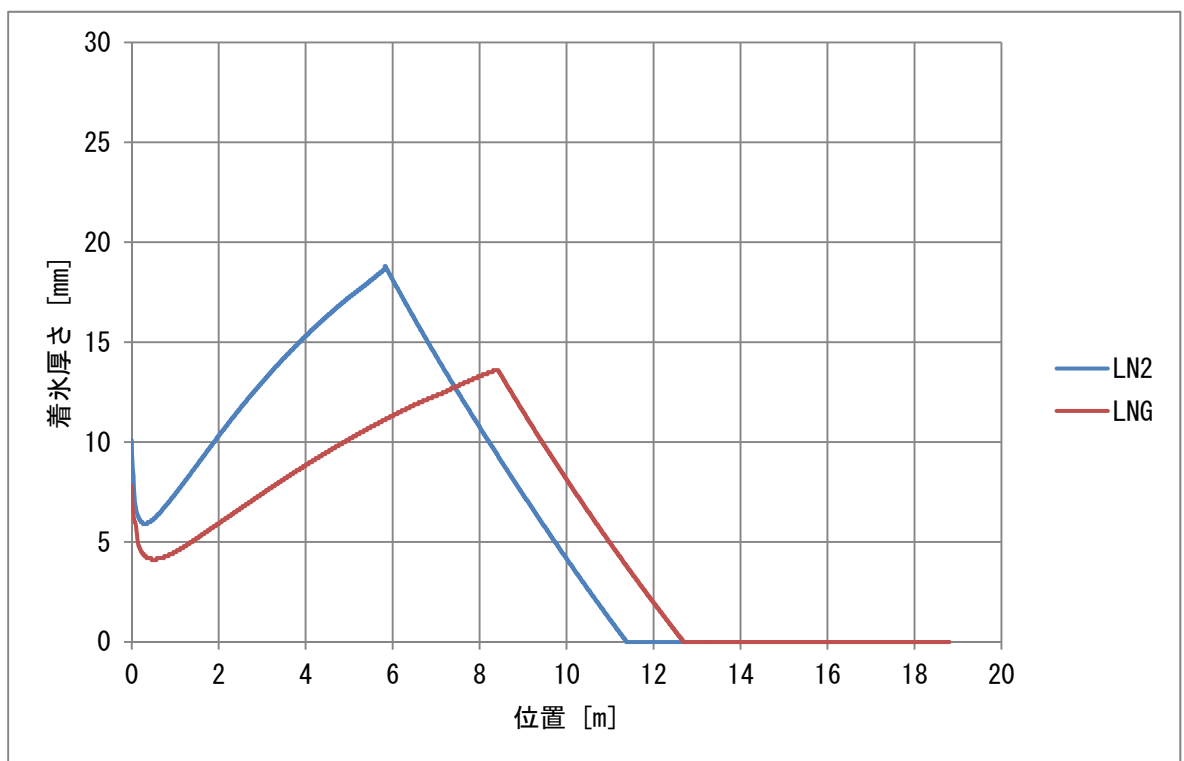


図 4.1.25 着氷厚さの解析結果

4.1.5 簡易型冷熱回収熱交換器の試作のまとめ

管束にUチューブ式を応用したシェルアンドチューブ型構造の簡易型冷熱回収熱交換器で極低温液化ガス (LN₂: 液体窒素) から、概ね理論解析どおりの回収熱量が得られ、構造的にも不具合の無い事を確認した。また、試験結果で検証した解析手法を用いて、LNG を冷熱源とした場合の回収可能な冷熱量を試算した。

構造的には超低温特有の伸縮、熱応力、氷結等の問題についても対策の立案が可能となった。これらをベースに更に構造の合理化、小型化および熱交換率の向上等を図る上での多くの示唆を得ることが出来た。

LNG においては、蒸発潜熱およびガス比熱は LN₂ の約 2 倍であり、半分の流量で同等の冷熱を回収することが可能であり、LNG を冷熱源とする熱交換器を設計する場合は、LNG に最適化した設計を行うことによって、熱交換器を小型化できると考えられる。

4.2 低圧縮比冷凍サイクルの試験用空調装置の試作

本開発のような未知領域にある小さい圧縮比での冷媒圧縮機の運転特性と、冷媒循環能力、また、冷媒昇圧用のファンの機構や運転特性等について明確にし、低圧縮比の圧縮機、或いはファンにて構成される試験用空調装置を設計・試作した後、運転試験を実施し、この低圧縮比冷凍サイクルの消費電力、エネルギー効率を従来空調装置と比較・検証する性能評価を行う。

(1) 記号と添字

本節で記載している記号、および添字について以下に説明する。

記号一覧

COP	成績係数	—	qv	体積流量	m ³ /h
CR	圧縮比	—	SC	過冷却度	K
f	周波数	Hz	SH	過熱度	K
h	エンタルピ	kJ/kg	t	温度	°C
P	圧縮動力	kW	tk	凝縮温度	°C
p	圧力	MPa(abs)	to	蒸発温度	°C
pk	凝縮圧力	MPa(abs)	Φo	冷却能力	kW
po	蒸発圧力	MPa(abs)	Φk	凝縮熱量	kW
qmr	冷媒循環量	kg/s			

添字

c	蒸発器チラー水	w	凝縮器冷却水
r	冷媒		

4.2.1 低圧縮比冷凍システムの設計

(1) 低圧縮比冷凍サイクルの狙い

従来の冷凍サイクルと低圧縮比冷凍サイクルを、p-h 線図上に示す(図 4.2.1)。従来の冷凍サイクルは、凝縮器の冷却源に、船舶の一般的な条件である海水 32°C を使用した場合のサイクルであり、凝縮温度は 40°C となる。低圧縮比冷凍サイクルは、凝縮器の冷却源に、LNG から冷熱回収した低温の冷水を利用したサイクルであり、凝縮温度・圧力を下げて、空調装置を運転することが可能となる。結果的に、圧縮比は小さくなり、動力の低減および冷却能力の増加により、システムの高効率化が可能となる。

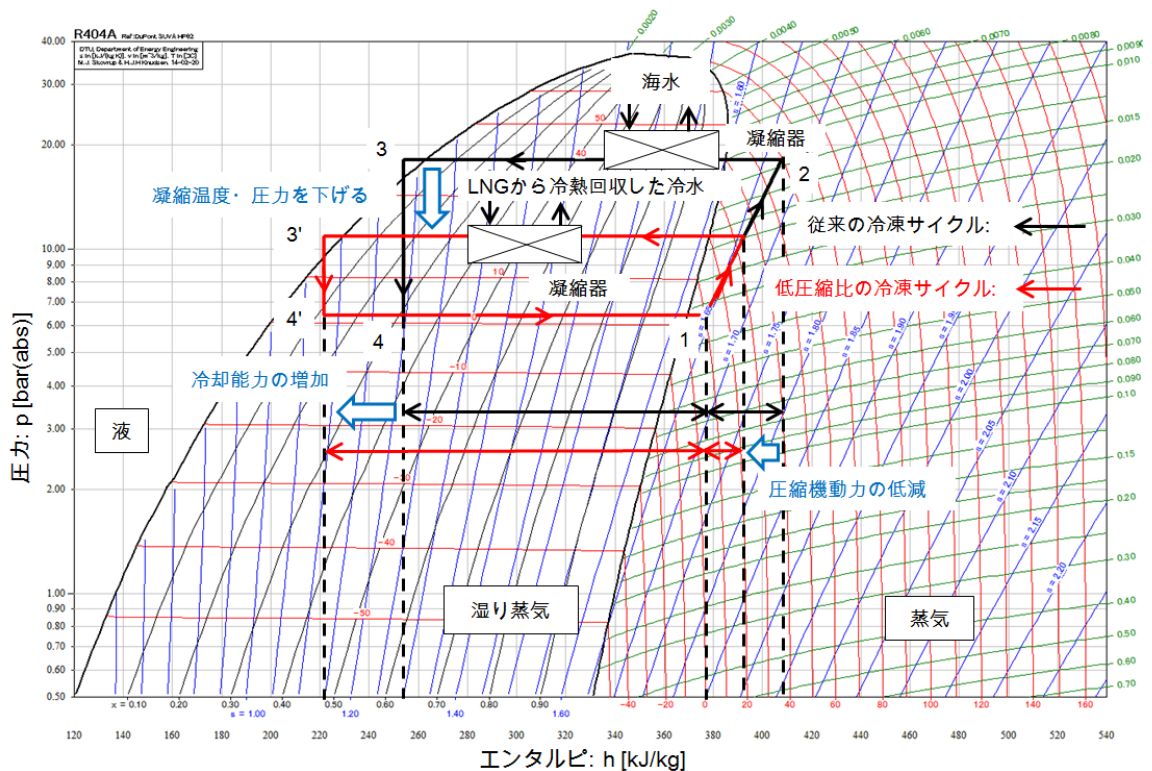


図 4.2.1 従来サイクルと低圧縮比冷凍サイクルの比較

空調装置の冷凍サイクルと p-h 線図の説明は、次項に述べる。

(2) 現状の空調装置の冷凍サイクルと p-h 線図

現状の船舶における冷媒 R404A の一般的な空調装置の冷凍サイクルを、p-h 線図上に示す(図 4.2.2)。p-h 線図は、横軸が冷媒のエンタルピ h [kJ/kg]、縦軸が冷媒の圧力 p [bar(abs)] であり、空調装置内の冷媒の状態を表したものである。

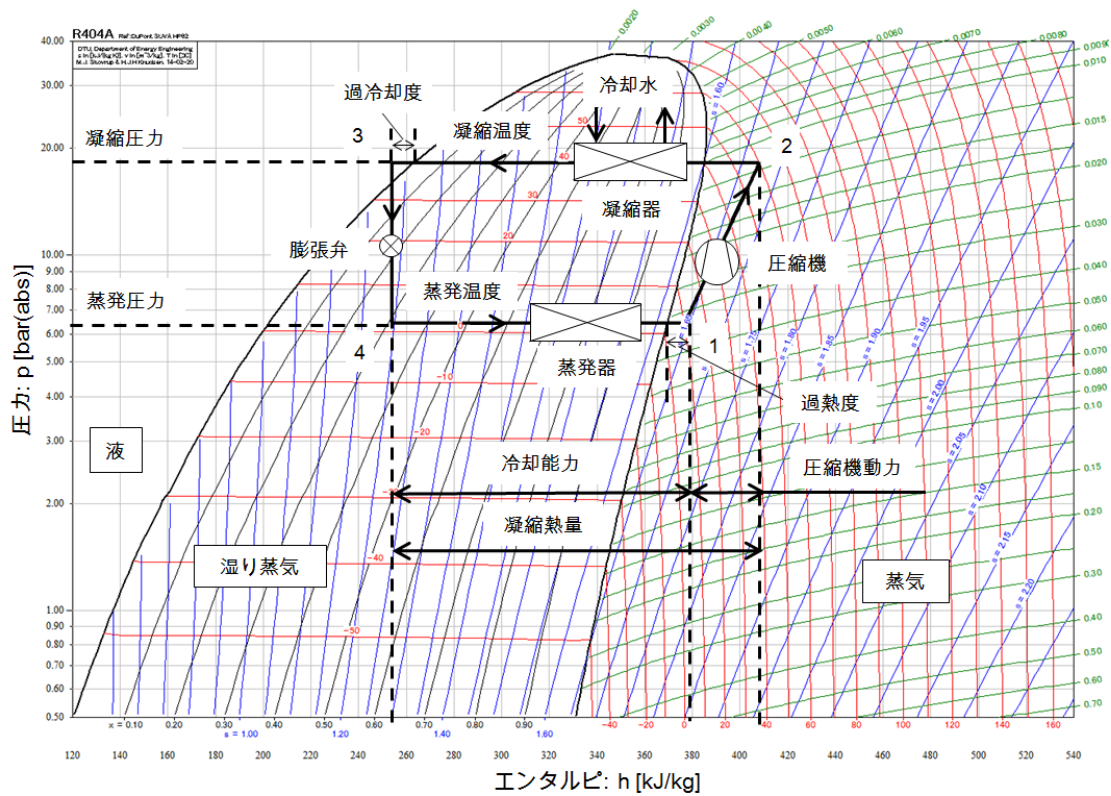


図 4.2.2 冷凍サイクル

空調装置の冷凍サイクルを、図 4.2.2 の p-h 線図上の点 1 → 点 2 → 点 3 → 点 4 → 点 1 に沿って説明すると、まず、点 1 の冷媒蒸気は、圧縮機により冷媒が凝縮できる点 2 の圧力まで圧縮される。点 1 と点 2 のエンタルピー差が冷媒を圧縮するのに必要なエネルギーを表しており、点 1 のエンタルピーを h_1 [kJ/kg]、点 2 のエンタルピーを h_2 [kJ/kg] とし、装置内を流れる冷媒の循環量を q_{mr} [kg/s] とすると、圧縮動力 P [kW] は、式(4.2.1)で求められる。

$$P = q_{mr} \times (h_2 - h_1) \quad (4.2.1)$$

点 2 の状態の冷媒蒸気は凝縮器に入り、冷却水によって点 3 まで冷却され、冷媒は蒸気から液へ凝縮する。点 2 と点 3 のエンタルピー差が冷媒を凝縮するのに必要なエネルギーを表しており、点 3 のエンタルピーを h_3 [kJ/kg] とすると、凝縮熱量 Φ_k [kW] は、式(4.2.2)で求められる。

$$\Phi_k = q_{mr} \times (h_2 - h_3) \quad (4.2.2)$$

冷媒が凝縮するときの温度、圧力をそれぞれ凝縮温度 t_k [°C]、凝縮圧力 p_k [MPa(abs)] という。凝縮器で凝縮された冷媒液は凝縮器出口で凝縮温度よりもある程度冷却された過冷却液となっている。点3の冷媒温度 t_3 [°C] と凝縮温度 t_k [°C] との温度差を過冷却度 SC [K] といい、式(4.2.3)で求められる。

$$SC = t_k - t_3 \quad (4.2.3)$$

点3の状態の冷媒液は膨張弁に入り、絞り膨張によって点4の状態まで減圧される。このとき熱の出入りはなく、点4のエンタルピを h_4 [kJ/kg] とするとその値は h_3 [kJ/kg] と同じである。点4の冷媒は蒸気と液が混合した湿り蒸気の状態、蒸発器に入り、空気、水などの被冷却物と熱交換して、被冷却物の冷却をおこなう。冷媒は被冷却物から奪った熱によって点1の状態まで蒸発される。点1と点4のエンタルピ差が蒸発に必要なエネルギーを表しており、蒸発熱量 Φ_o [kW] は、式(4.2.4)で求められ、これが装置の冷却能力である。

$$\Phi_o = qmr \times (h_1 - h_4) \quad (4.2.4)$$

冷媒が蒸発するときの温度、圧力をそれぞれ蒸発温度 t_o [°C]、蒸発圧力 p_o [MPa(abs)] という。蒸発器で蒸発された冷媒蒸気は蒸発温度よりもある程度過熱された過熱蒸気となっている。点1の冷媒温度 t_1 [°C] と蒸発温度 t_o [°C] との温度差を過熱度 SH [K] といい、式(4.2.5)で求められる。

$$SH = t_1 - t_o \quad (4.2.5)$$

点1の冷媒蒸気は再び圧縮機に入り、サイクルを繰り返す。

装置に流出入するエネルギー (P, Φ_o, Φ_k) の関係については、装置に流入するエネルギー P [kW]、 Φ_o [kW] の和が、装置から流出するエネルギー Φ_k [kW] と等しくなければならないので、式(4.2.6)が成立する。

$$\Phi_k = \Phi_o + P \quad (4.2.6)$$

また、装置の圧縮動力 P [kW] に対して得られる冷却能力 Φ_o [kW] の比を冷凍サイクルの成績係数 COP といい、式(4.2.7)で求められる。

$$COP = \Phi_o / P = \frac{h1 - h4}{h2 - h1} \quad (4.2.7)$$

装置の圧縮比 CR については、蒸発圧力と凝縮圧力の比で表され、式(4.2.8)で求められる。

$$CR = p_k / p_o \quad (4.2.8)$$

(3) 低圧縮比冷凍サイクルに必要な機能

低圧縮比冷凍サイクルにより、冷媒の蒸発過程におけるエンタルピ差は増加するが、冷媒の循環量は圧縮機の回転数に比例するため、圧縮機を一定の回転数で運転した場合、式(4.2.4)により、冷却能力は、装置の必要冷却能力よりも過大となる。能力過大分は、冷媒の循環量を減らすことができるため、インバータによる圧縮機の回転数制御により、冷媒の循環量の制御をおこなう。インバータは、冷媒の蒸発圧力を検知して、蒸発圧力が一定になるように、回転数制御=冷媒の循環量の制御をおこなう。

4.2.2 低圧縮比冷凍サイクルの試験用空調装置の試作

(1) 設計条件

試験用空調装置の試作機には、蒸発器の負荷側の条件を安定させて、正確なデータが計測できるように、チラーユニットを採用した。試作機の設計条件を表 4.2.1 に示す。低圧縮比冷凍サイクルの評価基準となる従来サイクルの条件として、凝縮器の冷却水は清水 32°C、凝縮温度 40°C とし、船舶の一般的な条件とした。冷却能力については、船舶の小型のパッケージ型エアコンと同容量の 10kW 程度とした。低圧縮比サイクルの条件は、冷却水に清水とブラインを使用し、清水の場合は、凝縮温度 20°C、ブラインの場合は、凝縮温度 15°C になるように計画をおこなった。冷却能力は同じとし、インバータによる圧縮機の回転数制御=冷媒の循環量の制御をおこなうものとする。

今回使用したブラインの物性値を表 4.2.2 に示す。

表 4.2.1 設計条件

機器	要目	記号	単位	A. 従来 サイクル	B. 低圧縮比 冷凍サイクル	C. 低圧縮比 冷凍サイクル
共通	冷媒	-	-	R404A	R404A	R404A
圧縮機	蒸発温度	t _o	°C	2	2	2
	蒸発圧力	p _o	MPa(abs)	0.64	0.64	0.64
	凝縮温度	t _k	°C	40	20	15
	凝縮圧力	p _k	MPa(abs)	1.82	1.09	0.95
	過熱度	SH	K	8	8	8
	過冷却度	SC	K	1	1	1
	圧縮比	CR	-	2.8	1.7	1.5
	周波数	f	Hz	60	43	40
	圧縮動力	P	kW	3.28	1.49	1.18
	成績係数	COP	-	3.45	7.52	9.81
凝縮器	冷却水	-	-	清水	清水	ブライン
	冷却水 入口温度	tw1	°C	32	12.8	-5
	冷却水 出口温度	tw2	°C	34.5	15	-1.9
	冷却水 流量	qvw	m ³ /h	5.4	5.4	4.0
	凝縮熱量 ^{※1}	Φ _k	kW	15.3	13.3	13.1
蒸発器	チラー水	-	-	清水	清水	清水
	チラー水 入口温度	tc1	°C	12	12	12
	チラー水 出口温度	tc2	°C	7	7	7
	チラー水 流量	qvc	m ³ /h	1.94	1.94	1.94
	冷却能力	Φ _o	kW	11.3	11.3	11.3

※1. 凝縮熱量 Φ_k [kW] の設計条件は、必要凝縮熱量の 5°C の余裕を含める。

表 4.2.2 ブラインの物性値

項目	値	備考
名称	ナイブラインZ1	
主成分	エチレングリコール系	
濃度	46wt%	
凍結温度	-20°C	
密度	1060kg/m ³	46wt%, -5°Cの値
比熱	3.52kJ/(kg・K)	46wt%, -5°Cの値
熱伝導率	0.45W/(m・K)	46wt%, -5°Cの値
粘性率	0.007Pa・s	46wt%, -5°Cの値

(2) 試験用空調装置の試作機

試験用試作機の仕様表を表 4.2.3 に、写真を図 4.2.3 に示す。また、試作機の系統図を図 4.2.4 に示す。

表 4.2.3 試験用試作機の仕様表

項目		値	備考	
本体		チラーユニット		
外形寸法	幅 x 奥行き x 高さ	1900mmx1900mmx1185mm		
質量		約400kg		
冷媒		R404A 3.5kg		
塗装色		7.5BG7/2		
電源		440V 60Hz 3Ph		
冷却能力		11.3kW 凝縮温度:40°C/蒸発温度:2°C		
圧縮機	種類	半密閉型レシプロ式 インバータ搭載	Bock製	
	型式	HGX22e/125-4S		
	電動機	最大消費電力	4.3kW	
		定格電流	6.2A	
凝縮器	種類	シェルアンドチューブ式	潮冷熱製	
	伝熱管	種類	ローフィンチューブ	
		材質	アルミプラス	
		有効長 / 本数	700mm / 24本	
		伝熱面積	2.5m ²	
膨張弁	種類	電子膨張弁	アルコ製	
蒸発器	種類	プレート式	アルファラバル製	
	型式	CB30-70H-F		
	プレート	材質	SUS316	
		伝熱面積	2.0m ²	
	流体	清水 入口:12°C/出口:7°C		
必要流量 / 圧力損失	1.94m ³ /h / 約0.002MPa			
安全装置		高低圧圧力スイッチ		
		油圧保護スイッチ		
		凍結防止温度センサ		
		圧縮機保護装置		
		オイルサンプルヒータ		
		溶栓		

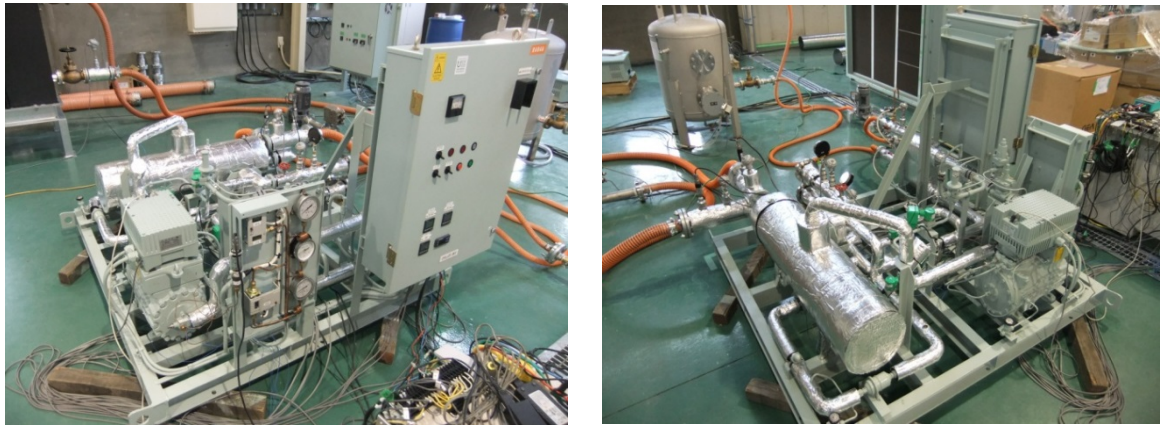


図 4.2.3 試験用試作機

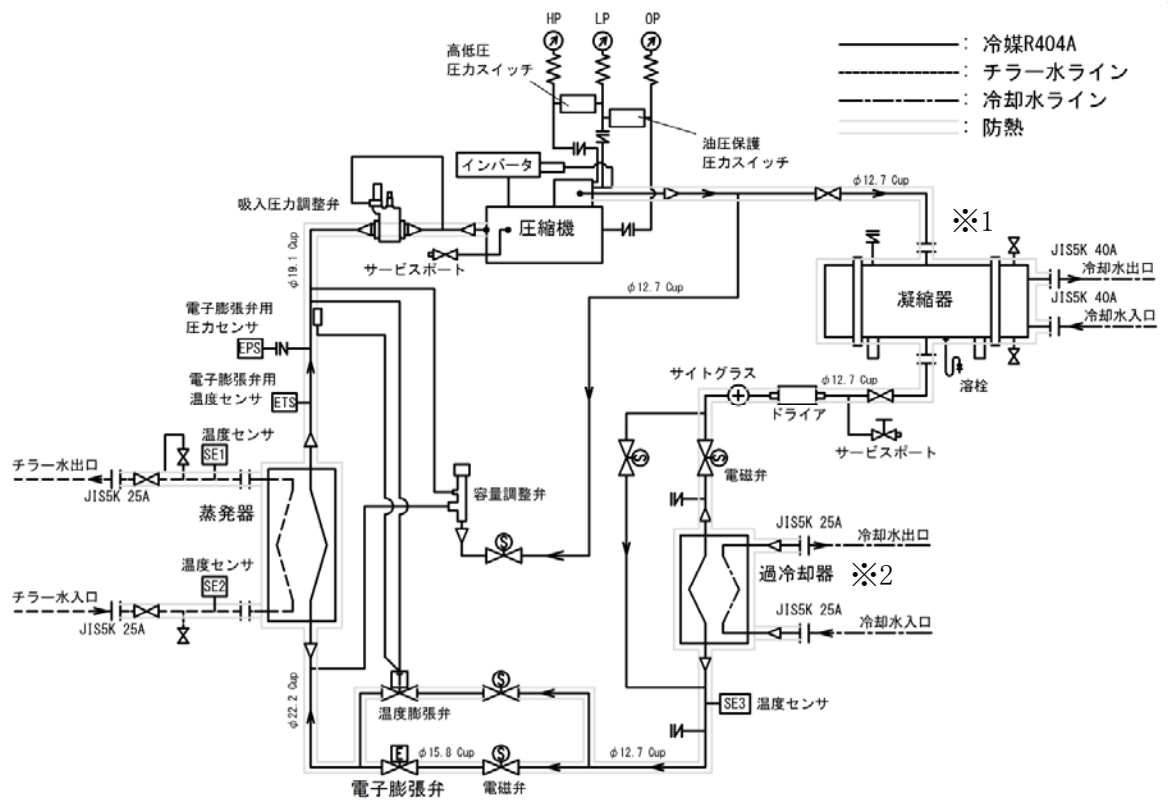


図 4.2.4 試験用試作機の系統図

※1 凝縮器

試験用試作機の凝縮器は、4.4 節で述べる低温凝縮器を使用する。

※2 過冷却器

凝縮器の下流側に、過冷却器を装備しているが、これは、4.3 節で述べる高過冷却冷凍サイクルで使用するものであり、一台の試作機で、低圧縮比冷凍サイクルと高過冷却サイクルの両方サイクルの試験がおこなえるように試作機的设计をおこなった。

4.2.3 低圧縮比冷凍サイクルの性能評価試験

(1) 試験設備

低圧縮比冷凍サイクルの試験設備の系統図を図 4.2.5、全体図を図 4.2.6、試験設備の構成要素を表 4.2.4 に示す。また、計測に使用した機器を表 4.2.5 に示す。

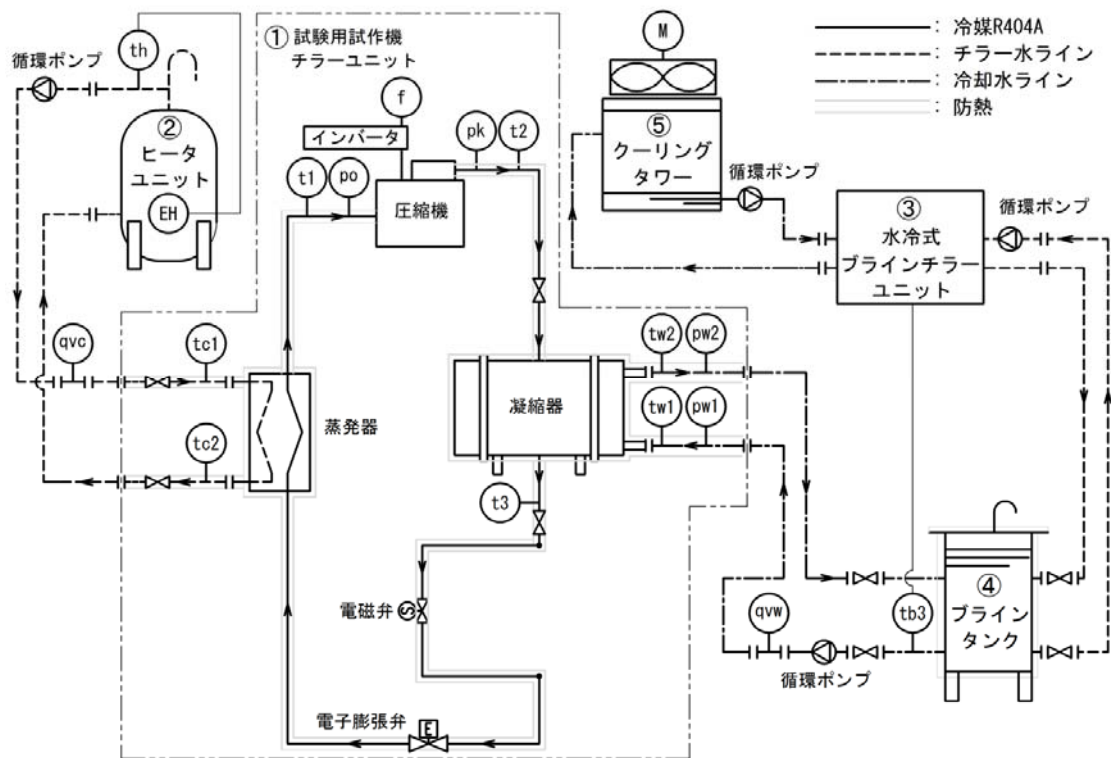


図 4.2.5 試験設備の系統図

表 4.2.4 試験設備の構成要素

番号	名称	機能
①	チラーユニット	試験用試作機
②	ヒータユニット	試験用試作機の蒸発器へ冷水（負荷）供給源 およびバッファタンク 容量：300L 電気ヒータ容量：20kW
③	水冷式 ブラインチラーユニット	試験用試作機への冷却水供給源 チラー水が清水の場合…冷却能力：約40kW チラー水がブラインの場合…冷却能力：約25kW
④	ブラインタンク	バッファタンク 容量：500L
⑤	クーリングタワー	試験用試作機とブラインチラーへの冷却水供給源

①の試験用試作機の蒸発器側のチラー水ラインに②ヒータユニットを接続し、蒸発器へ一定の温度の水を負荷として供給する。①の試験用試作機の凝縮器の冷却水ラインには、バッファタンクとして、④のブライントankを装備し、ブライントank内の水温を、③のブラインチラーユニットにより温度制御し、一定温度の水またはブラインを①の試験用試作機の凝縮器へ供給する。それぞれの流量調整は、配管ラインにある循環ポンプの回転数をインバータ制御しておこなう。

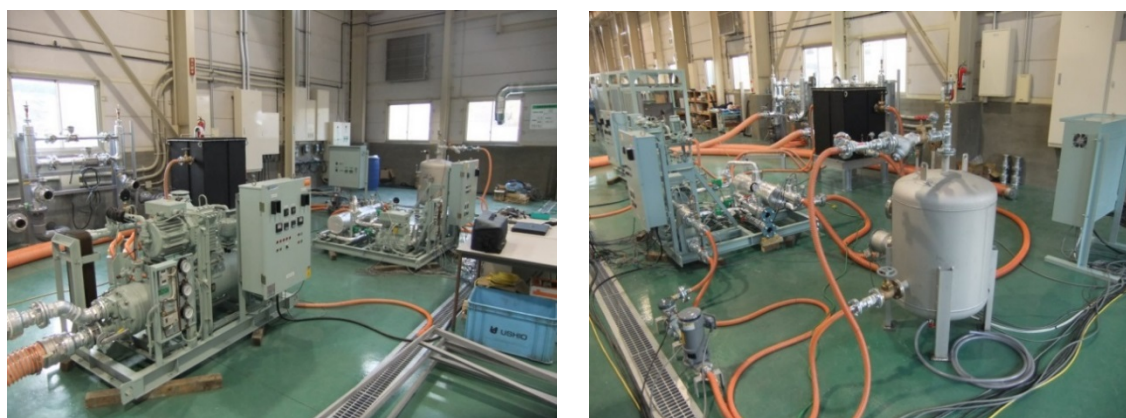


図 4.2.6 試験設備の全体図

表 4.2.5 計測器一覧

記号	測定項目	種類	メーカー	型式
pk	凝縮圧力(圧縮機吐出圧力)	圧力センサ	バルコム	VPRT
po	蒸発圧力(圧縮機吸込圧力)	圧力センサ	バルコム	VPRT
t1	圧縮機吸込ガス温度	K型熱電対	-	-
t2	圧縮機吐出ガス温度	K型熱電対	-	-
t3	凝縮器液出口温度	K型熱電対	-	-
f	圧縮機周波数	-	Bock	-
tc1	蒸発器チラー水 入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tc2	蒸発器チラー水 出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
qvc	蒸発器チラー水 流量	電磁流量計	東京計装	EGS
tw1	凝縮器冷却水 入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tw2	凝縮器冷却水 出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
qvw	凝縮器冷却水 流量	電磁流量計	アズビル	MGG11D
pw1	凝縮器冷却水 入口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
pw2	凝縮器冷却水 出口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ

(2) 試験結果と評価（凝縮器の冷却水として清水を使用した場合）

表 4.2.1 の A. 従来サイクルの設計条件の運転（測定値イ）と、凝縮器の冷却水量は固定して、冷却水入口温度を下げている、表 4.2.1 の B. 低圧縮比冷凍サイクルの条件である凝縮温度が 20℃ になるまでの運転（測定値ロ～ホ）をおこなった。結果、冷却水温度を 10.5℃ にしたところで凝縮温度が 20℃ となった。

凝縮器冷却水側、冷媒側、蒸発器チラー水側の測定結果を表 4.2.6 に示す。表中の冷却能力 Φ_o [kW] は、チラー水側で計算した交換熱量であり、チラー水の比熱を 4.2kJ/(kg・K)、密度を 1000kg/m³とした場合、式(4.2.9)で求められる。

$$\Phi_o = (tc1 - tc2) \times qvc \times 4.2 \times 1000 / 3600 \quad (4.2.9)$$

表 4.2.6 測定結果

項目	記号	単位	設計条件		測定値				備考		
			従来 サイクル	低圧縮比 冷凍 サイクル	従来 サイクル	低圧縮比冷凍サイクル					
			A	B	イ	ロ	ハ	ニ		ホ	
凝縮器 冷却水側	冷却水	-	-	清水							
	入口温度	tw1	℃	32.0	12.8	31.9	25.1	20.0	15.0	10.5	
	出口温度	tw2	℃	34.5	15.0	33.9	27.0	22.0	17.0	12.4	
	冷却水量	qv _w	m ³ /h	5.4	5.4	5.4	←	←	←	←	
冷媒側	凝縮圧力	pk	MPa (abs)	1.82	1.09	1.81	1.52	1.35	1.20	1.08	
	凝縮温度	tk	℃	40.0	20.0	39.8	32.7	28.2	23.8	19.8	
	蒸発圧力	po	MPa (abs)	0.64	0.64	0.62	0.64	0.64	0.64	0.64	
	蒸発温度	to	℃	2.0	2.0	1.2	1.8	1.9	1.9	1.9	
	吸込み ガス温度	t1	℃	10.0	10.0	9.2	9.6	9.6	9.6	9.6	
	吐出 ガス温度	t2	℃	60.3	37.8	62.2	52.6	47.5	42.1	37.6	
	液出口 温度	t3	℃	39.0	19.0	36.4	28.9	24.1	19.6	15.4	
	過冷却度	SC	K	1.0	1.0	3.4	3.8	4.0	4.2	4.4	式(3.2.3)
	過熱度	SH	K	8.0	8.0	8.0	7.7	7.7	7.7	7.7	式(3.2.5)
	圧縮比	CR	-	2.8	1.7	2.9	2.4	2.1	1.9	1.7	式(3.2.8)
周波数	f	Hz	60.0	43.0	60.0	52.0	48.8	46.3	43.8		
蒸発器 チラー水側	チラー水	-	-	清水							
	入口温度	tc1	℃	12.0	12.0	12.1	12.0	12.0	12.0	12.0	
	出口温度	tc2	℃	7.0	7.0	7.3	7.2	7.1	7.0	7.0	
	水量	qvc	m ³ /h	1.94	1.94	1.94	1.95	1.94	1.94	1.94	
冷却能力	Φ_o	kW	11.3	11.3	10.8	10.9	11.1	11.3	11.3	式(3.2.9)	

次に、冷媒側の測定結果から描ける冷凍サイクルを、p-h 線図上に示す(図 4.2.7)。また、描かれた冷凍サイクルの各ポイントのエンタルピ値を、表 4.2.7 に示す。

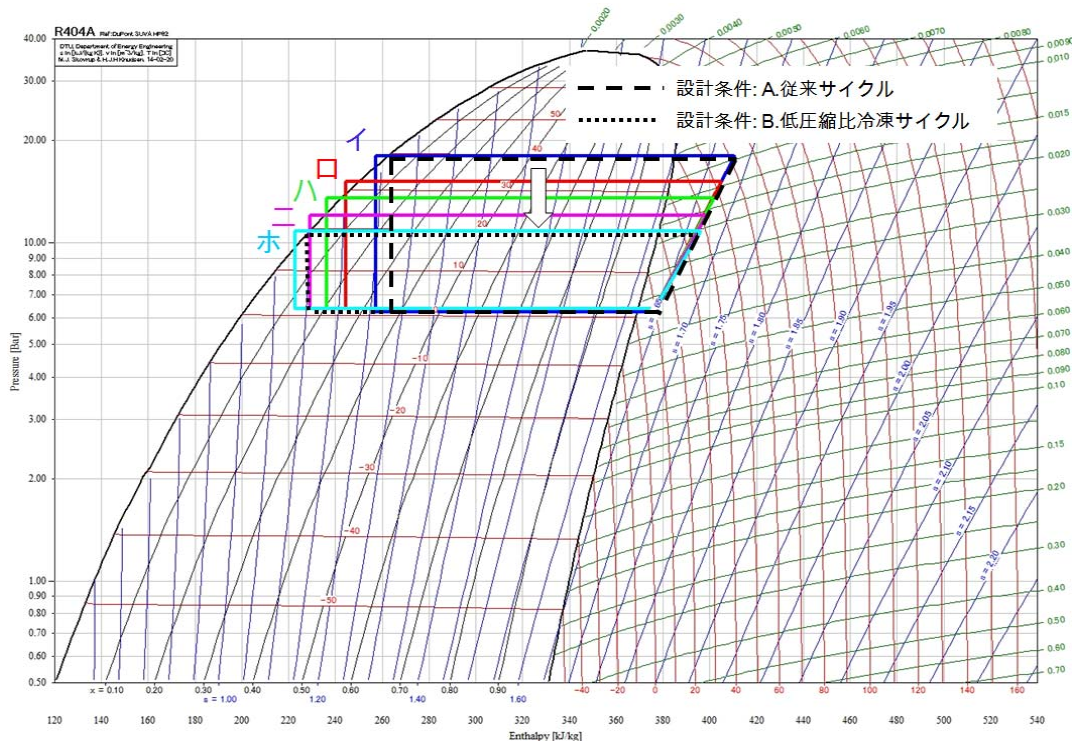


図 4.2.7 低圧縮比サイクルの測定結果(凝縮器冷却水：清水)

表 4.2.7 各ポイントにおけるエンタルピの読み取り値

項目	記号	単位	設計条件		測定値				
			従来 サイクル	低圧縮比 冷凍 サイクル	従来 サイクル	低圧縮比冷凍サイクル			
			A	B	イ	ロ	ハ	ニ	ホ
圧縮機吸込 =蒸発器出口 エンタルピ	h1	kJ/kg	376	376	376	376	376	376	376
圧縮機吐出 =凝縮器入口 エンタルピ	h2	kJ/kg	408	396	411	405	402	399	396
凝縮器出口 =蒸発器入口 エンタルピ	h3=h4	kJ/kg	262	228	257	244	236	229	223

測定結果の冷却能力 Φ_0 [kW] と蒸発器出入口のエンタルピ差 $h1 - h4$ [kJ/kg] から、式(4.2.4)より冷媒循環量 q_{mr} [kg/s] を求めることができる。求められた冷媒循環量をもとに算出した装置の圧縮動力 P [kW] と成績係数 COP を、表 4.2.8 に示す。横軸に圧縮比、縦軸に冷媒循環量、冷却能力、圧縮動力、成績係数をとったグラフをそれぞれ図 4.2.8～図 4.2.11 に示す。

表 4.2.8 低圧縮比冷凍サイクルにおける圧縮動力と成績係数

項目	記号	単位	設計条件		測定値					備考
			従来 サイクル	低圧縮比 冷凍 サイクル	従来 サイクル	低圧縮比冷凍サイクル				
			A	B	イ	ロ	ハ	ニ	ホ	
圧縮比	CR	-	2.8	1.7	2.9	2.4	2.1	1.9	1.7	式 (3.2.8)
冷却能力	Φ_o	kW	11.3	11.3	10.9	11.1	11.2	11.4	11.5	式 (3.2.9)
冷媒循環量	qmr	kg/s	0.099	0.076	0.091	0.084	0.080	0.078	0.075	式 (3.2.4)
圧縮動力	P	kW	3.3	1.5	3.2	2.4	2.0	1.7	1.5	式 (3.2.1)
圧縮動力 従来比	-	-	1.0	0.45	0.97	0.72	0.61	0.52	0.45	
成績係数	COP	-	3.5	7.5	3.5	4.7	5.5	6.6	7.8	式 (3.2.7)
成績係数 従来比	-	-	1.0	2.1	1.0	1.4	1.6	1.9	2.3	

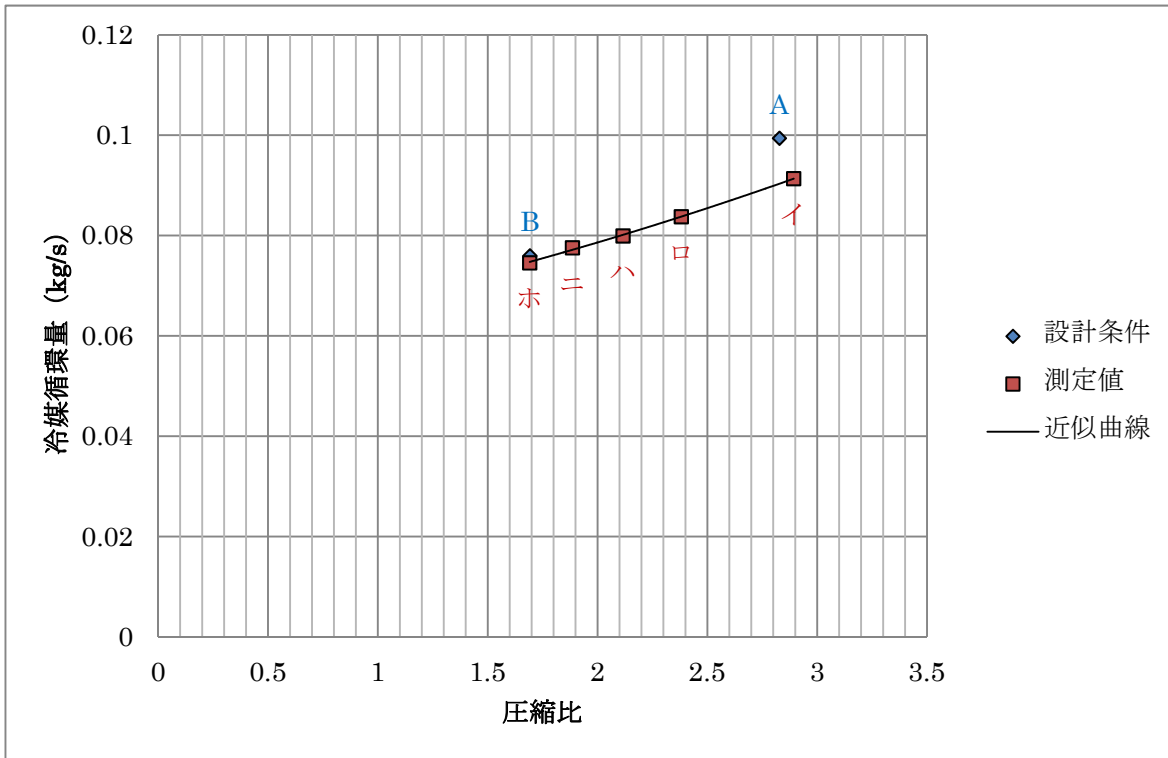


図 4.2.8 圧縮比と冷媒循環量の関係 (凝縮器冷却水: 清水)

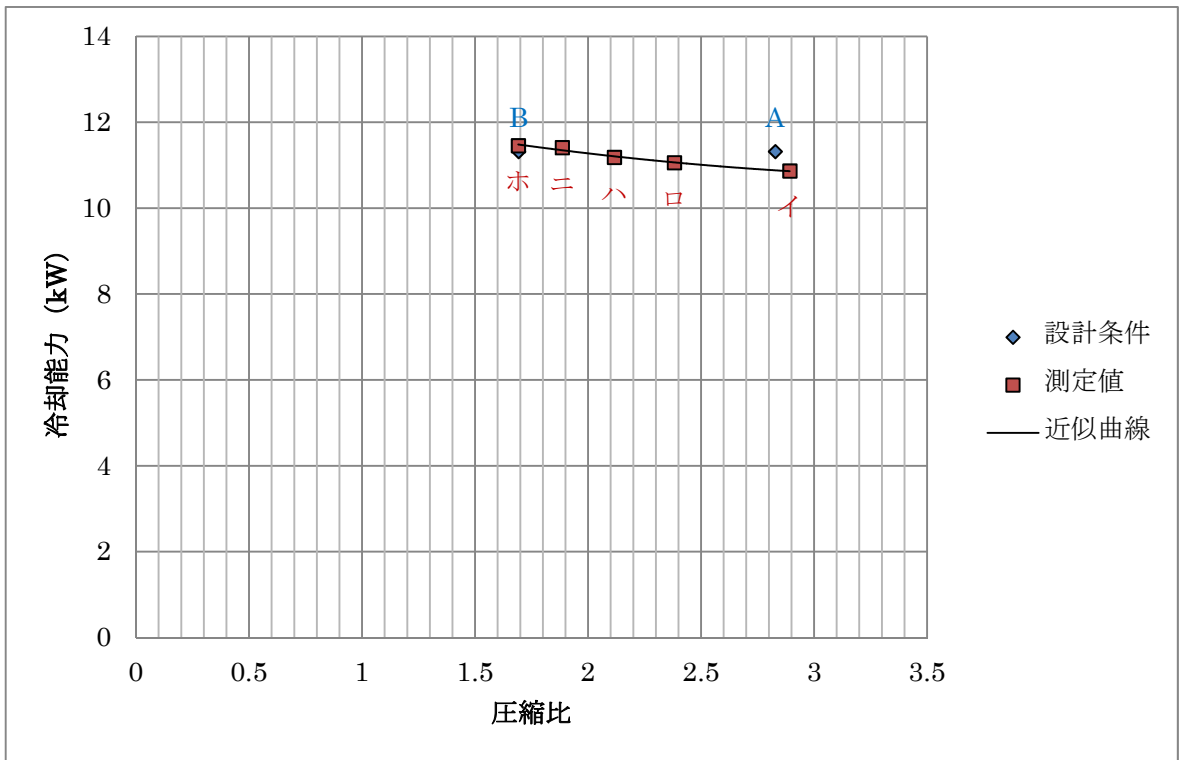


図 4.2.9 圧縮比と冷却能力の関係 (凝縮器冷却水: 清水)

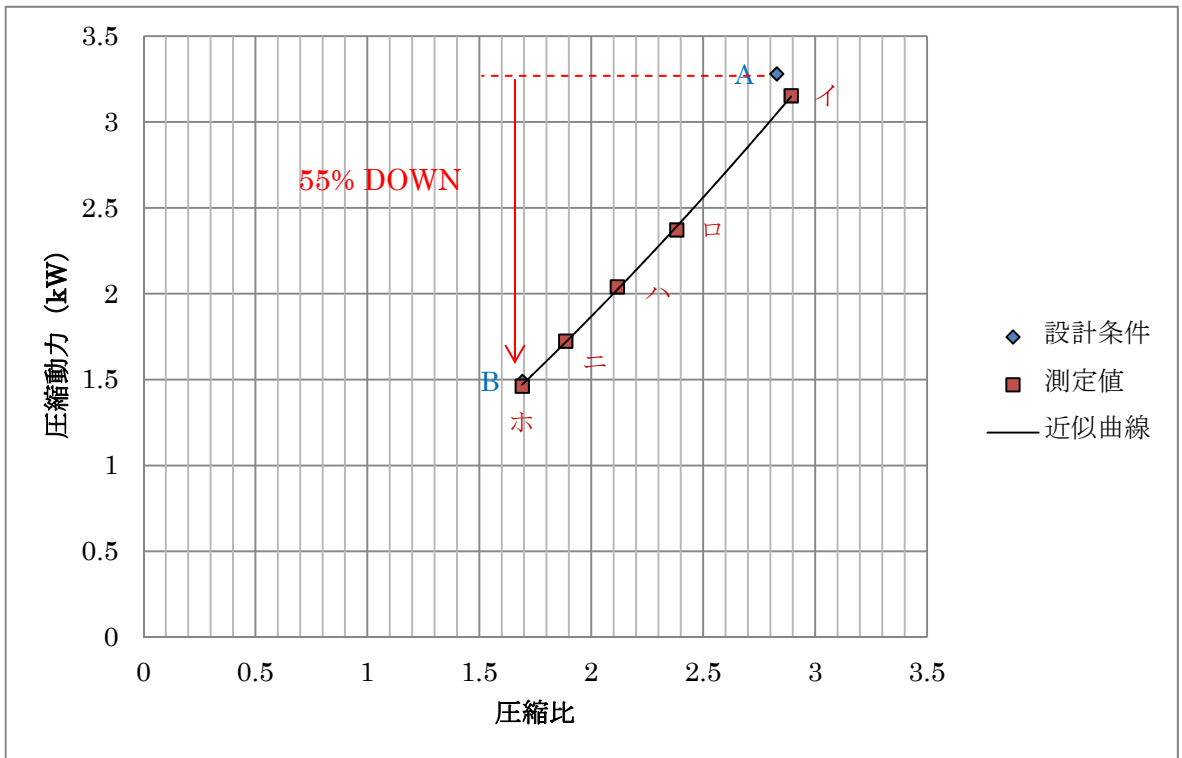


図 4.2.10 圧縮比と圧縮動力の関係 (凝縮器冷却水: 清水)

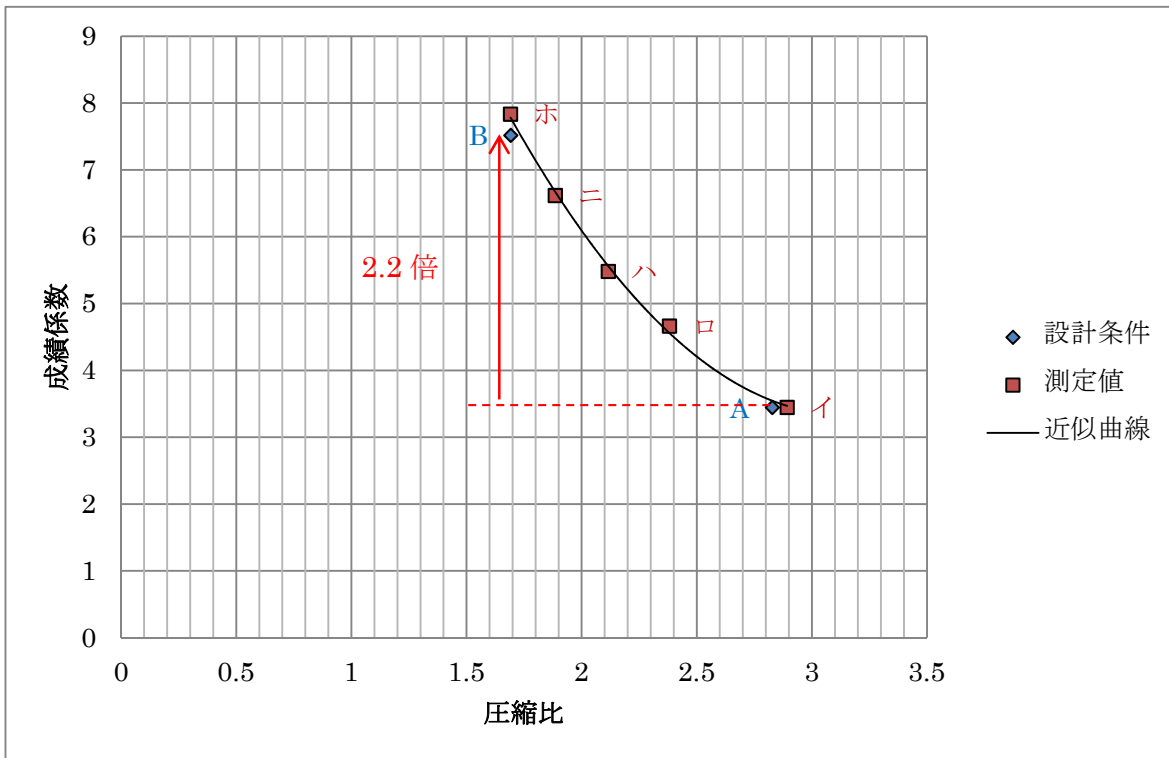


図 4.2.11 圧縮比と成績係数の関係（凝縮器冷却水：清水）

測定結果より、低圧縮比冷凍サイクルにおいては、圧縮機のインバータ制御により、蒸発圧力は一定に保たれ、必要冷却能力を維持したまま、圧縮比が下がるにつれて、冷媒の循環量が低下する理想的な運転となった。結果的に、測定値ホ（凝縮温度 20℃、圧縮比 1.7）で、圧縮機の動力は従来比で 55% 削減され、装置の効率を表す成績係数 COP は、大幅に向上し、従来比で 2.2 倍となった。

凝縮温度 20℃ 以下の運転結果は、以下の凝縮器の冷却水としてブラインを使用した場合で述べる。

(3) 試験結果と評価（凝縮器の冷却水としてブラインを使用した場合）

表 4.2.1 の C. 低圧縮比冷凍サイクルの設計条件での運転（測定値イ）と、凝縮器冷却水の入口温度は -5°C に固定して、冷却水量を増やしながら、装置の最大効率と運転限界を探る運転（測定値ロ～ニ）をおこなった。

凝縮器冷却水側、冷媒側、蒸発器チラー水側の測定結果を表 4.2.9 に示す。

表 4.2.9 測定結果

項目	記号	単位	設計条件		測定値				備考	
			従来 サイクル	低圧縮比 冷凍 サイクル	低圧縮比冷凍サイクル					
			A	C	イ	ロ	ハ	ニ		
凝縮器 冷却水側	冷却水	-	-	清水	ブライン					
	入口温度	tw1	$^{\circ}\text{C}$	32.0	-5.0	-5.0	-4.9	-4.9	-5.2	
	出口温度	tw2	$^{\circ}\text{C}$	34.5	-1.9	-2.2	-2.6	-2.9	-3.7	
	冷却水量	qvW	m^3/h	5.4	4.0	4.0	5.0	5.5	6.0	
冷媒側	凝縮圧力	pk	MPa (abs)	1.82	0.95	0.93	0.86	0.83	0.74	
	凝縮温度	tk	$^{\circ}\text{C}$	40.0	15.0	14.5	11.8	10.6	6.6	
	蒸発圧力	po	MPa (abs)	0.64	0.64	0.64	0.64	0.64	0.64	
	蒸発温度	to	$^{\circ}\text{C}$	2.0	2.0	1.8	1.8	1.8	1.8	
	吸込み ガス温度	t1	$^{\circ}\text{C}$	10.0	10.0	10.5	10.5	10.5	11.1	
	吐出 ガス温度	t2	$^{\circ}\text{C}$	60.3	32.2	31.4	28.5	26.7	22.3	
	液出口 温度	t3	$^{\circ}\text{C}$	39.0	14.0	8.9	6.0	4.9	2.1	
	過冷却度	SC	K	1.0	1.0	5.6	5.8	5.7	4.5	式(3.2.3)
	過熱度	SH	K	8.0	8.0	8.8	8.7	8.7	9.4	式(3.2.5)
	圧縮比	CR	-	2.8	1.5	1.5	1.4	1.3	1.2	式(3.2.8)
周波数	f	Hz	60.0	40.0	40.6	39.2	38.5	29.7		
蒸発器 チラー水側	チラー水	-	-	清水						
	入口温度	tc1	$^{\circ}\text{C}$	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	
	出口温度	tc2	$^{\circ}\text{C}$	7.0	7.0	6.9	6.9	6.9	7.9	
	水量	qvc	m^3/h	1.94	1.94	1.94	1.96	1.94	1.94	
冷却能力	Φ_o	kW	11.3	11.3	11.6	11.6	11.6	9.4	式(3.2.9)	

次に、冷媒側の測定結果から描ける冷凍サイクルを、p-h 線図上に示す(図 4.2.12)。また、描かれた冷凍サイクルの各ポイントのエンタルピ値を、表 4.2.10 に示す。

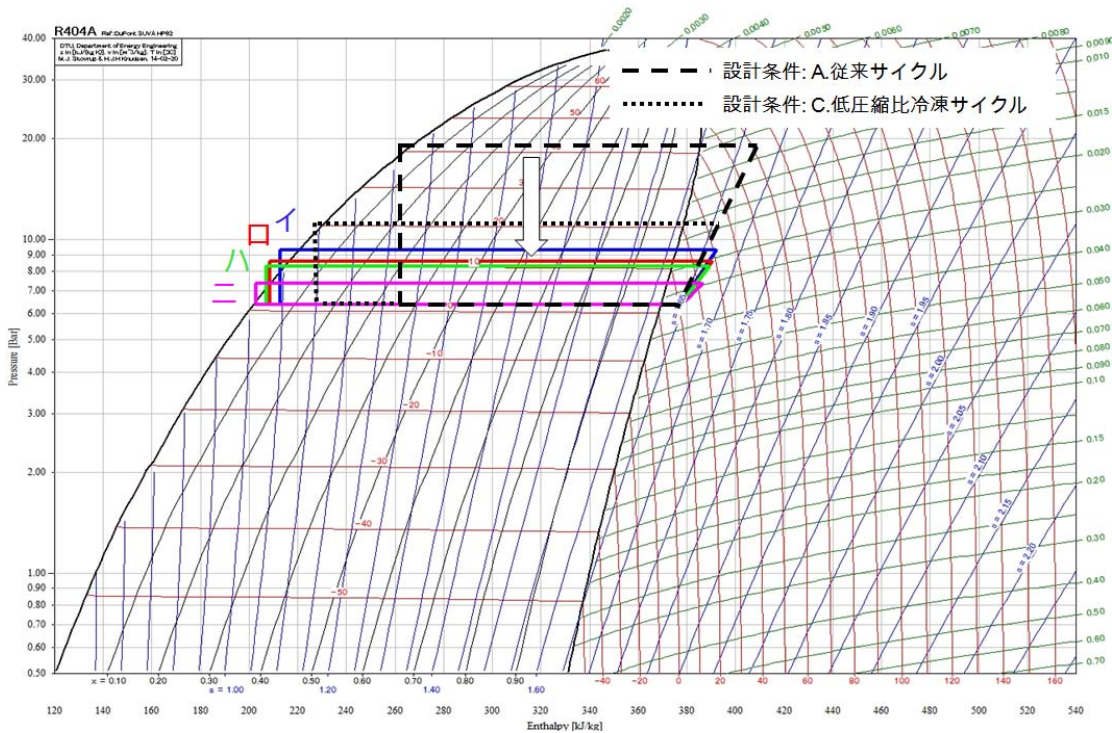


図 4.2.12 低圧縮比冷凍サイクルの測定結果(凝縮器冷却水：ブライン)

表 4.2.10 各ポイントにおけるエンタルピの読み取り値

項目	記号	単位	設計条件		測定値			
			従来 サイクル	低圧縮比 冷凍 サイクル	低圧縮比冷凍サイクル			
			A	C	イ	ロ	ハ	ニ
圧縮機吸込 =蒸発器出口 エンタルピ	h1	kJ/kg	376	376	377	377	377	378
圧縮機吐出 =凝縮器入口 エンタルピ	h2	kJ/kg	408	393	392	390	389	386
凝縮器出口 =蒸発器入口 エンタルピ	h3=h4	kJ/kg	262	220	213	209	207	203

測定結果の冷却能力 Φ_o [kW] と蒸発器出入口のエンタルピ差 $h1 - h4$ [kJ/kg] から、式(4.2.4)より冷媒循環量 q_{mr} [kg/s] を求めることができる。求められた冷媒循環量をもとに算出した装置の圧縮動力 P [kW] と成績係数 COP を表 4.2.11 に示す。横軸に圧縮比、縦軸に冷媒循環量、冷却能力、圧縮動力、成績係数をとったグラフをそれぞれ図 4.2.13～図 4.2.16 に示す。

表 4.2.11 低圧縮比冷凍サイクルにおける圧縮動力と成績係数

項目	記号	単位	設計条件		測定値				備考
			従来 サイクル	低圧縮比 冷凍 サイクル	低圧縮比冷凍サイクル				
			A	C	イ	ロ	ハ	ニ	
圧縮比	CR	-	2.8	1.5	1.5	1.4	1.3	1.2	式 (3.2.8)
冷却能力	Φ_o	kW	11.3	11.3	11.6	11.6	11.6	9.4	式 (3.2.9)
冷媒循環量	qmr	kg/s	0.099	0.072	0.071	0.069	0.068	0.054	式 (3.2.4)
圧縮動力	P	kW	3.3	1.2	1.1	0.9	0.8	(0.5)	式 (3.2.1)
圧縮動力 従来比	-	-	1.0	0.36	0.32	0.28	0.25	-	
成績係数	COP	-	3.5	9.8	11.0	12.7	14.2	(20.1)	式 (3.2.7)
成績係数 従来比	-	-	1.0	2.8	3.2	3.7	4.1	-	

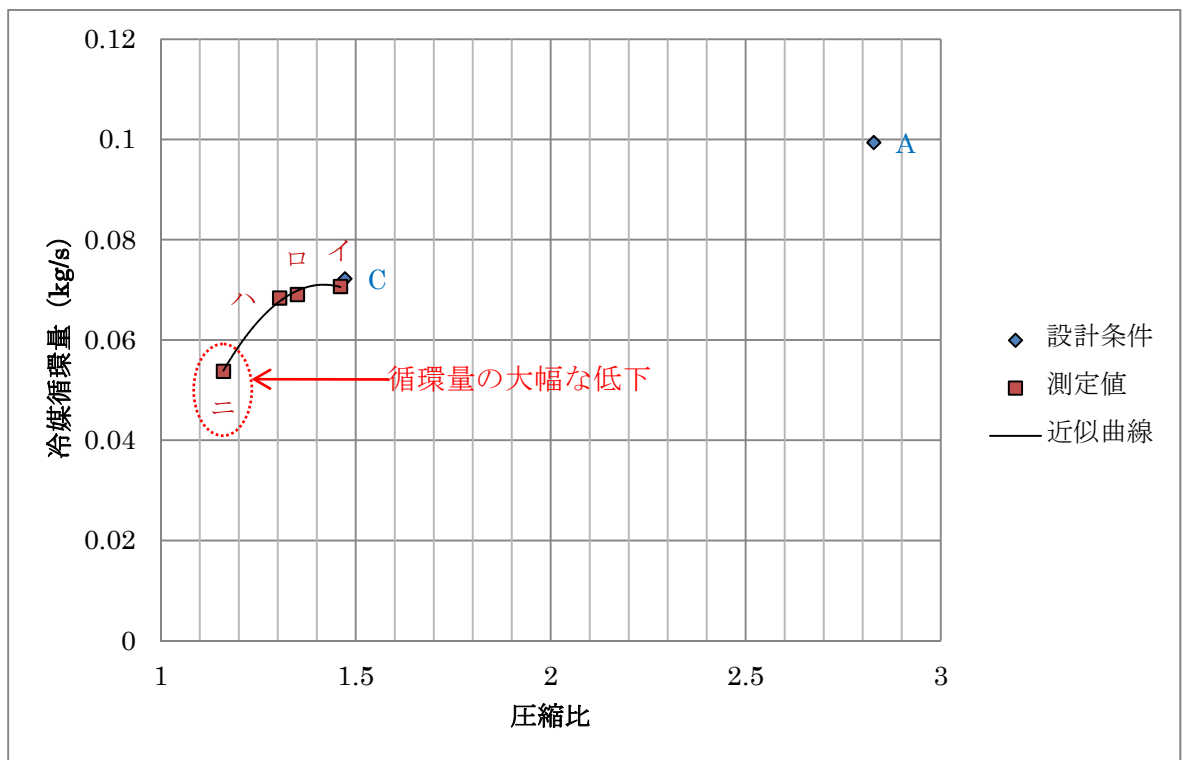


図 4.2.13 圧縮比と冷媒循環量の関係 (凝縮器冷却水: ブライン)

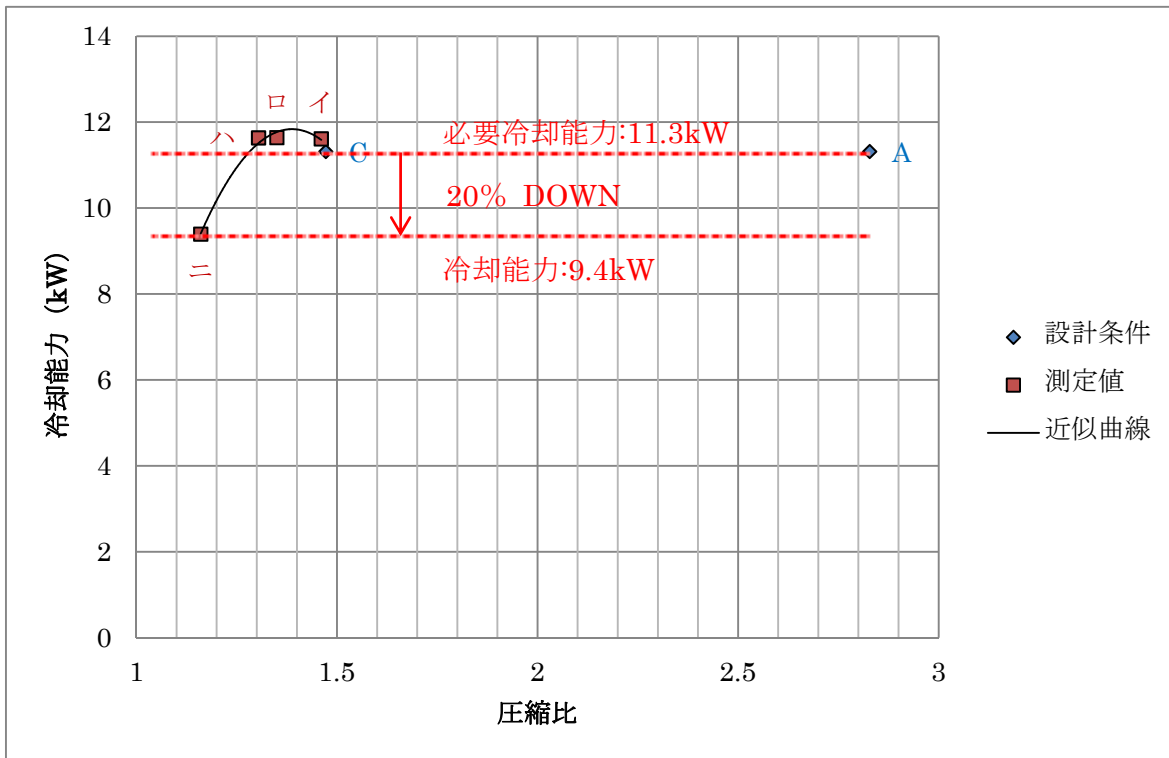


図 4.2.14 圧縮比と冷却能力の関係 (凝縮器冷却水: ブライン)

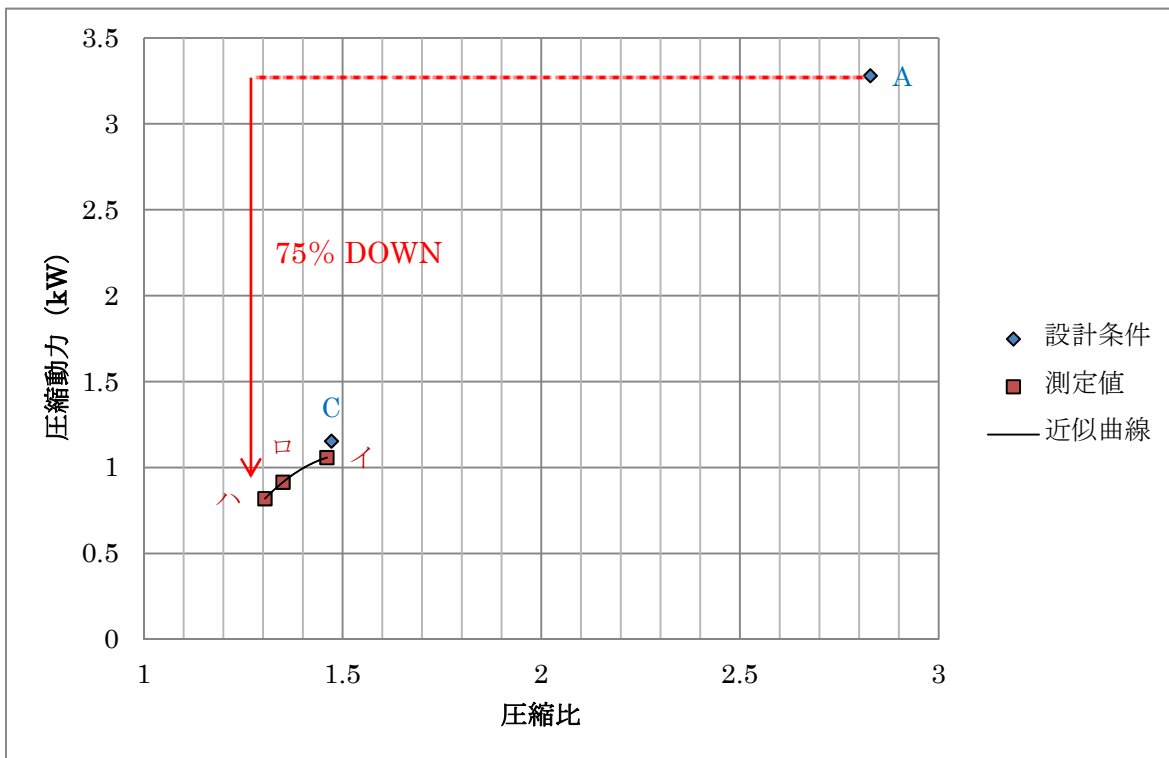


図 4.2.15 圧縮比と圧縮動力の関係 (凝縮器冷却水: ブライン)

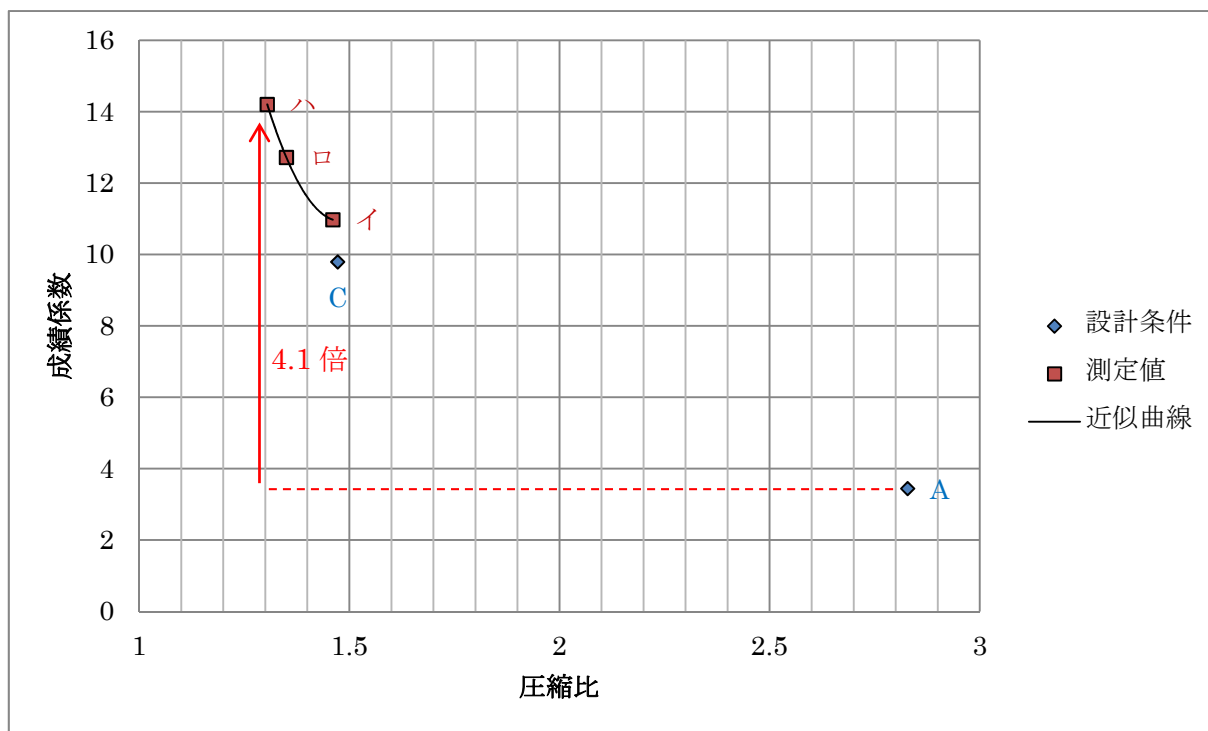


図 4.2.16 圧縮比と成績係数の関係（凝縮器冷却水：ブライン）

測定結果より、凝縮器の冷却水に低温のブライン -5°C を使用し、さらに凝縮温度を下げて、圧縮比を小さくしていくことで、測定値ハ(凝縮温度 10.6°C 、圧縮比 1.3)で、圧縮機の動力は従来比で 75% 削減され、装置の効率を表す成績係数 COP は、さらに向上し、従来比で 4.1 倍となった。

運転限界については、測定ニ(凝縮温度 6.6°C 、圧縮比 1.2)で、冷却能力が、必要冷却能力より、20% 低下した。これは、圧縮機の冷媒の循環量が大幅に低下したことが原因であると考えられる。よって、測定値ハ(凝縮温度 10.6°C 、圧縮比 1.3)が、低圧縮比冷凍サイクルの運転限界である。

4.2.4 低圧縮比冷凍サイクルの試験用空調装置の試作のまとめ

試験用空調装置の試作機として、チラーユニットを製作し、低圧縮比冷凍サイクルでの運転状態の確認、および従来サイクルに対する動力の削減率を検証した。低圧縮比冷凍サイクルの運転では、インバータによる圧縮機の回転数の制御をおこない、必要冷却能力を維持したまま、圧縮比が下がるにつれて、冷媒の循環量が低下していく理想的な運転となった。凝縮器の冷却水に低温のブライン -5°C を使用することで、圧縮比を 1.3 にまで下げることができ、圧縮機の動力は従来比で 75% の削減、装置の効率を表す成績係数 COP は、従来比で 4.1 倍となった。

4.3 低温熱源利用の冷媒過冷却器の試作

従来の海水冷却の凝縮器の後段に設置する、LNG からの回収冷熱を利用した過冷却器の構造、材料、回収冷熱による過冷却操作の方法、過冷却度の制御方法等を明確にした後、過冷却器の設計・試作を行う。また、従来の空調装置に試作した冷媒過冷却器を組み込み、運転試験を行い、設計した冷媒過冷却器の性能評価および過冷却の制御についての検証を行い、低温熱源を利用した場合の冷媒過冷却器の設計技術を確立する。

(1) 記号と添字

本節で記載している記号、および添字について以下に説明する。

記号一覧

COP	成績係数	—	qv	体積流量	m ³ /h
CR	圧縮比	—	SC	過冷却度	K
f	周波数	Hz	SH	過熱度	K
h	エンタルピ	kJ/kg	t	温度	°C
P	圧縮動力	kW	tk	凝縮温度	°C
p	圧力	MPa(abs)	to	蒸発温度	°C
pk	凝縮圧力	MPa(abs)	Φo	冷却能力	kW
po	蒸発圧力	MPa(abs)	Φk	凝縮熱量	kW
qmr	冷媒循環量	kg/s			

添字

c	蒸発器チラー水	s	過冷却器冷却水
r	冷媒	w	凝縮器冷却水

4.3.1 冷媒過冷却器による高過冷却冷凍システムの設計

(1) 冷媒過冷却器と高過冷却冷凍サイクルの狙い

従来の冷凍サイクルと低温熱源利用の冷媒過冷却器による高過冷却冷凍サイクルを、p-h 線図上に示す(図 4.3.1)。現状の船舶における冷媒 R404A の一般的な空調装置の冷凍サイクルの説明については、4.2.1 節を参照とする。

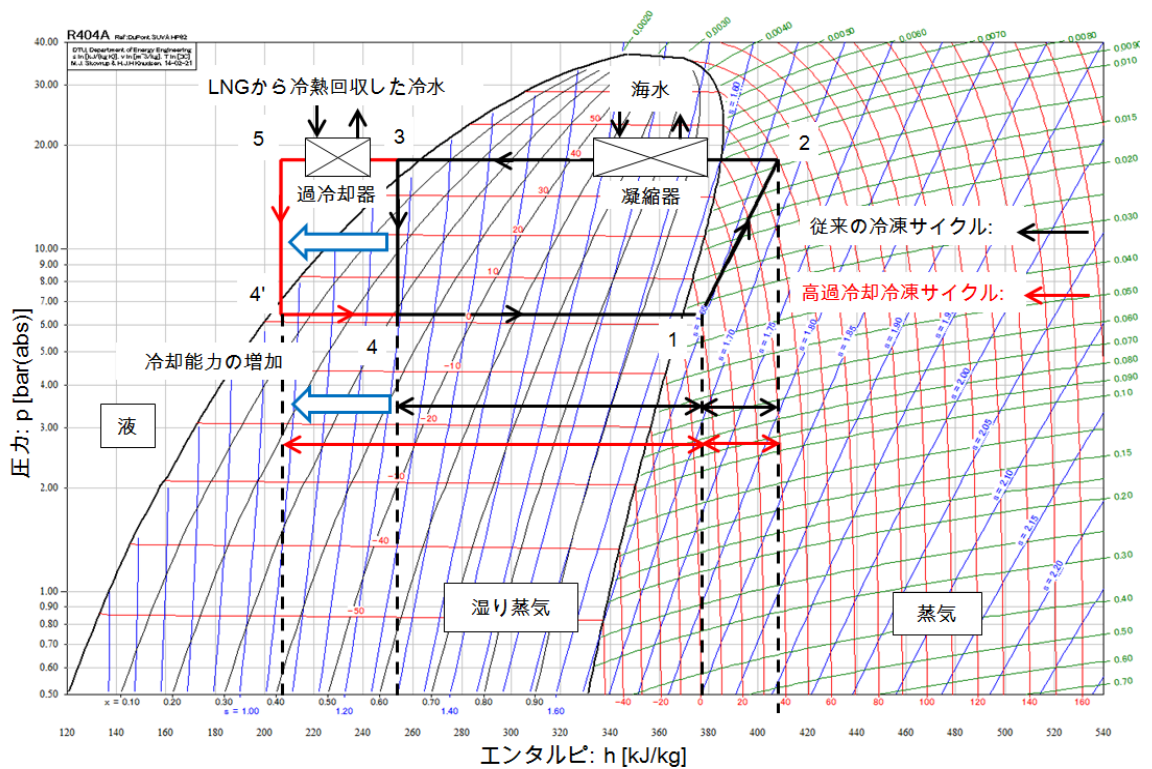


図 4. 3. 1 従来の冷凍サイクルと高過冷却冷凍サイクルの比較

従来のサイクル(1-2-3-4)では、凝縮器から出た点 3 の冷媒液は、膨張弁に入り、点 4 の状態まで減圧され、蒸発器に入る。一方、高過冷却冷凍サイクルは、凝縮器の下流側に過冷却器を装備し、LNG から冷熱回収した低温の冷水を利用することで、凝縮器から出た点 3 の状態の冷媒液を点 5 の状態まで冷却する。点 3 と点 5 のエンタルピー差が冷媒を過冷却するのに必要なエネルギーを表しており、過冷却熱量 Φ_s (kW) は、式(4. 3. 1)で求められる。

$$\Phi_s = qmr \times (h_3 - h_5) \quad (4. 3. 1)$$

過冷却度 SC [K] は、過冷却度は点 3 の状態よりも過冷却度の大きな点 5 の状態になり、式(4. 3. 2)で求められる

$$SC = t_k - t_5 \quad (4. 3. 2)$$

過冷却器を出た点 5 の状態の冷媒液は、膨張弁に入り、点 4' の状態まで減圧され、蒸発器に入り、点 1 の状態まで蒸発される。高過冷却サイクル(1-2-3-5-4')では、従来サイクルに比べて、冷却能力は増加し、システムの高効率化が可能となる。

(2) 高過冷却冷凍サイクルに必要な機能

高過冷却冷凍サイクルにより、冷媒の蒸発過程におけるエンタルピー差は増加するが、冷媒の循環量は圧縮機の回転数に比例するため、圧縮機を一定の回転数で運転した場合、式(4.2.4)により、必要冷却能力よりも冷却能力が過大となる。能力過大分は、冷媒の循環量を減らすことができるため、インバータによる圧縮機の回転数制御により、冷媒の循環量の制御をおこなう。インバータは、冷媒の蒸発圧力を検知して、蒸発圧力が一定になるように、回転数制御＝冷媒の循環量の制御をおこなう。

4.3.2 冷媒過冷却器を含む高過冷却冷凍サイクルの試験用空調装置の試作

(1) 設計条件

高過冷却冷凍サイクルの試験用空調装置の試作機は、低圧縮比冷凍サイクルで製作した試作機(チラーユニット)と共通とし、一台の試作機で各サイクルの運転がおこなえるように設計をおこなった。よって、従来サイクルの設計条件は、低圧縮比冷凍サイクルの従来サイクルと同様である。過冷却器の冷却水には、ブラインを使用し、過冷却度が 35K 取れるように設計をおこなった。過冷却度を 35K とした理由は、仮に、凝縮温度 40°C で、過冷却度 40K とした場合、冷媒液側がマイナスの温度域となり、蒸発器内のチラー水が凍結する恐れがあるためである。高過冷却冷凍サイクルの試作機の設計条件を表 4.3.1 に示す。また、今回使用したブラインの物性値は、表 4.2.2 に示す。

表 4.3.1 設計条件

機器	要目	記号	単位	A. 従来 サイクル	B. 高過冷却 冷凍サイクル
共通	冷媒	-	-	R404A	R404A
圧縮機	蒸発温度	t _o	°C	2	2
	蒸発圧力	p _o	MPa (abs)	0.64	0.64
	凝縮温度	t _k	°C	40	40
	凝縮圧力	p _k	MPa (abs)	1.82	1.82
	過熱度	SH	K	8	8
	過冷却度	SC	K	1	35
	圧縮比	CR	-	2.8	2.8
	周波数	f	Hz	60	40
	圧縮動力	P	kW	3.3	2.2
	成績係数	COP	-	3.45	5.19
凝縮器	冷却水	-	-	清水	清水
	冷却水入口温度	t _{w1}	°C	32	32
	冷却水出口温度	t _{w2}	°C	34.5	35.8
	冷却水流量	q _{vw}	m ³ /h	5.4	2.4
	凝縮熱量 ※1	Φ _k	kW	15.3	10.4
過冷却器	冷却水	-	-	-	ブライン
	冷却水入口温度	t _{s1}	°C	-	-5
	冷却水出口温度	t _{s2}	°C	-	0
	チラー水流量	q _{vs}	m ³ /h	-	0.7
	交換熱量	Φ _s	kW	-	3.6
蒸発器	チラー水	-	-	清水	清水
	チラー水入口温度	t _{c1}	°C	12	12
	チラー水出口温度	t _{c2}	°C	7	7
	チラー水流量	q _{vc}	m ³ /h	1.94	1.94
	冷却能力	Φ _o	kW	11.3	11.3

※1. 凝縮熱量 Φ_k [kW] の設計条件は、必要凝縮熱量の 5% の余裕を含める。

(2) 試験用空調装置の試作機

試験用空調装置の仕様表、写真、系統図は、低圧縮比サイクルの試作機と共通となるため、前節の表 4.2.3、図 4.2.3、図 4.2.4 を参照とする。

(3) 冷媒過冷却器の構造

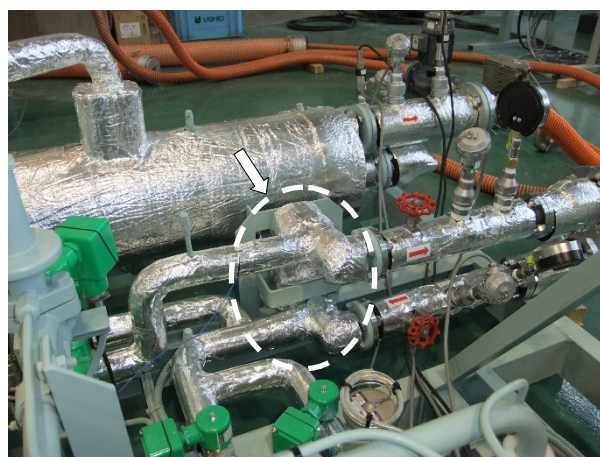
今回使用した冷媒過冷却器の構造を表 4.3.2、写真を図 4.3.2 に示す。今回の過冷却器の必要交換熱量は、3.6kW と小容量であるため、小容量でも対応可能なプレート式熱交換器を採用した。大気からの侵入熱をできるだけ小さくするため、試験時には防熱施工をおこなった。

表 4.3.2 冷媒過冷却器の構造

項目		値
メーカー		アルファラバル
種類		プレート式
型式		ACH16-14H-F
外形寸法	幅×奥行き×高さ	74mm×59mm×210mm
質量		1.1kg
プレート	材質	SUS316
	枚数	14枚
	伝熱面積	0.17m ²



防熱施工前



防熱施工後 試験用試作機搭載

図 4.3.2 冷媒過冷却器

4.3.3 高過冷却冷凍サイクルの性能評価試験

(1) 試験設備

高過冷却冷凍サイクルの試験設備の系統図を図 4.3.3、また、計測に使用した機器を、表 4.3.3 に示す。（試験設備の全体図と構成要素は、低圧縮冷凍サイクル共通のため、前節の表 4.2.4 を参照とする。）

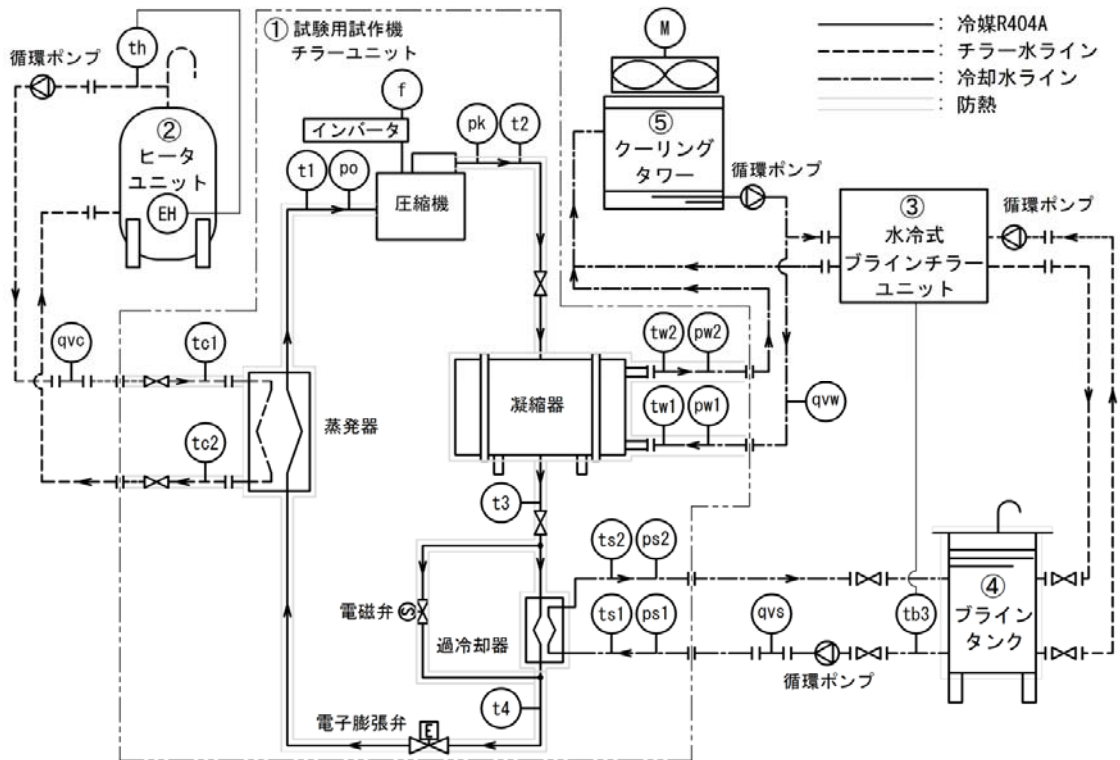


図 4.3.3 試験用試作機の系統図

①の試験用試作機の蒸発器側のチラー水ラインに②のヒータユニットを接続し、蒸発器へ一定の温度の水を負荷として供給する。①の試験用試作機の過冷却器の冷却水ラインには、バッファタンクとして、④のブライントankを装備し、ブライントank内の水温を、③のブラインチラーにより温度制御し、一定の温度のブラインを①の試験用試作機の過冷却器へ供給する。①の試験用試作機の凝縮器側の冷却水は、⑤のクーリングタワーから冷却水を供給する。それぞれの流量調整は、配管ラインにある循環ポンプの回転数をインバータ制御しておこなう。

表 4.3.3 計測器一覧

記号	測定項目	種類	メーカー	型式
pk	凝縮圧力(圧縮機吐出圧力)	圧力センサ	バルコム	VPRT
po	蒸発圧力(圧縮機吸込圧力)	圧力センサ	バルコム	VPRT
t1	圧縮機吸込ガス温度	K型熱電対	-	-
t2	圧縮機吐出ガス温度	K型熱電対	-	-
t3	凝縮器液出口温度	K型熱電対	-	-
t4	過冷却器液出口温度	Pt100	東邦電子	M1PTA48
f	圧縮機周波数	-	Bock	-
tc1	蒸発器チラー水 入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tc2	蒸発器チラー水 出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
qvc	蒸発器チラー水 流量	電磁流量計	東京計装	EGS
tw1	凝縮器冷却水 入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
tw2	凝縮器冷却水 出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
qvw	凝縮器冷却水 流量	電磁流量計	東京計装	EGS
pw1	凝縮器冷却水 入口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
pw2	凝縮器冷却水 出口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
ts1	過冷却器冷却水 入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
ts2	過冷却器冷却水 出口温度	Pt100	東邦電子	KS3
qvs	過冷却器冷却水 流量	電磁流量計	アズビル	MGG11D
ps1	過冷却器冷却水 入口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
ps2	過冷却器冷却水 出口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ

(2) 試験結果と評価

表 4.3.1 の A. 従来サイクルの運転（測定値イ）と、過冷却器の冷却水入口温度を下げていきながら、表 4.3.1 の B. 高過冷却冷凍サイクルの条件である過冷却度 35K になるまでの運転（測定値ロ～へ）をおこなった。冷却水温度が 10℃ 以上の場合は清水を使用し、10℃ 以下の場合にはブラインを使用した。結果、冷却水温度を 0℃ にしたところで過冷却度が 35K となった。

冷媒側、過冷却器冷却水側、蒸発器チラー水側の測定結果を表 4.3.4 に示す。

表 4.3.4 測定結果

項目	記号	単位	設計条件		測定値						備考	
			従来 サイクル	高過冷却 サイクル	従来 サイクル	高過冷却冷凍サイクル						
			A	B	イ	ロ	ハ	ニ	ホ	ヘ		
冷媒側	凝縮圧力	pk	MPa (abs)	1.8	←	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	
	凝縮温度	tk	°C	40.0	←	39.8	40.2	40.0	40.0	40.0	40.0	
	蒸発圧力	po	MPa (abs)	0.64	←	0.62	0.64	0.64	0.64	0.64	0.64	
	蒸発温度	to	°C	2.0	←	1.2	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	
	吸込み ガス温度	t1	°C	10.0	←	9.2	9.0	9.0	8.9	8.7	8.8	
	吐出 ガス温度	t2	°C	60.3	←	62.2	60.6	60.5	60.6	60.6	60.6	
	凝縮器 液出口温度	t3	°C	39.0	←	36.4	36.7	36.8	37.1	37.0	37.3	
	過冷却器 液出口温度	t5	°C	—	5.0	—	20.9	16.3	12.0	8.4	3.8	
	過冷却度	SC	K	1.0	35.0	3.4	19.3	23.7	28.0	31.6	36.2	式(3.2.3)
	過熱度	SH	K	8.0	←	8.0	7.2	7.1	7.2	6.9	7.0	式(3.2.5)
	周波数	f	Hz	60.0	40.0	60.0	49.6	48.5	47.5	47.6	45.5	
過冷却器 冷却水側	冷却水			—	清水	—	清水	ブライン				
	入口温度	ts1	°C	—	-5.0	—	20.0	14.9	10.1	5.0	0.0	
	出口温度	ts2	°C	—	0.0	—	22.4	17.7	13.4	9.0	6.6	
	水量	qvs	m ³ /h	—	0.7	—	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	
蒸発器 チラー水側	チラー水			清水								
	入口温度	tc1	°C	12.0	←	12.1	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	
	出口温度	tc2	°C	7.0	←	7.3	7.1	7.0	6.9	6.7	6.7	
	水量	qvc	m ³ /h	1.94	←	1.94	1.97	1.97	1.95	1.96	1.95	
	冷却能力	Φo	kW	11.3	←	10.8	11.2	11.5	11.6	12.1	12.0	式(3.2.9)

次に、冷媒側の測定結果から描ける冷凍サイクルを、p-h 線図上に示す(図 4.3.4)。また、描かれた冷凍サイクルの各ポイントのエンタルピ値を、表 4.3.5 に示す。

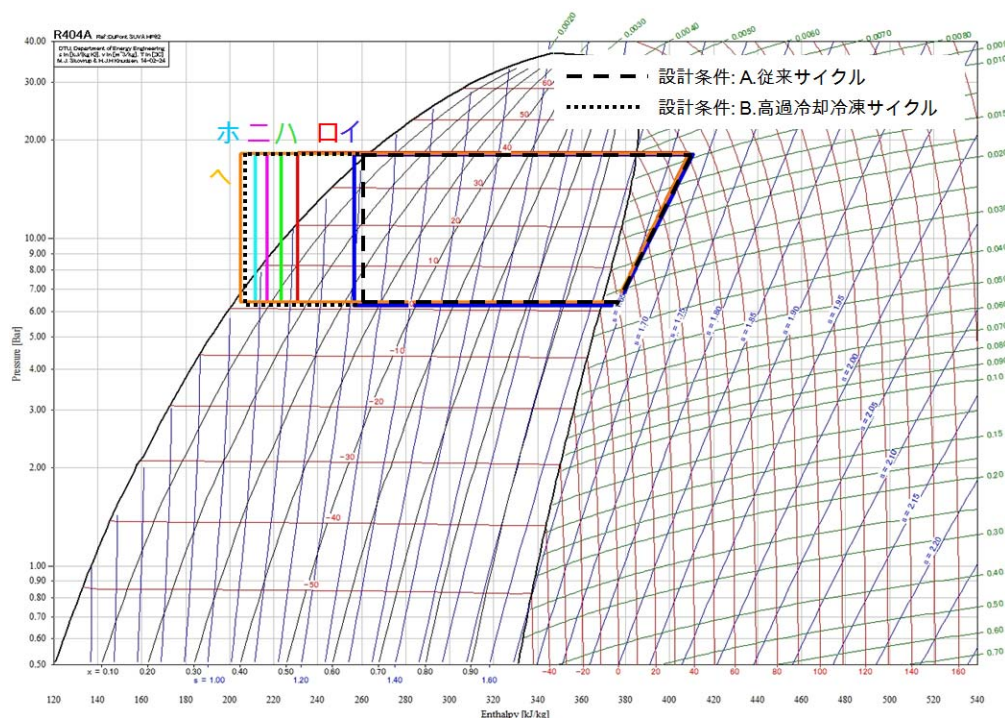


図 4.3.4 高過冷却冷凍サイクルの測定結果

表 4.3.5 各ポイントにおけるエンタルピの読み取り値

項目	記号	単位	設計条件		測定値						備考
			従来 サイクル	高過冷却 サイクル	従来 サイクル	高過冷却冷凍サイクル					
			A	B	イ	ロ	ハ	ニ	ホ	ヘ	
圧縮機吸込 =蒸発器出口 エンタルピ	h1	kJ/kg	377	377	376	376	376	376	376	376	
圧縮機吐出 =凝縮器入口 エンタルピ	h2	kJ/kg	408	408	411	409	409	409	409	409	
凝縮器出口 =過冷却器入口 エンタルピ	h3	kJ/kg	262	262	257	258	258	259	258	259	
過冷却器出口 =蒸発器入口 エンタルピ	h5	kJ/kg	262	207	257	231	224	218	212	205	h5=h4

測定結果の冷却能力 Φ_o [kW] と蒸発器出入口のエンタルピ差 $h1 - h5$ [kJ/kg] から、式(4.2.4)より冷媒循環量 q_{mr} [kg/s] を求め、求められた冷媒循環量をもとに算出した装置の成績係数 COP、過冷却の交換熱量を表 4.3.6 に示す。横軸に過冷却度、縦軸に冷媒循環量、冷却能力、圧縮動力、成績係数、過冷却器の交換熱量、冷却水入口温度をとったグラフをそれぞれ図 4.3.5～図 4.3.10 に示す。

表 4.3.6 高過冷却冷凍サイクルにおける圧縮動力と成績係数と過冷却熱量

項目	記号	単位	設計条件		測定値						備考
			従来 サイクル	高過冷却 冷凍 サイクル	従来 サイクル	高過冷却冷凍サイクル					
			A	B	イ	ロ	ハ	ニ	ホ	ヘ	
過冷却度	SC	K	1.0	35.0	3.4	19.3	23.7	28.0	31.6	36.2	式(3.2.3)
冷却能力	Φ_o	kW	11.3	11.3	10.9	11.1	11.4	11.7	12.1	12.0	式(3.2.9)
冷媒循環量	q_{mr}	kg/s	0.099	0.067	0.091	0.077	0.075	0.074	0.074	0.071	式(3.2.4)
圧縮動力	P	kW	3.3	2.2	3.2	2.5	2.5	2.4	2.5	2.3	式(3.2.1)
従来比 (圧縮動力)	-	-	-	0.67	0.97	0.76	0.76	0.73	0.76	0.70	
成績係数	COP	-	3.5	5.1	3.5	4.4	4.6	4.8	4.9	5.2	式(3.2.7)
従来比 (成績係数)	-	-	-	1.5	1.0	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	
過冷却器 交換熱量	Φ_s	kW	-	3.6	-	2.0	2.5	3.0	3.4	3.8	式(3.3.1)

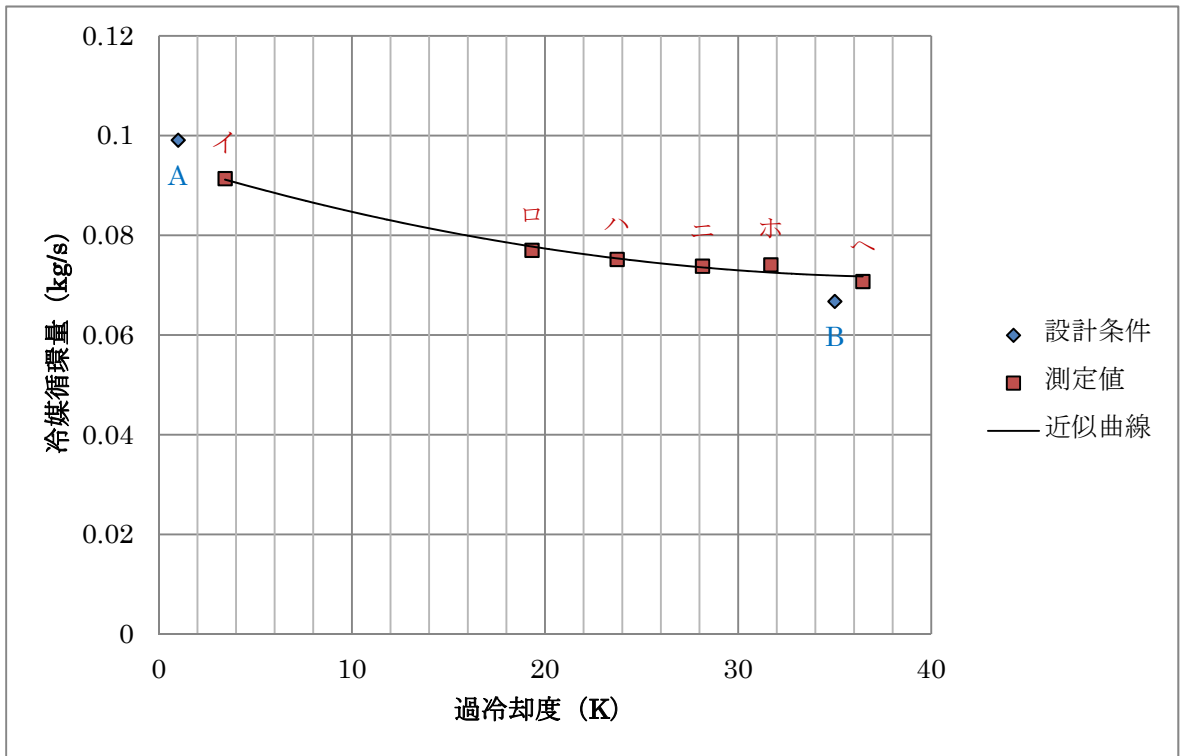


図 4.3.5 過冷却度と冷媒循環量の関係

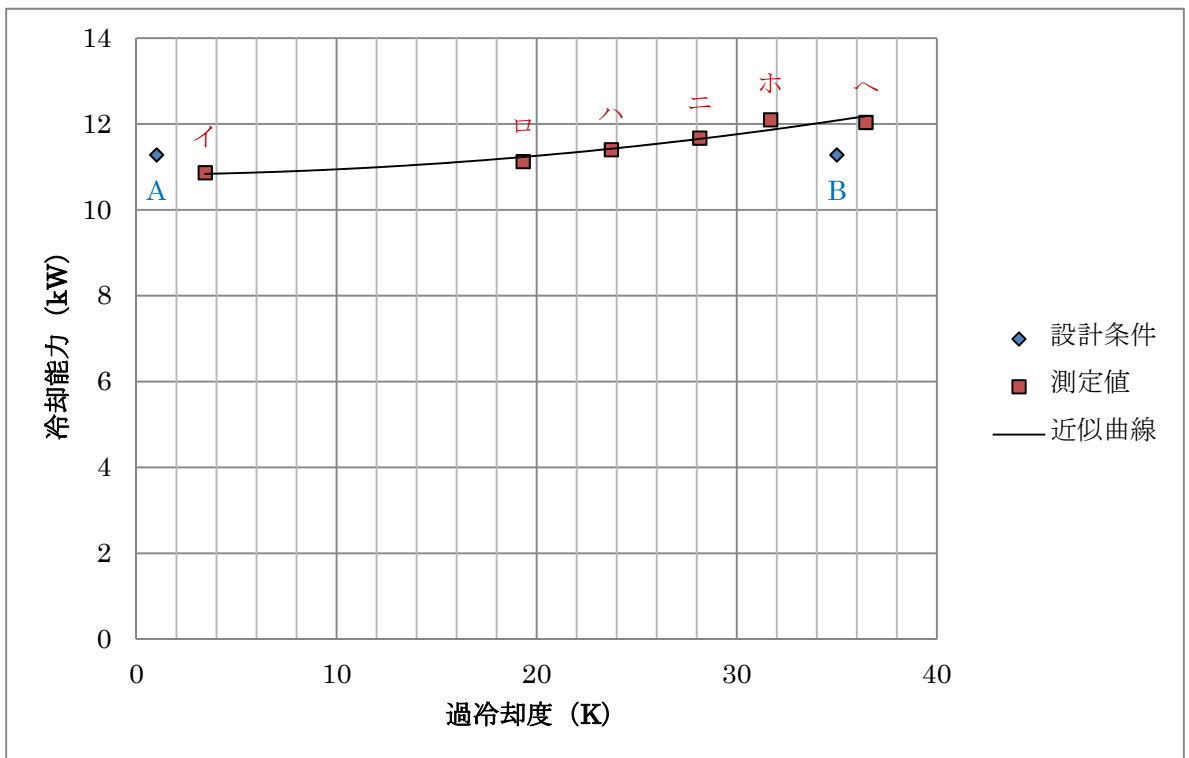


図 4.3.6 過冷却度と冷却能力の関係

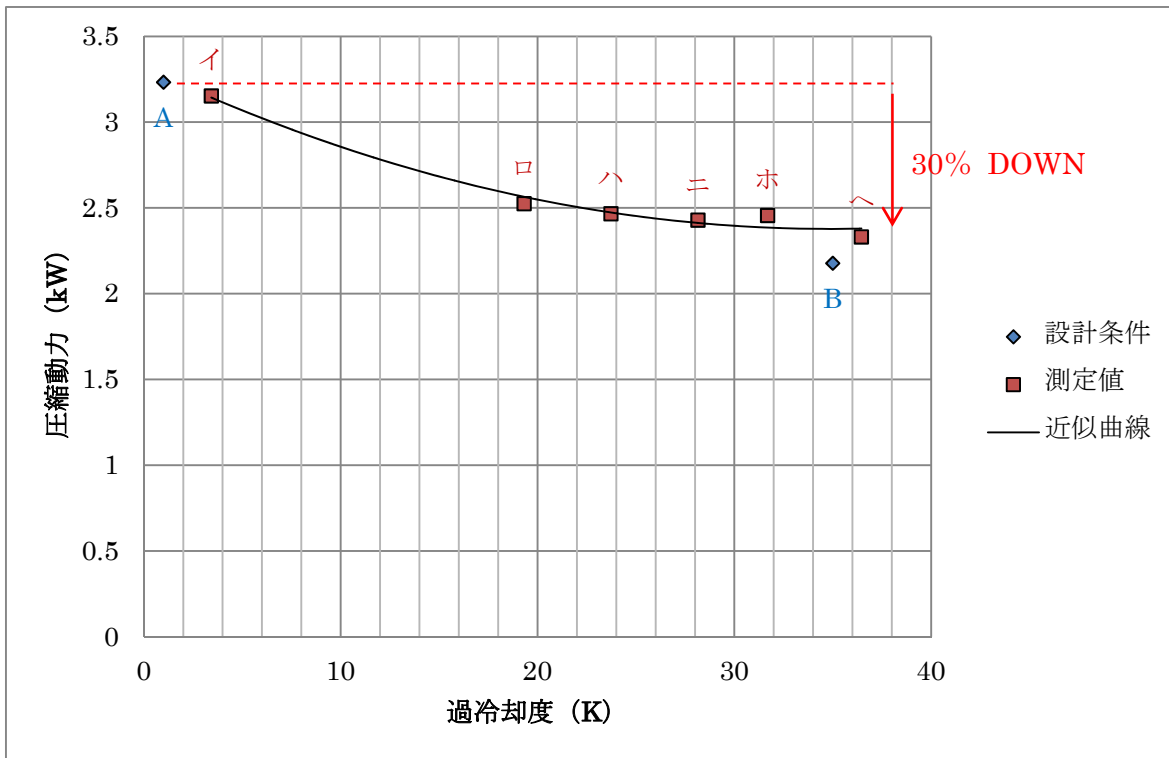


図 4.3.7 過冷却度と圧縮動力の関係

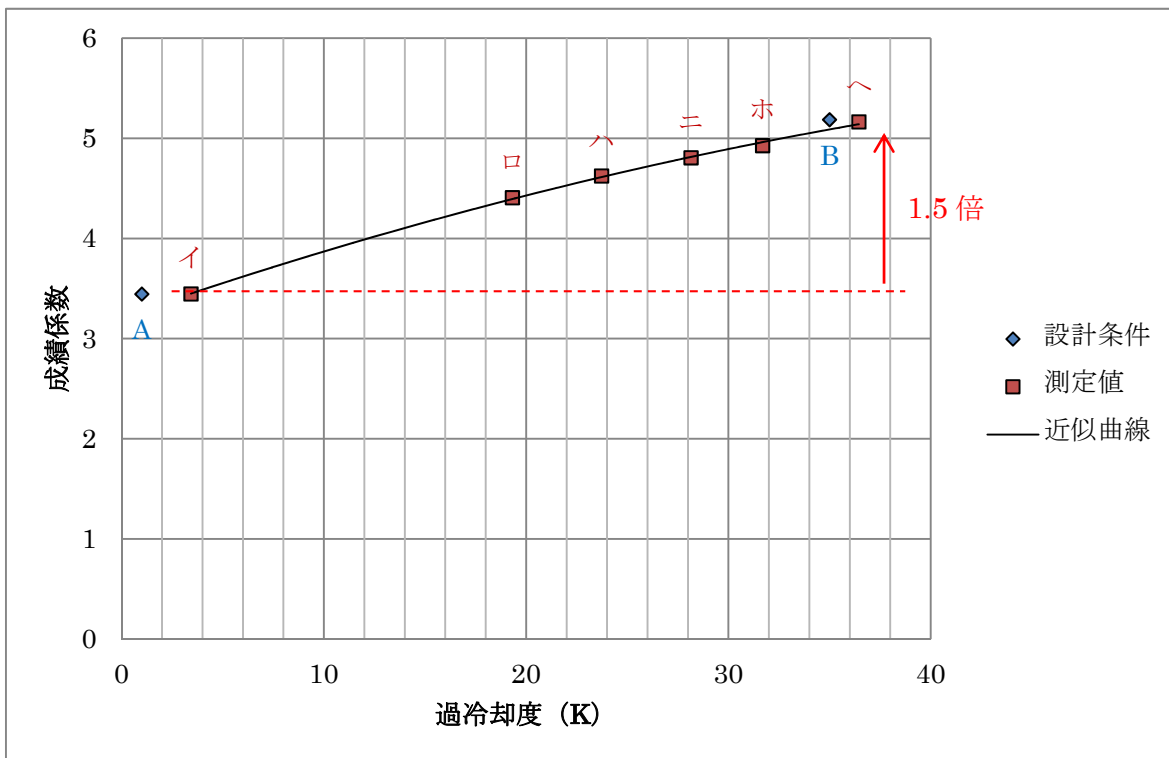


図 4.3.8 過冷却度と成績係数の関係

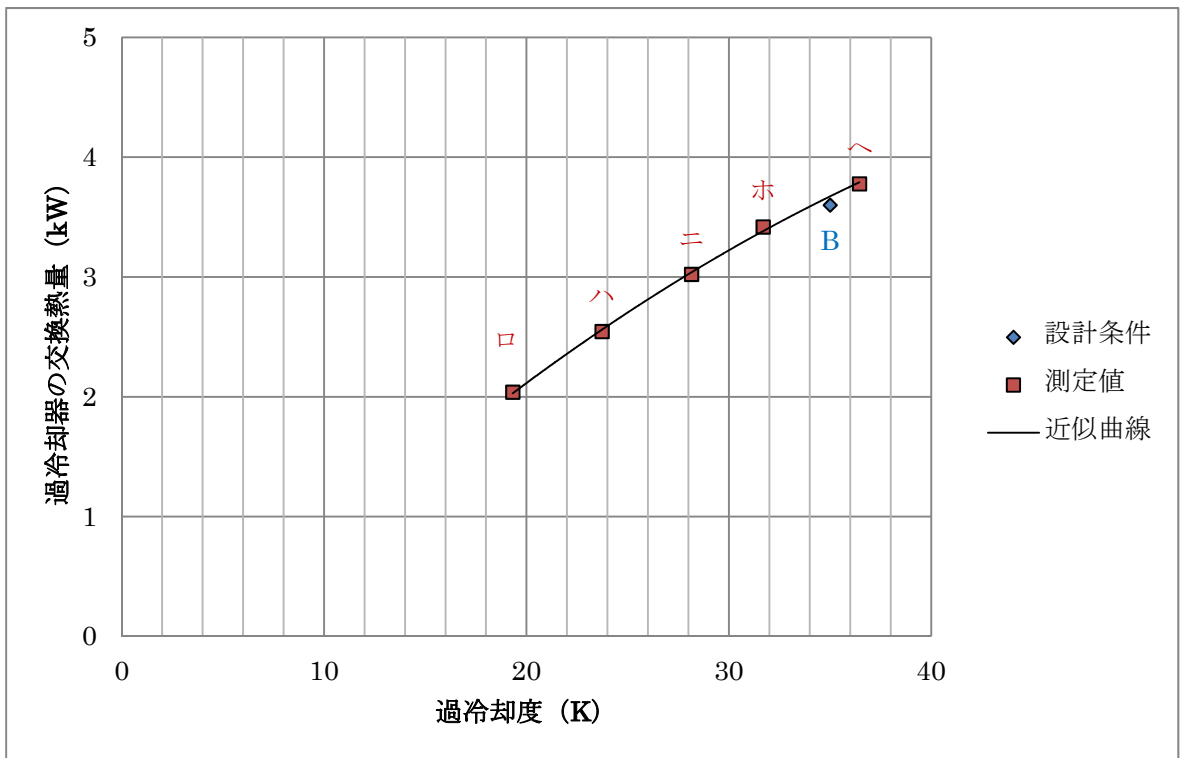


図 4.3.9 過冷却度と過冷却器の交換熱量の関係

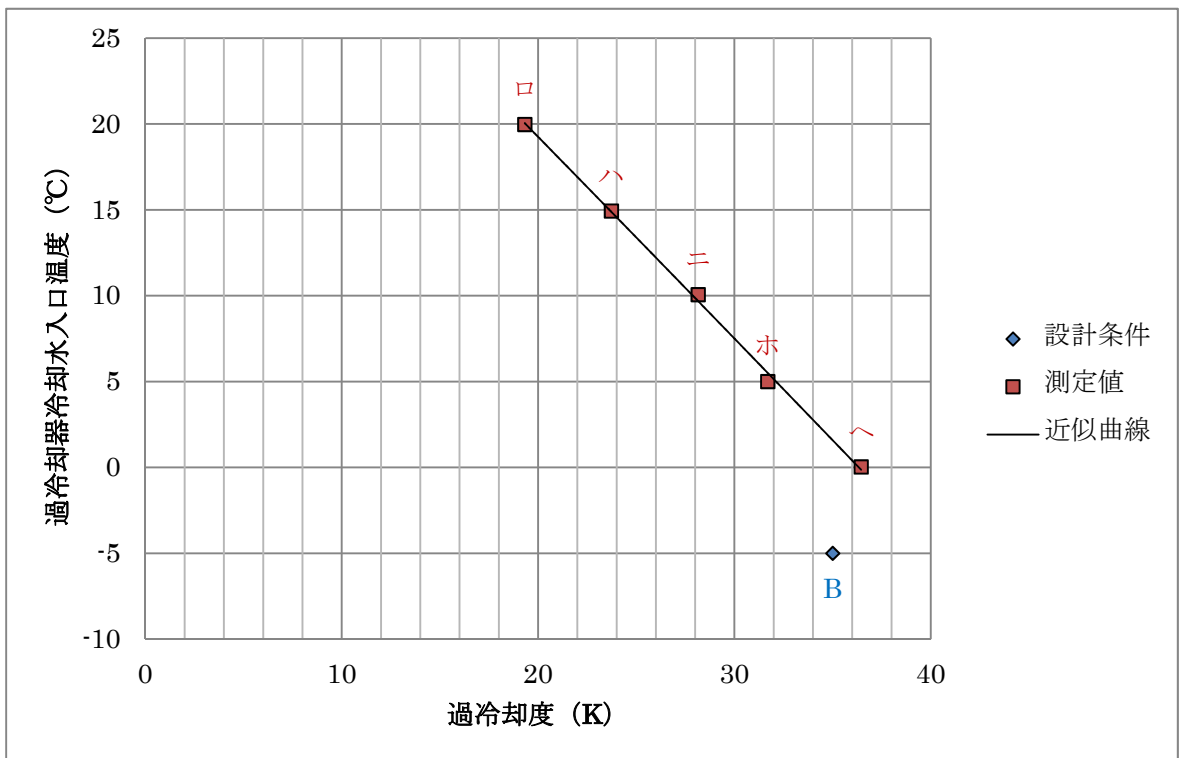


図 4.3.10 過冷却度と過冷却度冷却水入口温度の関係

測定結果より、高過冷却冷凍サイクルにおいて、圧縮機のインバータ制御により、蒸発圧力は一定に保たれ、必要冷却能力を維持したまま、過冷却度が大きくなるにつれて、冷媒の循環量が低下する理想的な運転となった。結果的に、測定値へ(過冷却度 36.2K)で、圧縮機の動力は従来比で 30% 削減され、装置の効率を表す成績係数 COP は、大幅に向上し、従来比で 1.5 倍となった。

また、過冷却器の性能評価については、設計条件の過冷却器の冷却水入口温度 -5°C よりも、高い温度 0°C で目標の過冷却度 35K に到達していることから、過冷却器としての性能は、十分に発揮していると判断できる。

4.3.4 低温熱源利用の冷媒過冷却器の試作のまとめ

冷媒過冷却器には、プレート式熱交換器を採用した。試験用空調装置の試作機は、低圧縮比冷凍サイクルで使用したチラーユニットと共通のものとし、凝縮器の下流側に過冷却器を装備し、高過冷却サイクルでの運転状態の確認、および従来サイクルに対する動力の削減率を検証した。高過冷却サイクルの運転では、インバータによる圧縮機の回転数の制御をおこない、必要冷却能力を維持したまま、過冷却度が大きくなるにつれて、冷媒の循環量が低下していく理想的な運転となった。過冷却器の冷却水に低温のブライン -5°C を使用し、過冷却器の性能は十分に発揮され、過冷却度を 36.2K までとることができた。圧縮機の動力は従来比で 30% 削減され、装置の効率を表す成績係数 COP は、従来比で 1.5 倍となった。

4.4 低温凝縮器の試作

低温凝縮器の試作機は、4.2 節の低圧縮比冷凍サイクルの試験用試作機(チラーユニット)に搭載した凝縮器であり、本節では、その低温凝縮器の設計手法と構造、また、低圧縮比冷凍サイクルの測定結果を用いて性能評価をおこなう。

(1) 記号と添字

本節で記載している記号、および添字について以下に説明する。

記号一覧

A	凝縮器伝熱面積	m^2	pk	凝縮圧力	MPa(abs)
Af	伝熱管フィン表面積	m^2/m	qmr	冷媒循環量	kg/s
Ai	伝熱管管内表面積	m^2/m	qv	体積流量	m^3/h
Ao	伝熱管管外表面積	m^2/m	R	汚れ係数	$(m^3 \cdot K)/W$
Ar	伝熱管のフィンのない部分の外周面積	m^2/m	SC	過冷却度	K
As	伝熱管断面積	m^2	SH	過熱度	K
af	伝熱管のフィン1枚の片側表面積	m^2	t	温度	$^{\circ}C$
c	比熱	$kJ/(kg \cdot K)$	tk	凝縮温度	$^{\circ}C$
Deq	伝熱管相当径	m	to	蒸発温度	$^{\circ}C$
Di	伝熱管内径	m	u	流速	m/s
Do	伝熱管フィン外径	m	α_i	管内側熱伝達率	$W/(m^2 \cdot K)$
Dr	伝熱管根元外径	m	α_o	管外側熱伝達率	$W/(m^2 \cdot K)$
f	周波数	Hz	ΔT_m	対数平均温度差	K
g	重力加速度	m/s^2	λ	熱伝導率	$W/(m \cdot K)$
K	熱通過率	$W/(m^2 \cdot K)$	μ	粘性率	$Pa \cdot s$
L	伝熱管有効長	m	ρ	密度	kg/m^3
Lf	伝熱管フィン厚さ	m	Φ_o	冷却能力	kW
Lp	伝熱管フィンピッチ	m	Φ_k	凝縮熱量	kW
Lt	伝熱管厚さ	m	φ_f	フィン効率	—
Np	凝縮器冷却水パス数	—	Nu	ヌセルト数 ^{※1}	—
Nt	伝熱管本数	—	Re	レイノルズ数 ^{※2}	—
P	圧縮動力	kW	Pr	プラントル数 ^{※3}	—

添字

r	冷媒	w	凝縮器冷却水
t	伝熱管		

※1 ヌセルト数 Nu

対流による熱伝達と流体(静止している流体)の熱伝導の比率を示し、式(4.4.10)で表される無次元数である。

※2 レイノルズ数 Re

流体の慣性力と粘性力の比を表す無次元数で式(4.4.11)で定義される。

※3 プラントル数 Pr

熱伝導に関する無次元数の物性値であり、式(4.4.12)のように定義されている。

4.4.1 低温凝縮器の設計と試作

(1) 低温凝縮器の狙い

LNG から冷熱回収した低温の冷水を、空調装置の凝縮器の冷却水として利用することで、冷媒の凝縮温度は低下し、圧縮比は小さくなり、動力の低減、システムの高効率化が可能となる。低圧縮比冷凍サイクルが正常に運転するためには、低温の冷却水により 10°C 前後の凝縮温度で機能する低温凝縮器が必要となる。

(2) 凝縮器における伝熱

凝縮器では、伝熱管壁に隔てられた冷媒と冷却水が熱交換をおこなっており、その熱量 Φk [kW] は伝熱面積と両流体間の温度差に比例し、式(4.4.1)で求められる。

K [W/(m²・K)] は熱通過率と呼ばれる比例係数、 A [m²] は伝熱面積、 ΔTm [K] は対数平均温度差と呼ばれる両流体間の温度差を表している。

凝縮器で熱交換した冷却水の入口温度、出口温度をそれぞれ $tw1$ [°C]、 $tw2$ [°C] とすると、凝縮熱量は、比熱 cw [kJ/(kg・K)]、流量 qvw [m³/h]、密度 ρw [kg/m³] によって式(4.4.2)で求められる。

凝縮器の冷媒側の交換熱量は、冷却能力 Φo [kW] と圧縮動力 P [kW] の和であり、式(4.4.3)で求められる。

凝縮器はこれらの式で求められる凝縮熱量がそれぞれ等しくなるように設計する。

$$\Phi k = \frac{K \times A \times \Delta Tm}{1000} \quad (4.4.1)$$

$$\Phi k = cw \times qvw \times \rho w \times (tw2 - tw1) / 3600 \quad (4.4.2)$$

$$\Phi k = \Phi o \times P \quad (4.4.3)$$

(3) 低温凝縮器の設計

低温凝縮器の設計条件を表 4.4.1 に示す。凝縮器のタイプは、シェルアンドチューブ式とし、伝熱管は、一般的に広く使用されているローフィンチューブを採用した。冷媒は R404A、冷却水は、より低い凝縮温度での運転ができるようにブラインを使用した。凝縮器の交換熱量は、今回の試験用空調装置の試作機の凝縮熱量を満足するよ

うに計画をおこない、冷却水の入口温度は-5℃、凝縮温度は、15℃と10℃で計画をおこなった。今回使用したローフィンチューブの要目を表4.4.2に示す。

表 4. 4. 1 設計条件

	要目	記号	単位	A. 低温凝縮器	B. 低温凝縮器	備考
圧縮機	蒸発温度	t _o	℃	2	2	
	凝縮温度	t _k	℃	15	10	
	過熱度	SH	K	8	8	
	過冷却度	SC	K	1	1	
	周波数	f	Hz	40	37	
	冷却能力	Φ _o	kW	11.3	11.3	
	圧縮動力	P	kW	1.18	0.82	
凝縮器	凝縮熱量※1	Φ _k	kW	13.1	12.7	式(4.4.3)
	熱通過率	K	W/(m ² ・K)	278	360	式(4.4.4)
	伝熱面積	A	m ²	2.54	2.54	
	対数平均温度差	ΔT _m	K	18.4	13.7	式(4.4.5)
	伝熱管本数	N _t	-	24	24	
	パス数	N _p	-	4	4	
	伝熱管フィン効率	φf	-	0.95	0.95	
	相当径	Deq	m	0.0029	0.0029	式(4.4.6)
	熱伝導率	λ _t	W/(m・K)	101	101	300Kの値
冷媒	種類	-	-	R404A		
	流量	q _{mR}	kg/s	0.072	0.069	
	密度	ρ _r	kg/m ³	1092	1112	凝縮温度の値
	粘性率	μ _r	Pa・s	0.00015	0.00016	凝縮温度の値
	熱伝導率	λ _r	W/(m・K)	0.07	0.07	凝縮温度の値
	重力加速度	g	m/s ²	9.8	9.8	
冷却水	種類	-	-	ブライン(ナイブラインZ1)		46wt%
	流量	q _{vw}	m ³ /h	4.0	5.0	
	流速	u _w	m/s	1.32	1.65	式(4.4.7)
	入口温度	t _{w1}	℃	-5	-5	
	出口温度	t _{w2}	℃	-1.9	-2.6	式(4.4.2)
	密度	ρ _w	kg/m ³	1060	1060	-5℃の値
	粘性率	μ _w	Pa・s	0.007	0.007	-5℃の値
	管壁温度の粘性率	μ _{w'}	Pa・s	0.0031	0.0039	凝縮温度の値
	熱伝導率	λ _w	W/(m・K)	0.45	0.45	-5℃の値
	比熱	c _w	kJ/(kg・K)	3.52	3.52	-5℃の値
	汚れ係数	r _w	(m ² ・K)/W	0.00009	0.00009	

※1. 凝縮熱量 Φ_k [kW] の設計条件は、必要凝縮熱量の 5% の余裕を含める。

表 4.4.2 ローフィンチューブの要目

要目	記号	単位	値
材質	-	-	アルミブラス
フィン外径	Do	m	0.01905
フィン根元径	Dr	m	0.01588
管内径	Di	m	0.01364
管厚み	Lt	m	0.00112
フィンピッチ	Lp	m	0.00134
フィン厚さ	Lf	m	0.000431
管断面積	As	m ²	0.000141
管内表面積	Ai	m ² /m	0.042
管外表面積	Ao	m ² /m	0.1512
フィン表面積	Af	m ² /m	0.117
フィンのない部分の外周面積	Ar	m ² /m	0.0338
フィン1枚の片側表面積	af	m ²	0.000087
有効長	L	m	0.7

凝縮器の熱通過率 K [$W/(m^2 \cdot K)$] は、式(4.4.4)によって求められる。

α_o [$W/(m^2 \cdot K)$] は管外側の熱伝達率であり、右辺の第1項は冷媒の熱伝達による熱抵抗を表している。第2項は伝熱管の熱伝導による熱抵抗、第3項は冷却水の汚れによる熱抵抗を表している。 α_i [$W/(m^2 \cdot K)$] は管内側の熱伝達率であり、第4項は冷却水の熱伝達による熱抵抗を表している。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{A_o}{\pi(D_r - D_i)} \times \frac{L_t}{\lambda t} + r_w \times \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{\alpha_i} \times \frac{A_o}{A_i} \quad (4.4.4)$$

両流体間の温度差を表している対数平均温度差 ΔT_m は、式(4.4.5)で求められる。

$$\Delta T_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}\right)} \quad (4.4.5)$$

Deq は凝縮に関する相当径で、式(4.4.6)で求められる。

$$\left(\frac{1}{Deq}\right)^{1/4} = \frac{0.943}{0.725} \times \phi f \times \left(\frac{Af}{Ao}\right) \times \left(\frac{Do}{af}\right)^{1/4} + \frac{Ar}{Ao} \times \left(\frac{1}{Dr}\right)^{1/4} \quad (4.4.6)$$

冷却水の伝熱管内の流速 uw は、式(4.4.7)で求められる。

$$uw = \frac{qv_w}{As \times Nt \div Np \times 3600} \quad (4.4.7)$$

管外側の熱伝達率 α_o [W/(m²・K)] は、ローフィンチューブの水平管外表面凝縮の式(4.4.8)で求められる。管内側の熱伝達率 α_i [W/(m²・K)] は、管内の強制対流熱伝達として式(4.4.9)で求められる。Nu はヌセルト数といわれる無次元数であり、ヌセルト数を求める式はいくつか知られているが、今回は *Hausen* の式(4.4.10)によって求めた。Re と Pr はそれぞれレイノルズ数、プラントル数といわれる無次元数であり式(4.4.11)、式(4.4.12)のように定義されている。

$$\alpha_o = 0.616 \times \left(\frac{\lambda r^3 \times \rho r^2 \times g}{\mu r^2}\right)^{1/3} \times \left(\frac{Ao}{Deq}\right)^{1/3} \times \left(\frac{qmr / L \times 2.08 \times Nt^{0.495}}{\mu r}\right)^{-1/3} \quad (4.4.8)$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \times \lambda_w}{Di} \quad (4.4.9)$$

$$Nu = 0.116 \times (\mathbf{Re}^{2/3} - 125) \times \mathbf{Pr}^{1/3} \times \left[1 + \left(\frac{Di}{L}\right)^{2/3}\right] \times \left(\frac{\mu_w}{\mu_w'}\right)^{0.14} \quad (4.4.10)$$

$$\mathbf{Re} = \frac{\rho_w \times uw \times Di}{\mu_w} \quad (4.4.11)$$

$$\mathbf{Pr} = \frac{\mu_w \times cw \times 1000}{\lambda_w} \quad (4.4.12)$$

熱通過率を求めるのに必要な熱伝達率を、表 4.4.3 に示す。

表 4.4.3 凝縮器伝熱管の熱伝達率

項目	記号	単位	A. 低温凝縮器	B. 低温凝縮器	備考
管外側熱伝達率	α_o	$W/(m^2 \cdot K)$	3165	3183	式(3.4.8)
管内側熱伝達率	α_i	$W/(m^2 \cdot K)$	1231	1714	式(3.4.9)
ヌセルト数	Nu	-	37.3	51.9	式(3.4.10) ^{※1}
レイノルズ数	Re	-	2733	3404	式(3.4.11)
プラントル数	Pr	-	54.8	54.8	式(3.4.12)

※1. Hausen の式の適用範囲: $Re=2320 \sim 100000$, $Pr=0.6 \sim 500$, $L/Di=1$ 以上

(4) 低温凝縮器の構造

低温凝縮器は、前述のように、シェルアンドチューブ式とした(図 4.4.1)。冷却水は管内を流れ、冷媒は管外表面で凝縮する。伝熱管は管板に拡管して固着した。

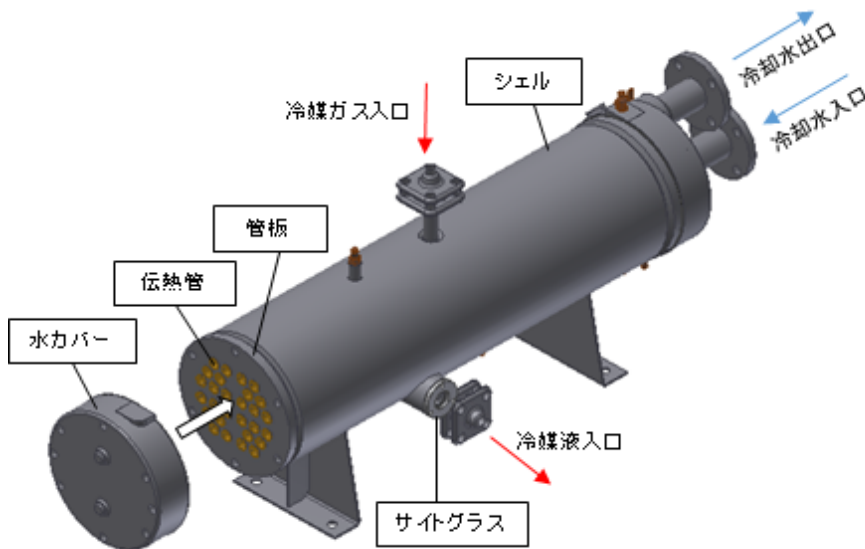


図 4.4.1 低温凝縮器の外観

(5) 低温凝縮器の試作

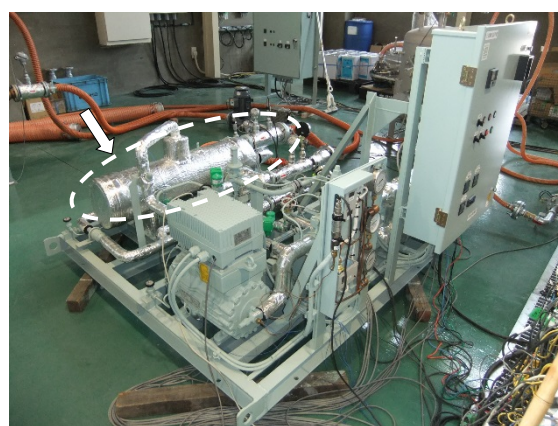
試作した低温凝縮器の主な仕様を表 4.4.4 に、写真を図 4.4.2 に示す。大気からの侵入熱をできるだけ少なくするため、試験時は防熱施工をおこなった。

表 4. 4. 4 低温凝縮器の主な仕様

項目	値	備考
タイプ	シェルアンドチューブ式	
外径寸法	幅	240mm
	奥行き	1090mm
	高さ	450mm
質量	80kg	
伝熱管	種類	ローフィンチューブ
	材質	C6872T アルミプラス
	外径	φ 19. 05mm
	有効長	700mm
	本数	24本
	伝熱面積	2. 5m ²
シェル	材質	STPG370 200A Sch20
管板	材質	KP42
水カバー	材質	FC200
	内面塗装	ノントールエポキシ



防熱施工前



防熱施工後 試験用試作機搭載

図 4. 4. 2 低温凝縮器

4. 4. 2 低温凝縮器の性能評価試験

(1) 試験設備

低温用凝縮器は、4. 2 節の低圧縮比冷凍サイクルの試験用試作機(チラーユニット)に搭載した凝縮器であり、試験設備の系統図は図 4. 2. 5、構成要素は表 4. 2. 4、計測器一覧は表 4. 2. 5 となる。性能評価は、低圧縮比冷凍サイクルの性能評価試験の表 4. 2. 9 の測定結果を使用する。

(2) 試験結果と評価

表 4.4.1 の設計条件と表 4.2.6 の低圧縮比冷凍サイクルの測定結果の比較をおこな
い、低温凝縮器が計画通りの性能を発揮していることを確認する。設計条件と測定結
果の比較表を表 4.4.5 に示す。

表 4.4.5 設計条件と測定結果の比較表

項目	記号	単位	設計条件		低圧縮比冷凍サイクル			備考	
			A. 低温 凝縮器	B. 低温 凝縮器	測定値				
					イ	ロ	ハ		
凝縮器 冷却水側	冷却水	-	-	ブライン					
	入口温度	tw1	°C	-5.0	-5.0	-5.0	-4.9	-4.9	
	出口温度	tw2	°C	-1.9	-2.6	-2.2	-2.6	-2.9	
	冷却水量	qvw	m ³ /h	4.0	5.0	4.0	5.0	5.5	
	管内流速	uw	m/s	1.3	1.6	1.3	1.6	1.8	
	凝縮熱量 ※1	Φk	kW	13.1	12.7	11.8	11.8	11.5	
冷媒側	凝縮温度	tk	°C	15.0	10.0	14.5	11.8	10.6	
	凝縮圧力	pk	MPa (abs)	0.95	0.82	0.93	0.86	0.83	

※1. 設計条件の凝縮熱量の値は、必要凝縮熱量の 5% の余裕をみて計画

横軸に冷却水量、縦軸に、凝縮器圧力、凝縮熱量をとったグラフをそれぞれ図 4.4.3、
図 4.4.4 に示す。

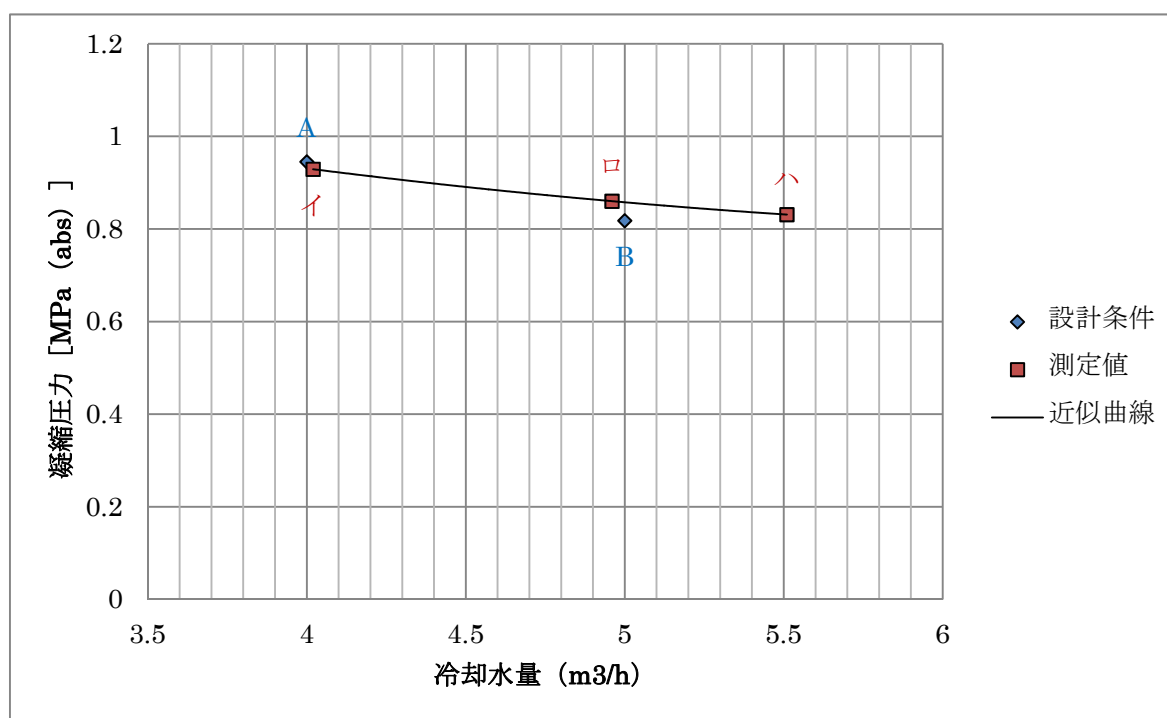


図 4.4.3 冷却水量と凝縮圧力の関係

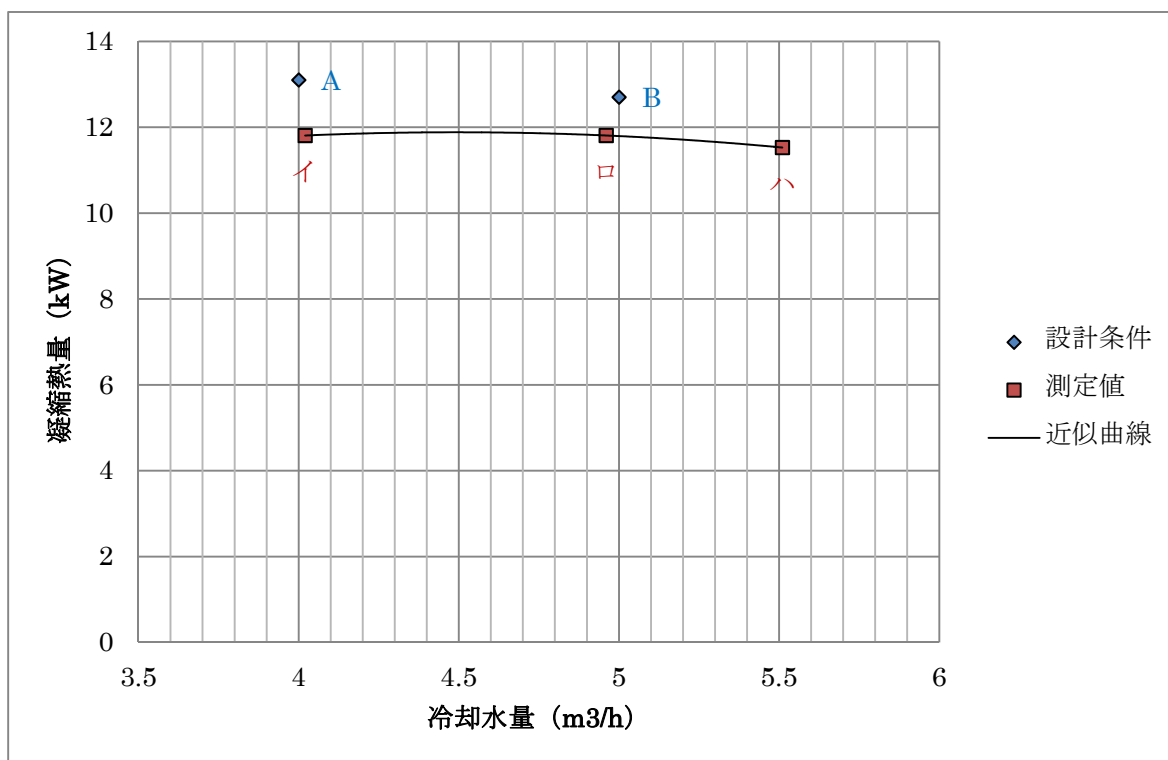


図 4.4.4 冷却水量と凝縮熱量の関係

測定結果より、設計条件と測定値の凝縮圧力がほぼ一致していることから、凝縮器は、計画通りの性能を発揮していると判断できる。凝縮熱量に若干の差があるのは、設計条件の段階で 5% の余裕率を考慮して、計画したためである。

4.4.3 低温凝縮器の試作のまとめ

低圧縮比冷凍サイクルが正常に運転するために、冷却水として -5°C のブラインにより 10°C 前後の凝縮温度で機能する低温凝縮器の試作をおこなった。凝縮器は、シェルアンドチューブ式として、低圧縮比冷凍サイクルの試験用の試作機の凝縮器に搭載し、計画値どおりの運転がおこなわれていることを確認した。

5. 平成26年度の実施内容

本技術開発の平成26年度の事業内容は以下の通りである。

5.1 冷熱回収熱交換器の試作

前年度に決定したシェル内部構造を採用して熱交換器の設計、試作、および性能試験を行い、実用時に必要な回収熱量が得られる熱交換器の設計技術を確立する。

(1) 記号と添字

本節で記載している記号および添字について以下に説明する。

記号一覧

\dot{M}	質量流量	kg/s	T	温度	°C
D	直径	m	ΔT	出入口温度差	K
ρ	密度	kg/m ³	P	圧力	Pa
c_p	定圧比熱	J/kg	ΔP	圧力損失	Pa
H	エンタルピー	J/kg	A	流路断面積	m ²
ΔH_v	蒸発潜熱	J/kg	Q	交換熱量	W
u	速度	m/s	Q'	単位長さ当たりの交換熱量	W/m
x	クオリティ ※1	—	Q'''	単位体積当たりの交換熱量	W/m ³
α	ボイド率 ※2	—	R'	単位長さに換算した熱抵抗	m · K/W
h	熱伝達率	W/m ² · K			
k	熱伝導率	W/m · K			
δ	着氷厚さ	m			
z	位置	m			

添字

g	気相	ice	着氷
l	液相	w	ブラインまたは水
i	伝熱管の内側	n	窒素またはLNG
o	伝熱管の外側	sat	飽和
s	着氷の表面	f	摩擦
tube	伝熱管	fp	凝固点

※1 クオリティ

気相の占める質量流量比であり、式(5.1.1)で表される。

$$x = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_g + \dot{M}_l} = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}} \quad (5.1.1)$$

※2 ボイド率

気相の占める流路断面積比であり、式(5.1.2)で表される。

$$\alpha = \frac{A_g}{A_g + A_l} = \frac{A_g}{A} \quad (5.1.2)$$

5.1.1 冷熱回収熱交換器の設計

(1) 冷熱回収熱交換器の狙い

LNG (Liquefied natural gas) は大気圧下で約 -162°C の極低温の液体であり、LNG を燃料として使用するためには、エンジンが許容する温度まで気化・昇温する必要がある。従来の LNG 燃料供給システムでは、主に蒸気を用いて LNG を気化・昇温しており、LNG の冷熱は利用されずに捨てられていた。この冷熱を回収し、空調装置等で利用することができれば、船舶が消費するエネルギーを削減することが可能となる。冷熱回収熱交換器はこのような目的で考案された装置であり、LNG とブラインまたは水を熱交換させ、LNG を気化・昇温し、同時に低温のブライン等を得るための熱交換器である。

(2) LNG の流れと伝熱の理論解析

LNG の温度はブラインや水の凝固点よりも遥かに低いため、冷熱回収熱交換器での熱交換は、着氷を伴った複雑な現象になることが予想される。これらの現象を予測し、適切な熱交換器を設計するため、LNG の流れと伝熱の理論解析を行った。ここでは、熱交換器の種類はシェルアンドチューブ型とし、伝熱管の内側を LNG とその蒸気である NG (Natural gas)、外側をブラインまたは水が流れるものとする。

流れの解析モデルを図 5.1.1 に示す。伝熱管の長さ方向を z 軸とし、この向きに LNG および NG が流れるものとする。図に示されている記号は、主要なパラメータを表している。

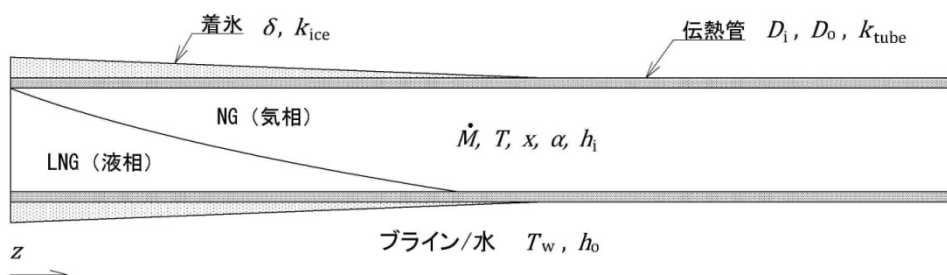


図 5.1.1 流れの解析モデル

管内流れの定常状態における質量保存式、エネルギー保存式および運動量保存式は、それぞれ式(5.1.3)から式(5.1.5)のようになる。 Q''' は単位体積当たりの加熱量であり、高温側であるブラインまたは水から低温側である LNG および NG へ移動する熱量となる。

$$\frac{d\dot{M}}{dz} = 0 \quad (5.1.3)$$

$$\frac{d}{dz} [\alpha \rho_g u_g H_g + (1 - \alpha) \rho_l u_l H_l] = Q''' \quad (5.1.4)$$

$$-\frac{dP}{dz} = -\frac{dP_f}{dz} + \frac{d}{dz} [\alpha \rho_g u_g^2 + (1 - \alpha) \rho_l u_l^2] \quad (5.1.5)$$

LNG が気化する気化部 ($0 \leq x < 1$) では、LNG と NG が共存する気液二相流になっている。この領域で気相と液相が平衡状態にあると仮定して式(5.1.4)を整理すると、式(5.1.6)が得られる。熱平衡を仮定しているので、LNG および NG の温度は飽和温度 T_{sat} である。

$$\frac{dx}{dz} = \frac{Q'}{\dot{M} \Delta H_v} \quad (5.1.6)$$

LNG がすべて気化した後の昇温部 ($x = 1$) では、気相だけの単相流となる。この領域で NG の定圧比熱 c_{pg} が一定であると仮定して式(5.1.4)を整理すると、式(5.1.7)が得られる。

$$\frac{dT}{dz} = \frac{Q'}{\dot{M} c_{pg}} \quad (5.1.7)$$

Q' は単位長さ当たりの加熱量であり、 Q''' に流路断面積 A を乗じた値である。

$$Q' = A Q''' \quad (5.1.8)$$

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (5.1.9)$$

式(5.1.6)および式(5.1.7)より LNG および NG の温度 T 、式(5.1.5)より圧力損失 ΔP が求まる。

伝熱の解析モデルを図 5.1.2 に示す。このモデルは、伝熱管長さ方向の位置 z にある、長さ ΔL の微小部分における半径方向の伝熱と温度分布を表しており、①LNG あるいは NG と伝熱管内側の熱伝達、②伝熱管の半径方向の熱伝導、③氷の半径方向の熱伝導、④伝熱管外側もしくは氷表面とブラインまたは水の熱伝達、の 4 層で構成されている。長さ方向の温度勾配は半径方向の温度勾配に比べて十分小さいと考えられるので、長さ方向の伝熱は無視する。また、形成される着氷の厚みは、重力や伝熱管の外側を流れるブラインまたは水の流れの影響により同心円状とはならないが、計算を簡略化するため、同心円状であると仮定する。

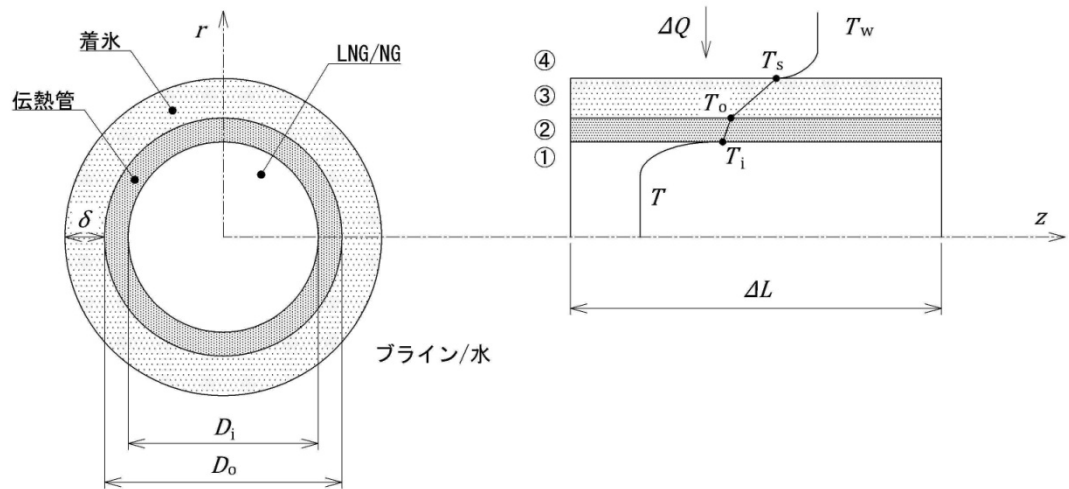


図 5.1.2 伝熱の解析モデル

各層の単位長さに換算した熱抵抗 R' は、式(5.1.10)から式(5.1.13)で表される。伝熱管内側の熱伝達率 h_i および外側の熱伝達率 h_o は、適当な相関式によって求める。

$$R'_1 = \frac{1}{\pi h_i D_i} \quad (5.1.10)$$

$$R'_2 = \frac{1}{2\pi k_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (5.1.11)$$

$$R'_3 = \frac{1}{2\pi k_{\text{ice}}} \ln\left(1 + \frac{2\delta}{D_o}\right) \quad (5.1.12)$$

$$R'_4 = \frac{1}{\pi h_o (D_o + 2\delta)} \quad (5.1.13)$$

この微小部分 ΔL での単位長さ当たりの伝熱量 Q' は、式(5.1.14)で表される。 T は LNG あるいは NG の温度であり、前述のエネルギー保存式で求めることができる。

$$Q' = \frac{T_w - T}{R'_1 + R'_2 + R'_3 + R'_4} \quad (5.1.14)$$

伝熱管外側温度 T_o および氷表面温度 T_s は、それぞれ式(5.1.15)および式(5.1.16)で表される。

$$T_o = T + (R'_1 + R'_2)Q' \quad (5.1.15)$$

$$T_s = T_o + R'_3Q' \quad (5.1.16)$$

氷表面が固液平衡状態にあると仮定すると、氷表面温度 T_s はブラインまたは水の凝固点 T_{fp} と等しくなる。これを利用して式(5.1.16)を整理すると、式(5.1.17)が得られる。 T_o が T_{fp} よりも高ければ、伝熱管への着氷は発生しない。

$$\delta = \begin{cases} 0, & T_{fp} < T_o \\ \frac{D_o}{2} \left[\exp\left(2\pi k_{ice} \frac{T_{fp} - T_o}{Q'}\right) - 1 \right], & T_{fp} \geq T_o \end{cases} \quad (5.1.17)$$

この微小部分 ΔL における Q' および δ は、 $\delta = 0$ の初期値を与え、それぞれの値が収束するまで式(5.1.14)および式(5.1.17)を反復計算することによって求めることができる。

長さ L の伝熱管における交換熱量 Q は、 Q' を 0 から L の範囲で積分した値となる。

$$Q = \int_0^L Q' dz \quad (5.1.18)$$

5.1.2 冷熱回収熱交換器の試作①

本事業では安全のため LNG ではなく液化窒素を用いて試験を実施するため、液化窒素を冷熱源とした場合の試験で理論解析が妥当かどうかを検証し、冷熱源を LNG に置き換えた場合の能力を推定することにする。

(1) 冷熱回収熱交換器の設計条件

試験用の冷熱回収熱交換器の設計条件と主な仕様を表 5.1.1 に示す。窒素の供給圧力は、4 ストロークの LNG 燃料原動機を想定し、0.4 MPa(abs) とした。この圧力における窒素の飽和温度は -182°C であり、 -20°C まで気化・昇温した場合、355 kJ/kg の冷熱が得られる (図 5.1.3)。

熱交換器の材質は、液化窒素の温度域でも脆化しないオーステナイト系ステンレスの SUS304 を使用した。

表 5.1.1 冷熱回収熱交換器の設計条件と主な仕様

項目		単位	伝熱管側	シェル側
運転条件	流体	—	液体窒素	ナイブライン Z1 46 w%
	圧力	MPa(abs)	0.4	—
	流量	kg/h	150	3100
	入口温度	$^{\circ}\text{C}$	-182	-5
	出口温度	$^{\circ}\text{C}$	-20	-10
	交換熱量	kW	15	
伝熱管	種類		U チューブ	
	材質	—	SUS304TP	
	外径	mm	10.5	
	伝熱面積	m^2	2.6	
シェル	材質	—	SUS304TP	
	外径	mm	216.3	
	長さ	mm	1650	
外形	長さ	mm	1770	
	高さ	mm	450	
	幅	mm	320	
	乾燥質量	kg	150	

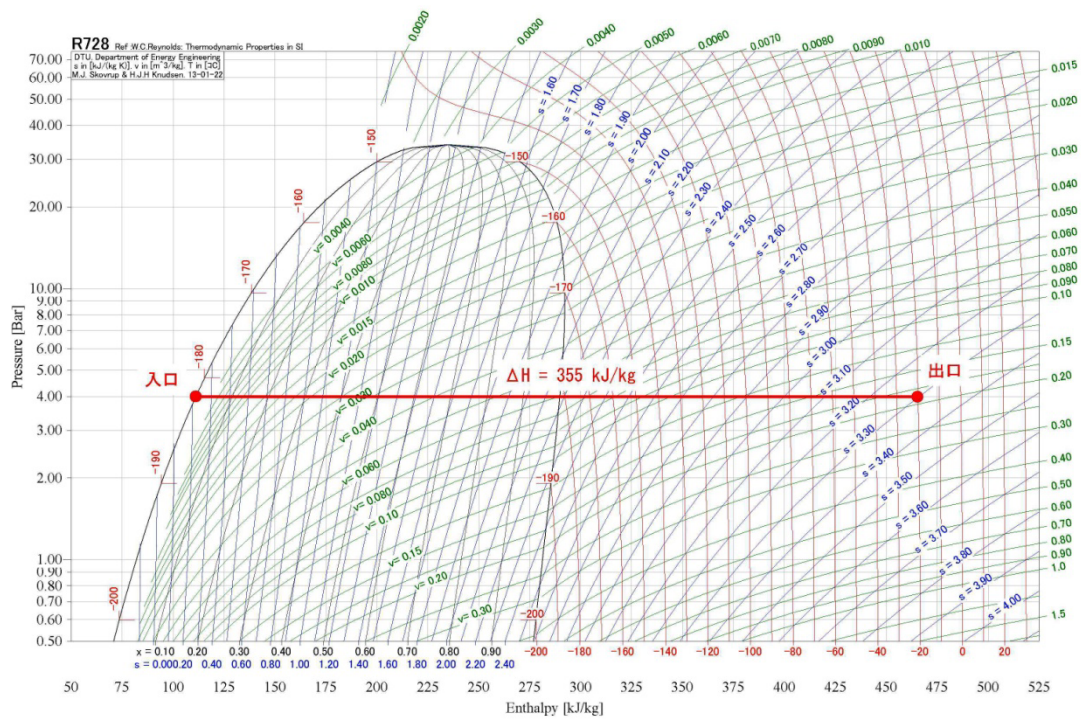


図 5. 1. 3 窒素の p-h 線図

(2) 冷熱回収熱交換器の構造

試作した冷熱回収熱交換器の外形図を図 5. 1. 4 に示す。熱交換器の種類は、前年度と同様に、シェルアンドチューブ型とした。伝熱管の着氷を観察するため、シェルにはサイトグラスを設けた。



図 5. 1. 4 冷熱回収熱交換器の外形図

管束の外形図を図 5. 1. 5 に示す。前年度に試作した熱交換器に対して小型化、および製作時の作業性向上を目的とし、今年度は伝熱管に細径のUチューブを採用した。また、前年度の試験から得られた知見を活かし、伝熱管のピッチを、着氷を考慮した上ででき

るだけ狭くした。これにより、熱交換器の質量および体積を前年度の約半分に抑えることができた。パス数はUチューブ式熱交換器で最も一般的な1パス（1往復）とし、ボンネット部は取り外しできる構造とした。

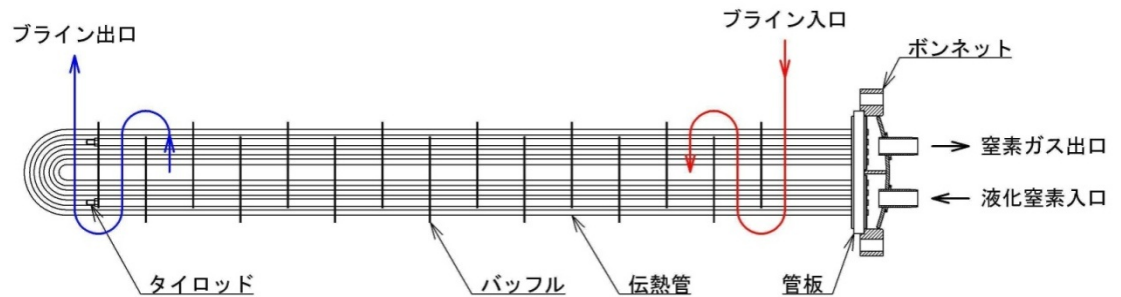


図 5.1.5 管束の外形図

(3) 冷熱回収熱交換器の試作

試作した冷熱回収熱交換器の写真を図 5.1.6 から図 5.1.9 に示す。熱交換器を構成するシェル、管束、およびボンネットは、それぞれ溶接工程後に酸洗いを行っている。侵入熱をできるだけ少なくするため、試験時は防熱施工を行った。

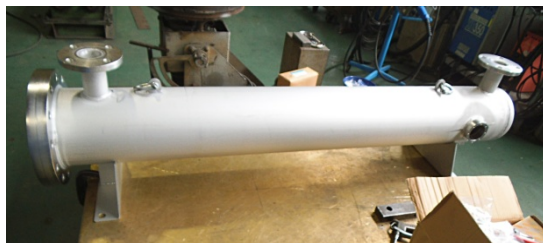


図 5.1.6 シェル



図 5.1.7 管束



図 5.1.8 ボンネット



図 5.1.9 冷熱回収熱交換器

5.1.3 冷熱回収熱交換器の性能評価試験①

(1) 試験装置

試験装置の系統図を図 5.1.10 に、外観を図 5.1.11 に示す。

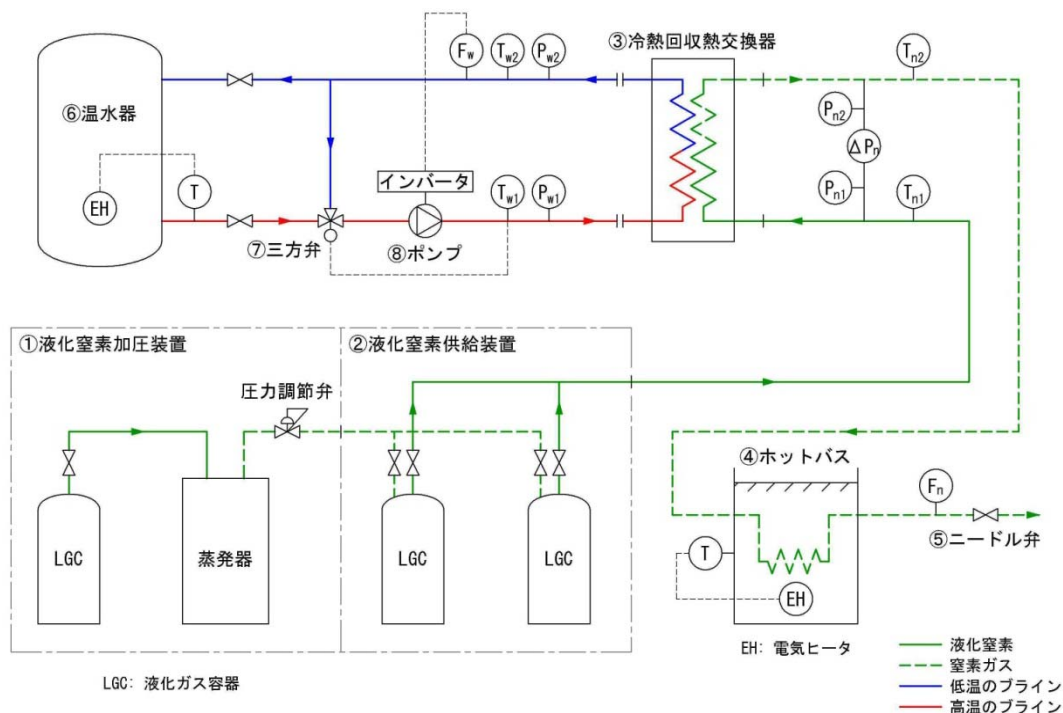


図 5.1.10 試験装置の系統図

表 5.1.2 試験装置の構成要素

番号	名称	機能
①	液化窒素加圧装置	液化窒素供給装置の LGC を加圧する 圧力は 0.4 MPa(abs) に設定
②	液化窒素供給装置	冷熱回収熱交換器に液化窒素を供給する
③	冷熱回収熱交換器	供試品
④	ホットバス	窒素ガスを流量計の許容温度まで昇温する
⑤	ニードル弁	冷熱回収熱交換器に供給する窒素の流量を調節する
⑥	温水器	ラインを加熱するバッファタンク
⑦	三方弁	冷熱回収熱交換器に供給するラインの温度を一定に保つ
⑧	ポンプ	冷熱回収熱交換器にラインを供給する インバータ制御によって流量は一定に保たれる

①液化窒素加圧装置で②液化窒素供給装置の LGC（液化ガス容器）を加圧し、③冷熱回収熱交換器に 0.4 MPa(abs) の圧力で液化窒素を供給する。③冷熱回収熱交換器で気化・昇温された窒素は、④ホットバスで流量計の許容温度以上になるまで加熱される。窒素の流量は⑤ニードル弁で調節する。

ブラインは⑥温水器で加熱し、⑦三方弁で指定した温度になるように調節する。ブラインの流量は、⑧ポンプの回転数をインバータ制御することによって一定に保つ。

液化窒素加圧装置から冷熱回収熱交換器の入口までの範囲は、高圧ガス保安法が定める高圧ガス製造装置にあたるため、県への届出を行っている。



図 5. 1. 11 試験装置の外観

計測に使用した機器を表 5. 1. 3 に示す。

表 5. 1. 3 計測器一覧

記号	測定項目	センサの種類	メーカー	型式
T_{n1}	窒素の入口温度	Pt100	岡崎製作所	R96
T_{n2}	窒素の出口温度			
P_{n1}	窒素の入口圧力	デジタル圧力計	長野計器	GC61
P_{n2}	窒素の出口圧力			
ΔP_n	窒素の出入口圧力差	差圧トランスミッタ	長野計器	GC52
F_n	窒素の流量	マスフローメータ	アズビル	CML050
T_{w1}	ブラインの入口温度	Pt100	東邦電子	KS3
T_{w2}	ブラインの出口温度			
P_{w1}	ブラインの入口圧力	圧力センサ	バルコム	VPRQ
P_{w2}	ブラインの出口圧力			
F_w	ブラインの流量	電磁流量計	アズビル	MGG11D

(2) 試験結果

試験の運転条件と結果を表 5.1.4 に示す。ブラインの温度は出口を優先し、入口温度は出口温度が設計条件の -10°C になるように調節した。実験番号 A1~A3 は設計条件に対して窒素流量を減らした場合、A4 は設計条件である。B1~C4 については後述する。

表 5.1.4 運転条件と試験結果

項目	窒素			ブライン				
	流量	出口温度	圧力損失	流量	入口温度	出口温度	交換熱量	
記号	F_n	T_{n2}	ΔP_n	F_w	T_{w1}	T_{w2}	Q_w	
単位	kg/h	$^{\circ}\text{C}$	kPa	kg/h	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kW	
実験番号	A1	60	-53	4	3091	-8.6	-10.0	4.1
	A2	87	-72	4	3091	-8.0	-9.9	5.6
	A3	118	-93	5	3091	-7.6	-10.0	7.2
	A4	152	-110	7	3091	-7.0	-10.0	8.7
	B1	62	-69	4	3089	-8.8	-9.9	3.3
	B2	88	-89	4	3089	-8.4	-9.9	4.7
	B3	116	-105	5	3089	-7.8	-9.9	5.9
	B4	146	-119	7	3089	-7.5	-9.9	7.2
	C1	62	-44	4	3091	-8.5	-9.9	4.2
	C2	96	-67	5	3091	-7.9	-9.9	6.1
	C3	115	-87	7	3091	-7.5	-9.9	7.1
	C4	146	-100	8	3091	-7.1	-10.1	9.0

ブライン側で計算した交換熱量 Q_w が回収冷熱量であり、式(5.1.19)で表される。 c_{pw} はブラインの比熱である。

$$Q_w = c_{pw} \left(\frac{F_w}{3600} \right) (T_{w1} - T_{w2}) \quad (5.1.19)$$

窒素流量と回収冷熱量の関係を図 5.1.12 に示す。同図より、回収冷熱量は理論解析によって得られた値の約 60% しかないことが確認できた。前年度に試作した熱交換機はほぼ理論値通りの能力であったことから、理論値から外れた原因は、前年度から変更した部分にあると考えられる。

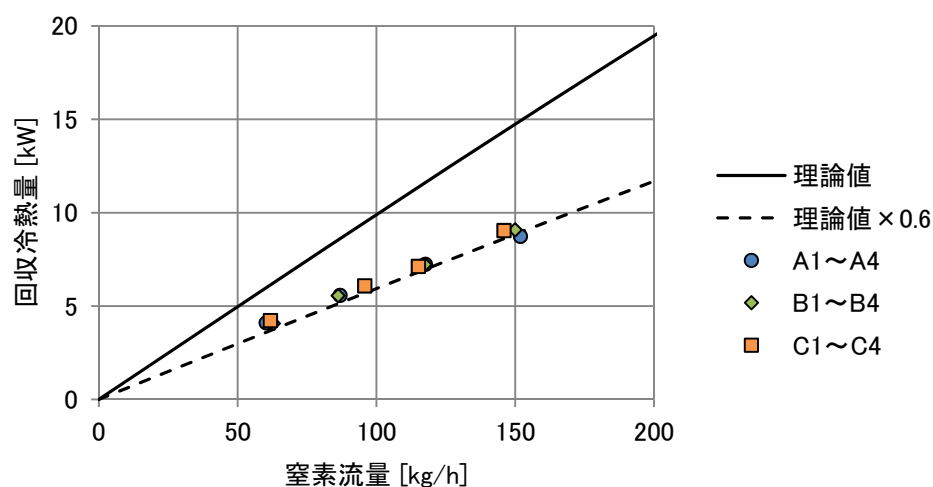


図 5.1.12 窒素流量と回収冷熱量

前年度に試作した熱交換器は 25A (外径 34 mm) の太い伝熱管を直列に接続しており、窒素の流路は 1 本だけであったが、今年度は 6A (外径 10.5 mm) の細径 U チューブを並列に接続している (図 5.1.13)。よって、原因として考えられることは、次の 2 つである。

- (ア) 窒素の流路が複数存在しているため、液化窒素の分配に偏りが生じ、有効に利用されていない伝熱管が存在している。例えば、液は下に、ガスは上に溜まるため、下側の伝熱管は液が流れるが、上側の伝熱管はガスしか流れない、といったことが考えられる。
- (イ) 伝熱管の径が小さくなったことによって、従来の相関式で熱伝達率を予測することができなくなった。

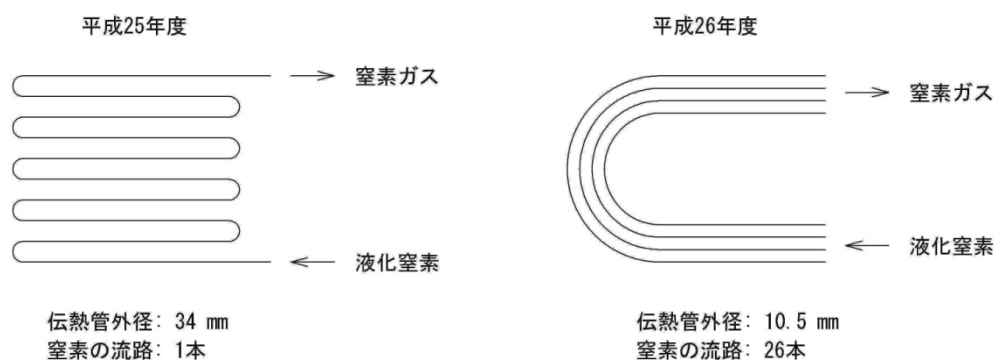


図 5.1.13 平成 25 年度と 26 年度の熱交換器の比較

(ア)の仮説を検証するため、実験番号 A1～A4 と同じ運転条件で窒素の出入口を逆に接続した場合（実験番号 B1～B4）、および熱交換器を 90° 回転させて縦置きにした場合（実験番号 C1～C4）の実験を行い、熱交換器の能力が変化するかどうかを確認した。それぞれの場合の液化窒素の分配イメージを図 5. 1. 14 に示す。仮に、この図のように液化窒素の分配に変化があるとすれば、熱交換器の能力に変化がみられると考えられる。

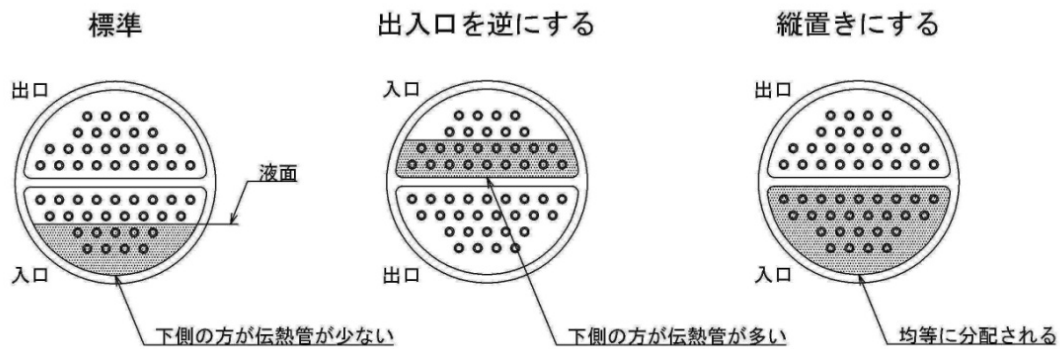


図 5. 1. 14 液化窒素の分配イメージ

試験の結果、熱交換器の能力に変化は見られず、窒素の流路が複数存在していることが原因ではないことが確認できた（図 5. 1. 12）。

(イ)の熱伝達率の相関式に関しては、従来 of 相関式で計算した熱伝達率に 0.6 の修正係数を乗じると試験結果と理論値がほぼ一致することから、修正係数を導入した解析手法で熱交換器を再設計し、性能評価試験をやり直すことにした。

5. 1. 4 冷熱回収熱交換器の試作②

(1) 冷熱回収熱交換器の設計条件

再製作した冷熱回収熱交換器の設計条件と主な仕様を表 5. 1. 5 に示す。シェルは前回の試作から流用し、管束およびボンネット部のみ再製作した。

表 5.1.5 再製作した冷熱回収熱交換器の設計条件と主な仕様

項目		単位	伝熱管側	シェル側
運転条件	流体	—	液体窒素	ナイブライン Z1 46 w%
	圧力	MPa(abs)	0.4	—
	流量	kg/h	150	3100
	入口温度	°C	-182	-5
	出口温度	°C	-20	-10
	交換熱量	kW	15	
伝熱管	種類		Uチューブ	
	材質	—	SUS304TP	
	外径	mm	10.5	
	伝熱面積	m ²	3.3	
シェル	材質	—	SUS304TP	
	外径	mm	216.3	
	長さ	mm	1650	
外形	長さ	mm	1930	
	高さ	mm	450	
	幅	mm	320	
	乾燥質量	kg	160	

(2) 冷熱回収熱交換器の構造

再製作した冷熱回収熱交換器の外形図を図 5.1.15 に、管束の外形図を図 5.1.16 に示す。窒素側の熱伝達率を大きくするため、2パス（2往復）にして窒素の流速を高めた。さらに、1パス目は密度の大きい液あるいは低温ガスの状態で流れるので伝熱管の本数を少なくし、ガス化して密度の小さい状態で流れる2パス目の本数を多くすることによって、限られた数の伝熱管を有効に利用できるようにした。

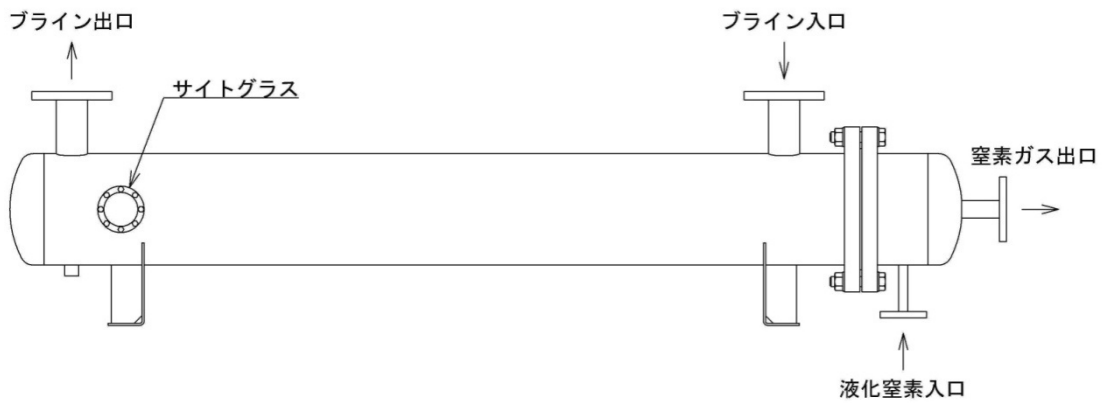


図 5. 1. 15 再製作した冷熱回収熱交換器の外形図

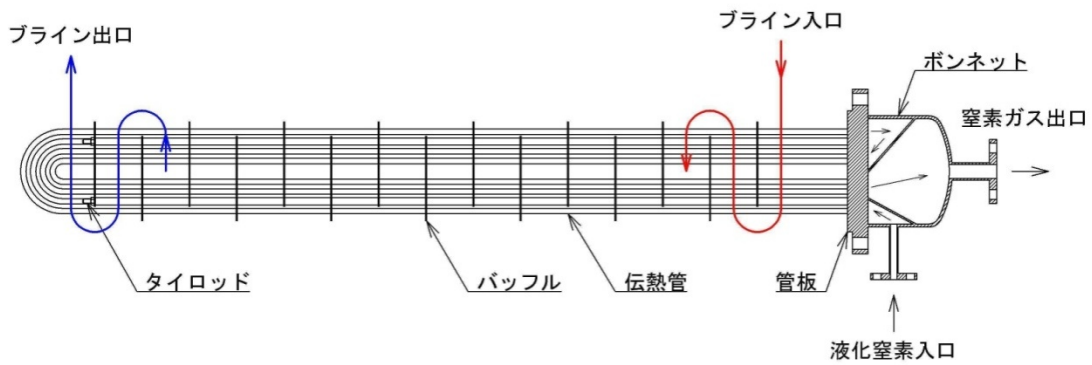


図 5. 1. 16 再製作した管束の外形図

(3) 冷熱回収熱交換器の試作

再製作した管束の外観を図 5. 1. 17 に示す。前回と同様に、溶接工程後に酸洗いを行っている。

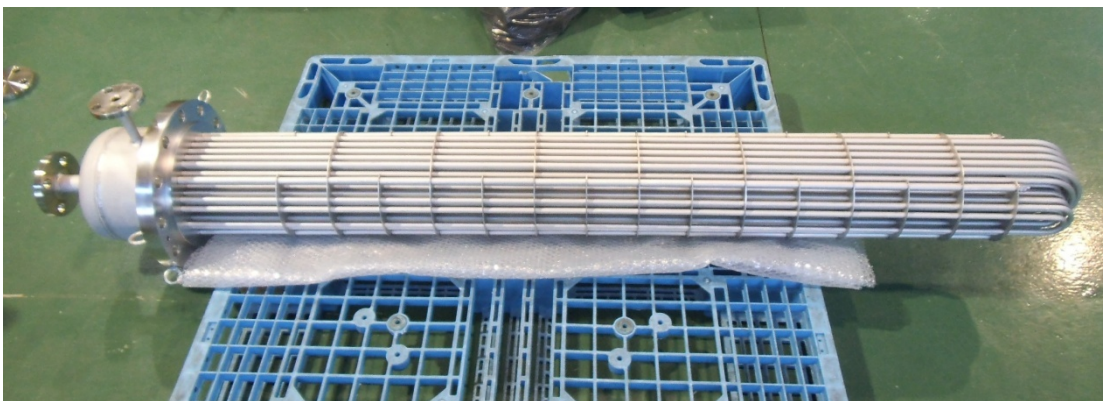


図 5. 1. 17 再製作した管束の外観

5.1.5 冷熱回収熱交換器の性能評価試験②

(1) 試験装置

5.1.3 節と同じため省略する。

(2) 試験結果

試験の運転条件と結果を表 5.1.6 に示す。実験番号 D1～D3 は設計条件に対して窒素流量を減らした場合、D4 は設計条件、D5 は設計条件に対して窒素流量を増やした場合である。

表 5.1.6 運転条件と試験結果

項目	窒素			ブライン				
	流量	出口温度	圧力損失	流量	入口温度	出口温度	交換熱量	
記号	F_n	T_{n2}	ΔP_n	F_w	T_{w1}	T_{w2}	Q_w	
単位	kg/h	°C	kPa	kg/h	°C	°C	kW	
実験番号	D1	56	-29	5	3088	-8.3	-9.7	4.2
	D2	87	-31	9	3088	-7.8	-10.0	6.5
	D3	115	-31	13	3089	-6.9	-9.9	9.0
	D4	114	-33	16	3089	-6.2	-9.9	11.0
	D5	173	-35	21	3089	-5.2	-9.9	14.1

窒素流量と回収冷熱量の関係を図 5.1.18 に、窒素流量と窒素出口温度の関係を図 5.1.19 に示す。図 5.1.18 より、回収冷熱量は前回の試作より改善したが、理論値にはわずかに届かなかった。しかし、図 5.1.19 より、窒素の出口温度は窒素流量が変化しても -30°C から -35°C で安定しており、その傾向は理論値と一致した。このことから、伝熱管の能力は十分であり伝熱管の出口ではほぼ理論値どおりの温度まで昇温されているが、ボンネット部で入口から流入した液化窒素と熱交換することによって出口温度が低下していると考えられる。

この結果より、これまでは窒素の出口温度に 5°C の余裕を取っていたが、この余裕を 20°C に修正することにした。ボンネット部での温度低下は、仕切板を 2 重にして断熱性を高めるなどの工夫をすれば、より小さくできると考えられる。

いずれの実験においてもサイトグラスから見える範囲では着氷は確認できず、安定して運転できていることが確認できた。

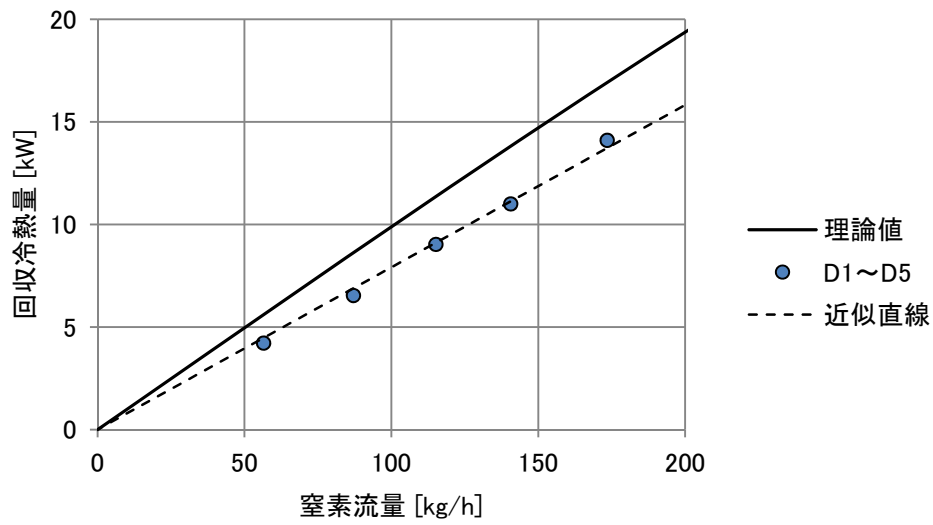


図 5. 1. 18 窒素流量と回収冷熱量

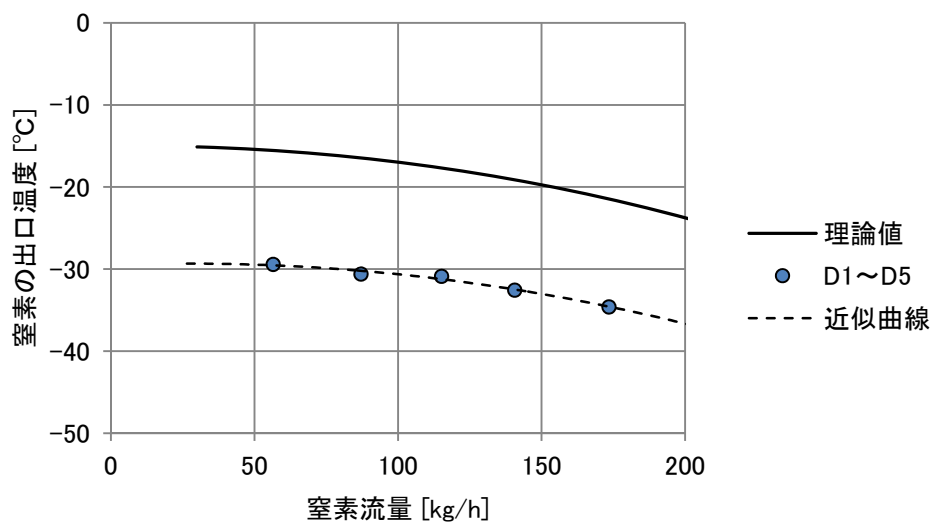


図 5. 1. 19 窒素流量と窒素の出口温度

窒素流量と窒素の圧力損失の関係を図 5. 1. 20 に示す。窒素の圧力損失は理論値とほぼ一致しており、理論解析によって予測できることが確認できた。

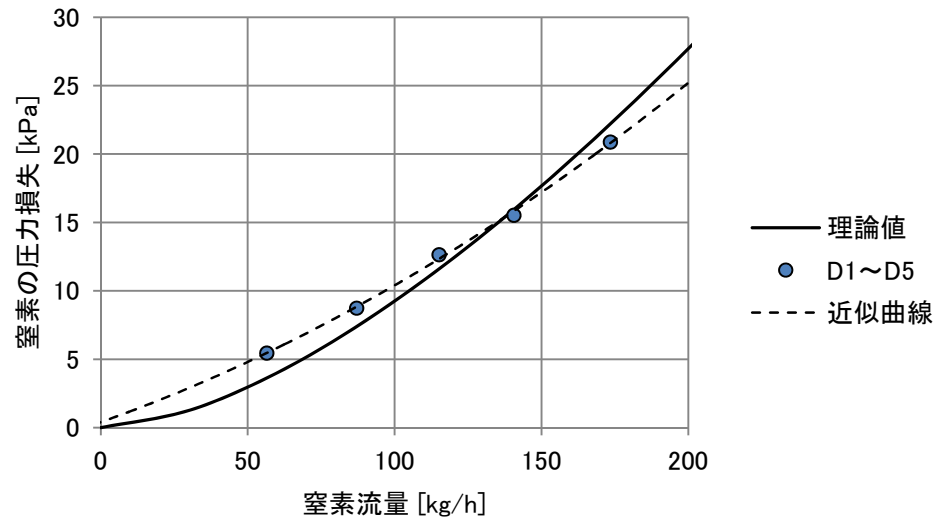


図 5. 1. 20 窒素流量と窒素の圧力損失

(3) 運転限界時の挙動確認

伝熱管への着氷が成長して運転限界に達したときの挙動を確認するため、ブライン温度およびブライン流量を下げたところ、ブライン出口温度を -15°C 、ブライン流量を 2100 kg/h まで下げたところでサイトグラスから着氷が確認できた (図 5. 1. 22)。

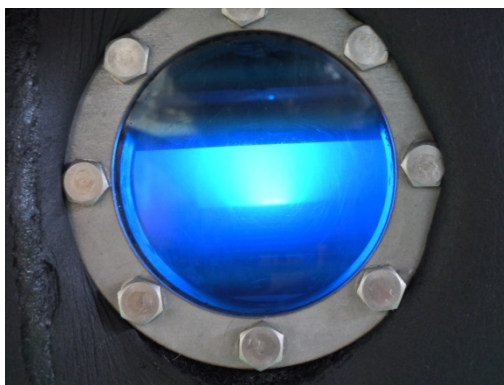


図 5. 1. 21 着氷前の伝熱管



図 5. 1. 22 着氷後の伝熱管

この状態で運転を継続すると着氷は成長を続け、窒素の出口温度が低下し、ブラインの圧力損失が増加した (図 5. 1. 23)。この結果より、冷熱回収熱交換器を保護する手段としては、窒素の出口温度およびブラインの圧力損失 (流量を一定に保つ制御を行っていない場合は流量) を監視することが有効である。

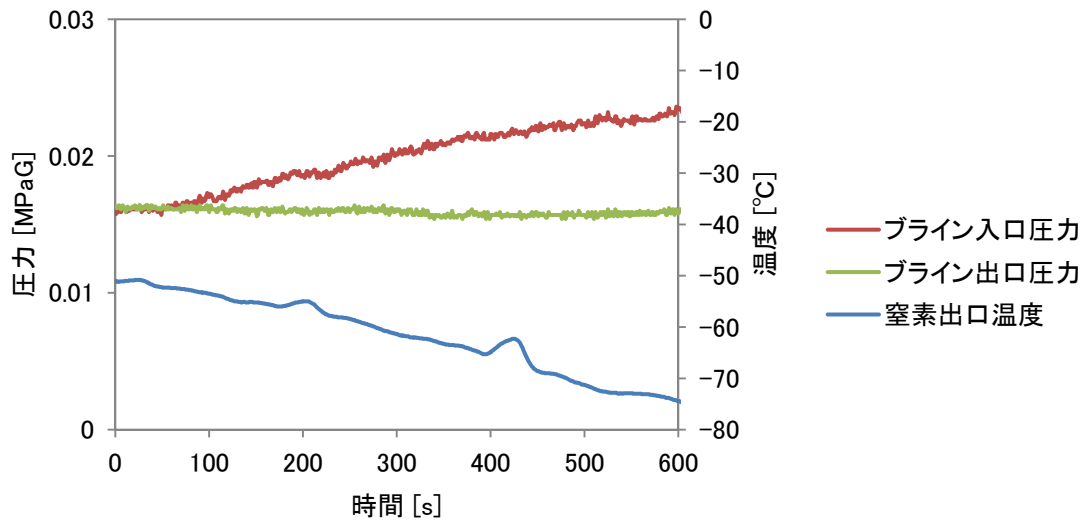


図 5.1.23 運転限界時の挙動

5.1.6 冷熱源を LNG に置き換えた場合の能力推定

本事業では安全のため LNG の代わりに液化窒素を冷熱源として性能評価試験を実施した。そこで、LNG を冷熱源とした場合に再製作した熱交換器で回収できる冷熱量の試算を行う。計算を簡単にするため、LNG の組成はメタン 100% とする。

窒素および LNG の物理特性を表 5.1.7 に、理論解析によって得られた予想性能曲線を図 5.1.24 から図 5.1.26 に示す。理論解析は再製作した熱交換器の構造および伝熱管仕様で行っており、性能評価試験によって得られた修正係数が織り込まれている。

表 5.1.7 窒素と LNG の物性値の比較 0.4MPa(abs)

項目	単位	窒素	LNG (メタン 100%)
飽和温度	°C	-182	-141
飽和液密度	kg/m ³	738	391
飽和ガス密度	kg/m ³	17.1	6.69
蒸発潜熱	kJ/kg	177	467
ガス密度 (0°C)	kg/m ³	4.90	2.87
ガス定圧比熱 (0°C)	kJ/kg・K	1.05	2.20

LNG の蒸発潜熱およびガス比熱は窒素の約 2 倍であり、半分の質量流量で同等の冷熱を回収することができる (図 5.1.24)。しかし、LNG は蒸発潜熱が大きく気化し難

いため、NG の出口温度は窒素の場合に比べて低下する（図 5. 1. 25）。したがって、LNG を冷熱源にする場合は、LNG に最適化した熱交換器を設計する必要がある。

圧力損失については、質量流量が同じであれば LNG と窒素の差はほとんどなく、質量流量が半分で済む LNG の方が圧力損失を小さくできる（図 5. 1. 26）。

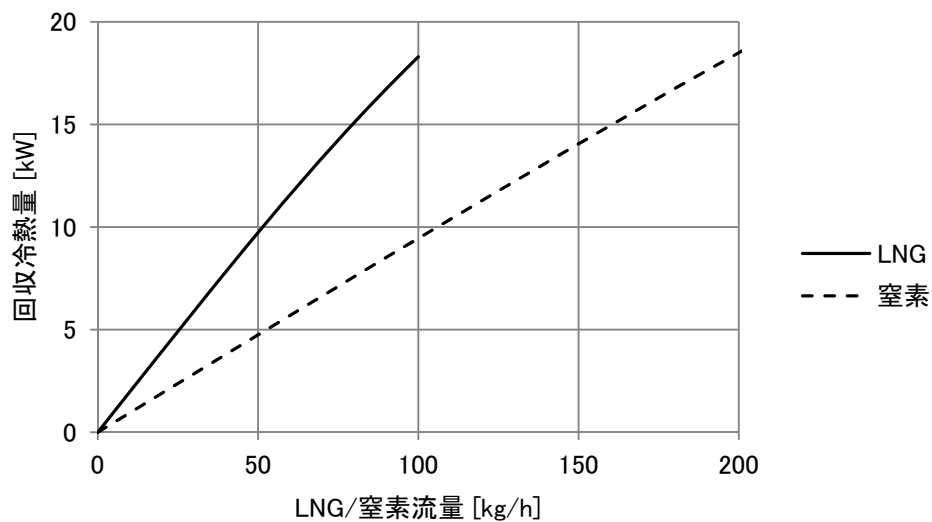


図 5. 1. 24 回収冷熱量の予想性能曲線

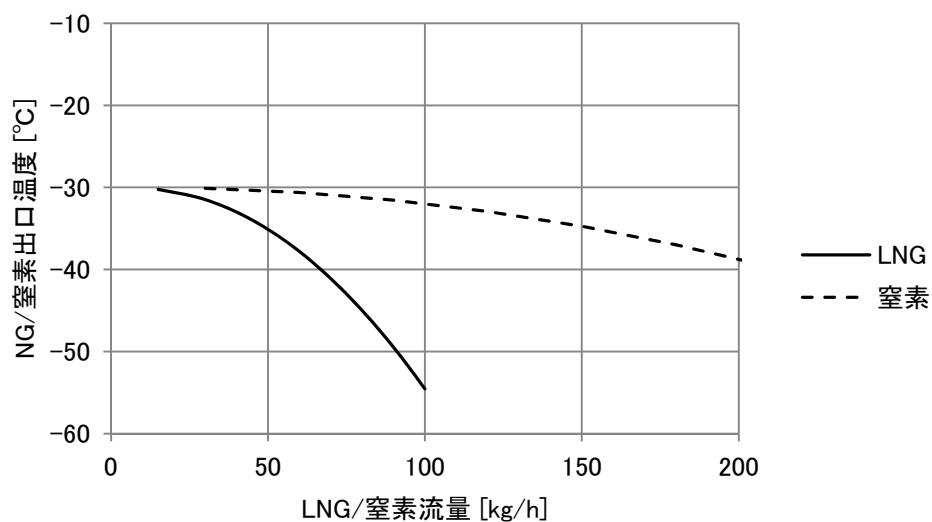


図 5. 1. 25 NG/窒素出口温度の予想性能曲線

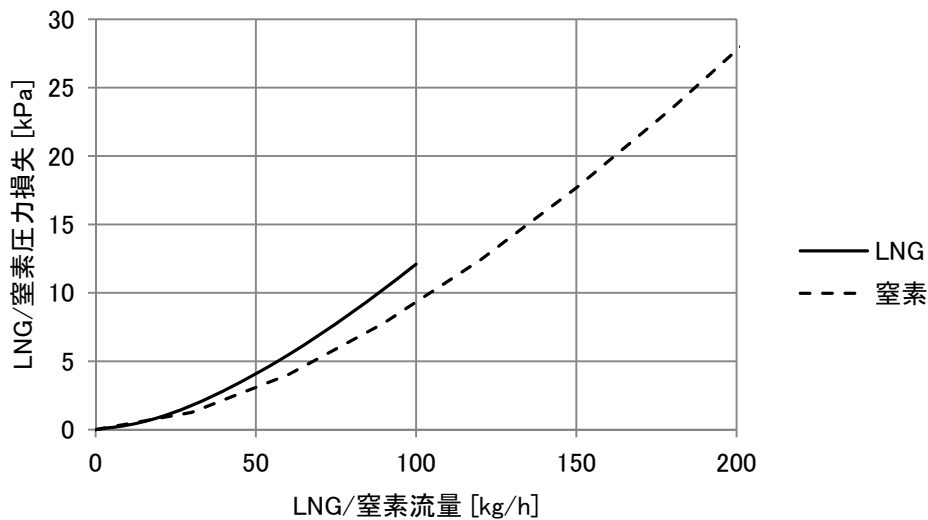


図 5.1.26 LNG/窒素圧力損失の予想性能曲線

5.1.7 冷熱回収熱交換器の試作のまとめ

前年度に決定したシェル内部構造を採用してシェルアンドチューブ型の冷熱回収熱交換器を2回試作した。1回目の試作から得られた知見を理論解析に反映し、2回目の試作ではほぼ理論通りの回収冷熱量を得ることができた。さらに、2回目の試作から得られた情報を理論解析に織り込み、LNGを冷熱源とした場合の予想能力曲線を作成した。

伝熱管の着氷が成長して運転限界に達したときの挙動を確認し、LNGの出口温度およびブラインの圧力損失（流量を一定に保つ制御を行っていない場合は流量）を監視すれば、冷熱回収熱交換器をブラインの凍結による破損から保護できることが分かった。

構造的には、伝熱管の径を細く、かつ伝熱管のピッチを、着氷を考慮した上でできるだけ狭くすることによって、熱交換器の質量および体積を前年度の約半分にすることができ、大幅な合理化、小型化を達成した。

5.2 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの試験用空調装置の試作

蒸発温度よりも低温度の冷熱によって冷媒を再液化させるための低温凝縮器(再液化器)の構造、再液化された冷媒を循環させるポンプの運転特性、並びにそれに繋がる蒸発器への適正な冷媒供給のための流量と圧力の制御方法等を明確にし、これらの機器で構成される、冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの試験用空調装置を設計・試作した後、運転試験を実施し、冷媒循環量と蒸発温度が適正值であることを確認し、冷媒循環ポンプの運転特性の検証と再液化器の性能、消費電力、エネルギー効率を従来空調装置と比較・検証する性能評価を行う。

(1) 記号と添字

本節で記載している記号、および添字について以下に説明する。

記号一覧

COP	成績係数	—	qv	体積流量	m ³ /h
f	周波数	Hz	SC	過冷却度	K
h	エンタルピー	kJ/kg	SH	過熱度	K
P	動力	kW	t	温度	°C
p	圧力	MPa(abs)	tk	凝縮温度	°C
pk	凝縮圧力	MPa(abs)	to	蒸発温度	°C
po	蒸発圧力	MPa(abs)	Φo	冷却能力	kW
qmr	冷媒循環量	kg/s	Φk	凝縮熱量	kW

添字

c	冷水	s	吸込側
d	吐出側	w	冷却水
r	冷媒		

5.2.1 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの設計

(1) 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの狙い

従来の冷凍サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルを、p-h 線図上に示す(図 5.2.1)。従来の冷凍サイクルは、凝縮器の冷却源に、船舶の一般的な条件である海水 32°C を使用した場合のサイクルであり、凝縮温度は 40°C となる。冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルは、凝縮器の冷却源に、LNG から冷熱回収した低温の冷水を利用し、凝縮温度・圧力を蒸発温度・圧力以下に下げたサイクルである。結果的に、圧縮機の代わりに冷媒液ポンプによる冷媒の循環が可能となり、大幅な動力の低減および冷却能力の増加により、システムの高効率化が可能となる。

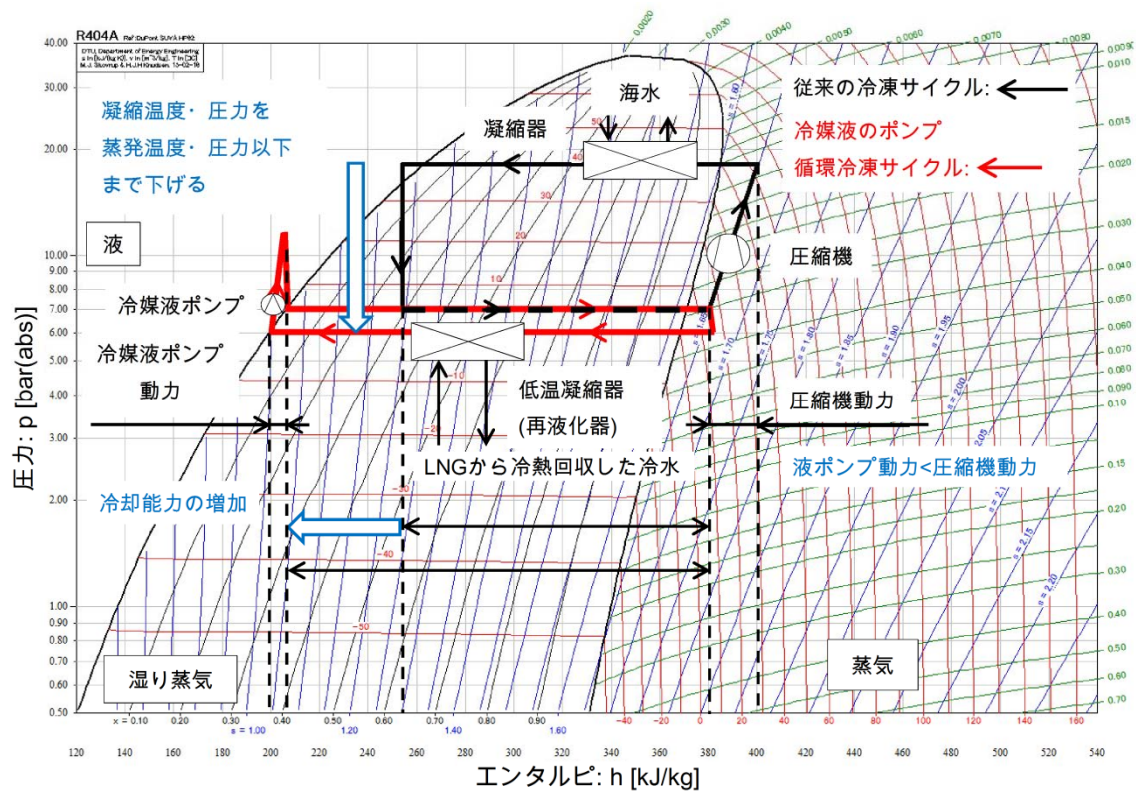


図 5.2.1 従来サイクルと冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの比較

空調装置の冷凍サイクルと p-h 線図の説明は、4.2.1 節を参照とする。

(2) 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルに必要な機能

冷媒液ポンプを正常に運転するためには、冷媒液ポンプの吸込側の冷媒が 100%液の状態であればならない。すなわち、冷媒液ポンプの上流側の低温凝縮器(再液化器)で十分な過冷却度を取る必要がある。低温凝縮器は、器内の伝熱管の一部を冷媒液に浸して、確実に過冷却度が取れる構造とする。また、十分な吸込ヘッドを確保できるように、低温凝縮器は、冷媒液ポンプよりも1m以上高い位置に設置する。蒸発器に送る冷媒の調整は電子膨張弁でおこなうこととし、冷媒液ポンプで昇圧後の冷媒を過熱度制御により減圧する。蒸発器出口側には、常に凝縮圧力が蒸発圧力以下になるように、蒸発圧力の低下を防止する圧力調整弁を設ける。

5.2.2 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの試験用空調装置の試作

(1) 設計条件

試験用空調装置の試作機には、蒸発器の負荷側の条件を安定させて、正確なデータが計測できるように、チラーユニットを採用した。試作機の設計条件を表 5.2.1 に示す。冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの評価基準となる従来サイクルの条件として、凝縮器の冷却水は清水 32°C、凝縮温度 40°C とし、船舶の一般的な条件とした。冷

却能力については、船舶の小型のパッケージ型エアコンと同容量の 10kW 程度とした。冷媒液のポンプ循環冷凍サイクルの条件は、冷却水にブライン-5°Cを使用し、凝縮温度が 3°C になるように計画をおこなった。低温凝縮器の設計は、4.4.1 節を参照とする。今回使用したブラインの物性値は、表 5.2.2 に示す。

表 5.2.1 設計条件

機器	要目	記号	単位	A. 従来(圧縮機)サイクル	B. 冷媒液のポンプ循環冷凍サイクル
共通	冷媒	-	-	R404A	R404A
圧縮機	蒸発温度	to	°C	5	-
	蒸発圧力	po	MPa(abs)	0.70	-
	凝縮温度	tk	°C	40	-
	凝縮圧力	pk	MPa(abs)	1.82	-
	過熱度	SH	K	8	-
	過冷却度	SC	K	1	-
	周波数	f	Hz	60	-
	動力	P	kW	3.32	-
	成績係数	COP	-	3.80	-
冷媒液ポンプ	蒸発温度	to	°C	-	5
	蒸発圧力	po	MPa(abs)	-	0.70
	凝縮温度	tk	°C	-	3
	凝縮圧力	pk	MPa(abs)	-	0.66
	過熱度	SH	K	-	0.5
	過冷却度	SC	K	-	1
	周波数	f	Hz	-	90
	動力	P	kW	-	0.36
	成績係数	COP	-	-	35.3
凝縮器	冷却水	-	-	清水	ブライン
	冷却水入口温度	tw1	°C	32	-5
	冷却水出口温度	tw2	°C	35.4	-3.5
	冷却水流量	qvw	m ³ /h	4.24	8.46
	凝縮熱量 ^{※1}	Φk	kW	16.7	13.2
蒸発器	チラー水	-	-	清水	清水
	チラー水入口温度	tc1	°C	15	15
	チラー水出口温度	tc2	°C	10	10
	チラー水流量	qvc	m ³ /h	2.15	2.15
	冷却能力	Φo	kW	12.5	12.5

※1. 凝縮熱量 Φk [kW] の設計条件は、必要凝縮熱量の 5°C の余裕を含める。

表 5.2.2 ブラインの物性値

項目	値	備考
名称	ナイブラインZ1	
主成分	エチレングリコール系	
濃度	46wt%	
凍結温度	-20℃	
密度	1060kg/m ³	46wt%, -5℃の値
比熱	3.52kJ/(kg・K)	46wt%, -5℃の値
熱伝導率	0.45W/(m・K)	46wt%, -5℃の値
粘性率	0.007Pa・s	46wt%, -5℃の値

(2) 試験用空調装置の試作機

試験用試作機の仕様表を表 5.2.3 に、写真を図 5.2.2 に示す。また、試作機の系統図を図 5.2.3 に示す。