

JAERI - M
89-040

10kWヘリウム冷凍機熱設計

1989年3月

山村 秀政*・加藤 崇・多田 栄介・檜山 忠雄
河野 勝己・佐藤 昌彦**・島本 進

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

JAERI-Mレポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の間合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

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

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1989

編集兼発行 日本原子力研究所
印 刷 株原子力資料サービス

10 kWヘリウム冷凍機熱設計

日本原子力研究所那珂研究所核融合研究部

山村 秀政*・加藤 崇・多田 栄介・檜山 忠雄
河野 勝己・佐藤 昌彦**・島本 進

(1989年3月9日受理)

トカマク型核融合実験炉に使用する超電導トロイダルコイルの開発を目的として、現在、原型トロイダルコイル計画が進められている。この計画では、大型ヘリウム冷凍システムを必要としており、その冷凍能力としては、4 Kにおいて、約10 kWである。

本書は、その大型冷凍システムのシステム検討およびその結果を用いて最適熱設計を示すものである。さらに、最終目標である核融合実験炉用冷凍機(30 kW × 4 units)の開発に要する課題を挙げるものである。

Thermal Design of a 10-kW Helium Refrigerator

Hidemasa YAMAMURA^{*}, Takashi KATO, Eisuke TADA, Tadao HIYAMA
Katsumi KAWANO, Masahiko SATO^{**} and Susumu SHIMAMOTO

Department of Thermonuclear Fusion Research
Naka Fusion Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Naka-machi, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received March 9, 1989)

The Proto Toloidal Coil program, which is to develop the large superconducting toloidal coil for the Fusion Experimental Reactor (FER), is being investigated. In this program, construction of the 10-kW helium refrigeration system is indispensable.

This paper describes the optimized system design of 10-kW helium refrigerator based on the thermal analysis. In addition, the key items to be developed for the large scale helium refrigerator (30 kW × 4 units) of the FER are described.

Keywords: Refrigerator, JT Valve, SHE Turbine, JT Heat Exchanger,
Helium

* On leave from Kobe Steel Co. ltd.

** On leave from Ishikawajima-harima heavy industries Co. ltd.

目 次

1. 超電導磁石用ヘリウム冷凍機に要求される項目	1
2. 主要構成機器による冷凍システム検討	3
2.1 J T弁動作条件	3
2.2 J T熱交換器動作条件	3
2.3 タービン膨張機動作条件	4
2.4 先進的プロセスの検討	5
2.4.1 S H Eタービン膨張機の採用	5
2.4.2 圧縮機の検討	6
2.4.3 その他	6
3. 10 kWヘリウム冷凍システム熱設計	19
3.1 基本仕様	19
3.2 前提条件	19
3.3 定常運転	20
3.4 定常運転の高効率化	20
3.5 初期冷凍	21
3.6 減量運転	23
4. 今後の開発課題	36
5. ま と め	36
謝 辞	37

Contents

1. Required items of helium refrigerator for superconducting magnets	1
2. Evaluation of refrigeration system design	3
2.1 Operating condition of JT valve	3
2.2 Operating condition of JT heat exchanger	3
2.3 Operating condition of turbine expander	4
2.4 Evaluation of advanced process	5
2.4.1 SHE turbine expander	5
2.4.2 Main compressor	6
2.4.3 Others	6
3. Mass and heat balance of 10 kW helium refrigerator	19
3.1 Specifications	19
3.2 Boundary conditions of thermal analysis	19
3.3 Normal operation	20
3.4 Effective normal operation	20
3.5 Cool down	21
3.6 Reduced operation	23
4. Development items	36
5. Conclusions	36
Acknowledgments	37

1. 超電導磁石用ヘリウム冷凍機に要求される項目

核融合実験炉用超電導磁石の冷却システムには、

- (1) コイルがクエンチした場合、コイル内で圧力上昇および温度上昇が起こるが、この影響に充分対応できるシステムであること。
- (2) 安定運転のため、系内への不純物混入がないシステムであること。特に、タービン膨張機およびJT弁の故障等を防止する。

等が要求される。この2項目を満足するシステムとして図1.1に示す分離ブライトンサイクルが挙げられる。このサイクルは、フィード圧縮機(C10)、リサイクル圧縮機(C60)、高温側タービン膨張機(D01)、低温側タービン膨張機(D02)、2個のJT弁および熱交換器(E20-E26)より構成されている。このプロセスでは、フィード圧縮機より吐出されたガスはコイルからの戻りガスとタービン膨張機からの寒冷ガスにより5 K程度まで予冷され、さらに2台のJT弁により等エンタルピー膨張し4 Kまで冷却される。このガスがコイルの熱負荷を取り、コイルを所定の温度(約4 K)に保持し超電導状態を維持している。このシステムは、既設の1.2kW-350ℓ/hヘリウム冷凍機に採用されており、超電導磁石の各種実験に耐え充分安定に運転されることが確認されている。また、上記以外の特徴として

- (1) クロードサイクルのように、タービン吐出圧力とJT弁吐出圧力を必ずしも一致させる必要はない。すなわち、各々任意の最適圧力を選択できる。
- (2) 寒冷発生源(リサイクル系)と冷媒供給源(フィード系)が分離しており、冷媒供給量とコイル熱負荷が一对一对応であり、高い制御性が得られる。

等がある。

本書では、この基本サイクルに基づき各種検討を行う。

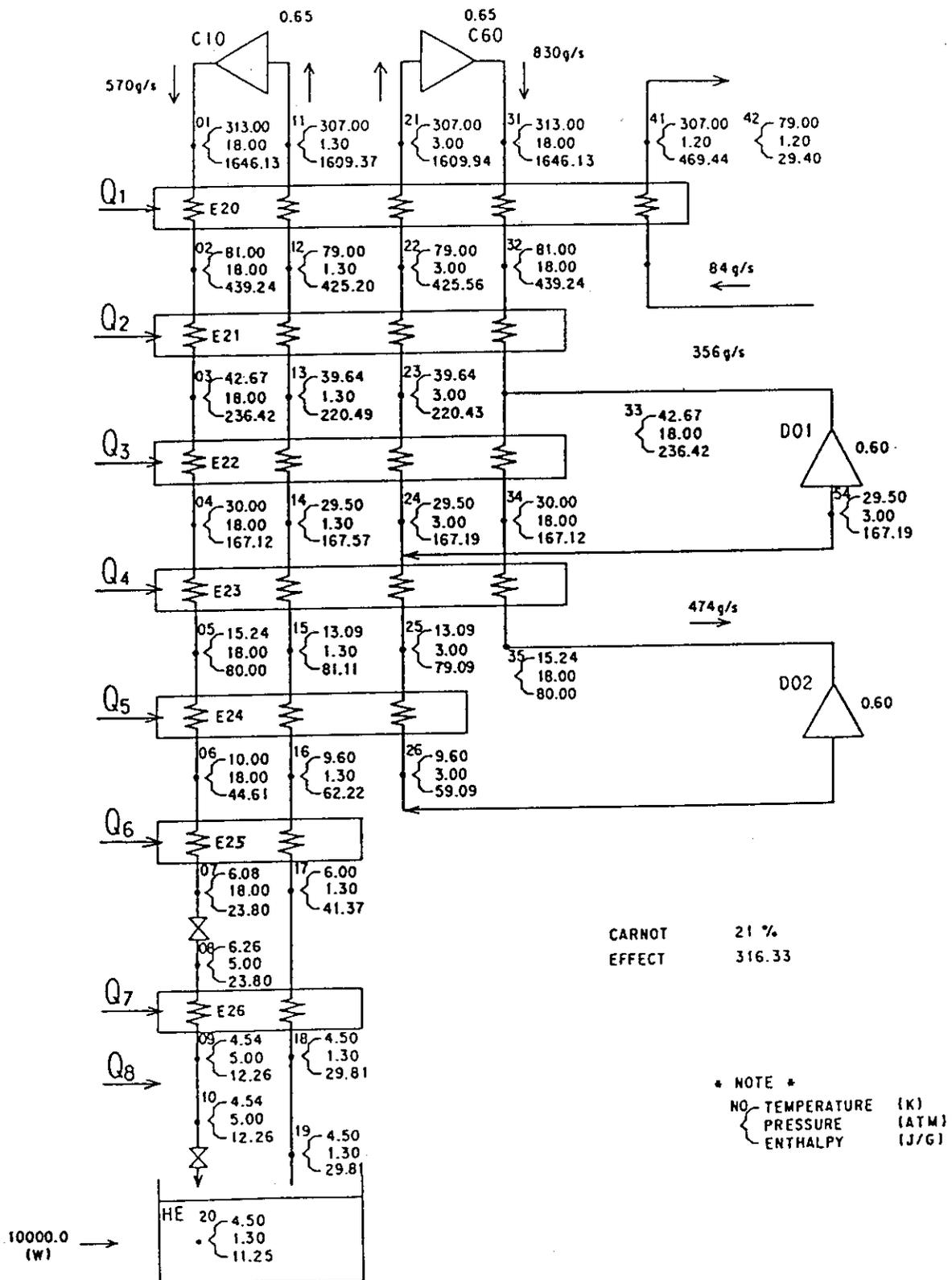


図 1.1 10 kW 冷凍機基本サイクル

2. 主要構成機器による冷凍システム検討

本章では、熱効率の観点からシステム検討を行う。尚、検討にあたってヘリウム圧縮機およびタービン膨張機の効率は、それぞれ65%、60%とした。また、熱解析コードとしては、当研究室所有の“CRYO-II”を用いた。図1.1は、今回の検討対象である基本サイクルに対する“CRYO-II”を用いた計算例である。

2.1 JT弁動作条件

JT弁は、等エンタルピー膨張により温度降下をもたらすものであり、ヘリウムの理想気体からのずれが大きい程、温度降下が大きくなる。

JT弁の出口圧力を1.2 atmと固定して、入口温度および入口圧力をパラメータとして温度降下を求めると図2.1のようになる。この図より、入口圧力が高いほど、また入口温度が低いほどJT膨張による温度降下が大きいことが分かる。

図2.2は、出口条件として、1.2 atm, 4.4 Kを固定し、入口圧力および温度をパラメータとして流量1g/s当りの冷凍能力を求めたものである。これにより、入口圧力および温度が低いほど、単位流量当りの冷凍能力が大きいことが分かる。図2.2中のA点は、図1.1に示す基本サイクルにおけるJT弁入口条件を示しており、単位流量当りの冷凍能力が、約18 W/(g/s)となり理想的条件で設計されていることが分かる。但し、この設計では、JT熱交換器のサイズを無視している。この辺りを考慮すると、実用上では、JT弁入口圧力および温度として5 atm, 5 K程度が適していると考えられる。

2.2 JT熱交換器動作条件

動作条件を検討するに当たって、下式に示すFOM (Figure Of Merit) を用いる。

$$Q_r = \dot{m} (h_1 - h_2) \quad (2-1)$$

$$W_c = \dot{m} R T \ln (P_2 / P_1) / \eta \quad (2-2)$$

$$FOM = W_c / Q_r \quad (2-3)$$

ここで、 Q_r : 冷凍能力、 W_c : 圧縮機動力、 η : 等温圧縮効率、 \dot{m} : 流量、 h : エンタルピー、 R : 気体定数 (= 2.07722 J/gK)、 T : 入口温度、 P : 圧力、1: コイル入口、2: コイル出口である。

図2.3は、JT熱交換器の低圧側 (point 3&4) を1.2 atm, 4.4 Kと固定、また、JT熱交換器高温端温度差 (ΔT_{15}) を0.4 Kと仮定し、JT熱交換器の入口圧力および温度 (P_1, T_1) をパラメータとしてFOMを求めたものである。これは、通常の1 JT弁方式のFOMである。この図より、入口温度が低いほど、また、入口圧力が高いほどFOMは小さくなり効率的となるが、1 JT弁方式の場合、 $\Delta T_{24} < 0 K$ となる領域が存在し、この条件により実用上のFOMは制限されることが分かる。例えば、図1.1に示す条件 (18 atm, 10 K) では、図2.3に示すように ΔT_{24}

<0Kとなり、高効率な運転ができないが、図1.1に示すような2JT弁方式を採用すると、運転が可能となる。これは、図2.4に示すようにヘリウムのエンタルピーの非直線性を利用していることに起因しており、第1JT熱交換器高圧側入口温度が基本サイクルと同じ10Kである場合には、第1JT弁出口圧力を約6atm以下とすれば、第2JT熱交換器低温端温度差 $\Delta T_{24} > 0K$ となる。

以上のように、2JT弁方式においては、1JT弁方式より高効率な冷凍運転が可能となることが明らかとなった。1JT弁方式で基本サイクルと同じ条件（18atm, 10K）を達成するには、 $\Delta T_{15} > 1.2K$ を満たす必要があり、2JT弁方式と比較すると約30% FOMが劣化している。

液化運動の場合には、1JT弁方式においては、戻り寒冷が少ないために、図2.5に示すように、 $\Delta T_{24} < 0K$ となる領域が30atm以上で発生することになり、冷凍運転のような顕著な効率差は両方式に対してみられない。

この結果から、JT熱交換器の動作条件として、効率の観点から2JT弁方式を採用することが望ましい。この場合、 ΔT_{24} が律速となり、図2.4より、第1JT熱交換器高圧側入口温度は、10K-11Kが適当であることが分かる。但し、これは、 $\Delta T_{15} = 0.4K$ の場合であり、 ΔT_{15} をさらに大きくとれば動作温度を下げることは可能であるが、後述するタービン膨張機の動作温度により決めなければならない。

2.3 タービン膨張機動作条件

(1) 直列配置と並列配置の比較

タービン膨張機の配列比較を行うに当たって、図2.6に示すモデルを用いた。ここで、 Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 は、図1.1の基本サイクルで設定した各熱交換器への侵入熱量である。

また、FOMは、(2-4)式で求めた。

$$FOM = mRT \ln(P_9/P_1) / (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) \quad (2-4)$$

ここで、 m : 圧縮機の流量, R : ガス定数, T : 入口温度, P : 圧力 である。各熱交換器の高温端温度差を基本サイクルと同一として、膨張機吐出圧力および温度をパラメータとして求めたFOMを図2.7および図2.8に示す。

並列配置の場合のFOMは、図2.7に示すとおりである。膨張機吐出圧力が低い（膨張比が大きい）程、また、高温側タービン膨張機（D01）吐出温度が高いほど、FOMが小さく効率的である結果となった。但し、この計算においてはタービン効率を一定としているため、このような結果が得られたものであり、厳密には、膨張比が小さい程効率が向上することも考慮しなければならない。

直列配置の場合のFOMは、図2.8に示すとおりである。(1) $P_9 = 18 \text{ atm}$, $P_5 = 1.2 \text{ atm}$ の場合、高温側タービン膨張機の膨張比が小さい程、FOMが小さくなるが、 $P_7 = 9 \text{ atm}$ 程度の条件が最も良く、 $FOM = 22 (W/W)$ となる。(2) $P_9 = 18 \text{ atm}$ を固定し、 $P_9/P_7 = P_7/P_5$ に従い P_5 を変化させる場合には、 P_5 が小さい程FOMが小さくなり効率的となる。

上述したように、この検討においてはタービン効率を一定にしており、厳密には、動作圧力および温度依存性を加味する必要があるので、直列と並列配置のFOMの比較は困難であるが、高温側タービン膨張機吐出温度が同じである $T_7 = 35K$ のFOMを図2.7および図2.8より求める

と、

(並列配置) FOM = 23 (W/W)

(直列配置) FOM = 23.8 (W/W)

となる。このように、この検討においては、並列配置が僅かに効率的である結果となったが、一般的には、直列配置は膨張効率が高くなる動作圧力条件を設定できることから、並列配置よりわずかに効率的になると考えられる。しかし、負荷変動あるいは減量運転等に対する制御性の観点からは、並列配置が優位である。従って、総合的見地に立って基本サイクルとしては、並列配置とする。

(2) 動作条件

図1.1の基本サイクルに基づき、高温側および低温側タービン膨張機の動作条件を全体熱バランスより求めると、図2.9および図2.10のようになる。但し、動作圧力としては、18atmから3atmに膨張するとしている。また、液化能力としては、3000ℓ/hである。

図2.9より、高温側タービン膨張機吐出温度約30Kにおいて、%カルノーが最高値をとることから、この温度が最適値であると考ええる。

低温側タービン膨張機の動作温度は、図2.10に示すように、吐出温度が低くなるほど効率が良くなる傾向にあることがわかる。しかし、温度が下がってくると、タービン膨張機出口が湿り状態となり運転が不安定となる可能性がある。従って、低温側タービン膨張機吐出温度としては、11K程度が安全であると考ええる。この結果より、2.2節で述べた第1JT熱交換器高压側入口温度を11Kとする。

2.4 先進的プロセスの検討

前章までは、従来の冷凍機の主要機器に対するプロセス検討を行ってきたが、本章以降においては、さらに効率的なプロセスの検討を行う。

2.4.1 SHEタービン膨張機の採用

図2.11に示すように、2JT弁方式の第1JT弁の代わりに、SHEタービン膨張機を用いる場合のFOMについて検討する。この場合のFOMは、式(2-5)で与えられる。

$$FOM = (RT \ln (P1/P5)) / (h4 - h2) \quad (2-5)$$

ここで、R: 気体定数、T: 入口温度、P: 圧力、h: エンタルピー、添字は、図2.11の各プロセス点に対応する。

SHEタービン膨張機効率を60%、第2JT熱交換器低温端温度差(ΔT24)を0.2Kとした場合のFOMを図2.11に示す。図1.1に示す基本サイクル同様、P1=18atm、ΔT15=0.4Kとすると、SHEタービン膨張機の吐出圧力に関係なく第2JT熱交換器でΔT24<0となる。P1=18atm、T1=10Kを満足するためには、ΔT15>1.2K以上とする必要がある。この場合のFOMは、P7=3atmで、約90(W/W)となる。また、入口圧力(P1)を変化させていくと、P1=12atmで、T1=10K、ΔT15=0.4Kを満足することができ、FOMは、約80(W/W)となる。

これらの結果を用いて2JT弁方式との効率比較を行うと、2JT弁方式と同じT1およびΔT

15の場合、SHEタービン膨張機方式のFOMは、2JT弁方式より約20%良く、また、同じ圧力条件(P1, P7)では、約10%FOMが向上する。ただし、液化運転においては、1JTと2JT弁方式の比較同様効率向上はみられない。

以上のように、SHEタービン膨張機を採用することにより、効率向上が得られることが明かとなった。しかし、現状技術においては、信頼性等に問題があるので、この点に関する研究が今後の課題である。

2.4.2 圧縮機の検討

基本サイクルでは、常温圧縮機を採用しているが、本節では、窒素温度レベルの低温圧縮機と常温圧縮機を採用した場合のFOMの比較検討を次の4ケースについて行う。

- (1) フィード/リサイクル圧縮機共に常温圧縮機
- (2) フィード圧縮機を低温圧縮機、リサイクル圧縮機を常温圧縮機
- (3) フィード圧縮機を常温圧縮機、リサイクル圧縮機を低温圧縮機
- (4) フィード/リサイクル圧縮機共に低温圧縮機

また、FOMは、次式による。

$$FOM = (\dot{m}RT \ln(P1/P2) + QN2) / Q \quad (2-6)$$

ここで、Q: 冷凍能力、QN2: 液体窒素消費量 (1kW = 1Nm³)、 \dot{m} : 圧縮機流量、R: 気体定数、T: 圧縮機入口温度、P1: 圧縮機吐出圧力、P2: 圧縮機吸込圧力 である。また、低温圧縮機の冷却には液体窒素の潜熱のみを使用するものとする。

冷凍運転における各ケースのFOMおよび液体窒素消費量を求めると、表2.1に示すようになる。

この結果から、低温圧縮機を採用した方が、FOMが小さくなり、熱効率が向上することが明かとなった。一方、液体窒素消費量に関しては、常温圧縮機方式が、他に比べてかなり少ないことが分かる。しかし、ケース1では、液化運転時において、約600g/sの液体窒素を要することを考慮すると、液化運転においては冷凍運転のような大きな消費量の差はなくなる。また、初期冷凍運転を考えると2台共に低温圧縮機である場合には、常温から運転可能な機器にする必要があるのに対して、その他のケースでは、常温圧縮機を有するので常温からの立ち上げが容易である利点を有する。また、機器サイズにおいては、ケース4が一番小さくなる。

以上より、単に熱効率のみに着目するとケース4が最適であるが、総合的に判断すると、ケース2あるいは3が他に比べてよいと考える。この場合のプロセスフローの一例を示すと、図2.12のようになる。

この低温圧縮機に対しては、SHEタービン膨張機以上に製作が困難であり、まだ、開発されていない状況である。これに対しても、今後開発する必要があると考える。

2.4.3 その他

上記以外の先進的プロセスとして、

- (a) 液体窒素の代替として、タービン膨張機の採用
- (b) WETタービン膨張機の採用

が挙げられる。

ケース(a)は、第1熱交換器(300-80K)に使用する液体窒素の代わりにタービン膨張機を用いる。この場合の特徴は、液化運転のとき熱回収が可能であり、約8%エネルギー効率が向上するだけでなく、大きな液体窒素製造設備を要しない。また、冷凍運転時、このタービンの寒冷は必要ないが、これをシールド板等に用いることができれば、液化運転同様エネルギー効率の向上が得られると考えられる。一方、初期冷凍運転では、液体窒素がないのでタービン膨張機は常温より起動できるように設計する必要がある。また、初期冷凍運転では、定常液化運転時のタービン流量と比較すると2-3倍程度大きくなる。従って、大容量のタービン膨張機を据え付けるか、あるいは初期冷凍時間を多少長く計画する必要がある。

ケース(b)は、第2JT弁の代わりにWETタービン膨張機を採用する。WETタービン膨張機は、上述したSHEタービン膨張機同様の効果があるが、タービンの回転部で気液混相となるため運転が不安定になる可能性がある。

両ケースの中、ケース(a)は、現状技術で充分対応できる。ケース(b)については、今後の開発が望まれる。

表 2.1 冷凍運転におけるケーススタディ

ケース	F O M	液体窒素消費量
1	3 1 6	8 9 (g/s)
2	1 8 5	7 3 1
3	2 0 0	6 6 0
4	7 9	1 3 9 1

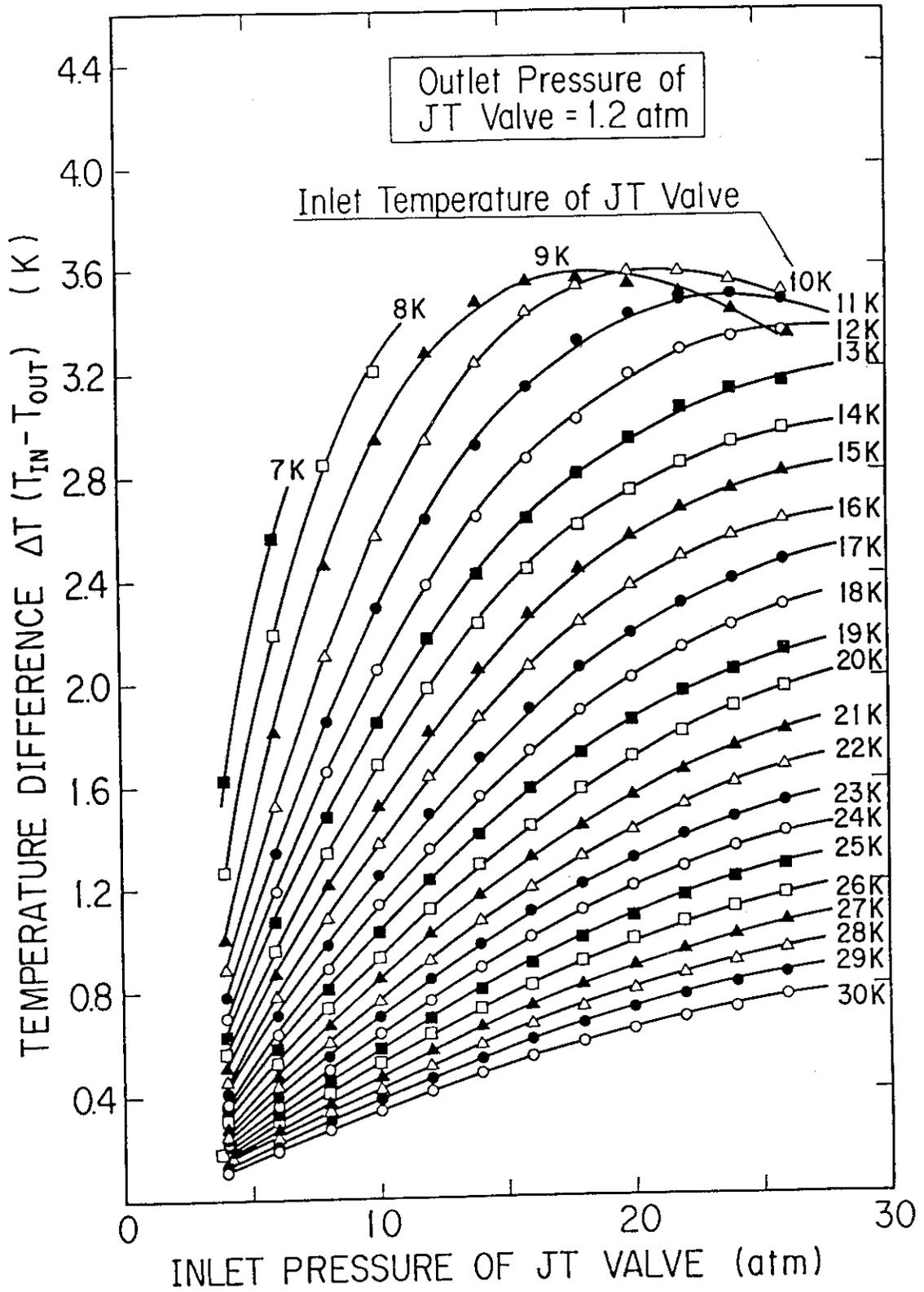


図 2.1 ヘリウムにおけるJT膨張による温度降下

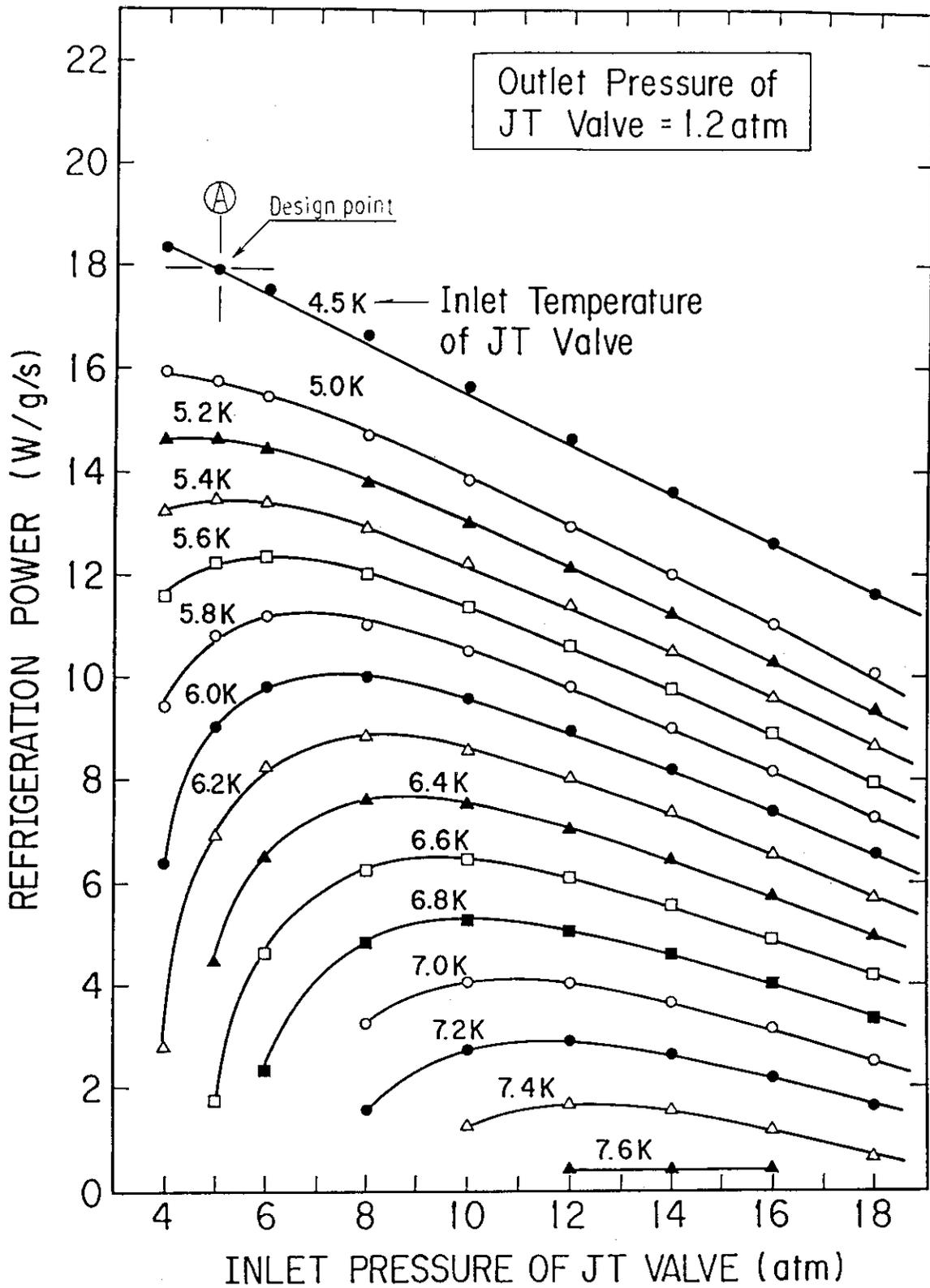


図 2.2 JT弁入口条件と冷凍能力の関係

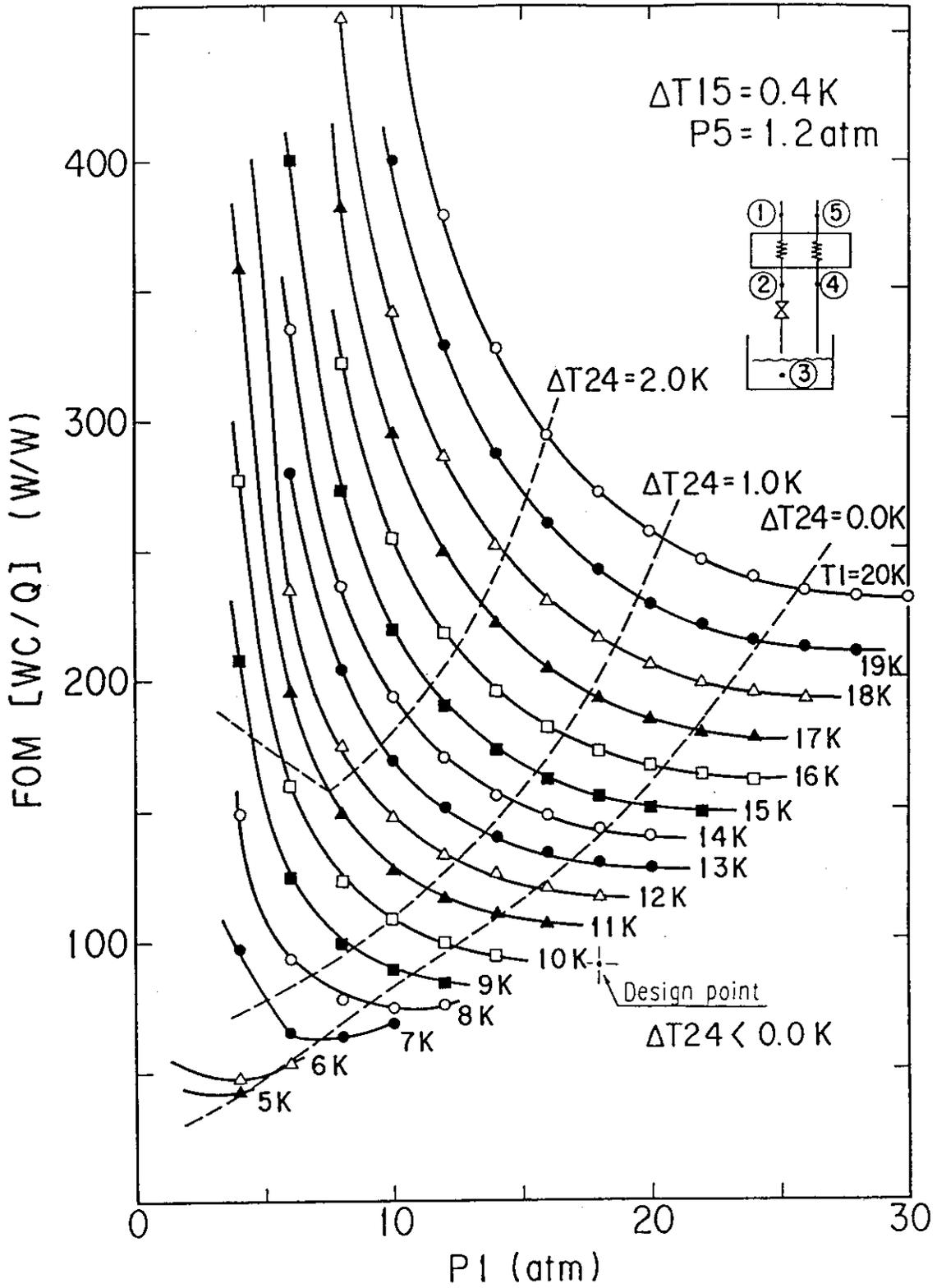


図 2.3 1 J T弁方式でFOMと温度圧力の関係

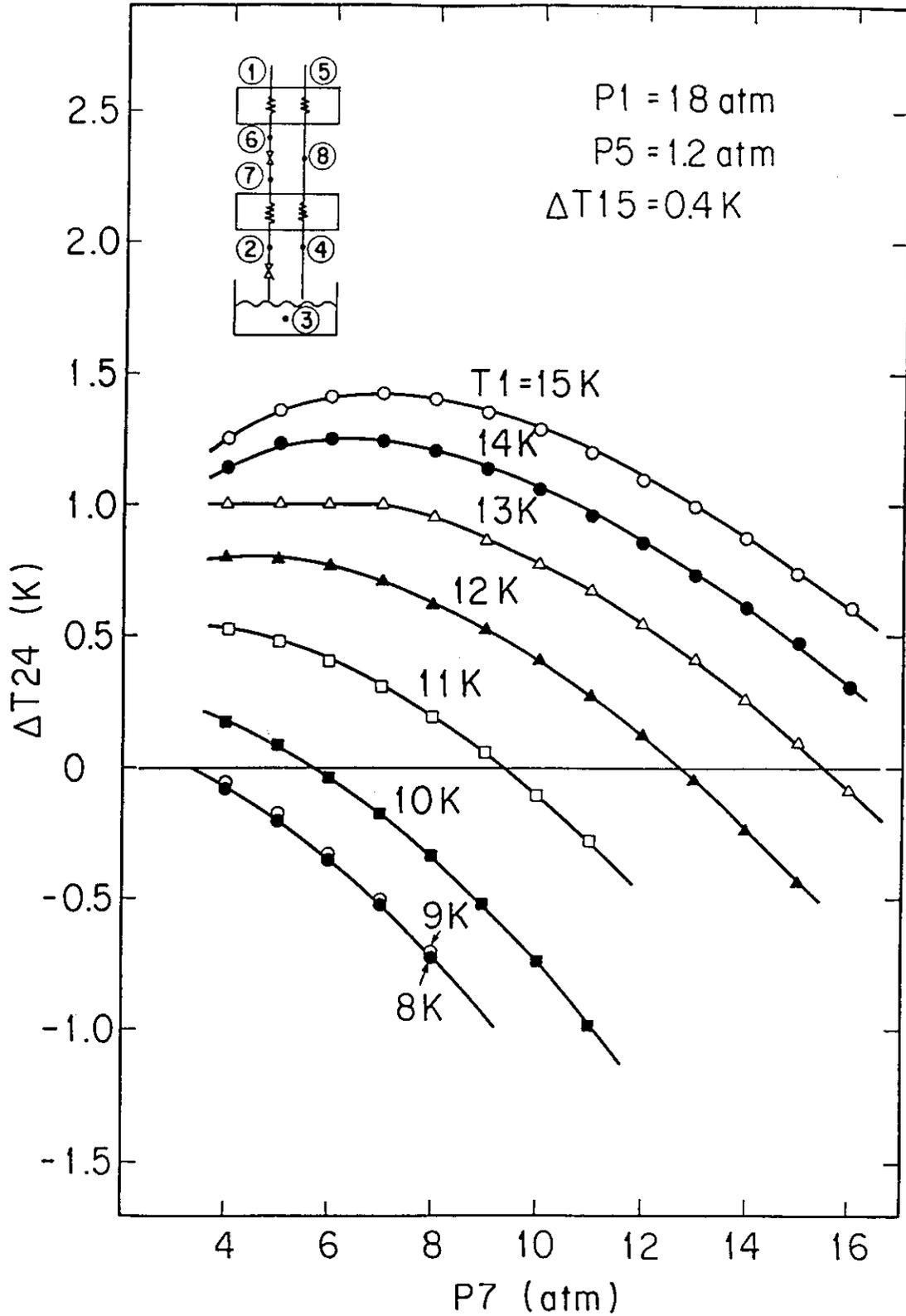


図 2.4 第 1 JT 弁出口圧力と JT 熱交換器低温端温度差の関係

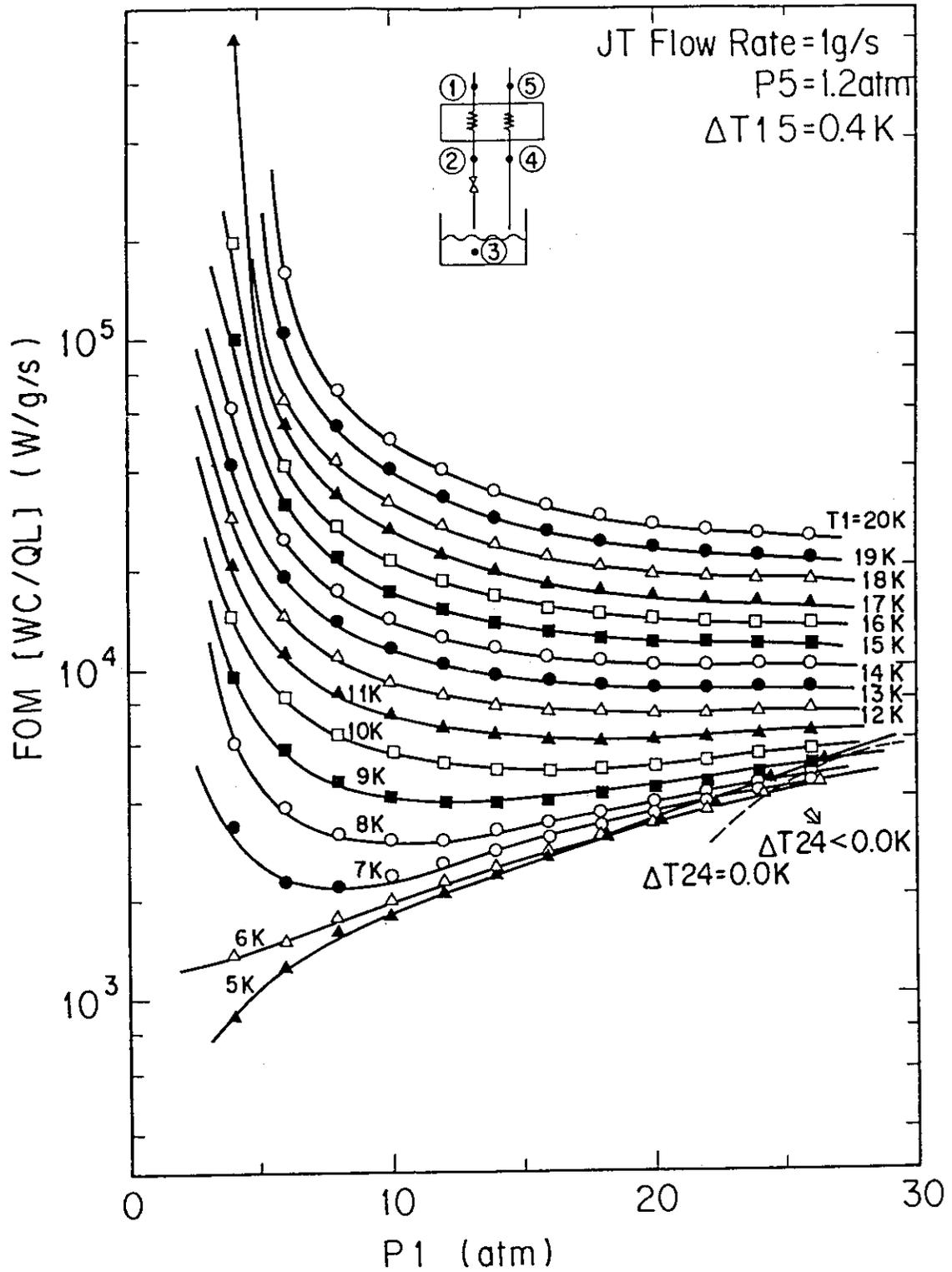


図 2.5 1 JT弁方式で液化の場合のFOMと温度圧力の関係

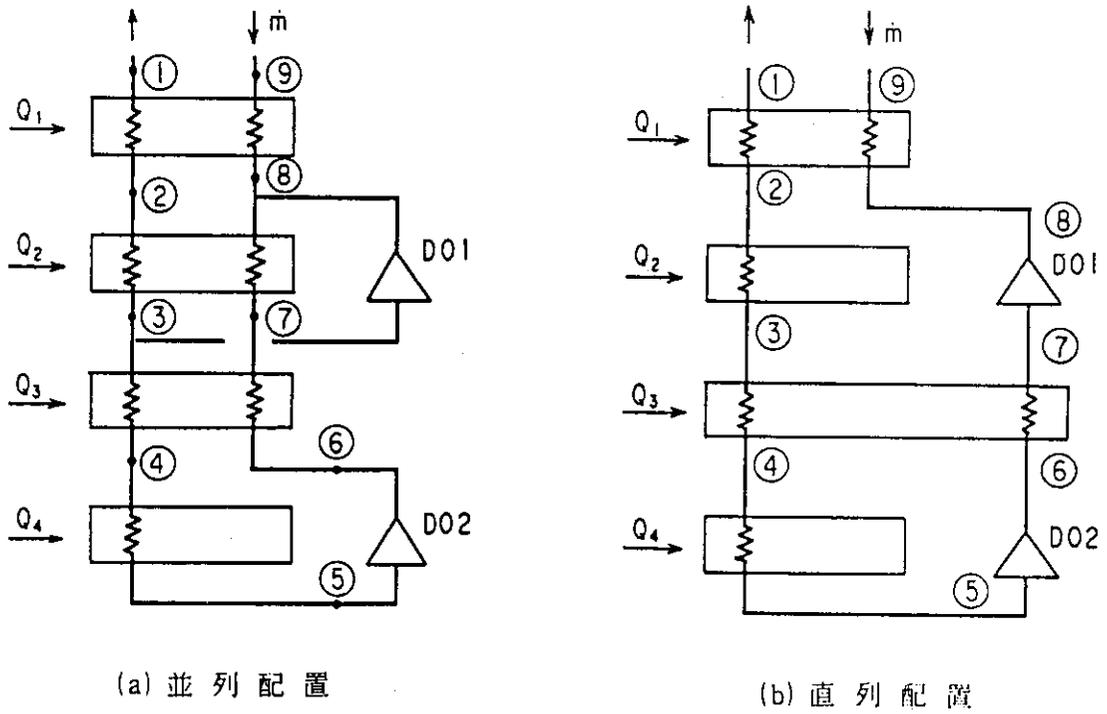


図 2.6 タービン膨張機配列

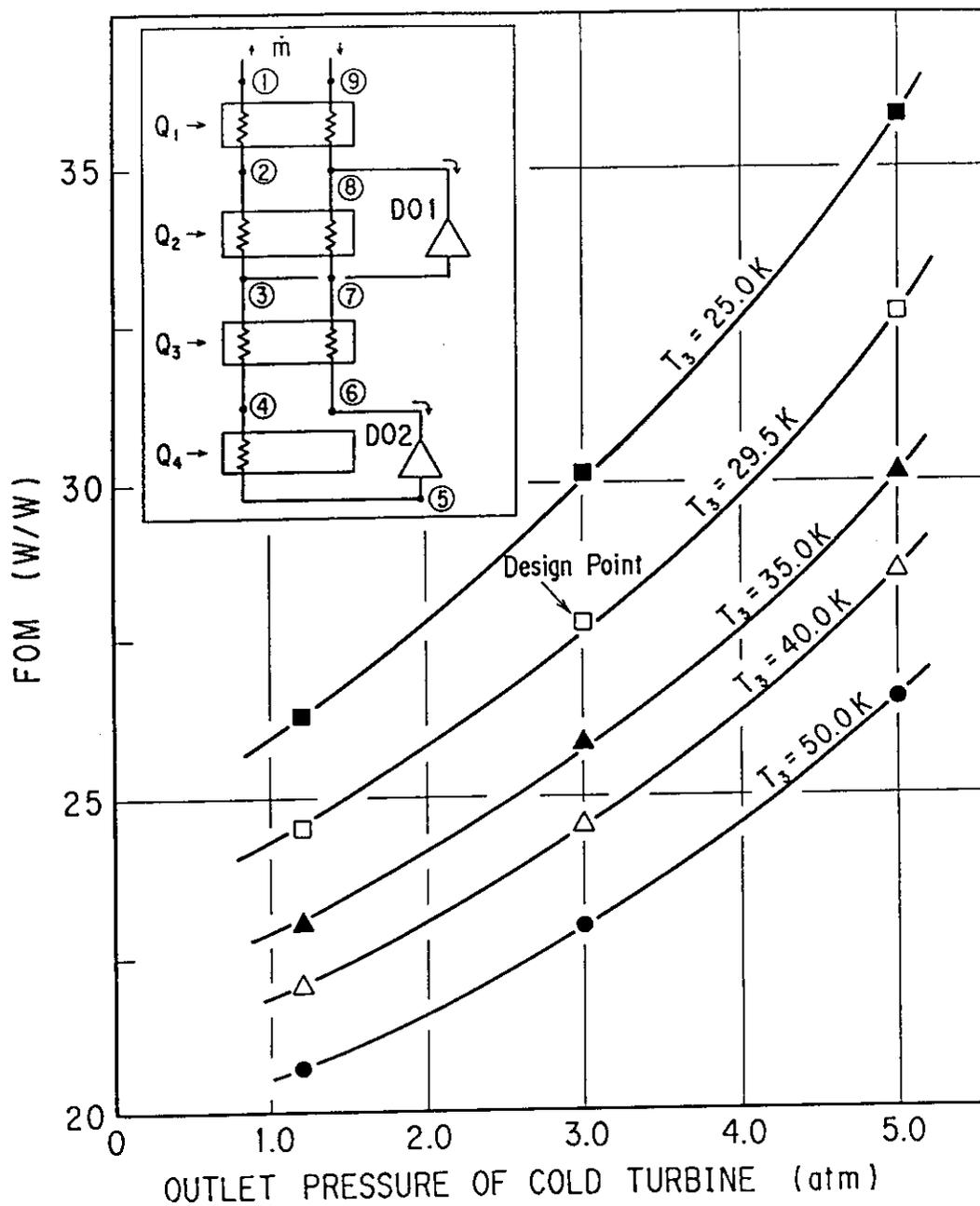


図 2.7 膨張機並列配置の FOM

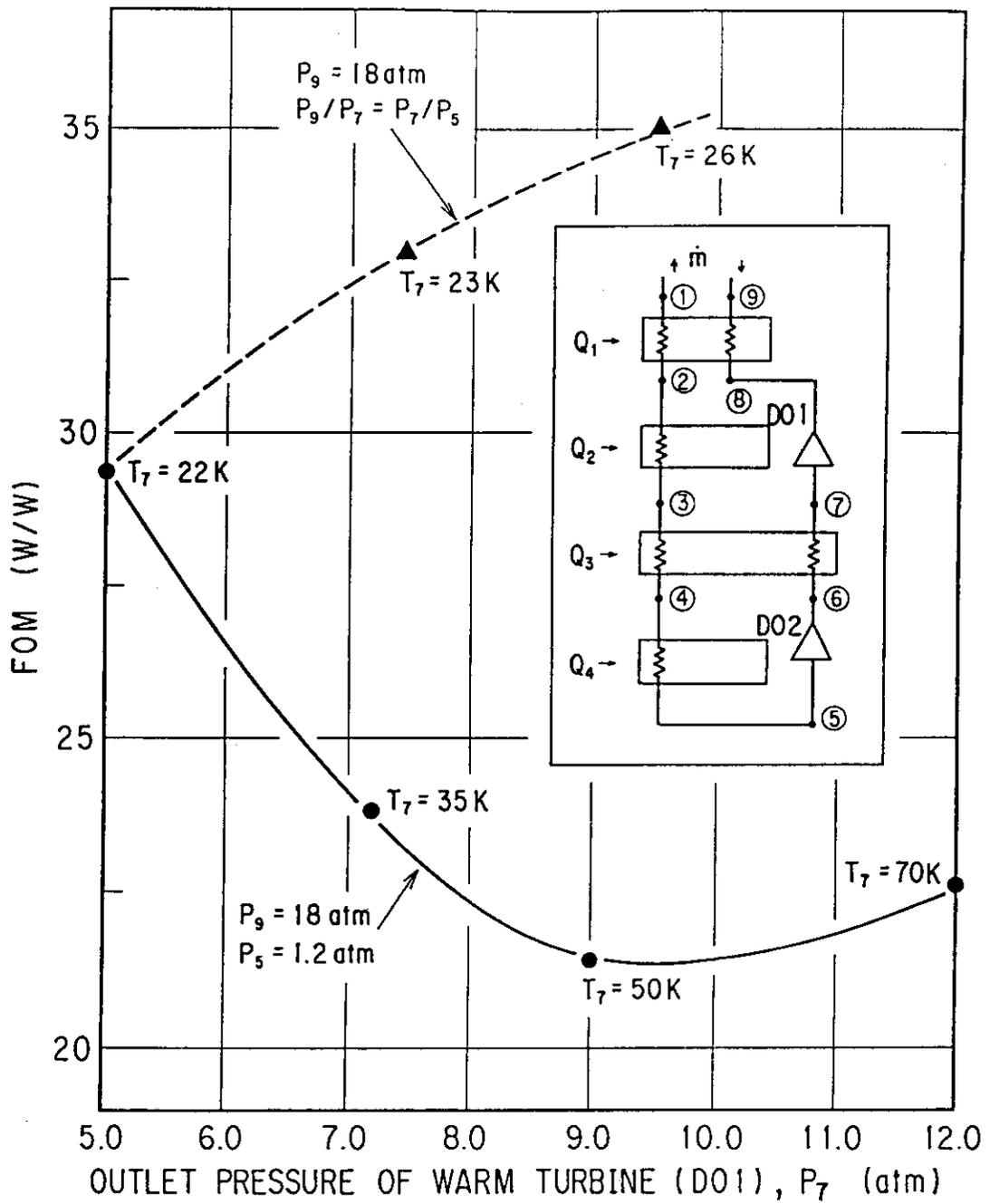


図 2.8 膨張機直列配置の FOM

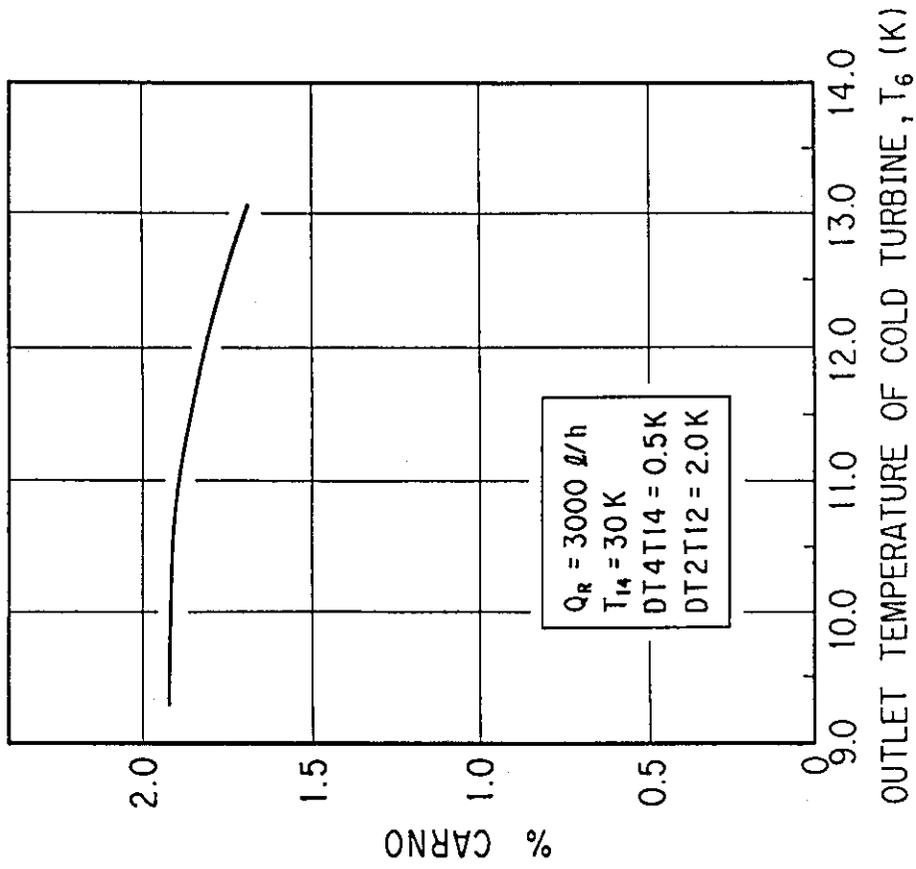


図 2.10 低温側タービン膨張機の%カルノと吐出温度の関係

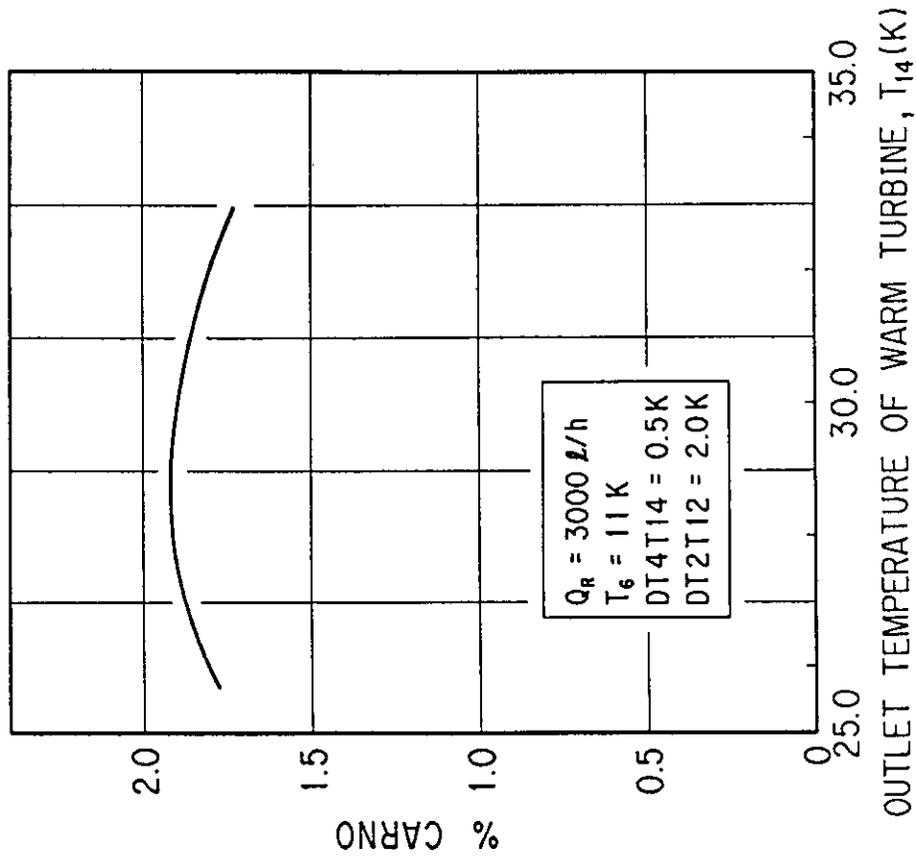


図 2.9 高温側タービン膨張機の%カルノと吐出温度の関係

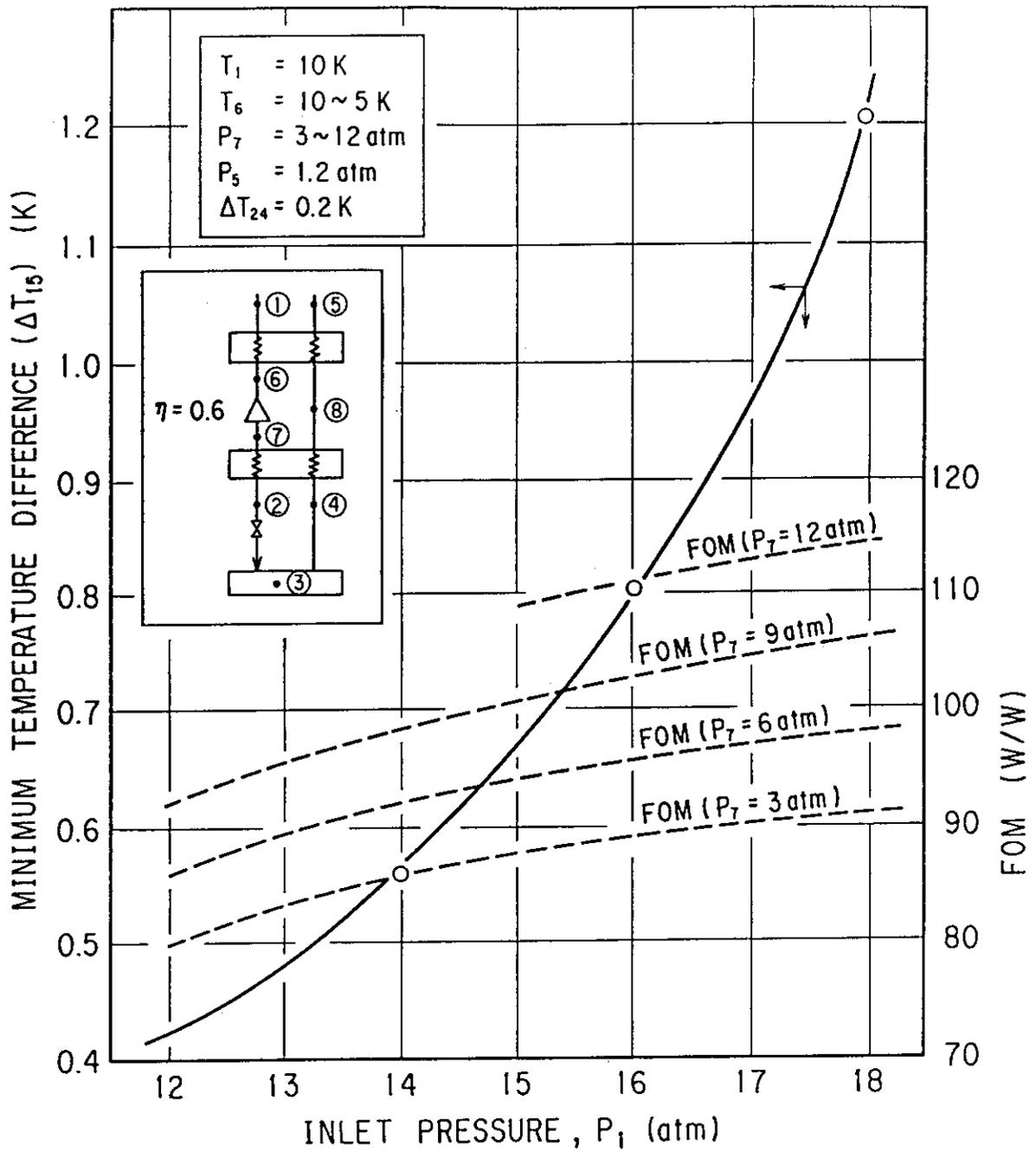


図 2.11 SHEタービン膨張機採用の場合の FOM

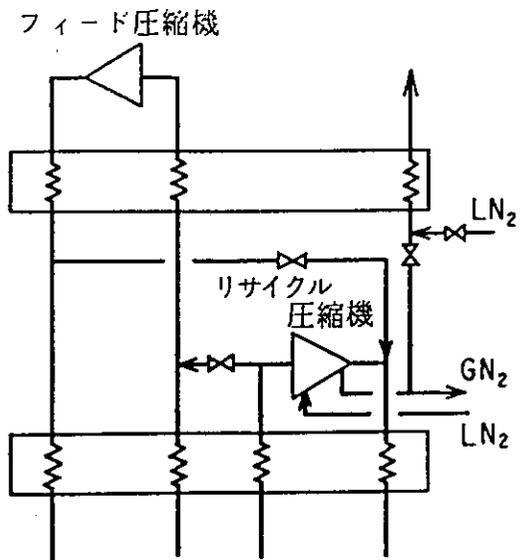


図 2.12 低温圧縮機の使用例

3. 10 kWヘリウム冷凍システム熱設計

第2章では、冷凍システムを構成する主要構成機器に対する動作条件を含めた検討を実施し、現状技術を鑑み、図1.1に示すプロセスが最適であることが分った。そこで、本章においては、このプロセスに従い熱設計を行う。

3.1 基本仕様

- (1) 用途 : 液化冷凍機として使用する。
- (2) 仕様 : 定常冷凍能力 : 10 kW at 4.4 K
 定常液化能力 : 3000 ℓ/h at 4.4 K
 減量運転能力 : 3 kW + 300 ℓ/h at 4.4 K
 初期冷凍能力 : 100 kW at 80 K
 コイル重量 : 200 ton
 エネルギー効率 : 1/400 以上
 システムフロー : 分離ブライトンサイクル

3.2 前提条件

熱計算を行うに当たって、以下の条件を仮定した。

- (1) 熱侵入量 (図1.1のQ1-Q8)

$$Q1 = 2400 \text{ W}, Q2 = 600 \text{ W}, Q3 = 300 \text{ W}, Q4 = 400 \text{ W}, Q5 = 200 \text{ W}, Q6 = 200 \text{ W}, \\ Q7 = 100 \text{ W}, Q8 = 100 \text{ W},$$

これらの数値は、既存の1.2 kW - 350 ℓ/hヘリウム冷凍機の熱侵入量より外挿したものである。

- (2) 圧縮機の等温圧縮効率は、0.65とした。
- (3) 液体窒素のエネルギー換算値は、1 Nm³/h = 1 kW
- (4) タービン効率

$$\eta = 87.5 - 0.45 \times \frac{P_o * D^{1.6}}{\dot{m}} \quad (3-1)$$

$$D = \frac{27.1 * \sqrt{\dot{m}/r}}{\Delta i^{1/4}} \quad (3-2)$$

ここで、 η : 効率, r : 出口ガス密度 (kg/m³), Δi : 断熱ヘッド (J/g), \dot{m} : 流量 (g/s), P_o : 入口圧力 (atm), D : インペラー径 (mm)

- (5) タービン膨張機動作条件として、 $\dot{m} \sqrt{T} = \text{一定}$ とした。

3.3 定常運転

まず最初に、冷凍能力のみを満足するように最適設計を行うと、図3.1に示す点Aとなる。このときの%カルノーは、約25%、また、エネルギー効率は、 $1/280$ となり、計装空気等のエネルギーロスを含めても充分仕様を満足していると考えられる。次に、この運転を満たす最大液化量を求めると、図3.2に示すようになる。この図から、温端差 $\Delta T2-T12$ および $\Delta T4-T14$ が律速条件となり、最大液化量としては約 1500l/h である。これは、仕様値の半分に相当し、寒冷不足が原因であると考えられる。従って、リサイクル系のタービン膨張機の流量を増すことにより、寒冷量を増加する必要がある。このようにして求めた点が図3.1の点Bである。このときの%カルノー並びにエネルギー効率は、それぞれ19%および $1/370$ 程度であり、仕様値を満足しているが、計装空気等のエネルギーロスを考慮すると充分であるとは言えない。この場合の各運転のT-S線図を図3.3に示す。

3.4 定常運転の高効率化

さらに、高効率化を達成するためには、

- (a) 高温側および低温側タービン膨張機を図3.4に示すように、各段並列にする。また、圧縮機も並列とする。
- (b) リサイクル圧縮機吐出圧力を下げる。
- (c) フィード圧縮機吐出圧力を下げる。

等が考えられる。

ケース(a)の場合、図3.1に示すように冷凍運転と液化運転に必要なリサイクル圧縮機流量が、約1:2と大きく異なることを利用するものである。つまり、冷凍運転では、各段1台のタービン膨張機を運転し、液化運転では、各段2台運転する。このようにすると、冷凍運転では、図3.1に示す点Aの運転ができるようになる。その結果、エネルギー効率が $1/280$ となり、充分仕様を満足する。さらに、この場合、運転に対する自由度が増し冷凍・液化能力の調整が容易となる。一方、熱侵入の観点からは、機器点数が増すことから良くない。また、冷凍運転から液化運転に移行する場合、今まで停止していたタービン膨張機は冷却されていないために、一時的に暖かいガスが系内に入り不安定になる可能性がある。さらに、運転が多少複雑になるデメリットも有する。

ケース(b)および(c)においても、ケース(a)同様、各運転の必要寒冷量の違いを利用する。例えば、図3.3の運転において、リサイクル圧縮機吐出圧力を18 atmから12 atmに下げると、%カルノーは19%から21%と向上するが、ケース(a)に比べると僅かであることが分かる。また、吐出圧力を変えるので、圧縮機および膨張機の圧力比が変わり効率の低下になる可能性がある。さらに、油分離器においても体積流量の増加が、フィルターの差圧増大を招き、損傷し、油を充分除去できない状態になり得る。同様に、ケース(c)の検討結果を図3.5に示す。この結果から、低温側タービン膨張機吐出温度($T6$)が低下する程効率が向上するが、フィード圧縮機吐出圧力の低下は、必ずしも効率向上にならないことが判明した。

以上の検討により、エネルギー効率およびシステムの柔軟性等を考慮してケース(a)が一番優れていると考える。このシステムフローに従い、計算した熱バランスを図3.6に示す。以降の検討は、このシステムを用いる。

3.5 初期冷凍

(1) 初期冷凍モード

コイルの初期冷凍は、冷凍機コールドボックスの予冷と並行して以下の手順で行う。(図3.7および図3.8参照)

(a) コイル供給温度 $T_{in} = 80\text{ K}$ までは、 300 K ラインと 80 K ラインのヘリウムガスを混合して供給温度を決定する。この際の戻りラインはラインAを用い、フィード圧縮機の吸込側に戻す。

(b) $T_{in} = 80\text{ K}$ になった後、タービン膨張機を起動し、供給温度を連続的に 20 K 程度まで下げる。この際、コイルからの戻り温度 TR により、下記のように戻りラインを変える。

ラインB : $60\text{ K} < TR < 90\text{ K}$

ラインC : $40\text{ K} < TR < 60\text{ K}$

ラインD : $20\text{ K} < TR < 40\text{ K}$

(c) コイル平均温度が 20 K 以下で初期冷凍を終了する。

(d) 20 K 以下では、液体ヘリウムを供給しコイル平均温度を 4 K まで冷却する。

さらに、コイルの初期冷凍では、コイルに過大な熱応力を掛けないために冷媒供給温度と冷媒戻り温度の差が、 80 K 以下になるようにする。この値はLCTコイル初期冷凍の経験より得られたものである。厳密には、熱応力解析で求める必要がある。

(2) コイルの初期冷凍時間

コイルの初期冷凍時間 ($300 \rightarrow 20\text{ K}$) は、厳密には、コイル構造を加味した数値解析を行う必要がある。以下に簡単な評価方法を述べる。

(a) $300 > TR > 160\text{ K}$ (液体窒素供給のみ)

$$MCmdT = \eta \dot{m} C_p (TR - T_{in}) dt \quad (3-3)$$

$$t = \frac{M}{\eta \dot{m} C_p} \int_{T_2}^{T_1} \frac{C_m dT}{T_c - T_{in}} \quad (3-4)$$

ここで、 M : コイル重量, C_m : コイル比熱, \dot{m} : 冷媒流量, C_p : 冷媒比熱, TR : 冷媒戻り温度, T_{in} : 冷媒供給温度, T_c : コイル平均温度, T : コイル代表温度, η : 熱交換率, t : 冷却時間である。

C_m および C_p は、温度 $T_1 - T_2$ 間の平均値を示す。式(3-4)中の $T_c - T_{in}$ は、上述したように約 80 K である。

(b) $160 > TR > 20\text{ K}$ (タービン膨張機運転)

$$QR = MCmdT / dt \quad (3-5)$$

$$t = M \int_{T_2}^{T_1} (C_m / QR) dT \quad (3-6)$$

ここで、QR: 初期冷凍能力である。

(3) 初期冷凍能力

図3.9は、初期冷凍能力とコイルの代表温度の関係を示す。この図より、コイル重量=200 ton, 熱交換率=0.5の場合、仕様に示す初期冷凍能力(100 kW at 80 K)は、冷却速度=5-6 K/hrに相当することが分かる。

次に、コイル戻り温度(TR)をパラメータとして、初期冷凍能力を求める。

(a) $300 > TR > 160$ K

上述したように、液体窒素のみで予冷を行う。この場合の計算結果は、図3.10に示す。ここでは、液体窒素消費量を最大時に固定してバランスを求めた(3700 l/h)。また、コイル入口と出口の温度差を80 Kとした。この図から、TR=300 Kの時、コイルへ約750 g/sの冷媒が供給可能である。また、冷凍能力としては、約300 kWである。このように、かなり大きな冷凍能力を有することが分かったが、現実問題としては、このような大流量をコイルへ供給することが圧損等の問題で可能であるか検討をする必要がある。ここで、4 Kのヘリウム供給能力は、約600 g/sであり、圧損の設計点が4 Kであることを考えるとかなり大きな圧損になると思われる。

(b) $TR < 160$ K

ここでは、タービン膨張機を用いて予冷を行う。タービン動作条件は、3.4節に示すように、 $m\sqrt{T}$ =一定を用いた。タービン膨張機入口温度をパラメータとして、流量と回収熱量を示すと図3.11と図3.12になる。この図より、入口温度が高くなると流量が小さくなるが、回収熱量としては大きくなる。しかし、高温側あるいは低温側タービン膨張機単独運転では、仕様に示す100 kW at 80 Kを満足しないことが分かる。従って、 $TR < 160$ Kでは、高温側および低温側タービン膨張機共に運転する必要がある。

このような条件に基づき、さらに $TR > 120$ Kでは、常温の希釈ガスを混合し、所定の温度のガスを供給するという条件を与え、バランス計算を行うと図3.13となる。この図より、流路変更Bは、液体窒素消費量の節約のみで、冷凍能力の増加にはならないが、流路変更CおよびDは、大幅に増すことが分かる。これは、タービン膨張機の寒冷に戻りガスの寒冷が加わったことによる。このとき、フィード流量が増加している。

また、同図の破線で示す必要冷凍能力は、図3.9の破線に示すものである。ただし、図3.9の横軸はコイル平均温度である。仕様に示すコイル平均温度80 Kは、戻りガス温度120 Kに相当し、このときの初期冷凍能力は122 kWとなり、必要初期冷凍能力100 kWを充分満足している。

さらに、戻りガス温度60 Kから80 Kの範囲において、計算初期冷凍能力と必要初期冷凍能力の差が小さくなり、冷凍機の運転がきびしい状態にある。

次に、コイル重量200 ton (SUSと仮定)の場合の初期冷凍時間を式(3-4)および(3-6)を用いて推定すると、約70時間となる。また、初期冷凍時間を120時間とした場合は、約350 tonのコイルを冷却可能である。ただし、熱交換率は、0.5である。

3.6 減量運転

減量運転（300 l/h + 3 kW）に対する熱設計を行うと、図3.14のようになる。ここで、検討すべき項目は、減量運転に対する必要伝熱面積が、定常運転の必要伝熱面積以内であるかを確認することである。熱設計の段階では、熱負荷のみしか求められないので、ここでは、必要伝熱面積に相当するUA値を用いて評価する。

$$UA = Q / dt \quad (3-7)$$

ここで、U:総括伝熱係数、A:伝熱面積、Q:交換熱量、dt:対数平均温度差 である。

各運転に対するUA値は、表3.1に示す通りである。表3.1より、伝熱面積は、熱交換器E20のみ液化運転よりサイジングされ、残りは、冷凍運転に基づきサイジングされることが分かる。さらに、定常運転を満足する伝熱面積を有すれば、充分減量運転が可能であることを示している。つまり、UA（減量運転）< UA（定常運転）である。

表3.1 各運転に対するUA値

	3000 l/h	10 kW	300 l/h + 3 kW
UA20	555.660	385.366	194.790
UA21	67.740	77.890	30.837
UA22	48.410	68.712	11.645
UA23	53.030	98.197	17.066
UA24	18.250	34.929	8.296
UA25	11.750	35.292	9.942
UA26	3.370	13.093	3.361

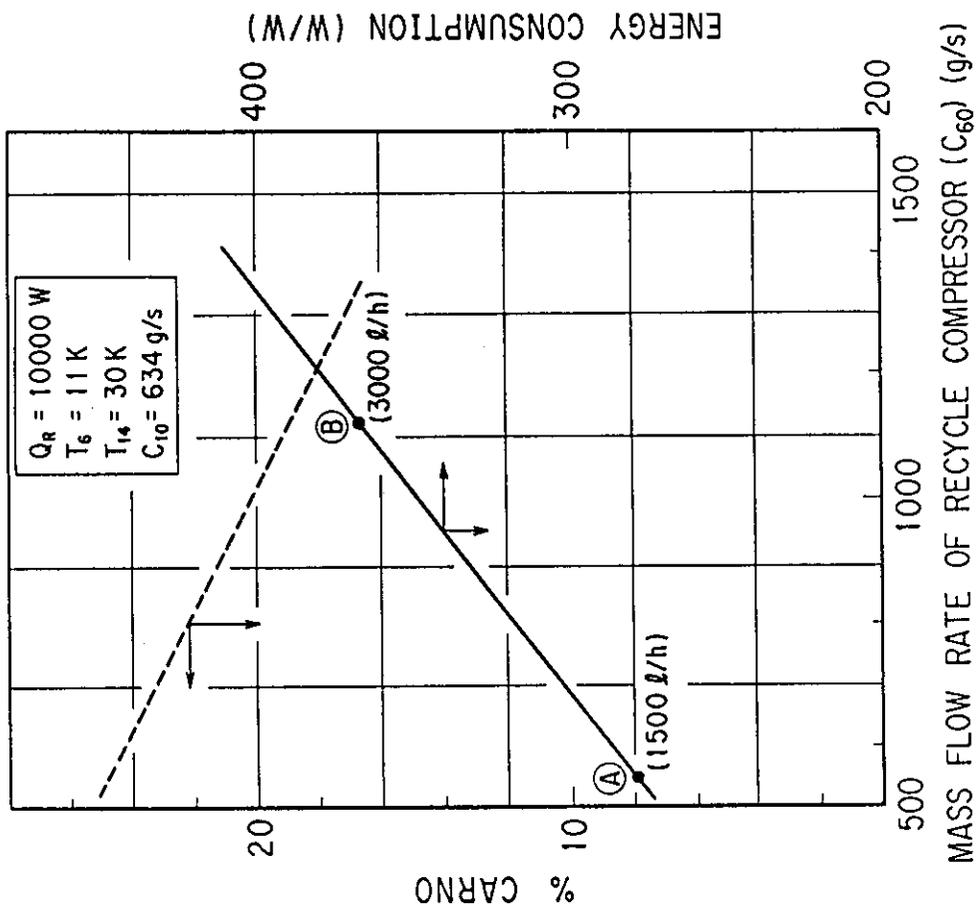


図 3.1 定常運転のエネルギー効率

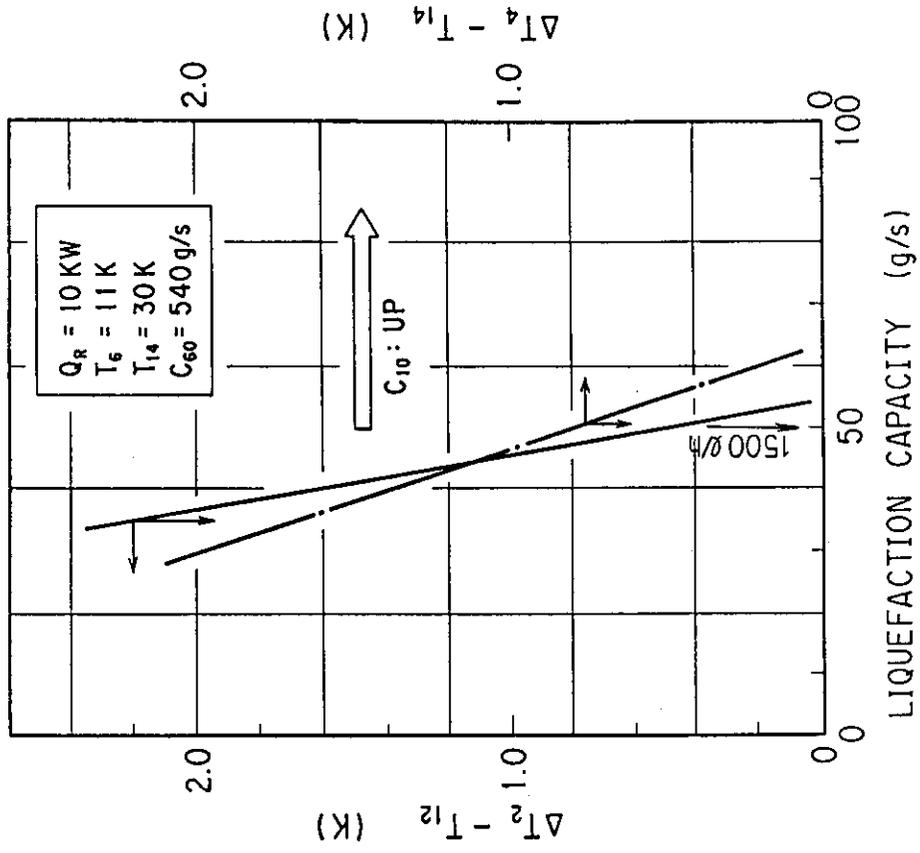


図 3.2 液化運転の律速条件

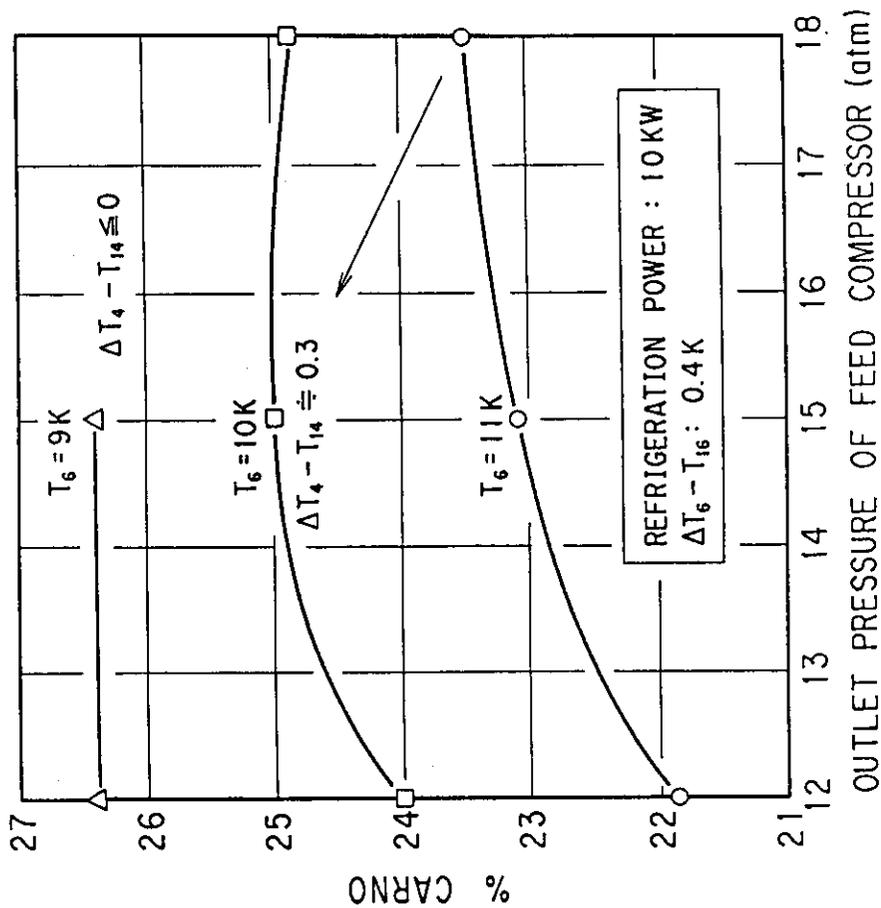


図 3.5 フィード圧縮機吐出圧力による効率変化

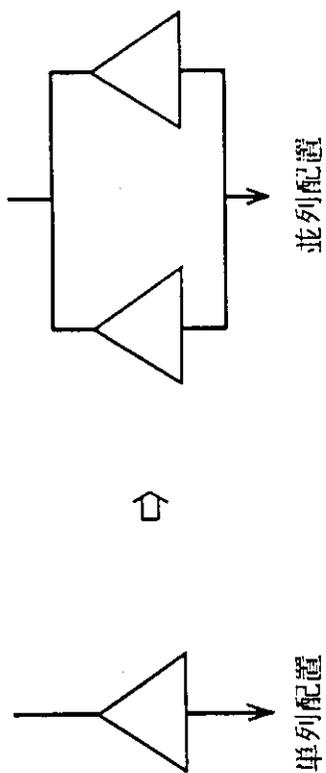
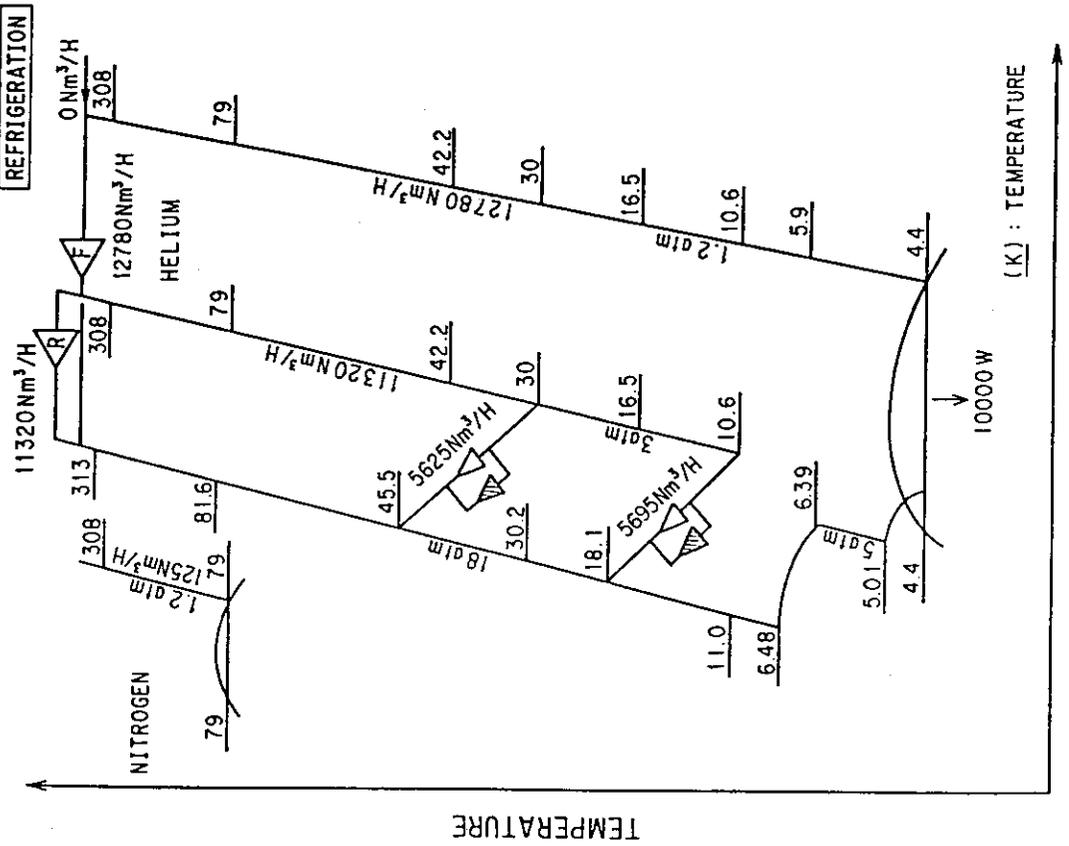
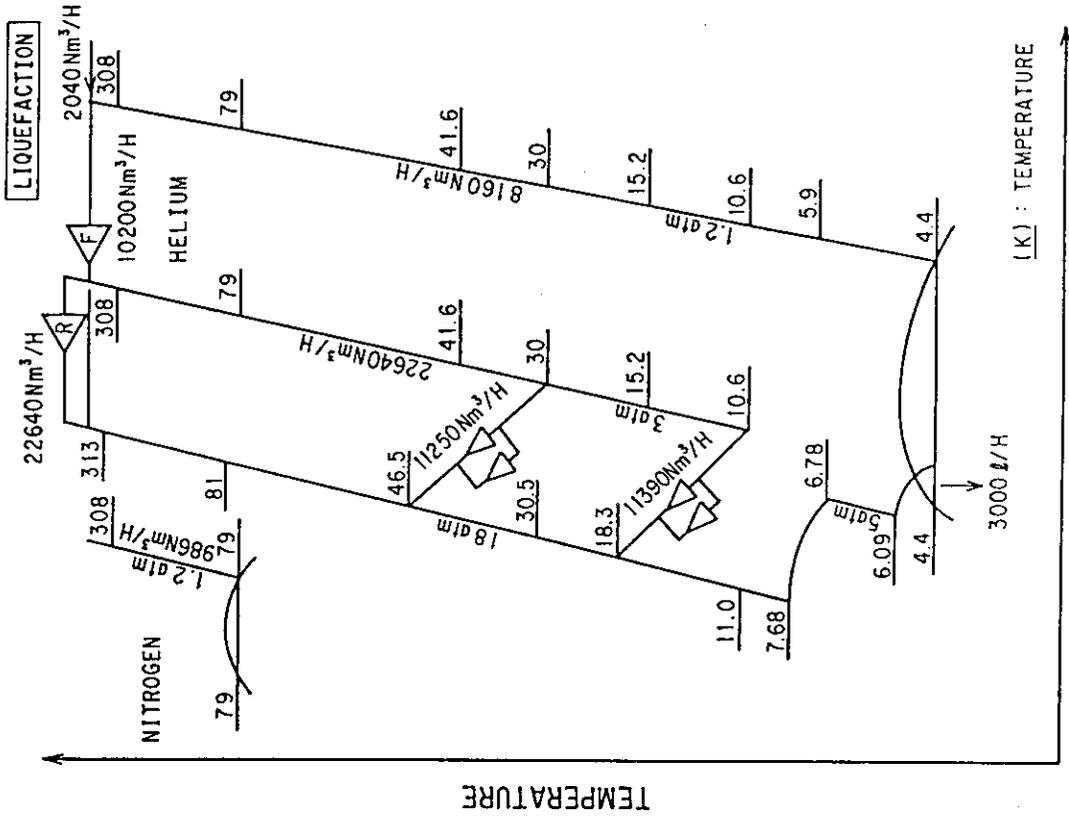


図 3.4 タービン配列



ENTROPY

ENTROPY

図 3.6 高効率化した定常運転の T-S 線図

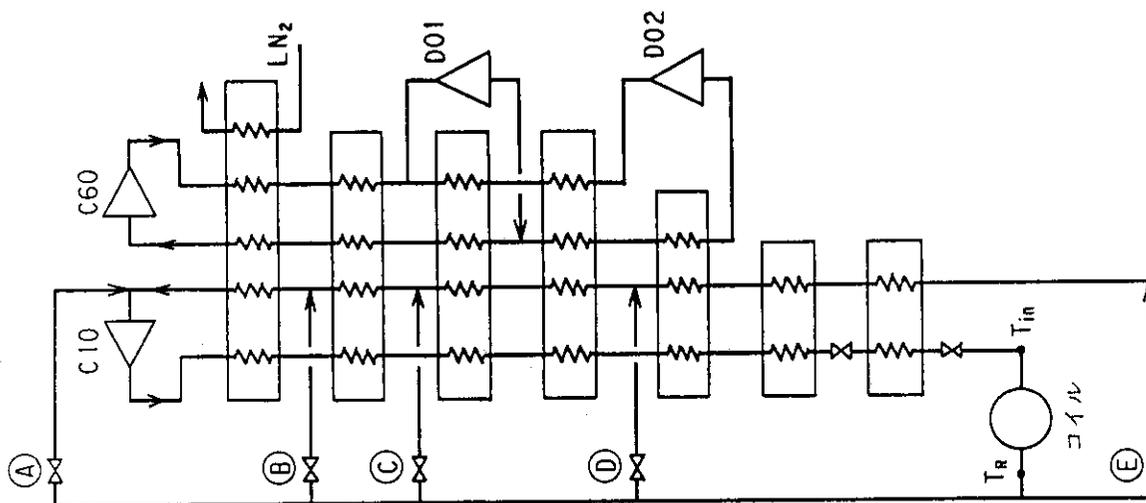


図 3.8 初期冷凍運転フロー図

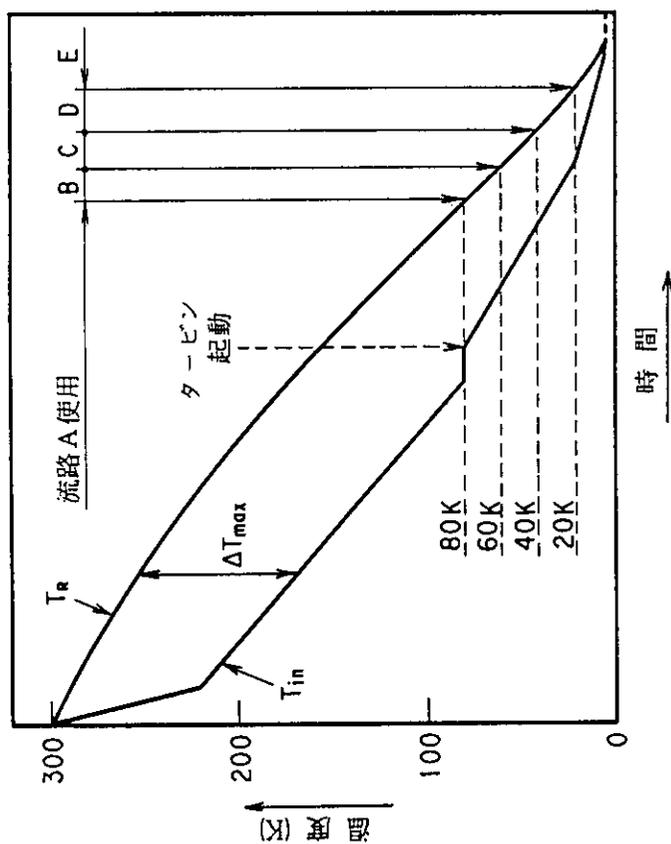


図 3.7 初期冷凍特性

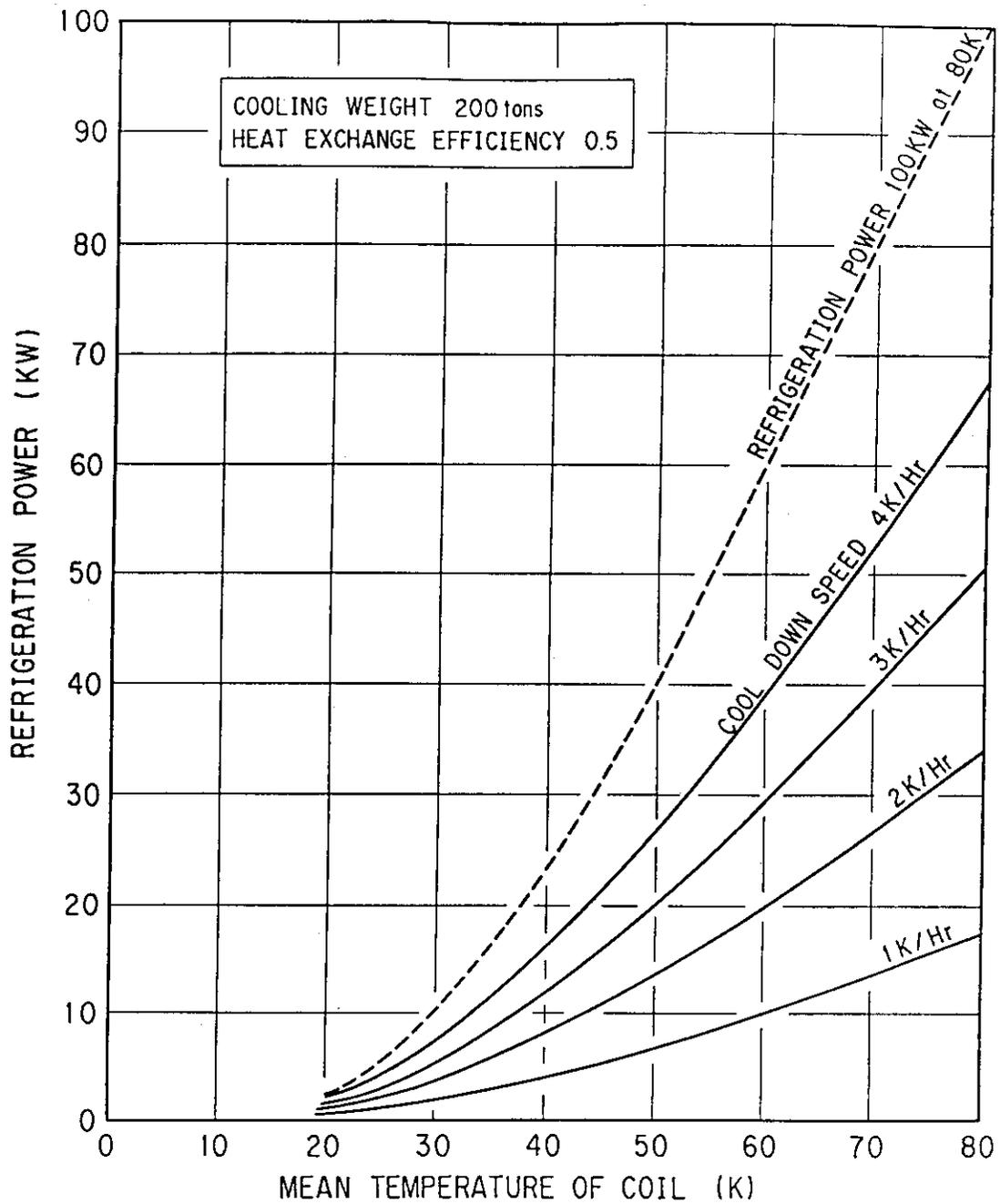


図 3.9 初期冷凍能力とコイル平均温度の関係

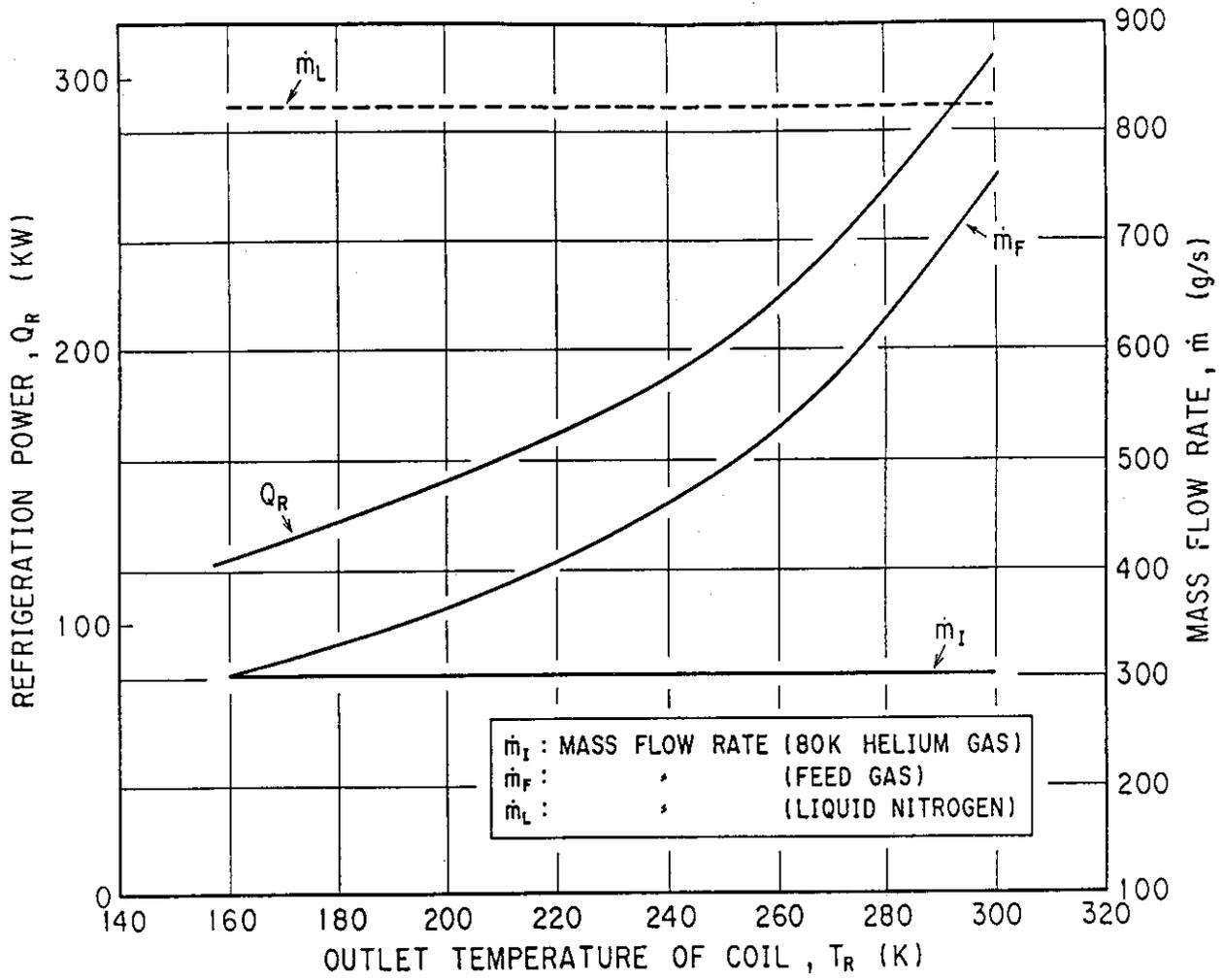


図 3.10 初期冷凍能力と戻りガス温度の関係 (160 < T_R < 300 K)

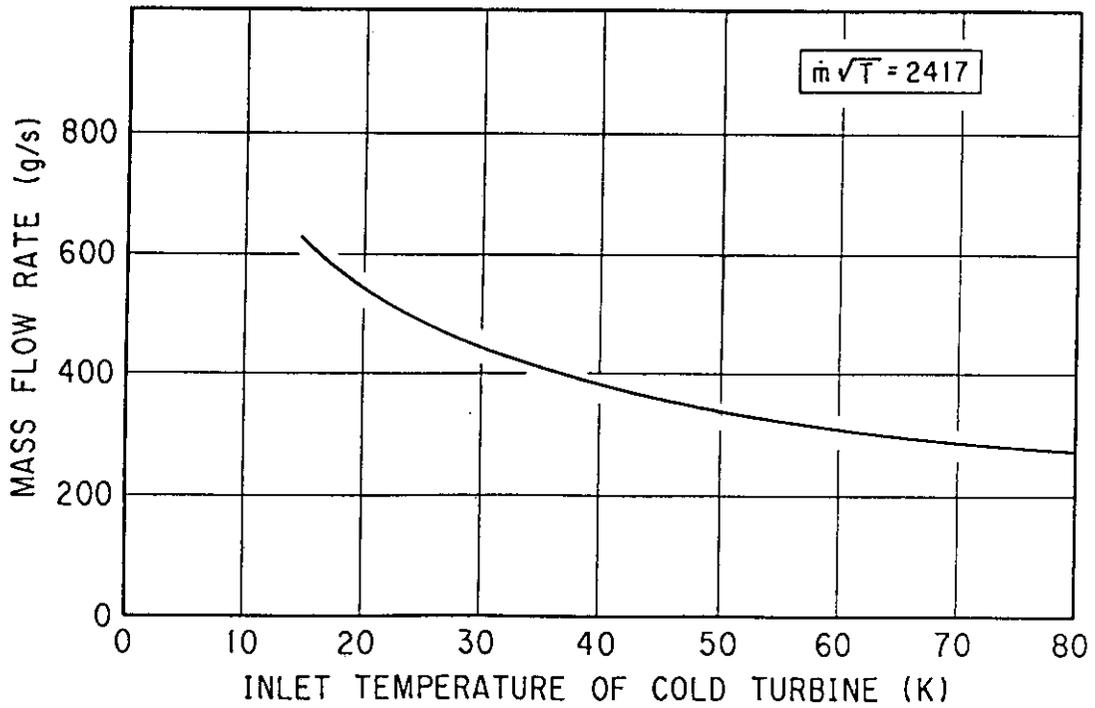
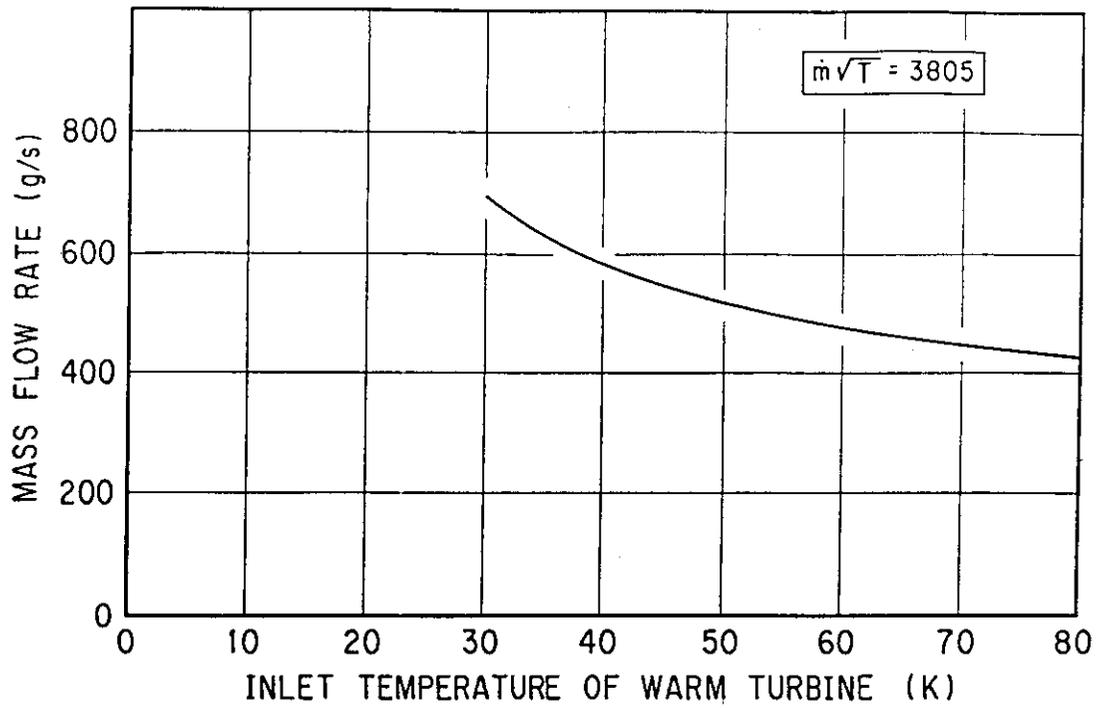


図 3.11 タービン膨張機の流量と動作温度の関係

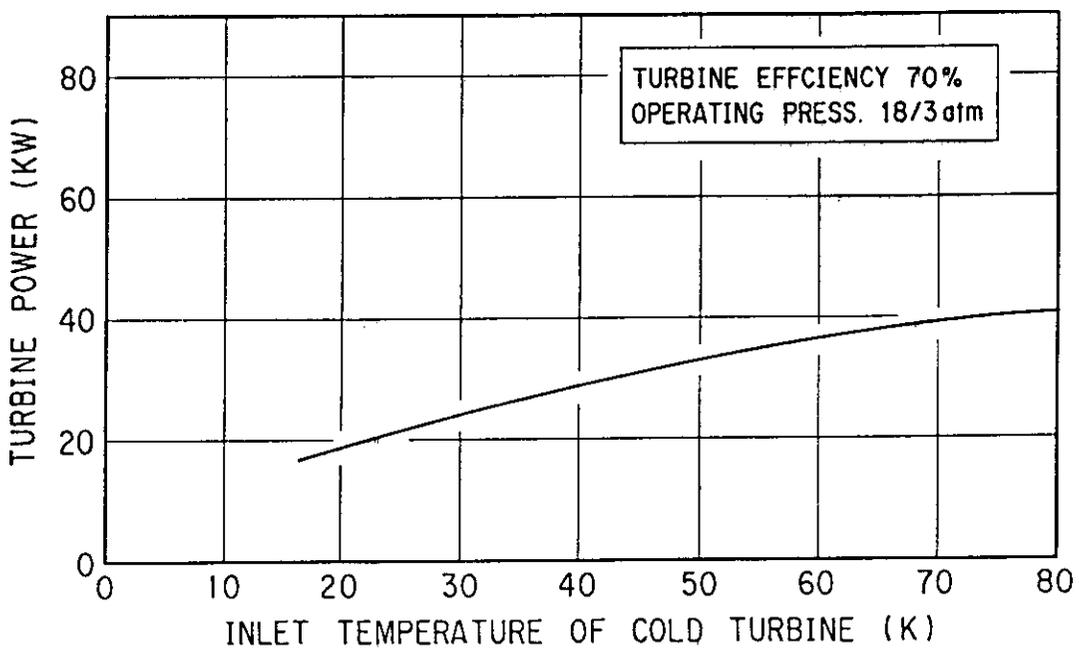
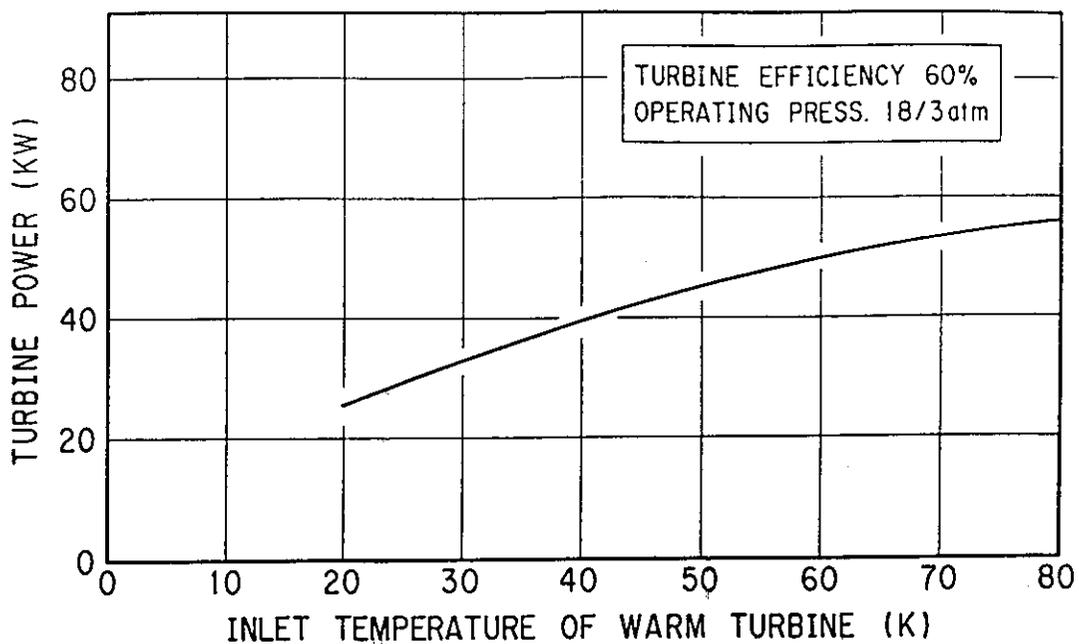


図 3.12 タービン膨張機の回収熱量と動作温度の関係

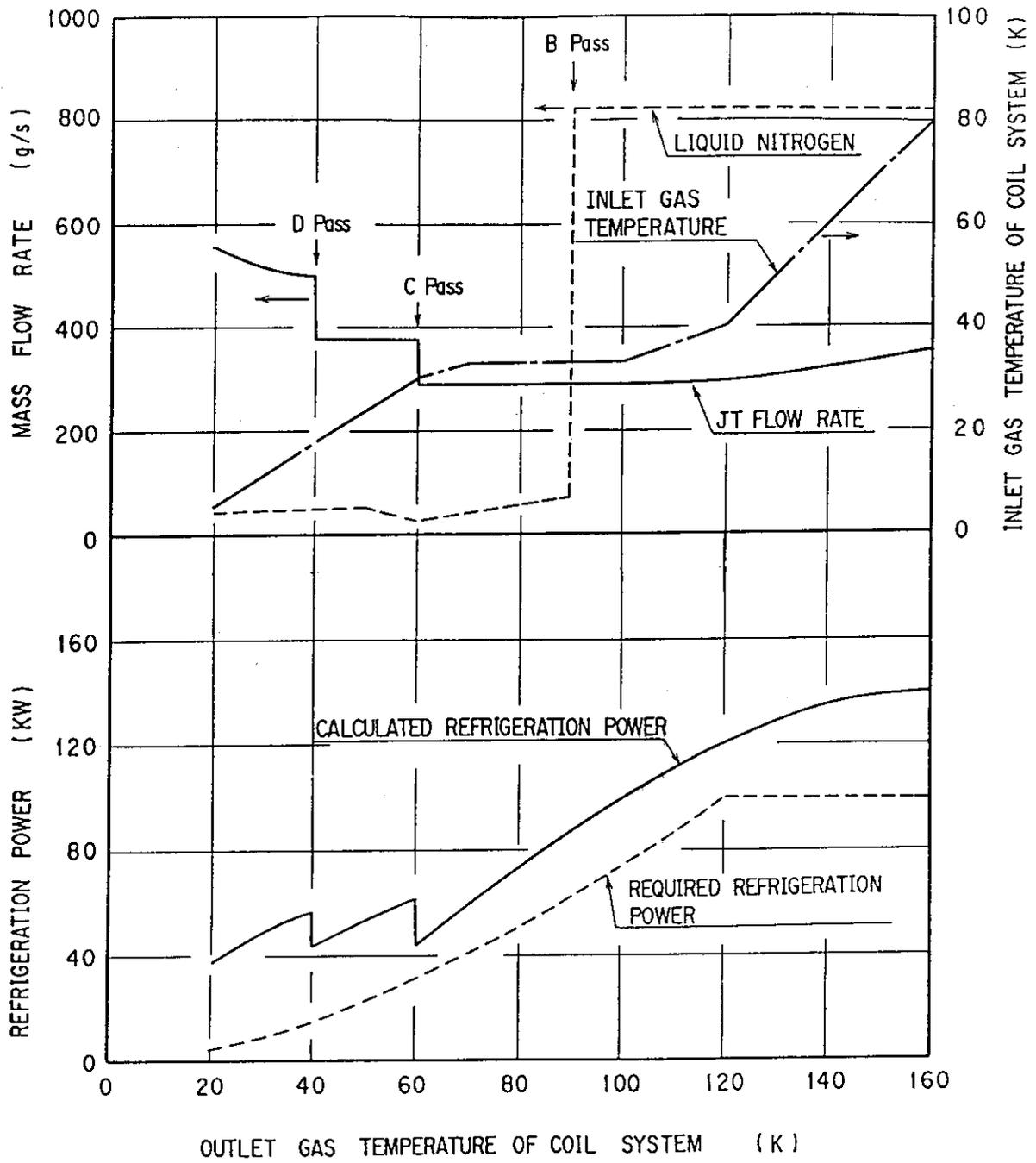


図 3.13 初期冷凍能力と戻りガス温度の関係

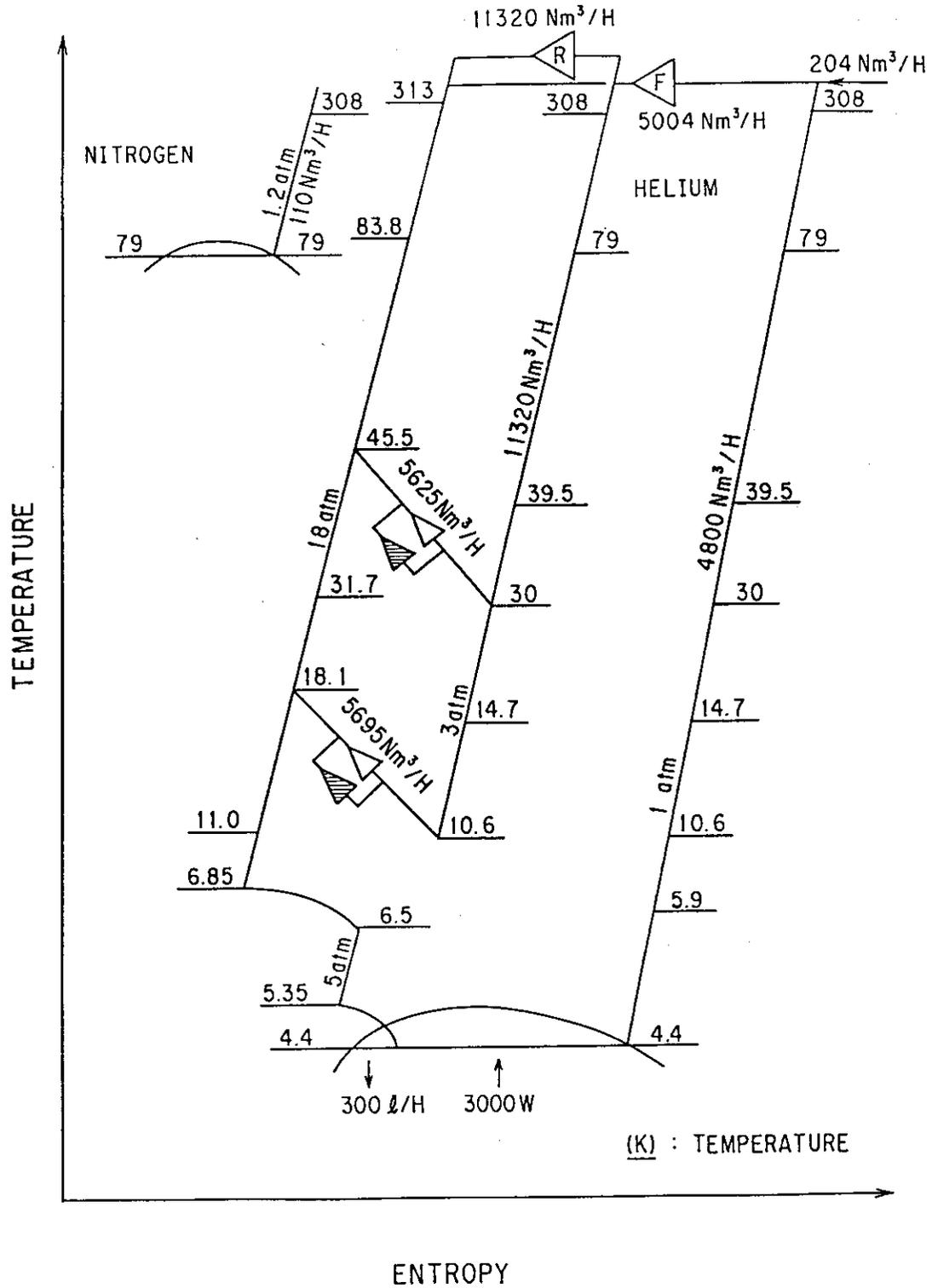


図 3.14 減量運転の T-S 線図

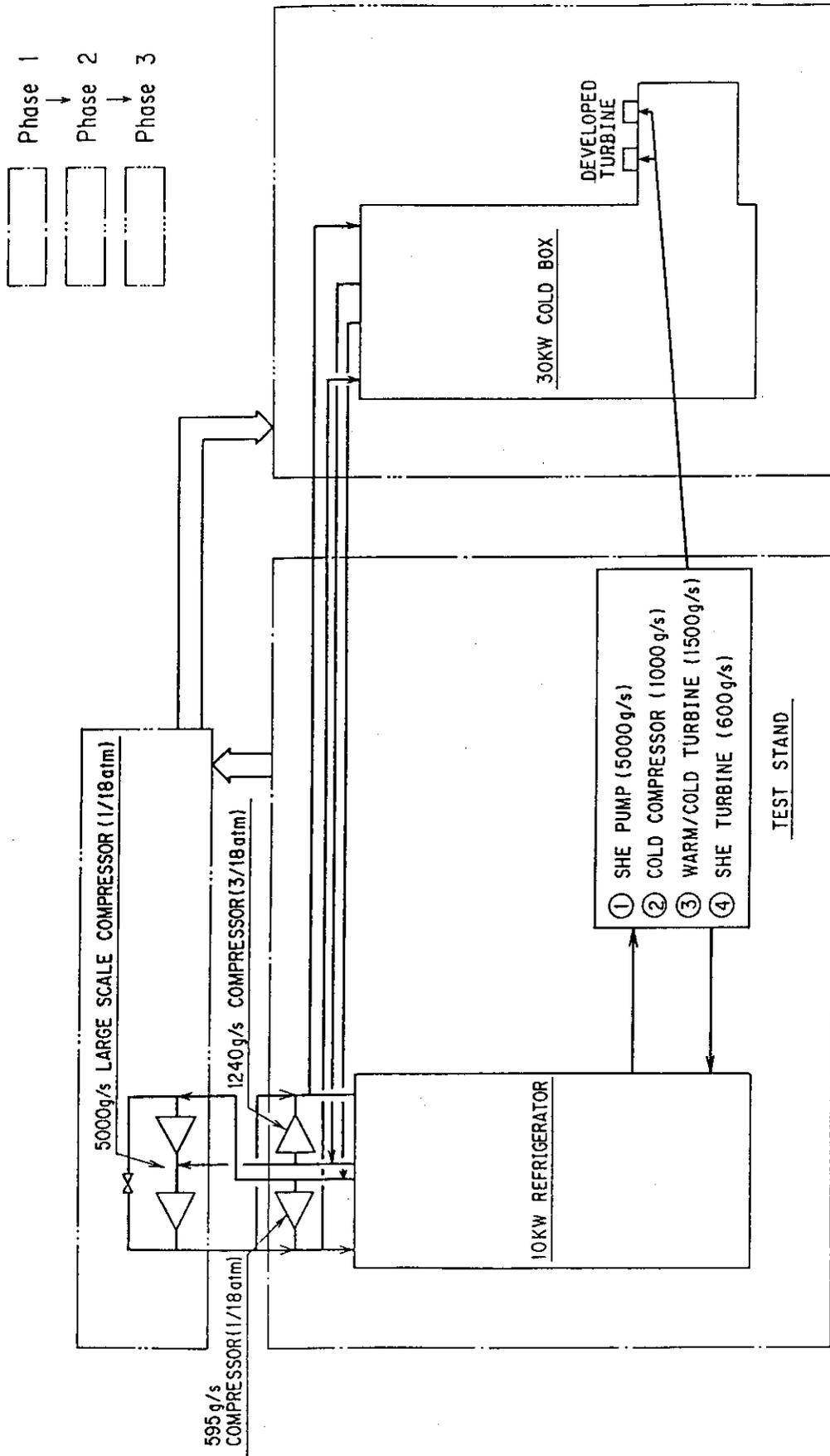


図 3.15 10 kW および 30 kW 冷凍機の開発計画

4. 今後の開発課題

現状技術を踏まえて、10 kW冷凍機の主要機器および将来開発すべき30 kW冷凍機に対する開発項目を挙げる。

(1) 10 kW冷凍機

- (a) 高温側タービン膨張機* (600 g/s, 18/3 atm)
- (b) 低温側タービン膨張機* (1000 g/s, 18/3 atm)
- (c) SHEタービン膨張機 (600 g/s, 18/5 atm)
- (d) 低温圧縮機 (1000 g/s, 3/18 atm, 80 K)

*但し、タービン膨張機は、既設の1.2 kW冷凍機を用いて等価性能試験を行い、10 kW冷凍機に必要な諸特性を評価すると共に製作に必要なパラメータを把握した。

(2) 30 kW冷凍機

- (a) 高温側タービン膨張機 (1500 g/s, 18/3 atm)
- (b) 低温側タービン膨張機 (1500 g/s, 18/3 atm)
- (c) 大流量常温圧縮機 (5000 g/s, 1/18 atm)

ここでは、低温ポンプ系を除いたが、既に実証ポロイダル計画において500 g/sの低温循環ポンプと100 g/sの低温排気ポンプの開発を終えている。そこで、今後これらの技術を踏まえ低温ポンプ系においても10 kW冷凍機主要機器同様の大型化(5-6倍の容量が必要である)が必要である。低温ポンプを含めたこのような大型機器の試験は、図3.15に示すように10 kW冷凍機を試験スタンドとして使用することが有効である。

5. ま と め

以上の検討により冷凍機の主要構成機器の動作条件を明かにし、その結果に基づき10 kW冷凍機の最適熱設計ができた。また、同機および30 kW冷凍機の開発項目を明確にすることができた。その結果をまとめると

- (1) 1JT弁方式と2JT弁方式を比較した結果、冷凍運転において2JT弁方式が1JT弁方式に比べ約30%効率が向上することが明かとなった。また、液化運転では、両者の効率に大きな差がないことが分かった。
- (2) JT弁入口条件としては、5 atm, 5 K程度が最適である。
- (3) タービン配列を検討した結果、直列および並列配置の効率上の差がほとんどないことが明かとなった。
- (4) タービン膨張機の最適動作条件としては、高温側タービン膨張機吐出温度が約30 K, 低温側タービン膨張機吐出温度が約11 Kである。

4. 今後の開発課題

現状技術を踏まえて、10 kW冷凍機の主要機器および将来開発すべき30 kW冷凍機に対する開発項目を挙げる。

(1) 10 kW冷凍機

- (a) 高温側タービン膨張機* (600 g/s, 18/3 atm)
- (b) 低温側タービン膨張機* (1000 g/s, 18/3 atm)
- (c) SHEタービン膨張機 (600 g/s, 18/5 atm)
- (d) 低温圧縮機 (1000 g/s, 3/18 atm, 80 K)

*但し、タービン膨張機は、既設の1.2 kW冷凍機を用いて等価性能試験を行い、10 kW冷凍機に必要な諸特性を評価すると共に製作に必要なパラメータを把握した。

(2) 30 kW冷凍機

- (a) 高温側タービン膨張機 (1500 g/s, 18/3 atm)
- (b) 低温側タービン膨張機 (1500 g/s, 18/3 atm)
- (c) 大流量常温圧縮機 (5000 g/s, 1/18 atm)

ここでは、低温ポンプ系を除いたが、既に実証ポロイダル計画において500 g/sの低温循環ポンプと100 g/sの低温排気ポンプの開発を終えている。そこで、今後これらの技術を踏まえ低温ポンプ系においても10 kW冷凍機主要機器同様の大型化(5-6倍の容量が必要である)が必要である。低温ポンプを含めたこのような大型機器の試験は、図3.15に示すように10 kW冷凍機を試験スタンドとして使用することが有効である。

5. ま と め

以上の検討により冷凍機の主要構成機器の動作条件を明かにし、その結果に基づき10 kW冷凍機の最適熱設計ができた。また、同機および30 kW冷凍機の開発項目を明確にすることができた。その結果をまとめると

- (1) 1JT弁方式と2JT弁方式を比較した結果、冷凍運転において2JT弁方式が1JT弁方式に比べ約30%効率が向上することが明かとなった。また、液化運転では、両者の効率に大きな差がないことが分かった。
- (2) JT弁入口条件としては、5 atm, 5 K程度が最適である。
- (3) タービン配列を検討した結果、直列および並列配置の効率上の差がほとんどないことが明かとなった。
- (4) タービン膨張機の最適動作条件としては、高温側タービン膨張機吐出温度が約30 K, 低温側タービン膨張機吐出温度が約11 Kである。

- (5) 先進的プロセスとして、SHEタービン膨張機、低温圧縮機、液体窒素の代替タービン膨張機およびWETタービン膨張機を採用した場合の検討を行った。その結果、各プロセスを採用することにより、約10-20%の効率向上の得られることが分かった。
- (6) 10kW冷凍機の定常運転に対する熱設計を実施し、従来方式では約1/370のエネルギー効率しか得られなかったが、高温および低温側タービン膨張機を各段1台ずつ増すことにより、さらに高効率な(1/280)冷凍機を構築できた。その結果、計装エア等のエネルギーロスを含めても充分仕様値(1/400以上)を満たす冷凍機の構築が可能であることが明らかとなった。ここで、従来方式は、高温および低温側タービン膨張機が各段1台の場合である。
- (7) 初期冷凍および減量運転の熱設計も並行して行い、定常運転を含む全ての運転が仕様値を満足する冷凍機を構築することができた。
- (8) 初期冷凍解析より、今回設計した冷凍機の冷凍時間は、200tonのコイルに対して約70時間である。

謝 辞

本研究にあたり、御指導頂きました森副理事長（現技術相談役）、吉川所長（現理事）、田中核融合研究部部長（現所長）の各氏に深く感謝致します。

- (5) 先進的プロセスとして、SHEタービン膨張機、低温圧縮機、液体窒素の代替タービン膨張機およびWETタービン膨張機を採用した場合の検討を行った。その結果、各プロセスを採用することにより、約10-20%の効率向上の得られることが分かった。
- (6) 10kW冷凍機の定常運転に対する熱設計を実施し、従来方式では約1/370のエネルギー効率しか得られなかったが、高温および低温側タービン膨張機を各段1台ずつ増すことにより、さらに高効率な(1/280)冷凍機を構築できた。その結果、計装エア等のエネルギーロスを含めても充分仕様値(1/400以上)を満たす冷凍機の構築が可能であることが明らかとなった。ここで、従来方式は、高温および低温側タービン膨張機が各段1台の場合である。
- (7) 初期冷凍および減量運転の熱設計も並行して行い、定常運転を含む全ての運転が仕様値を満足する冷凍機を構築することができた。
- (8) 初期冷凍解析より、今回設計した冷凍機の冷凍時間は、200tonのコイルに対して約70時間である。

謝 辞

本研究にあたり、御指導頂きました森副理事長（現技術相談役）、吉川所長（現理事）、田中核融合研究部部長（現所長）の各氏に深く感謝致します。