

噸酸素装置の効率に就いて

松本政吉*

The Efficiency of the Tonnage Oxygen Plant

By Masakichi Matsumoto

Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Large-scaled oxygen generators, termed "tonnage oxygen plants" originally by American manufacturers, have recently been built in most cases in the low pressure air liquefaction system.

The writer has tried analytical comparison of the efficiency between the low pressure system and the classical Linde Fränkl system which was extensively adopted in prewar days. The comparison revealed among others that with the plant producing about 2,000 Nm³/hr (70 ton/day) of oxygen, the new system consumes 0.45~0.50 kWh of energy per 1 Nm³ of oxygen, while the classical Linde Fränkl system requires 0.70~0.72 kWh on the same condition.

The writer suggests also in the article that a noticeable development might be realized for the low pressure gas separation system in many phases, by the adoption of gas turbine drive. The writer's calculation, using gas turbine indicates that the quantity of heavy oil to be consumed to produce 1 Nm³ oxygen by 2,000~3,000 Nm³/hr plant will not exceed 100~110 gr.

Further research into the performance, reliability, etc. of this low pressure system is now proceeding on the 10 ton/day pilot plant.

〔I〕 緒 言

噸酸素装置とゆう言葉は Tonnage Oxygen Plant の直訳で、終戦後諸外国特に米国の新聞雑誌等にはじめてあらわれたもので、一部の関係者以外の人には耳新しい言葉かも知れない。この言葉の内容は特に新奇なものではなく、空気を圧縮冷却し液体空気となし、精溜を行い酸素と窒素とに分離し、得られた酸素又は酸素濃度の高い空気を、従来空気を使用していた工業の諸過程に酸化剤又は助燃剤として利用しようとするのである。従つて

(a) 極めて安価に酸素の発生が出来ねばならない。

(b) 大量の酸素を発生することが出来る。

の2つの条件を満足している装置であることが必要である。上記2条件を満足する装置として低圧式空気分離装置があらわれたのである。

* 日立製作所日立工場

低圧式空気分離装置の可能を最初に実行したのはソ聯の Kapitza である⁽¹⁾。今次大戦後米国に於てはドイツ及びソ聯に於ける空気分離装置の発達に刺戟されたことと、戦時中に行われた移動式空気分離装置研究の成果と相俟ち、実に雄大な噸酸素装置が作られている。第1表(次頁参照)は米国の実施例を示すものであるが⁽²⁾、1基よく日産1,000噸に及ぶ酸素発生量をもつ巨大な装置さえみられる。日本に於ても酸素発生量70 t/day程度の容量をもつ設備が已に三菱化成、神戸製鋼、川崎製鉄等で稼動しているが、これ等の装置は所謂 Linde Fränkl 式といわれ、低圧方式と高圧方式を併用した古典的のもので、低圧方式に移行する過渡的型式である。Linde Fränkl も大戦後作られているものは純粹の低圧方式を採用し、高圧方式を併用した所謂 Linde Fränkl 方式を Klassischen Linde Fränkl Anlage とゆう言葉で呼んでいる⁽³⁾。

第 1 表 米国に於ける噸酸素装置の実施例
Table 1. Tonnage Oxygen Plants in America

会 社 名	所 在 地	容 量	
		(ton/day)	(Nm ³ /hr)
Bethlechen Steel Co.	Johnstown	150	4,500
Weirton Steel Co.	Weirton	400	12,000
Wheeling Steel Co.	Steubenville	360	10,800
Carthage Hydrocol Co.	Brownsville	2×1,000	2×30,000
Stanolind Oil Co.	Carden City	2×1,000	2×30,000
Mc. Carchy Chemical Co.	Winnie	175	5,250
E. I. du Pont de Nemours Co.	Belle	360	10,800
Carbide Co.	Texas City	200	6,000
International Nickel Co.	Coppercliff	300	9,000

古典的 Linde Fränkl 方式では寒冷発生機器として採用している膨脹タービンの効率が悪いために十分な寒冷が得られず、寒冷不足の部分を高压空気の Joule-Thomson 効果に依存せねばならない。従つて、全処理空気量の中一部分を 130~200 気圧まで圧縮する必要が出てくるのであるが、こよう高压を併用すると機器の保守や故障の点で不利な許りでなく、往復圧縮機の採用を余儀なくされる結果、装置が大容量化されてくことと、高压空気圧縮機が全装置の大半をしめるとゆう如き誠に好ましくない形になる。噸酸素装置と呼ばれる以上、全装置中の可動部分は往復圧を排し回転圧におきかえることが必要で、前記 (b) 条件を満足する基本的考え方も回転圧の機器を採用することにある。

本文に於ては主として前記 (a) 条件に就いて述べるが、噸酸素装置を考える時忘れてならない重大事項の一つは全装置の単純化であり、全装置を構成する機器の数を極力少なくするとゆうことである。全装置の単純化とゆう点に就いては別の機会に述べることにする。

〔II〕 低压式空気分離装置の基本型式等に就いて

(1) 基本型式に就いて

低压式空気分離装置を構成している各機器を大別してみると、次の 4 種の機器が基幹をなしていることが判る。

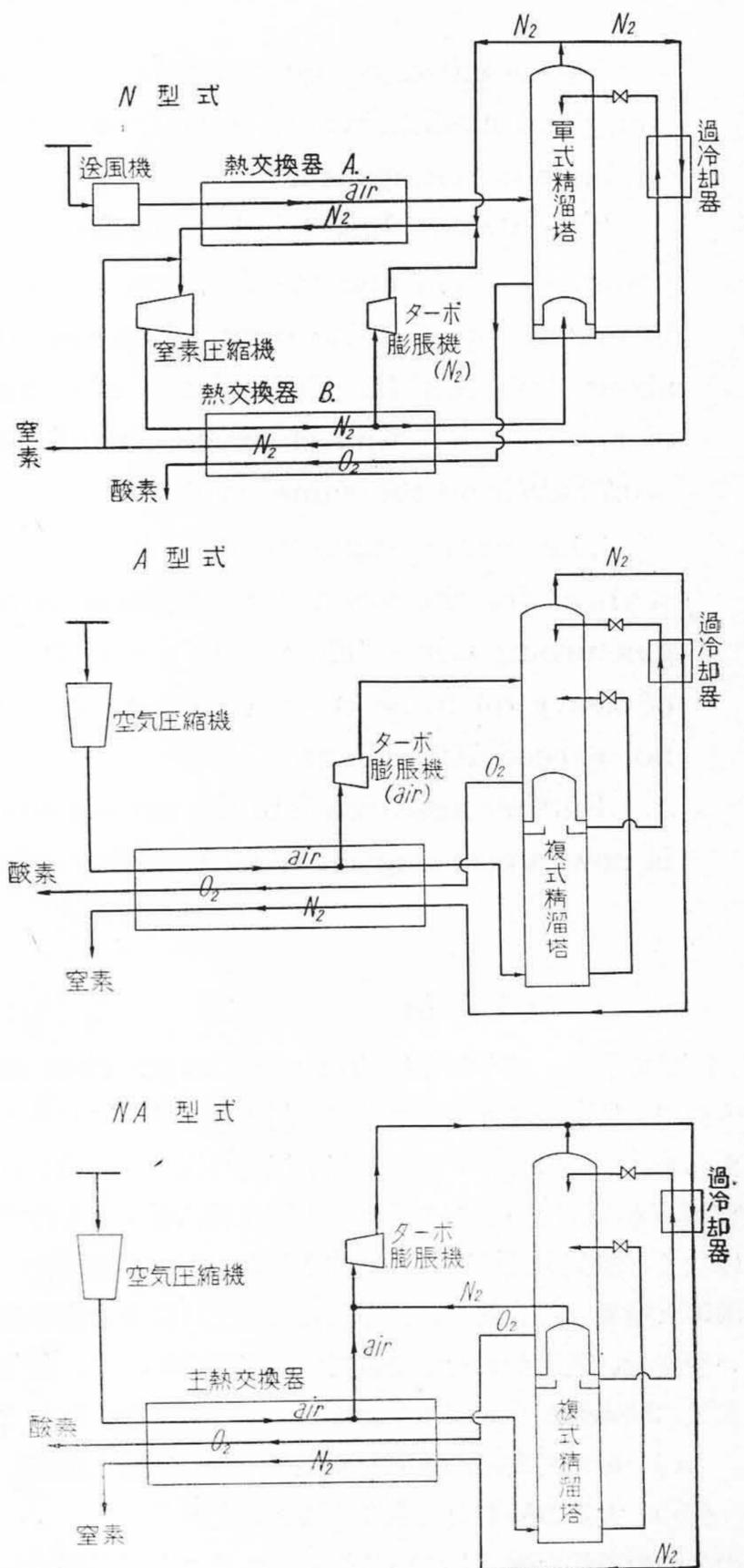
- (a) 空気を大気圧より 4~5 kg/cm²(G) 程度迄圧縮する遠心式又は軸流式空気圧縮機
- (b) 分離生成された極低温の窒素及び酸素ガスの寒

冷を回収することにより、流入する压力空気を冷却、液化せしめる熱交換器。

(c) 液化せる空気を窒素と酸素とに分離生成する精溜装置。

(d) 寒冷発生を行う膨脹機。この寒冷発生設備として Kapitza は輻流縦軸の小型高速膨脹タービンを提案し驚くべき高効率を実現している。

低压式空気分離装置の基本型式は上記 4 種の機器の組合せで決るので、そう多数の型式が生れる筈はなく、ターボ膨脹機の使い方を基準として分けると、すべての低



第1図 低压式空気分離装置の基本型式
Fig. 1. Fundamental Form of Low Pressure Air Liquefaction System

圧式空気分離装置は次の3つの基本型式に含まれてしまう。

N 型式...膨脹タービンの作動流体として窒素を用いる型式であつて、必然の結果精溜装置として単式塔を採用することになる。

A 型式...膨脹タービンの作動流体として空気を用いる型式であつて、精溜装置として複式塔を採用せざるを得ない。

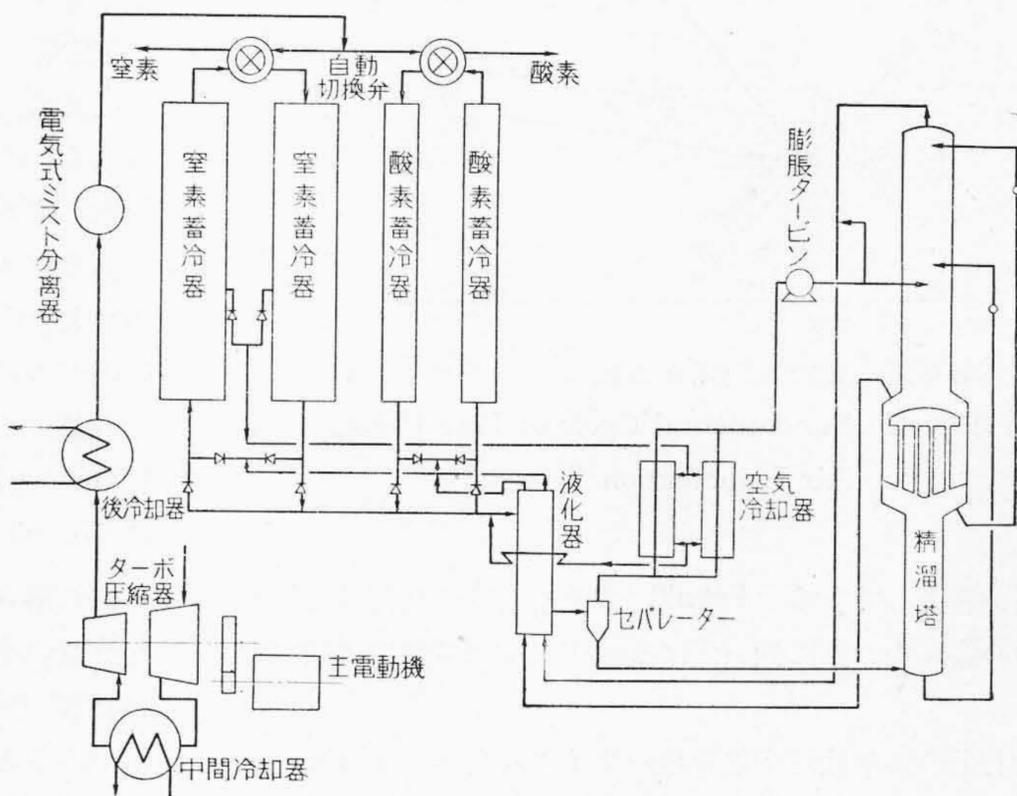
NA型式...前2型式の折衷型式で膨脹タービンには作動流体として空気と窒素との混合ガスを利用する。

膨脹タービンに酸素を用いる型式は実際には意味がないのであらわれて来ない。第1図に上記3つの基本型式が示してある。N型式の代表例は米国のElliotであり、A型式のそれはドイツのNew Linde Fränklである。NA型式の実施例は未だ聞いていない。Elliotの方式は窒素タービンを使う利得の外精溜塔の還流(reflux)量を広範囲に調整出来、従つて精溜操作が容易になるとゆう大きい長所があるが、全体の装置がやゝ複雑になる欠点もある。製作会社の名をとり色々な低圧方式の呼び名があるがその大部分はA型式に入るものである。NA型式は古典的Linde Fränklの方式に似た点を持つているので、古典的Linde Fränklの実施例しかもたぬ日本では、このような方式から低圧式空気分離の実行に入るのも一つの方だと考えられる。複式精溜塔の下塔上部より窒素を抜くとゆうことゝ、膨脹タービンから出た空気を上塔中部にふき込んでやるとゆうことゝ、何れが精溜操作上容易であるかとゆう点でA型式とNA型式の優劣は決まる。

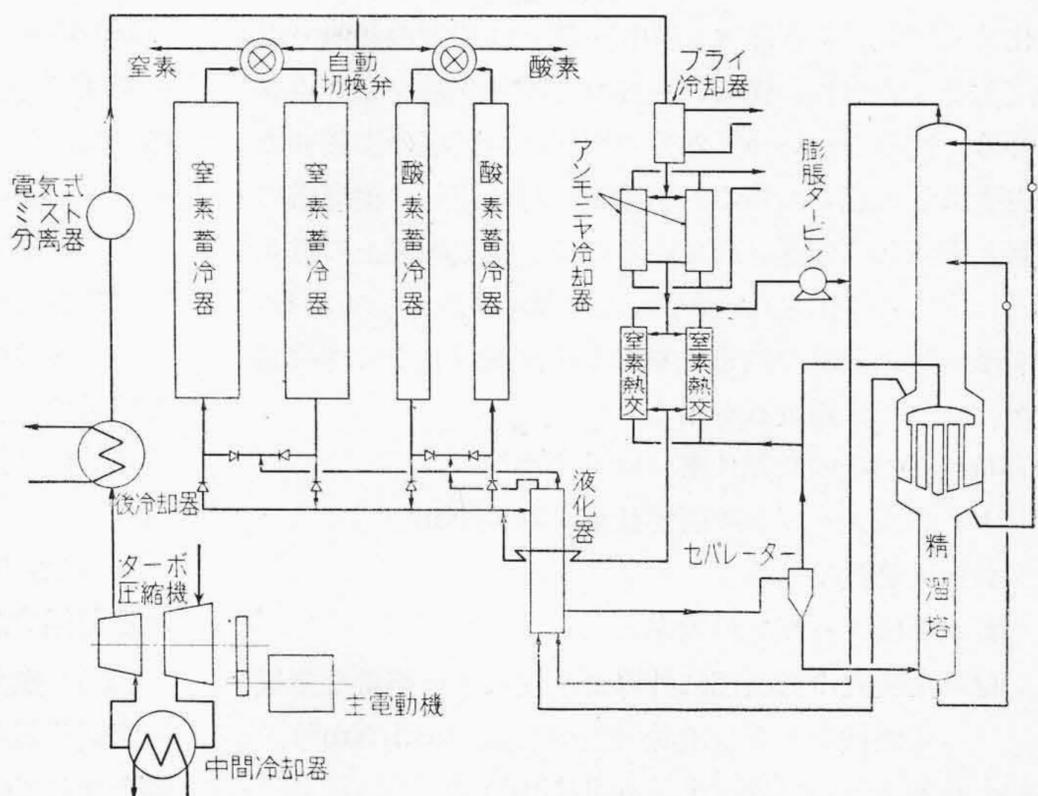
(2) 低圧式空気分離のサイクル

A型式 NA型式を実際に施行した場合の系統図の例を第2図及び第3図に示す。何れも主熱交換器としてFränkl式の蓄冷器を使用している。従つて蓄冷器中で空気中より析出して来るドライアイス完全に除霜するために、第2図では窒素蓄冷器の中途より極く一

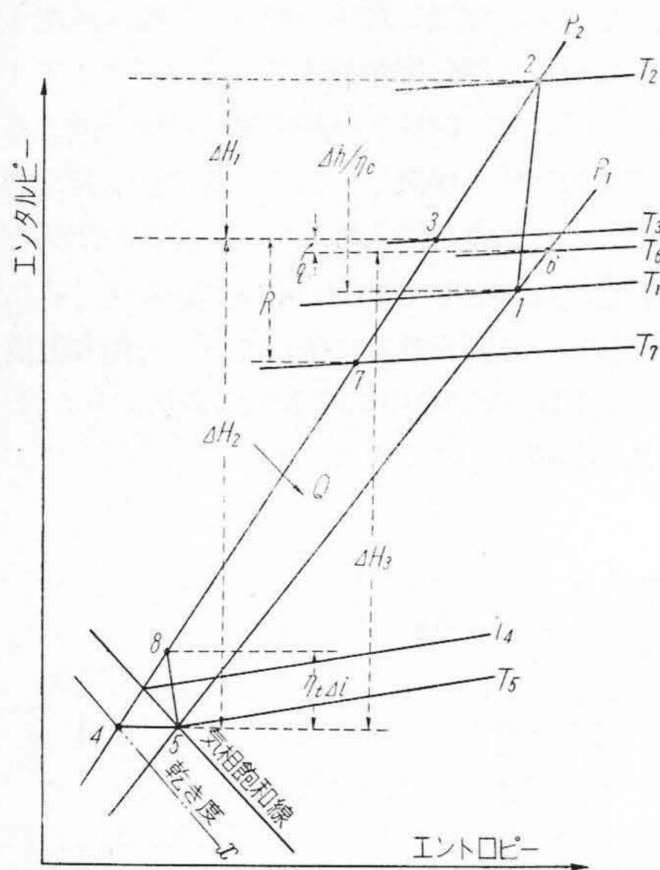
部空気を抽気し、空気冷却器を利用して飽和温度まで更に冷却している。空気冷却器内には逐次ドライアイスが蓄積してゆくの、四日に一度位使用を切り換えることに依つてこの問題を解決している。第3図は蓄冷器中途よりの抽気は止め蓄冷器入口から極く僅かの空気を分流せしめ、補助冷凍としてNH₃冷凍機を利用し更に空気冷却器に相当する窒素熱交に依つて空気を飽和温度迄さげている。NH₃冷却器中には氷が窒素熱交中にはドライアイスが蓄積してゆくの、使用を切り換えてこの間



第2図 A型式に対する系統図
Fig. 2. Flow Sheet of A-Form



第3図 NA型式に対する系統図
Fig. 3. Flow Sheet of NA-Form



第4図 低圧式空気分離装置の基本サイクル
Fig. 4. Fundamental Cycle of Low Pressure Air Liquefaction System

題を解決している。Fränkl 式蓄冷器内で析出する固形物の除霜のことに就いては文献⁽⁴⁾にゆづり茲では述べない。

上記の如き低圧空気分離のサイクルをエントロピー、エンタルピー線図で示すと第4図のようになる。大気圧 P_1 、室温 T_1 なる点1の状態の空気は、空気圧縮機で圧力 P_2 迄圧縮されて点2に移る。更に後冷却器で点3迄冷却され、蓄冷器及び液化器で点4迄深冷される。この液化せる空気(乾き度 x) の中 α 部分は空気冷却器で点8迄あたためられ、膨脹タービンで断熱膨脹をして点5に移る。残りの $(1-\alpha)$ 部分の空気は精溜塔の膨脹弁で自由膨脹して点5に移る。勿論この時は空気は精溜塔で酸素と窒素とに分離されているので、空気線図上の点5で表わすことは出来ないから、この表示は近似的である。精溜塔を出た低温の酸素と窒素とは温度 T_6 まで寒冷回収が行われて分離装置を出る。

- 今 Δh = 圧縮機の断熱仕事 (kcal/Nm³)
- Δi = 膨脹タービンの断熱仕事 (kcal/Nm³)
- η_c = 圧縮機の効率
- η_t = 膨脹タービンの効率
- Q = 全装置の低温部に外界より侵入する熱量を空気圧縮機の全空気流量で割った値 (kcal/Nm³)
- q = 蓄冷器の温端損失 (kcal/Nm³)

とし空気 1 Nm³ に就いて考えると、圧縮機で $\Delta h/\eta_c$ だけの仕事を与えてやらねばならないし、後冷却器に於け

る ΔH_1 の寒冷は冷却水が与える。更に必要な寒冷 ΔH_2 はその大部分を分離生成された酸素及び窒素ガスが与える。然し ΔH_2 の全部を与えることは出来ず ΔH_3 だけであるから、その不足 q と分離装置の保冷器壁を通じて外部に逃れる寒冷損失 Q との和を膨脹タービンの発生する寒冷で補償せねばならない。従つて次の重要な関係式が得られる。

$$\alpha \eta_t \Delta i = Q + q \dots \dots \dots (1)$$

今理想的な場合として無限大の熱交換器を用い $q=0$ 、保冷を完全に行つて $Q=0$ 、装置内を空気が流れる圧力損失も 0 とすることが出来たとする。この場合分離装置が定常状態に入つた後は、圧縮機も膨脹タービンも停止させても上記の如き空気分離の操作が継続出来るかというにそれは不可能である。空気のエントロピーとそれが酸素と窒素とに分離され、はじめと同温同圧の如き状態にあるガスのエントロピーとを比較すると、必ず前者の方が大きいからである⁽⁵⁾。このエントロピーの差とその時のガスの絶対温度を排けたものが空気を酸素と窒素とに分離するのに必要な理論的最小仕事であつて、大略酸素 1 Nm³ を作るのに 0.074 kWh 程の値になる。(この値は Nernst の半透過膜の仮説に依り計算した)

次に第3図の如く補助冷凍機を併用し、後冷却器を出た空気の中 ξ 部分だけ蓄冷器に入らず NH₃ 冷凍機で -45°C 程度迄冷却し ξR だけの寒冷を冷却系内に与えてやろうとする場合を考えると前記(1)式に対応して、 $\alpha \eta_t \Delta i = Q + q - \xi R$ なる関係式が成り立つように思えるが、それは誤りである。(R=空気 1 Nm³ を後冷却器出口の状態から NH₃ 冷却器吐出後の状態迄冷却するに要する熱量 kcal/Nm³) 分離装置内の大部分の機器は $-180^\circ\text{C} \sim -190^\circ\text{C}$ 程度で、そこへ侵入して来る熱量を、 -45°C 程度までしか冷却することの出来ない NH₃ 冷凍機で保償しようとするのは、低圧方式を採用する限り極めて困難である。今 ξ を大きくして ξR を大きくし沢山の寒冷を系内に与えてやろうとしてもそれは蓄冷器の温端損失を大きくすることになり系外に大半こぼれてしまい q は (q) へと増大する。たゞ極低温部に侵入する熱量の極小部分と -45°C 以上の温度の部分に侵入する熱量の全部は補償出来るから α は (α) へとその値を減じ

$$(\alpha) \eta_t \Delta i = Q + (q) - \xi R \dots \dots \dots (2)$$

なる関係式が成立する。

(3) 空気分離の効率に支配的影響をもつている事柄

空気分離の効率を高めるためには、前記した4種の基幹をなしている機器、空気圧縮機、主熱交換器、精溜塔、膨脹タービンの各々の効率を高める必要があることは勿論であるが、保冷施工の完全を期し Q を小さくするとゆ

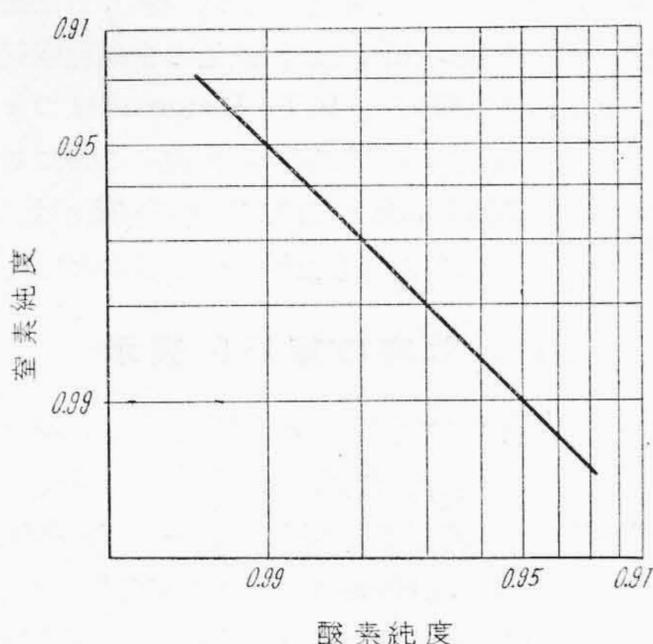
うことが大切である。空気圧縮機の効率は遠心型のターボ圧縮機を採用する限り、悪くとも 60% を下まわることなく良くとも 75% を上まわるとは至難である。軸流圧縮機を使用すれば容易に 85% 位の効率は得られるが、多量の処理空気量を必要とするので後述する如きガスタービンの併用等を考へない限り、酸素発生量約 4,000 Nm³/hr (140 t/day) 以下の容量の装置には利用不可能である。ターボ圧縮機にしても酸素発生量 1,000 Nm³/hr (35 t/day) 以下の小容量装置では余りに処理空気量が少なくて実行は困難である。

主熱交換器の効率は蓄冷器の温端損失 q をどこ迄小さくすることが出来るかという事で表わされる。Fränkl 式蓄冷器が一番効率がよく温端に於ける温度差 3°C までは十分に許される。従つてこの時の q は空気圧縮機の吐出圧力に影響されるが 0.55~0.65 kcal/Nm³ 程になる。函型又はハン普森型熱交換器を採用すると、どれ程努力しても温端温度差を 5~8°C 以下に小さくすることは出来ない。5°C とすると q は 1.2~1.3 kcal/Nm³ 程になり、後述する如くこれだけの違いは装置全体の効率にはかなり影響する。

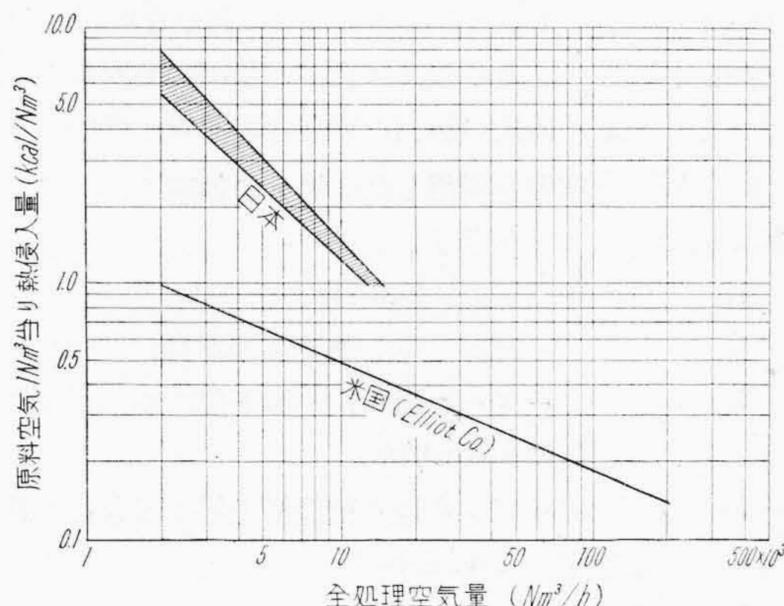
精溜塔の分離成績の実績をみると相当成績のよいものをつつても第 5 図程度のものであり、窒素の純度をあげると酸素の純度が下り、酸素の純度をあげると窒素の純度はさがる。酸素の使用目的から差支えない範囲で出来るだけ酸素の純度をさげ窒素純度をあげる方が、効率の点からは極めて有利であり、普通酸素純度 95% 窒素純度 99% 程度にとつて計画されている。勿論この点は使用目的に依つて変つて来る。

膨脹タービンの効率は Kapitza の提唱⁽¹⁾以来外国で実施されている例では 85% 位にあがっている⁽⁶⁾。我々の実績でも 80~82% 程度の効率は常時発揮している。膨脹タービンの効率は装置の全効率に影響する処大きいので、少しでも高める必要があるが、それよりも重要なことは効率が下つて来ると空気圧縮機の吐出圧力として要求される値がぐんぐん大きくなつて来るので、空気圧縮機及び膨脹タービンの計画そのものを困難にし低圧方式が成り立たなくなるとゆう点にある。

次に保冷器壁を通じ系外に逃れる寒冷損失 Q の値は効率に特に大きい影響を持つている。装置の容量に依つて変つて来るのは当然で、日本で作られた分離装置の実績に就いては神戸製鋼岡野氏の発表がある。第 6 図に示してあるのは科学研究所で検討した結果の値であり、同図上に米国の例としてあげてあるのは Elliot の発表している値である⁽⁷⁾。非常な相違があるので驚ろいている。保冷材に日本では岩綿を用い 1m³ 当り 300~350kg の割合で詰めているが、Elliot では Pearlite powder なるもの



第 5 図 精溜塔の分離成績
Fig. 5. Separating Result of Rectification Column



第 6 図 空気分離装置本体への器壁を通じての寒冷損失
Fig. 6. Cold Leak through Cold Box Wall in Tonnage Oxygen Plant

を用い、1m³ 当り 80kg 程度に詰めている⁽⁷⁾。Pearlite powder とゆうのは主体はシリカ及びアルミナの白色粉末で大変に軽い。米国では土建関係に広く利用されており、保冷材に利用するために生れたものでないようであるが、上記の如く大変軽いとゆうことが保冷に対し極めて有効に働き、すぐれた結果を得ておるのだと考えている。

A 型式では膨脹タービンより出た空気の中どれ程精溜塔上塔中部にふき込み得るかという事、NA 型式では精溜塔下塔上部より窒素をどれ程引き抜き得るかという事も効率にはかなりの影響を持つている。これ等に対する理論計算を科学研究所では行つてはいるが、仲々理論通りには参らぬようである。前者に対しては日本では科

学研究所及び日立で目下試験中で、はつきりした結論に未だ到達していない。米国では精溜塔の全処理空気量の 20% 位はふき込み得ると B. F. Dodge ははつきりと言っている。下塔上部より窒素を引き抜くことに対しては、日本でも古典的 Linde Fränkl 方式で実績があり、最高 18% までとゆうはつきりした線が一応ひかれている。

〔III〕 効率の解析的表示

本文に述べる如きサイクルの計算をしたり、細い計画の計算をする如き場合、先づ必要になるのは空気の液体状態に到る迄の諸性質に関する細い数表と *iS* 線図である。従来日本に於ては Hausen の線図⁽⁸⁾が使用され、それ以外のものはなかつた。Hausen の線図は高压式空気分離装置の計算用として作られたもので、我々の如く精々数気圧以下の圧力範囲しか取り扱かわぬ場合には、余りにも粗略で使用に耐えない。科学研究所の森康夫と日立製作所の藤井修の両氏は、Claitor & Crawford の求めた状態式⁽⁹⁾を出発とし、上記諸性質の実に詳細な数表と *iS* 線図を計算作成し、その抜萃は己に外部にも発表している⁽¹⁰⁾。茲に記して両氏の努力に感謝の意を表し度い。

(1) 補助冷凍機を併用しない場合の効率

第 2 図の場合を取り扱う。

- 今 W = 全処理空気量 (Nm³/hr)
- W_t = 膨脹タービンの空気流量 (Nm³/hr)
- W_a = セパレーターを通り精溜塔下部にふきこまれる空気量 (Nm³/hr)
- W_c = 膨脹タービンを通り精溜塔上塔にふきこまれる空気量 (Nm³/hr)
- W_b = 発生窒素量 (Nm³/hr)
- x_b = 同上の酸素純度
- W_d = 発生酸素量 (Nm³/hr)
- x_d = 同上の酸素純度
- x = 空気の酸素純度 (約 0.21)
- $\alpha = W_t/W, \quad \beta = W_c/(W_a + W_c)$

とおく時は

$$W_a + W_c = W_b + W_d, \quad x(W_a + W_c) = x_b W_b + x_d W_d$$

なる精溜塔の物質収支から

$$W_d = \frac{1-\alpha}{1-\beta} \cdot \frac{x-x_b}{x_d-x_b} W \dots\dots\dots(3)$$

発生酸素 1 Nm³ 当りに消費される仕事量は

$$\begin{aligned} \text{E.C.} &= \left(\frac{\Delta h}{\eta_c} \cdot W \right) / W_d \\ &= \frac{1-\beta}{1-\alpha} \cdot \frac{x_d-x_b}{x-x_b} \cdot \frac{\Delta h}{\eta_c} \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

空気圧縮機の出口より膨脹タービン入口迄の空気の圧力損失を 0.5 kg/cm², 膨脹タービン出口より蓄冷器出口迄のそれを 0.5 kg/cm² とし、更に室温を 20°C 膨脹ター

ビンの出口を 0.5 kg/cm²G 飽和と仮定するならば、十分の近似をもつて

$$\Delta i = 0.269(\Delta h) - 5.070 \dots\dots\dots(5)$$

(1)(4)(5) の式より Δh と Δi を消去すると

$$\begin{aligned} \text{E.C.} &= 3.717 \frac{1-\beta}{1-\alpha} \cdot \frac{x_d-x_b}{x-x_b} \cdot \frac{1}{\eta_c} \\ &\quad \left(\frac{Q+q}{\alpha \eta_t} + 5.070 \right) \text{kcal/Nm}^3 \end{aligned}$$

蓄冷器の切り換えに依つて $(1-\eta)W$ だけの空気が外部に無駄に棄てられるとするならば、上式は単位を変えて

$$\begin{aligned} \text{E.C.} &= 0.00432 \frac{1-\beta}{1-\alpha} \cdot \frac{x_d-x_b}{x-x_b} \cdot \frac{1}{\eta \eta_c} \\ &\quad \left(\frac{Q+q}{\alpha \cdot \eta_t} + 5.070 \right) \text{kWh/Nm}^3 \dots\dots\dots(6) \end{aligned}$$

η の値は 0.960~0.975 の範囲の値になる。

(2) 補助冷凍機を併用した場合の効率

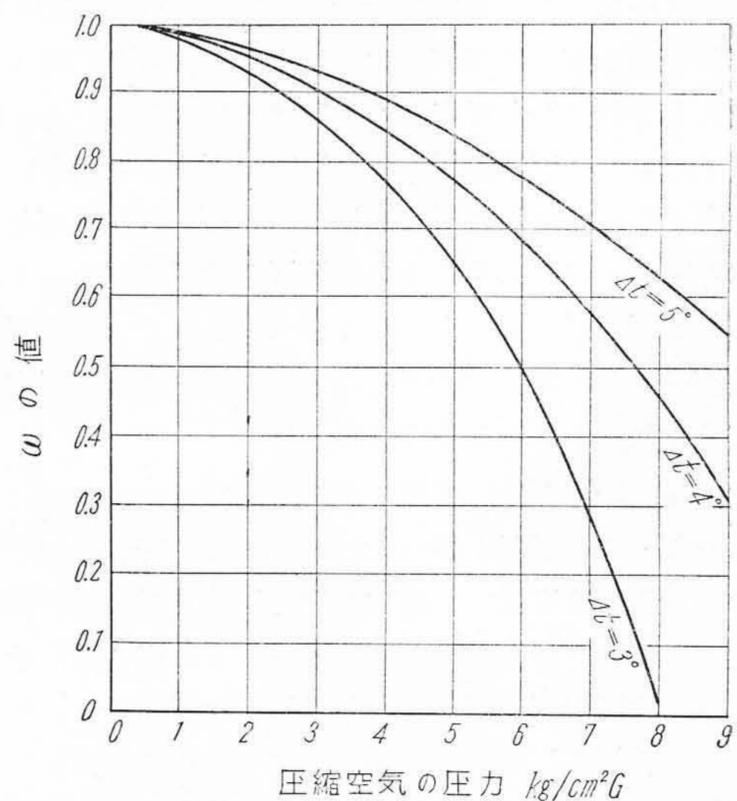
第 3 図の場合を取り扱う。但し膨脹タービンの作動流体は空気と仮定して取り扱っている。

E.C. の計算式を求める過程を省略し結果のみを記すと

$$\begin{aligned} \text{E.C.} &= 0.00432 \frac{1-\beta}{1-(\alpha)} \cdot \frac{x_d-x_b}{x-x_b} \cdot \frac{1}{\eta \eta_c} \\ &\quad \left\{ \frac{(1-\varepsilon)Q + \omega q}{(\alpha) \cdot \eta_t} + 5.070 \right. \\ &\quad \left. + 0.269 \eta_c k \xi R \right\} \text{kWh/Nm}^3 \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

外部より寒冷部に侵入する全熱量を有効全処理空気量で割つた値を Q kcal/Nm³, 補助冷凍機で補償出来る -45°C 以上の部分に侵入する熱量を Q_1 kcal/Nm³ とする時

$$\varepsilon = Q_1/Q$$



第 7 図 ω の 値
Fig. 7. Value of ω

ϵ の実測は非常に困難であるが、低温部に侵入する熱量はその機器や配管の表面積とその部分の温度と室温との温度差の積に比例すると考えて ϵ を計算してみると、装置容量が小さい時で 0.027, 大きい容量の時でも 0.020 程度の値になる。

β は精溜塔下塔上部より抽気する窒素量を下部にふき込む空気量で割った値で、許し得る最高値は 0.18 である。蓄冷器に入る圧力空気の温度が 35°C 位の時の温端損失を q とし、次に若しこの圧力空気の温度を 35°C から -45°C 位迄下げることが出来たと考えた場合の温端損失を (q) とすると、空気の性質として同一温度差に対して必ず $q > (q)$ である。今 $\omega = (q)/q$ とおくと、 ω は圧力空気の圧力に依つて変るが、その値は第 7 図のようになる。

補助冷凍機を併用しない第 2 図の如き場合のタービン流量比を α とし、補助冷凍機を併用した第 3 図の如き場合のタービン流量比を (α) とすると

$$(\alpha) = \alpha \times \frac{(1-\epsilon)Q + \omega q}{Q + q} \dots \dots \dots (8)$$

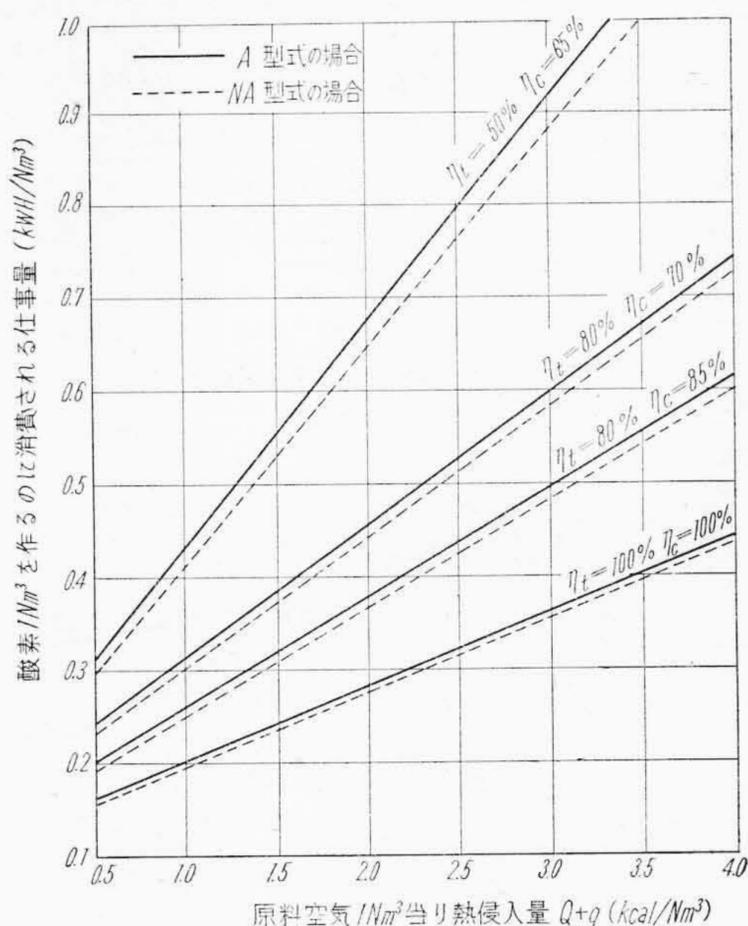
次に冷凍機に 1 kWh (=860 kcal) の動力を注入した場合 K kcal の冷凍能力があるとするならば $k = \frac{860}{K}$ である。 k の値は冷凍機の様式に依り色々な値となるが、今 -45°C 位迄空気を冷却し得る 2 段圧縮 2 段膨脹の NH₃ 冷凍機を考えると、 $k = 0.95 \sim 1.05$ 程になる。

R は已に述べた如き値で、空気中に含まれている湿気を考えに入れ、35°C より -45°C 迄空気を冷却するとすると、 $R \approx 30$ kcal/Nm³ 程になる。

ξ は全処理空気量に対し、補助冷凍機の方へ分流せしめる空気量の割合で、低圧方式で補助冷凍機を併用するのは寒冷補償のためよりは、寧ろ蓄冷器の中に蓄積するドライアイス除霜のためであるので、 ξ の値は成る可く小さくして小規模の冷凍機ですむようにする。 ξ の最小値は 0.05 である。何れにしても冷凍機は物を冷却するとゆう点だけでは極めて有効な方法であるから、 $\epsilon Q + (1-\omega)q$ より ξR の方がやゝ大きくなる迄は ξ を大きく選んだ方が賢明である。

前記 (6) 及び (7) 式の計算結果の一例を示すと第 8 図の如くなる。この線図から次の事柄が分る。

- (a) 原料空気 1 Nm³ 当り熱侵入量 ($Q+q$) の値が効率に及ぼす影響は特に著しい。膨脹タービンの流量調整に噴口面積調整の機構をもつことの出来ない Kapitza 型タービンを採用する場合には、この点を特に考慮した設計を行わないと、往々にして失敗する。
- (b) 補助冷凍機を併用した NA 型式は併用しない A 型式よりも効率はよくなるが、その値は極めて小さい。特にタービン効率が 80% 位よりよくなる



計算基礎

タービン流量比	$\alpha = 0.3$	$k = 100$
ラッハマン比	$\beta = 0.2$	$\omega = 0.65$
酸素純度	95%	$\epsilon = 0.03$
窒素純度	99%	$\xi = 0.06$

圧縮機出口より

タービン入口迄の圧力の損失 0.5 kg/cm²

タービン出口より

蓄冷器出口迄の圧力損失 0.5 kg/cm²

蓄冷器切換に依る空気損失量 2.5%

第 8 図 A 型式及び NA 型式の効率

Fig. 8. Efficiency of A and NA-Form

とその影響は無視することが出来る。

(c) 酸素発生量 2,000 Nm³/hr (70 t/D) 程度の装置では $Q+q \approx 2.0 \sim 2.1$ kcal/Nm³ になるからターボ圧縮機を採用しても 0.45~0.50 kWh/Nm³ の効率は期待することが出来る。

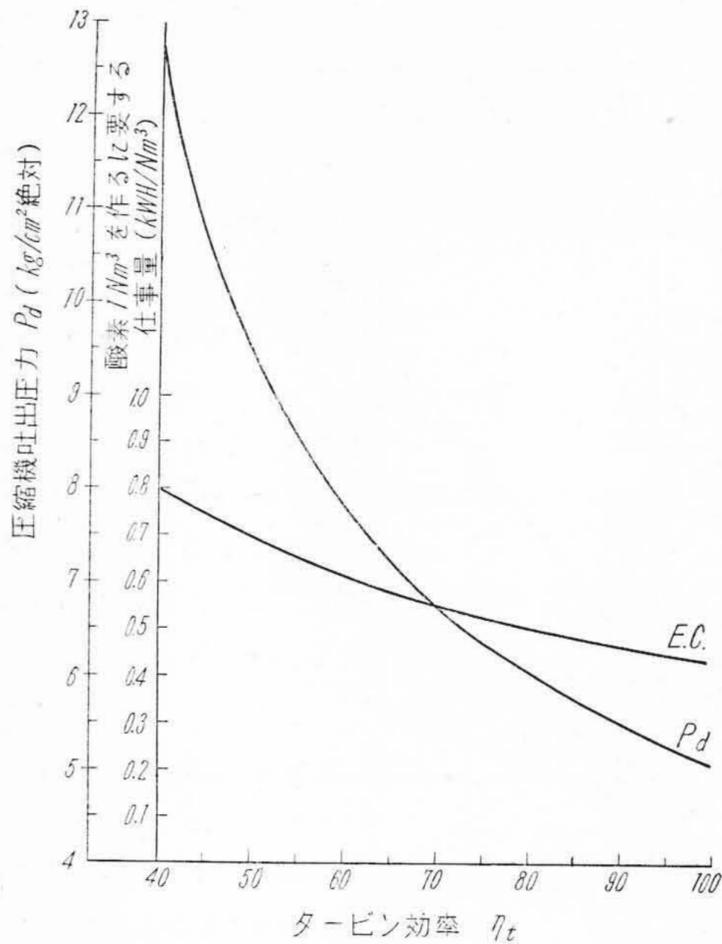
(d) 熱侵入量に 1.0 kcal/Nm³ の差があると、効率に 1.5 kWh/Nm³ 位の相異となつてあらわれる。

(3) 空気圧縮機の吐出圧力に就いて

空気 1 Nm³ に対する圧縮機の所要馬力 $\Delta h/\eta_c$ は (1) 及び (5) の式から

$$\frac{\Delta h}{\eta_c} = 3.717 \left(\frac{Q+q}{\alpha \eta_t} + 5.070 \right) \dots \dots \dots (9)$$

となる。 $\Delta h/\eta_c$ は圧縮機の吸入空気状態を定めると、その吐出圧力のみに関係する値であるから、空気圧縮機の吐出圧力は、装置容量が決つて来ると、膨脹タービンの効率に大きく支配されて、きまつてしまうということが分る。今その計算の一例を示すと第 9 図の如くなる。こ

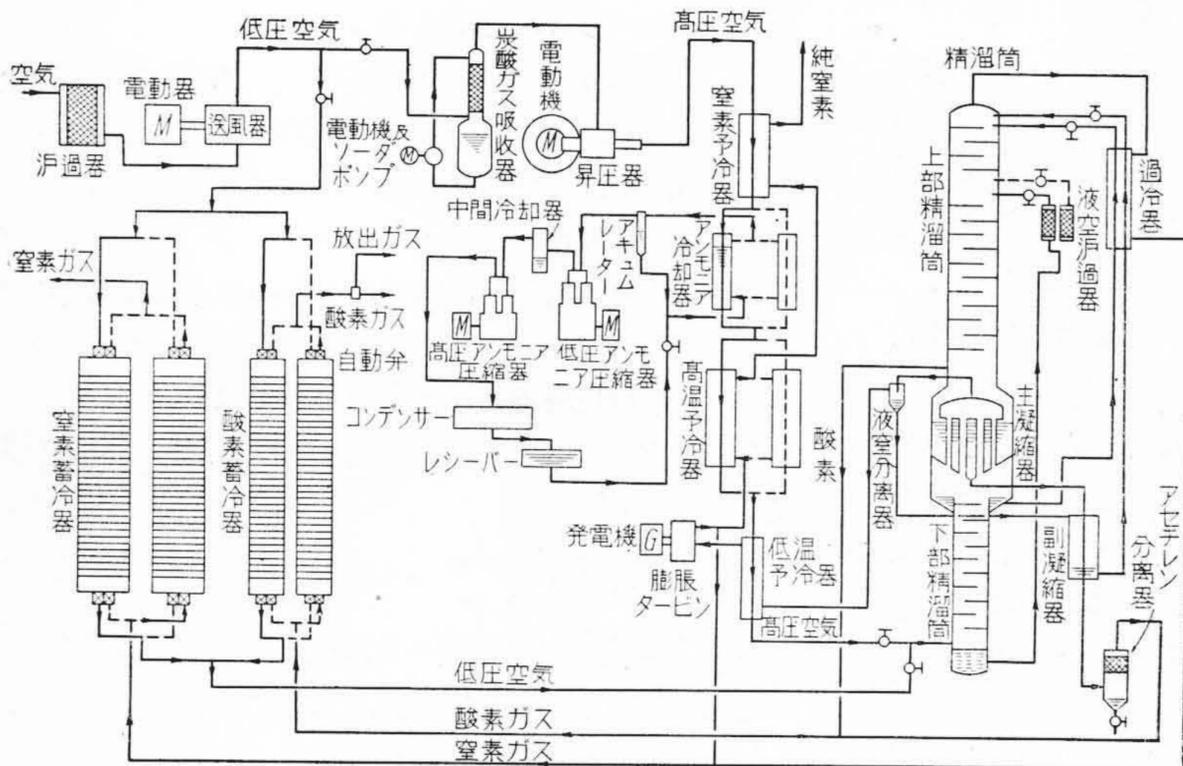


計算基礎
 原料空気 1 Nm³ 当り熱浸入量 $Q + q = 2.1 \text{ kcal/Nm}^3$, $\eta_c = 0.70$, 酸素純度 98%, 窒素純度 97%
 $\alpha = 0.25$, $\beta = 0.20$, 流路中の全圧力損失 1.0 kg/cm²

第 9 図 膨脹タービンの効率が E.C. 及び空気圧縮機吐出圧力に及ぼす影響

Fig. 9. Relation between Efficiency of Expansion Turbine, E.C. and Delivery Pressure of Air Compressor

の例は大略酸素発生量 2,000 Nm³/hr (70 t/day) に対するものであるが、5 kg/cm²G 程度の吐出圧力を実行し得るためには、80% に近いタービン効率が必要である。



第 10 図 古典的 Linde Fränkl 方式の系統図

Fig. 10. Flow Sheet of Classical Linde Fränkl System

その効率 50% 程度しか発揮し得ないカーチスタービンを若し採用するならば、10 kg/cm²G に近い吐出圧力を必要とすることになるので、回転缶型式の機器のみを使用し往復缶型式の機器の使用をさねねばならぬ噸酸素装置では実行不可能だとうことを表わしている。

80% に近い効率を発揮し得る膨脹タービンに成功しない限りは、低压式空気分離装置は現実には成り立たない。古典的 Linde Fränkl 方式では、上記の如き事柄を高压を併用することに依つて逃れているわけである。

〔IV〕 古典的 Linde Fränkl 方式との比較

日本では大型酸素発生装置は数基数えられるが、その総てが低压高压併用した古典的 Linde Fränkl 方式であるので、効率に対するサイクル的検討を行い、前記低压方式のそれと比較してみる。

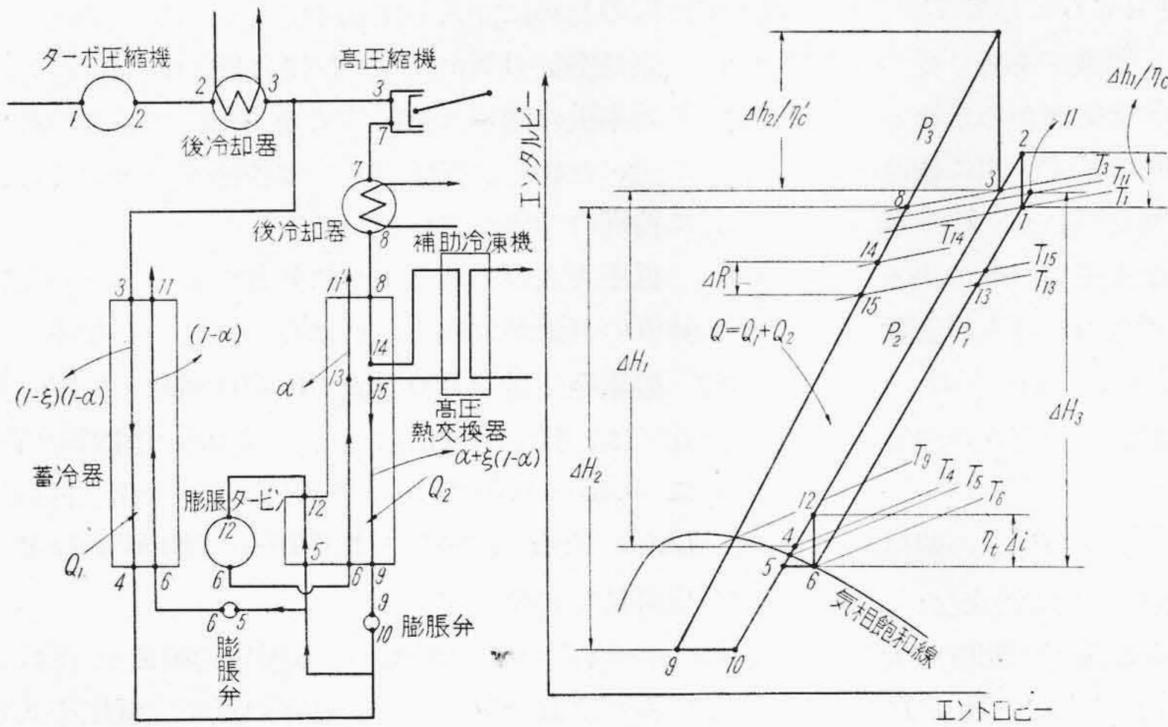
古典的 Linde Fränkl 方式の系統図を第 10 図に示す。低压方式に較べ高压系統が追加されているだけ、非常にごたごた複雑なものとなり、低压方式に移行する過渡的形態との感を深くする。

ターボ圧縮機で数気圧に圧縮せる空気の中 7~10% 程度分流し、炭酸ガス吸収塔を経、高压空気圧縮機にて 130~200 気圧迄圧縮し、この高压空気を NH₃ 冷凍機、排出ガス及び膨脹タービンの寒冷に依り冷却し一部液化させ、更に下部精溜塔圧力迄膨脹弁に依り自由膨脹し精溜塔下部にふき込まれる。ターボ圧縮機を出た残部の空気は低压方式と同じく蓄冷器に依り排出ガスで深冷されて精溜塔下部にふき込まれる。

130~200 気圧とゆう高压の配管を行い、それに高压弁類を取りつけ数箇の高压熱交換器を必要とするとう

ことは故障の原因となることも多く全く好ましくない。又酸素発生量数十噸以上の装置になると、炭酸ガス吸収塔及び高压圧縮機が実に龍大な物となり、建設費の大なることは勿論保守に非常な苦勞を要し、相当手を焼くことも多い。

今第 10 図の方式を解析に便ならしめるため第 11 図左側の如く単純化しておきかえてみても、効率を取り扱う限りに於ては誤りを犯さない。この形をエントロピーエンタルピー線図に表わしてみると右側のようなサイクルが得られる。この線図の各点の番号と左側各機器上の番号と



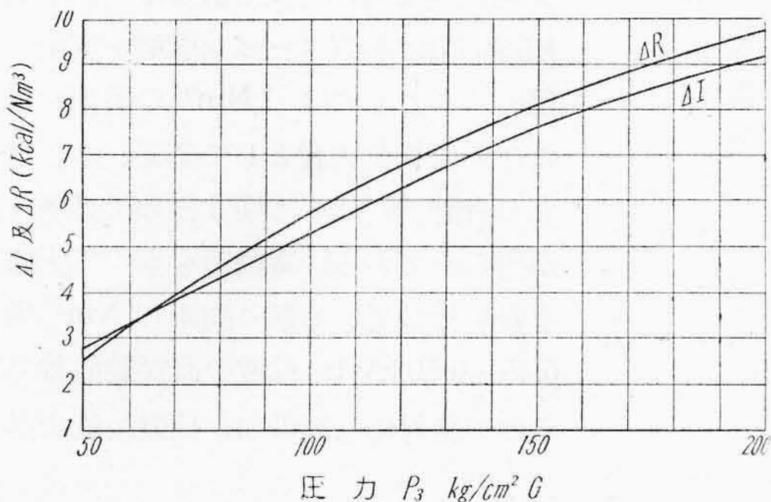
第11図 古典的 Linde Fränkl 方式のサイクル
Fig. 11. Fundamental Cycle of Classical Linde Fränkl System

を対照して戴ければ第4図のサイクルに高圧サイクルが附加されておるだけであるから、容易に理解出来るものとする。

今ターボ圧縮機の流量を $1 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ とし、高圧熱交換器に於ける寒冷ガスの還流を $\alpha \text{ Nm}^3/\text{hr}$ とすると、蓄冷器を還流する寒冷ガスの流量は $(1-\alpha) \text{ Nm}^3/\text{hr}$ となる。従つてターボ圧縮機を出た空気の中 $(1-\xi)(1-\alpha) \text{ Nm}^3/\text{hr}$ は蓄冷器の低圧流路に分流し、 $\{\alpha+\xi(1-\alpha)\} \text{ Nm}^3/\text{hr}$ は高圧々縮機を経、高圧流路に分流される量になる。 ξ の値は蓄冷器内に蓄積する氷及びドライアイス等の除霜の事から決つて来るので、少くとも $\xi=0.05$ 以上でなければならぬ。

取扱いがごたごたするので計算の過程を省略するが、上記の場合の α は下式で求められる。

$$\alpha = \frac{Q+q-\xi(\Delta I+\Delta R)}{(1-\xi)(\Delta I+\Delta R)-q'+\eta_t \Delta i} \dots\dots(10)$$



第12図 ΔR 及び ΔI の値
Fig. 12. Value of ΔR & ΔI

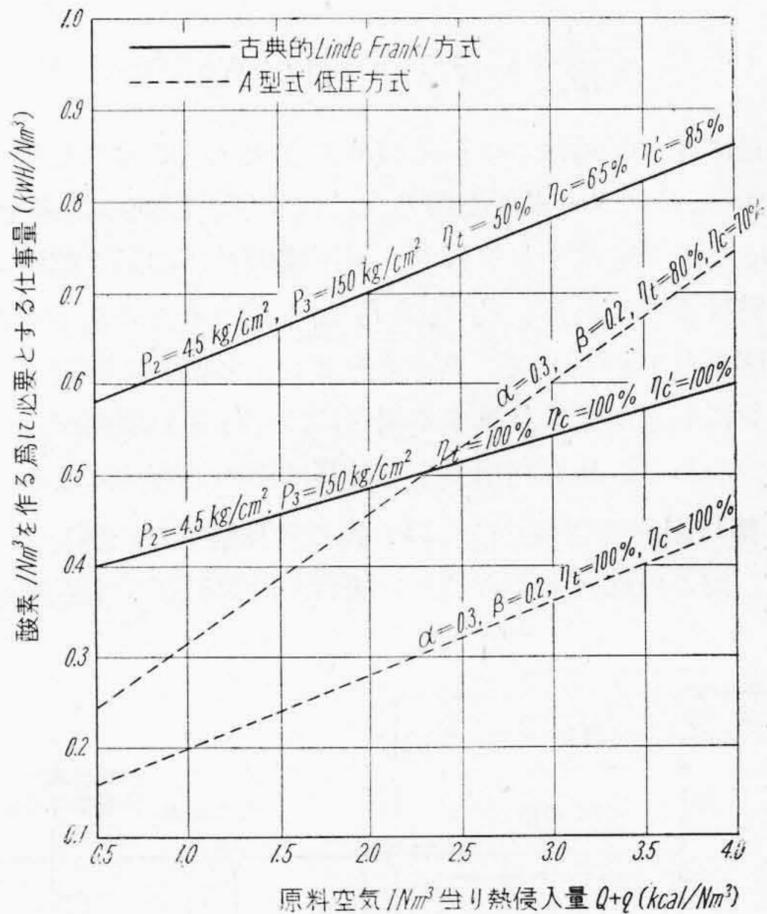
$Q, q, \xi, \eta_t, \Delta i$ の意味は已に述べた通りであり、 i を以つてエンタルピーを表わすとすると、

$$\Delta I = i_3 - i_8, \quad \Delta R = i_{14} - i_{15},$$

$$q' = i_{11} - i_{11}'$$

q' は Fränkl 型蓄冷器と Shell & Tube 型熱交換器との本質的差異のため表われて来る値で、 $q' \approx 1.55 \text{ kcal/Nm}^3$ 以下に小さくすることは不可能である。 ΔR は NH_3 冷凍機で補償し得る最大限の値を示すものであつて、圧力 P_1 の空気の定圧比熱を C_p 、圧力 P_3 のそれを C_p' とすると

$$\Delta R = C_p'(T_8 - T_{15}) - C_p(T_{11}' - T_{13})$$



計算基礎

$$q' = 1.55 \text{ kcal/Nm}^3, \quad \xi = 0.05, \quad k = 1.00$$

酸素純度	95%
窒素純度	99%
圧縮機出口より	
タービン入口迄の圧力損失	0.5 kg/cm ²
タービン出口より	
蓄冷器出口迄の圧力損失	0.5 kg/cm ²
蓄冷器切換に依る空気損失量	2.5%

第13図 低圧方式と古典的 Linde Fränkl 方式との効率の比較

Fig. 13. Efficiency of Low Pressure System and Classical Linde Fränkl System

2 段圧縮 2 段膨張の NH₃ 冷凍機を使用するとして T₁₅ = T₁₁' - T₁₃ ≃ 80 deg. が無理のない限度である。従つて ΔR は P₃ なる圧力の函数として、空気表から求めることが出来、それを第 12 図(前頁参照)に示す。次に後冷却器吐出の空気温度は低圧側も高圧側も等しく T₃ = T₈ だと仮定すれば、ΔI は P₂ 及び P₃ なる圧力のみで決る値で、今 P₂ = 4.5 ~ 5.0 kg/cm²G と考え P₃ のみの函数として空気表から求めると、第 12 図の如くなる。ΔI 及び ΔR の値がかなり大いというところが、この方式の注目すべき事柄である。

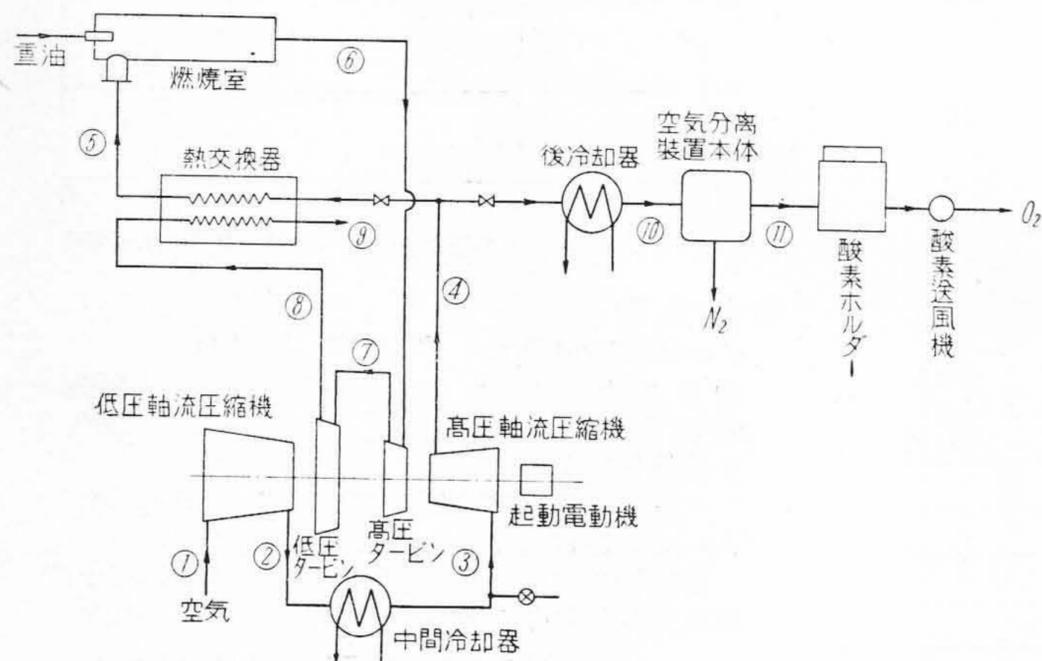
(Q+q) の各値に対し (10) 式より α と P₃ との関係が求められるが、α が 0.18 を上まわるとは出来ない。実際には α が 0.06 ~ 0.09 を上まわると高圧々縮機が大きくなりすぎるので、(Q+q) が余程小さくない限り P₃ には 130 ~ 200 kg/cm²G とゆう高圧を採用している。

P₂, P₃, α を以上の如くして決めると、酸素 1 Nm³ を作るために必要とする仕事量は下式に依り計算出来る。

$$E.C. \approx 0.001163 \frac{x_a - x_b}{x - x_b} \left[\frac{1}{\eta \eta_c} + \left(\frac{1}{\eta_c'} \frac{\Delta h_2}{\Delta h_1} + k \frac{\Delta R}{\Delta h_1} \right) \{ \alpha + \xi (1 - \alpha) \} \right] \Delta h_1 \text{ kWh/Nm}^3 \dots (11)$$

茲に x, x_b, x_a, η, α, ξ, k, ΔR の意味は己に述べた通りであり、η_c はターボ圧縮機の、η_c' は高圧々縮機の効率を、Δh₁ 及び Δh₂ はそれぞれターボ圧縮機及び高圧々縮機の断熱仕事を表わし、P₂ 及び P₃ なる圧力を決めれば空気線図から求められる。N₂ タービンを近似的に空気タービンにおきかえて計算する場合には (5) 式の関係が成り立つから、これを利用すると計算は極めて容易になる。

第 13 図(前頁参照)に (11) 式の計算結果の一例を示した。尙この線図上に A 型式の場合の計算結果をも点線を



第 14 図 低圧式空気分離装置とガスタービンとの併用

Fig. 14. Combination of Low Pressure Gas Separation System and Gas Turbine

以つて比較のために記入してある。

- (a) 原料空気 1 Nm³ 当り熱侵入量 (Q+q) に対する効率線の傾斜は低圧方式の方が急で、この点已に述べた如く、低圧方式では膨張タービンの設計に特別の考慮が必要である。
- (b) 低圧方式の方がはるかに効率がよく、その差は装置の容量が大きくなればなる程著しくなる。
- (c) 酸素発生量 2,000 Nm³/hr (70 t/day) 程度の装置では、低圧方式に依ると、1 Nm³ の酸素を得るに 0.45 ~ 0.5 kWh の仕事量ですむが、古典的 Linde Fränkl 方式では 0.70 ~ 0.72 kWh 程度の仕事量を必要とする。
- (d) η_c = η_c' = η_t = 100% なる理想の場合を比較してみれば直ぐ分る如く、効率の点で、低圧方式の方が古典的 Linde Fränkl 方式よりもすぐれているとゆうことは、サイクルの本質に由来しているのである。

尙 P₃ = 150 kg/cm²G 程度を採用すると、古典的 Linde Fränkl 方式の寒冷発生割合は、極めて大雑把に申して、膨張タービン、NH₃ 冷凍機、Joule-Thomson 効果がそれぞれ 1/3 位づつを受けもつているような計算になる。

[V] ガスタービンとの併用に就いて

噸酸素装置としてやゝ小型に属する 2,000 Nm³/hr (70 t/day) 程度の酸素発生量をもつ設備を考えてみても、空気圧縮機駆動用の電動機は過負荷のことも考慮に入ると、1,200 kW 程度の設備馬力のものを必要とし、1 段又は 2 段の増速歯車装置を介して空気圧縮機を駆動している。これ等の設備費が案外馬鹿にならぬ額をしめる。2,000 Nm³/hr 程度より大きな装置になれば当然タービン直結で空気圧縮機を駆動する方式におきかえうべきだと考えられる。

第 2 表は米国で発表されている約 3,000 Nm³/hr (100 t/day) の設備に於ける運転費構成の一例であるが⁽²⁾、空気圧縮機駆動は蒸気タービン直結を実施し、驚くべきことには 1 Nm³ の酸素を得るための直接動力費として蒸気、水、電気費の合計 ¥ 1.04 とゆう極めて低廉な値が得られている。電動機をもつて圧縮機駆動を行つている限り酸素 1 Nm³ 当り 0.45 ~ 0.50 kWh 程度の直接動消費になるので絶対に上記の如き低廉な値は得られない。

蒸気タービン駆動は余程大規模な噸酸素装置にならぬと蒸気ボイラーを必要と

第2表 噸酸素装置操業費の構成 (米国の例)
Table 2. Running Cost of Tonnage Oxygen Plant in America

全建設費 (附帯設備含)		\$ 1,000,000	¥ 360,000,000	
項	目	酸素1屯 当り値段 (\$)	酸素1Nm ³ 当り値段 (¥)	比率 (%)
操業費	蒸気	1.56	0.80	22.3
	電気	0.11	0.06	1.5
	水	0.35	0.18	5.0
	労務費	0.67	0.34	9.5
	補修及び消耗費	0.72	0.37	10.3
	小計	3.41	1.75	48.6
	税及び償却費	3.61	1.85	51.4
	全合計	7.02	3.60	100.0

備考 1. \$1=¥360 として換算
2. 設備容量 100 t/day (≒3,000 Nm³/hr)

するので、工場内の他のボイラーが流用出来ない限り大袈裟な工事になり建設費の点で不利である。茲では蒸気タービンの代りにガスタービンを利用する方式の一例をあげ、その効率に就いて計算してみる。

第14図に実施の一例を示す。ガスタービンで必要とする空気の圧力と、空気分離装置で必要とするそれとが略々等しいことを利用し、両方の空気圧縮機を一つにまとめてしまったことが、この実施例のねらいである。こうすると、酸素発生量 2,000 Nm³/hr 程度の場合でも、空気圧縮機の処理空気量が多くなるから、ターボ圧縮機を廃し、高効率を発揮し得る軸流圧縮機を活用することが出来る。

今 p =圧力, T =絶対温度, η_c =軸流圧縮機効率 (≒0.85), η_T =ガスタービン効率 (≒0.85), r =空気の比熱比 (≒1.400), G =空気流量, R =ガス常数, A =仕事の熱当量 とすると

低圧高圧両軸流圧縮機駆動馬力の合計は

$$L_c = \frac{r}{r-1} ARG \frac{T_1}{\eta_c} (\sigma-1) \times \lambda$$

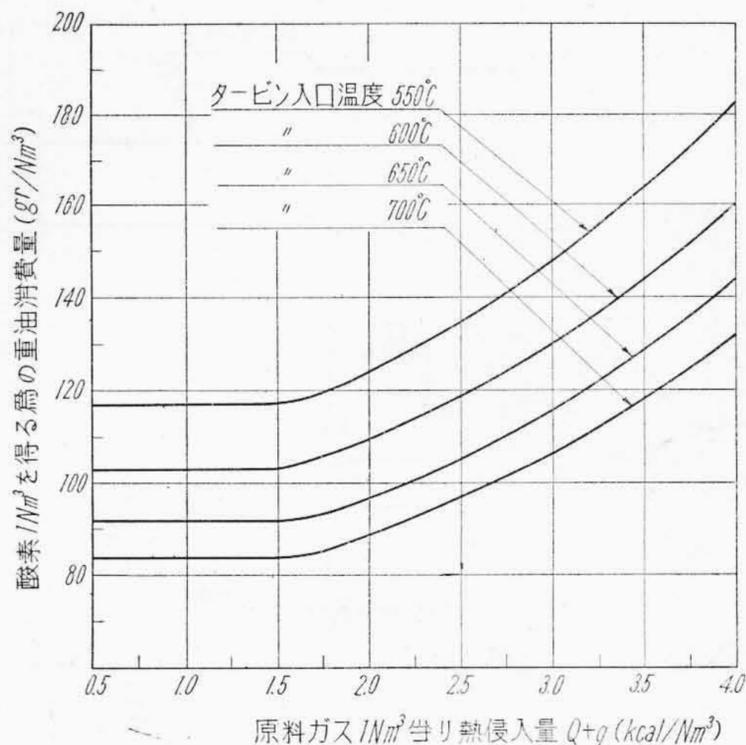
$$\text{但し } \sigma = \left(\frac{p_4}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

λ は中間冷却器を挿入したため、軸流圧縮機駆動馬力が減少する割合を表わした値で、中間冷却器1箇使用の場合には

$$\lambda = \frac{2+\delta}{\sqrt{\sigma+1}} \dots \dots \dots (12)$$

δ は低高両軸流圧縮機の吸入空気温度の差異に依り規定される値であつて

$$\delta = \frac{T_3-T_1}{T_1} = 0.03 \sim 0.04 \dots \dots \dots (13)$$



計算基礎

- $\beta=0.2$ 酸素純度 95% 窒素純度 99%
- 蓄冷器切換時に於ける空気損失量 2.5%
- 圧縮機出口より膨脹
- タービン入口までの圧力損失 0.5 kg/cm²
- 膨脹タービン出口より
- 蓄冷器出口までの圧力損失 0.5 kg/cm²
- 低高両軸流圧縮機を合せての全圧縮比 5.5 (吐出圧力 4.65 kg/cm²G)
- 軸流圧縮機効率 85% ガスタービン効率 85%
- 膨脹タービン効率 80% 燃焼室効率 96%

第15図 第14図の方式に対する燃料消費量
Fig. 15. Specific Fuel Consumption Diagram of Fig. 14 System

ガスタービンを流れるガスを近似的に空気と考え、又 $\frac{p_6}{p_8} = \frac{p_4}{p_1}$ と仮定すると、高圧低圧両ガスタービンの出力の和は

$$L_T = \frac{r}{r-1} ARG \xi \eta_T T_6 \left(1 - \frac{1}{\sigma} \right)$$

軸流圧縮機吐出空気のうち ξ 部分はガスタービンの方に (1- ξ) 部分は空気分離装置の方に分流するものと考えた。 $L_c = L_T$ なる条件から

$$\xi = \frac{\lambda \sigma}{\eta_T \eta_c} \cdot \frac{T_1}{T_6} \dots \dots \dots (14)$$

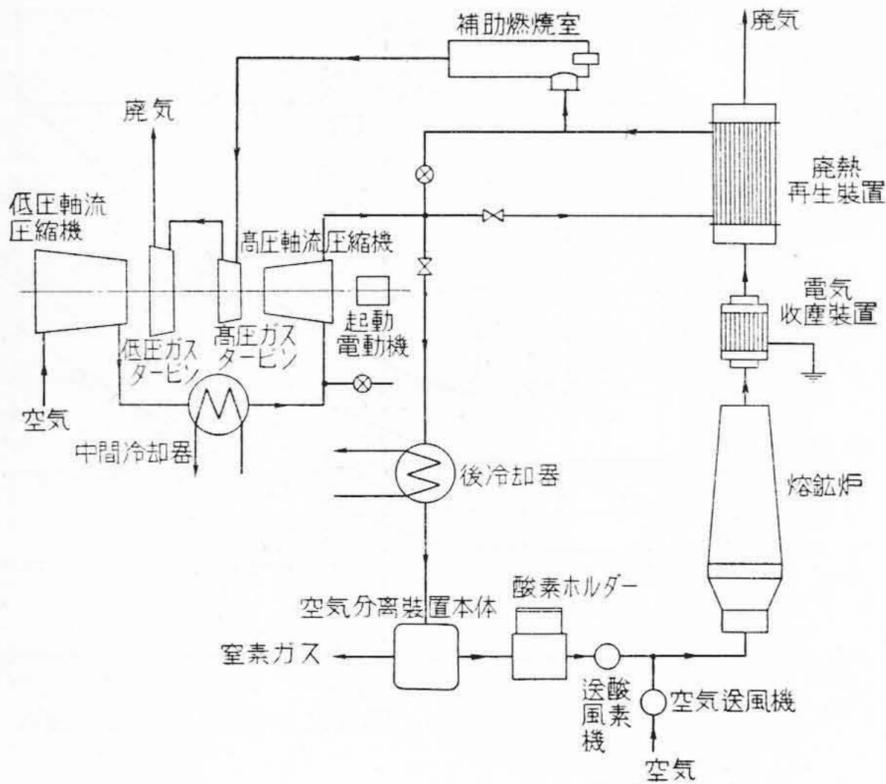
次に

η_b =燃焼室の燃焼効率 (0.95~0.97) $\Delta T = T_8 - T_5$
 H_u =重油の発熱量 (≒10,000 kcal/kg) C_p =空気の定圧比熱 (≒0.3290 kcal/Nm³) g =酸素 1 Nm³ を作るために必要とする重油消費量 (kg/Nm³)

$W(x)$ =酸素 1 Nm³ を得るのに空気分離装置で必要とする圧力空気の量 (Nm³/Nm³)

とする。 $T_8 = T_6 \left\{ 1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{\sigma} \right) \right\}$ なる関係を用いると

$$g = \frac{\xi}{1-\xi} \cdot \frac{C_p}{\eta_b H_u} \cdot \left(\frac{\sigma-1}{\sigma} \eta_T T_6 + \Delta T \right) \times W(x) \dots \dots \dots (15)$$



第 16 図 低圧式空気分離装置と廃熱ガスタービンとの併用

Fig. 16. Combination of Low Pressure Gas Separation System and Waste Gas Turbine

$4T$ は熱交換器の計画如何に依つて定まる値であつて、茲の計算では余裕をとり $4T=30$ Deg. におさえた。更に (III) 章で取扱つた如く、A 型式の低圧空気分離装置を採用したとすると

$$W(\alpha) = \frac{1}{\eta} \frac{1-\beta}{1-\alpha} \frac{x_a - x_b}{x - x_b} \dots\dots\dots (16)$$

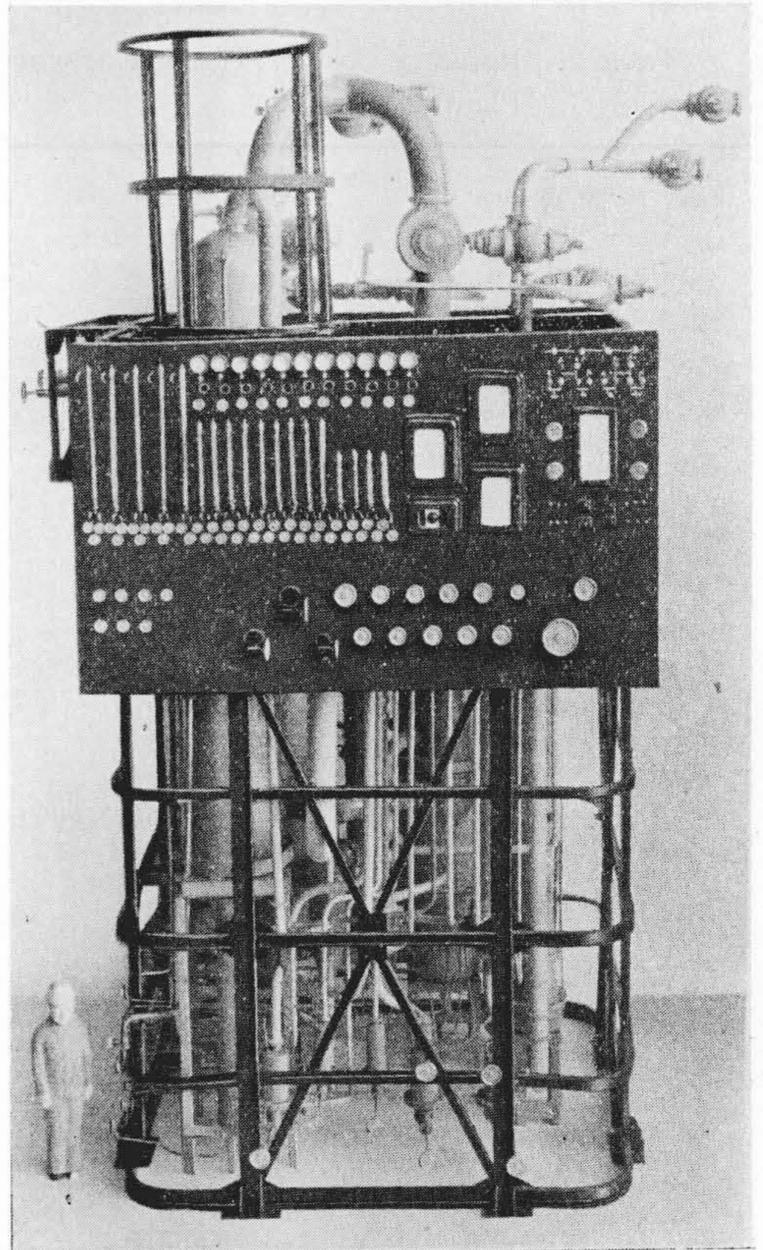
今軸流圧縮機の吐出圧力を定めると、膨脹タービンの断熱降下 Δi は、装置内の圧力損失を見積ることによつて空気線図上に求められるから

$$\alpha = \frac{Q+q}{\eta_t \Delta i} \dots\dots\dots (17)$$

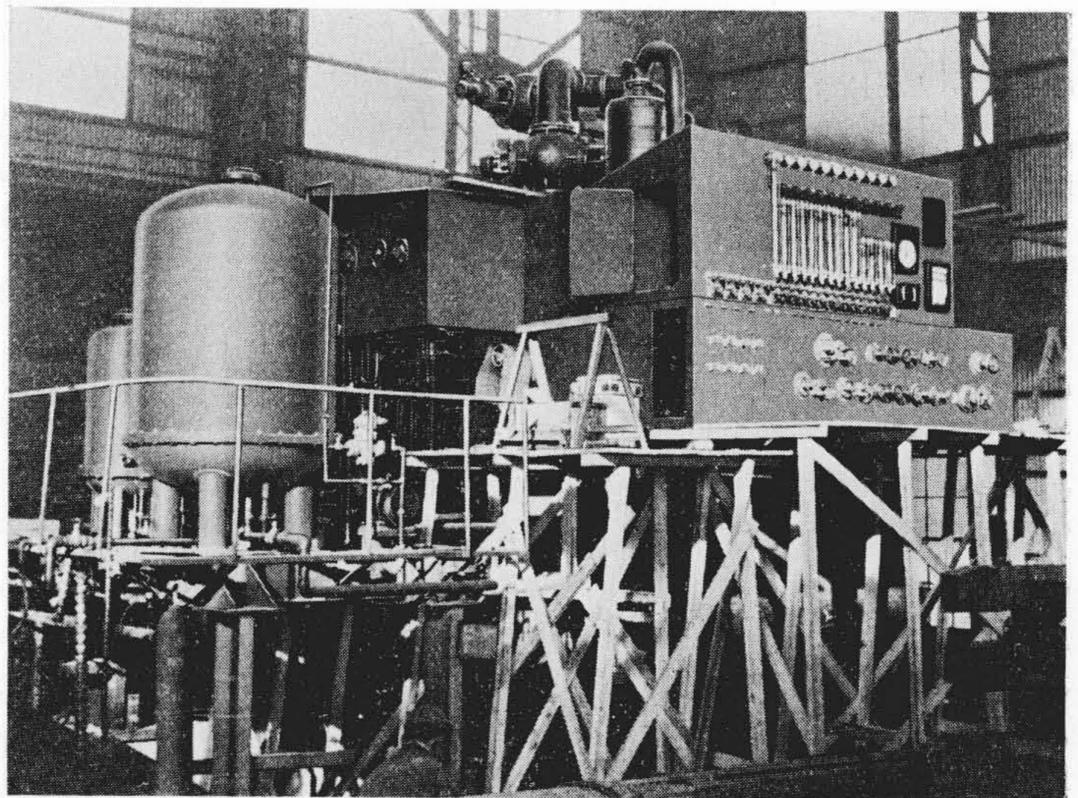
但し $1-\alpha \geq 1-\beta$ の場合には常に $W(\alpha) = \frac{1}{\eta} \frac{x_a - x_b}{x - x_b}$ として計算せねばならない。

(12)~(17) の関係式から第 14 図の効率を計算することが出来る。その計算例を第 15 図(前頁参照)に示す。この計算では高圧軸流圧縮機の吐出圧力を $4.65 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ に選んである。

例えば $2,000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 程度の装置では $Q+q=2.0\sim 2.1 \text{ kcal/Nm}^3$ になるから、酸素 1 Nm^3 を作るのにガスタービン入口のガス温度を 600°C に選んでも、 110 gr 程の重油消費で足りることが分る。B 重油の値段は $1 \text{ kg } \text{¥}11.50$ 程であるから酸素 1 Nm^3 を得るための直接動力費 $\text{¥}1.25$ 程度になり、前記米国発表の例を首肯することが出



第 17 図 噸酸素装置本体の模型
Fig. 17. Model of Tonnage Oxygen Plant



第 18 図 建設中の噸酸素装置
Fig. 18. Tonnage Oxygen Plant under Construction

来る。酸素を安価に得るとゆう点は勿論のこと、装置容量がやゝ大きくなれば、設備費の点でもタービン駆動型式の採用を余儀なくされる。

更に又分離装置で分離生成された酸素はどのような目的に使用されても、必ず発熱反応で熱の生成が行なわれる。例えば 1Nm^3 の O_2 が反応して CO_2 になる時は大約 5kWh 、 SO_2 になる時でも約 3.7kWh の熱が発生し、酸素 1Nm^3 を得る時に必要とする仕事量の $8\sim 10$ 倍もの値になつている。若し生成された酸素の反応熱の極く一部又は廃熱を利用して酸素生成の仕事を行わせるならば、我々は直接動力費零で酸素を得ることさえ可能である。

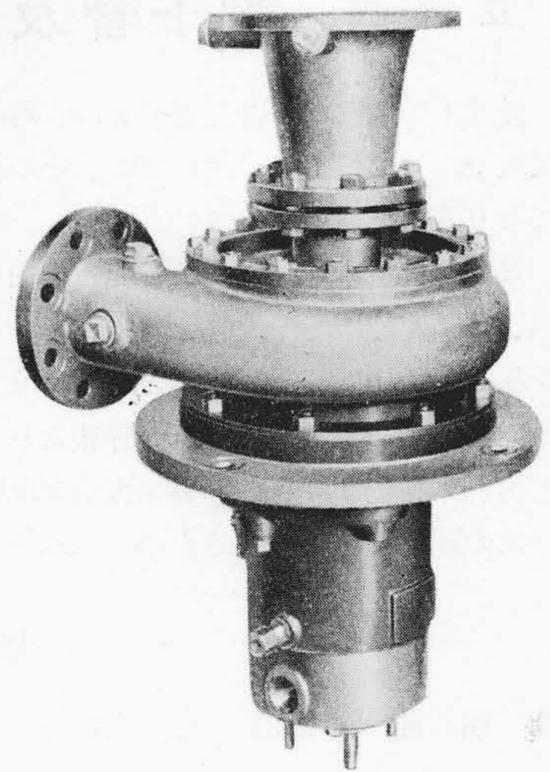
このような考えから極く低廉な酸素を得んとする場合にも、ガスタービンを利用すると、きわめて巧妙な方式を組み立てることが出来る。その一例を第16図に掲げておいた。

〔VI〕 結 言

噸酸素装置なる名で呼ばれている大型酸素発生装置には、今次大戦後工業化された低圧式空気分離装置を用いることを妥当とする所以を述べ、その効率に対する解析的検討を行つた。更に従来数例日本でも実施されている高圧低圧併用の古典的 Linde Fränkl 方式に対する解析も行い、低圧方式との比較を試みた。例えば酸素発生量 $2,000\text{Nm}^3/\text{hr}$ ($70\text{t}/\text{day}$) 程度の設備では、 1Nm^3 の酸素を得るのに前者の方式に依ると $0.45\sim 0.50\text{kWh}$ ですむのに対し、後者では $0.70\sim 0.72\text{kWh}$ を必要とする。更にこのような著しい差異のあらわれる所以は、両サイクルの本質的相違にあることも簡単にふれた。

次に低圧空気分離装置はその動力源をガスタービンに仰ぐことに依つて、構造的にも性能的にも飛躍的な進歩のもたされることを述べた。

現在我々はこのような新しい観点に立つた空気分離装置を工業化するために、取り敢えず酸素発生量約 $10\text{t}/\text{day}$ のパイロットプラントを製作した。このプラントの本体のみの模型を第17図に、建設中の写真を第18図に、本装置成功の鍵を握つている膨脹タービンを第19図に掲げておいた。このプラントには新しい試みが数多く施行されており、これ等の事柄とその性能的な事に就いては稿を別にして報告致し度い。



第19図 膨脹タービン (35,500 r.p.m.)
Fig. 19. Expansion Turbine (35,500 r.p.m.)

参 考 文 献

- (1) P. Kapitza: Journal of Physics, Vol. 1 No. 4, 1939 P. 7~27
- (2) C.R. Downs: Chem. Engineering, Aug. 1948 p. 113~117
- (3) E. Karwat: Stahl u. Eisen, Nr. 14 5. Juli 1951 S. 709~715
- (4) M. Ruhemann: The Separation of Gases, 1949 2nd edition
- (5) Plank (寺沢訳): 理論熱学 P. 134~141
- (6) J. S. Swearingen: Trans. A. I. C. E., Vol. 43 No. 2 1947 P. 85~90
- (7) I. Roberts: Refrigeration Engineering, Sep. 1952 P. 950~953
- (8) H. Hausen: Forsch. auf dem Geb. des Ingenieurwesen, 1924, S. 274
- (9) L. C. Claitor & D. B. Crawford: Trans. A.S.M.E., Nov. 1949 P. 885~895
- (10) Y. Mori: Journal of the Scientific Research Institute, No. 1276 Vol. 46, 1952 P. 68~105

日立評論 電子管及び電子管応用特集号 別冊 No. 3

最近に於ける電子管と電子管の応用は特に顕著な発達を遂げて、発送電用の各種保護、測定用に、又医療に、通信機に、テレビに、その他枚挙に遑のない程我々の日常生活のあらゆる方面に使用されております。

日立製作所に於てもこの研究、応用には従前より留意しておりその成果も大いに挙がつておりますが、今回本誌にその成果を発表して「日立評論」別冊 No. 3 として「電子管及び電子管応用特集号」を来る6月中旬発行致すことになりました。

内容は電子管の最近の発展詳報より、各種応用例に就いての異色ある論文を網羅したものであります。本文約150頁、写真図版約300版を収録したもので、一読して電子管及び電子管応用機器に就いての現況に精通出来るものであります。何卒本誌同様御愛読願上げます。

◇ 内 容 ◇

◎ 巻頭言 工業的に見た我国の電子工業.....	日立製作所・取締役副社長	西 榮 介
◎ 電子管工業の最近の発達.....	{日立製作所・茂原工場 日立製作所・戸塚工場	久保俊彦 渡辺孝正
◎ 最近の送信管の趨勢.....	日立製作所・茂原工場	中原富士朗
◎ テレビジョン用真空管.....	日立製作所・茂原工場	{武原藤寛雄 畑武捨三
◎ レフレックス・クライストロンに関する二三の考察.....	日立製作所・中央研究所	沢田良嘉
◎ 受信用真空管の寿命に就いて.....	日立製作所・中央研究所	{高田昇平 藤野清一郎 島田正三
◎ 受信用真空管の微小雑音測定法.....	日立製作所・茂原工場	{宮川守幸 富永幸雄
◎ 特殊化学処理による純鉄黒化陽極.....	日立製作所・茂原工場	伊地山昇
◎ 小型ベーターترون.....	日立製作所・中央研究所	{神原豊三 今井丸 木村浩
◎ VHF-FM 用位相変調方式に就いて.....	日立製作所・戸塚工場	長浜良三
◎ 日立電力線搬送電話装置の現状と将来.....	日立製作所・戸塚工場	内藤大三
◎ 搬送保護継電装置.....	{日立製作所・日立国分分工場 日立製作所・多賀工場 日立製作所・戸塚工場	川井晴久 猿渡信一 中谷武夫
◎ 遠隔測定装置.....	{日立製作所・日立国分分工場 日立製作所・多賀工場 日立製作所・戸塚工場	滝田武尊 井沢信夫 中谷武夫
◎ 送電線故障点標定器.....	{日立製作所・日立研究所 日立製作所・日立国分分工場	星平武善 井田昇一郎
◎ 4,000 MF P.T.M. 送受信機.....	日立製作所・中央研究所	{高関安字 安藤存文 佐美襄
◎ 日立 PVQ 型電子管応用工業計器に就いて.....	日立製作所・多賀工場	河井陽一
◎ 電子管式自動同期装置.....	{日立製作所・多賀工場 日立製作所・日立研究所	比良清栄 小林二雄
◎ 電子管式アナログコンピューター.....	日立製作所・中央研究所	三浦武
◎ フォトタイマー.....	{日立製作所・中央研究所 日立製作所・亀戸工場	井坂上部 美昭
◎ 電子管タイマー.....	{日立製作所・中央研究所 日立製作所・亀戸工場	井坂上部 美昭
◎ 12吋テレビジョン受像機.....	日立製作所・茂原工場	富永幸雄

東京都千代田区丸ノ内1ノ4
(新丸ビル7階)

日立評論社

誌代特集号1冊 ¥100 円16
(振替口座東京 71824 番)