

省エネルギー時代の空気圧縮機設備

Air Compressor System in Energy Saving Age

Efficiency of industrial air compressors has become a major issue as their power consumption has reached an incredibly high level. Compressor efficiency can be expressed in terms of compressor's total adiabatic efficiency, but ratio between discharge air volume and shaft input power is more convenient when to measure compressor's power efficiency. There are several important factors relating to the improvement of compressor system efficiency, and these factors serve as check points in the maintenance work of the compressors.

A new method of group control cubicle for compressors control has been developed which is intended to achieve better power economy in the operation of a plural number of compressors. This method enables to drive compressors with the least possible power to obtain necessary amount of compressed air with steady discharge pressure, and the work ratio and load ratio can be equalized.

仁科 稜三* Ryôzô Nishina
 吉川 幹男** Mikio Kitsukawa
 吉沢宗三郎** Sôzaburô Yoshizawa

1 緒言

空気圧縮機（以下、圧縮機と略す）は動力用、操作用、圧送用など様々な用途に対しほとんどすべての産業に用いられている。とりわけ最近では省力化、合理化の担い手として圧縮空気が重用されるため、圧縮機設備に投入される電力量は膨大なものになっている。従って、圧縮機の効率を高めることはもちろんであるが設備全体を効率よく運転することは企業の生産性向上に寄与するだけでなく、資源の有効利用面からも極めて重要な問題となる。

ここでは圧縮機設備の効率に関連する要因と実用的な管理の要点について記し、更に複数台の圧縮機に対し、負荷に応じて必要最小限の台数を有効に選択し運転する目的をもって開発された台数制御方式の概要について述べる。

2 圧縮機の効率

2.1 効率の表わし方

効率は一般に全断熱効率を用いる。すなわち、圧縮機の軸動力に対して、空気が断熱圧縮されるときに必要な理論断熱動力 L_{ad} が占める割合を示すもので、原動機の出力を伝達装置も含めた圧縮機の軸動力 L_s とし、 L_s に対する L_{ad} の割合を全断熱効率 η_{tad} と定義して効率表示を行なう。

L_s は指示動力 L_i と機械損失 L_m とから成り、更に L_i は、ポリトロップ圧縮仕事 L_{pol} と圧縮機内部での空気力学的損失 L_a から成ると考えてよい。 L_{pol} は L_{ad} と近似的であるから η_{tad} を大きくするには L_a 、 L_m をできるだけ小さくする必要がある。図1はこれらの関係を示したものである。

L_{ad} は測定された吐出し空気量をもとに計算によって求め

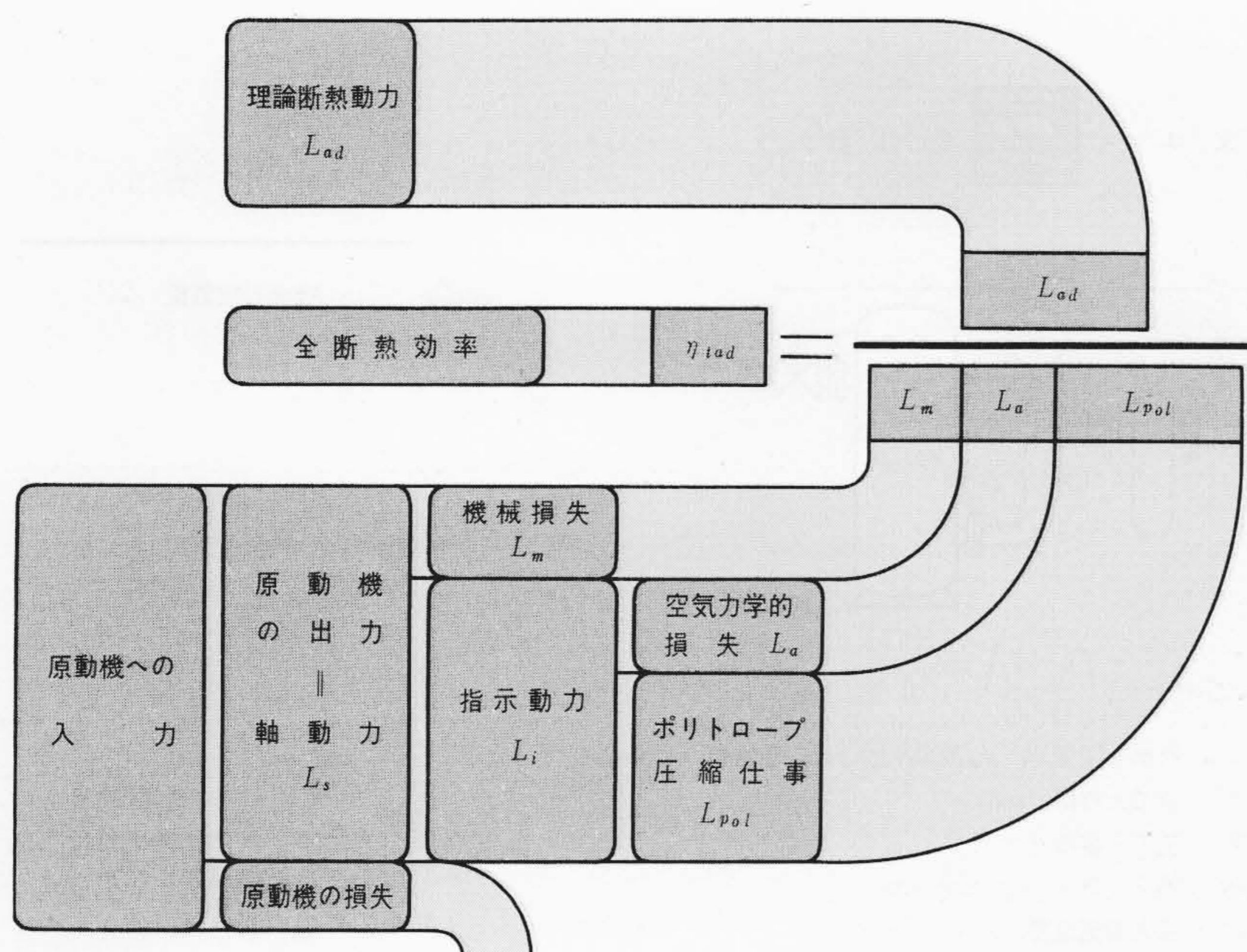


図1 全断熱効率の定義 全断熱効率 η_{tad} は機械損失 L_m 、空気力学的損失 L_a が小さいほど大きくなる。

Fig. 1 Definition of Total Adiabatic Efficiency

* 日立製作所川崎工場海老名分工場

** 日立製作所大みか工場

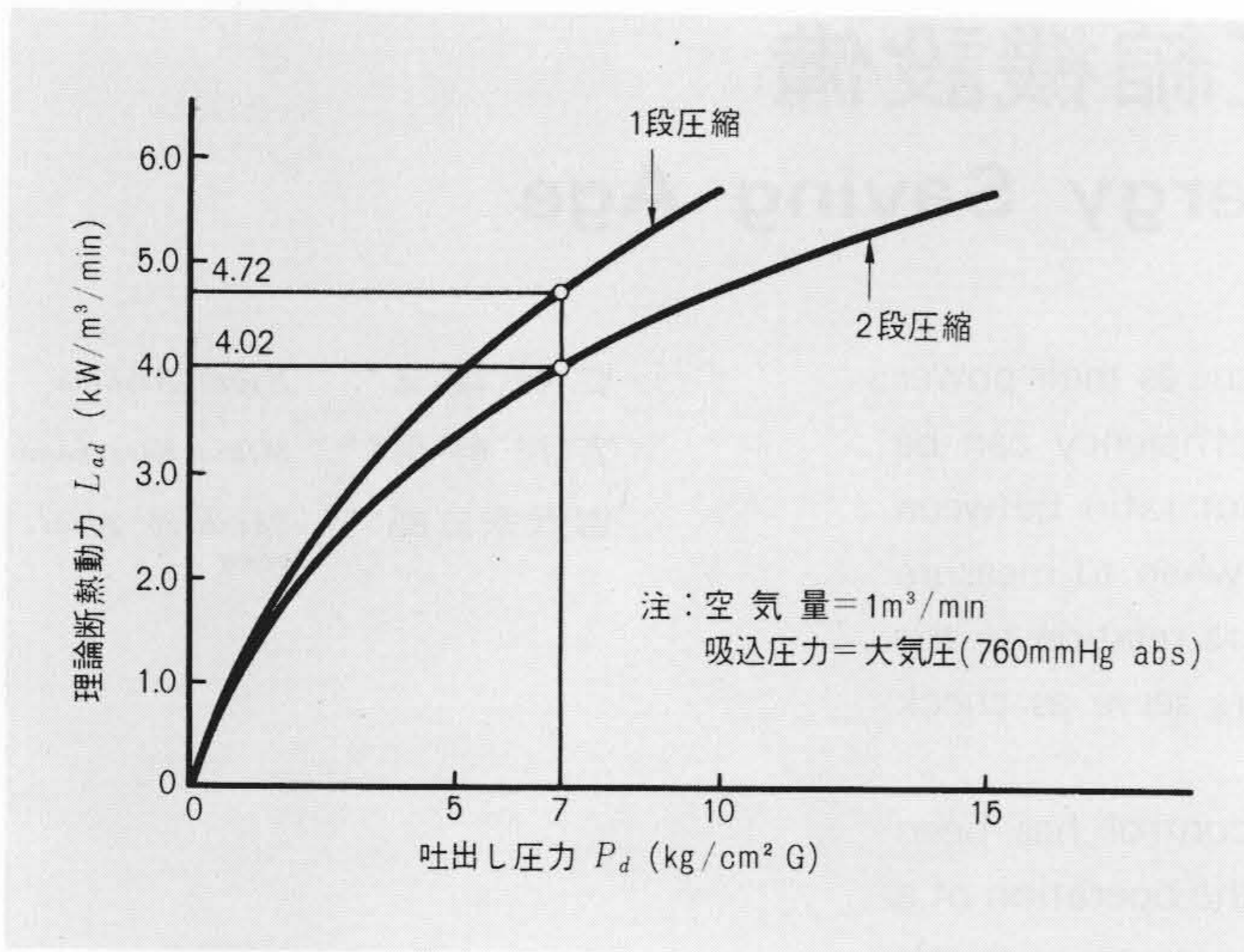


図2 理論断熱動力 L_{ad} の計算例 L_{ad} の値は2段圧縮より1段圧縮のほうが大きく、吐出し圧力 $7 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ の場合、約17%大きい。

Fig. 2 Value of Adiabatic Indicated Power L_{ad}

ることができる。図2は L_{ad} の計算例として大気圧 (760mm Hg) の空気 $1 \text{ m}^3/\text{min}$ を圧縮するのに必要な L_{ad} の値を示すものである。

η_{tad} は圧縮機の良否を示すものであるがこれだけでは比較の基準にならないときがある。図2のように1段圧縮の場合には2段圧縮に比べて L_{ad} が大きい。従って、同じ軸動力で同じ圧力の空気を同量吐き出している2段圧縮機は η_{tad} で1段圧縮機に劣ることになる。逆に η_{tad} が同じでも実際に必要な軸動力は1段圧縮機のほうが大きい。

このような紛らわしさを避けるため、次の値を比較の基準とすることがある。

$$\frac{\text{軸動力 } L_s}{\text{吐出し空気量 } Q_s} \text{ kW} / \frac{\text{m}^3}{\text{min}}, \text{ 又は } \frac{\text{吐出し空気量 } Q_s}{\text{軸動力 } L_s} \frac{\text{m}^3}{\text{min}} / \text{kW}$$

この値によれば圧縮機の目的である「何キログラム平方セ

ンチメートルの空気を何立方メートル毎分得る」のに電力量何キロワット必要かを圧縮機の形式や段数などにかかわらず比較することができる。

2.2 実用的な効率測定

圧縮機の全断熱効率を現場で測定することは非常に厄介だが2.1で述べたように L_s と Q_s を知れば比較判定ができる。

(1) 軸動力の測定

モータの電源電圧と電流値から、あるいは動力計によって軸動力を求めることができる。もちろん、定格の吐出し圧力、100%負荷時の値をとる。

(2) 吐出し空気量の測定

レシーバに充てんする時間から空気量を知る。これは圧縮機試験方法として JIS B 8320 に規定されている方法の応用である。実際に充てんされる容積はレシーバだけでなくこれに接続されている配管も含まれており、この容積を正確に知ることがこの方法の要点である (図3)。

2.3 設備の効率

設備能力の活用度をチェックする方法として次の係数を用いようという提案もある。

$$i = \frac{\text{電力使用量 (kWh)}}{\text{運転時間 (h)} \times \text{モータ容量 (kW)}}$$

アンロード時間が長いほど i は小さく、 i が1に近いほど設備の活用度が高いことになる。但し設備能力が絶対的に不足している場合にも100%負荷でありながら吐出し圧力は定格圧力にまで上り切れず、 i は小さくなるので負荷状況も同時に把握しておく必要がある。

3 効率に影響を及ぼす要素

圧縮機の運転条件には η_{tad} を下げるもの、部品寿命を短くして稼働率を下げるものなど設備としての効率を低下させる要素があり、これらは保守管理上の重要なチェックポイントとなるものである。

(1) 吸気、吸込抵抗

「フレッシュ、コールド、ドライ」が吸気の実験とされてい

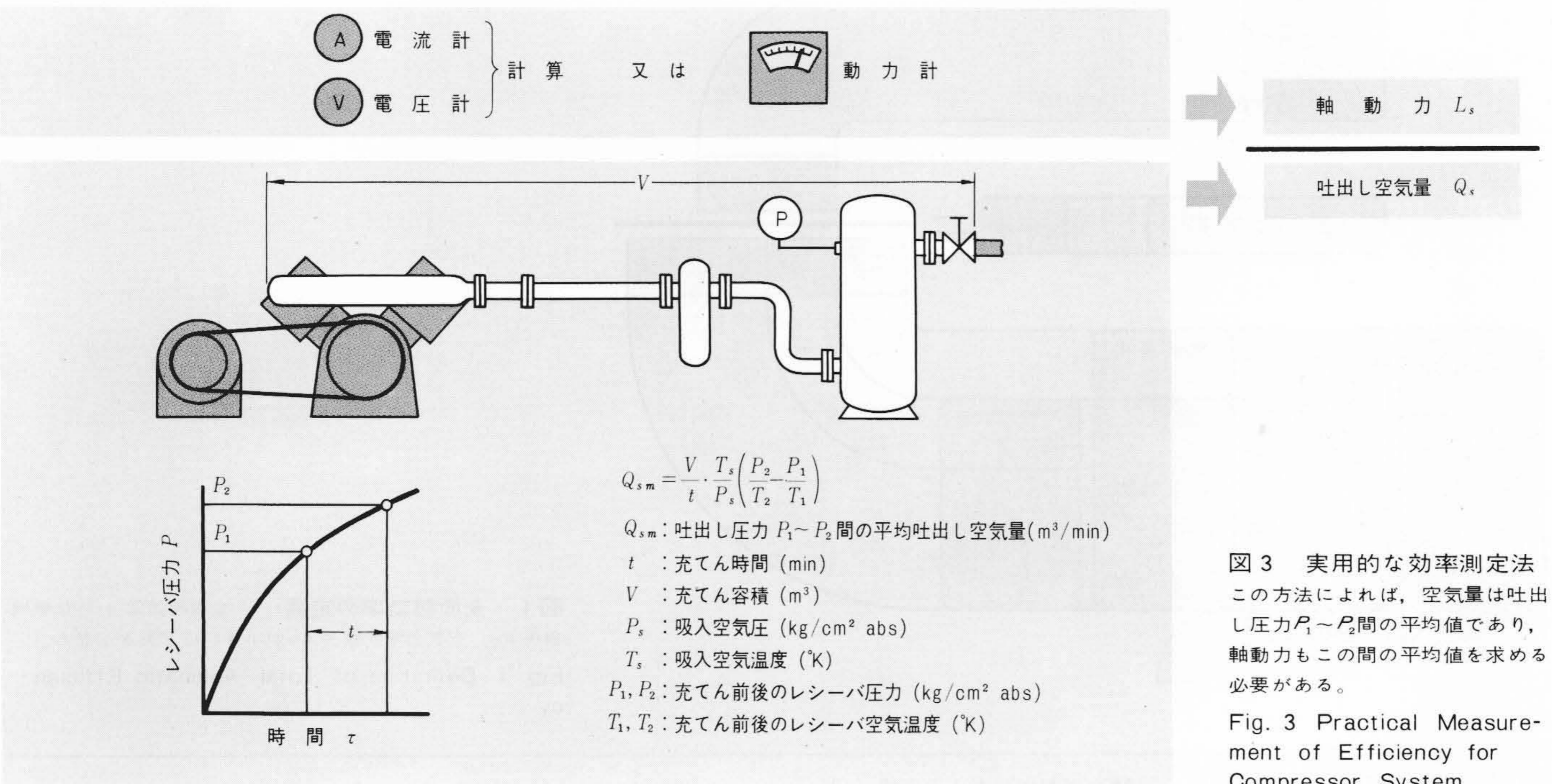


図3 実用的な効率測定法 この方法によれば、空気量は吐出し圧力 $P_1 \sim P_2$ 間の平均値であり、軸動力もこの間の平均値を求める必要がある。

Fig. 3 Practical Measurement of Efficiency for Compressor System

るが、この条件は η_{lad} に対してより、ごみ、水分による潤滑阻害の防止、吐出し空気温度高によるトラブルを避けることが目的である。配管抵抗は過負荷、風量不足、吐出し空気温度高によるトラブルなどを招くが特に吸込側の抵抗は大きく効くので、フィルタや消音器の構造、吸入管の径と長さなどは十分な検討が必要であり、定期的な点検、清掃のできるものにした。

(2) 空気漏れ

圧縮機内部での圧縮時の漏れ（内部漏れ）も外部への漏れも動力をむだに費やす点で η_{lad} に直接影響を持つ。

内部漏れは破損のようなはっきりした兆候を示すものではなく、吐出し空気温度上昇、吐出し圧力の低下として現われるので、これらの点を定期的に監視するのが効果的である。

(3) 冷却水

空気の圧縮過程が等温的になるほど動力は少なくて済むからシリンダ、インタークーラなどはできるだけ冷却したほうがよいことになるが実際には必ずしもそうではない。これは過冷却によるドレン障害、潤滑不良などが出てくるため、圧縮機本体に対しては吐出し空気温度高とならない程度に冷却効果を抑えてやる場合によっては必要である。

(4) 潤滑油

潤滑油管理のウエートは η_{lad} に対するよりも寿命に対してより強く置かれている。高温で且つ常に新しい空気にさらされるという過酷な条件に耐え得るよう潤滑油メーカーは種々のくふうを凝らしている。必ず圧縮機用と指定された油を使用すべきで、特にスクリー圧縮機では潤滑油の良否が稼働率を大きく左右するため、選定、交換時間などに対し十分注意しておく必要がある。

(5) 吐出し管の抵抗

(1)にも述べたように配管抵抗は直接圧縮機の負荷となるが、末端配管の分岐、増設などによる吐出し管側の抵抗は意外に見落とされがちである。特に低圧ラインでは少しの抵抗でも相対的に大きく影響する。使用端近くまで、できるだけ曲りの少ない、太い配管で持つていくことが望ましい。

(6) 共振現象

吸込、吐出しの圧力脈動が配管内の気柱振動と共振するもので、レシプロ圧縮機に多く、過負荷、弁の不整動、配管振動などの原因となり η_{lad} にも影響する。

圧縮機メーカーは共振管長として避けるべき配管長を出しており、また据付場所の場合で配管長さを自由に選べないときは適当な位置にオリフィス、緩衝タンク（スナッパ）などを入れて防ぐこともできる。最近では複雑な配管系に対しても圧力脈動が最も小さい、最適配管長を求めることができる電子計算機プログラムも開発されている⁽¹⁾。

4 設備計画の要点

圧縮機設備の効率を高め、稼働率を上げるために計画時に必要な検討項目を考えてみる。

(1) 必要な圧力、空気量の把握

末端で必要な圧力と空気量の変動を把握する。必要な圧力に配管抵抗と余裕値を加えたものが圧縮機の吐出し圧力であり、最大空気量に見合っただけで台数を決める。

空気量の変動に応じて圧縮機の容量の組合せ、運転制御方式などを決める。

(2) 効率の良いものを選定

1段機より2段機、小形機より大形機のほうが有利である。アフタークーラなどの補器も圧損の少ないものを選ぶ。

(3) 集中管理

複数台を分散して使うより1個所に大形機を置くほうがよい。これは、大形機の高効率を生かすことができ、補器も効果的に設けることができるからである。また、後述の台数制御方式のようにメリットの大きい運転制御がやりやすくなる。

ただ100%1セットの設備では定期修理時やトラブルによる停止時の稼働率はゼロになること、配管が長くなることなどの問題があり、予備機の設置、余裕のある配管設計など事前の検討が必要である。

(4) 脱公害形設備

圧縮機設備は振動伝搬、騒音発生、含油汚染などの公害源になる恐れがあり、これらの対応策が必要である。

基本的には圧縮機本体から検討すべきで、例えば振動に対してはレシプロ圧縮機よりスクリー圧縮機が、含油汚染に対しては注油式よりオイルフリー式が選ばれる。また経済効率の面では防振基礎、防音室、排油処理装置などの周辺技術、周辺機器の利用も効果がある。

(5) 保守の省力化

メーカーの標準機種は部品供給やサービス面でも有利であるし、保守管理もやりやすい。また増、併設に対してはできるだけ同シリーズのものを選ぶほうがよい。パッケージタイプ、ユニットタイプなども据付け、運転が容易で機動性に富んでいる。

5 台数制御方式

部分負荷時の圧縮機は一般に η_{lad} が低く相対的に動力のロスが大きい。複数台の設備を同じ設定圧でアンロードさせると全機とも η_{lad} の低いところで使うことになるか、あるいは負荷が偏って部品寿命管理上からも望ましくない。

この問題は管理員の判断によって改善できないこともないが、実際には大変な man-hour がかかり、またいつも適切な運転状態におくことが難しい。

台数制御方式はこの管理を自動化し、常に最小動力で最適圧力、風量条件を保つことを目的としたものである。

5.1 適用条件

(1) 適用できる圧縮機

基本的にはすべての形式の圧縮機に適用することができる。レシプロ、スクリーいずれの圧縮機にも、また両者の混用に対しても適用できる。

(2) 前提条件

最低限次の条件が必要となる。

- (a) 吐出し管が集合されておりレシーバを共同していること。
- (b) 2台以上の並列運転であること。
- (c) 負荷変動があること。定負荷ではメリットが少ない。

5.2 特長

(1) メリット

台数制御方式により次のメリットが期待できる。

- (a) 電力の大幅節減ができる。

全機ともほとんど全負荷運転となり運転時間も短縮されるので効率の高い使い方ができる。またモータも力率の高い状態で使うことになり、電力基本料金の節約という目に見えないメリットがある。図4はこれらの関係を示したものである。

- (b) 省力効果が大きい。

単なる自動化のみならず負荷の均一化、稼働時間の均等化まで行なうため、最も合理的な保守管理が可能となり広義の省力、省資源効果を得ることができる。

- (c) 圧縮機設備の寿命延長ができる。

負荷条件，起動停止回数も含めて運転時間が平均化され，設備の保守間隔が長くなり，計画的に管理しやすくなる。

(2) 機能の特長

(a) ロータリ方式

台数制御盤に内蔵されたローテーションメモリ回路により，最も長く運転されたものから停止し，最も長く休止したものから再起動させるロータリ方式によって運転順序が自動的に変えられていく。

(b) 単機アンロード方式

運転機のうち1台だけ標準装備のアンローダを生かし，常に正確に負荷変動をとらえ，適正な始動-停止点を検出する。

(c) 自由な適用台数

台数制御盤1面で5台の制御ができるが，任意の台数を切り離して手動運転ができる飛び越し運転や，6台以上でも盤

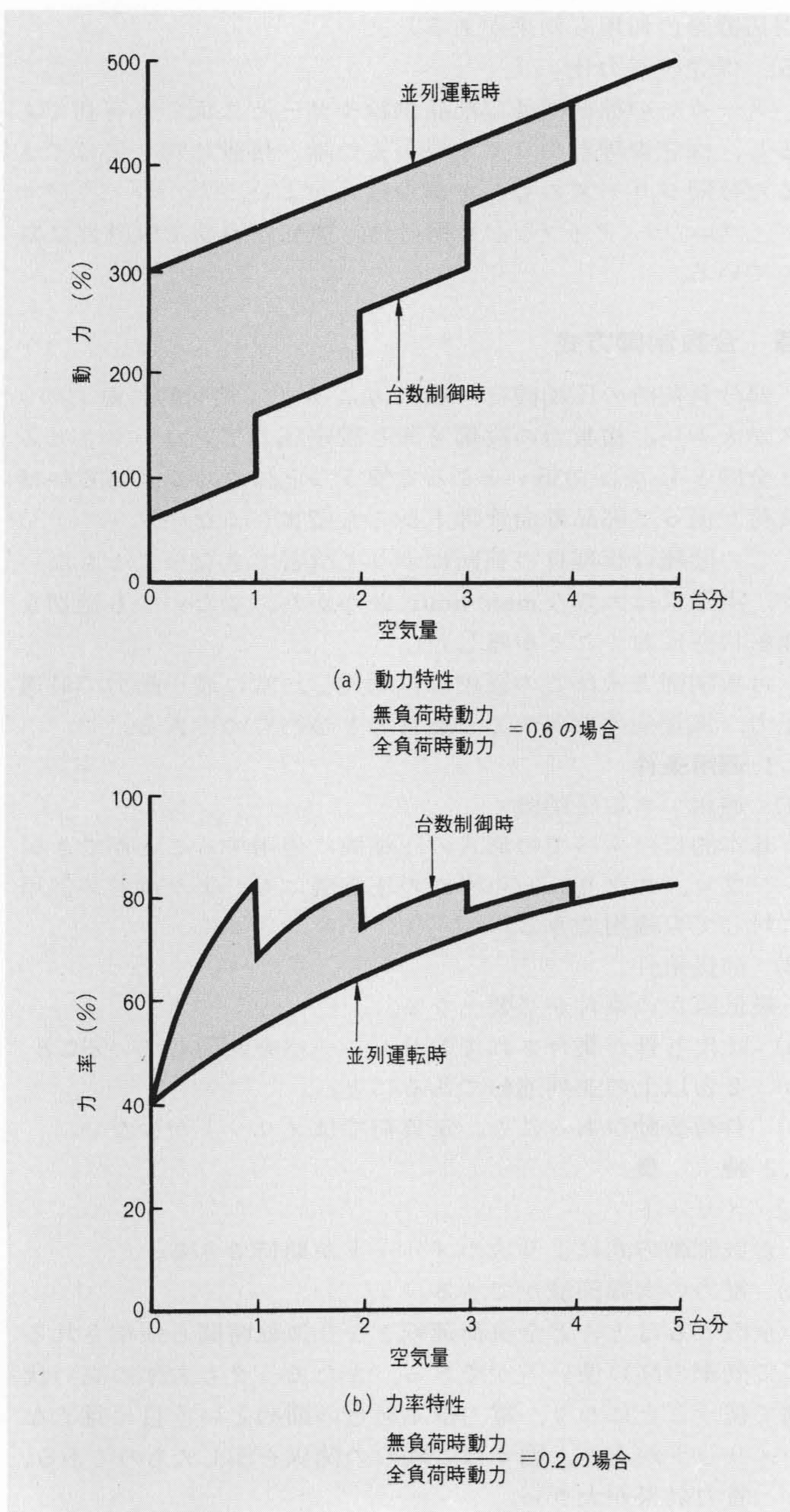


図4 台数制御方式による電力節減効果 台数制御方式による電力節減効果は，部分負荷時動力の大きい圧縮機ほど大きい。また力率の改善効果は逆に部分負荷時動力が小さいほど大きくなる。

Fig. 4 Electric Power Saving Effects of Group Control System

間をコネクタで接続するだけで統一制御ができるジョイントコントロールなどの機能を持っている。

(d) 50Hz/60Hz 地区共用

いずれの地区にかかわらず使用することができる。

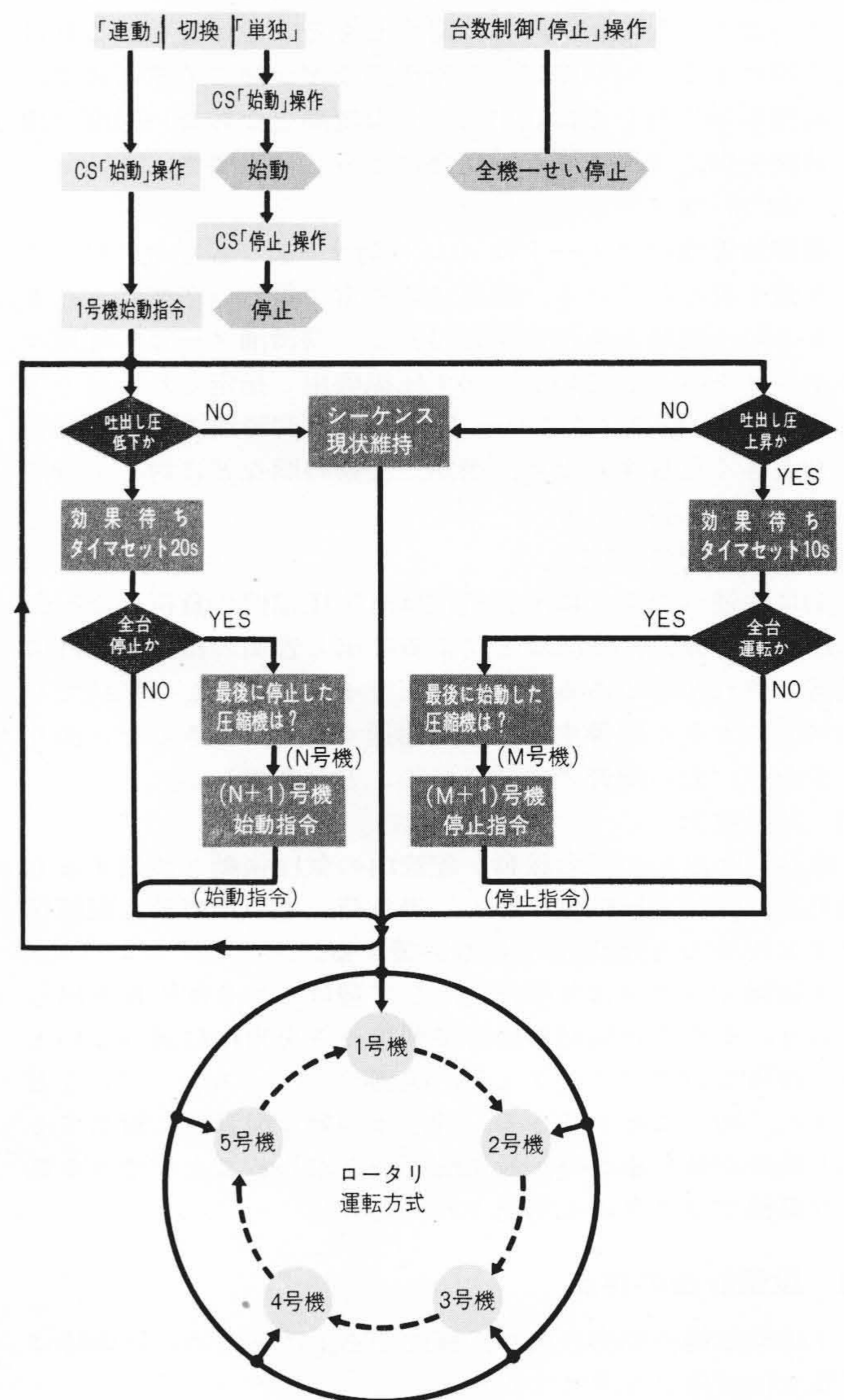
5.3 運転方式

図5は台数制御運転のフローダイアグラムを示すものである。

(1) 運転順序

各圧縮機の操作切換を「連動」とし，連動用コントロールスイッチを「始動」にすれば1号機が始動し，負荷に応じて台数を選択する自動運転に入る。1号機が運転に入り一定時間（効果待ち時間）後も吐出し圧力が下がるときは2号機が始動し，以下順次3→4→5号機と始動していく。

吐出し圧力が上昇すると停止（不可）指令の出ている1



- 注：1. 始動-停止指令は，すべての圧縮機に同時に加わる。
- 2. N号機が運転しているものとする(N+1)号機に対し始動(可)指令及び停止(不可)指令が出される。
- 3. 始動指令がくれば始動(可)指令を受け取っている圧縮機のみが始動し，停止指令がくれば停止(不可)指令を受け取っていない圧縮機のみが停止する。
- 4. CS=コントロールスイッチ

図5 台数制御方式フローダイアグラム 負荷の変動を吐出し圧力の変化で検出し，各機の運転時間が均等になるように自動的に制御される。

Fig. 5 Flow Diagram of Group Control System

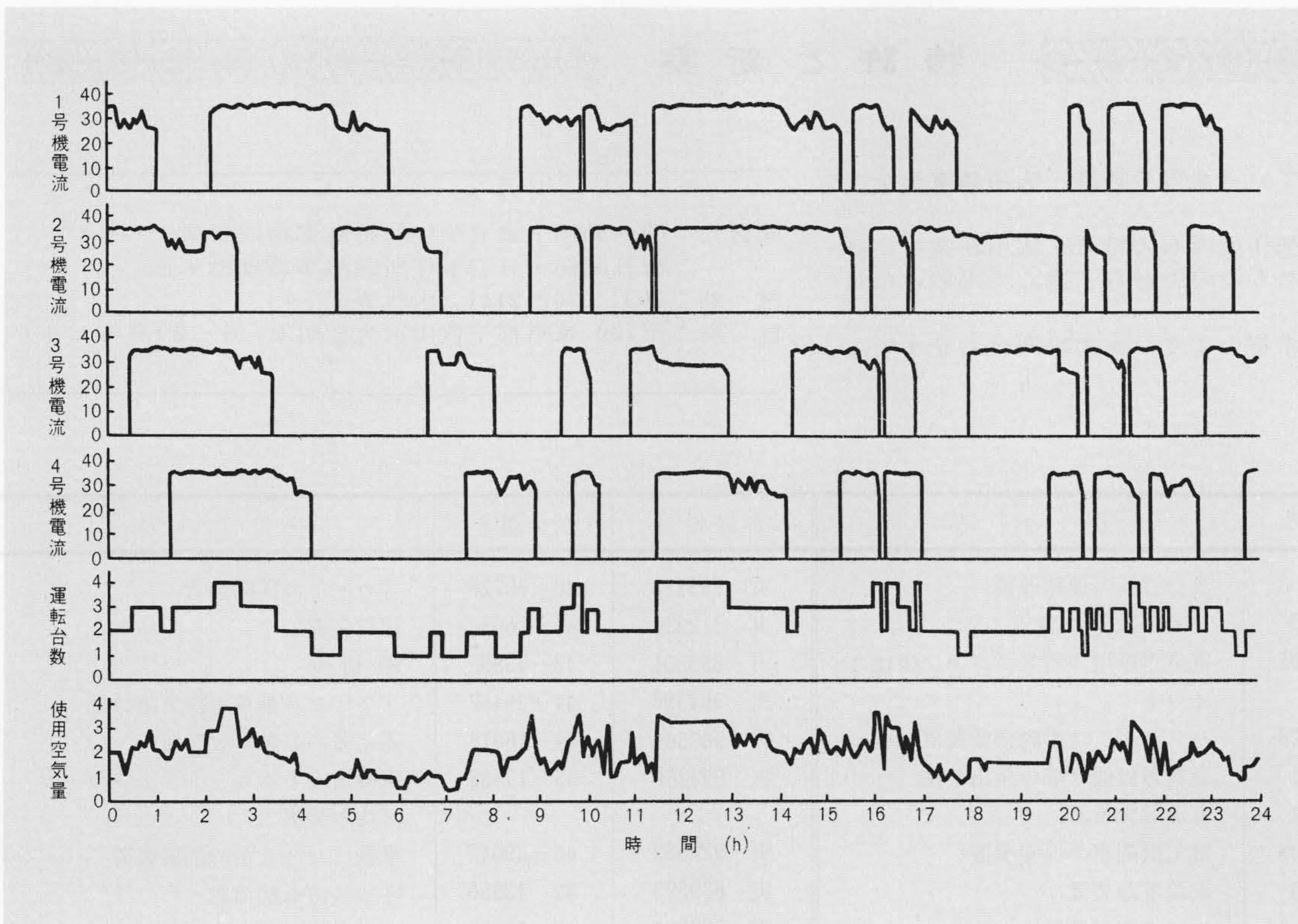


図6 台数制御方式の適用例 トンネル掘削現場での適用例で、使用空気量に応じて台数が増減し、運転時間が均等化されていることが分かる。

Fig. 6 An Application Result of Group Control System

号機が停止し、更に圧力が上昇する場合は始動順序と同じように2→3→4号機の順に停止する。

(2) 圧力制御

アンローダ設定圧力の上、下限から外れたとき、次の4個の圧力スイッチが働き台数制御を行なう。

- 63H**：吐出し圧力上昇で停止指令を出す。
- 63L**：吐出し圧力低下で始動指令を出す。
- 63EL**：吐出し圧力異常低下で緊急始動指令を出す。
- 63EH**：吐出し圧力異常上昇で全機アンローダ指令を出す。

(3) 効果待ち時間

圧縮機の始動、停止からその効果が吐出し圧力に現われるまでの一定時間をいい、この間は圧力検出回路を短絡させる。この時間の設定により順序始動停止には一定時間が必要となるが、この間に圧力が異常低下することもあり得るので(2)の**63EL**によってこれを防ぐようにしてある。

(4) モータの過熱防止

モータの始動停止が度々行なわれると始動時の過大電流のため寿命の低下や焼損を招くこともあるので、台数制御方式では一定時間以上運転されていないモータは停止させないように自冷時間待ちタイマを設けている。

実際の運転では運転時間の最も長い圧縮機から停止させるため、このタイマのために停止指令が制限されることはほとんどなく、万一の吐出し圧力異常上昇も**63EH**でチェックされる。

(5) 故障検出、表示

圧縮機に重要な故障が発生したときは瞬時に停止され、台数制御回路から自動的に切り離される。このとき、台数制御運転は残りの台数によって行なわれる。

故障発生時には故障項目がランプ表示されるとともにベル警報が発せられる。

5.4 台数制御の計画

台数制御方式を既設の圧縮機に適用する場合、始動盤の形式、しゃ断容量、あるいは既設機の自動化の程度によって改造の内容が異なる。計画に当たっては事前に十分な検討が必要である。

5.5 適用例

図6は実際の適用例を示したものである。この例はトンネル掘削現場の記録で、スクリー圧縮機(日立OS-16/19) 160kW 4台に対して適用されたものである。同図より使用風量に応じて運転台数が増減し、また運転時間が均等化されることがよく分かる。

6 結 言

工場設備のうち消費動力の大きさでは圧縮機は第一級であるが、これまで省エネルギーの面から積極的に論じられたことは少なかった。これは圧縮空気が水や大気と同様に自由に消費できる特質を持つこと、保守点検が日常的で地味なため、効果が人目に着きにくいことなどのためと思われる。

しかし、計画的な保守管理、地道なメンテナンスの積み上げこそ圧縮機を効率よく使うための基本であり、大きな省エネルギー効果を生む源になる。そして、この管理に十分にこたえるには結局「丈夫で長持ちする」圧縮機設備を指向することがメーカーの責務であると考えられる。

終わりに、台数制御方式の開発をはじめ、日立汎用圧縮機の改良について平素より御指導、御教示をいただいているユーザー各位に対し深く謝意を表わす次第である。

参考文献

- (1) 野田, 山田「圧縮機配管系における圧力脈動の計算機プログラムの開発」 日立評論 56, 139 (昭49-2)
- (2) 伊藤ほか, 実用機械シリーズ「容積形圧縮機」(昭45 産業図書)