

平 成 1 9 年 度
空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化
への応用に関する調査研究報告書

平 成 2 0 年 3 月

社団法人 日 本 機 械 工 業 連 合 会
社団法人 日本フルードパワー工業会



この事業は、競輪の補助金を受けて実施したものです。
URL : <http://ringring-keirin.jp/>



序

我が国では、標準化の重要性は以前から十分認識されており、特に機械工業においてはきわめて精巧な規格が制定されてきています。また経済の国際化に伴い、世界的規模で規格の国際共通化が進められております。

しかし、我が国の規格の中には独自で制定したものもあり、国際化の視点での見直しを行う必要性が高まっています。弊社ではこれに対応するため、従来から機械工業に係わる国内規格の国際規格との整合化事業等に取り組んで参りました。

近年、国際標準化にも新しい動きが起こり、製品を中心とした規格に加え、品質や環境などをはじめとするマネジメントに係わる規格などが制定されてきております。弊社においてもこの動きに対応し、機械安全、環境保全など機械工業におけるマネジメントにかかわる規格や、機械工業の横断的な規格についての取り組みを強化しているところです。

具体的には、国内規格と国際規格との整合を目指した諸活動、機械安全規格整備とリスクアセスメントの普及活動、各専門分野の機関・団体の協力による機種別・課題別標準化の推進などです。これらの事業成果は、日本発の国際規格への提案や国際規格と整合した日本工業規格(JIS)、団体規格の早期制定などとなって実を結ぶものであります。

こうした背景に鑑み、弊社では機械工業の標準化推進のテーマの一つとして社団法人 日本フルードパワー工業会に「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」を調査委託いたしました。本報告書は、この研究成果であり、関係各位のご参考に寄与すれば幸甚です。

平成20年3月

社団法人 日本機械工業連合会
会 長 金 井 務

序

本調査研究事業は、社団法人日本機械工業連合会を經由して、日本自転車振興会から自転車等機械工業振興に関する補助金の交付を受けて、受託事業を実施したものであります。

平成7年に行われた温室効果ガス対策に関わる京都会議、平成20年に行われるスイスダボス会議において日本は数値目標を掲げて地球温暖化対策において国際的主導権を得るような方針を打ちだしています。本事業は、地球温暖化のための省エネルギーには計測の重要性を示し、この計測のための空気圧のパワーを計測するものです。空気圧システムは圧縮された空気により作動し、様々な分野において広く利用されています。その空気圧システムの省エネルギーを目指すものであります。近年圧縮機の消費電力にも検討が行われ、その圧縮された空気を利用する空気圧システムではどこにどれだけのエネルギーが使われているかを明らかにする必要があります。また設計段階において、その特性を見積もるためには空気圧機器の特性表示方法や試験方法が明らかになっていなければなりません。このような社会状況の変化を受け、社団法人日本フルードパワー工業会においては、平成13年度から「空気圧機器複合システムの省エネルギー化に関する調査研究」および「空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化に関する調査研究」を実施してきました。さらに空気圧システムは、圧縮性流体であるため、その動作が離散的となり、仕様パターンが多岐にわたることから、一般のシステム設計者が省エネ効率を正確に判定することは現状では困難であります。したがって、その省エネルギー対策に関しては個々のユーザーの状況に応じた局部的な効率改善に止まっています。そこで、当工業会は、平成19年度調査研究事業として、普遍的・統合的な空気圧省エネルギー評価手段を確立し、空気圧パワーの測定方法及び計算方法を規格として標準化することにより、効率の良い機器・システムが優先的に選定され、競合による省エネ活動が促進されるための指針を空気圧機器・システムの製造・供給業者及び使用者に提示することを目的とした「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」を実施し、本報告書を取りまとめました。このような時期に本調査研究事業を実施したことは、非常に有意義であり、かつ時宜を得たものであったと考えております。今後の空気圧機器業界はもとより、ユーザー業界の発展の一助となれば幸甚に存じます。

本調査研究の実施にあたっては、経済産業省ご当局並びに社団法人日本機械工業連合会の適切なご指導と関係各位のご尽力、ご協力の賜物と心より感謝するしだいであります。

平成20年3月

社団法人 日本フルードパワー工業会
会 長 堤 康 司

事業運営組織

「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」委員会名簿

	氏 名	会 社 名	所属部署・役職
委員長	香川 利春	東京工業大学	精密工学研究所 教授・工学博士
主 査	高橋 隆通	甲南電機（株）	技術部 参事
委 員	妹尾 満	SMC（株）	技術研究部 主任
委 員	渡邊 勇治	クロダニューマティクス（株）	テクニカルグループ長
委 員	田苗 俊和	（株）コガネイ	開発部
委 員	深町 哲也	CKD（株）	生産本部犬山事業所 技術開発部 開発グループ グループリーダー
委 員	中島 博美	（株）TAIYO	筑波工場空気圧事業部 技術部 部長
委 員	長岐 忠則	（株）妙徳	開発担当執行役員
委 員	島田 晴示	ニッタ・ムアー（株）	技術部部長
委 員	両角 忠幸	（株）日本ピスコ	品質保証グループサブリーダー
委 員	赤司 正明	テンコーポレーション（株）	技術顧問
委 員	蔡 茂 林	北京航空航天大学	自動化科学与電気工程学院 機械電子工程系教授・工学博士
委 員	柳澤 通雄	キャノン（株）	宇都宮光学機器事業所 半導体機器要素技術開発部 第一開発室 主任研究員
委 員	梅木 耕二	トヨタ自動車（株）	メカトロシステム部 H V設備技術室 グループ長
委 員	中村 忠浩	パナソニックエレクトロニクス株式会社（株）	生産技術センター 主任技師
委 員	谷口 宏次	東急車輛製造（株）	車輛事業部設計企画部（開発）主任
委 員	藤野 謙司	東日本旅客鉄道（株）	JR東日本研究開発センター 課長
委 員	山本 円朗	東京メータ（株）	技術部 流体計測制御グループ
事務局	三浦 吉成	（社）日本フルード・パワー工業会	第1技術部・部長

目 次

序

序

事業運営組織

調査研究の概要 1

1. 事業の背景と目的 1

2. 事業の内容 1

第1章 空気圧エネルギー計算方法と測定方法の研究と開発 2

1.1 空気圧パワーの計測とエアパワーメータ 2

1.2 エアパワーメータについて 9

1.3 工業会規格案 空気圧エネルギーの表示方法（案） 11

第2章 空気圧エネルギー測定方法の検証 16

2.1 空気の間歇供給によるエアブローの省エネルギー 16

2.2 新幹線車両における空気圧システムの消費エネルギーの解明 21

2.3 空気圧システムの省エネルギー 27

第3章 調査及び文献・資料収集 30

3.1 研究委員会参加会社における省エネルギー法対応状況のヒアリング調査 30

3.2 平成20年度アンケート調査票(案) 45

3.3 空気圧エネルギーとその応用に関連する東工大香川研が発表した論文のリスト 54

おわりに 56

調 査 研 究 の 概 要

1. 事業の背景と目的

地球温暖化及びエネルギー供給問題などに起因して、事業所に対しては省エネルギー法の新たな達成目標が示され、工場内での電力消費のかなりの割合を占める圧縮機を含む空気圧機器、装置及びシステムにおいても、さらなるエネルギー利用効率の改善要求が強まっている。

現在、空気を供給する圧縮機においては、集中動力源として設置されるため、省エネルギー対策が著しく浸透しているが、空気圧を使用する側のシステムでは多様な空気の利用法があるため、その省エネルギー対策に関しては個々のユーザーの状況に応じた局所的な効率改善に止まっている。このような背景のもと普遍的・統合的な空気圧エネルギー評価手段を確立し、エネルギーの測定方法及び計算方法を規格として標準化することが必要であり、効率の良い機器・システムが優先的に選定され、競合による省エネ活動が促進されるための指針を空気圧機器・システムの製造・供給業者及び使用者に提示することを本調査の目的とする。

2. 事業の内容

現在空気圧を使用する側のシステムでは多様な空気の利用法があるため、その省エネルギー対策に関しては個々のユーザーの状況に応じた局所的な効率改善に止まっている。

このような背景のもと普遍的・統合的な空気圧エネルギー評価手段を確立し、エネルギーの測定方法及び計算方法を規格として標準化することが必要である。そのために、空気圧エネルギーの損失や配分、収支等の理論体系に基づき、空気圧エネルギーの概念、表示の適用条件、計算方法、測定方法及び用語等を整理し標準化を図る。また、実験室及び各種現場において空気圧エネルギーの測定を実施し、その測定結果から空気圧エネルギーを評価する方法を確立するため以下の調査研究を実施する。

2. 1 実施計画の立案と詳細検討・審議

普遍的・統合的な空気圧エネルギー評価手段を確立し、空気圧エネルギーの測定方法及び計算方法を規格として標準化するための実施計画の立案と詳細検討・審議する。

2. 2 空気圧エネルギー計算方法と測定方法の研究と開発

エアパワーの概念を空気圧エネルギー表示に導入し、等温空気動力、効率、圧力降下損失の計算式を導出するとともに空気動力の測定方法を検討する。

2. 3 空気圧エネルギー測定方法の検証

東工大及び計測器メーカー等専門機関に委託して空気圧エネルギーの測定方法を検証する。

2. 4 調査及び文献・資料収集

国内外の関係文献・資料の調査収集し、参考に供する。

第1章 空気圧エネルギー計算方法と測定方法の研究と開発

空気圧システム内の空気圧エネルギー量は、系の熱平衡状態における有効エネルギー、すなわちエクセルギーを基準とするのが、もっとも妥当な表現であり、省エネルギー法の「エネルギー使用の合理化に関する判断の基準」にもその導入が推奨されている。この章では、エクセルギーを計測する「エアパワーメータ」に関する研究と、エクセルギーを基にした「空気圧エネルギーの表示方法」を該当業種において規格化する場合の素案について示している。

1.1 空気圧パワーの計測とエアパワーメータ

1.1.1 まえがき

1997年京都会議以来、“改正省エネ法”の施行や環境税の導入などの背景下で、全国範囲で省エネルギー活動が活発に行われてきており、様々な分野で各々の省エネルギー技術が検討されつつある。また、環境問題への対応を強く指摘したアル・ゴア元副大統領に本年のノーベル平和賞が贈られ、今後ますます省エネと環境問題に焦点が当てられると思われる。

最近、隣国の中国もエネルギー消費の削減へ動き出した。ここ数年、中国のエネルギー消費量は急増している反面、エネルギー消費量が多く、利用効率が低い問題が更にクローズアップされている。省エネルギーは中国にとって緊急課題となった。中国政府は2005年末に単位GDPあたりのエネルギー消費量を2006年から2010年までの5年間で20%削減する目標を立てた¹⁾。今年に入って、“省エネルギー法”改正法案の審議、地方長官の省エネ目標達成責任制の確立、企業融資審査への省エネ達成度導入などの一連の強化措置が登場している。

このような背景の下で、FAで多くのエネルギーを消費している空気圧システムは、省エネルギー化を迫られている。

現在、日本では工業用空気圧縮機が毎年、日本総消費電力量の約5%に相当する約400億kWhの電力を消費しているが²⁾、中国では工業用空気圧縮機が日本4.5倍の1800億kWhの電力を消費しており、中国総消費電力量の6.4%を占める。しかしながら、空気圧システムの使用実態については、エネルギーが効率良く使われていないのが現状である³⁾。

現在、空気の供給源である圧縮機においては、共用の集中動力源として設置されるため、省エネルギー対策が著しく浸透しているが、空気圧を使用する側のシステムでは多様な空気の利用法があるため、その省エネルギー対策に関しては個々のユーザーの状況に応じた局部的な効率改善に止まっている。また、圧縮機と空気圧機器は製造が二つの業界に分けられており、それぞれの評価基準を持って省エネを進められており、体系的な省エネ手法の検討がまだ少ない。

19年4月より、社団法人日本機械工業連合会と社団法人日本フルードパワー工業会は「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」委員会を設立し、普遍的・統合的な空気圧省エネルギー評価手段を確立し、空気圧パワーの測定方法及び計算方法を規格として標準化することにより、効率の良い機器・システムが優先的に選定され、競合による省エネ活動が促進されるための指針を空気圧機器・システムの製造・供給業者及び使用者に提示することを目的としている。

上述した事業では、最もコアとなるものが空気圧パワーに関する計測理論と計器の製作である。今までは空気圧エネルギーの利用に関しては、工場で細かく管理されていなかったが、これからは空気圧源から末端設備までの空気圧エネルギーの収支を明確にした上、省エネ対策を一段と強化することが不可避であると考えられる。したがって、空気圧パワーの計測は省エネの重要な一環となる。

本節では圧縮空気の有効エネルギーを適切に評価した空気圧パワーを説明し、その計測に関わる要素を検討する。さらに、現在工場で電力の省エネ管理に常用される“パワーテスター”のような、空気圧に適用する“エアパワーメータ”の開発を紹介して、その役割などを解説する。

1.1.2 空気圧パワーとは

数年前に、著者らは熱力学理論と空気圧システムの特徴を融合して空気圧パワー（Pneumatic Power、エアパワーとも呼ばれる）を提案した^{4,5)}。以下に空気圧パワーを簡単に復習してみよう。

従来、圧縮空気の使用によるエネルギー消費は大気状態に換算した空気体積或いは体積流量、即ち空気消費量で示し、さらに圧縮機の比エネルギーを介して消費電力に変換することで評価されていた。その例を図 1.1.1 に示す。この評価方法では配管中の流れにおいて圧力が損失しても空気消費量が変わらないためエネルギー損失は評価できないことに問題がある。また、空気消費量はエネルギーと直結したものではなく、システムにおける各機器要素でのエネルギー配分や損失などを解明することが不可能である。さらに、圧縮機の比エネルギーが機種によって異なるため、空気消費量の電力変換において統一した基準もない。そのため、単位が m^3/h の空気消費量ではなく、単位が kW の空気圧パワーの評価および測定は望ましい。

空気圧パワーとは、圧縮空気の流動を伴う空気の有効エネルギーの流束を評価したものである。大気温度のとき、流動している圧縮空気のエアパワーは次の式によって求められる^{4,5)}。

$$P = \frac{dE}{dt} = p_a Q_a \ln \frac{p}{p_a} \quad (1.1.1)$$

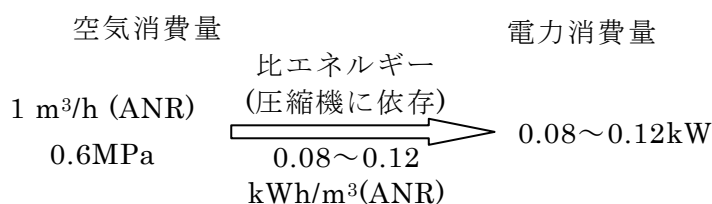


図 1.1.1 従来のエネルギー評価方法

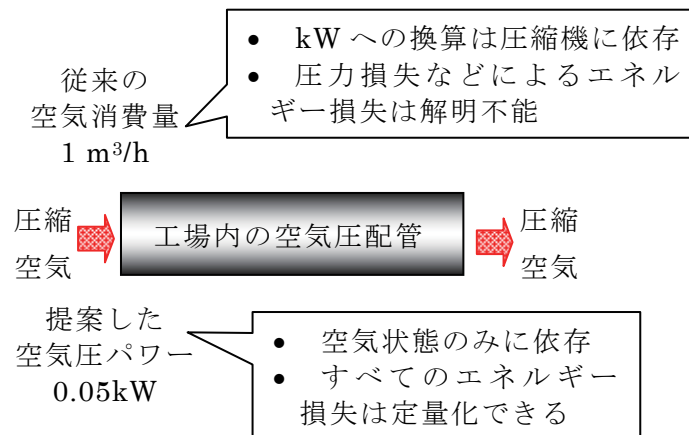


図 1.1.2 エアパワーによるエネルギー評価方法

ただし、 E は有効エネルギー、 p_a は大気圧、 p は空気の絶対圧力、 Q_a は大気状態に換算した体積流量である。例えば、絶対圧力 0.6MPa、流量 1m³/h (ANR)の圧縮空気のパワーは 0.05kW となる。

こうした空気圧パワーと従来の評価方法との相違点を図 1.1.2 に示す。同様な 1 m³/h (ANR)の空気流量に対して、比エネルギーを介して空気消費量を換算した電力消費量 0.08～0.12kW は空気圧源から消費端末までのすべてのエネルギー損失を包括したものであるが、空気圧パワー0.05kW はその損失を含んでおらず単なる空気が持つエネルギーである。空気圧パワーを用いれば、空気圧源から消費端末までの各々の環節での損失も検討できるようになる。

1.1.3 空気圧パワーの計測

空気圧パワーの計算式(1.1.1)により、空気の圧力 p と流量 Q_a を測れば空気圧パワーが計測できる。しかしながら、式(1.1.1)は運動エネルギーを無視した大気温度状態の空気のパワーである。大気温度以外の時や流速が速い時に、温度と流速による空気圧パワーへの影響を検討する必要がある。

1.1.3.1 空気温度の影響

大気温度ではないとき、その理論計算は次の式によって行われる⁴⁾。

$$P = p_a Q_a \left[\ln \frac{p}{p_a} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{\theta - \theta_a}{\theta_a} - \ln \frac{\theta}{\theta_a} \right) \right] \quad (1.1.2)$$

ただし、 θ は空気の絶対温度、 θ_a は大気の絶対温度、 κ は空気の比熱比である。図 1.1.3 は流量 1000dm³/min(ANR)のときのエアパワーと温度との関係を示すものである。図 1.1.3 に示したように、空気の温度が大気温度と離れるほどエアパワーが増える。言い換えると、空気の状態が基準状態の大気状態と離れるほど、そのパワーが大きい。熱力学の観点から考えると、圧縮空気は、その圧力や温度が周囲の大気環境と異なり、力学的、熱的に平衡状態にない。平衡状態にない系は平衡状態まで状態変化でき、仕事をする能力を持っている。実に、空気圧パワーはこの能力を表すものである。

工場では、圧縮機から吐出される圧縮空気は通常、温度が大気温度より 10～50℃高い。**図 1.1.3**によると、その空気圧パワーが数パーセント増える。空気圧パワーを評価するに際し、温度差による増加分の扱いを注意する必要がある。一般に、空気源から吐出された圧縮空気は温度が高くても、ほとんどが端末設備まで輸送される途中でクーラーや自然冷却によって大気温度までに回復する。即ち、温度差によるパワーの分は輸送中で散逸していく。散逸のため、端末設備で有効に利用できず、計算に入れないほうがより实际的である。そのため、このような圧縮空気の有効な空気圧パワーの算出は、冷却過程で圧力も変わらず、大気状態に換算した体積流量も変わらないことから、空気温度が大気温度からずれても、式(1.1.1)をそのまま使う⁶⁾。

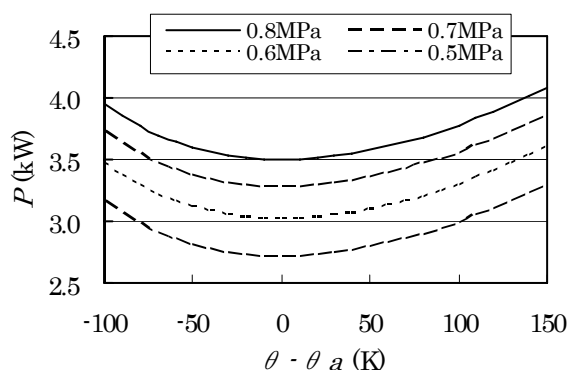


図 1.1.3 空気圧パワーと温度との関係

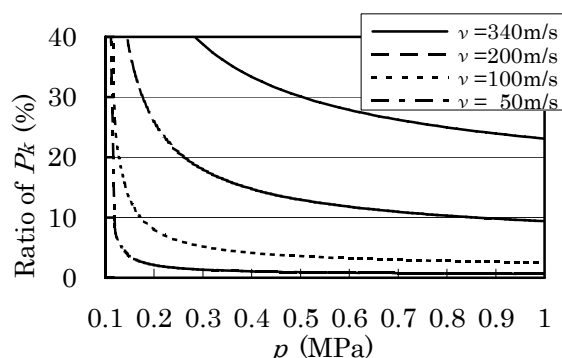


図 1.1.4 運動エネルギーの割合

1.1.3.2 運動エネルギーの影響

式(1.1.1)にも式(1.1.2)にも、空気流動による運動エネルギーが考慮されていない。運動エネルギーが機械的エネルギーなので、前述した有効エネルギーと同様に機械仕事へ完全に変換できる。厳密に言うと、運動エネルギーも空気の有効エネルギーの一部である。空気の質量が小さいが、その運動エネルギーは無視できると断言できないので、流速の速さによって検討する必要がある。運動エネルギーを時間に対して微分すると、それによるパワーは

$$P_k = \frac{1}{dt} \left(\frac{1}{2} m v^2 \right) = \frac{8(p_a Q_a)^3}{R \theta (p \pi d^2)^2} \quad (1.1.3)$$

となる。ここに、 m は空気質量、 v は空気の平均流動速度、 R は空気のガス定数、 d は配管

直径である。このパワーの割合を計算すると、図 1.1.4 に示すような結果が得られる。平均流動速度が 100m/s 以下のときには、運動エネルギーの割合は 5 % にも達しないので無視できるが、それ以上のときには、無視できない程度にある。工場の配管では流速がほとんど、10～15m/s となっているため、式(1.1.3)の分を加算しなくても良い。しかし、内部流速の速い空気圧機器においてエネルギー収支を解析する場合は運動エネルギーを考慮しないと、エネルギーの収支バランスが崩れてしまうため、式(1.1.3)の分を加算する必要がある。

1.1.4 エアパワーメータの開発

空気圧パワーを計測する計器はエアパワーメータと呼ばれる。前述した事業で「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」委員会はエアパワーメータの設計・製作を東京メータ株式会社（〒211-8577 神奈川県川崎市中原区今井南町 461）に委託している。現在で出来上がった試作品を図 1.1.5 に示す。

1.1.4.1 メータの構成

前述した節 1.1.3.1 と 1.1.3.2 をまとめると、工場の配管における空気圧パワーの実用計算式は次の式となる。

$$P = p_a Q_a \ln \frac{p}{p_a} \quad (1.1.4)$$

式(1.1.4)によると、エアパワーを測定するには、圧縮空気の圧力と流量を検出するそれぞれのセンサが必要とする。図 1.1.6 に示すように、測定部で検出した計測量を用いて演算表示部でパワーを演算・表示する。また、パワー算出に必要な圧力と流量を測っているため、圧力計と流量計の機能も備わる。さらに、瞬時値と共に、積算機能も考えられている。図 1.1.7 はエアパワーメータの表示部を示すイメージ図であり、その一台三役の機能を表している。

エアパワーメータの製作に当たっては、流量計と圧力計を内蔵したメータと、現場の流量計と圧力計をそのまま利用し両者の出力信号を入力してパワー演算と表示のみを行うメータの 2 種類がある。また、計測結果のアナログ出力や通信出力の機能も備わる。



図 1.1.5 エアパワーメータの試作品

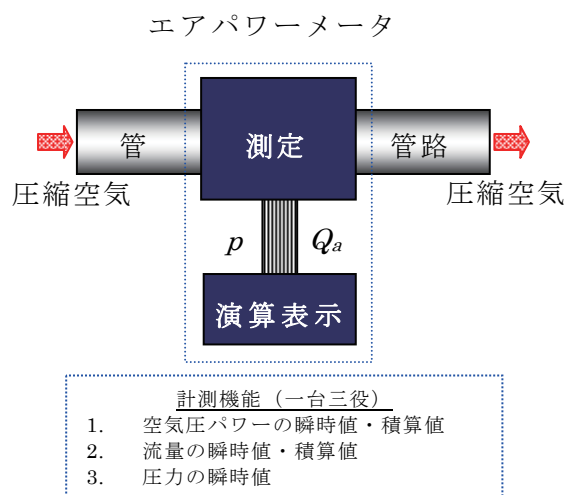


図 1.1.6 エアパワーメータの構成

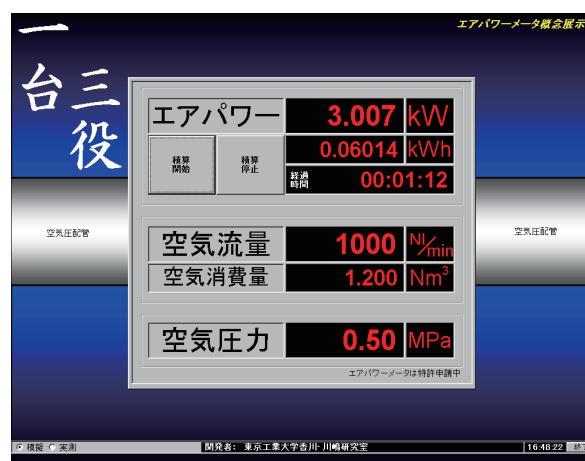


図 1.1.7 エアパワーメータの表示部

1.1.4.2 エアパワーメータの用途

工場の圧縮空気の省エネ管理とその推進には、工場配管の中で流れている空気のパワーを把握・監視することは非常に重要である。エアパワーメータは空気圧パワーを測る計器として今後、空気圧の“電力計”としてエネルギー管理に重要な役割を果たすと予想される。

その具体的用途については、工場では次の使用が挙げられる。

- (1) ドライヤの出口に取付け、圧縮機の空気圧パワー出力が計測できる。圧縮機及びドライヤの消費電力を計測すれば、圧縮空気の製造効率が求められる。こうした効率の変動を容易に監視するため、圧縮機の省エネ運転の検討が一段と行いやすくなる。
- (2) 圧縮空気のメイン供給管路に取付け、工場一日の圧縮空気のエネルギー供給量(kWh 単位)を監視することができる。また、すべての設備も停止し、圧縮機も運転しないとき、空気漏れによるパワーの損失が簡単に把握できる。こうすると、従来ただに近いと思われた圧縮空気のコストへの認識を正すことにも大きな意義がある。
- (3) 工場の配管網の節点に取付け、供給された圧縮空気のエネルギー配分がわかる。特に、従来の空気消費量では適切に評価できない配管網に幾つかの圧力が供給される場合でも、エネルギー配分を明確にすることができる。
- (4) 配管の両側に各 1 個取付け、この配管では圧力損失や漏れによるエネルギー損失量が求められる。
- (5) 設備の空気供給口に取付け、設備の圧縮空気によるエネルギー消費が監視できる。これは設備のエネルギー管理や省エネ対策の検討などに役立つ。

エアパワーメータは工場にその用途が他にも色々あるが、将来、工場で電力の省エネ管理に常用される“パワーテスタ”のように、空気圧の省エネに役立つことを期待する。

工場以外、エアパワーメータは効率の良い機器・システムを正しく評価することができ、競合による優先的な選定を促進し、省エネ活動に貢献する。

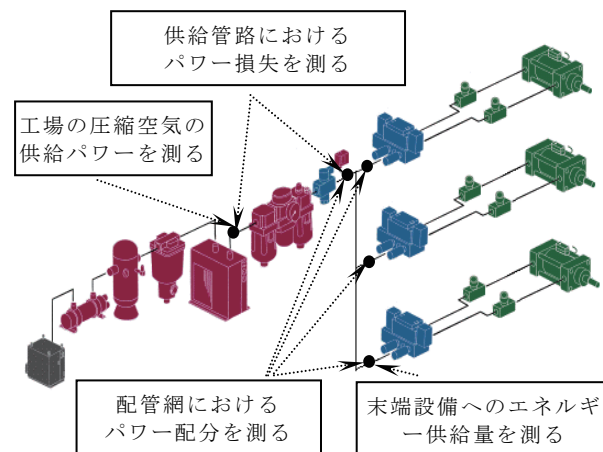


図 1.1.8 エアパワーメータの用途

1.1.5 あとがき

空気圧システムはほかのシステムと同様に、システム上でパワーの配分や収支、機器の効率を計測・評価しないと根本的な省エネとならない。エアパワーメータは今後、このような計測・評価に役立つことに違いない。

参考文献

- 1) 中国国民経済と社会発展の第 11 次五ヵ年計画のガイドライン、2005
- 2) 汎用圧縮機委員会：空気圧縮機省エネルギーのすすめ－2、(社)日本産業機械工業会、2001
- 3) 小根山：空気圧システムの省エネルギーに関する現状と課題、フルイドパワーシステム、Vol. 32、No. 4、2001
- 4) 蔡、藤田、香川：空気圧エネルギーの評価法に関する一考察、平成 12 年春季フルイドパワーシステム講演会講演論文集、91/93、2000
- 5) 蔡、藤田、香川：空気圧駆動システムにおけるエネルギー消費とその評価、日本油空圧学会論文集、Vol.32, No.5, 118/123, 2001

1.2 エアパワーメータについて

エアパワーメータ APMシリーズ

日本国特許番号
第3571303号

空気圧システムは製造業工場では工場全体電力の20～30%を消費していると言われ、圧縮空気のエネルギー消費の管理が省エネの重要なテーマとなっています。そこで設備のエネルギー消費量の監視、輸送、調質におけるエネルギー損失の調査などができる“**空気圧の電力計**”としてエアパワーメータを開発しました。

エアパワーの概念

大気環境を基準に取り、圧縮空気から取り出せる有効仕事を有効エネルギー、その流束をエアパワーと提案します。空気が圧縮性流体であるため、その膨張エネルギーを適切に評価することが重要です。エアパワーにより、圧縮空気の流動に伴うエネルギーの移動を定量化することができ、空気圧システムおよび機器のエネルギー収支の解明が可能となります。

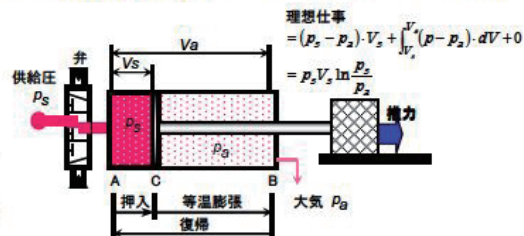
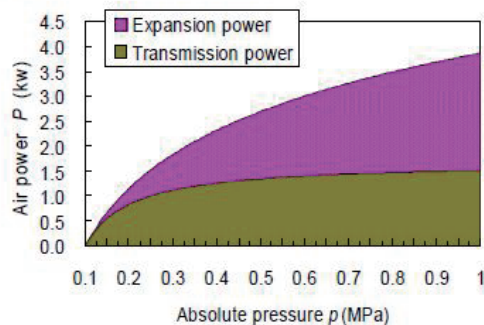


図1 圧縮空気から取り出せる仕事(最大仕事)

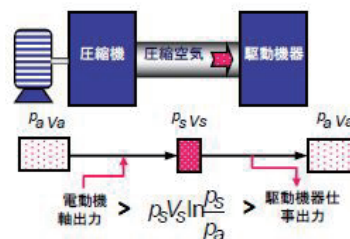


図2 空気圧システムのエネルギー流れにおける不等式

エアパワー	=	動力伝達パワー	+	膨張パワー
$pQ \ln \frac{p}{p_a}$		$(p - p_a)Q$		$pQ \ln \frac{p}{p_a} - (p - p_a)Q$

図3 エアパワー(有効エネルギーの流束)の構成

エアパワーメータの開発

- 計測機能(一台三役)
1. エアパワー瞬時値・積算値
 2. 流量瞬時値・積算値
 3. 圧力



図4 エアパワーメータ

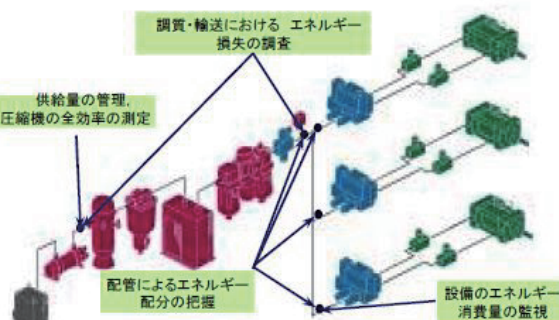


図5 エアパワーメータの用途

このカタログに掲載されている製品および仕様について予告なく変更する場合があります。

APMシリーズ

標準仕様

型 式	寸 法			仕 様			
	ボディー			最大圧力	常用圧力	最大流量 (常用圧力時)	流体温度
	幅	全長	口径				
	□mm	mm	Rc	MPaG	MPaG	L/min (ANR)	°C
APM-100	30	74	1/4	0.98	0.5	100	0-60
APM-300	30	74	3/8	0.98	0.5	300	0-60
APM-500	35	114	3/8	0.98	0.5	480	0-60
APM-1200	35	114	1/2	0.98	0.5	1200	0-60
APM-3000	50	154	1	0.98	0.5	3000	0-60
APM-12000	110	200	1-1/2	0.98	0.5	12000	0-60

【常用圧力以外で使用時の最大流量計算方法】

標準最大流量(カタログ値)を Q_{0max} 、使用時最大流量を Q_{max} 、使用時絶対圧力を P_{abs} とすると

$$Q_{max} = Q_{0max} \times \frac{P_{abs}}{0.6}$$

となります。

例: APM-3000を用い、0.4MPaGにて使用する場合

$$Q_{max} = 3000 \times \frac{0.4 + 0.1}{0.6} = 2500 \text{ [L/min(ANR)]}$$

となります。

1.3 工業会規格案 空気圧エネルギーの表示方法（案）

日本フルードパワー工業会規格（案）

JFPS

XXXX : 0000

空気圧—空気圧エネルギーの表示方法

Pneumatic fluid power - Expressin method for pneumatic energy

1 適用範囲

この規格は、一般産業用空気圧システムを流れる空気圧エネルギー測定方法及び計算方法について規定する。特に、この規格は、空気圧の省エネルギー活動における評価に利用することを意図している。

2 引用規格

次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格は、その最新版（追補を含む。）を適用する。

JIS B 0142 油圧及び空気圧用語

3 用語及び定義

この規格で用いる主な用語及び定義は、**JIS B 0142** によるほか、次による。

3.1 断熱空気動力

空気圧縮機の吸込み・吐出しサイクルに関して、吸込み・吐出し圧力及び吐出し流量から、空気が断熱変化するものとして計算で求めた圧縮に必要な最大の動力。

3.2 等温空気動力

空気圧システムの空気の流入・放出サイクルに関して、入口圧力、出口圧力及び入口流量から、空気が等温変化するものとして計算で求めたシステムの最大出力（動力）。

注記 等温空気動力は系が外部にする仕事のため負の値で示されることもあるが、この規格では正の値で表示する。

3.3 全断熱効率

空気圧縮機の軸駆動動力に対する断熱空気動力の割合。

3.4 全等温効率

等温空気動力に対する空気圧システムの実出力の割合。

3.5 伝達動力

流路を通過する空気のゲージ絶対圧力と体積空気流量の積。

3.6 空気圧パワー

ある流路断面を通過した空気が、その後標準参考空気の状態まで変化すると仮定した場合の等温空気動力。変化の前後で外界と熱平衡に達している場合には、エクセルギー、すなわち取り出すことのできる最大エネルギーに等しい。

4 空気圧パワーの表示

空気圧システムを通過する空気圧パワーの表示は、その空気が標準参考空気の状態に変化すると仮定した場合の等温空気動力で表す。なお、空気圧システムに空気圧縮機又は空気源ユニットが含まれる場合には、この部分の流体エネルギーのみ断熱空気動力で表す。

4.1 空気圧パワーの計算式

空気圧システム内のある位置における等温空気動力の計算は、次による。

$$P_i = pQ \log_e(p/p_o) = p_o Q_o \{ \log_e(p/p_o) \} (T/T_o)$$

ここに、
 P_i : 等温空気動力 (kW)
 Q : 体積空気流量 (L/s)
 p : 空気の圧力 (MPa,abs)
 T : 空気の絶対温度 (K)
 Q_o : 標準参考空気 (20℃,100 kPa,abs, 相対湿度 65 %)の状態に換算した体積空気流量(L/s,ANR)
 p_o : 標準参考空気の絶対圧力 (=0.1 MPa)
 T_o : 標準参考空気の絶対温度 (=293 K)

なお、仕事(W)を求める場合には、空気流量項(L/s)を空気量(L)に置き換える。

注記 断熱空気動力の計算は、次による。

$$P_{ad} = \{ \kappa / (\kappa - 1) \} p_o Q_o \{ (p/p_o)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \} (T/T_o)$$

ここに、
 P_{ad} : 断熱空気動力 (kW)
 κ : 比熱比 (断熱指数=1.4)

4.2 等温空気動力による効率計算

空気圧システムのエネルギー変換効率の計算は、次による (図 1 参照)。

$$\eta = E / (P_{i1} - P_{i2})$$

ここに、
 η : 空気圧アクチュエータの効率

E : 空気圧アクチュエータ出力 (W)

$$P_{i1} = p_o Q_{o1} \{ \log_e(p_1/p_o) \} (T_1/T_o), \quad P_{i2} = p_o Q_{o2} \{ \log_e(p_2/p_o) \} (T_2/T_o)$$

添え字 1 : 入口, 添え字 2 : 出口

注記 入口と出口の等温空気動力の差に対する空気圧アクチュエータ出力が、変換効率になる。

$Q_{o1} = Q_{o2} = Q_o$, $T_1 = T_2 = T$ 及び $p_2 = p_o$, すなわち、等温、漏れなし及び大気放出など一般的な条件で使用する空気圧アクチュエータの変換効率の計算は、次による。

$$\eta = E / P_{i1}$$

4.3 等温空気動力による圧力降下損失表示

配管や絞りのように外部に仕事をしない部分の、入口と出口間の圧力降下による等温空気動力の損失の計算は、次による（等温、漏れなしの場合、図 1 参照）。

$$\Delta P_i = p_o Q_o \log_e(p_1/p_2) = -p_o Q_o \log_e(1 - \Delta p/p_1)$$

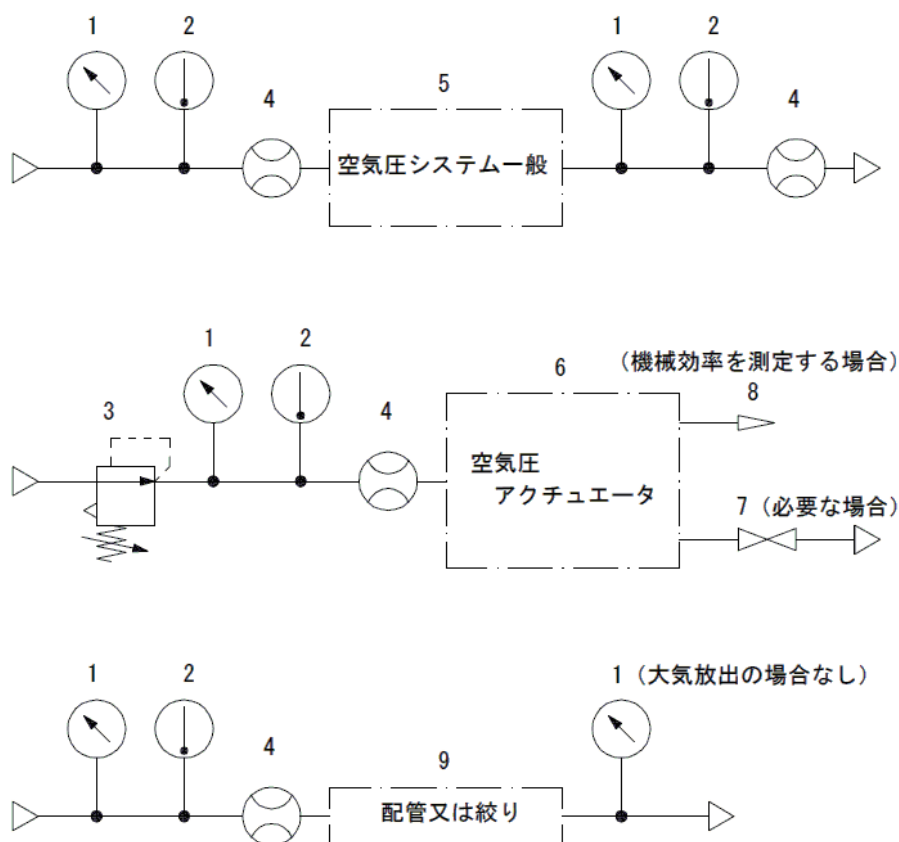
ここに、 ΔP_i ： 等温空気動力の損失 (W)

Δp ： 圧力降下(= $p_1 - p_2$) (MPa)

添え字 1：入口、 添え字 2：出口

等温空気動力損失率 $\Delta P_i/P_{i1}$ の計算は、次による。

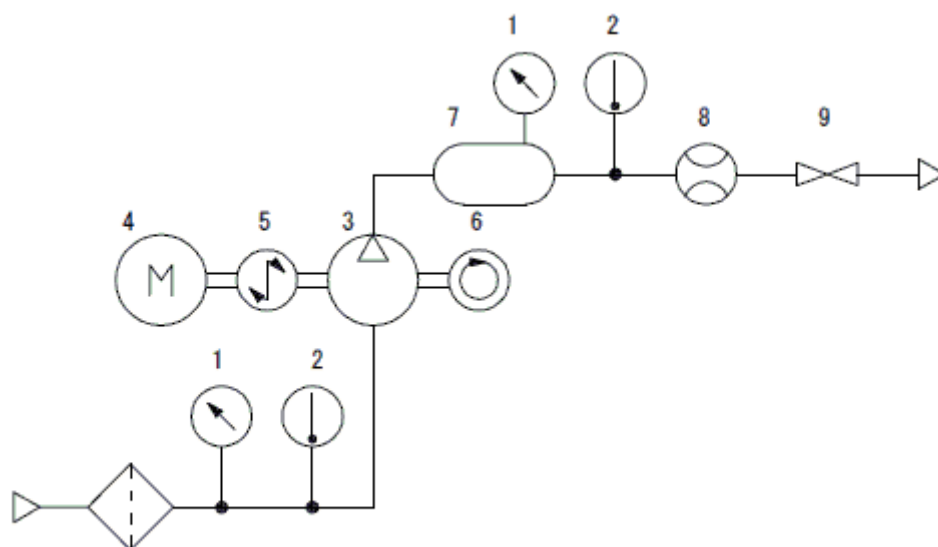
$$\Delta P_i/P_{i1} = \log_e(1 - \Delta p/p_1)/\log_e(p_o/p_1)$$



- | | |
|-------------|--------------------------|
| 1 圧力計 | 6 空気圧アクチュエータ |
| 2 温度計 | 7 流量（速度）調節弁 |
| 3 圧力制御弁 | 8 機械出力 |
| 4 流量計 | 9 漏れ・外部出力のない
配管又は絞りなど |
| 5 空気圧システム一般 | |

図 1－等温空気動力の測定回路例

注記 断熱空気動力の測定回路例を次の図 2 に示す。



- | | |
|----------|---------|
| 1 圧力計 | 6 回転速度計 |
| 2 温度計 | 7 空気タンク |
| 3 空気圧縮機 | 8 流量計 |
| 4 モータ | 9 流量調節弁 |
| 5 トルクメータ | |

図 2－断熱空気動力の測定回路例

附属書 A

(参考)

空気圧－空気圧エネルギーの表示方法

—伝達動力

この附属書は、本体に関連する事柄を補足するもので、規定の一部ではない。

A.1 伝達動力

JFPS ****の等温空気動力は、空気が空気圧システム内部において等温で大気圧まで膨張するときの動力を含んでおり、理論上の最大値を示す。等温空気動力からこの膨張動力を除いた動力をこの**附属書 A**では、**伝達動力**と呼ぶ。伝達動力の計算は、次による。

$$P_v = (p - p_o)Q = p_o Q_o (T / T_o) (1 - p_o / p)$$

ここに、 P_v : 伝達動力(kW)

p : 空気の圧力(MPa)

T : 空気の絶対温度 (K)

Q_o : 標準参考空気 (20℃, 100 kPa, abs, 相対湿度 65 %)の状態に換算した
体積空気流量(L/s, ANR)

p_o : 標準参考空気の絶対圧力 (=0.1 MPa)

T_o : 標準参考空気の絶対温度 (=293 K)

A.2 非膨張作動の効率

一般の空気圧シリンダなどでは、膨張動力を用いず、伝達動力のみを利用する非膨張形の作動を行うが、この形式のアクチュエータの、空気圧パワーを基準にした効率表示（機械効率を含まない）は、次式の値になる。

$$P_v / P_i = (1 - p_o / p) / \{\log_e(p / p_o)\}$$

第2章 空気圧エネルギー測定方法の検証

2.1 空気の間歇供給によるエアブローの省エネルギー

2.1.1 まえがき

近年、各々の事業所では空気圧システムを対象とした省エネルギー活動が活発に行われている。圧縮空気の用途別については、エアブローが空気消費量の約半分を使っている^{[1][2]}。エアブローは、機械に装置されたノズルあるいは手動のエアガンなどを指し、圧縮空気の噴流をワークに直接当てて、水切り、切り粉払い、冷却、搬送などに工場で幅広く使われている。その空気消費量を削減するには、ノズル数の削減や上流側配管系統の整備、ノズル径を小さくしノズル直前圧を上げるなどの省エネ対策が提案され、30%削減が達成されたほどの省エネ活動が行われていた^{[2][3][4][5]}。

しかしながら、これらの省エネ対策ではノズルが通常、減圧弁経由で圧縮空気を連続に供給される。工場エア配管内圧力はほとんどが 0.5~0.7[MPa(G、以後省略)]であるが、ノズルの供給圧は 0.2~0.4[MPa]が多い。よって減圧弁では約 0.3[MPa]減圧している。エアパワーの理論^[6]によると、減圧が有効エネルギーの損失をもたらすことが分かる。例えば、供給圧を 0.5[MPa]から 0.2[MPa]まで減圧すると、空気供給量が変わらないが、その有効エネルギーが 39%損失する。

本研究では、減圧で損失した有効エネルギーを利用するようにするために減圧弁の使用を廃除し、従来の圧縮空気の連続供給方式を間歇供給方式に変えることにより、ノズルの吹き出し効果を増強させると同時に、空気消費量を 50%以上大幅に削減できる新たな省エネ方法を提案する。

2.1.2 なぜ省エネできるか？

図 2.1.1 に示すように、従来のエアブロー供給回路では圧縮空気が連続に供給されるため、流量が一定となっている。一方、提案回路では圧縮空気が間歇に供給され、その流量が図 2.1.3 に示すように矩形の波形となっている。両者の空気消費量は、図 2.1.3 に示した塗りつぶした部分の面積から、提案回路の方がデューティ比によって少なくすることが可能である。

図 2.1.1 に示したように、配管内圧力を 0.5~0.7[MPa]とし、減圧弁二次側圧力を 0.2~0.4[MPa]とすると、次のエアパワーの計算式より、

$$P = p_a Q_a \ln \frac{p}{p_a} \quad (2.1.1)$$

エアパワーの損失率は 23%~39%である。ここに、 P はエアパワー、 p_a は大気絶対圧力、 Q_a は大気状態に換算した体積流量、 p は圧縮空気の圧力である。

一方、図 2.1.2 に示した回路では減圧がなく、上述したエアパワーの損失はない。このパワーはノズルの吹き出しに有効に利用されることになる。そのため、同様な吹き出し効果に所要の空気量が減り、省エネとなる。また、間歇供給によるパルスの噴流はワークの表面に付着するゴミ、粉塵、水などの除去にも効果的である。パルス状態の吹き出しによる衝撃効果がゴミなどの剥離に促進し、除去時間の短縮に貢献する。

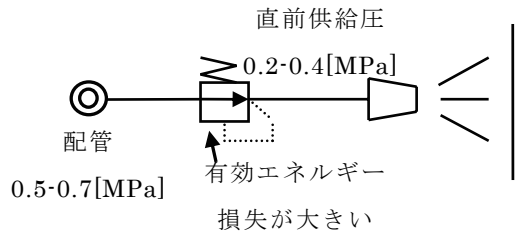


図 2.1.1 従来のエアブロー供給回路

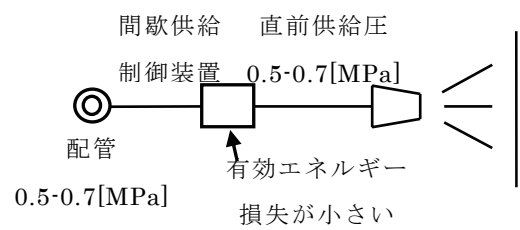


図 2.1.2 提案するエアブロー供給回路

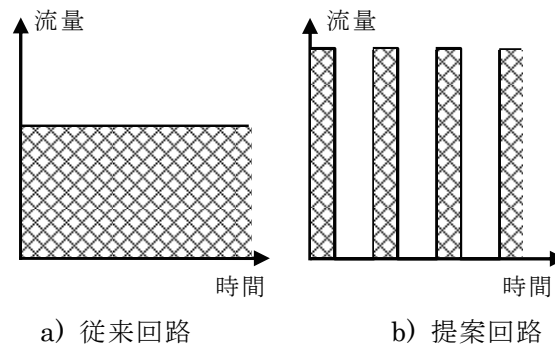


図 2.1.3 エアブローへ供給する空気流量

2.1.3 省エネ効果検証用の実験装置

提案する方法の省エネ効果を検証するために、実験装置を製作して実験を行う。

2.1.3.1 吹き出し効果を評価する実験方法の提案

ワークの表面に付着するゴミなどの除去は通常、所要吹き出し時間も短く再現性も低いいため、実験上で除去効果を定量化することが困難である。本研究では除去に粘性が主に働くことから、ゴミが付着するワークの代わりに、板に一定の厚みで塗ったグリースに圧縮空気を吹き当て、グリースの厚みの変化から吹き出し効果を定量化する方法を提案する。グリースのほかに色々な物質も試したが、グリースの再現性が一番良く最終にグリースを採用した。

圧縮空気をグリースに吹き当てると、中心から膜状のグリースが剥離して周りへ少しずつ移動する。図 2.1.4 に示すように、グリースの中心が薄くなっていく。一定の時間が経つとグリースの形状が変わらなくなり、飽和状態に達する。本研究ではグリースのこのような厚み変化を検出して、吹き出しの効果を評価する。

検出装置を図 2.1.5 に示す。グリースの上方に赤外線発光ダイオードを取付ける。その赤外線がグリースを通してその下の光センサに届く。通した光の強度はグリースの厚みにほぼ反比例する。グリースが薄いほど通した光が強い。一方、光センサの出力は通した光の強度に比例するため、グリースの厚みに反比例することになる。

図 2.1.6 は吹き出しに伴う光センサの出力（電圧ボルト）を示すものである。従って、光センサの出力を持って吹き出し効果を評価することができる。

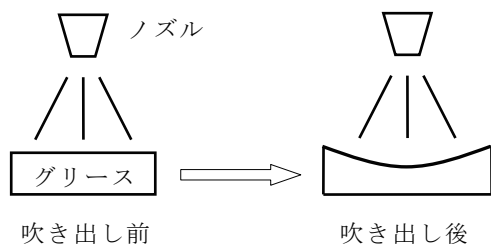


図 2.1.4 エアブローによるグリースの厚みの変化

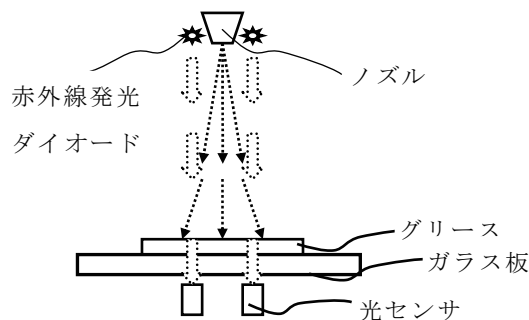


図 2.1.5 グリースの厚みを検出する装置

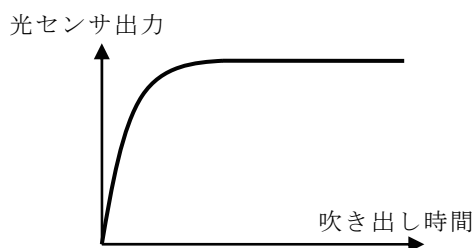
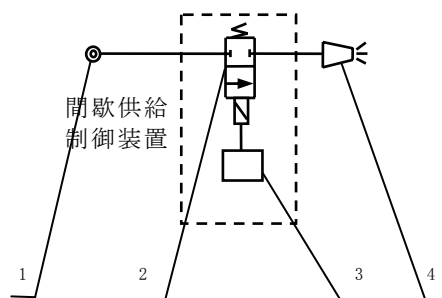


図 2.1.6 吹き出しに伴う光センサの出力



1ー空気圧源；2ー電磁弁；3ーPLC；4ーノズル

図 2.1.7 間歇供給制御装置

2.1.3.2 間歇供給制御装置

本研究では、図 2.1.7 に示す電磁弁と PLC を利用して空気を間歇に供給する。

2.1.4 省エネ効果の実験検証

まずは減圧弁で $0.3[\text{MPa}]$ の圧縮空気を先端直径 $2.5[\text{mm}]$ のノズルに連続に供給して、上述した実験装置の光センサの出力を記録する。その同時に、空気圧源から遮断されたバッファータンク内の圧力降下も検出して空気消費量を算出する。

次に、 $0.5[\text{MPa}]$ の圧縮空気を周波数 $10[\text{Hz}]$ 、デューティ比 50% で間歇に同一のノズルに供給して、連続供給と同様に光センサの出力と空気消費量を記録する。

それらの実験結果を図 2.1.8 に示す。横軸は空気消費量、縦軸は光センサの出力である。吹き出し効果が光センサ出力 $= 0.8[\text{V}]$ に達したときに、連続供給は $230[\text{dm}^3]$ の空気を要することに対して、間歇供給は $100[\text{dm}^3]$ しか消費しない。省エネ効果は非常に著しい。またこの場合、間歇供給は連続供給と比べて所要時間も 42% 短い。

2.1.5 間歇供給制御パラメータの考察

まずは間歇供給の周波数を考察する。図 2.1.9 は 5 種類の周波数下での吹き出し効果を示すものである。それらの結果より、周波数 $10[\text{Hz}]$ の時に吹き出し効果が一番良いことを明らかにした。

次に、周波数を $10[\text{Hz}]$ に設定して、 $0.5[\text{MPa}]$ 、 $0.6[\text{MPa}]$ 、 $0.7[\text{MPa}]$ の 3 種類の供給圧力でデューティ比を変えて吹き出し効果を確認した。図 2.1.10 は供給圧力 $0.3[\text{MPa}]$ 時の連続

供給の実験結果（0[Hz]の曲線）と、供給圧力 0.6[MPa]時の間歇供給の実験結果（0[Hz]以外の曲線）を示すものである。図 2.1.10 より、供給圧力 0.3[MPa]時の連続供給と同様な吹き出し効果（同様な飽和値）を得るために、間歇供給の場合はデューティ比を 18%に設定してよいことが分かった。供給圧力が変わると、このデューティ比の値がまた変わる。供給圧力 0.5[MPa]の時に 42%、供給圧力 0.7[MPa]の時に 11%と所要のデューティ比が変化する。

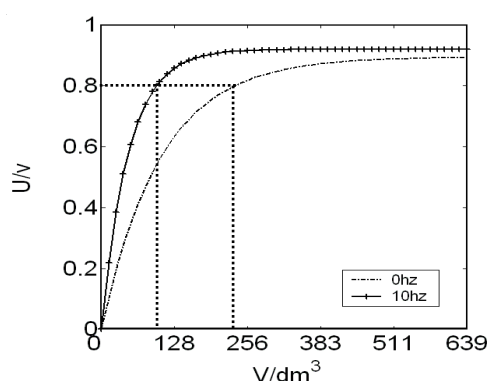


図 2.1.8 新方法の省エネ効果

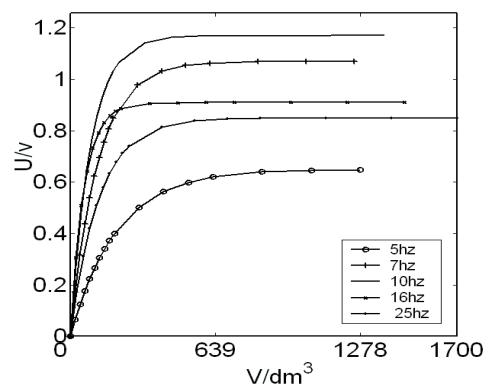


図 2.1.9 間歇供給の周波数の影響

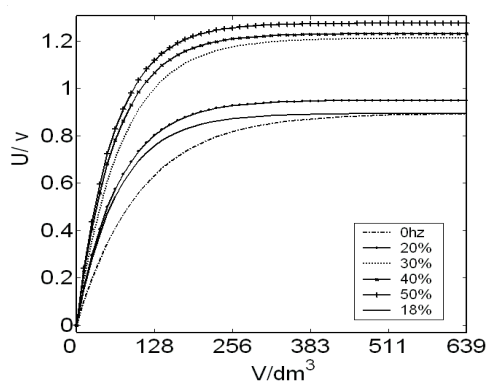


図 2.1.10 デューティ比による吹き出し効果

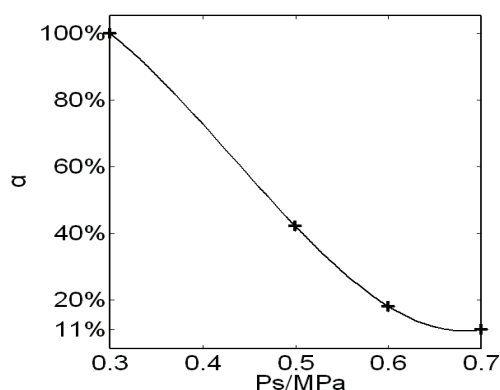


図 2.1.11 各圧力下でのデューティ比

表 2.1.1 間歇供給による省エネ効果

供給圧力[MPa]	0.3	0.5	0.6	0.7
所要デューティ比	100%	42%	18%	11%
空気削減率	—	28%	68%	78%

この関係を図 2.1.11 に示す。

この三つの圧力下で空気消費量を算出すると、表 2.1.1 に示す結果となる。供給圧力 0.3[MPa]の連続供給と比べて、供給圧力 0.7[MPa]の時に間歇供給は空気消費量を 78%削減できる。

2.1.6 あとがき

本節ではエアブローを対象として圧縮空気の連続供給を間歇供給に変えて、間歇ブローに

よる衝撃気流の物質除去効果を利用すると同時に、エネルギー損失が生じる供給圧の減圧という現場常用の省エネ手段を避け、その代わりにデューティ比を制御して空気消費量を低減させる新たな方法を提案した。実験結果により、新方法の省エネ効果が 50%以上著しいことが分かった。

参考文献

- 1) 平成 13 年度空気圧機器複合システムの省エネルギー化に関する調査研究報告書, (社)日本機械工業連合会, (社)日本フルードパワー工業会, 2002
- 2) 小根山: 空気圧システムの省エネルギーに関する現状と課題, フルードパワーシステム, Vol. 32, No. 4, 2001
- 3) 妹尾: エアブロー適正なエアブローシステムによる空気消費量の削減, 油空圧技術, Vol. 38, No. 6, 1999
- 4) 志熊: エアブロー最適利用によるエアー消費量の削減, 2000 年度省エネルギー事例全集, (財)省エネルギーセンター, 2000
- 5) Van Leer (UK) Ltd : Compressed air savings by leakage reduction and efficient air nozzles, CADDET Energy Efficiency, Result 402, 2001
- 6) Maolin Cai, Kenji Kawashima, Toshiharu Kagawa : Power Assessment of Flowing Compressed Air, Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2006, Vol.128, No.2, pp.402-405

2.2 新幹線車両における空気圧システムの消費エネルギーの解明

2.2.1 まえがき

これまで産業界において消費エネルギーとは電気エネルギーに対する電力量などの測定可能な物理量が定義されているが、空気圧システムにおいてはそれに対応する物理量は定義されていなかった。したがって空気圧に対しては省エネルギーといえば消費流量のみを評価していた。また、気体の非定常流れでは、流量自体の計測も困難であることから消費エネルギーの瞬時値ではなくシステム全体での消費量として評価していた。そこで著者らはエアパワーという概念を提案し⁷⁾、エアパワーメータという新しい計測システムを用いて空気圧システムのエネルギー効率を評価することを可能とした。

空気の有効エネルギーは圧力および流量から次式のように表すことができる。

$$P = p_a Q_a \ln \frac{P}{p_a} \quad (2.2.1)$$

なお、流量については層流型高速応答流量計⁸⁾を用いることにより、流量の瞬時値を計測した。

本研究では上記の有効エネルギー概念を用いて、新幹線車両における消費エネルギーの評価を行なう。

2.2.2 鉄道における省エネルギーへの取り組み

世界では環境への対策として全産業部門での省エネルギー化が進み、日本でもその要求が高まっている。その一環として鉄道車両の空気圧システムにおける消費エネルギーの評価が重要課題となっている。しかし、鉄道車両では、ブレーキ、サスペンション、ドア、各種サービス機器等多くの要素に空気圧が利用されており、各機器に使用されている空気の圧力や流量、温度等の特性をリアルタイムに監視できる状態とはなっていない。また、これらの設計では理論的な計算ではなくこれまでに蓄積された経験則によって基本設計が決められる場合が大部分であり、その効率と各部位の物理量も明らかにされていない。

本研究では JR 東日本の新幹線車両に使用されている現車の配管、機器における流量等をエアパワーメータを用いて測定し、そのエネルギー効率を明確にすることにより、将来的な効率向上による性能向上やコストダウンにつなげることを目的とする。さらに得られた結果から設計時の妥当性を評価する手法についても探ることとした。また車両配管をモデル化してシミュレーションを行い、試験結果との比較を行った。

2.2.3 車両試験

2.2.3.1 試験対象

測定対象となる鉄道車両及び部位は以下の点を考慮して決定した。

- ・ 空気の各物理量の変化を測定可能な空気圧機器を搭載
- ・ 独立した空気圧系を構成し、その系での測定・評価が可能
- ・ 測定試験を行う車両、場所の確保ができる
- ・ 設計時の検討内容と測定結果から、妥当性検証が行える

上記を考慮して検討した結果、JR 東日本が運行・管理する E3 系新幹線電車（秋田新幹線用車両）を測定対象とし、測定部位はフルアクティブサスペンションを構成する空気圧系とした。フルアクティブサスペンションとは、車体の振動を空気アクチュエータを用いて強制的にその振動を打ち消すシステムである。このフルアクティブサスペンションシステムは、平成 9 年の秋田新幹線開業時には車両に搭載されていないシステムであり、その後サービス向上を目指して設計、搭載されたシステムである。そのため、下記のような特徴がある。

- ・追加工事として設計・施工されたため、ある程度独立した空気圧システム系となっている
- ・関係する空気圧機器に、レイアウト上の制約がある（補助空気タンク容量）
- ・後から車両に搭載されたため、空気配管の径や長さが既存の機器を避けるために効率を考慮した設計となっていない
- ・特に補助空気タンク容量は、システムの性能上 60L×2 台の容量が求められていたが、車両スペースの関係上 1 台は 50L のタンクしか搭載することができず、代わりに配管径を 60L タンクの配管より太くした経緯がある。

以上の理由より E3 系新幹線電車のフルアクティブサスペンションシステムを対象に、JR 東日本の秋田車両センター内で測定を行った。

2.2.3.2 試験装置

図 2.2.1、図 2.2.2 にエアパワーの各測定位置を示す。まず空気圧縮機直後に 1 点、次にメイン test ラインからフルアクティブサスペンションへ分岐した直後に 1 点、さらに曲がり管を通過した後に 1 点、さらに補助タンクの後に 1 点、最後にアクチュエータ手前に 1 点の計 5 点とした。

試験は車両に搭載されているモニタ装置を用い、フルアクティブサスペンションの自動試験機能を利用して測定を行った。これは、空気圧アクチュエータに加速度信号を入力し、その信号に対する応答を計測することにより、各機能が正常動作を行っているかどうか診断するものである。

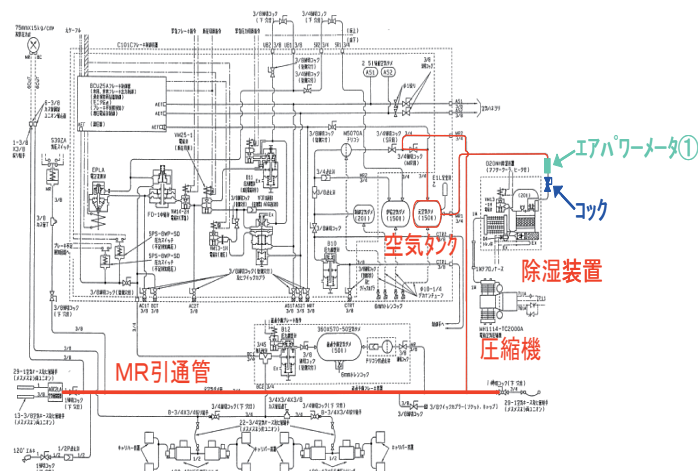


図 2.2.1 エアパワーの測定位置

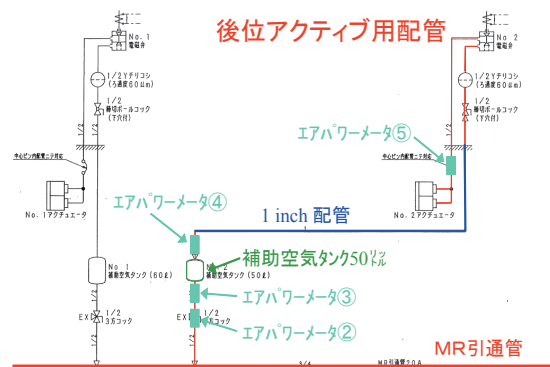


図 2.2.2 エアパワーの測定位置

2.2.3.3 試験結果

圧力流量の測定結果を図 2.2.3、図 2.2.4 に示す。圧力の測定結果をみると、測定点①から④まではほぼ同様の圧力を示していることから、車両にバッファとして搭載している空気タンク（元のタンクと補助タンク）が十分な容量を有していることがわかる。一方空気アクチュエータ直前の測定点⑤の圧力変動は、アクチュエータが車両を左右に振動させるために空気室へ空気を供給する際に発生しているものであるが、最大でも元圧に対して 5 % 程度の低下であることから設計上十分許容範囲であるといえる。次に流量の測定結果を見ると測定点⑤が下流になるに従って流量が増えていき、またアクチュエータの動作によく追従した流量波形が得られた。ただし、測定点⑤の流量が、測定レンジオーバーのために流量が増えた部分で測定できなかった。

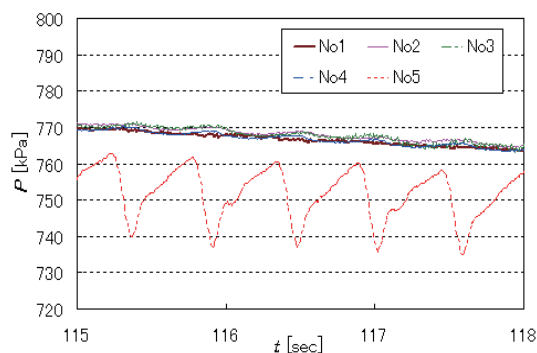


図 2.2.3 各位置での圧力

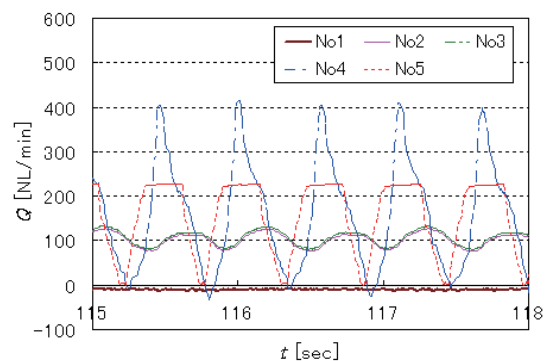


図 2.2.4 各位置での流量

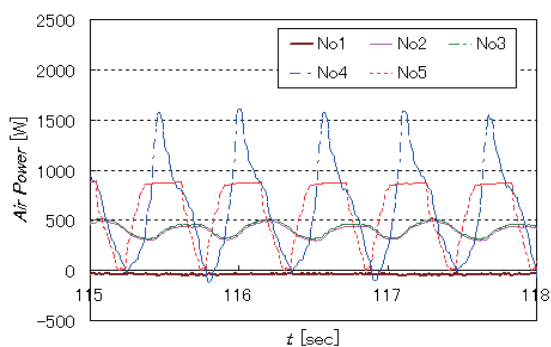


図 2.2.5 各位置でのエアパワー

以上の結果から、このフルアクティブサスペンションシステム系に使用されたタンク容量、配管径や長さ等は、その機能に影響を及ぼしていない、つまりこの空気圧系の設計は妥当なものであったと判断できる。

次にこの時のエアパワーの測定結果を図 2.2.5 に示す。エアパワーは式(2.2.1)にあるように圧力と流量の関係で表されるが、今回の試験では圧力が大きく変動しないことから流量と同じような波形となった。

2.2.4 シミュレーションによる解析

シミュレーションでは、管路の解析に適用範囲の最も広い格子差分法を用いる。格子差分法は、管路を数個に分割し、運動方程式と連続の式を適用し、空間・時間に対して微分して得られるモデルである。その数値計算値は風上差分法が使われる⁹⁾。図 2.2.6 に示すようにバッファータンクを抵抗容量系、管路を分布定数系とする。流れを一次元と仮定し、基礎方程式を以下に示す。

[運動方程式]

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\lambda}{2d} u^2 = 0 \quad (2.2.2)$$

[連続の式]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (2.2.3)$$

[エネルギー方程式]

$$\frac{\partial}{\partial t} \left\{ \rho A \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho u A \left(e + \frac{u^2}{2} + \frac{P}{\rho} \right) \right\} = h \pi D (\theta_a - \theta) \quad (2.2.4)$$

[状態方程式]

$$P = \rho R \theta \quad (2.2.5)$$

電磁弁など絞りを通過するときの流量式は下式を用いた。

$P_d/P_u < 0.528$ において

$$G = SeP_u \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{R\theta(\kappa + 1)}} \quad (2.2.6)$$

$P_d/P_u \geq 0.528$ において

$$G = SeP_u \sqrt{\frac{2\kappa}{R\theta(\kappa + 1)} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{(\kappa + 1)}{\kappa}} \right\}} \quad (2.2.7)$$

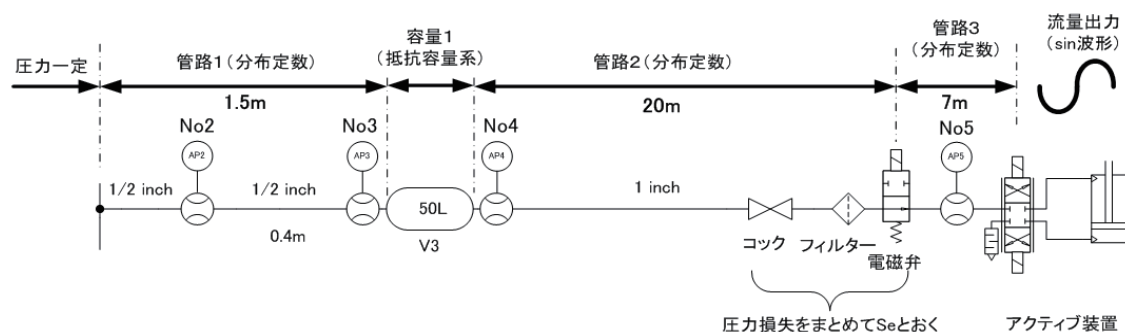


図 2.2.6 車両配管のモデル

以上の式を用いて計算を行なった。また、境界条件として空気流入部をバッファとし、空気流出部をアクチュエータを想定して流量の正弦波とした。

圧力変化を計算した結果を図 2.2.7 に示す。ここで測定点①は計算箇所の対象外となるため省略した。測定点②～④までは実験結果とよく一致した。また測定点⑤については圧力振幅が試験結果より若干小さくなった。これは直管パイプをモデルとしており、曲がりによる圧損を考慮していないためである。また、波形の形状が若干違うが、これはモデルの出力を正弦波で与えているのに対し、実機はバルブの特性からきれいな正弦波の流量を出力していないためである。よって曲り管の圧損とアクチュエータの詳細な特性を考慮することによりさらに結果向上につながると考えられる。

以上より若干の差異はあるものの今回使用した管路モデルを用いることにより実機試験の傾向を十分再現できたと言える。

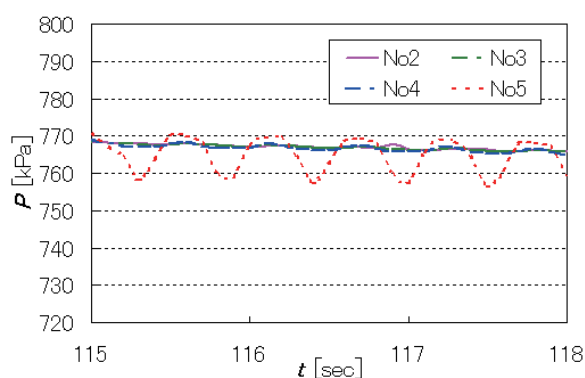


図 2.2.7 各位置での圧力 (シミュレーション)

2.2.5 まとめ

本節では鉄道車両に使用されている空気圧機器に対し、非定常状態の圧力、流量およびエアパワーをリアルタイムに測定可能であることを示せた。また、シミュレーションにより圧力等の推定が可能になったことがわかった。

参考文献

- 7) 蔡・船木・川嶋・香川：省エネのためのエアパワーメータの開発，平成 15 年度春季フルードパワーシステム講演会講演論文集，東京，日本， pp.119/121 (2003)
- 8) 船木達也，川嶋健嗣，香川利春：高速応答を有する気体用層流流量計の特性解析，計測自動制御学会論文集，Vol.40, No.10, pp.1008-1013 (2004)
- 9) 王涛，川嶋健嗣，篠塚京二，香川利春：高圧ラインガス供給システムの動特性解析，第 25 回日本シミュレーション学会大会， pp.9-12 (2006)

2.3 空気圧システムの省エネルギー

(油空圧 2006.4 特集 油圧・空気圧・水圧の発展と現状)

1974 年の第一次オイルショックで空気圧システムの省エネルギー（以下省エネ）が喧伝され始め、これから省エネ法「エネルギー使用の合理化に関する法律：1989 年」が制定されるまでは、主に圧縮空気の消費者と圧縮機や関連機器メーカー間で個別の事例ごとに対応が行われた。1995 年の同法改正で実質的規制が始まり、電力・石油消費に関する目標が設定され、1200 万 kWh/年を超える電力を消費する事業所は、生産量当たりほぼ年 1 %の電力削減目標が示され、製造業を中心に圧縮機及び空気圧システムを含む消費機器に関わる省エネ化が加速された。最も迅速に対応したのは圧縮機業界で、圧縮比の適正化、設置台数及び運転制御の改善などにより、次の省エネルギー法改正までの目標をほぼ達成した。

この省エネ法は、次のようにほぼ 5 年ごとに改正され、現在では空気圧縮機及び消費機器のより細かい分野にまで規制の影響が及ぶようになってきている。

1989 年 省エネ法制定

1995 年 同法を改正し電力・石油消費の多い主業種・事業所に削減目標設定

1999 年 同法を改正し適用事業所を拡大

2005 年 同法を改正（2006.4 実施）し事業所の限定を廃止、電力・石油の目標を統合
1999 年の改正後圧縮機を駆動する電動機の効率が、JIS などですれまでの 85 %と程度とされていたものを 93 %前後にまでに高めるような改善目標が提示され、さらに圧縮機の負荷変動を生じた際にも電動機を効率良く運転するため、インバータによる電流制御も合わせ一般化した。

一方、空気圧消費機器・システム側もこの間省エネ促進を図ってはいたが、前者に比べると低い実効レベルに止まっていた。これには次のような背景があったものと思われる。

(1) **多分散消費** 空気圧システムは、電動ほどではないが、圧縮性が圧力や流量変動に対する補償作用を与えるため、集中空気源一多分散消費系が構成でき、多様な製造工程に容易に適用できる利点があるが、反面、機器は小型・多数・多様なものになり空気源のように集中大型化による効率改善や、決まった省エネ対策などが困難であった。

(2) **LCA** ライフサイクルアセスメント的には、小型の機器は運転中よりも製造・廃棄に関わるエネルギー消費の方がずっと大きくなるため、複雑化あるいは高コスト化を伴う省エネ化は、逆効果になる恐れがあった。

(3) **電動化** 空気を 0.5 MPa 程度に圧縮する場合、圧縮仕事の 50 %に達する放熱損失を伴うことから、基本的に回転運動の電動モータ仕事に比べ効率がかなり悪いとの認識が浸透し、一部の事業所では、電動化による脱空気圧的な省エネ改善運動がトップダウンで進められた（使用場所によっては必ずしも電動化が省エネにつながらないため、予測されたものよりは部分的な転移に止まっている）。

(4) **情報の分断** 国内では圧縮機、空気圧機器及びシールは別の業種・メーカー・事業部で作られ、熱、漏れ、摩擦及び効率などの、空気圧の省エネに関わる考え方についての連携した情報交換が少なく、また工学的な研究テーマとしても該当分野がはっきりしていなかった。

しかし、電動機及び圧縮機の改善及び電動化は一段落しており、さらなる省エネ法の要求に対応するためには、空気圧機器・システム側でもより確かな省エネを実施しなければならない状況にあるので、ここでは、机上の解ではあるが、いくつかの実効性の高い改善の方策とその全体の配列などについて次に示してみる（図 2.3.1 参照）。

- (1) 小型・低頻度の機器・システム①では、標準化促進、製造集中、高圧化など。
- (2) 大型・高頻度の機器・システム②～⑤では、圧縮機の放熱低減が最も有効なので、前述の補償性を維持できる範囲で、圧縮機の入口と出口間の圧力比を下げる（下げ過ぎると機器間の圧力干渉が大きくなる）。現在は、出口側の降圧で対応している事例がほとんどであるが、将来的には図の低圧圧縮機を使った入口側昇圧の方が有望と思われる。
- (3) 前項に該当する場合、一部のエアモータのように膨張仕事も出力に変換できるようにする。これは、簡単にはバルブタイミングの制御③によっても可能である。
- (4) 空気圧バランサのように 1 サイクルの仕事の収支がゼロになる場合⑤には、主要な空気はアキュムレータとやり取りし、制御に必要な最小限の空気のみ排気する。
- (5) 空気の減圧は、圧力降下の一部が損失（あまり理解されていない）になるだけなので、機器ごとに細かく減圧（特に④）し必要最小限の圧力のみを供給する。
- (6) 仕事をしないで空気を貯留・排出するバルブと機器間の配管は、保守性、安全性を考慮した上で、最小限にする。
- (7) 大気中への噴流（ブロー）仕事⑥では、流れが音速に達すると縮流部に衝撃波が発生し直後の下流でエントロピーが増加し、噴流仕事の効率が低下するので、上流圧力を衝撃波が発生しないように設定する。また多量に低圧ブローする場合には、吐出圧の低い専用のブロワを利用する。
- (8) 真空吸着⑦では、静止保持したゼロ流量時の真空源の省エネを考慮する（例えばエジェクタによるパルス吸引）。

最後に、以上は熱・流体的な考察であるが、機械効率及び漏れ損失改善も同等の省エネ要素であり、ここでは省略するがこの方面からのアプローチも当然必要になる。

空気圧のエネルギーは、流量、圧力及び温度のそれぞれに影響されるため、いくつかの表現法が使用されているが、省エネ化促進にはこれらを集約する必要がある。従来圧縮機同様の断熱工業仕事が主になっていた表現は、空気圧アクチュエータが理論的に出力可能な最大仕事に等しい等温工業仕事を基準した方式に移行させることが望ましく、最近では、リアルタイムに計測できる測定器も供給されているので、今後はこのような機器を利用し、より妥当性ある省エネ評価を可能としたシステムの構築が必要になると思われる。

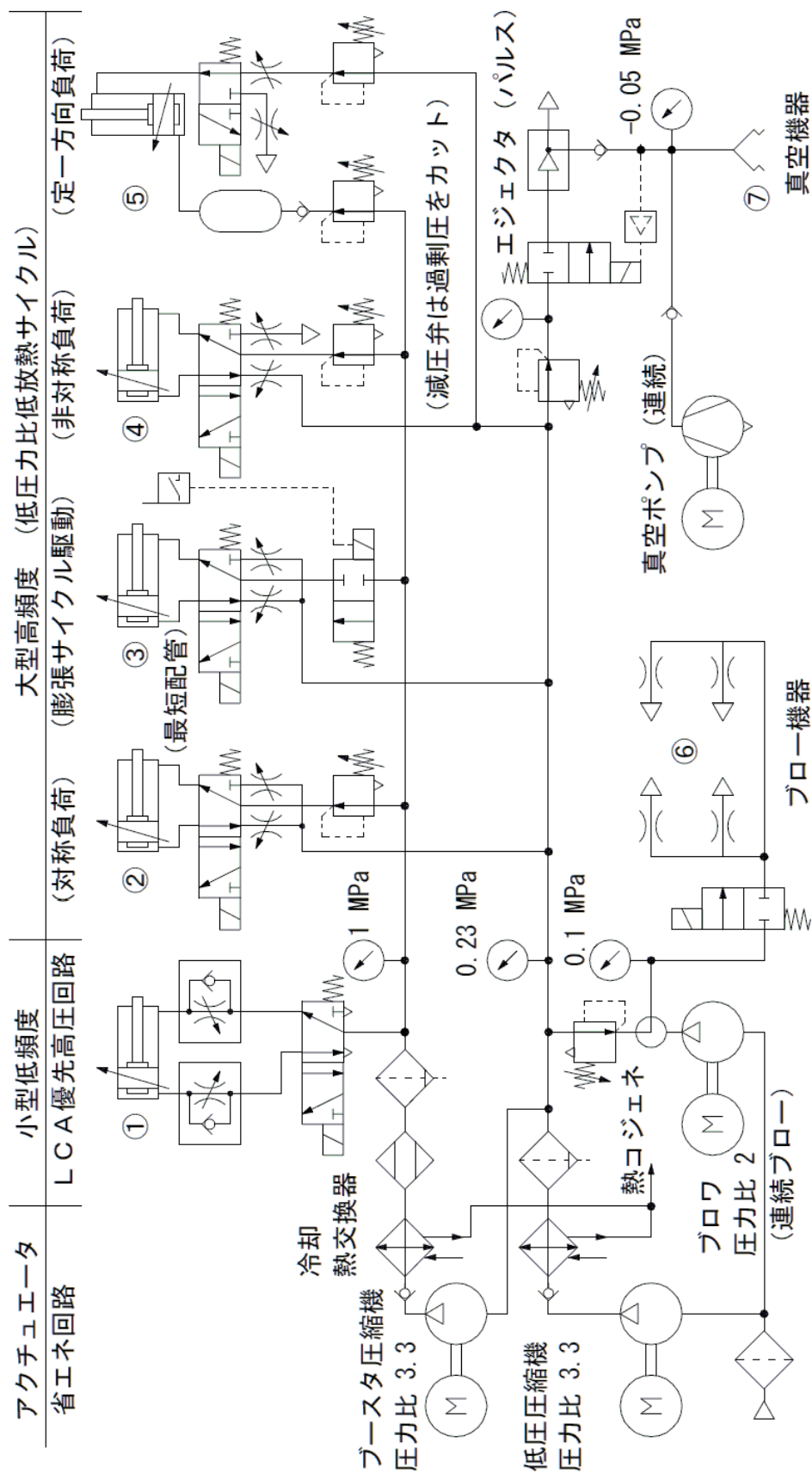


図 2.3.1 省エネ対応回路・サイクルの例

第3章 調査及び文献・資料収集

本調査研究の一環として19年度は、省エネ化実施活動の基本となる、省エネルギー法への対応状況について、調査研究委員会参加会社に対しヒアリング調査を行った。また、次平成20年度においてこの結果を反映させた、より広域なアンケート調査を行うものとしているので、その調査票（案を）次に示す。

3.1 研究委員会参加会社における省エネルギー法対応状況のヒアリング調査

「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」

第1回分科会ヒアリング調査

標題の調査研究事業の一環として調査研究参加企業委員に対し、次の次項についてヒアリング調査を行います。事業所の関係者の意見も収集の上ご回答ください。調査・分析結果は、委員会報告として掲載します。

3.1.1 省エネ法※¹の“エネルギー使用の合理化に関する事業者の判断の基準”についてのヒアリング

※ 省エネ法：エネルギーの使用の合理化に関する法律

次表左覧に同基準の中で空気圧システムに係る項目を示します。右覧に、実際の省エネ活動との一致／相違などについて回答ください。また、ご意見を記載下さい。

“エネルギー使用の合理化に関する事業者の判断の基準”中の 空気圧関連項目抜粋 注. 太字は原文を空気圧用語に置換したもの	ヒアリング回答／ご意見 () 内に要約した標題を示します。
I エネルギーの使用の合理化の基準 工場又は事業場においてエネルギーを使用して事業を行う者は、燃料並びに熱及び電気の合計のエネルギーの使用の合理化を図るため燃料並びに熱及び電気の特性を十分に考慮するとともに、技術的かつ経済的に可能な範囲内で工場全体のみならず設備単位によるきめ細かいエネルギー管理を徹底し、かつ、エネルギーの使用に係る各過程における主要な設備に関して次に掲げる諸基準を遵守することを通じ、当該工場におけるエネルギーの使用の合理化の適切かつ有効な実施を図るものとする。	

1 燃料の燃焼の合理化	省略
2 加熱及び冷却並びに伝熱の合理化 2-1 加熱設備等	省略
2-2 空気調和設備、給湯設備等 (以下、空気調和に関する項目は、空気調和を空気圧と読み替えることで、空気圧設備にも適用できるので、記載している。) (1) 空気圧設備 ② 空気圧設備の空気圧源設備の管理は、外気条件の季節変動等に応じ、空気圧源機とポンプ、冷却塔等の補機とを含めた設備の総合的なエネルギー効率を向上させるように管理標準を設定して行うこと。	(季節変動管理、例. 圧縮機冷却設備調整管理) B社 工場コンプレッサ、使用設備共に季節変動管理への対応はしていない模様 D社 外気温度の変動にあわせ、冷却塔の設定を変更 E社 管理基準は設定していない。ISO14000の中で目標を定めている。 F社 不要。省エネ活動に一致
(2) 空気圧設備の計測及び記録 ② 空気圧設備を構成する空気圧源設備、空気圧圧縮機、ポンプ、ファン等は、個別機器の効率及び空気圧設備全体の総合的な効率の改善に必要な事項の計測及び記録に関する管理標準を設定し、これに基づきこれらの事項を定期的に計測し、その結果を記録すること。	(効率改善のための計測及び記録) B社 工場コンプレッサは専用個票を用い対応。 B社 空気圧使用設備は設計前計画値設定、実測値を専用フォームで対応 E社 効率改善のための計測記録は行っていない。 F社 不要。省エネ活動に一致
(3) 空気圧設備の保守及び点検 ① 空気圧設備を構成する熱源設備、空気圧機、ポンプ、ファン、配管、ダクト等は、フィルターの目詰まり及びドレントラップに付着したスケールの除去等個別機器の効率及び空気圧設備全体の総合的な効率の改善に必要な事項の保守及び点検に関する管理標準を設定し、これに基づき定期的に保守及び点検を行い、良好な状態に維持すること。	(効率改善のための保守点検) H社 定期的に保守点検を行っている。 B社 工場コンプレッサは日常点検、定期点検を専用個票を用い対応。 B社 コンプレッサ後のドライヤ、フィルタも同様。個々の設備のフィルタなどは特に対応していない模様。 E社 一般的な設備の管理基準の中で保守点検を行っている。 他 全体の省エネ活動に一致

③ 空気圧設備の自動制御装置の管理に必要な事項の保守及び点検に関する管理標準を設定し、これに基づき定期的に保守及び点検を行い、良好な状態に維持すること。	(自動制御の管理) B社 工場コンプレッサは日常点検、定期点検を専用個票を用い対応。 B社 コンプレッサ後のドライヤ、フィルタも同様。 個々の設備のフィルタなどは特に対応していない模様。 E社 一般的な設備の管理基準の中で保守点検を行っている。 他 全体の省エネ活動に一致
(4) 空気圧設備新設に当たっての措置 ① 空気圧設備を新設する場合には、次に掲げる事項等の措置を講じることにより、建築物判断基準中、空気圧に関する事項を踏まえ、エネルギーの効率的利用を実施すること。	(設備新設時のエネルギー効率考慮) A社 複数台の圧縮機のうち、1台をインバーター機とし、台数制御を行う事でもっとも効率的な稼動をさせる。 B社 過剰仕様にならない適正設計、従来設備より省エネになる目標設定に努める」という指示で対応 他 全体の省エネ活動に一致
4) 圧縮機及びポンプを負荷変動の大きい状態で使用するとき、負荷に応じた運転制御を行うことができるようにするため、回転数制御装置等による変風量システム及び変流量システムを採用すること。	(負荷変動と変流量システム、例、インバータモータ駆動) A社 インバータ機と台数制御で効率的な運転をする。 B社 コンプレッサをインバータ駆動した例はあるようだが効果は不明 D社 インバータ制御により負荷変動に対応 E社 新規に導入したコンプレッサはインバータ制御を採用した。 F社 変風量⇒圧力保持でも良いのでは。全体の省エネ活動に一致
3 廃熱の回収利用 4 熱の動力等への変換の合理化	省略
5 放射、伝導、抵抗等によるエネルギーの損失の防止 5-1 放射、伝導等による熱の損失の防止 (1) 断熱の基準 (2) 熱の損失に関する計測及び記録	省略

(以下、熱に関する項目は、熱を空気圧と読み替えることで、空気圧設備にも適用できるので、記載している。) (3) 熱空気圧利用設備の保守及び点検 ② ドレントラップ不良等による空気の漏えいを防止するように保守及び点検に関する管理標準を設定し、これに基づき定期的に保守及び点検を行うこと。	(ドレン排出損失) A社 日常点検により異常確認(日常点検表に記入) B社 工場コンプレッサは日常点検、定期点検を専用個票を用い対応。 B社 コンプレッサ後のドライヤ、フィルタも同様。個々の設備のフィルタなどは特に対応していない模様 E社 管理基準に基づき保守点検を行っている。 F社 「スチームトラップ」を「配管」に追加。全体の省エネ活動に一致
(4) 空気圧利用設備の新設に当たっての措置 ② 空気圧利用設備を新設する場合には、熱空気圧利用設備の開口部については、開口部からの空気流等による熱の放散を行うこと。	(空気源設備の換気放熱) A社 換気ダクトを各コンプレッサ排気口上部に設けて強制排出。冬季は室温維持の為温度センサーによりファンを断続運転。 B社 不明 E社 換気により熱の放散を行っている。 他 全体の省エネ活動に一致
5-2 抵抗等による電気の損失の防止	省略
6 電気の動力、熱等への変換の合理化	
6-1 電動力応用設備 (1) 電動力応用設備の管理 ① 電動力応用設備については、電動機の空転による電気の損失を低減するよう、始動電力量との関係を勘案して管理標準を設定し、不要時の停止を行うこと。	(空転損失、無効仕事・電流) B社 工場コンプレッサはI2-2(2)②同様専用個票を用い対応。 B社 個々の設備は「必要な時のみ供給する制御構成とすることを原則」としている(ex.節電回路) D社 無負荷運転に対応 E社 管理基準は設定していない。 他 全体の省エネ活動に一致

② 複数の電動機を使用するときは、それぞれの電動機の適正な需要率が維持されるように管理標準を設定し、稼働台数の調整及び負荷の適正配分を行うこと。	(台数制御) A社 インバータ機と台数制御で効率的な運転をする。 B社 工場コンプレッサは I 2・2(2)②同様専用個票を用い台数制御で対応 D社 該当なし E社 行っていない。 他 全体の省エネ活動に一致
③ ポンプ、ファン、ブロワー、コンプレッサー等の流体機械については、管理標準を設定し、その使用端圧力及び吐出量の見直しに基づく台数制御、回転数の変更、配管変更、インペラークット、回転数制御等により、送出力及び圧力を適正に調整し、電動機の負荷を低減すること。	(流体機械の流量、圧力調整) A社 圧力は、耐久試験指定圧力があるため調整しない。 耐久試験用のマニホールドを見直し、エア消費量を低減させた。 B社 工場コンプレッサは I 2・2(2)②同様専用個票を用い対応 D社 インバータ制御機を導入 E社 行っていない。 他 全体の省エネ活動に一致
⑥ その他、電気の使用の管理は、電動力応用設備の電気使用設備ごとに、その電圧、電流等電気の損失を低減するために必要な事項についての管理標準を設定して行うこと。	(電氣的損失管理基準) A社 機械室毎の電力使用量を把握できる設備を設置したが監視に利用。 B社 工場コンプレッサは I 2・2(2)②同様専用個票を用い対応。 B社 個々の設備は I 2・2(2)②同様専用フォームを用い対応。 D社 一致 E社 管理基準は設定していないが、損失低減の措置を講じている。 他 全体の省エネ活動に一致

(2) 電動力応用設備に関する計測及び記録 電動力応用設備の設備については、電圧、電流等電気の損失を低減するために必要な事項の計測及び記録に関する管理基準を設定し、これに基づきこれらの事項を定期的に計測し、その結果を記録すること。	(電氣的損失計測及び記録) A社 電力管理システムにより監視。 B社 工場コンプレッサは I 2-2(2)②同様専用個票を用い対応 B社 個々の設備は、立上り前は I 2-2(2)②同様専用フォームを用い対応、立上り後は個別ライン単位で対応 D社 一致 E社 管理基準は設定していないが、必要に応じて計測・記録を行っている。 他 全体の省エネ活動に一致
(3) 電動力応用設備の保守及び点検 ① 電動力応用設備は、負荷機械（電動機の負荷となる機械をいう。以下同じ。）、動力伝達部及び電動機における機械損失を低減するように保守及び点検に関する管理基準を設定し、これに基づき定期的に保守及び点検を行うこと。	(電動機駆動設備の機械損失管理) A社 社内基準の点検サイクルで定期点検。日常点検で異常が発見された場合は、都度異常処置を実施。 B社 工場コンプレッサは I 2-2(2)②同様専用個票を用い対応。 B社 個々の設備の一部においては負荷異常検出を目的に電流値などの常時監視しているものもある。 D社 定期的にメンテナンスを実施 E社 管理基準を設定し行っている。 他 全体の省エネ活動に一致
② ポンプ、ファン、ブロワー、コンプレッサー等の流体機械は、流体の漏えいを防止し、流体を輸送する配管の抵抗を低減するように保守及び点検に関する管理基準を設定し、これに基づき定期的に保守及び点検を行うこと。	(流体機械の漏えい防止、配管抵抗低減) A社 24時間稼動が基本のため、長期休暇前夜に、全ての機器を停止して配管漏れのチェックを行う。 B社 工場コンプレッサは I 2-2(2)②同様専用個票を用い対応。 B社 末端までの漏れ点検、管理基準は工場個別管理のため詳細不明。 E社 一般的な設備の管理基準の中で保守点検を行っている。

	G社 一致するがメイン・端末での圧力管理を追記する。 他 全体の省エネ活動に一致
(4) 電動応用設備の新設に当たっての措置 電動応用設備であって常時負荷変動の大きい状態で使用することが想定されるような設備を新設する場合には、負荷変動に対して稼働状態を調整しやすい設備構成とすること。	(電動機駆動設備の負荷変動に対応した調整) A社 インバータ機と台数制御で効率的な運転をする。 B社 「動力等の省エネ運転方式」で設備仕様を提示し対応。ex.インバータ制御・可変容量ポンプ・運転範囲指定など。 D社 導入済み E社 行っている。 G社 一致するが、負荷変動対策でタンク等の配置を追記したら、 他 全体の省エネ活動に一致
6-2 照明設備、昇降機、事務用機器、民生用機器等	省略

Ⅱ エネルギーの使用の合理化の目標及び計画的に取り組むべき措置 事業者は、上記Ⅰに掲げる諸基準を遵守するとともに、エネルギー消費原単位を工場又は事業者ごとに中長期的にみて年平均1%以上低減させることを目標として技術的かつ経済的に可能な範囲内で次に掲げる諸目標及び措置の実現に努めるものとする。	(法の削減目標) A社 ISO14001で目的目標を定め、トータル企業コスト・エネルギーの効率利用で、使用量 5%削減を目指している。 A社 光発電の利用を検討中。 B社 「トヨタ環境取組プラン」より、生産におけるCO₂低減取組み → 生産技術の革新等、画期的な生産性向上によるCO₂低減の推進 → 新エネルギー利用技術の開発と導入 CO₂排出量低減目標 2010年度▲20% (1990比) C社 社内目標 D社 省エネ法およびISO14001環境活動の一環として削減計画、実施 他 全体の省エネ活動に一致
1 エネルギー消費設備等に関する事項 (1) 燃焼設備	省略
(2) 熱利用設備 ④ 放熱等を行う設備の伝熱面は、その性状及び形状を改善することにより、熱伝達率を向上させるよう検討すること。	(空気源設備の熱伝達放熱) B社 不明 D社 導入時に効率のよい設備を採用 E社 該当なし。 他 全体の省エネ活動に一致
⑤ 放熱等を行う設備の熱交換に係る部分には、熱伝導率の高い材料を用いるよう検討すること。	(空気源設備の熱伝導放熱) B社 不明 D社 導入時に効率のよい設備を採用 E社 該当なし。 他 全体の省エネ活動に一致

(3) 廃熱回収装置	省略
(4) コージェネレーション設備 ① 蒸気又は温水需要が大きく、将来年間を総合して排熱の十分な利用が可能であると見込まれる場合には、コージェネレーション設備の設置を検討すること。	(暖房など放熱利用) A社 機械室・耐久試験室は、暖房のためコンプレッサの廃熱を利用。 B社 不明 D社 実施なし。費用対効果がよければ採用 G社 一致 他 全体の省エネ活動に一致
(5) 電気使用設備 ①電動機は、高効率のものを採用するよう検討することとし、全閉形電動機のうち出力0.2～160Kwで高効率のものを採用する場合にあつては別表第5(A)、保護形電動機のうち出力0.75～160 Kwで高効率のものを採用する場合にあつては別表第5(B)に掲げる効率以上のものを目標として検討すること。別表第5(A)→末尾	(高効率モータの使用) B社 「動力等の省エネ運転方式」で特殊なケースの場合高効率モータ採用を設備仕様として提示し対応 D社 実際には、別表第5の効率を参照し採用は行わない。仕様や効率などを考慮した上で採用。 E社 行っている。 他 全体の省エネ活動に一致
② 電動力応用設備を負荷変動の大きい状態で使用するときは、負荷に応じた運転制御を行うことができるようにするため、回転数制御装置等を設置するよう検討すること。	(モータ回転数制御) B社 「動力等の省エネ運転方式」で特殊なケースの場合インバータ制御を設備仕様として提示し対応 D社 インバータ機を導入 E社 行っている。 他 全体の省エネ活動に一致
③ 電動機はその特性、種類を勘案し、負荷機械の運転特性及び稼働状況に応じて所要出力に見合った容量のものを配置するよう検討すること。	(モータサイズの適正化) B社 過剰仕様にならない適正設計、従来設備より省エネになる目標設定に努める」という指示で対応 D社 導入時に考慮 他 全体の省エネ活動に一致

④ 受電端における力率を95%以上とすることを目標として、別表第4に掲げる設備（同表に掲げる容量以下のものを除く。）又は変電設備における力率を進相コンデンサの設置等により向上させるよう検討すること。	（モータの力率改善） B社 不明 D社 実施済み E社 達成している。 他 全体の省エネ活動に一致
⑦ エアーコンプレッサーを設置する場合において、小型化し、分散配置することによりエネルギーの使用の合理化が図れるときは、その方法を検討すること。 また、圧力の低いエアーの用途には、エアーコンプレッサーによる高圧エアーを減圧して使用せず、低圧用のブロワー又はファンの利用を検討すること。	（圧縮機の分散配置） A社 37 Kw 5台（内 インバーター3台）により分散稼動中。 B社 一部高圧が必要なラインにおいては、昇圧用ベビコンを個別配置。 B社 設備単位のコンプレッサ配置は例が無い。 D社 分散配置の方が効率的であれば、採用 E社 行っている。 G社 一致 （ブロワーの使用） B社 不明 D社 効率的が良ければ採用 E社 行っていない。 G社 相違：実際使用すると、配管の圧力損失がより大きく使用不可のケースが多い。 他 全体の省エネ活動に一致
(6) 空気調和設備、給湯設備、換気設備、昇降機設備等 (7) 照明設備	省略

2 その他エネルギーの使用の合理化に関する事項 (1) 空気圧エネルギーの効率的利用のための検討 熱の効率的利用をはかるためには、有効エネルギー（エクセルギー）の観点からの総合的なエネルギー使用状況のデータを整備するとともに、熱利用の温度的な整合性改善についても検討すること。	（エクセルギーによる効率検討） B社 不明 D社 エクセルギーによる効率検討の実施なし。 E社 行っていない。 他 全体の省エネ活動に一致
(2) 余剰蒸気の活用等 (3) 未利用エネルギーの活用	省略
(4) エネルギー使用合理化に関するサービス提供事業者の活用 エネルギーの使用の合理化を総合的に進めるために必要な措置を講ずるに当たっては、ESCO（Energy Service Company）事業者等（エネルギーの使用の合理化に関する包括的なサービスを提供する者をいう。）によるエネルギー効率改善に関する診断、助言、エネルギーの効率的利用に係る保証の手法等の活用についても検討すること。	（コンサルタントの利用） A社 特になし。NEDOの補助による光発電の利用を検討中。 B社 不明 C社 社内ESCOの利用 D社 必要があれば、ESCO事業者によるサービス検討 E社 行っていない。 他 全体の省エネ活動に一致

注.「全体の省エネ活動に一致」の記載は、適応しようとしていること表示しているが、具体的な記載のない回答を示している。

まとめ

省エネ法の示す指針の普及・浸透度を本委員会の参加会社のみでのヒアリングの形で調査した。サンプル数が少なく関連すると思われる項目すべてを網羅したため、回答が散在し十分な分析が行えるものとはならなかったが、次のような結果となった。

- ・ 省エネ法の示す指針の意図は理解されているが、指針の項目の中で費用対省エネ効果の大きい一部の項目が実施されている。
- ・ 圧縮機については、運転台数制御、インバータによる吐出量制御及びその組み合わせが浸透し始めている。
- ・ 高効率電動機の採用は、今後の新規設備計画の中で実施されるものと思われる。

- ・ 圧縮機の集中・分散配置の損得及びブスータによる部分昇圧の損得については、いまだ考え方が統一されておらず、個別に判断されているものと推定される。
- ・ ブロワによるブロー空気の供給については、現場レベルの改造ではうまくいかず、詳細に計算して設計する必要があるものと思われる。
- ・ 熱のコジェネ利用は、簡便に実施できる事例にとどまっている。

電気及び圧縮機回りについての省エネ対応は、指針に準拠することが妥当であるが、圧縮空気消費末端については指針は触れていない。同様ヒアリング回答も消費末端については有意な回答が少ない状況であった。一般に省エネ活動は小さな積み重ねが重要であり、この点からもエアパワー（エクセルギー）による空気圧エネルギーの測定とこれによる統一的評価の推進が今後の空気圧システム全体の省エネルギーに大きくかかわってくるものと予測される。

3.1.2 空気圧の省エネルギー化の基礎となる計測技術に関するヒアリング

空気圧システム内のエネルギーの状態を把握するために必要と思われる計測項目を次に示します。

省エネルギーに重要と思われる項目をチェック(重要な順に1、2、3 記入)してください。

区 分	計測 項目	データ形式		
		連続	間歇	積算
1 圧縮機	a 駆動モータ消費電力			
	b 吸込フィルタ圧力降下			
	c 吸込空気 温度			
	d 流量(吸込量)			
	e 吐出空気 圧力			
	f 温度			
	g 流量(吐出量)			
2 アフター クーラ	a 入口空気温度			
	b 出口空気温度			
3 エアドライ ヤ	a 圧力下露点又は絶対湿度			
	b 冷凍式 冷凍機駆動電力			
	c 吸着式 パージ空気量			
	d 中空糸(浸透膜)式 パージ空気量			
1,2,3 共通	e 冷却水 温度			
	f 流量			
	g 冷却ファン 消費電力			
4 ドレン排水 弁	a 漏れ空気量			
	b 排水混入放出空気量			
5 クーリング タワー	a 冷却水 温度			
	b 流量			
	c 冷却ファン 消費電力			
6 配管	a 流量			
	b 圧力(降下)			
	c 漏れ 管 樹脂管			
	d ゴムホース			
	e 管継手 プッシュイン			
	f 締め込み			
	g フレア			
	h 急速継手			
	i ねじ Rc			
	j G			

	k シール材 ガasket			
	l シールテープ			
7 空気圧システム	a 入口 圧力			
	b 温度			
	c 湿度			
	d 流量			
	e 加圧停止状態の漏れ空気量			
8 空気圧機器 (ブロー、真空吸着を除く)	a フィルタ圧力降下			
	b 圧力制御弁出口圧力			
	c 電磁操作部消費電力			
	d ノズルフラップ操作部空気消費			
	e 弁シール漏れ 弾性体シール			
	f メタルシール			
	g 弁アンダーラップ漏れ			
	h 往復動アクチュエータの漏れ空気量			
	i 容積形エアモータ 回転数			
	j 空気消費量			
	k エアタービン 回転数			
	l 空気消費量			
9 排気回路	a 配管背圧			
	b 消音器背圧			
0 ブロー	a 作業空間雰囲気 温度			
	b 湿度			
	c 減圧弁出口圧力			
	d 配管 圧力降下			
	e 流速			
	f 流量			
	g ノズル 入口圧力			
	h 入口温度			
	i 入口湿度			
	j ジェット 流速 (分布)			
	k 温度 (分布)			
	l 湿度 (分布)			

11 真空吸着	a	吸込雰囲気	温度			
	b		湿度			
	c		清浄度			
	d	真空ポンプ	消費電力			
	e		吸込流量			
	f		吸込圧力			
	g	真空エジェクタ	空気圧力			
	h		空気温度			
	i		空気流量			
	j		吸込流量（変動）			
	k		吸込圧力（変動）			
	l	電磁操作部消費電力				
	m	真空パッド	吸着圧力			
	n		非吸着流量			
	o		吸着漏れ			
	p	真空フィルタ圧力降下				

まとめ

本件の問いに対し、項目のチェックではなく、全ての項目に1,2,3の順位付けすることで回答したものが多く、残念ながら今回は集計不能であった。この内容を精査して次に示す**平成20年度アンケート調査**において再調査するものとしたい。

3.2 平成 20 年度アンケート調査票(案)

平成 20 年度日機連委託補助事業

「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」

アンケート調査票（案）

各 位

拝啓、時下益々ご清栄のこととお慶び申し上げます。

平素は、空気圧装置及び機器をご愛顧賜り厚く御礼申し上げます。

さて、すでにCO₂排出規制を代表とする環境汚染が国際問題の主題となっており、これに対応するための省エネルギー化がますます叫ばれる中で、企業に対しては省エネルギー法及びISO 14001などの具体的な規制下での省エネルギーへの対応が必須になっています。

このような状況の中で、空気圧圧縮機で圧縮した空気を利用する空気圧設備の消費する電気エネルギーは、製造業を中心とする産業において、事業所の電力消費の数十%に達していることもあり、この分野の省エネルギーのさらなる促進が避けて通れない状態になっております。したがって、当工業会では業界サイドからの対応一環として、本年度の事業として標記の調査研究を行うことにしました。

つきましては省エネルギー法（エネルギーの使用の合理化に関する法律）の“エネルギー使用の合理化に関する事業者の判断の基準”などの詳細規定に対応するために、その基本となる、空気圧エネルギーの測定方法や評価に関し、空気圧縮機及び空気圧消費装置を使用されるユーザにおける現時点での実体を把握するため、このアンケート調査を実施することと致しました。

時節柄ご多忙中誠に恐縮ですが、別紙アンケートにご回答いただき下記事務局までご返送の程よろしくお願い致します。

なお、貴社でのアンケート回答ご担当部門としましては、「設備設計部門」、「生産設計部門」、「生産技術部門」又は「保全部門」などの各部署所属長へ配布いただくようご配慮の程よろしくお願い致します。

なお、本事業は(社)日本産業機械工業会、(財)省エネルギーセンター並びに(社)日本プラントメンテナンス協会各位のご協力を得て平成 6 年及び13年に行った「空気圧縮機と空気圧機器の組合せシステムによる省エネルギー」及び「**空気圧機器複合システムの省エネルギー化に関する調査研究**」に関するアンケート調査の依頼先と同じ事業所をお願いしておりますが、御担当者の移動がある場合には、恐れ入りますが現在の該当部署の方に回答頂くように回送下さい。またアンケート結果については事業報告書に掲載し、ご回答を頂いた方々にお送り致します。

1. 貴社名をご回答の内容に添えて公表することは一切致しません。
2. ご回答の内容は集計結果に反映させ、個別内容をそのまま公表することは致しません。

3. アンケート結果は、別紙ご記入のご担当者にお送り致します。

ご回答は平成20年 月 日迄にお願い致します。

「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」
アンケート回答

貴社名	
(事業所名)	
貴社所在地	〒
(貴社事業所所在地)	
	TEL. FAX.
ご担当者ご氏名	
ご所属	
ご職種	
対象となる主な設備装置 等をご記入下さい	

平成20年度には、以上を骨子とし、また、平成19年度ヒアリング結果、特にエアブローの省エネ及び漏れ管理に重点を置いて調査票を作成するものとした。

参考として、次に前回アンケートを掲載する。

A. 空気圧縮機、空気圧機器及び配管を含む空気圧複合システムの省エネルギーについて

1. 圧縮空気発生のための電力消費は、工場の全電力消費に対し何%位ですか。

- ・ (%) ・ ☐ 確認したことはない。

2. 圧縮空気消費量の内、搬送、クランプ、エアブロー及び真空発生など主に作業用の動力や力を発生するために用いる空気消費は何%位ですか。

(燃焼、容器充填及び窒素分離のような空気を原材料として用いるものを除いた割合)

- ・ (%)
- ・ ☐ 確認したことはない。

3. 表題に該当する設備の導入・運用に当たり積極的に省エネルギーを考慮していますか。現在及び将来の予測をご回答下さい。

- 現在 ・ ☐ している ・ ☐ していない
将来 ・ ☐ 考慮する ・ ☐ 将来も考慮しない

4. 省エネルギーを考慮している場合その動機は何ですか。該当する項目をチェックして下さい。（複数回答可）

- ・ ☐ 省エネルギー法
- ・ ☐ ISO14001（環境ISO）
- ・ ☐ 事業所の活動計画の一環として
- ・ ☐ コスト低減
- ・ ☐ その他（ ）

5. 表題の省エネルギーにもっとも関わるハードウェアは何ですか。該当する項目をチェックして下さい。（複数回答可）

- ・ □圧縮機 ・ □空気圧装置／機器 ・ □配管／継手（漏れ、圧損）
・ □その他（ ）

6. 工場全体の空気圧縮機の構成／配置はどのようになっていますか。最も該当する項目をチェックして下さい。

- ・ □ 1 箇所の圧縮機室に少数の大形圧縮機を集中設置
- ・ □ 工場内の空気消費量の大きい区画ごとに圧縮機を分散配置し配管で区画をつなぐ。
- ・ □ 工場内の設備ごとに独立配置
- ・ □ 特に方針はなく、生産量につれて増設を重ねている。

7. 空気圧縮機に関してはどのような対応により省エネルギー効果を得ていますか。効果の大きい3項目を選定し、重要度順に番号1, 2, 3を記入して下さい。

- ・ □電力当たりの吐出空気量の大きい効率の良い圧縮機の導入
- ・ □吐出圧力の低減（低圧化）による駆動電力の削減
- ・ □運転制御方法改善による電力消費削減
- ・ □保守工数（コスト）の小さい圧縮機の導入
- ・ □耐用期間の長い圧縮機の導入
- ・ □導入価格（イニシャルコスト）の小さい圧縮機の選定

- ・ ☐ 設置スペース、基礎工事及び設置室工事負担の小さい圧縮機の選定
- ・ ☐ 冷却装置、エアードライヤなど吐出空気の調質コストの削減
- ・ ☐ その他（ ）

8. 空気の消費側である空気圧装置・機器に関してはどのような対応により省エネルギー効果を得ていますか。該当する項目をチェックして下さい。（複数回答可）

- ・ ☐ 空気消費量の少ない装置・機器の導入
- ・ ☐ 導入価格（イニシャルコスト）の小さい装置・機器の選定
- ・ ☐ 保守工数（コスト）の小さい装置・機器の導入
- ・ ☐ 省エネルギー効果のある制御回路の採用
- ・ ☐ 耐用期間の長い装置・機器の導入
- ・ ☐ その他（ ）

9. 配管／継手に関してはどのような対応により省エネルギー効果を得ていますか。該当する項目をチェックして下さい。（複数回答可）

- ・ ☐ 流量又は圧力降下を適正に維持できる配管サイズの選定と設計
- ・ ☐ 導入価格（イニシャルコスト）の小さい配管／継手の選定
- ・ ☐ 配管作業工数の小さい配管／継手の選定
- ・ ☐ 耐用期間が長く信頼性の高い配管／継手の選定
- ・ ☐ 漏れの少ないシール方式の配管継手の導入
- ・ ☐ その他（ ）

10. 表題のシステム全体の構成に関わる省エネルギー要素は何ですか。効果の大きい3項目を選定し、重要度順に番号1, 2, 3を記入して下さい。

- ・ ☐ 圧縮機吐出能力と消費空気量の適正な組合せ
- ・ ☐ 配管の圧損を考慮した供給圧力と消費圧力の適正な組合せ
- ・ ☐ 工場内消費流量の監視と適正配分のための消費（稼動頻度）制御
- ・ ☐ 操業休止条件の変化を考慮した圧縮機の運転／停止
- ・ ☐ 漏れ空気量の定期的点検とシール部の保守
- ・ ☐ 設置機器の耐久性の適正な選定及び寿命を考慮した保守
- ・ ☐ その他（ ）

11. 表題のシステムの省エネルギー度の具体的評価法はありますか。評価する場合の主要なパラメータ何ですか。該当する項目チェックして下さい。（複数回答可）

- | | |
|---|--|
| ・ ☐ 電気料金の請求額 | ・ ☐ 圧縮機の積算電力消費 |
| ・ ☐ 空気圧装置の積算空気消費 | ・ ☐ 操業時間中の主要箇所の空気流量のデータ |

- ・ ☐ 操業時間中の圧縮機電力消費データ
- ・ ☐ 保守費用
- ・ ☐ コンタミネーション（空気の汚染）の除去費用
- ・ ☐ その他（ ）

B. エアブローに関わる省エネルギーについて

エアブロー（空気の噴流による作業）は、業種によっては最も多く空気を消費する要素となっている事例もあり、省エネルギー化が図らなければならない量に達しています。しかし、きわめて多様な形態で利用されることから、明瞭な使用方法の指針などは提示されておらず、多くの場合現場での効果を見ながらのその調整・管理が行われています。

このような状態は、圧縮機吐出量と消費流量との不適合や、調整不足による不必要な噴出等を引き起こし、省エネルギーの見地から現状が最適とは言い難いので、ここでは生産現場におけるエアブローの実体に関してアンケート致します。

1. エアブローの使用目的は何ですか。該当する5項目を選定し、重要度順に番号1, 2, 3, 4, 5を記入して下さい。

物質・熱の除去

- ・ □ダスター（作業で発生した屑及び汚れ除去）
- ・ □切り粉排出（工作機械 □ねじ切り、□ミーリング、□旋削）
- ・ □切削／研削部の冷却
- ・ □水切り（高速空気による洗浄水、冷却水などの除去）
- ・ □乾燥（高温、高乾燥、高速空気による湿分の除去）

パルス（爆風の利用）

- ・ □エアパルス（バグフィルタ再生など空気噴流衝撃の利用）
- ・ □ワーク（加工物）の跳ね出し

吸引及び誘引

- ・ □エジェクター（真空発生、流体吸引）
- ・ □インジェクタ（高圧部への誘引）
- ・ □ショットブラスト（表面処理）
- ・ □ショットピーニング（表層硬化）
- ・ □薄膜剥離（印刷用紙引出し、ラベル剥離）
- ・ □繊維誘引（紡績）

微細化

- ・ □スプレー（塗装、加湿）
- ・ □ミスト潤滑
- ・ □粉体／繊維製造（グラスウールなど）

熱源

- ・ □冷却（ガラス板焼入などの空気噴流による高速冷却）

その他の処理

- ・ □ブロー空気の加熱
- ・ □ブロー空気の冷却
- ・ □特に純度を上げた空気又はガスを使用

差し支えなければ、できればガスの種類、ろ過度及び露点などの仕様を記載下さい。
()

5. 同じくブロー空気を調質している場合、何か基準によって調質レベルを定めていますか、該当する項目をチェックして下さい。（複数回答可）

- ・ ☐ 使用する圧縮機及び調質機器の種類を規定
- ・ ☐ 空気が排出される作業場所の環境基準（作業場所の種類）
- ・ ☐ JIS B8392-1 (ISO 8573-1) 一般用圧縮空気／汚染物質及び品質等級
- ・ ☐ 製品製造装置に特有の基準（製品の種類）

6. エアブロー出力の検出方法は何ですか。該当する項目をチェックして下さい。

- ・ ☐ 電磁弁への通電（直接の確認はしない）
- ・ ☐ ノズル入口圧力
- ・ ☐ ブローが作用する点の風圧
- ・ ☐ その他（ ）
- ・ ☐ ノズル上流の流量
- ・ ☐ ブローが作用する点の風速
- ・ ☐ ブローが作用する点の温度

7. 被作業物に対するエアブローの効果は何で判定していますか。該当する項をチェックして下さい。

- ・ ☐ 目視やブロー処理部表面の指の触覚などによる点検
- ・ ☐ 拡大鏡による微細異物の残留点検
- ・ ☐ 風速／風圧及びその分布の測定結果による。
- ・ ☐ 吹き流し繊維などによる可視化
- ・ ☐ 拡大ビデオ撮影などによる点検と記録
- ・ ☐ 赤外線カメラによる温度分布の点検と記録
- ・ ☐ その他（ ）

8. ノズルを介してブローを行う場合のノズルの代表的な直径を5種選択し、使用数の多い順に番号1, 2, 3, 4, 5を記入して下さい。また差し支えなければ用途も記入下さい。

どちらか記入

直径	用途	直径	用途
・ □ ϕ 0.2mm ()		・ □ ϕ 0.3mm ()	
・ □ ϕ 0.4mm ()		・ □ ϕ 0.5mm ()	
・ □ ϕ 0.6mm ()		・ □ ϕ 0.8mm ()	

- ・ ☐ $\phi 1$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 1.2$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 2$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 4$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 6$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 10$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 12$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 20$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 40$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 60$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 100$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 1.6$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 3$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 5$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 8$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 16$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 30$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 50$ mm ()
- ・ ☐ $\phi 80$ mm ()

9. ブローノズルの代表的な入口圧力を幾つかチェックして下さい。できれば用途も記入下さい。

- | 概略出口流速 | 用途 |
|---|----|
| ・ ☐ 0.1 kPa (13m/s) () | |
| ・ ☐ 0.3 kPa (23m/s) () | |
| ・ ☐ 1 kPa (40m/s) () | |
| ・ ☐ 3 kPa (70m/s) () | |
| ・ ☐ 10 kPa (130m/s) () | |
| ・ ☐ 30 kPa (200m/s) () | |
| ・ ☐ 0.1 MPa (310m/s) () | |
| ・ ☐ 0.2 MPa (310m/s) () | |
| ・ ☐ 0.3 MPa (310m/s) () | |
| ・ ☐ それ以上 (MPa) () | |

10. ブローノズルの代表的な形状を幾つかチェックして下さい。できれば用途も記入下さい。

- | | 用途 |
|---|----|
| ・ ☐ 単純なドリル穴 () | |
| ・ ☐ 切断したパイプ () | |
| ・ ☐ ドリル穴底に穴加工したノズル () | |
| ・ ☐ 入口にR面取りをしたノズル () | |
| ・ ☐ 長方形ノズル () | |
| ・ ☐ 平行穴配列の多孔ノズル () | |
| ・ ☐ 放射穴配列の多孔ノズル () | |
| ・ ☐ エジェクタ状の流量増幅ノズル () | |
| ・ ☐ 揺動首振りスweepノズル () | |
| ・ ☐ ロボットアーム駆動ノズル () | |
| ・ ☐ その他 () | |

1 1. エアブローの使用量の今後の増減について予想をお聞かせ下さい。

理 由

- ・ ☐ 増える ()
- ・ ☐ 減る ()
- ・ ☐ 予測不能

1 2. エアブローの省エネルギーのためブローを廃止し、代替方式を使用することを検討されたことがありますか。

- ・ ☐ 無い
- ・ ☐ 有る (事例)

例. エアブローによるショットピーニングを機械式ショットピーニングにした。

例. エジェクタによる真空源を機械式真空ポンプに置き換えた。

1 3. エアブローを行う場所での安全について、問題の有無及び問題点についてご記入下さい。

- ・ ☐ 無し
- ・ ☐ 有り

理 由

 - ・ ☐ 噴流による飛散物 ()
 - ・ ☐ 噴流騒音 ()
 - ・ ☐ 汚染空気のブロー ()
 - ・ ☐ その他 ()
- ・ エアブロー作業の安全維持のために準拠している法令及び規格（国際的なものも含め）がありましたら記載下さい。
()

1 4. その他エアブローの省エネルギーに関わる疑問点やユーザとしてのご要望があればご記入下さい。

()
()
()
()

どうもありがとうございました。ご協力を感謝いたします。

3.3 空気圧エネルギー評価と空気圧システムの省エネルギーに係わる論文のリスト

- [1] 濱浦永行, 藤田壽憲, 香川利春, 高橋隆通: 空気-空気増圧器の特性解析, 平成 6 年秋季油空圧講演会論文集, 77/80, 1994
- [2] 竹内修治, 藤田壽憲, 香川利春, 高橋隆通: 膨張型増圧器の特性解析, 平成 7 年秋季油空圧講演会論文集, 69/72, 1995
- [3] 香川利春: シリンダの省エネルギー-圧縮空気エネルギーの定義, 油空圧技術, Vol. 38, No.6, 1999
- [4] 蔡茂林, 藤田壽憲, 香川利春: 空気圧エネルギーの評価法に関する一考察, 平成 12 年春季フルイドパワーシステム講演会講演論文集, 91/93, 2000
- [5] Toshiharu Kagawa, Maolin Cai, Toshinori Fujita, and Masaaki Takeuchi : Energy Consideration of Pneumatic Cylinder Actuating System, The 6th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, Sherbrooke (QC) Canada, August, 2000
- [6] Maolin Cai, Toshinori Fujita, Toshiharu Kagawa : Simulation of Energy Distribution in Pneumatic Cylinder Actuating System, JSST International Conference on Modeling, Control and Computation in Simulation, Tokyo, Japan, 209/212, October, 2000
- [7] 蔡茂林, 藤田壽憲, 香川利春: エアエクセルギによる空気圧エネルギー評価, 平成 13 年春季フルイドパワーシステム講演会講演論文集, 85/87, 2001
- [8] Maolin Cai, Toshiharu Kagawa : Energy Consumption Assessment of Pneumatic Actuating Systems including Compressor, International Conference on Compressors and their Systems, London, UK, 381/390, September, 2001
- [9] 蔡茂林, 藤田壽憲, 香川利春: 空気圧駆動システムにおけるエネルギー消費とその評価, 日本油空圧学会論文集, 32-5, 118/123, 2001
- [10] Maolin Cai, Toshiharu Kagawa : Design and Application of Air Power Meter in Compressed Air Systems, EcoDesign 2001: Second International Symposium on Environmentally Conscious Design and Inverse Manufacturing, Tokyo, Japan, 208/212, December, 2001
- [11] 蔡茂林, 藤田壽憲, 香川利春: 空気圧シリンダの作動における有効エネルギー収支, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 33-4, 91/98, 2002
- [12] Toshiharu Kagawa, Maolin Cai, Kenji Kawashima, Tatsuya Funaki : Energy Conversion Mechanics and Evaluation of Compressible Fluid in Pneumatic Actuator Systems, IECEC Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Washington, DC, US, July, 2002

- [13]Maolin Cai, Toshiharu Kagawa: Energy Quantification of Compressed Air in Pneumatic Actuating Systems including Compressor, Compressors & Pneumatics of Russia, December, 2002, pp.24-28
- [14]Toshiharu Kagawa, Maolin Cai, Hirotaka Kameya : Overall Efficiency Consideration in Pneumatic Systems with Compressor, Dryer, Pipe and Actuators, The 5th JFPS International Symposium on Fluid Power, Kyoto, Japan, December, 383/388, 2002
- [15]Toshiharu Kagawa, Maolin Cai, Kenji Kawashima : Energy Assessment in Pneumatic Systems and Air Power Meter, Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control, Bath, UK, 377/387, 2002
- [16]香川利春, 蔡茂林: 空気圧のエネルギー評価, 油空圧技術, Vol.42, No.3, 40/43, 2003
- [17]藤田壽憲, 蔡茂林, 香川利春: 空気圧シリンダの消費エネルギーと電動アクチュエータとの比較, フルードパワーシステム, Vol.34, No.2, 125/130, 2003
- [18]蔡茂林, 船木達也, 川嶋健嗣, 香川利春: 省エネのためのエアパワーメータの開発, 平成 15 年度春季フルードパワーシステム講演会, 東京, 日本, 119/121, 2003
- [19]Maolin Cai, Toshiharu Kagawa: Power Distributions in Pneumatic Systems, First BIT-TIT Joint Workshop on Mechanical Engineering, Beijing, China, 104/110, 2005
- [20]Maolin Cai, Kenji Kawashima, Toshiharu Kagawa : Power Assessment of Flowing Compressed Air, Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, Vol.128, No.2, 402/405, 2006
- [21]香川利春, 蔡茂林: 空気圧システムの省エネルギー化における問題と方策, フルードパワーシステム, Vol.37, No.3, 17/22, 2006
- [22]Maolin Cai and Toshiharu Kagawa: Simulation for Energy Savings in Pneumatic System, Asian Simulation Conference 2006, Tokyo, Japan, 258/261, 2006
- [23]蔡茂林, 香川利春: 气动系统的能量消耗评价体系及能量损失分析, 第四届全国流体传动与控制学术会议, 大连, 中国, 371/376, 2006
- [24]香川利春, 蔡茂林: 空気圧システムの省エネルギー化における問題と方策, フルードパワーシステム, Vol.37, No.3, 17/22, 2006
- [25]藤野謙司, 谷口宏次, 山本円朗, 尹鐘皓, 香川利春: 新幹線車両における空気圧システムの消費エネルギーの解明, 日本シュミレーション学会大会発表論文集, 65/68, 2007
- [26]香川利春, 黎シン, 川嶋健嗣, 藤野謙司, 山本円朗: 車両用トイレにおける空気圧システムのエアパワー, 春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 115/117, 2007
- [27]香川利春, 蔡茂林: 空気圧システムのエネルギー消費の評価技術, 油空圧技術, Vol.46, No.8, 12/17, 2007

おわりに

本調査研究は地球環境保護の世界的動きに対応して、フルードパワーの空気圧システムの省エネルギーについて行われました。地球温暖化も議論は国際的問題として大きく取上げられ、日本としても温暖化対策としては各国の実情に合わせた数値目標が重要であるとの主張をしております。この数値目標のためにはそれぞれの生産活動におけるエネルギー消費の計測が重要であり、本調査研究事業は定量化されたデータを得るエネルギーメータの試作とその運用の調査にあります。

19年度の主な成果は省エネルギーに必要な不可欠なエアパワーメータの試作を行いました。また、空気圧の省エネルギーに必要なエネルギーの表示方法を工業会規格として提案すべく案を作成しました。また空気圧の省エネルギーのためにその利用方法についてのアンケート調査票案を作成しました。

このような時期に空気圧の省エネルギーの研究を行うことができ、またエネルギー測定装置の試作に成功したことは誠に意義深い事業をなし得たと考えております。本報告書に示された結果は空気圧の省エネルギーのためには未だ十分な結果とは言えませんが今後の省エネルギー運動に重要な一步を刻んだと思われます。

最後に、本研究調査の機会を与えていただいた経済産業省及び社団法人 日本機械工業連合会並びに参加された社団法人日本フルードパワー工業会会員企業及び空気圧機器ユーザーの各委員のご協力の賜物と深謝致します。

非 売 品
禁無断転載

平 成 1 9 年 度
空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への
応用に関する調査研究報告書

発 行 平成 2 0 年 3 月

発行者 社団法人 日 本 機 械 工 業 連 合 会
〒105-0011
東京都港区芝公園三丁目 5 番 8 号
電 話 03-3434-5384

社団法人 日 本 フルードパワー工業会
〒105-0011
東京都港区芝公園三丁目 5 番 8 号
機械振興会館 3 1 1 号
電 話 03-3433-5391