

空気圧サーボ弁と空気圧サーボ系の解析と設計 [4]

第2章 空気圧サーボ弁

精密制御系に用いられることを前提としているため、ここで対象とする空気圧サーボ弁は、ノズルフラップ型サーボ弁、VCM 駆動のスプール型直動サーボ弁、ノズルフラップを前段増幅部に持つ 2 ステージカフィードバック方式サーボ弁等とする。高精度ではないけれど信頼性、耐環境性の高い鉄道車両用弁については別の項を設ける。サーボ弁の周波数応答と、出力流量をカバーする領域を、文献 [1] に倣って、図 2-1-1 に示す。また、表 2-1-1 にそれぞれの基本的な特徴を整理して示す。

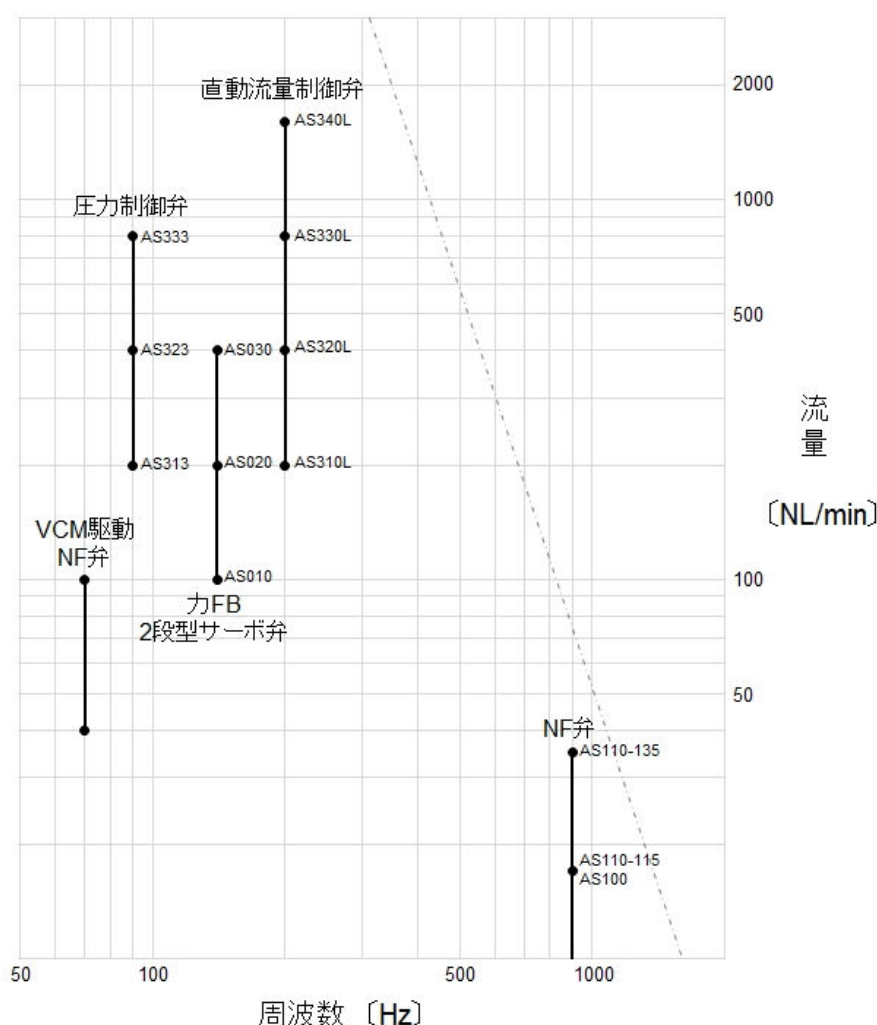


図 2-1-1 空気圧サーボ機器の容量と応答

空気圧サーボ弁の周波数特性については測定方法が規格化されていない。一般化されたよい方法がないのが現状である。よって、測定は当社独自の方法によっている。あくまで参考値としての提示である。圧力制御弁 (AS3*3) は弁の内部で負荷圧力がフィードバックされているため、小さな容量の容器内圧力の応答である。

表 2-1-1 サーボ弁の分類と特徴

構成	型式	特徴
ノズルフラップ弁	AS100, AS110, AS121	小流量、高速応答、トルクモータ駆動
ノズルフラップ弁	AS130, AS133	小流量、中速応答、高精度、VCM 駆動
スプール弁 VCM 直動	AS3*0	小流量から大流量、高速応答、VCM 駆動 デジタル位置センサ、高分解能
スプール弁 VCM 直動	AS3**L	小流量から大流量、高速応答、VCM 駆動 アナログ位置センサ、高分解能
スプール弁、圧力制御 VCM 直動	AS3*3	小流量から中流量、中速応答、VCM 駆動 圧力フィードバック、高分解能
ノズルフラップ 2 段型 カフィードバック弁	AS0*0	中流量、中速応答、トルクモータ駆動 フィードバックばね
スプール弁 可動鉄片 FM 直動	AS59*	中流量から大流量、中速応答、流量制御 または圧力制御（主に車輛用）

2-1 トルクモータ駆動ノズルフラップ弁（以降 NF 弁と称す）

NF 弁の分類を図 2-1-2 に示す。図 2-1-1 にある通り、NF 弁の応答は高いけれど、制御できる流量が小さいことが示された範囲からわかる。

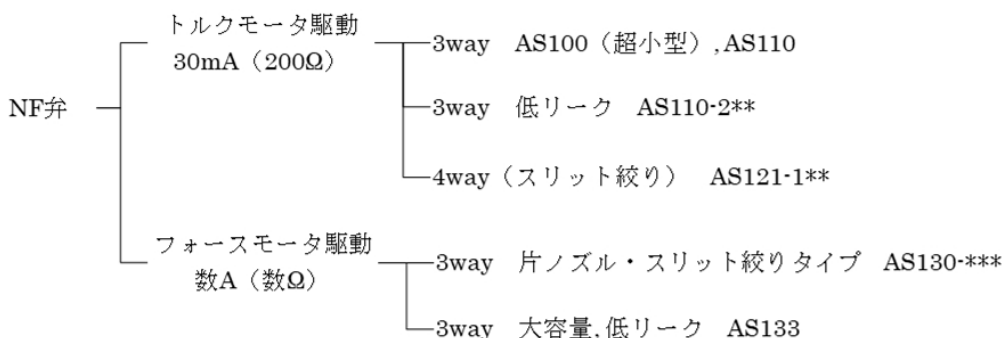


図 2-1-2 NF 弁の分類

2-1-1 代表的な 3 方弁の構成

代表的な NF 弁の電気-機械変換部はトルクモータである。トルクモータの応答は後述するように高速である。構造上小さな流量の制御に適しており、微細な制御をすることができる。

構成を図 2-1-3 に示す。

以降のデータは、供給圧力 580KPa のときのものである。

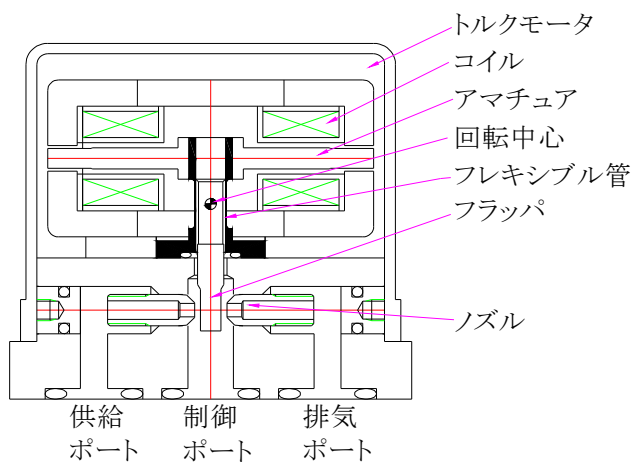


図 2-1-3 NF 弁の構造

NF 弁の構造上の特徴はフラップを支える機構（フレキシブル管またはトーションバネ）にある。図 2-1-3 にあるフレキシブル管はトルクモータの可動部であるアマチュアを支持し、かつ、制御ポート部の気体のシールをしている円管状のばねで、一方がアマチュアに固定され、もう一方が本体側に固定された片持ちはりになっている。このため、可動部はしゅう動部がなく支持されているため、分解能は非常に高いし、構造上寿命が長い。ノズルとフラップの間はあらかじめギップが設けられており、フラップの動きに応じて供給側と排気側のノズル部の開口を変化させ、空気圧を制御する。常にノズルとフラップ間は開口しているため、供給側から排気側に気体が漏れている（内部リーク）。フラップの動きにより漏れ流量が変化し、フラップの中心付近で最大になる（スプール弁でのアンダラップに相当する）。この内部リークは、ほぼ制御流量の 1/2 になる。制御流量が大きくなれば当然内部リークも大きくなるため、大流量の NF 弁を設計するための制約になっている。

AS110-135 型 NF 弁の、入力電流に対する出力圧力特性例を図 2-1-4 に示す。

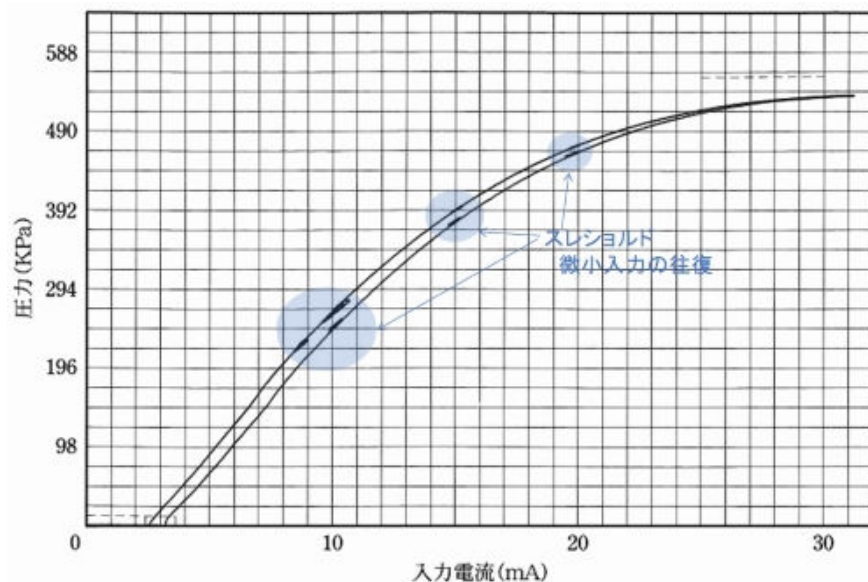


図 2-1-4 圧力特性

ヒステリシスは主にトルクモータの磁気回路中の残留磁束によるもの（磁気ヒス）で、磁気回路中に流れる磁束密度の大きさによってヒステリシスが変化する。よって、微小な入力の変化いわゆるスレシヨルドは図中に示したように非常に小さい。

圧力特性にみられるように、本弁は入力電流 0 で負荷圧力が 0（供給側のノズルを閉じ、排気側のノズルを開放する位置にフラップを設定）になるよう調整されている。入力電流 0 で負荷圧力が半分くらいまたは供給圧力近くになるよう調整することも可能である。

入力電流に対する供給側から負荷側及び負荷側から排気側への流量を別々に図 2-1-5 に示す。

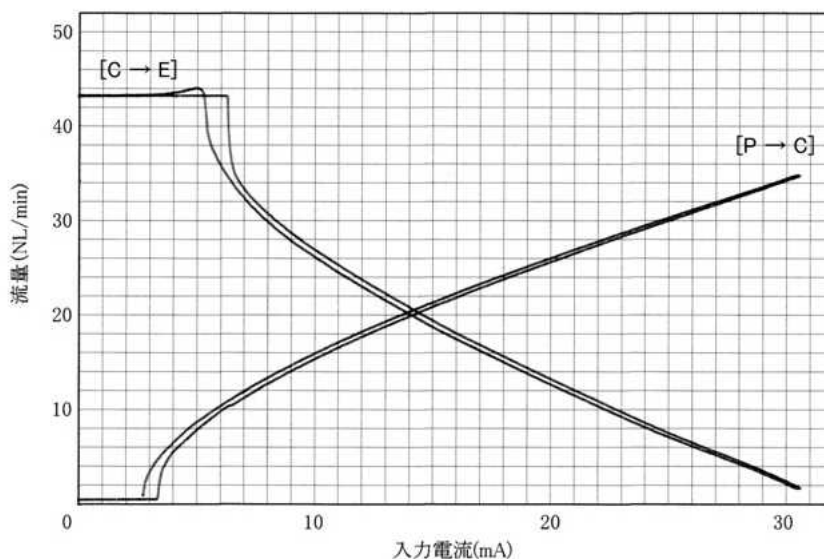


図 2-1-5 流量特性

入力電流に対する内部リーク特性（供給側から排気側に流れる流量）を図 2-1-6 に示す。フラップが供給側または排気側になれば、流れの抵抗が大きくなり、内部リークは小さくなる。

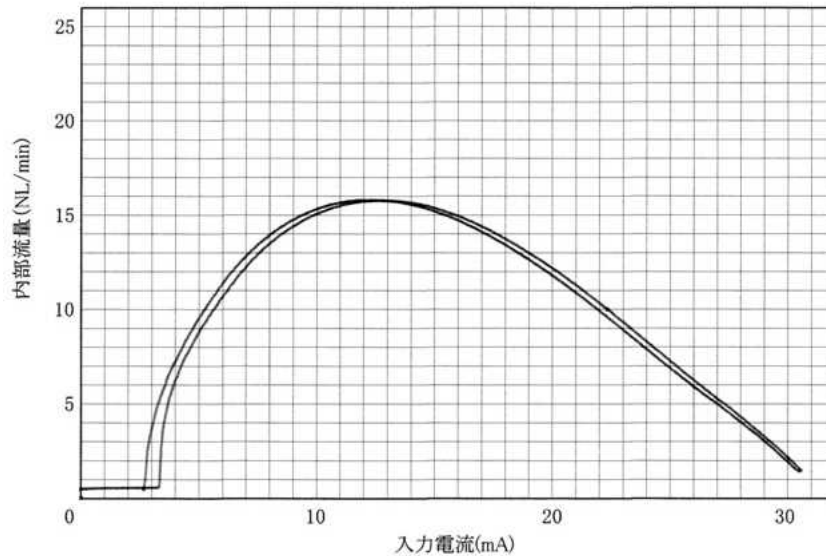
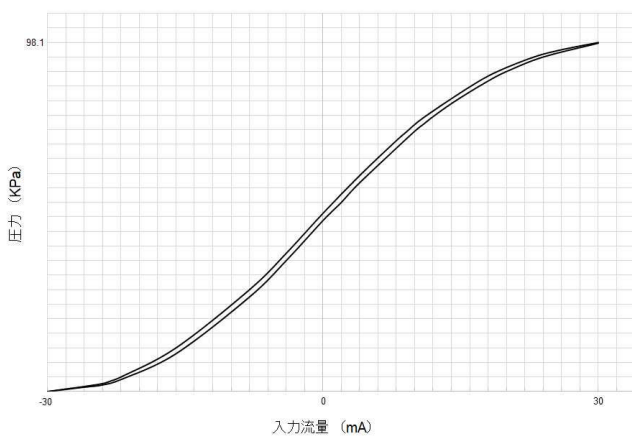


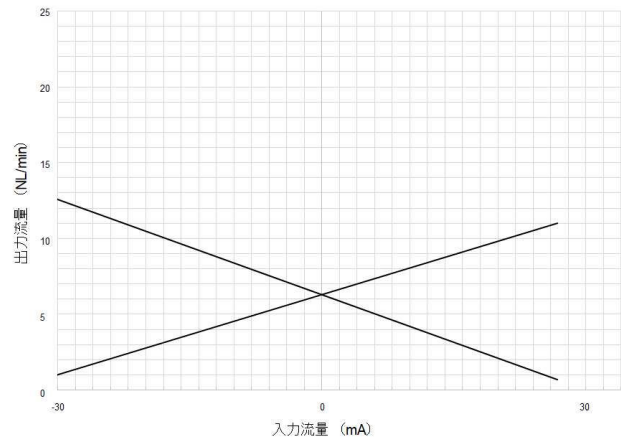
図 2-1-6 内部リーク特性

動的応答はステップ応答、周波数応答などで表されるが、先に述べた通り、これらの測定方法が、油圧サーボ弁と異なり、空気圧サーボ弁の場合、決められていない。動的応答については、当社での測定方法を含めその都度提示する。

先に述べた、つり合い位置を入力の中立にした場合の特性を、低い供給圧力の場合を例に図 2-1-7 に示す。以降のデータは 100KPa のときのものである。



負荷圧力特性



無負荷流量特性

2-1-1-1 シミュレーションモデル

図 2-1-2 に示されるトルクモータ駆動の NF 弁の構成のブロック図及びシミュレーションモデルを示す。

シミュレーションのための仮定を以下の通りとする。

- ・トルクモータの磁気ヒステリシスは 0 とする。
- ・トルクモータのダイナミクスは、1KHz 以上の高調波を無視し 2 次系とする。

- ・ 空気の流れを断熱変化とする。
- ・ フラップに働く噴流力はノズル径と圧力に比例するものとする。
- ・ 供給される空気圧の圧力と温度は一定とする。

図 2-1-8 に弁の流れのシミュレーションモデルを示す。

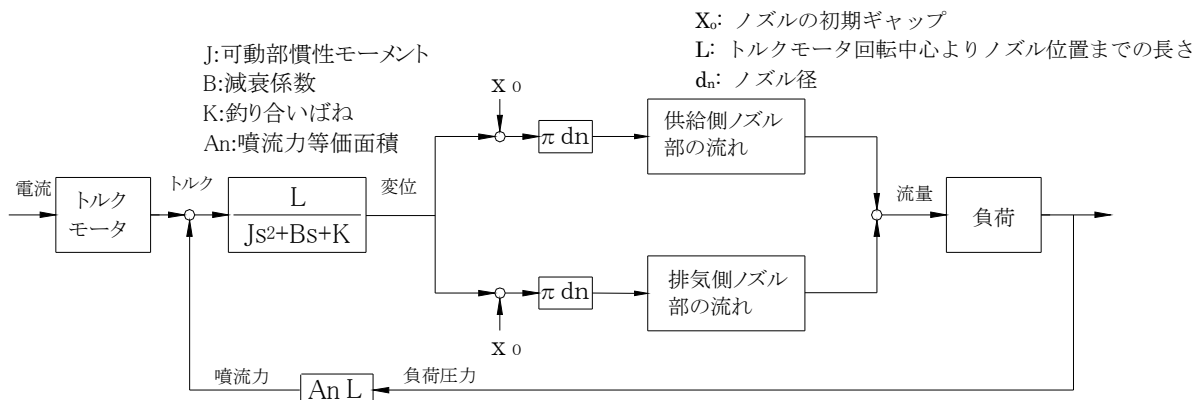


図 2-1-8 NF 弁のブロック線図

おのおののノズル部の流れのシミュレーションモデルは図 2-1-9 に示す通りである。

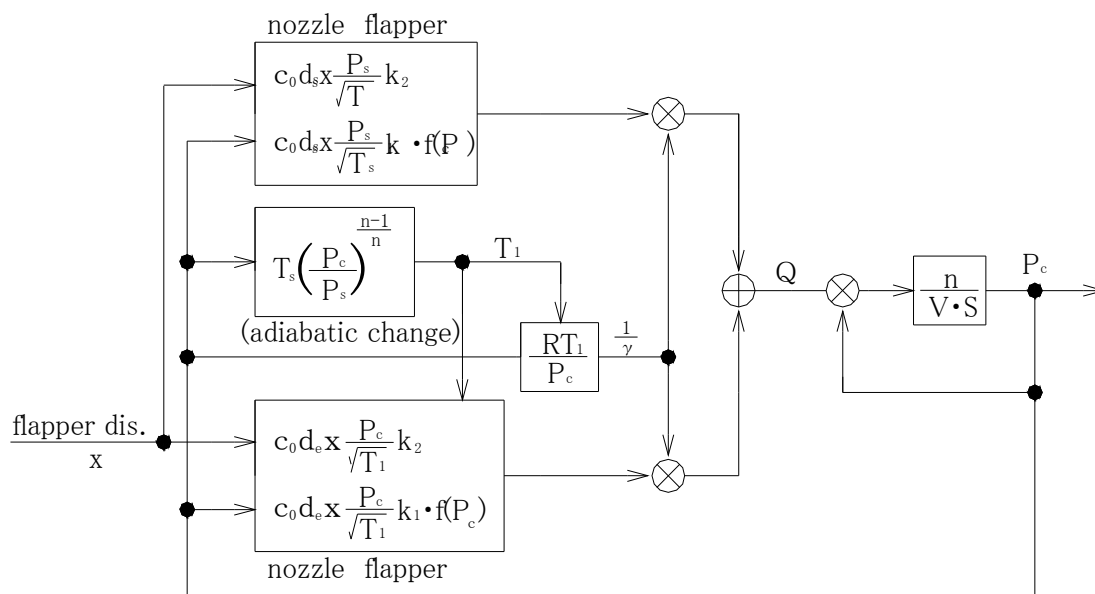


図 2-1-9 流れ部のシミュレーションモデル

空気圧の場合、以上で述べたシミュレーションモデルが、実際のものの動きをかなり正確に表現できる。ただ、空気の温度に関わる部分は、たとえば、断熱変化を前提に検討することには若干課題が残ると思われるが、空気圧サーボにおいては、ほぼ問題になることはないと考えられ、課題としていない。しかし、総合的に見て、アクチュエータの温度が、動作時にどのように変化するかは、精密制御を前提にしている限り、大きな問題となる。これについては別途課題として取り上げる。なお、空気の流れについての詳細は別項で説明する。

2-1-1-2 ノズルの先端構造

NF 弁の最重要部分であるノズル先端の構成例を図 2-1-10 に示す。ノズル径に対するフラップ面の大きさ、面粗度、ノズル先端形状がノズルの流れの不連続やノイズの要因になっている。典型的な縮流モデルである。

ノズルの形状は、図のように、非常に単純であるけれど、製作上での検討すべきパラメータは非常に多い。前述したもの以外に、ノズル先端面粗度、カーテンオリフィス部入口及び出口の R 形状、外周との同芯度、ノズル出口テーパの角度、等々。

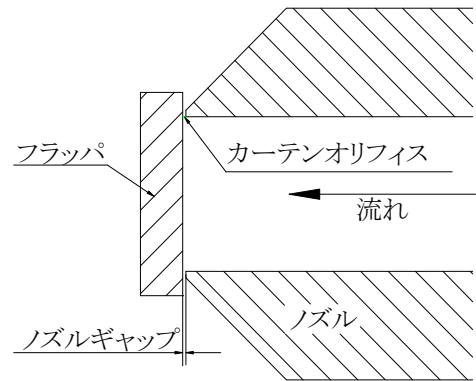


図 2-1-10 ノズルフラップの構成

2-1-1-3 トルクモータ部の運動

図 2-1-3 のトルクモータは可動部分（アマチュアとフラップ）がフレキシブル管であるカンチレバーで支えられていることは前に述べた通りである。

トルクモータの運動モデルを図 2-1-11 に示す。

可動部分は慣性と慣性モーメントで表される。この運動方程式はラグランジェの運動方程式により求めることができる。以下は振動工学演習Ⅱ（高橋利衛）によっている。

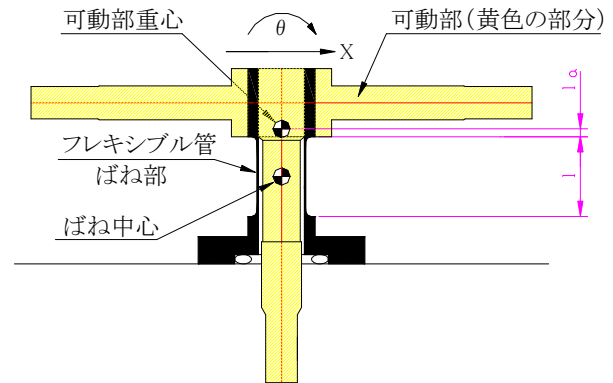


図 2-1-11 トルクモータの可動部

運動エネルギーは
$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2$$

m : 可動部質量 J : 可動部慣性モーメント

ポテンシャルエネルギーは
$$U = \frac{2EI}{l^3} \left[3x^2 - 3(l + 2l_a)x\theta + (l^2 + 3ll_a + 3l_a^2)\theta^2 \right]$$

消散エネルギーは
$$F = \frac{1}{2} D_\theta \dot{\theta}^2$$

ラグランジェの運動方程式は

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_k} + \frac{\partial U}{\partial q_k} = Q_k$$

ポテンシャルエネルギーUは、フレキシブル管のもつ平行力とモーメントが働いたときにばねに貯められるエネルギーである。

Fは消散関数である。トルクモータ可動部に働く減衰に相当する。ここでは回転に対する減衰を考え、変位に対する減衰を0として扱う。

$$q_1 = x, \quad q_2 = \theta, \quad Q_1 = 0, \quad Q_2 = T_\theta \text{ とする。}$$

これらをラグランジェの運動方程式に代入すれば次式となる。

$$m\ddot{x} + \frac{2EI}{l^3} [6x - 3(l + 2l_a)\theta] = 0$$

$$J\ddot{\theta} + D_\theta\dot{\theta} + \frac{2EI}{l^3} [2(l^2 + 3ll_a + 3l_a^2)\theta - 3(l + 2l_a)x] = T_\theta$$

運動は変位連成の 2 自由度系である。(多自由度系の本質は連成にあり：振動工学演習Ⅱ、高橋利衛)。ただ、上式で $l = -2l_a$ の場合連成でなくなり、回転と並進運動が独立に現れる 1 自由度系の合成となる。

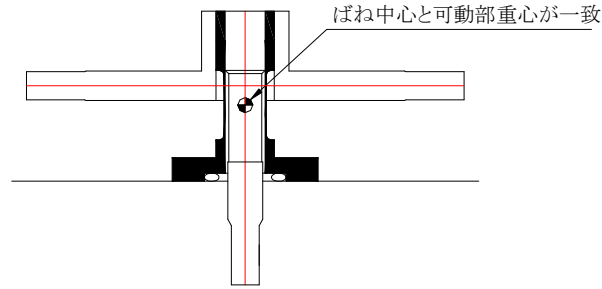


図 2-1-12 1 自由度系の構成

振動周波数を求めるために、消散関数を 0 として一般式に書き換えると以下になる。

$$\begin{pmatrix} m & 0 \\ 0 & J \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} + \frac{2EI}{l^3} \begin{pmatrix} 6 & -3(l + 2l_a) \\ -3(l + 2l_a) & 2(l^2 + 3ll_a + 3l_a^2) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ \theta \end{pmatrix} = 0$$

上式より振動方程式は以下の通りとなる。

$$\begin{vmatrix} \frac{12EI}{l^3} - \lambda m & -\frac{6EI}{l^3}(l + 2l_a) \\ -\frac{6EI}{l^3}(l + 2l_a) & \frac{4EI}{l^3}(l^2 + 3ll_a + 3l_a^2) - \lambda J \end{vmatrix} = 0$$

$$mJ\lambda^2 - \left\{ \frac{12EI}{l^3} J + \frac{4EI}{l^3} (l^2 + 3ll_a + 3l_a^2) m \right\} \lambda + \left\{ \frac{6EI}{l^3} (l + 2l_a) \right\}^2 = 0$$

$$\lambda^2 - \left\{ \frac{12EI}{l^3} \frac{1}{m} + \frac{4EI}{l^3} (l^2 + 3ll_a + 3l_a^2) \frac{1}{J} \right\} \lambda + \left\{ \frac{6EI}{l^3} (l + 2l_a) \right\}^2 \frac{1}{mJ} = 0$$

固有値 λ_m, λ_J は、

$$\begin{aligned} \lambda_m, \lambda_J &= \frac{1}{2} \left\{ \frac{12EI}{l^3} \frac{1}{m} + \frac{4EI}{l^3} (l^2 + 3ll_a + 3l_a^2) \frac{1}{J} \right\} \\ &\quad \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left\{ \frac{12EI}{l^3} \frac{1}{m} + \frac{4EI}{l^3} (l^2 + 3ll_a + 3l_a^2) \frac{1}{J} \right\}^2 - 4 \left\{ \frac{6EI}{l^3} (l + 2l_a) \right\}^2 \frac{1}{mJ}} \end{aligned}$$

固有振動数は $\omega_m = \sqrt{\lambda_m}, \omega_J = \sqrt{\lambda_J}$ よりそれぞれ求めることができる。NF 弁 (AS110) はその固有振動数が、 $f_J \cong 900 \text{ Hz}$ は $f_m \geq 2 \text{ KHz}$ であるため、NF 弁のシミュレーションを行うに際して、先に述べた通り 1 自由度系として考えても差し支えない。実際は、図 2-1-10 に示した平面上の動きだけでなく、可動部の重心の

偏心やトルクモータ部磁気回路の空隙(トルクモータの構成については、詳細を後述する)の傾き等によって、フレキシブル管にねじりが発生する回転方向の動きが見られる。これを含めると3自由度の運動になるが、上述したように製作に起因する要素が大きく、回転方向の共振周波数はより高いため、トルクモータの動きをシミュレーションするのに、本質を欠いていると思われる。実用上は、このような高い周波数を問題にする必要性は少ない。

アリアドネの糸3 ラグランジュの運動方程式：(文献[2]、[3]による)

以上は Lagrange の方法によったのであるが、これを Newton 流に書けば

略

のごとく、自由度が上がるばかりでなく、未知の拘束力 $\mathbf{R} = (\mathbf{R}_x, \mathbf{R}_y)$ を登場させなければならない。このようなことが不必要となるところに、Lagrange の方法の美点があるといえよう。また、“T、Uなどを求めるまでが問題であって、それが求まったのちは Lagrange の方程式に入れるだけでよい”ということは、運動方程式をたてるときに、しばしば悩まされる符号のあいまいさを解消してくれる点でもすぐれている。

(振動工学演習Ⅱ：高橋利衛)

そして：

理論的な書物を読むとき、いきなりあまりに巧みな構成概念にぶつかり、それが巧緻を極めているだけに、その発想の秘密や構成の手続きをその場ですぐさま捉えがたく、苦吟のあげく自己嫌悪みたいな気分になることがよくある。たとえばこうだ。私が30数年前、はじめてラグランジアンと出会ったとき、一瞬私は $L=T-V$ を $L=T+V$ の誤植ではないか、と疑ってみたほどである。

未知へのおののきを既知への還元で鎮静しようとする、それはあまりにも平凡な反応の一つにすぎないのだから、こんなにも瑣細なことがらまでいまだに覚えている私の心理を、訝る読者もおられるかもしれない。しかし種明かしは簡単明瞭——爾来30数年間、時に臨み折に触れ(と云って刻苦精励スタイルにとられては、はなはだ迷惑なのだが)少なくともラグランジアンについて語らなければならなくなったときには、いつも簡単明瞭に、その発想の秘密や構成の手続きについて、私なりの見解を述べてみたいと苦慮しつつ、それを温めてきたのであった。

ところが幸か不幸か、その試みはいつも(この“基礎工学セミナー”でもその例に洩れないのだが)不発に終わっているのである。理由はこれまた簡単明瞭——理論の外側から隔靴搔痒の感を嘆ずるよりも、“理論・内・存在”としてのそれ自身に己れを語らせたほうが、いやしくもラグランジアンほどの基本概念に対しては、よりふさわしいものとして、あえて私はいつもそのような発語を抑制してきたのであった。(基礎工学セミナー：高橋利衛)

同書は、ラグランジュ-ハミルトン双対(ラグランジュの運動方程式、ハミルトンの運動方程式、ハミルトンの変分原理など)なぜラグランジアンなのか、ラグランジアンの構成手続きなどなど、量をそして工学を自立(?)させるための大著である。

アリアドネの糸4

ついで動力学的な場合での、慣性力をも含めた仮想仕事を考察することにより、ラグランジュの運動方程式をみちびき、この方程式が静力学的な仮想仕事の原理の、単なる拡張の帰結であることを印象づけた。

ラグランジュの運動方程式は、対象とする力学系における諸力の作用状態のベクトル的な関係をいっさい考慮することなく、単に位置エネルギーと運動エネルギーの適当な一般座標による表現を通してみちびかれ、それらが系の運動を決定するために必要十分な条件を与えることになる。

文献[4]ではラグランジアンを仮想仕事の原理より導いている。他に興味深い力学の話が載っている。

ニュートンの“プリンキピア”（1687）からラグランジュの“解析力学”（1788）の間の100年間の力学の成り立ちについての名講義（？）は文献[5]に詳しい。

実務上は、まずは“習うより慣れよ”と、ラグランジュの運動方程式を使いこなし、ラグランジアンを実感することから始めてみている。これらのために、やはり文献[2]が優れていると思われる。ともかく前述された“TとU”を求めることがとりあえずの課題になる。

トルクモータの共振が現れているNF弁のボード線図を参考に以下に示す。小さな圧力容器とNF弁の間に数ミリの管路を設け、NF弁の出力圧力が供給圧力の1/2近傍につりあわせた状態で、入力電流を正弦波で印加したときの圧力の変化の応答である。入力電流に応じて弁よりの出力流量が積分されて圧力の応答になっていると考えられる。よって、データには -20dB/dec の積分特性が現れている。1KHz以上で測定管路の影響により、ヘルムホルツの共振点（と思われる）が出ているため、それ以上の周波数での応答はトルクモータのメカ的な動きには対応していないとみている。

ヘルムホルツの共振点と、トルクモータの共振点に近い場合、2つのピークが共鳴し、サーボ弁が発振する。サーボ弁の共振点でのダンピングを大きくし、ピークを下げると発振を抑えることができる。サーボ弁のトルクモータ部にダンピング要素を特別に付加するのは難しい（別の面白い課題であるが）。よって、サーボ弁と負荷の間の管路を変えて、ヘルムホルツの共振点をずらすことが賢明な方法であると思われる。

トルクモータ共振点
900 Hz
ヘルムホルツ共振点
約 1500Hz

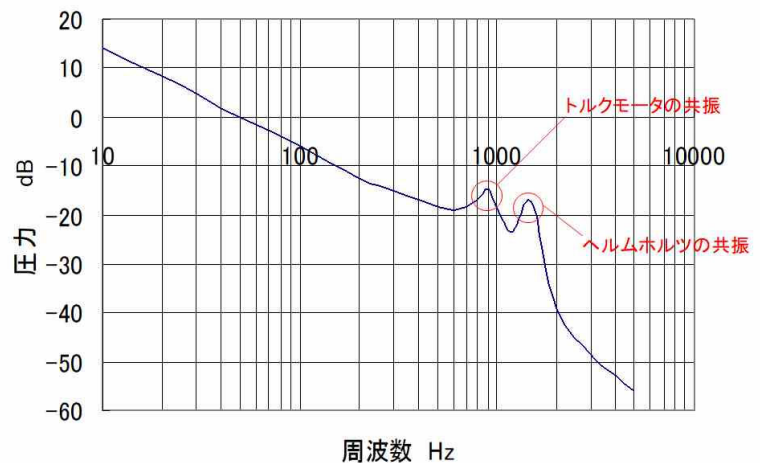


図 2-1-13 NF 弁の周波数応答

図 2-1-13 の応答より、トルクモータの減衰係数 ≈ 0.2 であるとみてとれる。油圧サーボ弁の同等のトルクモータについては、減衰係数 ≈ 0.4 （文献[6]）とされている。油圧サーボ弁の場合は油圧による減衰が付加されていることによる。

このトルクモータを用いた2段型空気圧サーボ弁（後述）では、この減衰係数が小さいことによる振動現象が現れる。これは解決しなければならないまた別の課題である。

減衰はトルクモータの駆動方法にも関わってくる課題である。トルクモータが共振するとアマチュアがコイル内で振動しアマチュアを流れる磁束がアマチュアの変動速度に比例して変動し、コイルに逆起電力が発生する。通常のアンプは電流制御型であるため、アンプの出力インピーダンスが高く、逆起電力による電流が流れない。電圧制御型のアンプを用いた場合は出力インピーダンスが小さいため、電流が逆流（？）する。これがトルクモータの減衰に働く。参考にアンプの基本回路を図 2-1-14 に示す。電流制御型か電圧制御型かは弁が使用される周波数域にもかかわる。一般的には、コイルのインピーダンスの変化に影響されにくいいためあって、ほとんどが電流制御型サーボアンプである。

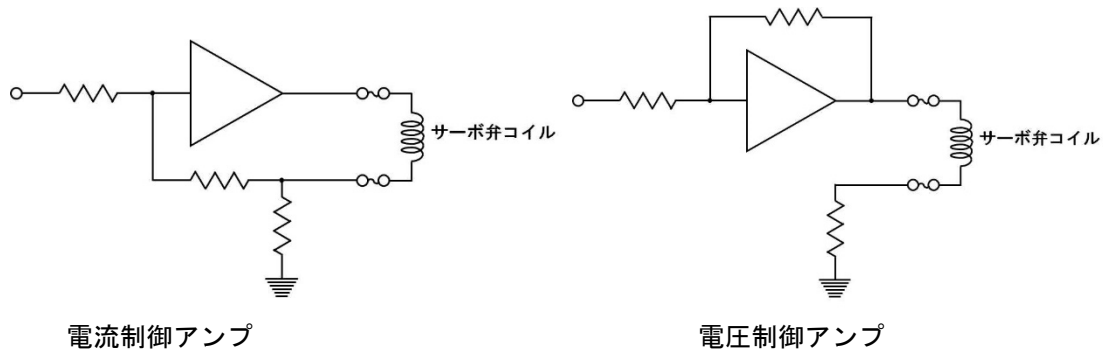
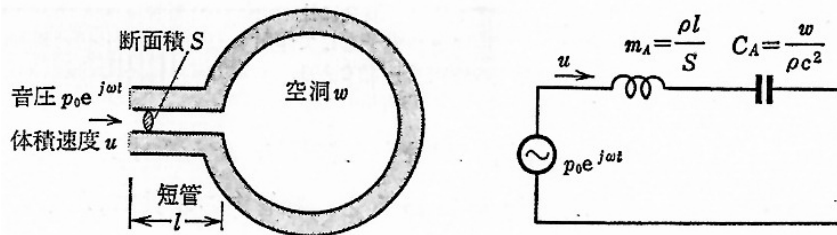


図 2-1-14 アンプの回路構成

アリアドネの糸 5 ヘルムホルツの共振： (文献[7]より)



図はヘルムホルツ (Helmholtz) の共振器と呼ばれ、波長に比べて小さな空洞 w に断面積 S 、長さ l の短管が接続されている。いま短管の入り口の音圧を p 、体積速度を u とすれば、 $m_A = \frac{\rho l}{S}$ というイナータンス

と、 $C_A = \frac{w}{\rho c^2}$ という音響コンプライアンスによって生じた圧力が音圧と平衡するので、次式が得られる。

$$p = m_A \frac{du}{dt} + \frac{1}{C_A} \int u dt$$

p, u は角周波数 ω の複素正弦波であるとする。実効値 P, U を用いれば $p = \sqrt{2} P e^{j\omega t}$ 、 $u = \sqrt{2} U e^{j\omega t}$ と表されるので、これを式に代入して次式が得られる。

$$P = \left(j\omega m_A + \frac{1}{j\omega C_A} \right) U$$

この等価電気回路は図に示したように m_A 、と C_A の直列回路になり、電気回路の LC 共振回路に相当する。音圧 P と体積速度 U の比を音響インピーダンス Z と名付ける。ヘルムホルツの共振器の音響インピーダンスは式から求めることができる。

$$Z = \frac{P}{U} = j\omega m_A + \frac{1}{j\omega C_A}$$

音響インピーダンスを用いることによって、音響素子の形状や大きさを意識せずに音響回路の設計ができる。電気回路で抵抗素子の内部の電流分布を意識しないで回路設計できることと同じである。よって自由空間を進む音波の場合は音響インピーダンス密度 z が用いられるが、音響素子を組み合わせた回路では音響インピーダンス Z が用いられる。

ヘルムホルツの共振器の共振周波数 f_0 は、小さな音圧で粒子変動が最大になる点だから、 $Z=0$ になる。これは LC 共振回路の場合と同様である。

$$f_0 = \frac{w_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{m_A C_A}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{lw}}$$

これがビール瓶などの口に息を吹き込む時に生ずる音の周波数である。

管路中の等価慣性質量は、上記 m_A にある通り管路断面積に反比例する。管路断面積が大きくなれば、管路内の慣性質量は大きくなるが、流速が遅くなるため、等価慣性質量は小さくなる。これは油圧の管路内の等価慣性質量の場合と同じである。

うめくさ 1 : 波長

“音響素子の形状や大きさを意識せずに音響回路を設計できる”とは、空気圧サーボに引き付けていけば、対象としている周波数での波長が素子の大きさに比べて長いということである。例えば 1KHz の周波数での波長は音速を 340m/S としたとき $34000\text{cm}/1000=34\text{cm}$ となる。素子が数センチ以下であれば問題はないと思われる。

2-1-2 低リーク NF 弁

漏れを小さくするため、図 2-1-15 のような割フラップを用いた構成のものもある。左右のフラップが撓むことによってノズルギャップを変化させている。釣り合い位置でフラップとノズルのギャップはほぼ 0 となっている（スプール弁での 0 ラップに相当する）。本弁は 0 ラップのため、先に述べた、一般的な弁であるアンダラップのものと比較すると、スプール弁と同様に制御流量ゲインは約半分になる。よって、当然小さな制御流量のものになる。

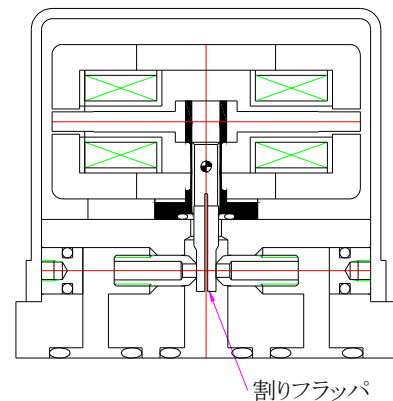


図 2-1-15 低リーク NF 弁

本弁の特徴である中立点圧力ゲイン特性（入力電流対出力圧力特性と同等の意味合いがある）を図 2-1-16 に示す。図 2-1-3 と比較するとその特徴がよくわかる。データは以降、供給圧力 500KPa のときのものである。

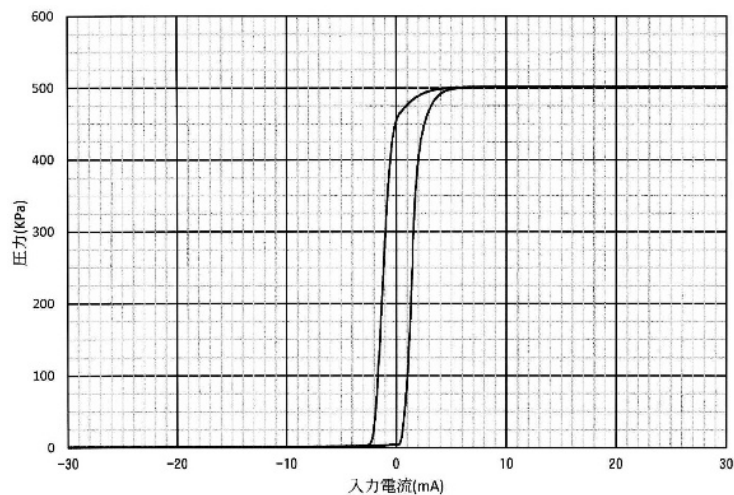


図 2-1-16

図 2-1-17 に流量特性を供給側、排気側それぞれについて示す。

図 2-1-17

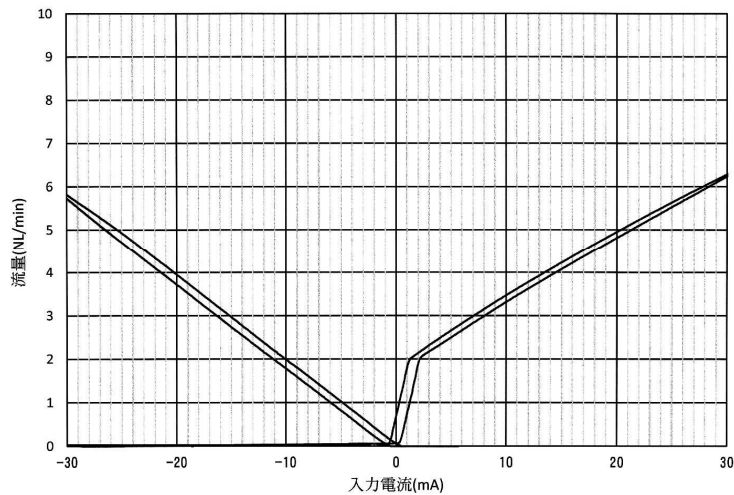
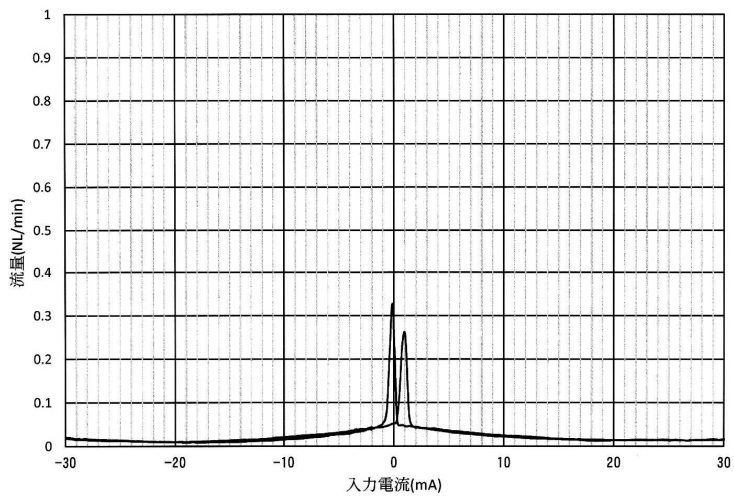


図 2-1-18 に内部リーク特性を示す。図からもわかる通り、制御流量の数%程度と小さい。

本弁の動特性については、標準の NF 弁と同等と考えてよい。図 2-1-15 にみられる中立点での圧力の切り替わりがアクチュエータを駆動したときにどのような影響を与えるか？ナノジャッキを駆動した結果を後報で示す。弁の応答速度が高いので、精密制御にも適用できることが解る。また、多連のアクチュエータを駆動したときなどは、内部リークが小さいので、本弁の特徴が生かされる。

図 2-1-18



2-1-3 4方弁

4方弁にするには固定絞りと可変絞りであるノズルフラップのペアで流路を構成する必要がある。この弁の構成例を図 2-1-19 に示す。本弁の開発は C 社よりあった。アクチュエータに微小な振動が現れることがあり、振動を抑制するために、オリフィスの形状をいろいろ変えて試験した結果、特定の使用条件でしか、振動を抑制できないことが解っていた。制御圧力の変動すなわちノイズを小さくするために、固定絞りに代り新しく考案されたスリット絞りを用いている。

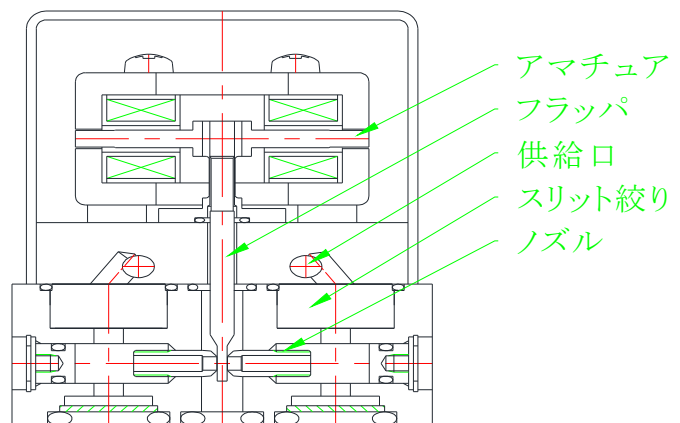


図 2-1-19 4方弁の構成

オリフィスはノズルのカーテンオリフィスと同じように、その評価パラメータが多くあり、縮流絞りである。これに反して、スリット絞りは狭い隙間の流れにより、流れを整流しかつ絞りの出口で閉塞流れにならないようにすきま長さを設定しており、結果として制御圧力のノイズを小さくしている。これは多連パッド静圧軸受（ナノジャッキの項で詳述する）の研究と、東工大の香川研究室で行われていた、弁の流量音を小さくする研究にヒントを得ている。ノイズはオリフィス絞りに比べて、1/5 以下になっている。

図 2-1-20 に空気圧回路構成を示す。固定抵抗（スリット絞り）と可変抵抗（ノズルフラップ）それぞれ 2 個でブリッジを構成している。

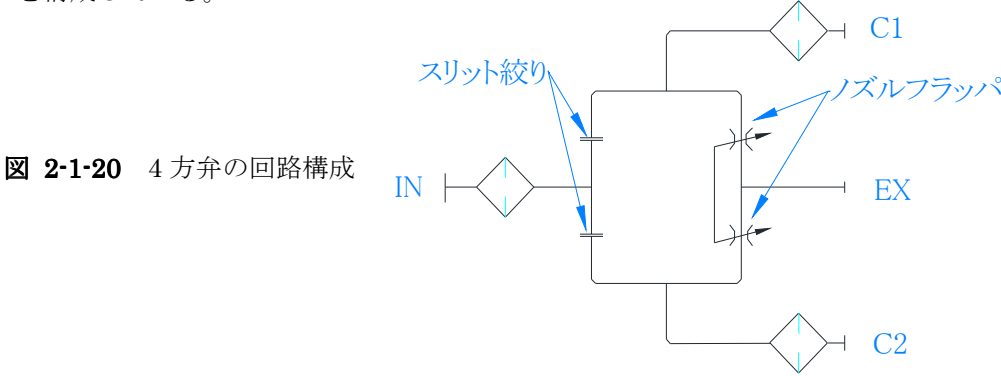


図 2-1-20 4 方弁の回路構成

図 2-1-21 に入力電流に対する出力圧力特性を示す。この中で、圧力の制御範囲は絞りとノズル部の大きさによって変えることができる。図 2-1-22 は制御流量の最大値を示したものである。以降のデータは供給圧力 550KPa のときのものである。

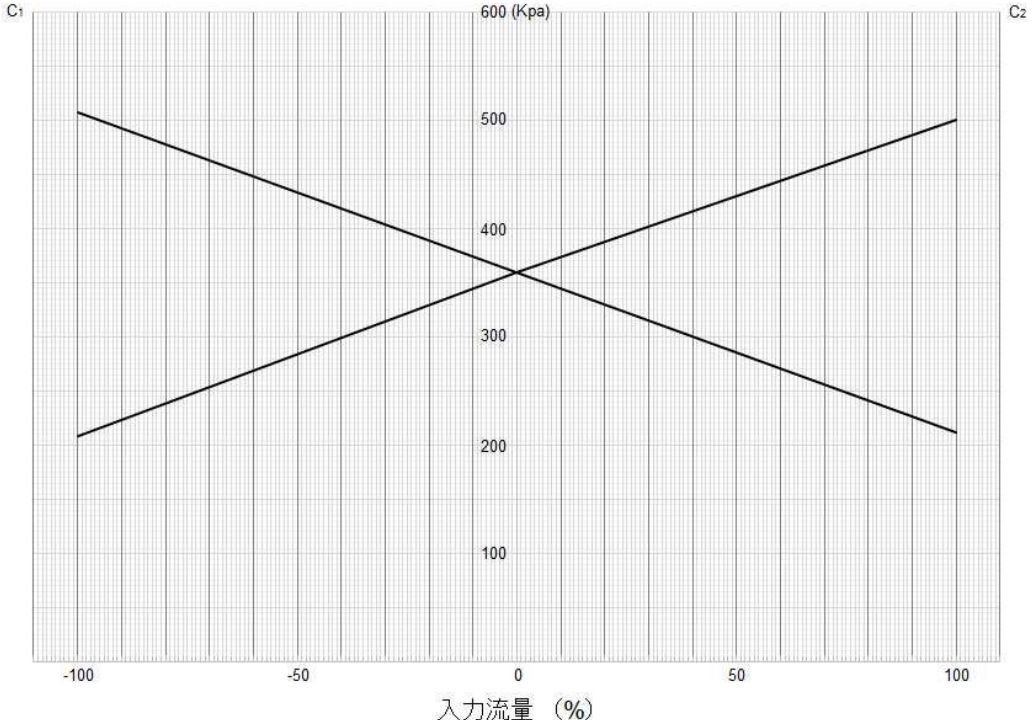


図 2-1-21 出力圧力特性

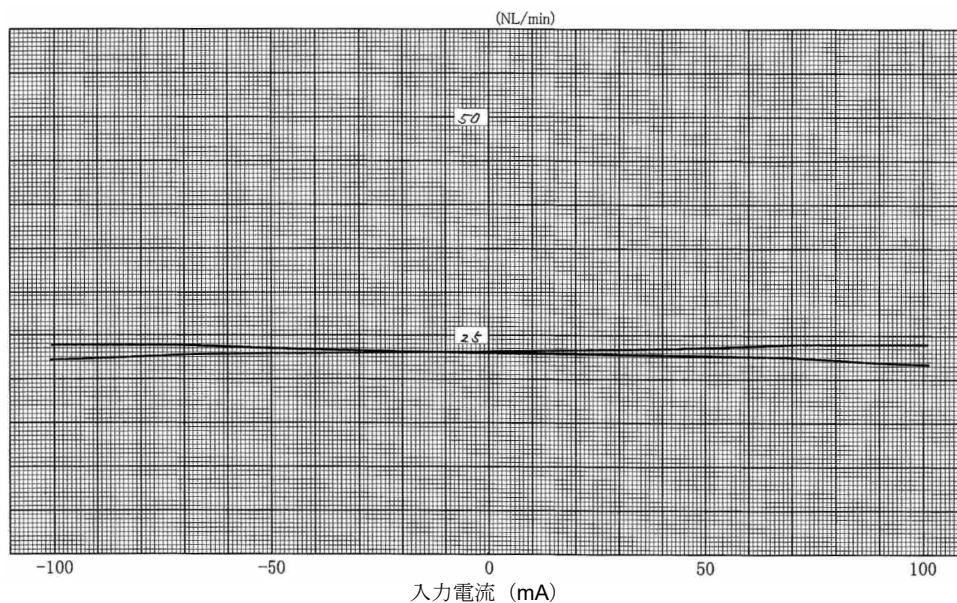


図 2-1-22 流量特性

図 2-1-23 に内部リーク特性を示す。

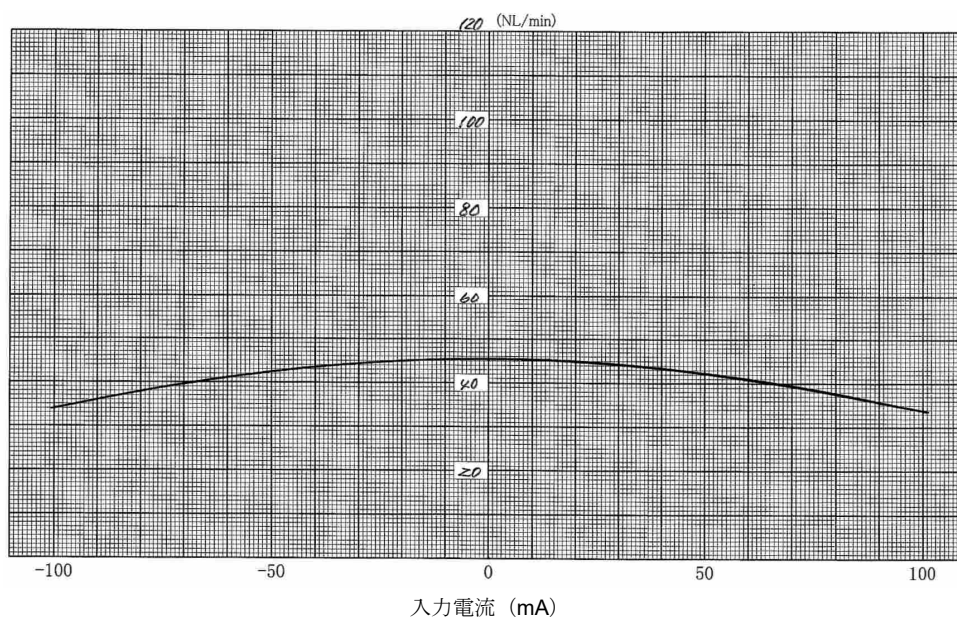


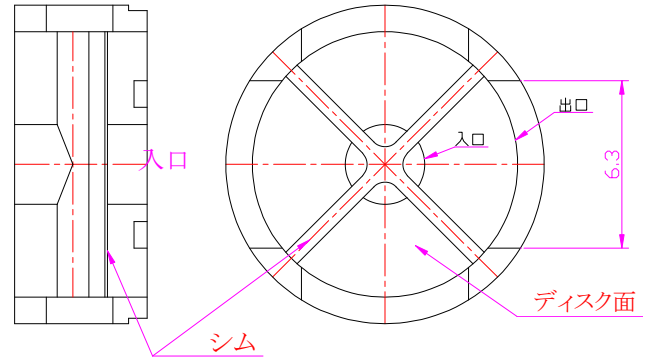
図 2-1-23 内部流量特性

2-1-3-1 スリット絞り

スリット絞りは前述した通り、制御ポートへの流入する流れのノイズを小さくするため、すきま流れを利用しており、絞り入り口から拡張流れになり、整流して流出させる構造である。特にオリフィスを用いる場合、流れが閉塞になると出口では大きな流れの乱れが発生する。オリフィスの出口は弁の負荷側であるため乱れは直接弁の出力となる。すきま流れの利用は空気圧の粘性係数（気体の粘性係数については、Maxwell の気体分子論から Gibbs の統計力学にいたる推移、サザーランドの式等、別項を設けて後述する）が温度によって比較的に変化が少ないこと、すなわち温度変化による状態変化が小さく、ドリフト、圧力ゲインの変化が小さいことに結果する等の特徴を生かしたことになる。

図 2-1-24 にスリット絞りの構造例を示す。

図 2-1-24 スリット絞りの構造



弁の容量に応じてすきまが $5\mu\text{m} \sim 40\mu\text{m}$ 相当のスリット絞りを選択する必要がある。スリット絞りの特徴は、出力ノイズを小さくすること以外に小さなスリットにすれば、一般のオリフィスでは加工が難しい小さな絞りを得ることができる点も特徴である。

スリット絞りの機能は絞りであるため、スリット内の圧力の変動は問題にならず、出口での圧力変動が弁の制御圧変動になるため問題になる。後述する表面絞り（静圧軸受）の場合に問題になる流れの乱れはこのすきまの大きさに関わっている。同様にスリット絞りのすきまの大きさが、具体的量は、個別に調べる必要があるが、圧力変動の大きさに重要な関わりを示すと考えられる。一方、出口部での流れが閉塞状態になっていなければ、定性的にオリフィスよりも圧力変動が小さいであろうと考える。

スリット絞りのすきまの流れは入り口部のオリフィス流れとそれ以降のすきま流れで表されると仮定し、またオリフィス流れの圧力ドロップは入り口部の狭い範囲で発生していると仮定して、入り口の径と出口の径とオリフィス流れによる圧力ドロップの比率を概算しておく。

$$\begin{aligned} \text{亜音速域} \quad \dot{G} &= C \cdot A_o \left(\frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \right) \sqrt{\frac{2g\kappa}{R(\kappa-1)}} \sqrt{\left(\frac{P_c}{P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_c}{P_s} \right)^{\frac{1+\kappa}{\kappa}}} \\ \text{音速域} \quad \dot{G} &= C \cdot A_o \left(\frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \right) \sqrt{\frac{g\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \text{ 入り口面積} \quad A_o = 2\pi r_s h \\ \text{すきま流れ} \quad \dot{G} &= \frac{\pi h^3}{12\mu RT \log(r_a / r_s)} (P_c^2 - P_a^2) \end{aligned}$$

入り口での圧力ドロップが大きくなるに従い、すきま流れからオリフィス流れに近づく。入り口での流れが閉塞状態の場合、入り口での圧力が臨界圧力から P_c に急激に減圧するので、閉塞状態になる境界を見ておくことは、あながち裨益でないことでもあるまいと考える。上式を整理して再記する。

$$\begin{aligned} A_o P_s \alpha &= \beta \frac{h^3}{\log(r_a / r_s)} (P_c^2 - P_a^2) \\ P_c &= \sqrt{\frac{2\pi\alpha P_s r_s \log(r_a / r_s)}{\beta h^2} - P_a^2} \\ \alpha &= C \sqrt{\frac{g\kappa}{RT_s} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad \beta = \frac{\pi}{12\mu RT_s} \\ P_c / P_s &= \sqrt{\frac{2\pi\alpha P_s r_s \log(r_a / r_s)}{\beta h^2} - P_a^2} / P_s \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{aligned}$$

上式で不等号が等しいとき、閉塞との境界を表す。代表的な供給圧力について、 r_s 、 r_a/r_s 及び h をパラメータとして図 2-1-25 に示す。

カーブの上部が閉塞状態を表す。
ここで対象としているすきまは $15\mu\text{m}$ 以下なので閉塞状態にはならないことが図より見てとれる。

供給圧力 $4\text{Kg/cm}^2\text{G}$

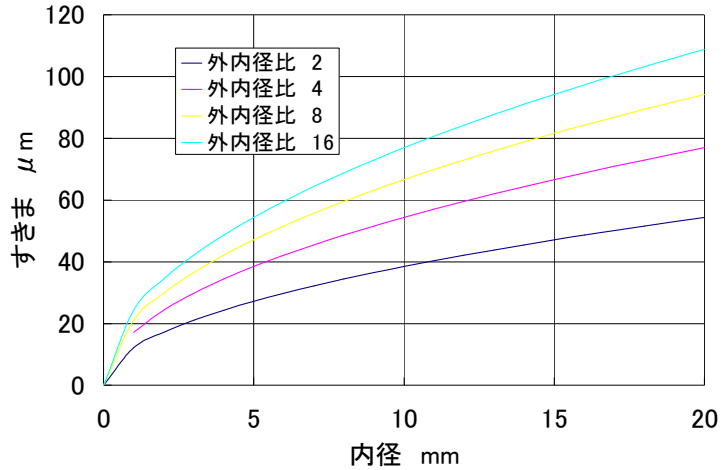


図 2-1-25 閉塞の境界

内径 ($\phi 5$ 、 $\phi 10$ 、 $\phi 20$) 外径 ($\phi 20$ 、 $\phi 30$ 、 $\phi 50$) すきま (10μ 、 15μ 、 20μ) について、入り口部の圧力ドロップを試算したものを図 2-1-26 に示す。

供給圧力
 $4\text{Kg/cm}^2\text{G}$

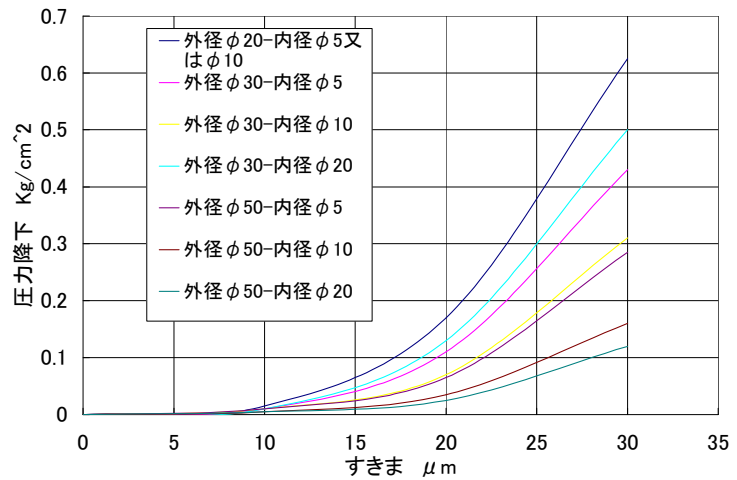


図 2-1-26 入力部の圧力ドロップ

図 2-1-26 よりみると、供給圧力が $4\text{Kg/cm}^2\text{G}$ の場合、すきまが $10\mu\text{m}$ 以下で圧力降下は小さく無視できる。参考に供給圧力 $9\text{Kg/cm}^2\text{G}$ のときのグラフも示す。

供給圧力
 $9\text{kg/cm}^2\text{G}$

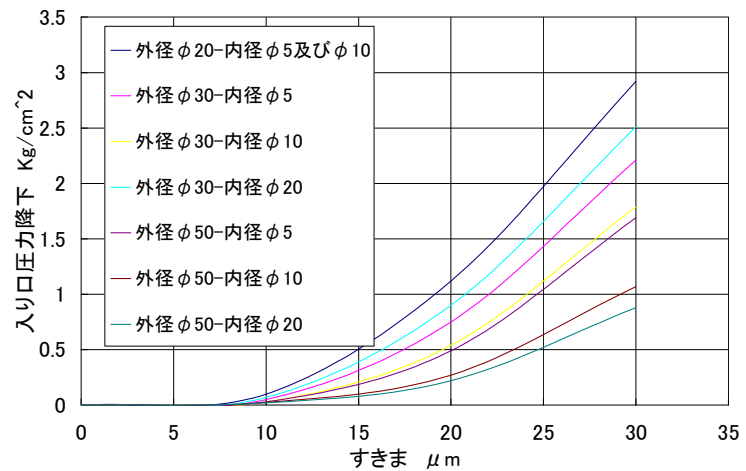


図 2-1-27 高圧時の入力部圧力ドロップ

いずれの図においても、外内径比が小さいときは入り口部圧力ドロップが大きくなっている。すきま流れの距離が小さいときは当然のこととして、入り口の抵抗が比較上大きくなる。絞りの流れ、すきま流れ等について

ては別途参考文献等も含め詳しく述べる。すきま流れを絞りとして用いるときは、層流絞りになるようにすきまの大きさ、外内径比、すきまの距離などを選択する必要がある。また、流速がすきま内で加速されるか減速されるか等も重要な評価基準である。出口の流速が加速されるか減速されるか概算しておく。

スリット絞りの流れを

1. 等温流れとする
2. スリット内すきま流れを粘性抵抗が支配するもの

と仮定すると、スリット絞りを通過する質量流量 G より、入口部流速 V_{in} 、出口部流速 V_{out} を算出する。

入り口、出口流速は

$$V_{in} = \frac{G}{\gamma A_{in}} = \frac{G T_{in} R}{P_{in} A_{in}}$$

$$V_{out} = \frac{G}{\gamma A_{out}} = \frac{G T_{out} R}{P_{out} A_{out}}$$

で表される。

よって、仮定より、絞りの入り口の流速に対する出口の流速の比率は以下の式で求められる。

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{P_{in} A_{in}}{P_{out} A_{out}} = \frac{P_{in} r_{in}}{P_{out} r_{out}}$$

出口の流速が入り口の流速に比べ減速される条件は上式より、

$$\frac{P_{in} r_{in}}{P_{out} r_{out}} \leq 1 \quad \text{より} \quad \frac{P_{in}}{P_{out}} \leq \frac{r_{out}}{r_{in}}$$

と求められる。この条件であれば、入口で閉塞状態であったとしても、出口側の流速は音速以下となり、臨界圧力から出口部の圧力に急激に減圧されることによる圧力変動は発生しないことになる。

以上が先の仮定を前提としたときの設計上の目安となる。

うめくさ 2

すきま流れを等温変化と仮定したが、ポルトロブ変化と仮定したときは、熱力学の完全ガスの式

$$PV^n = \text{一定}, \quad TV^{n-1} = \text{一定}, \quad \frac{T}{P^{\frac{n-1}{n}}} = \text{一定} \quad (\text{文献[8]または[9]による}) \quad \text{より、入り口圧力と出口圧}$$

力の比とスリット絞りの形状は以下で示される。

$$\left(\frac{P_{in}}{P_{out}} \right)^{\frac{1}{n}} \leq \frac{r_{out}}{r_{in}}$$

$n=1$ は等温変化、 $n=1.4$ は断熱変化である。スリット絞りの場合は、 $n=1$ に近いすなわち等温変化に近い流れであると考え（すきまが狭いので）。ちなみに、静圧軸受の表面絞り形状のものへの検討はたいがい等温変化で検討されている。

20℃の空気を入り口圧 5bar、出口圧 2.5bar で流した場合、断熱変化と仮定すると、前式より出口の温度が計算できる。

$$T_{out} = \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{n-1}{n}} T_{in} \quad T_{out} = \left(\frac{3.5}{6} \right)^{0.29} \times 293 \cong 250$$

となり、 $250 - 273 = -23^{\circ}\text{C}$ になる。空気が乾燥空気でないとき絞りの出口から雪が出てくるか？
ともかく、スリット絞りの流れが等温変化かそれに近い変化であることがポイントである。

文献

- [1] R.H.MASKREY, W.J.THAYER. A BRIEF HISTORY OF ELECTROHYDRAULIC SERVOMECHANISMS. TECHNICAL BULLETIN 141, 1978, MOOG.
- [2] 高橋利衛. 振動工学演習Ⅱ. オーム社
- [3] 高橋利衛. 基礎工学セミナー. 現代数学社
- [4] 奥村敦史. メカニクス入門. 共立出版.
- [5] 山本義隆. 古典力学の形成. 日本評論社
- [6] W.J.THAYER. TRANSFER FUNCTIONS FOR MOOG SERVOVALVES. TECHNICAL BULLETIN 103, 1958(revised 1965), MOOG.
- [7] 三田井惇郎. 音響工学. 昭晃堂.
- [8] 谷下市松. 工学 基礎熱力学. 裳華房.
- [9] 佐藤俊, 国友孟. 熱力学. 丸善.