

5 注) 以下では、シンポジウムで配布した「(仮称) FPT1 法による変流量二次ポンプシステムの省エネルギー設計・調整・試験方法に関する技術解説書」を“解説書”と呼びます。

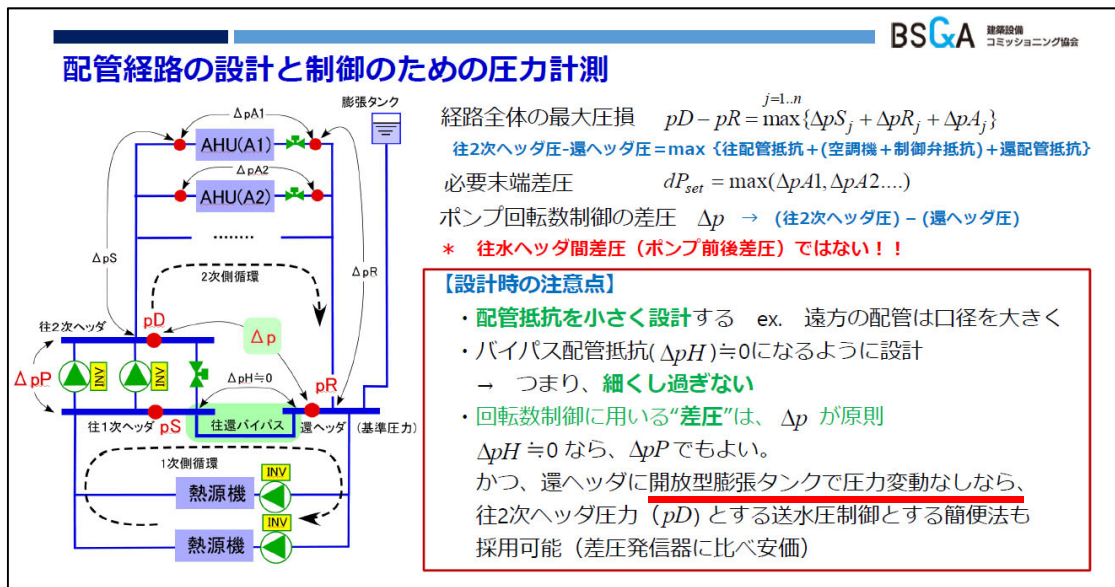
Q 1. 過流量の熱交換問題は理解しているが、定流量弁は採用してほしくない。ポンプの揚程が上がるだけでメリットがない。最近のポンプは曲線が寝ているので最少時あまり圧力が上がりません。Vシーケンスだけで制御するのは無理がある。流量で下限切りした方が良くと考えられる。

10 A. 解説書 P.18 に記しているように、過流量防止の基本は、「a. 定格流量以上は流れないように制御するインテリジェントバルブを設置する。b. 戻り温度制御を設置し 過流量にならないようにする。」で、定流量弁を必須としてはいません。なお、インテリジェントバルブと定流量弁は異なるものです。ただ、小流量の FCU などではコストの関係で a、b の採用が難しく定流量弁で妥協することもあると思われ

15 ますが、当然、あまり省エネな設計にはならないと思われ。

Q 2. 吉田先生にご質問いたします。右下ページ番号 9 ページの「配管経路の設計と制御のための圧力計測」にて設計時の注意点をとお話しいただきました。「開放型膨張タンクで圧力変動なしなら」と資料にも記載ありましたが、密閉型膨張タンクの場合に注意すべき点について、あまり理解ができなかったので、

20 注意点についてご説明いただけますでしょうか。



A. 開放型の膨張タンクがあり還ヘッダに接続されていれば、その圧力は常に一定に維持されるので往ヘッダだけの圧力を測定して差圧を求めることができますが、密閉型膨張タンクの場合には管内圧力が大気圧から切り離されるため、密閉膨張タンクの圧力によって還ヘッダの圧力は流動的になります。そのため、必ず往還ヘッダの差圧を計測し、それによりポンプを制御する必要があります。

25

Q 3. この1次エネルギー計算方法はいつから省エネ計算で使用することが認められますか？

A. 現在、計算法の保守及び改訂のための検討組織において審議中です。この VWV の任意評定法につ

いては、最速で 2024 年 4 月の実施開始が予想されますが、極力早めに実装できるよう関係者で努力しているところです。

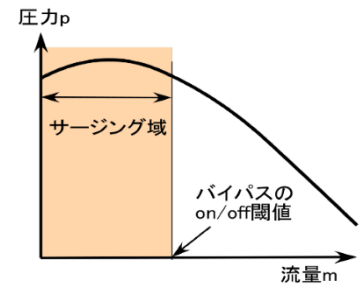


図-3.6 ポンプのサージング

5 Q 4. 解説ありがとうございます。資料（技術解説書案）の P 1 7 右下の図(図-3.6)で、サージング領域は P Q 曲線の頂点より左側の小流量領域と考えてよいですか。また、その P Q 曲線はインバータの最小周波数時の曲線であると考えますが、一般に商用周波数以外のデータはありません。どのようにサージング領域を特定すべきですか。

10 A. ご質問のように図の P Q 曲線は定格回転数時の特性になります。回転数が変わると相似則によって特性が変化しサージング域も変わります。回転数が異なる場合の特性曲線は一般には公表されておらずメーカーに別途依頼しなくては手に入りません。しかし、回転数が異なる場合の特性を相似則により計算で求めても数%の誤差で求めることができます（解説書、付録4参照）。そのため、これを求めることができるツールを作成し公開する予定です。なお、ポンプのエネルギー消費量を求めるのにもこのツールを利用して計算してもらうことを考えています。

15 Q 5. モーター屋の技術者は基底周波数の 10% まで OK と知っていて、空調用ポンプ又はファンに使用する場合、又は 2 乗低減で使用する場合ですね。

20 A. その通りです。通常、モーターメーカーは、モーターの周波数の下限は、基底周波数の 10%（50Hz 帯では 5Hz、60Hz 帯では 6Hz）と回答すると思われます。一方、空調用のポンプについては、低減トルク負荷、つまりトルクが回転速度の二乗に比例する負荷の場合は、ポンプ・ファンのハンドブックに記載されているチェック項目に注意しながら調整をすれば、これも基底周波数の 10% まで下げられるという回答をポンプメーカーから得ています。ただし、現状のポンプメーカーのハンドブックには、まだ、低減トルク負荷のポンプでない場合にも問題がないように下限周波数は、基底周波数の 60% と記載されているため、このような誤解が生じる原因です。本委員会で技術懇談をした荏原ポンプは、来年の新しいハンドブックにはこれに関して正しく記載するとのことでした。

30 Q 6. 松下様にご質問いたします。右下ページ 59 のスライドで熱負荷率-消費電力のグラフにすると  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  をまもられていないことがわかり、過大評価かというお話がありました。これは機器メーカーが定めている最低流量の選定が影響しているように思いますがいかがでしょうか。その場合はどのように評価すべきか、お考えをお聞かせください。

35 A. 機器メーカーが定める最低流量とは、熱源機が運転可能な最低流量のことだとしてご回答いたします。熱源機の最低流量が問題となるのは、熱源機の冷温水ポンプで負荷側循環の揚程まで見込むワンポンプシステムの場合です。この場合、差圧で制御する以外に、最低流量を担保するための制御も必要となり、高めの下限周波数となり消費電力が高止まりする可能性があります。スライドで示した事例は、ツーポンプシステム、つまり熱源側(1次側)循環と負荷側(2次側)循環のポンプが分かれていて、1次側と2次側が連通管で分離されているシステムの2次側のポンプです（本委員会では、現時点ではツーポンプシステムの2次ポンプシステムのみを対象としている）。このシステムで2次側定格温度差が守れない要因は、空調機の二方弁制御の温度設定値がコイル能力以上の能力を要求する値になっていると二方弁が全開（制御不能）となり、流量が定格以上流れるような場合が考えられます。技術解説書の初期調整で、過流量防止調整を重要視しているはこのためです。提示した事例は、この調整ができていない可能性があります。

Q 7. バイパス弁制御は ON-OFF 制御で十分とのことですが、ON-OFF のハンチングが起きる恐れはありませんか。

A. 解説書には明示的に記していませんが、バイパス弁の制御はポンプ前後の圧力差ではなく、2次側流量をもとに on-off 制御とすることを奨めています。この制御法は、2次側の流量はバイパス弁の on-off と無縁であるため制御がハンチングすることはないと考えます。つまり on-off 判定を少し大きな閾値幅を設定して制御すればハンチングは避けられると考えます。

一般には、ポンプの往還圧力差を目標値にしてインバータ制御とバイパス弁制御を共通化して PI 制御する例が多いようです。こういう制御が適用される理由は、ポンプの最小回転数が定格の 60%などと大きく規定されているために2次側の要求流量が少なくなると相当量のバイパス流量が必要なこともあり、回転数とバイパス弁を共通化して制御しているものと思われま

Q 8. 系統の流量比調整を、空調機の2方弁の最大開度調整で…とのことでした

→ 手動バルブは、ON-OFF バルブのみとなり、流量調整したバルブが無くなって管理や再現性は楽になります。ただ、抵抗のない系の2方弁は、限られた開度(例えば0~50%)の範囲での制御となる為、制御性が粗くならないでしょうか。

→ ファンコイルなどの行き2次ヘッドで系統分けされているものは、ヘッドのバルブで流量”比”調整をすると楽でした。

A. 一つ目のご意見ですが、上限開度の設定で流量調整した場合、制御範囲が狭くなることを懸念されていると理解しました。ご指摘の通り、PID 制御の設定など工夫が必要かもしれません。これについては、実案件で確認して、課題の有無を検証しようとしています。

二つ目ですが、貴重なご意見ありがとうございます。機械室設置の空調機1台毎に差圧や流量計測器を設置できる場合はよいのですが、FCU 等の小型の空調機は、1台毎に計測器で計ることは不可能であり、技術解説書では分岐系統別に調整というあいまいな表現になっていることは認識しております。ご意見頂いた通り、根元のヘッド部で調整することで過流量がある程度防止された、のような具体的な調整事例を加筆していきたいと考えています。

Q 9. 実際は設計より負荷側は温度差が付き、流量が少なくなることについて、

→ コイルの能力は、入温度の影響が大きく流量の影響は小さいです。過剰流量に気を付けるとともに、往温度を保つことの重要性も記してはどうでしょうか。

A. 往温度が適正に保たれない理由には、大きく分けて2つあると考えています。一つは熱源の能力不足の問題、もう一つは解説書にも記載したように様々な原因で2次側が過剰流量になって結果として往温度が適正に保たれない問題です。システムによってはブリードイン制御により往温度が保たれないことも散見されますが、これも大きく云えば過剰流量問題の範疇だと考えられます。現実のシステムでは前者より後者の不具合が多いため、またこれが設計の問題であると十分に認識されていないため、本方法では過剰流量の防止設計を強く求めています。一つめの熱源の能力不足は重要ですが、搬送エネルギーの課題ではなく性能保証(瑕疵)の問題で次元が異なると思います。

Q 10. バイパス2方弁の配管は、往きの1次ヘッド、2次ヘッドにつながっています。細いので、往きの2次ヘッド、還りの(あれば2次)ヘッドにつなぐようにしてはどうでしょうか。

A. おっしゃるようにそれが最適だと思います。しかし委員会で議論しましたが、こういう設計要求をもしてもしてくれないだろうという意見がでました。可能だという意見を頂いたので、できればそれが適切であると記載したいと思います。

5 Q 1 1. 2次ポンプのインバータは、1台でもいいようになっていますが…、定速ポンプと変速ポンプの組み合わせは、台数制御の閾値を決めるのが、結構めんどろです。調整する者からすれば、できれば、2次ポンプ全台をインバータにすることを推奨していただければありがたいです。

A. 本手法では、全てのポンプをインバータで回転数制御するのが前提ですが、解説書でそれが明確に記載されていないようなので明確にします。

10

Q 1 2. バイパス2方弁の配管は、25~40Aで十分とあります。→ その通りだと思います。ただ…、もともと能力線図が寝ているポンプが多いうえに周波数を下げると、もっと寝てくることから、そこまで水量を落として制御できなかつたことがありました。

15 A. Q 7とも関係します。ポンプ前後の圧力で制御するとそうなると思われますので、2次側流量で制御することを推奨しています。

Q 1 3. 「資料1\_FPT1法によるVWVシステムの省エネルギー設計・施工・調整・試験方法に関する技術解説書(案)v.15.1s」について、気づいたことを以下、お伝え致します。

20 1) P.8、24~25行目:「定格流量が流れる場合に、この制御弁が必要とする最小必要差圧とコイルや接続配管などの圧力損失の合計を空調機等定格前後差圧という」とありますが、「制御弁が必要とする最小必要差圧」とは「制御弁を全開として定格流量を流した時の差圧」でしょうか。制御弁を全開として定格流量を流した時の圧力損失の合計だけの差圧を機器前後で保持できていれば、定格流量以下の流量へも制御可能と思われます。

25 A. その通りです。正確を期すため「制御弁が必要とする最小必要差圧」を、「定格流量時の制御弁圧力損失」と記します。

2) P.13、36行目:「絶対圧 pD」とありますが、差圧ではない圧力を計測する場合、一般的には大気圧基準(いわゆる「ゲージ圧」)になります。「絶対圧」とは絶対真空を基準とした圧力になります。(P.68、16行目にも「絶対圧力」と表記されています)

30 A. ご指摘の通り間違いですので修正します。

3) P.68、17~18行目:「高価な差圧センサー(差圧発信器)ではなく、圧力センサー(圧力発信器)でよいためコストを低減できる」とありますが、差圧発信器も圧力発信器も計測原理は同じなので、コスト的にも大差ないと思われます。

35 A. 差圧発信器には2種類あります。一つは2点の圧力を直接計測する構造をもった差圧計(高精度)、もう一つは2点のゲージ圧を計測する2つの圧力計をバインドして設けその差を取って差圧信号として発信するものです(センサドリフトなどにより精度劣化が生じる可能性があるのではと思われます)。指示をしなければ後者が設置されることがあり、これは安価です。解説書には高精度な差圧計を設けるよう指示していますが、両者の違いが周知されていないようなのでより明確に記します。

40

4) 以下は編集面での要望です。

・全体:「一次／1次」、「二次／2次」、「二方弁／2方弁」が混在しているので統一していただきたいです。

・P.14、37～39行目:文字が欠落しています。

・P.69、図番:「図-A.3.1」→「図-AP1.3.1」

5 ・P.72、図番:「図-AP1P4.10.1」→「図-AP1.10.1」

・P.72、13行目:「図-5.10.1」→「図-AP1.10.1」

A. ご指摘ありがとうございます。修正します。