技術のページ

コミッショニング事始め（15）

機能性能試験(FPT)（２） 開回路試験と閉回路試験

中原信生　(NESTEC)

開回路試験

開回路試験とは制御系動作による容量制限を解き、機器の最大(または定格)運転能力を検定することである。

(1)搬送系機器

季節に余り関係の無い、搬送系(ファン・ポンプ)に関しては施工段階の試運転調整(TAS)において手動弁やインバーターヘルツの調整が為されている筈で、機能性能試験事前チェック項目で実施内容が確認できれば、敢えて調整を元へ戻して再試験すべきではないが、TAS、FPT の何れかの時点で TAS 結果が間違いないかを確認することは望ましい。調整には P-V、H-V 線図が用いられる。

(2)冷凍機・ヒートポンプ

冷凍機(ヒートポンプ)に関してはヒートソース/ヒートシンク(冷却/加熱塔、エバコン或いは井水等)外界条件が変動するので四季並びにピーク負荷の時点で再検証されることが望ましいが、施工段階の承諾図の段階に、外界や運転状況(負荷率、冷却水や外気温度変動)による入出力・COP などの性能変動資料が確実に提出されているときは受渡し段階で機能性能を検証することができ、それによってピーク時期の性能を予見することは可能である。然し季節ごとの検証を省いてはならない。検証時の合格条件は予め設計フェーズに作成され、施工業者に渡されている性能検証仕様書に記述されていなければならない。

(3)蓄熱槽

蓄熱槽については温度プロフィルや蓄熱槽効率性能はシステム制御の結果検証されるものであるから、開回路試験に相当するものは FPT 時点には特に無く、施工段階から試験調整に掛けて行われる工程内検査(ITI、In-process Testing and Inspection)期間中に行われる、槽そのものの性能(蓄熱水量、防水性能、酸素溶存防止機能など)、水質、制御センサーや入出力配管の径や接続法・拡散性・対称性、弁配置の適正度などがこれに当たる。

(4)熱交換器

熱交換器は受渡し時点で一次側、二次側に所定の水量と温度条件を保持して全負荷を投入できれば開回路試験ができて直接に性能検証が可能である。多くの場合、特に二次側で全負荷が投入できないことが多く、その場合は部分負荷における試験結果より全負荷性能を類推する必要がある。このことは余り書物に見当たらないので以下に計算式と検証実例を示しておく。

熱交換器の特性式を列記すると以下の通り。記号は図1による。なお、ρcVは 1 次側或いは 2 次側の熱容量流量である。

1) $q = KA \cdot LTD$ [kW]

2) $LTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{ln\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$,　$\Delta t_2 \neq \Delta t_1$ のとき [K]

3) $LTD = \Delta t$,　$\Delta t_2 = \Delta t_1 = \Delta t$ のとき [K]

4) $\Delta t_2 = t_{Hin} - t_{Lout}$, $\Delta t_1 = t_{Hout} - t_{Lin}$

水−水熱交換器として;

5) $q = \rho cV_L(t_{Lout} - t_{Lin})$
$= \rho cV_H(t_{Hin} - t_{Hout})$　[kW]

ここに、ρ [kg/l]、c [kJ/kg/K]、V [l/sec]

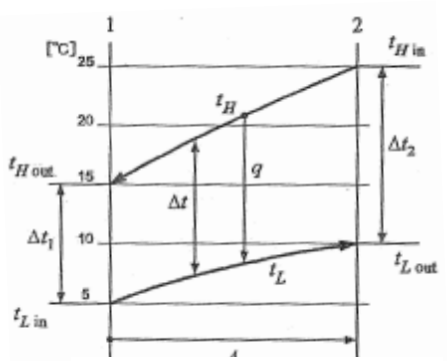

図 1 熱交換器の温度関係

以上の式は熱交換器の設計温度条件から、必要な熱交換係数 KA を求める場合、或いは運転状態の出入り口温度から熱交換器の KA を同定する場合に用いられる。一方、同定した KA より、1 次、2 次側の入口温度条件が与えられたときの熱交換量を推定するには、交換熱量を入口温度条件から求める式を導かねばならない。熱量が求められればそれぞれの出口温度条件が得られ、そのときの LTD が求められる。導出された計算式は以下のとおりである。KA の同定には適切な流量を確保する必要はある。

(参考文献:熱媒の温度差を確保する技術と問題点、APPENDIX A,B、地域冷暖房技術検討小委員会、空気調和・衛生工学会シンポジウムテキスト、2000.1)

6) $q = \overline{K}(t_{Hin} - t_{Lin})$　[KW]

7) $\Delta t_2 \neq \Delta t_1$のとき　$\overline{K} = \frac{1-E}{\beta-E}\rho cV_H$, $\beta = \frac{V_H}{V_C}$, $E = e^{\frac{KA}{\rho c}\left(\frac{1}{V_H}-\frac{1}{V_C}\right)}$

8) $\Delta t_2 = \Delta t_1$のとき　$\overline{K} = KA\frac{1}{1+\frac{KA}{\rho cV}}$　$(V = V_H = V_C)$

(検証例・・T ビル)

T ビル(東電立川ビル)の蓄熱槽と二次側の間の水−水熱交換器の性能検証で、蓄熱システムのコミッショニングの一環として行われた。上述の 6)〜8)の式の導出はこのとき委員のお一人から提出された資料を参照して再整理したものである。

・設計条件　q=868kW、$t_{Hin} = 17$℃、$t_{Lin} = 6$℃、$V_H = V_C = 23$ [l/sec]

・運転実測値から 1)式により同定した KA=337.1 [kW/K]

一次側、二次側とも水量は同一であるので 8)式を用いて次の結果を得る。

・q=825.9 kW、$\Delta t = 8.6℃$, $t_{Hout} = 8.4℃$、 $t_{Lout} = 14.6℃$

従って設計値の 95%のピーク時能力が期待される。それが合格か否かは性能検証仕様書による。

(5)空気調和機

吸込み温湿度条件(室内空気と外気の混合体)が関与するとともに、機内の要素機器の多い空気調和機を設計仕様条件にて開回路試験を行い総合的な能力検定をするのは至難の業であって、そのこと自体、大きな意味は持たない。

(ファン)

ファンの搬送系としての検証は前述の通りである。

(エアフィルター)

エアフィルターは承諾図と工程内検査の段階で納入仕様を慎重に確認する。

(コイル)

顕熱負荷のみの加熱コイルの場合は、必要な場合は上述の熱交換器の計算式で低温側を空気流として書き直せば(ρcの値が異なる)部分負荷からピーク時性能を推定できる。減湿過程のある冷却コイルの場合は簡単ではない。一つの方法はシミュレーションモデルを用いて部分負荷時実測と計算結果の精度確認ができればピーク負荷時も期待する性能を示すと類推する方法であるが、これを普通のコミッショニング過程で要求するのは現実的ではないので、承諾図の段階で入念な発注仕様の精査をしておくことを第一義にすべきで、開回路試験そのものは最大負荷時期に実施して湿り空気線頭上にて解析し能力の検証をする。

(加湿器)

加湿器に関しては開回路試験は可能であり、これも搬送系と同じく試運転調整時の試験調整結果を尊重し、確認過程を確実にすればそれでよい。但し、オンオフの加湿器の場合、弁サイズが過大であると大幅なハンチングを起こすので、閉回路試験に基づく再調整が必要となることがある。

閉回路試験・・蓄熱システムをモデルに

閉回路試験は機能性能試験の焦点であり、試運転調整の実施という視点からは見逃され易い目標性能の実現に必要な制御系の動的・静的特性を確認し、必要に応じパラメータ再調整がなされる。何故ならば、試運転調整で竣工時の負荷状態に基づいた制御パラメータ調整が為されるはずであるが、時にはそれすら看過され、また季節に応じた再調整が為されないで見過ごされ、その時点ではこのことが未だシステムマニュアルに整理して記述されていないと思われるためである。コミッショニングにおいて重視するシステムマニュアルはまさに受渡し段階の機能性能試験を経験した後に最終版がまとめられるというタイミングだからである。

以下、蓄熱システムをモデルとして取り上げる。図 2 は蓄熱システム系統図(ダイアグラム)作成のための原線図を定規として、複式熱回収温度成層型水蓄熱システム(熱交換器あり、全系統 VWV システム)を太線と塗りつぶし(弁・ポンプ)で上書きして作りこんだものである。図中、①～⑪は制御サブシステムと BEMS(⑪)を示す。図の右半は冷水系、左半は暖房系を示すが、夏冬切り替え式の場合は右半の冷水が冬温水に切り替わる。従って左半は、熱回収システムで 2 コイル方式のときの温水コイル、または同じく熱回収方式で冷温水切り替え方式の場合の温水供給系を示す。図の 2 次側の内側のループは三方弁制御の CWV 系統になっており、近来 CWV は稀になっている上、もともと推奨されないのでこれを省いたものを標準図とする予定である。

制御サブシステムは以下の通り。

① 冷水発生モードにおける熱源機冷水出口温度制御(定温蓄熱制御)
② ヒートポンプ等発停制御
③ 温水発生モードにおける熱源機温水出口温度制御
④ 冷却塔制御
⑤ 定水量系統の負荷側送水汲み上げポンプ周りの制御
⑥ 変水量系の熱交換器出口温度制御
⑦ 開放系統における圧力調整及び落水防止制御
⑧ 変流量系統二次ポンプ流量制御
⑨ 小流量時の過熱防止制御
⑩ 室温制御
⑪ BEMS/最適化制御

このシステムに対する標準機能性能試験手続き書が作成されている。(ヒートポンプ・蓄熱センター(HPTCJ)、今年度で最終まとめの予定) 。以下、冷水蓄熱基準で表現する。

(1)チラー・ヒートポンプ周り

1) チラー・ヒートポンプは全負荷運転制御
2) 全負荷運転を原則とするために、流出入水温によって絞り運転をしないように冷凍機側での細工が必要。(電流制御の採用等)
3) 定温蓄熱制御

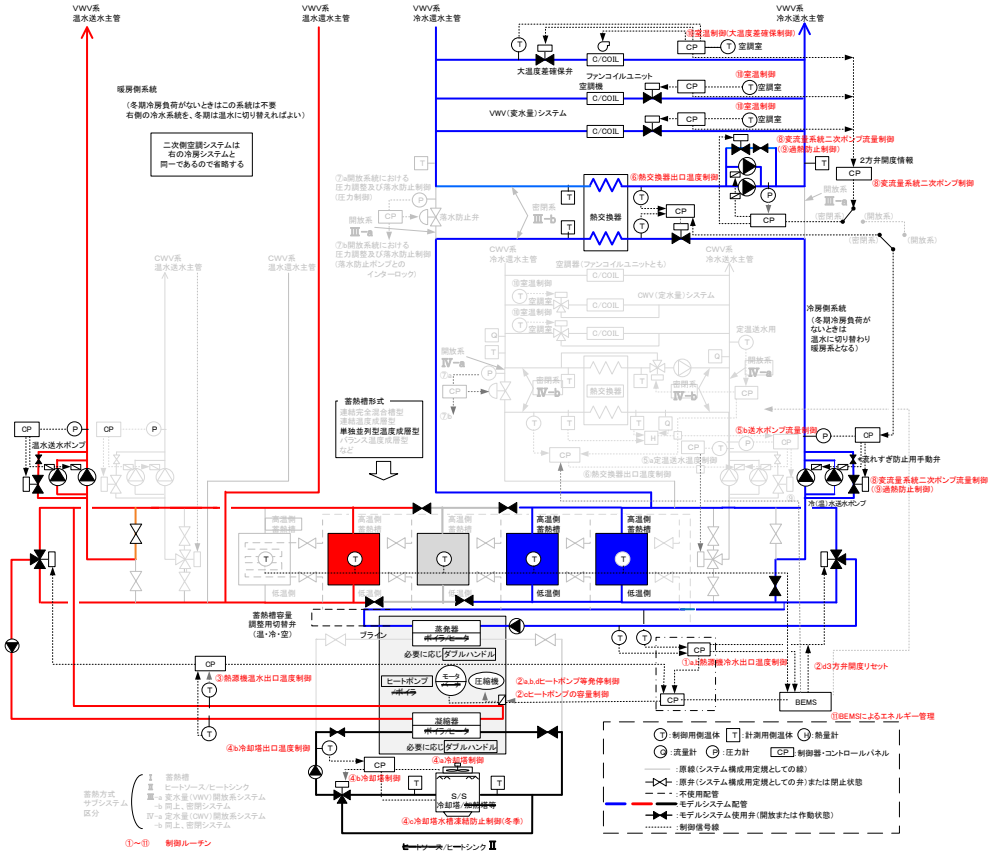

図 2 トータルシステムダイアグラム上の複式熱回収温度成層型水蓄熱システム

吸込み三方弁制御が安定的かつ目標温度で蓄熱可能なように、

① PID 動作を採用

② 出入口温度制御(入口温度で主制御、出口温度で入口温度をリセット)を採用し、適切な制御パラメータを設定、

③ 変流量制御で特大温度差の場合に必要な三方弁制御とのシーケンスの調整、

④ チラーオンオフ用の(入口及び出口)限界温度の適切な設定。

4) 最適蓄熱運転制御(負荷予測と蓄熱余量推定による)

推定用パラメーターの試行錯誤による最適設定、必要に応じてシーズン設定変更のガイドラインを作成。(別の文献‥HPTCJ 蓄熱技術基準‥参照)

5) 最適蓄熱温度設定の評価関数のチューニング、評価しきれないエネルギー(ファン動力等)がある時は年間運転実績を配慮して決定

(2)熱交換器周り

1) 二次送水温度制御

① 熱交換器二次送水温度を必要かつ十分な低温に設定し、一次側水量を絞り、蓄熱槽への大温度差還水を確保する。コイル二方弁制御は蓄熱大温度差化の必要条件、送水温度制御は十分条件である。

② 温度関係が逆転しないように、二次送水温度は常に一次側入口温度とアプローチ温度差を確保するように常時リセットを実行。

③ 二次側流量極小にて一次ポンプを停止し、バイパス化する一次水の還水を防ぐ。

(3) 送水ポンプの VWV 制御、台数制御の最適設定

① ポンプヘッド設定値の、二方弁開度監視によるリセット

② インバーター下限値が高すぎないように高くとも 20%速度までで動作確認。

③ 台数制御とバイパス制御の適正化。バイパス(オンオフ弁)は必ず手動弁を併用し、過熱しない程度の最低流量にセットする。

(4)空調機コイル制御(FCU を含む)

① 自動二方弁が過大サイズでないことを予め(承諾図段階に)確認しておく。

② 自動二方弁バイパス装置が開放のまま放置されないようマニュアルに記述。

③ FCU には大温度差確保弁を用い、ファン速度と連動させたコントローラーを用いて大温度差還水を確保する。

(5)蓄熱温度プロフィル

蓄熱システムにおいては、蓄熱温度プロフィルの推移がシステム運転の最適性を如実に示すので、①始端槽(層)温度の変動、②全体としての蓄熱温度差、③ピストンフロー特性、特に温度逆転の有無に注目、④起動停止の最適性(低負荷時に満蓄運転になっていないか、ピークカットをしているか)に注目して試験を行う。

(6)運転状況情報画面の活用

蓄熱温度プロフィルのほか、熱源運転状況、冷温水・冷却水・熱源水等の温度変化と運転 COP、電力使用量、二次側送還水(熱交一次・二次)温度変動などの監視画面を BEMS または解析用 PC にて監視することによって機能と性能の状況判断を敏速かつ適確に行うことができる。これは受渡し段階というよりは運転フェーズに入ってからの威力が大きい。

なお、エネルギー性能の評価は 1 年を要するが、その間に行われる機能性能試験の原点は OPR であることをその都度確認する必要がある。(以下、次号へ続く)