内容

[1 弁 2](#_Toc65664429)

[2 ポンプ 4](#_Toc65664430)

[3 冷凍機 6](#_Toc65664431)

[4 冷却塔 8](#_Toc65664432)

[5 空冷HP 10](#_Toc65664433)

[6 PID制御 12](#_Toc65664434)

[7 増減段閾値と効果待ち時間を有する台数制御 13](#_Toc65664435)

[8 冷凍機台数制御 14](#_Toc65664436)

[9 配管枝 17](#_Toc65664437)

[10 流量バランス計算 18](#_Toc65664438)

[11. AHU 19](#_Toc65664439)

[参照文献 24](#_Toc65664456)

# 弁

弁開度に対する，流量と圧力損失の関係をモデル化した。弁前後における圧力損失が一定になるような弁開度と流量の関係は固有流量特性と呼ばれ，代表的な固有流量特性にリニア特性，イコールパーセント特性がある（Figure 1.1）。建築設備には制御性を考慮してイコールパーセント特性の弁が用いられることが多い [1]ため，以下ではイコールパーセント特性の弁について述べる。

|  |
| --- |
|  |
| Figure 1.1　固有流量特性 |

弁前後における圧力損失を一定とした場合の制御可能な流量 [kg/s]の最小値と最大値の比は固有レンジアビリティと呼ばれる[2]（Eq 1.1）。本シミュレーションでは，機器仕様としての値を入手できなかったため，適宜を決定した。また，は流量係数と呼ばれるもので，「60°Fの清水を弁の差圧を1psiに保って流した時の流量をGPM (Gallon Per Minute)で表した数値」 [3]と定義される。は弁が全閉時の流量係数で，は弁が全開時の流量係数である。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 1.1 |

イコールパーセント特性において，任意の弁開度に対する流量係数はEq 1.2のように表される。なお，は弁の全開時開度(100％)を意味する。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 1.2 |

上式から，流量比がである場合は弁開度による制御が行えない（ON-OFF制御となる）ことが分かる。また，リニア特性の場合はEq 1.3のように表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 1.3 |

以上をより，流量係数と弁の圧力損失 [kPa]の関係はEq 1.4により表される。なお，は水（15°C）の密度 [kg/m3]，は流体の密度 [kg/m3]，は重量流量 [T/h]である。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 1.4 |

これを弁の圧力損失の式に整理すると，Eq 1.5となる。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 1.5 |

シミュレーションにはEq 1.5を組み込み，計算を行った。以上の弁特性を導入することで，レンジアビリティと流量係数を固定値とし，毎時刻の弁開度と流量を入力値として圧力損失を計算することができる。

# ポンプ

ポンプは流量-全揚程特性曲線と流量-効率曲線を設計図書から取得し近似曲線を作成した。ポンプの流量-効率特性曲線の近似曲線，インバータ，流量と全揚程から，冷温水ポンプの消費電力を計算するモデルである。

|  |
| --- |
|  |
| Figure 2.1 ポンプ　流量-全揚程特性曲線、流量-効率特性曲線の近似曲線 |

設計図書から得たFigure 2.1はポンプINV周波数が定格時の特性曲線であり，INV周波数が変化したときは以下のように変換する[4]。

まず流量-全揚程特性について記述する。ポンプインバータ周波数(0～50Hz)を0~1に換算した値をとし，定格時の流量を [m3/s]，全揚程を [m]とした時，INV周波数が変化した場合の流量と全揚程はEq 2.1、Eq 2.2のように計算される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 2.1 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 2.2 |

特性曲線の近似式より得られる定格時の流量と全揚程の関数をEq 2.3とした場合，Eq 2.1、Eq 2.2よりINV周波数が変化した時の流量と全揚程の関係はEq 2.4と表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 2.3 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 2.4 |

次に流量-効率特性曲線について述べる。定格時の最高効率をとした時，INV周波数が変化したときの最高効率はEq 2.5（経験式）と表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 2.5 |

特性曲線の近似式より得られる定格時の流量と効率の関数をEq 2.6とした場合，Eq 2.1，Eq 2.2からINV周波数が変化した時の流量と効率の関係はEq 2.7と表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 2.6 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 2.7 |

以上を用いると，ポンプ動力 [W]が算出できる（Eq 2.8）。ここで，は重力加速度 [m/s2]，は冷媒（本シミュレーションでは水）密度 [kg/m3]，はモーター損失である。なお，本シミュレーションではモーター損失を0.9と仮定した。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 2.8 |

# 冷凍機

冷凍機は熱源システムにおいて熱を生産する最も重要な機器であり，消費電力が占める割合も最も大きい。そのため適切なモデル化が必要であるが，詳細なモデル化を行うためには容易に入手できない情報を必要としたり，計算時間が増大したりしてしまう。

例えば，宇田川ら [5]は上記の圧縮機・蒸発器・凝縮器それぞれをモデル化し，冷水温度・冷却水温度を入力として冷却能力を算出する手法を提示している。しかしこのモデルは蒸発温度と冷却・排水熱量，圧縮機動力の特性曲線や，蒸発器・凝縮器の熱貫流率といった推定の困難な項目が含まれている。また，上田ら [6] [7] [8]は逆カルノーCOPを基準として理想COPを求め，理想COPに対して様々な損失を考慮した修正係数を除することで推定COPを算出するという手法を提示している。ただし，修正係数の算出に修正係数特性式を入手する必要がある。凝縮器や蒸発器のチューブ汚れによる性能低下は，チューブの熱伝達率の低下による終端温度差（冷媒温度と冷水出口温度の差）の増加が指標として用いられる場合があるため，冷凍機のより細かい検討を行う場合には上記のような詳細なモデル化を行う必要があると考えられる。

その一方で，既往のプログラムの一つであるEnergy Plus [9]やModelica Buildings Library [10]では性能曲線（負荷率－COP曲線）が用いられている。そのため本研究においてもこの性能曲線を用いることとした。COP（Coefficient of Performance）は以下のように定義される。なお，本研究における冷凍機COPはポンプや冷却塔などの消費電力を含まない単体COPを指す。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 3.1 |

Where COP is the coefficient of performance [-].

性能曲線（Figure 3.1 TR3 (Office A) performance curves）の関数を，負荷率を，冷却水出口温度をとすると，式Eq 3.2のように表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 3.2 |

Where is the function that is depicted in Figure 3.1, is the partial load, and is the condenser water outlet temperature [°C].

|  |
| --- |
|  |
| Figure 3.1 TR3 (Office A) performance curves |

このとき，入力値となる冷却水出口温度は未知数であり負荷率，COP，冷却水入口温度，冷却水流量によるエネルギーバランスから算出される（Eq 3.3）

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 3.3 |

Where is the function that leads the condenser water outlet temperature considering energy balance of chilled water, condenser water and power consumption, is the condenser water inlet temperature [°C], and is the condenser water flow rate [m3/min].

式Eq 3.2, 式Eq 3.3において収束計算を行うことで，冷却水入口温度・冷却水流量・負荷率からCOP・冷却水出口温度を算出することができる。なお，Energy Plusにおける収束条件は冷却水出口温度の前ステップとの偏差が0.0001°C以下であった。そのため，本研究でも同様の収束条件を採用した。

# 冷却塔

本節では開放式冷却塔のモデルについて記述する。冷却塔の熱に関する基礎式は以下のように表される [11]。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.1 |

Where is the enthalpy of saturated air at the wetted-surface temperature [J/kg], is the enthalpy of air in the free stream [J/kg], is the specific heat of moist air [J/kg-°C], is the cooling tower overall heat transfer coefficient [W/m2-°C], and is the heat transfer surface area [m2].

ただし，式Eq 4.1は空気や蒸気は理想気体としてふるまう，ファンの熱は無視するといった仮定をおいている。また，湿り空気の比熱は湿球温度の関数で，式Eq 4.2に示される空気平均比熱と同等のものとして扱う。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.2 |

Where is the enthalpy difference between the air entering and leaving the tower [J/kg], and is the wet-bulb temperature difference between the air entering and leaving the tower [°C].

水の熱抵抗は空気よりも非常に大きいため熱交換部の濡れた部分において，表面温度は水の温度になるという仮定を置いている。式Eq 4.1，式Eq 4.2より，全体的な伝熱の式は式Eq 4.3，式Eq 4.4のようになる。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.3 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.4 |

Where is the wet-bulb temperature [°C], and is the temperature of the water [°C].

水側と空気側のエネルギーバランスは式Eq 4.5，式Eq 4.6で表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.5 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.6 |

Where is the mass flow rate of water [kg/s], is the specific heat of water [J/kg-°C], and is the mass flow rate of air [kg/s]

冷却水の単位時間当たりの熱容量が空気のそれよりも小さいと仮定すると，冷却塔効率は式Eq 4.7で表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.7 |

Where is the inlet water temperature [°C], is the outlet water temperature [°C], and is the wet-bulb temperature of the inlet air [°C].

以上の式より，伝熱面積で積分すると，式Eq 4.8の冷却塔効率が得られる。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.8 |

Where and

なお，は式Eq 4.9で表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 4.9 |

以上より，冷却水出口温度を求めることができるが，空気出口湿球温度を仮定しなければならないため，収束計算が必要となる。そのためシミュレーションでは収束計算を行って冷却水出口温度を算出した。なお，収束条件は空気出口湿球温度の前ステップとの偏差が0.01°C以下とした。

# 空冷HP

本シミュレーションの熱源モデルでは、空冷HPの処理熱量と定格能力から負荷率を求め、負荷率と外気温度を基に性能曲線を用いて機器COP（Coefficient Of Performance）を計算する。そのため設計図書から対象熱源システムにおける冷暖房時の空冷HPの定格能力・消費電力を取得し組み込んだ。空冷HPからAHUまで流れる冷温水温度は冷温水出口温度の設定値と一致すると仮定し、空冷HPの処理熱量は冷温水の出入口流量と温度差から求めた。空冷HPの冷温水出口温度は実験棟での設定値から設定し冷水出口温度は7℃、温水出口温度は45℃とした。空冷HPの性能曲線はBESTの機器特性マニュアル8を基に定格能力・消費電力からCOPを計算し作成した（Figure 5.1）。

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| Figure 5.1 空冷HP性能曲線　左：冷房時　右：暖房時 | |

空冷HPモデルでのCOPの計算方法を以下に示す。性能曲線から近似曲線の関数を求め、関数と負荷率、外気温度から式Eq 5.1，式Eq 5.2のようにを計算する。性能曲線は外気温度に応じて線形補間した（式Eq 5.3～式Eq 5.9）。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 5.1 |

|  |  |
| --- | --- |
|  | Eq 5.2 |
|  | |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 5.3 |
|  |  | Eq 5.4 |
|  |  | Eq 5.5 |
|  |  | Eq 5.6 |
|  |  | Eq 5.7 |
|  |  | Eq 5.8 |
|  |  | Eq 5.9 |
|  | | |

# PID制御

PID制御とは，偏差（目標値と制御量の測定値の差）の大小に応じて修正する比例（P）動作，オフセットを除去するための積分（I）動作，偏差の増減を反映して応答を改善する微分（D）動作から構成されるフィードバック制御である。PID調節器の制御則はEq 6.1のように表される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 6.1 |

ここで，*KP*：比例ゲイン，*TI*：積分時間，*TD*：微分時間，*u*(*t*)：制御出力，*e*(*t*)，制御偏差（= *r*(*t*) – *y*(*t*)），*r*(*t*)：制御量の設定値，*y*(*t*)：制御量の測定値

# 増減段閾値と効果待ち時間を有する台数制御

熱源システムにおいて，ポンプや冷凍機の運転台数は負荷状況によって適宜変更される。流量を参照する台数制御の場合，流量が一定時間増段閾値（g12）以上になった場合に増段し，一定時間減段閾値（g21）以下になった場合に減段する（Figure 7.1）。この一定時間は効果待ち時間と呼ばれ，ポンプでは5分，冷凍機の場合は15分とした。増段閾値と減段閾値に設けられたギャップは，頻繁な増減段の発生を防ぐ工夫である。

|  |
| --- |
|  |
| Figure 7.1 Operation number control |

# 冷凍機台数制御

対象システムにおいて、 (i)熱量モードと(ii)流量モードの両者から冷凍機台数の増減段の判断を行っている。増減段は以下のルールで決定される。

・増段：熱量モードと流量モードのどちらかが増段条件に入る

・減段：熱量モードと流量モードの両者が減段条件に入る

また、増減段後には待ち時間を設けてあり、増段後待ち時600sec, 減段後待ち時間900secとなっている。

それぞれのモードにおける増減段条件の詳細を以下に示す。

(i) 熱量モード

熱量モードでは、冷凍機が最適負荷範囲で運転できるように条件が設定されている。ここで、増減段判断に用いられるシステム熱量[kW]は以下の式Eq 8.1で計算される。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 8.1 |

ここで、は送水流量[m3/h]、は往還温度差[℃]、は比重[g/cm3]、は比熱[kcal/g・K]である

を用いて冷凍機の負荷率[%]を求め、それと最適負荷範囲（下限をLo[%]、上限をHi[%]とする）の関係より主に以下のように増減段が判断される。

・増段条件：(1)負荷率100%が10sec以上継続する

(2)負荷率が増段後に最適負荷Lo[%]以上、もしくは現在の負荷率が90%以上となる状態が300sec以上継続する

(3)増段後に即減段条件に入らない

・減段条件：(1)負荷率が減段後でもLo以下となる条件が10sec以上継続する

(2)負荷率が減段後に最適負荷Hi以下となる条件が 300sec以上継続する

(3)減段後に即増段条件に入らない

ここで、最適負荷範囲は冷凍機入口冷却水温度から判断されるが、2013年のBEMSデータからはこれらのデータが得られなかった。よって、BEMSデータから冷凍機台数ごとの冷凍機入口冷却水温度と負荷率の関係を分析し、最適負荷範囲の推定を行った。

冷凍機が1台運転時のTR-1とTR-2の負荷率と入口冷却水温度の関係Figure 8.1に示す。冷凍機が1台運転時に点が密集している部分は最適負荷範囲内であると考えられる。ここでLoは冷凍機入口冷却水温度に比例すると仮定すると、増段条件(2)よりFigure 8.1のオレンジ色の線が増段後に最適負荷Lo以上となる境界であると考えられるため、増段前ではLoの2倍となることが分かる。これより、Loと冷凍機入口温度の関係式（図中オレンジ色の線による一次式）が得られた。

|  |
| --- |
|  |
| Figure 8.1 冷凍機1台運転時の負荷率と冷凍機入口冷却水温度 |

また、冷凍機が2台運転時のTR-1とTR-2の負荷率と入口冷却水温度の関係をFigure 8.2に示す。冷凍機が2台運転時に点が密集している部分は最適負荷範囲内であると考えられるが、負荷率が極端に低い部分に密集していることが確認された（Figure 8.2※印の部分）。詳細に分析を行うとこれらのデータはゴールデンウィーク期間における点検時のものであるため2台運転時でも極端に低い負荷率となっていたことが分かった。また、それら以外で負荷率が極端に低いものは冷凍機増減段時のデータであることも確認できた。以上より、残りのデータの中で点が密集している部分を最適負荷範囲内と考えた。ここでLoと同様にHiも冷凍機入口冷却水温度に比例すると仮定すると、減段条件(2)よりFigure 8.2のオレンジ色の線が減段後に最適負荷Hi以下となる境界であると考えられるため、減段前ではHiの1/2倍となることが分かる。これにより、Hiと冷凍機入口温度の関係式（図中オレンジ色の線による一次式）が得られた。

|  |
| --- |
|  |
| Figure 8.2 冷凍機2台運転時の負荷率と冷凍機入口冷却水温度 |

(ii) 流量モード

流量モードでは、送水流量と冷凍機の定格冷水流量を比較し増減段の判断を行う。

・増段条件：送水流量が運転中冷凍機定格冷水流量の80%以上となる

・減段条件：送水流量が運転中冷凍機定格冷水流量の60%以下となる

流量モードについては既往研究[[1]](#endnote-1)によりBEMSデータが詳細に分析されているため、詳しくはそちらを参照されたい。

シミュレーションの計算では、常に冷凍機TR-1が運転されており、2台数となる場合のみTR-2が運転されることとした。

# 配管枝

* Branch00 機器のみを有する枝
* Branch01 機器、バルブを有する枝
* Branch10 ポンプ・機器を有する枝
* Branch11 並列ポンプ複数台とバイパス弁を有する枝
* Branch12 ポンプ、機器、バイパス弁を有する枝

# 流量バランス計算

本シミュレーションではダクト風量、冷温水流量は流量バランス計算によって決定する。流量は管路内の圧力分布を以下の2つの条件を満たすように二分法を用いて収束計算を行う（Figure 10.1）。

1. 任意の節点において，流出入する風量の総和が等しい (Eq 10.1) 。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 10.1 |

1. 任意の閉ループにおいて，圧力の向きを一方向にとるとその圧力増減分の総和は0である (Eq 10.2) 。

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | Eq 10.2 |

|  |
| --- |
|  |
| Figure 10.1　流量バランス計算の2つの条件 |

風量計算においては各室の隙間風も考慮し、室内の気圧と外気圧との差圧、躯体の気密性能から隙間風を算出できるように設定を行った。室内の気圧が外気圧より高い場合は，室内が正圧となり室内から室外に隙間風が流れ出る。逆の場合は室内が負圧となり、室外から室内に隙間風が流れ込むことで室温計算にも影響を与える。

* 二分法

二分法は設定する最大値と最小値の間の傾きが常に正または負で，解が1つある場合に有効な手法である。ポンプやファンの静圧-風量性能曲線は上に凸の二次関数で近似され，圧力損失は流速の2乗に比例するため，二分法によって解を得ることができる。

# AHU

　水-空気熱交換器モデルは文献 [12]を基に作成し、熱交換器モデルの定格時の冷温水流量・風量・能力等のパラメータは設計図書から与えた。

コイルで空気を加熱するときは温水コイルのモデルを用い，空気を冷却するときは冷水コイルのモデルを用いる。

まず，湿り空気線図について説明する。湿り空気線図とは，湿り空気の乾球温度，湿球温度，露点温度，絶対湿度（水蒸気分圧），エンタルピー，相対湿度，比容積などの関係性をまとめた図である（Figure 11.1）。この図を用いることで，2つの状態値から他の値を読み取ることができる。Eq 11.1，Eq 11.2が示すように，エンタルピー，乾球温度，絶対湿度のいずれか2つが分かれば残り1つが求まる（は乾き空気の定圧比熱，は水蒸気の定圧比熱，は水蒸気の蒸発潜熱）。一方，絶対湿度，相対湿度から乾球温度を求めるためには別に数値計算を行う必要がある。

|  |
| --- |
|  |
| Figure 11.1 湿り空気線図[13] |

|  |  |
| --- | --- |
|  | Eq 11.1 |
|  | Eq 11.2 |

* 温水コイル

空気を加熱する場合， Figure 11.2のように絶対湿度は不変である一方，温度とエンタルピーは増加し，相対湿度は減少する。

|  |
| --- |
|  |
| Figure 11.2 加熱時の空気線図 |

交換した熱量が一定という前提で，空気の熱交換量（Eq 11.3），水の熱交換量（Eq 11.4）と熱通過有効度から計算した熱交換量（Eq 11.5）の3つの式により，出口状態を求める。熱通過有効度は移動単位数（NTU），流れの方向（向流，並流，直交流）と流量と関係するため，本シミュレーションではEq 11.6の向流式を使って計算する。入口温度と流量を入力値として出口状態を算出することができる。絶対湿度が一定のため，絶対湿度と乾球温度から相対湿度も計算できる。

|  |  |
| --- | --- |
|  | Eq 11.3 |
|  | Eq 11.4 |
|  | Eq 11.5 |
|  | Eq 11.6 |

* 冷水コイル

空気を冷却する場合，冷水入口温度・流量と空気入口温度・風量によって，空気の相対湿度が一定の上限に達すると絶対湿度が減少し，コイルの表面で結露が発生する。この相対湿度上限は95％と設定した。結露が発生しない，完全乾きコイルの場合の空気状態はFigure 11.3 に示す通りである。

|  |
| --- |
|  |
| Figure . 完全乾き冷却の空気線図 |

結露が発生する場合，のように最初はコイルが乾き状態であり，相対湿度が95％に達すると相対湿度が変わらないまま，絶対湿度，乾球温度とエンタルピーが低下する。この相対湿度が95％に達した状態を乾きと湿りの境界（border）と呼ぶ。

このように部分的に乾きと湿りの状態が共存している場合，乾きと湿りの割合を求める必要がある。そのためには，収束計算が必要となる。

最初はコイルが乾き状態であり、空気の絶対湿度が不変であるため、入口空気の状態(温湿度)から、相対湿度が95％となる境界における乾球温度（）を求めることが出来る。次に，湿りコイルの割合を仮定しその割合を用いて，湿りコイル側における計算を空気の入口温度をと冷水の入口温度から、水の境界での温度を算出する。そして，水の境界での温度と入口空気の状態から乾きコイル側の計算を行い，空気の境界での温度を算出する。この空気の境界での温度と最初に求めたが（許容範囲内で）同じになるように、乾きと湿り面積の割合を変更して収束計算を行う。

|  |
| --- |
|  |
| Figure . 部分乾き部分湿り冷却の空気線図 |

|  |
| --- |
|  |
| Figure . 乾き＋湿り状態 |

加熱コイルの場合と異なり，部分乾き部分湿りコイルの計算において，乾き部分は対数平均温度差（LMTD）を用いて熱交換量を求め，湿り部分は対数平均エンタルピー差（LMED）を用いて熱交換量を求める。Eq 11.7Eq 11.10~が乾き部分の熱交換式であり，Eq 11.11~Eq 11.14が湿り部分の熱交換式である。乾き面積の割合をEq 11.15で示している。

|  |  |
| --- | --- |
|  | Eq . |
|  | Eq . |
|  | Eq . |
|  | Eq . |
|  | Eq . |
|  | Eq . |
|  | Eq . |
|  | Eq . |
|  | Eq . |

乾き面積の割合を繰り返し計算から求めると，出口状態の乾球温度とエンタルピーが確定される。そのため出口空気の絶対湿度や相対湿度なども得ることができる。

# 参照文献

1. **加古五郎 : 調節弁(2):弁の形式と流量特性，計測，第7巻，第7号，pp.400-405，1957.**

**2. 千葉孝男，井口泰男，渡辺宏 : 配管・ダクト系の制御特性，空気調和・衛生工学，第72巻，第5号，pp.391-397，1998. 05/05.**

**3. 宇田川光弘，村田太市 : 空調システムシミュレーションのための圧縮式冷凍機の計算モデル，空気調和・衛生工学会 論文集，第22巻，第64号，pp.73-82，1997.**

**4. 外山幸雄 : 絵とき「ポンプ」基礎のきそ-選定・運転・保守点検-，日刊工業新聞社　2014.**

**5. 宇田川光弘，村田太市 : 空調システムシミュレーションのための圧縮式冷凍機の計算モデル，空気調和・衛生工学会 論文集，第22巻，第64号，pp.73-82，1997.**

**6. 上田憲治，栂野良枝，下田吉之 : B-3 ターボ冷凍機部分負荷性能推定手法の開発:(第 1 報) 性能推定手法の概要と実用化，pp.93-96，2010.**

**7. 高山紗輝，赤司泰義，桑原康浩，上田憲治，栂野良枝 : B-4 ターボ冷凍機部分負荷性能推定手法の開発:(第 2 報) 性能推定手法の簡易性能評価ツールへの導入と効果，pp.97-100，2010. .**

**8. 長谷川泰士，栂野良枝，上田憲治 : E-45 ターボ冷凍機部分負荷性能推定手法の開発:(第 3 報) 熱交換器性能の組込みによる推定手法精度の向上，pp.1279-1282，2011.**

**9. U. S. Department of Energy : Energyplus Version 8.9.0 Documentation Engineering Reference，pp.767-773.**

**10. Wetter Michael，Zuo Wangda，Nouidui Thierry S.，Pang Xiufeng : Modelica buildings library，Journal of Building Performance Simulation，Vol. 7，No. 4，pp.253-270，2014.**

**11. U. S. Department of Energy : Energyplus Version 8.9.0 Documentation Engineering Reference，pp.982-989，March 23 2018.**

**12. 空気調和・衛生工学会編：空気調和・衛生工学便覧14版，3空気調和設備編，pp.181-187，2010.**

**13. 宇田川光弘：パソコンによる空気調和計算法，オーム社，p.8-219，1986 年.**

1. [↑](#endnote-ref-1)