

水冷パッケージ空調システムの信頼性評価に基づく冷却塔設計手法の研究

DESIGN OF WATER-COOLED PACKAGED AIR-CONDITIONING SYSTEMS BASED ON RELIABILITY ASSESSMENT

関口圭輔*, 中尾正喜**, 藁谷至誠***, 植草常雄***, 羽山広文****
Keisuke SEKIGUCHI, Masaki NAKAO, Shisei WARAGAI,
Tsuneo UEKUSA and Hirohumi HAYAMA

Water-cooled packaged air-conditioning systems are reevaluated in terms of alleviating the heat island phenomenon in cities and effectively utilizing building rooftops. Up to now, such reliability assessment has been insufficient, and this has limited the use of this kind of air-conditioning system in the information and communications sectors that demand a high reliability. This work has led to the development of a model for evaluating the reliability of water-cooled packaged air-conditioning systems. The model clarifies the behavior of air-conditioning systems when they fail, and quantitatively assesses the reliability of air-conditioning systems based on the redundancy and number of partitions of cooling towers. These results will be very useful for designing water-cooled packaged air-conditioning systems based on reliability.

Keywords : *Water-cooled Packaged Air-conditioner, Cooling Tower, Reliability*
 水冷型パッケージ, 冷却塔, 信頼性

1. はじめに

昨今の様々な情報通信サービスの普及に伴い、情報通信装置を冷却する空調システムは高い信頼性が要求される。このような建物では、機器を冗長化することで容易に信頼性を高められる空冷パッケージ空調システムが主として使用されている。しかし、情報通信装置の増加および高発熱化が著しく、屋上では室外機が密集して設置され、室外機からの高温排気が直接吸い込まれるショートサーキット現象を引き起こすという報告¹⁾がある。このような設置環境では、空調機の冷房能力の低下や故障の原因にもなり、空調システムの信頼性の低下につながる。

一方、水冷パッケージ空調システムは、大型の冷却塔を採用することで、ショートサーキット現象が起こりにくい配置をとることができる。さらに、冷却塔による潜熱放熱で屋上のスペース効率がが高く、空調機と冷却塔間の距離制限が小さいという特長を有する。現状では情報通信用建物で水冷パッケージ空調システムの採用事例は少ないが、その要因の一つとして、信頼性評価に基づく設計手法が確立されていないため、情報通信装置が要求する信頼性を満足させるのに、空調システムが過剰に冗長性を有していることが考えられる。したがって、水冷パッケージ空調システムの信頼性を評価する手法が確立されれば、前記の設置上の優位性から今後の高発熱化への対応として導入が進むと予想される。

これまで、情報通信用建物の空調システムにおける信頼性評価については、室内機と室外機が1対1で構成される空冷パッケージ空調機について羽山ら²⁾が検討している。これは、空調機の故障だけで単純

に空調システムの障害とするのではなく、室内の熱容量や室外への熱貫流を考慮し、空調機の故障時に室温が上昇し、室温の許容値を逸脱したときに情報通信装置へ支障を与えたとした信頼性評価手法である。また、羽山ら³⁾は、複雑なコージェネレーションを利用した空調システムの信頼性評価法を検討し、室温と外気温で空調機の冷房能力を補正することが、空調システムの信頼性評価において無視できないことを示している。さらに羽山ら^{2) 4)}は、蓄熱槽の熱容量による室温上昇の遅延効果を検討している。これによると、蓄熱槽は、室の熱容量と同様に、電源故障時の空調システムのバックアップとして有用であるとしている。

以上のように、空調システムの信頼性評価において空調機の能力特性や、室の熱容量を考慮することが重要であることがわかっているが、水冷パッケージ空調システムでは以下の点を考慮して既往の研究を拡張する必要がある。第一に、冷却塔故障時の冷却水の温度変化を考慮するため、信頼性評価モデルの構成の一要素として冷却水の熱容量を扱う必要がある。第二に、空調機の冷房能力が冷却水温度によって影響を受けることから、冷却水温度を正確に扱う必要があり、冷却塔と空調機の能力特性も考慮しなければならない。

そこで本研究では、冷却水の熱容量を加味し、冷却塔と空調機の能力特性を定めた水冷パッケージ空調システムのモデルを構築し、空調システムの信頼性を評価する。これにより、目標とする信頼度を定めることで、空調システムの機器構成が検討できることを、試算例をもとに示す。さらに、冷却水容量と電源の故障率に着目し、空調システムの信頼性を高める有効な方法を検討する。

* ㈱NTTファシリティーズ研究開発本部 修士(工学)

** 大阪市立大学大学院工学研究科 教授・博士(工学)

*** ㈱NTTファシリティーズ研究開発本部 博士(工学)

**** 北海道大学大学院工学研究科 助教授・博士(工学)

Research and Development HQ., NTT Facilities Inc., M. Eng.

Prof., Graduate School of Eng., Osaka City Univ., Dr. Eng.

Research and Development HQ., NTT Facilities Inc., Dr. Eng.

Assoc. Prof., Graduate School of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.

2. 記号

| | |
|---------------|---|
| $a_{0\sim 2}$ | : 定数 |
| A_{CT} | : 冷却塔の伝熱面積 [m ²] |
| A_s | : 床または天井の面積 [m ²] |
| A_w | : 外壁の面積 [m ²] |
| $b_{0\sim 2}$ | : 定数 |
| c | : 故障パターンを示すインデックス |
| $c_{0\sim 2}$ | : 定数 |
| COP | : 空調機の成績係数 [-] |
| Cr | : 室内の熱容量 [kJ/(m ³ ·°C)] |
| C_w | : 冷却水の比熱 [kJ/(kg·°C)] |
| G_w | : 冷却水の流量 [kg/s] |
| Ha | : 空調負荷 [kW] (外部負荷と内部負荷の和) |
| H_{AC} | : 空調機の冷房能力 [kW] |
| $H_{AC,Cond}$ | : 空調機の凝縮能力 [kW] |
| $H_{AC,ev}$ | : 空調機の除去熱量 [kW] |
| H_{CT} | : 冷却塔の冷却能力 [kW] |
| H_r | : 内部発熱量 [kW] |
| i | : 外壁を示すインデックス |
| j | : 床または天井を示すインデックス |
| K_{CT} | : 冷却塔の熱通過率 [kW/(m ² ·°C)] |
| k | : 冷却水配管の区間を示すインデックス |
| M | : 冷却水配管の分割数 [-] |
| $MTTR$ | : 平均修復時間 [h] |
| N | : 故障パターンの総数 |
| P | : 年間超過確率 [-] |
| q | : 外気条件の確率密度関数 [-] |
| t | : 時間 [s] |
| Td | : 許容修復時間 [h] |
| U | : 不稼働率 [-] |
| U_T | : システムの不稼働率 [-] |
| V_r | : 室の体積 [m ³] |
| V_w | : 冷却水容量 [m ³] |
| W_s | : 床または天井の熱通過率 [kW/(m ² ·°C)] |
| W_w | : 外壁の熱通過率 [kW/(m ² ·°C)] |
| γ | : 水の密度 [kg/m ³] |
| θ_{nr} | : 上下階の室温 [°C] |
| θ_o | : 相当外気温度 [°C] |
| θ_{OA} | : 外気湿球温度 [°C] |
| θ_r | : 室温 [°C] |
| θ_{SO} | : 相当外気温度 [°C] |
| θ_w | : 冷却水の温度 [°C] |
| λ | : 故障率 [1/h] |

3. 空調システムの信頼性評価方法

羽山ら²⁾は空調機を分割して並列設置する空調システムにおいて、その信頼性を評価する手法を示している。これによると、修理を前提として使用する修理系システムである空調システムの機能障害(以降、システムの故障と記す)を室温が許容温度を逸脱した時点とし(図1)、そのときの不稼働率は機器の故障規模と外気条件から決まる許容修復時間 Td と、その故障が発生する確率から求められるとしている。

以下、空調システムの不稼働率を算出する方法について羽山ら²⁾の文献を引用して示す。故障パターン c の不稼働率 U_c は、故障パターン毎に定まる故障率 λ_c と平均修復時間 $MTTR_c$ 、および許容温度の年間超過確率 P_c より、次式となる。

$$U_c = \lambda_c \cdot MTTR_c \cdot P_c \quad (1)$$

さらに、空調システム全体の不稼働率 U_T は、全故障パターンの不稼働率の和として求める。

$$U_T = \sum_{c=1}^N U_c \quad (2)$$

本研究で扱う水冷パッケージ空調システムを図2に示す。水冷パ

ッケージ空調システムは冷却塔、空調機、分電盤および冷媒配管の構成要素から成り、冷却塔と空調機間を冷却水が循環する。なお、冷却水ポンプは次の理由から省略することにした。松浦ら⁵⁾によると、ポンプの故障率は $2 \times 10^{-5}/h$ 、平均修復時間は 40h である。2台の冷却水ポンプを並列に配置し、1台を冗長して配置することで、空調機が全数停止に至る2台同時故障の故障率は $3 \times 10^{-5}/h$ となる。同じく空調機が全数停止する電源故障の故障率は $10^{-5}/h$ で、これと比較するとポンプ2台同時故障の故障率は無視できるほど低い。冷却水ポンプは比較的安価で設置スペースが少ない機器であることから、このような冗長性をとることが比較的容易に可能である。

以上の水冷パッケージ空調システムに対し、冷却水の熱容量を考慮した信頼性評価モデルを図3とした。(1)式の故障率 λ_c 、および平均修復時間 $MTTR_c$ は、図3の点線で囲われた要素について、直列と並列の関係を使って求めることができる⁶⁾。また、図3の「室の熱容量・熱貫流」と「冷却水の熱容量」は年間超過確率 P_c に考慮され、外気条件の確率密度関数 q を使って(3)式となる。ここで、 q と Td は相当外気温度 θ_{SO} の関数である。

$$P_c = \int_{-\infty}^{\infty} q(\theta_{SO}) \exp\left\{-\frac{Td(\theta_{SO})}{MTTR_c}\right\} d\theta_{SO} \quad (3)$$

ここで相当外気温度を日平均値 θ_{SO} とすると、 q は次式となる。

$$q(\theta_{SO}) = (\theta_{SO} \text{の年間発生回数}) / 365 \quad (4)$$

したがって、(3)式は次式に近似できる。

$$P_c = \sum \exp\left\{-\frac{Td(\theta_{SO})}{MTTR_c}\right\} / 365 \quad (5)$$

1つの故障パターンについての年間超過確率 P_c は、一日毎に故障が発生したとし、故障発生日毎に 365 個の Td を求め、(5)式より得る。さらに、全故障パターンについて P_c を求めることで、(2)式より U_T を得る。

なお、羽山ら²⁾の方法に従い、故障が翌日以降に及ぶ場合でも、相当外気温度は故障発生日の平均温度が継続するものとする^{注1)}。

(5)式において、許容修復時間 Td は、機器の故障発生後の室温を計算し、室温が許容温度に達する時間として求める。外気条件は、一年分の標準気象データ⁷⁾から日平均とした 365 個を設定する。これは、羽山ら²⁾により、外気条件を日平均としても、信頼性評価においては時間毎に外気条件を設定した場合との差が小さいことが示されていることによる。

また、機械室の許容温度は 35°C とした。これは情報通信装置の吸い込み部の許容温度を 45°C とし、室温から情報通信装置の吸い込み部の温度上昇分を 10°C 考慮したものである。

さらに、室温は室内に増加する熱量が外部負荷と内部負荷の和に、空調機の除去熱量を引いた値と等しいとして求めることができる。その具体的な算出方法は次章で示す。

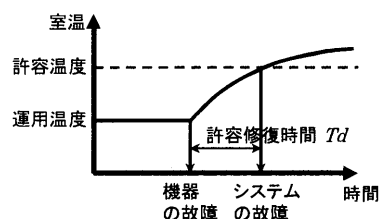


図1 空調システムの機能障害

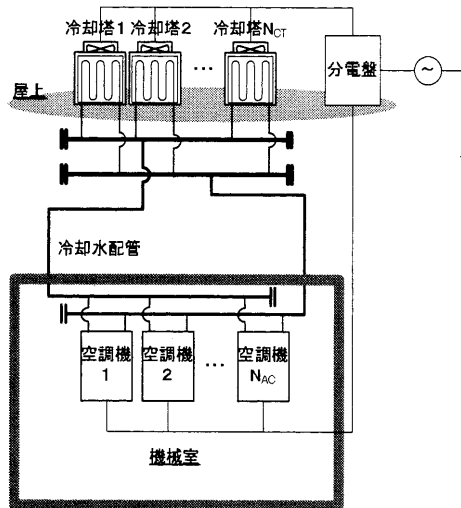


図2 水冷パッケージ空調システムの系統図

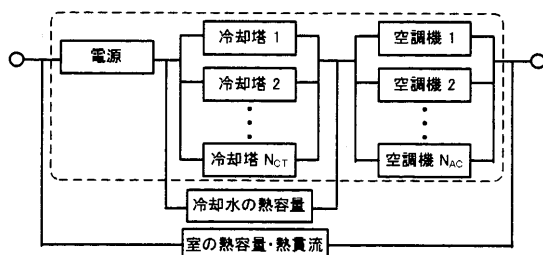


図3 冷却水の熱容量を考慮した信頼性評価モデル

4. 室温の計算方法

故障発生後の室温の計算方法を以下に示す。

4.1. 室モデル

図4は室モデルの概略を示す。対象とする機械室は、建物の中間階に位置する高発熱な機械室を想定する。故障後の室温変化をとらえる場合、故障日時を決めて動的熱負荷計算法⁷⁾などを用いて求めることができる。つまり、処理できない熱負荷が一旦壁体に蓄えられてから屋外に流出するとして、時間的な遅れを考慮する。しかし、機器の構成によって決まる故障パターンの全組み合わせについて、故障発生日時毎に室温を求めるには膨大な計算量が必要になる。このため、羽山²⁾は室内空気、壁体および情報通信装置を考慮した室の熱容量を用い、さらに故障前後で外気条件が変わらないとする簡易計算方法を提案し、高発熱機械室における不稼働率を算出する上で有効であることを示した。本研究においてもこの考えに従い、熱平衡式を次式とする。

$$Cr \cdot Vr \cdot \frac{d\theta_r}{dt} = Ha - HAC_{ev} \quad (6)$$

$$Ha = \sum_{i=1}^n \{ W_{W,i} \cdot A_{W,i} \cdot (\theta_{o,i} - \theta_r) \}$$

ただし、

$$+ \sum_{j=1}^n \{ W_{S,j} \cdot A_{S,j} \cdot (\theta_{r,j} - \theta_r) \} + Hr$$

4.2. 水冷パッケージ空調システムモデル

(6)式における空調機の除去熱量 HAC_{ev} を求めるには、空調機入口の冷却水温度を定めなければならない。そこで、図5に示すように冷却水配管を次元の連続配管と見なし、M個の区間に分割して区間毎の冷却水温度を求める。この冷却水配管のモデルは、①冷却水の熱量が冷却塔から放熱する区間、②冷却水が空調機の凝縮熱量を受ける

区間、③冷却水を送水する区間からなる。なお、この水冷パッケージ空調システムモデルは、著者ら⁸⁾によって実機との比較によりその妥当性を検証している。

(1) 冷却塔からの放熱区間

図5(a)に示すように、1区間から冷却水の熱量が冷却塔へ放熱するとし、この区間の熱平衡式を次式とする。

$$Cw \cdot \frac{\gamma \cdot Vw}{M} \cdot \frac{d\theta_{w,k}}{dt} = -HCT - Cw \cdot Gw \cdot (\theta_{w,k} - \theta_{w,k-1}) \quad (7)$$

ここで、冷却塔は密閉型とし、モデルを簡略化するため熱交換器表面温度は外気湿球温度と等しいとして、 HCT を次式より求める。

$$HCT = KCT \cdot ACT \cdot \Delta\theta_m \quad (8)$$

$$\text{ただし、} \Delta\theta_m = \frac{(\theta_{w,k-1} - \theta_{oA}) - (\theta_{w,k} - \theta_{oA})}{\ln\{(\theta_{w,k-1} - \theta_{oA}) / (\theta_{w,k} - \theta_{oA})\}}$$

(2) 空調機凝縮熱量の受熱区間

図5(b)に示すように、1区間から冷却水が空調機の凝縮熱量を受けるとし、この区間の熱平衡式を次式とする。

$$Cw \cdot \frac{\gamma \cdot Vw}{M} \cdot \frac{d\theta_{w,k}}{dt} = HAC_{Cond} - Cw \cdot Gw \cdot (\theta_{w,k} - \theta_{w,k-1}) \quad (9)$$

ここで、空調機の冷房能力、 COP および凝縮熱量は、メーカーの特性線図⁹⁾より二次回帰した。ただし、空調機は空調負荷(内部負荷と外部負荷の合計)に応じた容量制御ができるとし、空調負荷が(10)式で求まる冷房能力 HAC より小さいとき、空調機が実際に除去する除去熱量 HAC_{ev} は空調負荷に等しく、空調負荷が HAC 以上のとき、 HAC_{ev} は HAC と等しいとした。

$$HAC = (a_0 \cdot \theta_{w,k}^2 + a_1 \cdot \theta_{w,k} + a_2) \cdot \theta_r + b_0 \cdot \theta_{w,k} + b_1 \cdot \theta_{w,k} + b_2 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} HAC < Ha \text{ のとき、} & HAC_{ev} = Ha \\ HAC \geq Ha \text{ のとき、} & HAC_{ev} = HAC \end{aligned} \quad (11)$$

$$COP = c_0 \cdot \theta_{w,k}^2 + c_1 \cdot \theta_{w,k} + c_2 \quad (12)$$

$$HAC_{Cond} = HAC_{ev} \cdot (1 + 1/COP) \quad (13)$$

冷却塔が故障して冷却水温度が上昇したときに、空調機を保護する必要がある。本研究では、空調機の運転範囲として空調機入口の冷却水温度の上限を45℃とした。これは空調機の冷凍サイクルの凝縮温度を65℃とし、凝縮器の熱交換器として凝縮温度と冷却水との温度差を20℃以上と仮定した。このため冷却水温度を空調機の制御変数として扱い、図6に示すように、空調機入口の冷却水温度が45℃まで上昇した時点で空調機を全数停止させ、さらに冷却水温度が冷却塔出口の定格温度である35℃まで低下した時点で空調機を全数運転させるものとした。なお、故障していない冷却塔は、空調機停止中も一定で運転を継続させる。

本研究では、空調機の定格冷房能力は40kW、冗長性はとらず、ピーク負荷に応じた台数を設置するとした。

(3) 冷却水の送水区間

冷却塔からの放熱区間および空調機凝縮熱量の受熱区間以外の区間は、冷却水配管を完全断熱とし、熱平衡式を次式とする。

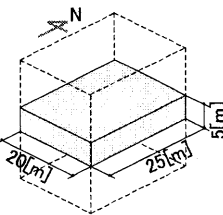
$$Cw \cdot \frac{\gamma \cdot Vw}{M} \cdot \frac{d\theta_{w,k}}{dt} = -Cw \cdot Gw \cdot (\theta_{w,k} - \theta_{w,k-1}) \quad (14)$$

本研究では、冷却水配管の配管長は120m、冷却水の流速は1m/sとした。

4. 3. 計算手順

室温と冷却水温度は、図7に示す室温の計算フローに従い、室モデルと水冷パッケージ空調モデルの各構成要素の状態を算出することで求まる。以下に計算方法を記す。

- ① 計算条件として外気条件、冷却塔の余裕率と分割数を設定する。
- ② 【故障前の定常状態計算】定常状態計算のため、冷却塔放熱部の冷却水温度 θ_w を仮定する。 $d\theta_{wk}/dt=0$ として、式(7)~(14)から各区間の冷却水温度 θ_{wk} を計算する。ここで求めた冷却塔放熱部の θ_{wk} と仮定した θ_w との差の絶対値が 10^{-5} 以下に収束するまで仮定値を変更して計算を繰り返す。
- ③ 【故障後の状態計算】時間ステップ毎に外気条件を設定し、各外壁・床・天井からの流入(流出)熱量、冷却塔の冷却能力、空調機の冷房能力と凝縮熱量、各区間の冷却水温度、および室温を計算する。



| | | | |
|--------------|---------|---------------------------|--------|
| 室 | 面積 | [m ²] | 500 |
| | 熱容量 | [kJ/(m ³ ・°C)] | 40 註2) |
| | 発熱密度 | [kW/m ²] | 1.0 |
| 外壁 | 日射吸収率 | [-] | 0.7 |
| | 室外側熱伝達率 | [kW/(m ² ・°C)] | 0.023 |
| 故障発生時の室温 | | [°C] | 25 |
| 上下階の室温(常に一定) | | [°C] | 25 |
| 外気条件 | | 標準気象データ(東京) | |

図4 室モデル

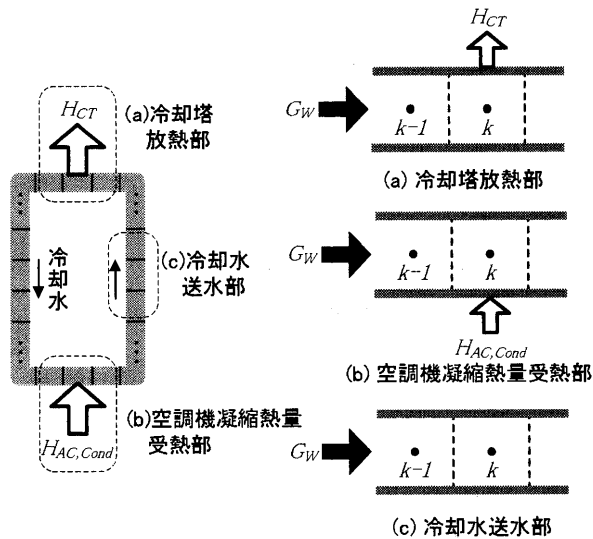


図5 冷却水配管のモデル

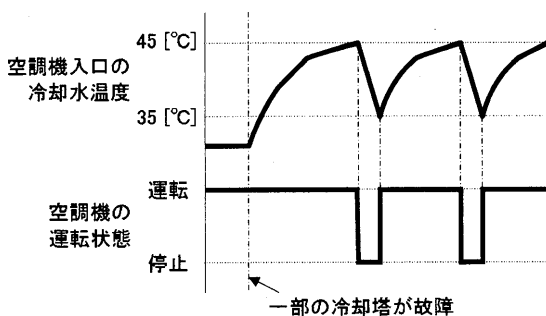


図6 冷却水温度上昇時の空調機の保護制御

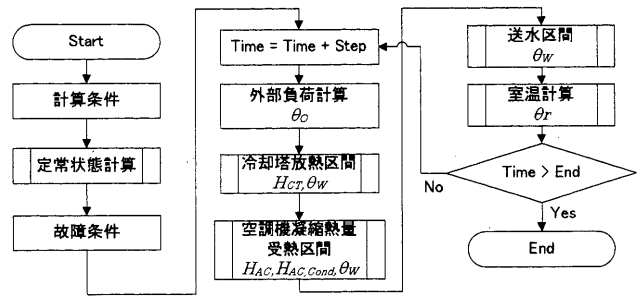


図7 室温の計算フロー

5. 冷却塔故障時の水冷パッケージ空調システムの挙動

図7の室温の計算フローに従い、冷却塔故障時の室温と空調システムの各構成要素の状態を例示する。

図8および図9に冷却塔故障後の温度および熱量の経時変化を示す。表1はその計算条件で、図8の外気条件は中間期として9/23、図9は夏期として8/10の標準気象データ(東京)⁷⁾を使用する。また、故障条件は冷却塔3台中1台が停止したと定めた。

図8では、冷却塔が故障後、冷却塔の総冷却能力が低下し、空調機入口の冷却水温度が上昇する。外気湿球温度と冷却水温度との差が大きくなることで冷却塔のアプローチが大きくなり、冷却塔の総冷却能力は次第に増加する。冷却塔故障から約2時間経過後、冷却塔の総冷却能力は空調機の凝縮熱量と等しくなり、冷却水温度は一定で推移している。一方、冷却塔が故障しても空調機入口の冷却水温度は35°C程度までしか上昇せず、この温度では空調機の冷房能力が空調負荷に対し不足しないので、室温は25°C一定で推移している。

図9では、冷却塔が故障後、冷却塔の総冷却能力が低下し、空調機入口の冷却水温度が空調機の運転範囲の上限45°Cに達する。この時点で空調機は停止し、室温が上昇する。また、空調機が停止中も残りの2台の冷却塔は運転しているため、冷却水温度は35°Cまで低下し、空調機は再運転する。以降、空調機の運転停止を繰り返す間に室温が許容温度の35°Cまで上昇、システムの故障となる。

6. 信頼性評価に基づく冷却塔の余裕率および分割数の検討

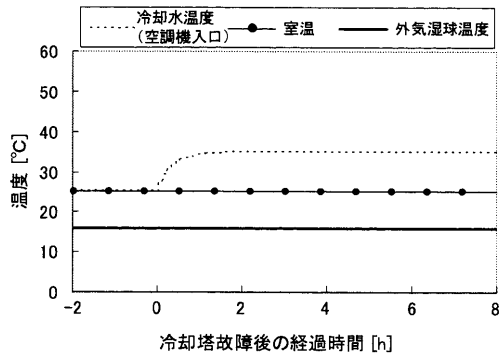
本章では、信頼性評価に基づく冷却塔容量を選定するため、冷却塔の余裕率や分割数がシステムの信頼性に与える影響を検討する。なお、各機器の故障率 λ と平均修復時間 $MTTR$ は、松浦ら⁵⁾の値を採用した。

6. 1. 冷却塔の余裕率および分割数とシステムの不稼働率の関係

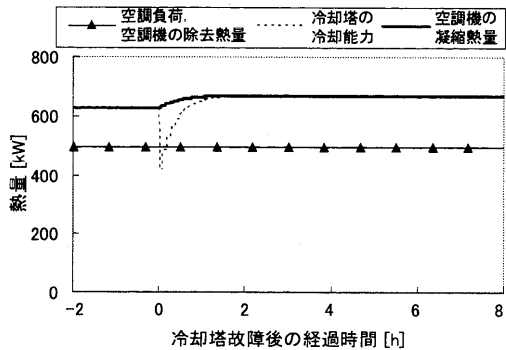
まず、冷却塔の余裕率と分割数の考え方を図10に示す。本研究においては、冷却塔の分割数だけでなく、冷却塔の熱負荷に対する余裕率も冷却塔容量の選定の要素として扱う。図10(a)に示すように、冷却塔1台の冷却能力は、冷却塔の熱負荷に余裕率分を付加した容量を分割数で除した値となる。一方、図10(b)のように、一般的には冷却塔が1台故障してもピーク負荷時に定格能力で100%の冷却能力が確保できる余裕率および分割数を選定する事例(以降、N+1台構成と記す)が見られる。N+1台構成における冷却塔1台の冷却能力は、冷却塔の熱負荷と常用台数N台で決まり、余裕率は冷却塔1台分として常用台数N台に対して固有となる。本研究の構成とN+1台構成のどちらも同一の余裕率と分割数を設定すれば、冷却塔1台の冷却能力は等しくなる。

表1 図8および図9の計算条件

| | |
|------|--|
| 外気条件 | 標準気象データ(東京)の日平均 (中間期(図8):9/23, 夏期(図9):8/10) |
| 冷却塔 | 余裕率0%, 分割数3 |
| 故障条件 | 冷却塔3台中1台が停止 |

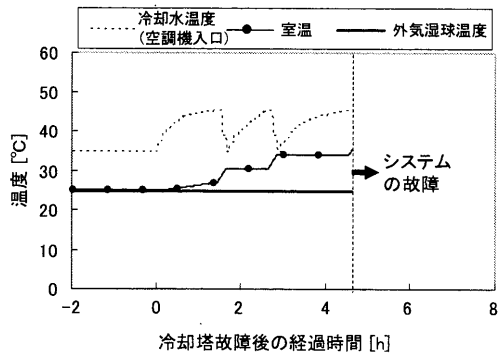


(a) 室温, 冷却水温度の経時変化

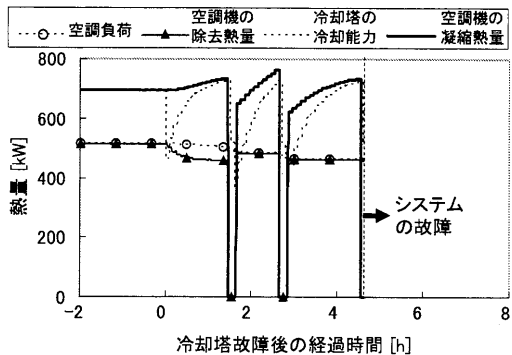


(b) 空調機除去熱量, 冷却塔冷却能力の経時変化

図8 故障後の空調システムの状態(中間期)



(a) 室温, 冷却水温度の経時変化



(b) 空調機除去熱量, 冷却塔冷却能力の経時変化

図9 故障後の空調システムの状態(夏期)

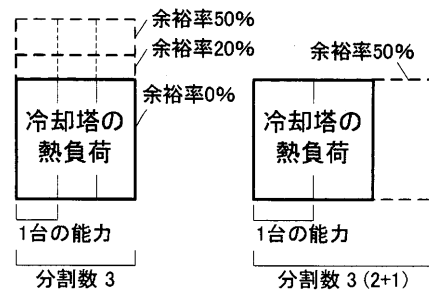
図11および図12は冷却塔の余裕率と分割数を変数としたときの U_T を示し, 表2はその計算条件である。図11と図12は同じ結果を示しているが, 最初に余裕率を決めて目標とする U_T を達成する最小の分割数を求めるときには図11, 最初に分割数を決めて最小の余裕率を求めるときには図12が簡便である。

図11または図12より, 冷却塔の分割数が1のとき, 冷却塔の余裕率を高くしてしても U_T はほとんど変わらない。また, 冷却塔の分割台数が増加すると, 冷却塔の余裕率に関わらず U_T は低下する傾向にある。ただし, U_T には下限があり, 本条件での下限値は約 3×10^{-6} であった。さらに, 冷却塔の余裕率が高いほど, 少ない分割数で U_T の下限値に達している。これらは次のように考えられる。冷却塔が1台では, 冷却塔を大きくしても, それが故障したときの冷却水温度の上昇速度は変わらないため, U_T はほとんど変わらない。また, 分割数を多く, 余裕率を高くすることで, 正常に運転している冷却塔によって, 故障した冷却塔の冷却能力を補うことができる確率が高くなるため, U_T は低下する。これは, 図8に示したように, 一部の冷却塔の故障後に冷却水温度が上昇し, 冷却水温度と外気湿球温度との差が大きくなることで, 稼働している冷却塔の総冷却能力が高くなることに関係する。なお, U_T の下限値は電源の故障率によって決まると考えられ, これについては次章で詳しく考察する。

6. 2. 本研究の信頼性評価モデルの有益性

表3は, 図3の信頼性評価モデルにおいて U_T が 10^{-6} 以下となる冷却塔の最小の余裕率と, N+1台構成の冷却塔の余裕率を比較したものである。冷却塔の分割数2~6のすべてにおいて, 図3の信頼性評価モデルの方が冷却塔の余裕率が少なくなる。これは, 図3の信頼性評価モデルに, 冷却塔故障時の冷却水の温度上昇に伴う冷却塔の冷却能力の増加を考慮しているためであると考えられる。なお, 表3に示す余裕率と分割数の条件で求まる図3の信頼性評価モデルの U_T と, N+1台構成の U_T は, 表2の計算条件では等しくなる。

以上のように, 冷却水の熱容量と, 空調機および冷却塔の能力特性を考慮することで, 目標とする U_T を実現するために, 経済的にあるいはスペース上有利な冷却塔の容量選定結果が得られることから, 本研究の信頼性評価モデルは有益であると言える。



(a) 本研究の構成 (b) N+1台構成

図10 冷却塔の余裕率と分割数の考え方(分割数3の例)

表2 図11~図12の計算条件

| | |
|-----|---|
| 電源 | $\lambda = 10^{-5}$ [1/h], $MTTR = 1$ [h] |
| 空調機 | $\lambda = 10^{-4}$ [1/h], $MTTR = 50$ [h] |
| 冷却塔 | 余裕率・分割数は変数, $\lambda = 5 \times 10^{-5}$ [1/h], $MTTR = 25$ [h] |

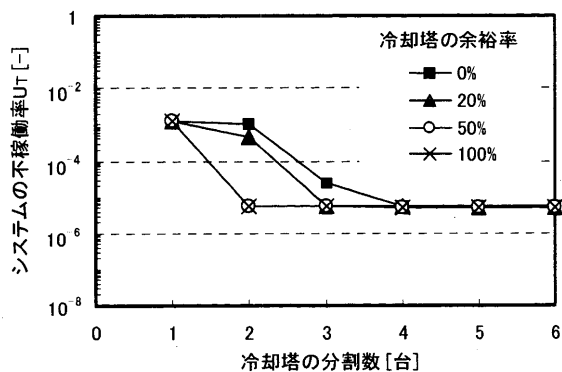


図 1.1 システムの不稼働率と冷却塔の分割数

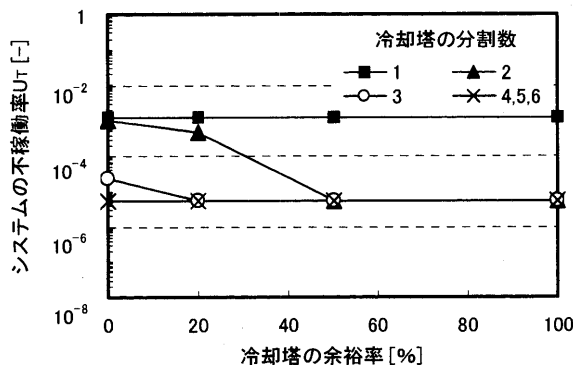


図 1.2 システムの不稼働率と冷却塔の余裕率

表 3 冷却塔の分割数の比較

| 冷却塔の分割数 | 図 3 の信頼性評価モデルで U_T が 10^{-5} 以下となる冷却塔の最小余裕率(図 12 より) | 冷却塔 N+1 台構成の余裕率 |
|---------|--|-----------------|
| 2 | 余裕率 50% | 余裕率 100% |
| 3 | 余裕率 20% | 余裕率 50% |
| 4 | 余裕率 0% | 余裕率 34% |
| 5 | 余裕率 0% | 余裕率 25% |
| 6 | 余裕率 0% | 余裕率 20% |

7. システムの信頼性に対する冷却水容量の影響

本章では、冷却水容量がシステムの不稼働率 U_T に与える影響を検討する。水蓄熱槽等を用いて冷却水容量を多くすることで許容修復時間 T_d が長くなり、 U_T を低下させることが予想できる。

7. 1. 冷却水容量とシステムの不稼働率の関係

図 13 は U_T と冷却水容量、および冷却水容量を外気条件がピーク時の空調機凝縮熱で除した値（以降、最大冷却能力あたりの冷却水容量と記す）との関係を示し、表 4 はその計算条件である。なお本研究のモデルでは、水蓄熱槽等を用いないとき、冷却水配管と冷却塔内に保有される冷却水容量は約 $20\text{m}^3(0.03\text{m}^3/\text{kW})$ である。

図 13 より、冷却塔の分割数 1 と 2 では、冷却水容量を多くすることで U_T が低くなる。また、冷却塔の分割数 4 と 5 では、冷却水容量によらず U_T はほぼ一定である。一方、冷却塔の分割数 3 のとき、冷却水容量が $370\text{m}^3(0.55\text{m}^3/\text{kW})$ 以下では冷却水容量が多いほど U_T が低くなり、冷却水容量が $370\text{m}^3(0.55\text{m}^3/\text{kW})$ 以上では冷却水容量によらず U_T はほぼ一定である。このような傾向の違いは、最も不稼働率が高い故障パターンが異なるためと考えられる。

表 5 は冷却塔 3 分割のときの故障パターンとそのパターン数で、パターン数の合計は 56 通りとなる。これらの故障パターンから、不稼働率が高い上位 3 つを図 14 に示す。冷却水容量を $50\text{m}^3(0.075\text{m}^3/\text{kW})$ とした図 14(a)において、最も不稼働率が高い故障パターンは冷却塔 1 台故障である。この場合は、冷却水容量を多くすることで、冷却塔故障時に冷却水温度の上昇が緩やかとなる。このため、空調機の冷房能力の低下も緩やかとなり、許容修復時間が長くなるため U_T は低下すると予想できる。したがって、図 13 の冷却塔の分割数 1, 2 および分割数 3 で冷却水容量 $370\text{m}^3(0.55\text{m}^3/\text{kW})$ 以下では、冷却水容量を多くすることが U_T を低くするのに有効である。

一方、冷却水容量を $400\text{m}^3(0.60\text{m}^3/\text{kW})$ とした図 14(b)において、最も不稼働率が高い故障パターンは電源故障である。電源故障時は空調機が全数停止するため、冷却水容量を多くしても許容修復時間は変わらない。したがって、図 13 の冷却塔の分割数 3, 4 および 5 で冷却水容量 $370\text{m}^3(0.55\text{m}^3/\text{kW})$ 以上のときは、冷却水容量を多くするより電源の故障率を低くすることが U_T を低くするのに有効である。

あらためて図 12 および図 13 より、 U_T が 10^{-5} 以下となる冷却塔の構成は、表 3 に示す冷却塔の構成に、「余裕率 0%, 3 分割+冷却水容量 300m^3 」を加えたものとなる。これらの中から、設置・運用コストやスペース条件を考慮して信頼性評価に基づく最小の構成を決定することができる。なお、「余裕率 0%, 3 分割+冷却水容量 300m^3 」は、建物地下の湧水槽を活用できれば設置コストの低減になり、他のケースより有利になる可能性がある。

7. 2. 電源の故障率の影響

図 15 は電源の故障率を変数としたときの U_T と冷却水容量の関係を示している。表 6 はその計算条件で、冷却塔の分割数を 3 とした。この結果、冷却水容量を多くすることで、電源の故障率が $10^{-4}/\text{h}$ では、 U_T が 3×10^{-4} から 5×10^{-5} に低下し、電源の故障率が $10^{-5}/\text{h}$ では U_T が 3×10^{-4} から 5×10^{-6} に低下する。このことから、冷却水容量を多くすることが U_T を低くするのに有効である。

一方、電源の故障率が $10^{-3}/\text{h}$ では、 U_T は 8×10^{-4} から 5×10^{-4} までしか低下せず、電源の故障率が $10^{-4}/\text{h}$ で水蓄熱槽等を用いない冷却水容量 $20\text{m}^3(0.03\text{m}^3/\text{kW})$ の U_T よりも高い。したがって、この場合は電源の信頼性を高くする方が U_T を低くするのに有効である。

表 4 図 1.3 ~ 図 1.4 の計算条件

| | |
|-----|---|
| 電源 | $\lambda = 10^{-5}$ [1/h], $MTTR = 1$ [h] |
| 空調機 | $\lambda = 10^{-4}$ [1/h], $MTTR = 50$ [h] |
| 冷却塔 | 分割数は変数, 余裕率 0%, $\lambda = 5 \times 10^{-5}$ [1/h], $MTTR = 25$ [h] |

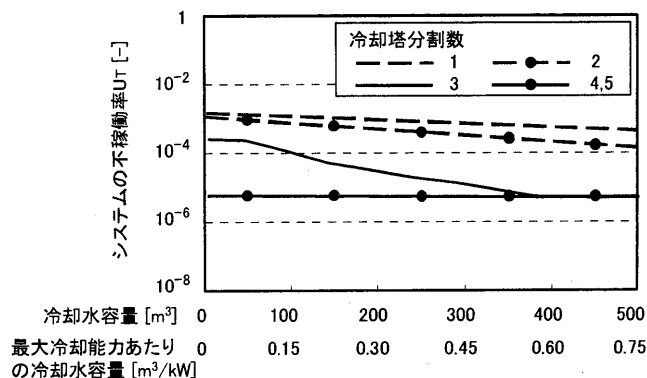


図 1.3 システムの不稼働率と冷却水容量（発熱密度 $1\text{kW}/\text{m}^2$ ）

表5 冷却塔3分割の故障パターン

| 故障パターン | パターン数 |
|---|-------|
| 電源故障 | 1 |
| 冷却塔 N_{CT} 台故障 ($N_{CT} = 1 \sim 3$) | 3 |
| 空調機 N_{AC} 台故障 ($N_{AC} = 1 \sim 13$) | 13 |
| 冷却塔 N_{CT} 台, 空調機 N_{AC} 台の故障 ($N_{CT} = 1 \sim 3, N_{AC} = 1 \sim 13$) | 39 |

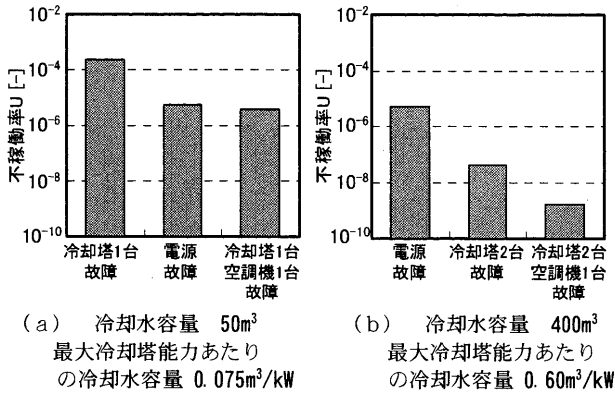


図1.4 冷却塔3分割の不稼働率の高い故障パターン(上位3つ)

表6 図1.5の計算条件

| | |
|-----|--|
| 電源 | λ は変数, $MTTR = 1$ [h] |
| 空調機 | $\lambda = 10^{-4}$ [1/h], $MTTR = 50$ [h] |
| 冷却塔 | 分割数 3, 余裕率 0%, $\lambda = 5 \times 10^{-5}$ [1/h], $MTTR = 25$ [h] |

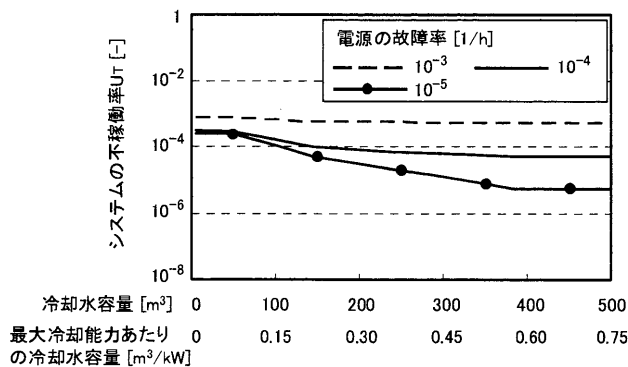


図1.5 電源の故障率を変数としたときシステムの不稼働率と冷却水容量(発熱密度 1 kW/m^2)

8. おわりに

本研究によって得られた結果を以下にまとめる。

- 1) 空調機の能力特性だけでなく、冷却塔の能力特性と冷却水の熱容量を考慮した水冷パッケージ空調システムの信頼性評価モデルを構築した。
- 2) 目標とするシステムの不稼働率が決まっている場合、本研究の信頼性評価モデルによって経済的あるいはスペース上有利な冷却塔の余裕率および分割数が得られ、モデルの有益性を示した。
- 3) 冷却水容量を多くすることで、システムの不稼働率を低くすることができることを示した。
- 4) 電源の故障率に着目することで、システムの不稼働率を低くする有効な方法を得られることを示した。

注

注 1) 故障が翌日以降に及ぶ場合でも、相当外気温度は故障発生日の平均温度が維持するとしたのは、外気条件を標準気象データに合わせて1時間毎に変動する場合に比べ、計算量が遥かに少なくなるためである。1つの故障パターンについて年間超過確率 P_c を求める場合、本研究のように外気条件を日平均値とするときは故障の発生条件を 365 通り設定すればよいのに対し、外気条件を1時間毎に変動させたときは故障の発生条件を1月1日の午前0時から12月31日の午後11時までの1時間刻みで 8760 通り設定することになる。したがって、外気条件を1時間毎に変動させると、1つの故障パターンで 24 倍 (8760/365)、さらにシステムの不稼働率 U_T を求めるにはすべての故障パターンについて P_c を計算するので、最大 2300 倍程度と膨大な計算量になる。また、結果の精度について、本研究で採用した外気条件と詳細に設定された外気条件で求めた不稼働率の違いが実用上支障のない程度であることを、羽山ら²⁾により示されている。

注 2) 室の熱容量は、一般的な RC 造の情報通信建物の機械室で、空調機停止後の室温を実測し、その結果を1質点の熱抵抗モデルにあてはめて求めた値で、室内空気、壁体および情報通信装置の熱容量を考慮している。

参考文献

- 1) 田中規敏, 鳴海大典, 神野幸弘, 下田吉之, 水野稔: 空調屋外機周辺の熱環境実態に関する実測調査, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 2177-2180, 2005. 8
- 2) 羽山広文, 大島一夫, 高草木明, 松島修: 空調機停止後の室温変化を考慮した空調設備の信頼性評価に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, 第 507 号, pp. 71-78, 1998. 5
- 3) 羽山広文, 阿南陽介, 渡邊均, 林正博, 絵内正道, 森太郎: コージェネレーションシステムを用いた空調システムの信頼性評価法に関する研究 その 2, 日本建築学会計画系論文集, 第 584 号, pp. 53-59, 2004. 10
- 4) 羽山広文, 阿南陽介, 絵内正道, 森太郎: 蓄熱設備を有する空調システムの信頼性評価方法, IBPSA-Japan 論文集, pp. 45-50, 2005. 2
- 5) 松浦房次郎他: 空調機器の故障, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp. 125-128, 1975
- 6) 藤木正也, 塩見弘: エレクトロニクスにおける信頼性, 電気通信学会, 1978
- 7) 建築設備技術者協会: 空調設備の動的熱負荷計算入門, 建築設備技術者協会, 1980
- 8) 関口圭輔, 藁谷至誠, 植草常雄, 中尾正喜: 冷却水システムを考慮した年間冷房型水冷パッケージ空調システムの効率向上に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 598 号, pp. 45-50, 2005. 12
- 9) ダイキン工業株式会社: 高効率年間冷房型空調機・制御盤技術資料, ダイキン工業株式会社, 2004. 2

(2006年11月10日原稿受理, 2007年3月28日採用決定)