

## 空調機と冷却塔の冗長性に関する検討

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 その2

## STUDY ON REDUNDANT CONFIGURATIONS OF AIR-CONDITIONER AND COOLING TOWER

Design of water-cooled packaged air-conditioning systems based on reliability assessment Part 2

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 conditioner systems are gaining renewed recognition from the perspective of preventing the urban heat island phenomenon. Up to now, however, there have been no reliable methods for optimizing equipment capacity. For this reason, in telecommunications buildings, which demand high levels of reliability, there are cases of excessively redundant configurations, which not only result in reduced space efficiency, but also invite reduced operating efficiency due to partial load operations. In a previous report, we constructed a model for evaluating water-cooled packaged air conditioner systems, and demonstrated that it was possible to study equipment configurations based on these reliability evaluations. In this report, using this reliability evaluation model, we showed the equipment configurations required for each level of reliability. Furthermore, we proposed a design process using the reliability evaluation methods in this research, taking into account reduced capacity of the cooling tower resulting from the passage of time.

**Keywords :** Water-cooled Packaged Air-conditioner, Cooling Tower, Reliability, Redundancy Design

水冷型パッケージ, 冷却塔, 信頼性, 冗長設計

## 1. はじめに

設計者は空調システムにおける熱源等の機器を選定する際、熱負荷計算を実施した上で信頼性やコスト、スペース、施工性、保守性等の観点から機器の台数分割や冗長性を検討し、市販されている容量の中から機器を決定する<sup>1)</sup>。情報通信用空調システムにおいても機器選定プロセスの違いは大きくないが、要求条件として一般に事務所用空調システムより高い信頼性が求められる。空調システムの信頼性は、機器容量の余裕率を高め、台数分割を多くすることで高めることができ、これにより機器の故障による室温上昇リスクを抑えることができる。一方で、必要以上に高信頼な空調システムを構築すると、設置コストの増加や部分負荷運転による効率の低下、スペース効率の低下を招くことがある。したがって、要求される信頼性に対し、できるだけ少ない機器容量や台数を選定することが求められる。

しかし、空調システムの信頼性について定量的に評価した研究や設計資料は少ない。通常は、熱負荷計算から導き出される常用機台数に、経験的な予備機の台数を加えて冗長設計をする程度である。

羽山ら<sup>2)</sup>は空冷パッケージ空調システムにおいて信頼性評価モデルを構築し、信頼性を定量的に評価している。これによって、要求される信頼性を満足する空調機の最少台数を導き、信頼性評価モデルの有用性を説いた。しかし、これまで水冷パッケージ空調システムを対象

として信頼性を評価した研究はなかった。

著者らは、水冷パッケージ空調システムの熱特性をモデル化し<sup>3)</sup>、これに羽山ら<sup>2)</sup>の信頼性評価モデルをあてはめることで、水冷パッケージ空調システムの信頼性評価方法を構築した<sup>4)</sup>。著者らの信頼性評価モデルは、空調機と冷却塔の機器構成だけでなく、冷却水の熱容量を考慮したところが特長で、これにより冷却塔故障時に空調システム全体へ与える影響を実態に即して評価できる。既報<sup>4)</sup>では、信頼性評価モデルを構築し、冷却塔に着目して信頼性評価に基づく機器構成を検討できることを、試算例をもとに示した。本研究では、既報<sup>4)</sup>で構築した水冷パッケージ空調システムの信頼性評価方法を用い、空調機の機器構成も対象に加え、以下の検討を行う。

- 1) 空調機と冷却塔の構成の違いが、システム全体の信頼性に与える影響を示し、本研究の信頼性評価方法の有用性を説く。
- 2) 要求される信頼性条件を満たす空調機と冷却塔の設計パラメータを、設計者が利用可能な情報として示す。
- 3) 冷却塔の経年による冷却能力の低下が、システムの信頼性低下につながるが、この冷却能力の低下を考慮した機器選定において、本研究の信頼性評価方法を使った設計プロセスを提案する。

\* (株)NTTファシリティーズ研究開発本部 博士(工学)

\*\* 大阪市立大学大学院工学研究科 教授・博士(工学)

\*\*\* 北海道大学大学院工学研究科 准教授・博士(工学)

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

Prof., Graduate School of Eng., Osaka City Univ., 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 <sup>2</sup> ]
$A_s$	: 床または天井の面積 [m <sup>2</sup> ]
$A_w$	: 外壁の面積 [m <sup>2</sup> ]
$b_{0\sim 2}$	: 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 [-]
$C_r$	: 室内の熱容量 [kJ/(m <sup>3</sup> ·K)]
$C_w$	: 冷却水の比熱 [kJ/(kg·K)]
$g$	: 修復時間の確率密度関数 [-]
$G_w$	: 冷却水の流量 [kg/s]
$H_o$	: 空調負荷 [kW] (外部負荷と内部発熱量の和)
$H_{AC}$	: 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 <sup>2</sup> ·K)]
$k$	: 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 [-]
$MTBF$	: 平均故障間隔 [h]
$MTTR$	: 平均修復時間 [h]
$n$	: 外壁または床の総数
$N$	: 故障パターンの総数
$P$	: 年間超過確率 [-]
$q$	: 相当外気温の確率密度関数 [-]
$t$	: 時間 [s]
$T_d$	: 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 <sup>3</sup> ]
$V_w$	: 冷却水容量 [m <sup>3</sup> ]
$W_s$	: 床または天井の熱通過率 [kW/(m <sup>2</sup> ·K)]
$W_w$	: 外壁の熱通過率 [kW/(m <sup>2</sup> ·K)]
$\gamma$	: 水の密度 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta_{nr}$	: 上下階の室温 [°C]
$\theta_{oa}$	: 外気湿球温度 [°C]
$\theta_r$	: 室温 [°C]
$\theta_{so}$	: 相当外気温度 [°C]
$\theta_w$	: 冷却水の温度 [°C]
$\Delta\theta_m$	: 対数平均温度差 [°C]
$\lambda$	: 故障率 [1/h]

## 3. 用語の定義

用語	記号	定義
許容温度		情報通信装置の動作を保証する温度
許容温度の超過確率	$P$	ある期間の中で、機器などが故障を起こしたときに、室温が許容温度を超過する確率
故障率	$\lambda$	ある時点まで動作していた機器などが、引き続き単位期間内に故障を起こす割合
冗長性		空調機等の機器の能力に余裕があり、余裕に相当する能力が低下してもシステムの故障とはならない性質
不稼働率	$U$	ある期間の中で、機器などが故障を起こしてその機能を遂行していない時間の割合
平均故障間隔	$MTBF$ $= 1/\lambda$	修理しながら使用する機器などの相隣りの故障までの間の平均動作時間 $MTBF = \frac{\text{総動作時間}}{\text{(その期間中の) 総故障数}}$
平均修復時間	$MTTR$	事後保全に要する平均時間

## 4. 空調システムの信頼性評価方法

空調機を分割して並列設置する空調システムにおいて、羽山ら<sup>2)</sup>はその信頼性を評価する手法を示している。著者らは、水冷パッケージ空調システムの熱特性モデルを作成し<sup>3)</sup>、羽山らの信頼性評価手法を適用した<sup>4)</sup>。以降、既報<sup>4)</sup>により、水冷パッケージ空調システムにおけるシステムの不稼働率の算出方法を引用して示す。

### 4. 1. システムの不稼働率の算出方法

空調システムの機能障害（以降、システムの故障と記す）は、空調システムを構成する各機器が故障した時点ではなく、室温が許容温度を逸脱した時点と見なすことができる（図1）。これに従うと、故障規模が小さいときは室温が許容温度まで達せず、システムの故障とならないことがある。このように、信頼性評価モデルには機器の並列、直列の関係だけでなく、室温を扱う上で室の熱容量と熱貫流が必要で、水冷パッケージ空調システムではさらに冷却水の熱容量を考慮することが重要であることを既報<sup>4)</sup>により示した。

図2に水冷パッケージ空調システムの信頼性評価モデルを示す。図2の点線で囲んだ機器について故障パターンを定め、そのときの室温への影響とその故障パターンの発生確率から不稼働率を求める。この信頼性評価モデルは、羽山らのモデル<sup>2)</sup>に対し、図2のように冷却水の熱容量を考慮していることが特長で、冷却塔故障時の冷却水温度の上昇を扱うことができる。これにより、例えば一部の冷却塔が故障した場合、冷却水温度が上昇し、外気温度との差が大きくなるため、正常に運転している冷却塔は冷却能力が高くなり、故障した冷却塔を補うことを考慮できる。

表1に空調機3台、冷却塔3台の機器構成における故障パターンの例を示す。電源故障時は空調機および冷却塔が全数停止し、パターン数は1となる。空調機故障と冷却塔故障は1台故障や複数台故障があり、パターン数は台数と同じ3となる。さらに、空調機と冷却塔の同時故障があり、そのパターン数は9となる。以上、表1の機器構成における故障パターンの総数は16となる。

空調システムは、故障した機器を修理して使用し続ける修理系システムと捉えることができる。修理系システムは、運用期間においてシステムが正常に動作している時間と、故障して修復に要する時間を繰

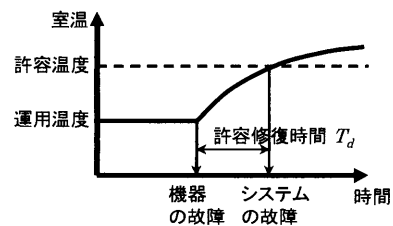


図1 空調システムの機能障害

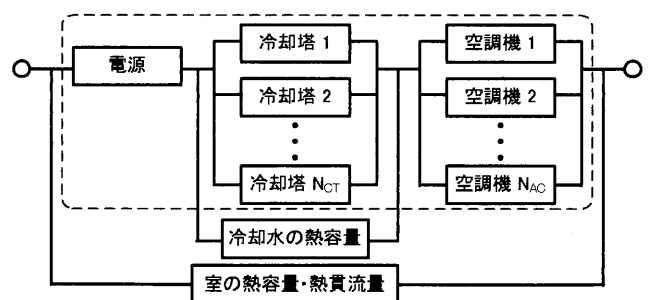


図2 冷却水の熱容量を考慮した信頼性評価モデル

り返す。つまり、平均故障間隔  $MTBF$  と平均修復時間  $MTTR$  を用いると、 $MTBF + MTTR$  を 1 サイクルとし、このサイクルを繰り返すと見なすことができる。一方、本研究では、修復時間が許容修復時間  $T_d$  を超える場合にシステムの故障と定義し、機器故障後の経過時間を  $t$ 、修復時間の確率密度関数を  $g(t)$  とすると、修復時間が許容修復時間  $T_d$  を超える期待値は以下となる。

$$\int_{T_d}^{\infty} (t - T_d) g(t) dt$$

したがって、不稼働率  $U$  は、正常動作から故障修復までの 1 サイクルにおいて、機器故障後の修復時間が  $T_d$  を超える割合として求めることができ、(1) 式となる。さらに、修復時間が指数分布によって表現できると仮定すると、 $g(t)$  は (2) 式で表すことができ、(2) 式を (1) 式に代入すると (3) 式になる。

$$U = \frac{\int_{T_d}^{\infty} (t - T_d) g(t) dt}{MTBF + MTTR} \quad (1)$$

$$g(t) = \frac{1}{MTTR} \cdot \exp\left(-\frac{t}{MTTR}\right) \quad (2)$$

$$U = \frac{MTTR}{MTBF + MTTR} \cdot \exp\left(-\frac{T_d}{MTTR}\right) \quad (3)$$

ここで、 $MTTR$  が  $MTBF$  と比べて十分小さい場合、(4) 式となる。

$$U \approx \lambda \cdot MTTR \cdot P \quad (4)$$

ただし、

$$\lambda = \frac{1}{MTBF} \quad (5)$$

$$P = \exp\left(-\frac{T_d}{MTTR}\right), 0 < P \leq 1 \quad (6)$$

図 2 に示す信頼性評価モデルにおいて、システム全体の不稼働率(以降、システムの不稼働率)  $U_T$  は、故障パターン毎に故障率  $\lambda_c$ 、平均修復時間  $MTTR_c$ 、および許容温度の超過確率  $P_c$  を求め、(7) 式により得られる。ここで  $\lambda_c$  および  $MTTR_c$  は、図 2 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<sup>5)</sup>。

$$U_T = \sum_{c=1}^N (\lambda_c \cdot MTTR_c \cdot P_c) \quad (7)$$

また、 $P_c$  は建物の熱特性、内部発熱量、外気条件により異なり、 $P_c$  は相当外気温度の確率密度関数  $q$  を使って (8) 式となる。さらに、相当外気温度を日平均値とすることで (9) 式を得る。ここで、 $T_d$  が相当外気温度  $\theta_{so}$  の関数となっているのは、空調負荷が  $\theta_{so}$  により異なるため、 $\theta_{so}$  が高いと空調負荷は大きくなり、 $T_d$  が短くなることを意味している。 $T_d$  は機器の故障発生から許容温度に達するまでの

表 1 空調機 3 台、冷却塔 3 台の故障パターン数

故障パターン	電源	空調機	冷却塔	パターン数
電源故障	×	—	—	1
空調機故障	○	× $N_{AC} = 1 \sim 3$	○	3
冷却塔故障	○	○	× $N_{CT} = 1 \sim 3$	3
空調機と冷却塔の同時故障	○	× $N_{AC} = 1 \sim 3$	× $N_{CT} = 1 \sim 3$	9

○：正常，×：故障，—：全数停止

時間として求め、故障パターンを設定し、故障発生日毎に室温を計算して 365 個の  $T_d$  を得る。

$$P_c = \int_{-\infty}^{\infty} q(\theta_{so}) \exp\left\{-\frac{T_d(\theta_{so})}{MTTR_c}\right\} d\theta_{so} \quad (8)$$

$$P_c = \sum \exp\left\{-\frac{T_d(\theta_{so})}{MTTR_c}\right\} / 365 \quad (9)$$

ただし、 $\theta_{so}$  は相当外気温度の日平均値、

$$q(\theta_{so}) = (\theta_{so} \text{の年間発生回数}) / 365 \text{ とした。}$$

#### 4. 2. 室温の算出方法

室モデルを図 3 に示す。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。羽山ら<sup>2)</sup> 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、さらに故障前後で相当外気温度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<sup>1)</sup>。本研究においてもこの考えに従い、室の熱平衡式を (10) 式とする。なお、建物から大気への放射量は本研究で想定する内部発熱量に比べ非常に小さいため、無視できるとした。

$$Cr \cdot Vr \cdot \frac{d\theta}{dt} = Ha - H_{AC, ev} \quad (10)$$

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

ただし、

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

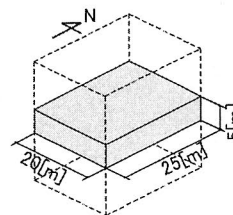
(10) 式における空調機の除去熱量  $H_{AC, ev}$  を求めるには、空調機入口の冷却水温度を定めなければならない。そこで、図 4 に示す水冷パッケージ空調システムの冷却水配管を、図 5 のように一次元の連続配管と見なし、 $M$  個の区間に分割して区間毎の冷却水温度を求める。この冷却水配管のモデルは、(a) 冷却水の熱量が冷却塔から放熱する区間、(b) 冷却水が空調機の凝縮熱量を受ける区間、(c) 冷却水を送水する区間からなり、それぞれの区間における熱平衡式を (11) ~ (18) 式に示す。ここで、対象とする冷却塔は密閉型とし、(12) 式において熱交換器の表面温度は外気湿球温度に等しいと仮定している。以上の水冷パッケージ空調システムモデルは、既報<sup>3)</sup> 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。

##### (a) 冷却塔からの放熱区間

$$Cw \cdot \frac{\gamma \cdot Vw}{M} \cdot \frac{d\theta_{w, k}}{dt} = -HCT - Cw \cdot Gw \cdot (\theta_{w, k} - \theta_{w, k-1}) \quad (11)$$

$$HCT = KCT \cdot ACT \cdot \Delta\theta_m \quad (12)$$

$$\text{ただし、} \Delta\theta_m = \frac{(\theta_{w, k-1} - \theta_{0A}) - (\theta_{w, k} - \theta_{0A})}{\ln\{(\theta_{w, k-1} - \theta_{0A}) / (\theta_{w, k} - \theta_{0A})\}}$$



面積	[m <sup>2</sup> ]	500
室 熱容量	[kJ/(m <sup>3</sup> ·K)]	40
発熱密度	[kW/m <sup>2</sup> ]	1.0
外壁 日射吸収率	[-]	0.7
室外側総合熱伝達率	[kW/(m <sup>2</sup> ·K)]	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) <sup>6)</sup>	

図 3 室モデル

(b) 空調機凝縮熱量の受熱区間

$$C_W \cdot \frac{\gamma \cdot V_W}{M} \cdot \frac{d\theta_{W,k}}{dt} = H_{AC,Cond} - C_W \cdot G_W \cdot (\theta_{W,k} - \theta_{W,k-1}) \quad (13)$$

$$H_{AC} = (a_0 \cdot \theta_{W,k}^2 + a_1 \cdot \theta_{W,k} + a_2) \cdot \theta + b_0 \cdot \theta_{W,k}^2 + b_1 \cdot \theta_{W,k} + b_2 \quad (14)$$

$$\begin{aligned} H_{AC} < H_a \text{ のとき, } H_{AC,ev} &= H_{AC} \\ H_{AC} \geq H_a \text{ のとき, } H_{AC,ev} &= H_a \end{aligned} \quad (15)$$

$$COP = c_0 \cdot \theta_{W,k}^2 + c_1 \cdot \theta_{W,k} + c_2 \quad (16)$$

$$H_{AC,Cond} = H_{AC,ev} \cdot (1 + 1/COP) \quad (17)$$

(c) 冷却水の送水区間

$$C_W \cdot \frac{\gamma \cdot V_W}{M} \cdot \frac{d\theta_{W,k}}{dt} = -C_W \cdot G_W \cdot (\theta_{W,k} - \theta_{W,k-1}) \quad (18)$$

4. 3. 室温の計算手順

室温と冷却水温度は、図6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  $\theta_w$  を仮定する。 $d\theta_{W,k}/dt=0$  として、式(11)～(18)から各区間の冷却水温度  $\theta_{W,k}$  を計算する。ここで求めた冷却塔放熱部の  $\theta_{W,k}$  と仮定した  $\theta_w$  との差の絶対値が  $1 \times 10^{-5}$  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。ここで、冷却水温度は冷却水の熱容量と冷却塔の冷却能力および空調機の凝縮熱量、室温は空調負荷と空調機の除去熱量および室の熱容量により決まる。

以上の計算から故障条件毎に故障後の室温が求まり、システムの故障となる室温の許容温度に達するまでの時間である許容修復時間  $T_d$  とシステムの不稼働率  $U_T$  を得る。本研究では室温の許容温度を  $35^\circ\text{C}$  とした。

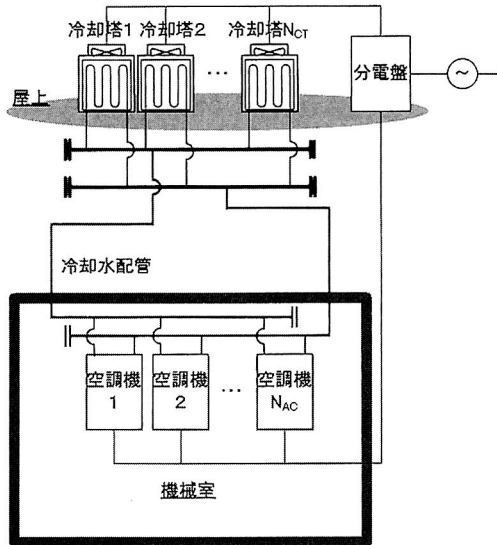


図4 水冷パッケージ空調システムの系統図

4. 4. 冗長性を表す設計パラメータ

本研究においては、機器の分割数だけでなく、熱負荷に対する余裕率も空調機や冷却塔の容量選定の設計パラメータとして扱うこととする。図7に、例として冷却塔3分割のときの余裕率と分割数の考え方を示す。なお、空調機についても同一の考え方をとることができる。図7(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7(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。

本研究のように分割数と余裕率を設計パラメータとして分けて扱うことで、それぞれ独立して設定することができ、要求される信頼性に対して過剰とならない機器構成を選定できる可能性がある。

5. 信頼性評価方法の有用性

本章では、空調機と冷却塔の構成の違いによるシステムの不稼働率  $U_T$  の傾向より、本研究の信頼性評価方法の有用性を示す。図8は、シ

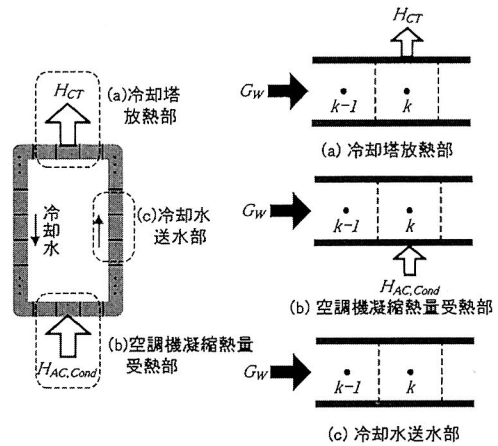


図5 冷却水配管のモデル

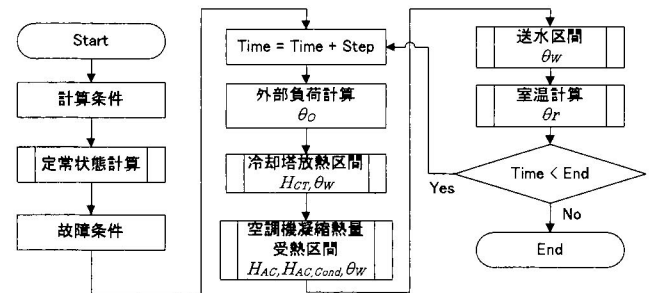


図6 室温の計算フロー

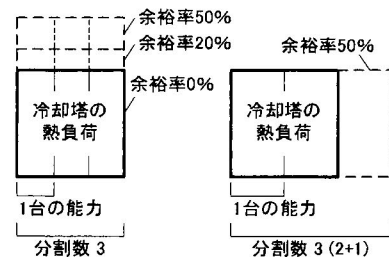


図7 余裕率と分割数の考え方(冷却塔分割数3の例)

システムの不稼働率  $U_T$  と空調機および冷却塔の分割数の関係を示す。表2はその計算条件で、空調機と冷却塔の余裕率は0%とした。故障率  $\lambda$  と平均修復時間  $MTTR$  は松浦らの調査結果<sup>7)</sup>を使用した。これ以降、 $1.0 \times 10^{-6} \leq U_T < 1.0 \times 10^{-5}$  をグレード1、 $1.0 \times 10^{-5} \leq U_T < 1.0 \times 10^{-4}$  をグレード2、 $1.0 \times 10^{-4} \leq U_T < 1.0 \times 10^{-3}$  をグレード3とし、信頼性を区分する。目標とする信頼性の区分が与えられたとき、図8より空調機および冷却塔の分割数を選定することができる。空調機および冷却塔の余裕率が0%のとき、空調機と冷却塔の最少分割数の組み合わせは表3となる。ただし、実際の機器選定においては設置スペースやコスト、市販されている機器容量の種類等の条件も考慮しなければならず、余裕率を高くして表3より少ない分割数で信頼性を満足する機器選定ができれば、設計の自由度は高まる。

図9は、図8において、すべての故障パターンの中から  $U_T$  を決定する故障パターンを示す。凡例の「電源故障」とは、電源故障時の不稼働率が他の故障パターンの不稼働率よりも極めて高く、結果的に  $U_T$  が電源故障時の不稼働率によって決まる場合である。同様に、「空調機故障」および「冷却塔故障」は、それぞれ空調機故障時および冷却塔故障時の不稼働率が極めて高い場合である。また、「空調機・冷却塔故障」は、空調機故障時の不稼働率と冷却塔故障時の不稼働率が同程度に高い場合である。図8の信頼性区分がグレード1の領域と、図9の「電源故障」の領域は一致する。この領域では、空調機や冷却塔の余裕率を高くすることよりも、冗長性の高い非常用発電機を設置する等により、電源の信頼性を高めることが  $U_T$  を低くするのに有効となる。一方、それ以外の領域では、 $U_T$  を決定する故障パターンとなる機器の余裕率を高めることで、 $U_T$  の低下が期待できる。

図10は、空調機または冷却塔の余裕率を高くしたときに、 $U_T$  がど

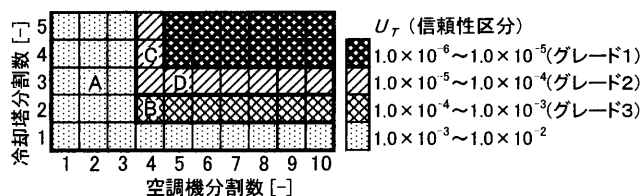


図8 システムの不稼働率と空調機および冷却塔の分割数

表2 図8の計算条件 ( $\lambda$ および  $MTTR$ は松浦らの調査結果<sup>7)</sup>)

電源	$\lambda = 1.0 \times 10^{-5}$ [1/h], $MTTR = 1$ [h]
空調機	$\lambda = 1.0 \times 10^{-4}$ [1/h], $MTTR = 50$ [h], 分割数は変数, 余裕率 0%
冷却塔	$\lambda = 5.0 \times 10^{-5}$ [1/h], $MTTR = 25$ [h], 分割数は変数, 余裕率 0%

表3 空調機および冷却塔の余裕率が0%における最少分割数

目標とする信頼性区分	最少分割数の組み合わせ
グレード1	空調機5分割 かつ 冷却塔4分割
グレード2	空調機4分割 かつ 冷却塔3分割
グレード3	空調機4分割 かつ 冷却塔2分割

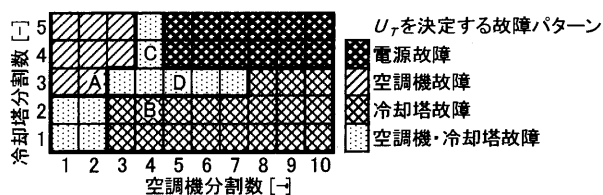


図9 図8においてシステムの不稼働率を決定する故障パターン

の程度影響されるかを示している。ここで  $U_T$  低下率とは、任意の  $U_T$  を、空調機および冷却塔の余裕率が0%のときの  $U_T$  で除した値とする。また、空調機および冷却塔の分割数は、図8および図9に示すA~Dの4つとした。図9において  $U_T$  を決定する故障パターンが「空調機故障」であるA点は、図10(a)に示すように空調機の余裕率を高くすると  $U_T$  は低下し、冷却塔の余裕率を高くしても  $U_T$  は低下しない。これとは逆に、 $U_T$  を決定する故障パターンが「冷却塔故障」であるB点は、空調機の余裕率を高くしても  $U_T$  は低下せず、冷却塔の余裕率を高くすると  $U_T$  は低下する (図10(b))。

一方、 $U_T$  を決定する故障パターンが「空調機または冷却塔故障」であるC点およびD点は、空調機または冷却塔のいずれかの余裕率を高くしても、 $U_T$  は低下する (図10(c)および(d))。このため、例えば、冷却塔の設置スペースの条件が厳しく、冷却塔の余裕率を高くできないときは、空調機の余裕率を高くすることで  $U_T$  を低下させることができる。言い換えると、目標とする  $U_T$  を満足させるために、空調機の余裕率を高くして冷却塔の余裕率を低く抑え、またはその逆に、冷却塔の余裕率を高くして空調機の余裕率を低く抑えることができる。

設計時に機器の容量や分割数を決める場合、一般的には空調機と冷却塔を独立して検討し、一方の冗長性を高めたからといって、もう一方の冗長性を低くすることはなされていない。しかし、本研究の信頼性評価方法を使うことで、C点やD点のように  $U_T$  を決定する故障パターンが「空調機または冷却塔故障」の範囲の分割数では、 $U_T$  を低下させるために空調機または冷却塔のいずれかの余裕率を高くし、もう一方の余裕率を低く抑えることができる。

以上のことから、本研究の信頼性評価方法を使うことで、設計者は一定の信頼性区分の範囲において空調機と冷却塔の余裕率と分割数の複数の組み合わせを得ることができ、これらを設計パラメータとして信頼性を考慮した自由度の高い設計が行える。

## 6. 信頼性条件に基づく空調機と冷却塔の機器構成

図11にシステムの不稼働率  $U_T$  が  $1.0 \times 10^{-5}$ 、 $1.0 \times 10^{-4}$  および  $1.0 \times 10^{-3}$  となる空調機と冷却塔の余裕率を示す。以降、図11に示す実

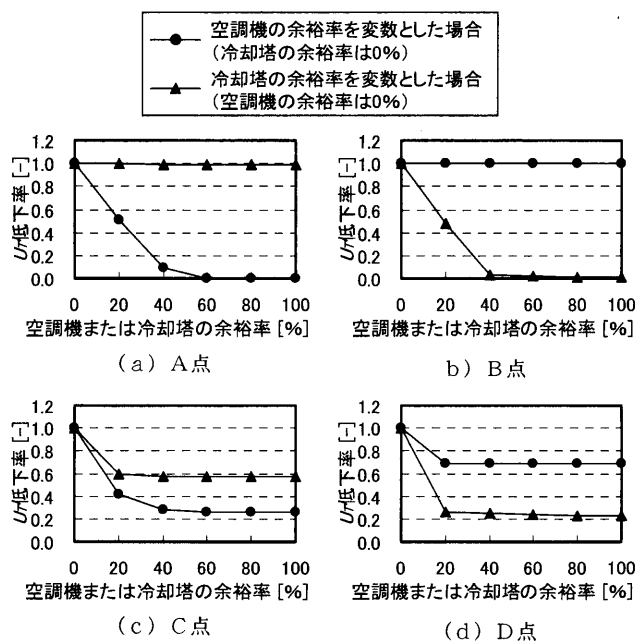


図10 空調機または冷却塔の余裕率とシステムの不稼働率の関係

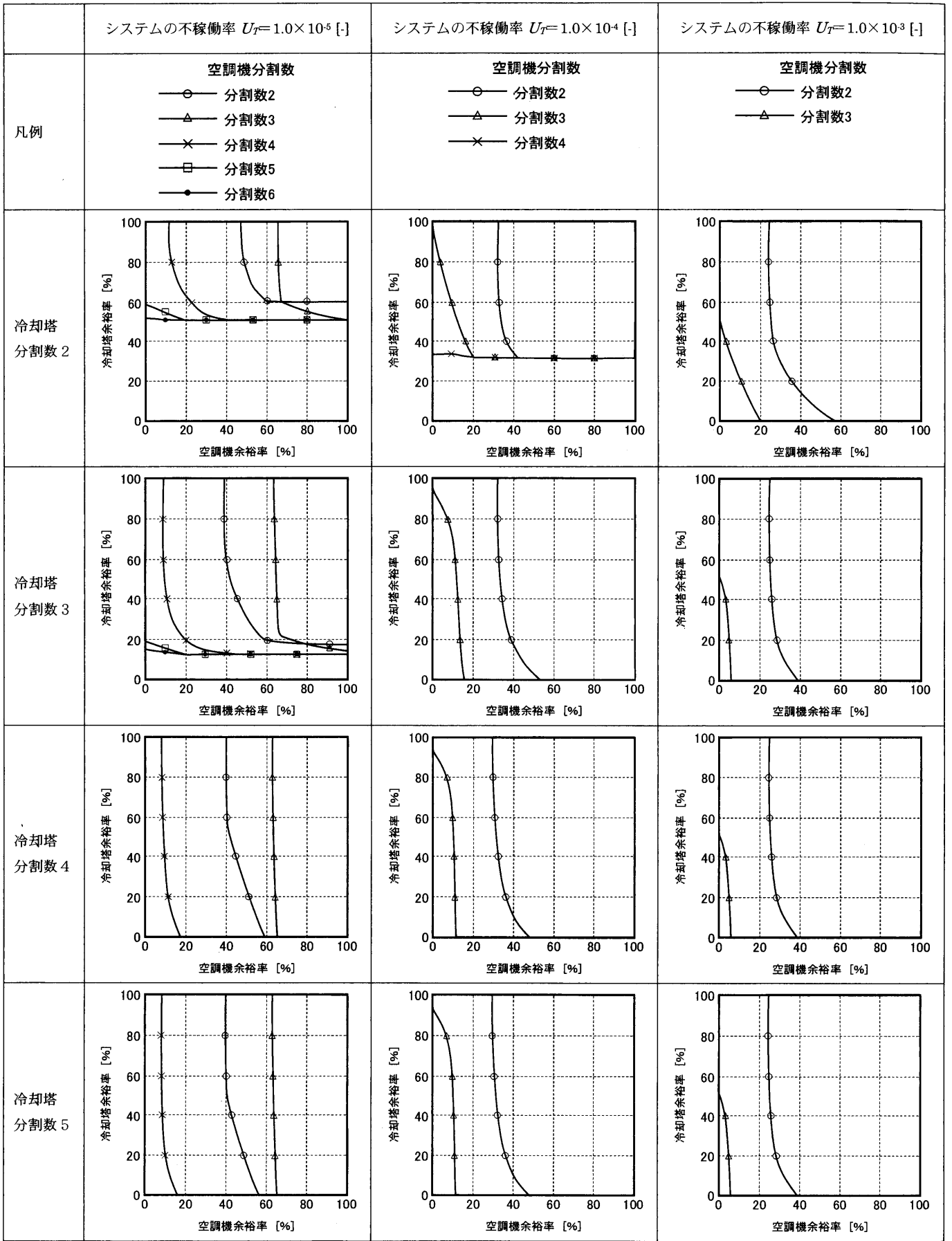


図 1 1 等  $U_T$  線図

線を等  $U_T$  線と記す。信頼性区分がグレード 1, 2 および 3 である空調機と冷却塔の構成は、それぞれ  $U_T$  が  $1.0 \times 10^{-5}$ ,  $1.0 \times 10^{-4}$  および  $1.0 \times 10^{-3}$  の等  $U_T$  線より上側または右側の領域に示される。図 1 1 より、空調機および冷却塔の分割数を決定した場合、要求される信頼性条件に応じて、選定できる余裕率の範囲を得ることができる。

図 1 1 より、空調機および冷却塔の分割数が同一条件では、 $U_T$  が低いときほど必要な空調機および冷却塔の余裕率は低くなる。また、空調機または冷却塔の分割数を大きくすると、 $U_T$  を満足するのに必要な空調機または冷却塔の余裕率は低くなる。ただし、 $U_T$  が  $1.0 \times 10^{-5}$  では空調機の分割数 2 と分割数 3 において、分割数 2 の方が低い余裕率となる場合がある。これは次のように説明できる。

例えば、余裕率が同一である条件において、2 台中 1 台故障する場合と、3 台中 1 台故障する場合の不稼働率  $U$  を比較する。それぞれの故障する確率 (故障率  $\lambda$ ) は、後者の方が高い。一方、故障時の室温上昇を考えると、前者の方が冷却能力の不足が大きく、許容修復時間  $T_d$  は短く、年間超過確率  $P$  は大きくなる。また、平均修復時間  $MTTR$  は、1 台を修復する時間で同一である。ある故障パターン  $c$  の不稼働率  $U_c$  は、(4) 式に示すように、 $\lambda_c$  と  $MTTR_c$ ,  $P_c$  の積となる。一般には分割数を多くすると  $P$  が小さくなり  $U_T$  は低下するが、余裕率を高くしたときに 1 台故障しても室温が許容温度に達しないことがあり、このような場合に分割数 3 より分割数 2 の  $U_T$  が低いことがある。

表 4 は空調機の余裕率を 50% としたときの空調機故障における不稼働率  $U$  を示す。ここで空調機の稼働率とは、負荷に対する稼働中の空調機における定格冷房能力の割合を示す。分割数 3 で 1 台故障、および分割数 4 で 1 台故障では、空調機の稼働率が 100% 以上であるので、負荷に対して冷房能力は不足せず、年間超過確率  $P$  は 0 となる。

一方、分割数 2 で 1 台故障、および分割数 4 で 2 台故障では、いずれも稼働率が 75% で、負荷よりも故障発生時の空調機の冷房能力は不足するが、 $P$  は 0 である。これは空調機故障後に室温が上昇し、それに伴い空調機の冷房能力が増加するためである。図 1 2 に空調機故障後の室温を示す。空調機の冷房能力が負荷に対して 75% であれば、室温は許容温度を逸脱しない。これは空調機の冷房能力算出において、

表 4 空調機余裕率 50% における空調機故障時の不稼働率

分割数	空調機		$\lambda$ [1/h]	MTTR [h]	P [-]	U [-]
	故障台数 (複数は同時故障)	稼働率				
2	1 台故障	75%	$2.0 \times 10^{-4}$	50.0	0	0
	2 台故障	0%	$1.6 \times 10^{-7}$	25.0	0.98	$4.1 \times 10^{-6}$
	空調機故障時の U 合計					$4.1 \times 10^{-6}$
3	1 台故障	100%	$3.0 \times 10^{-4}$	50.0	0	0
	2 台故障	50%	$2.5 \times 10^{-7}$	25.0	0.90	$5.6 \times 10^{-6}$
	3 台故障	0%	$6.2 \times 10^{-11}$	16.7	0.96	$1.0 \times 10^{-9}$
空調機故障時の U 合計					$5.6 \times 10^{-6}$	
4	1 台故障	112%	$4.0 \times 10^{-4}$	50.0	0	0
	2 台故障	75%	$3.0 \times 10^{-7}$	25.0	0	0
	3 台故障	37%	$8.3 \times 10^{-11}$	16.7	0.92	$1.3 \times 10^{-9}$
	4 台故障	0%	$9.9 \times 10^{-15}$	12.5	0.95	$1.2 \times 10^{-13}$
空調機故障時の U 合計					$1.3 \times 10^{-9}$	

(9) 式に示すように、室温を考慮しているためである。

表 4 より、空調機故障に関わる  $U$  の総和は、空調機の余裕率が 50% では分割数 2~4 の中で分割数 3 が一番高く、分割数 2 の  $U$  はこれより低い。このことは空調機の余裕率が高い場合に見られ、空調機の余裕率を低くすると空調機分割数 2 の  $U$  は分割数 3 より高くなる。

以上のように、図 1 1 において空調機の余裕率が比較的高いところに等  $U_T$  線がくる  $U_T=1.0 \times 10^{-5}$  では、空調機分割数 2 の方が分割数 3 より低い余裕率となる場合があり、空調機の余裕率が低いところに等  $U_T$  線がくる  $U_T=1.0 \times 10^{-4}$  および  $1.0 \times 10^{-3}$  では空調機分割数 3 の方が分割数 2 より低い余裕率となっている。

## 7. 冷却塔の劣化を考慮した機器構成の検討手法

本研究で対象とする密閉型冷却塔は、冷却水配管内や空調機の凝縮器熱交換器内の腐食が起こりにくい利点があるが、水を冷却塔の熱交換器に散布するため、フィンや配管にスケールが付着して冷却能力が低下することがある。スケール付着がどの程度進行するかは、散水の水質やブロー方法、冷却水の温度、外気温度条件等により異なってくるが、事前の水質調査や運用条件を推測することで、設計時にある程度予測することが可能である<sup>8)</sup>。ここでは、あらかじめ設計時にスケール付着の進行程度が予測したとして、目標とするシステムの不稼働率を満足するために必要な空調機と冷却塔の構成について、本研究の信頼性評価方法を使って検討する。

例えば、目標とする信頼性区分をグレード 1 とし、運用期間に冷却塔の劣化による冷却能力が 10% 低下すると仮定する。図 1 3 は、空調機分割数 4、冷却塔分割数 2 および 3 における  $U_T=1.0 \times 10^{-5}$  の等  $U_T$  線である。設計時に図 1 3 のイ点で機器選定した場合、冷却塔の冷却能力が低下し、イ'点に推移する。そのため、 $U_T=1.0 \times 10^{-5}$  の等  $U_T$  線を下回り、目標とする信頼性を満足できなくなる。したがって、あらかじめ冷却塔の冷却能力の低下を見越し、機器構成を選定しなければならない。

図 1 3 のロ点は、冷却塔をイ点と同じ分割数 2 として余裕率のみを高くしている。この場合、冷却塔の冷却能力が低下し、ロ'点に推移しても  $U_T=1.0 \times 10^{-5}$  の等  $U_T$  線を下回らず、運用期間において目標とする信頼性を満足することができる。また、ハ点は冷却塔の分割数を 3 とすることで、ロ点より余裕率を低くすることができる。ロ点またはハ点のどちらを選択するかは、設計者が設置スペースやコスト等の条件を加味して決定する。

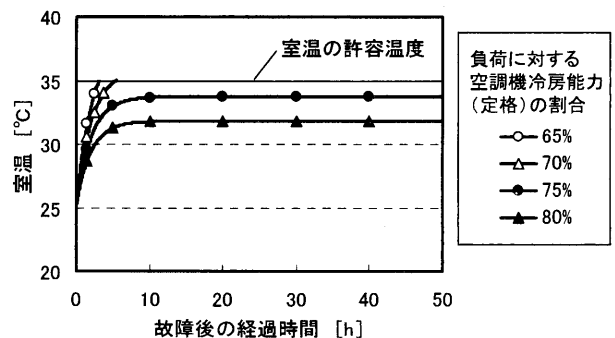


図 1 2 空調機故障後の室温経時変化

一方、図14は空調機の冗長性を高めることで、冷却塔の冷却能力の低下による信頼性条件の逸脱を回避するものである。二点とホ点の冷却塔の構成はイ点と同じである。二点はイ点と同じ空調機分割数4とし、空調機余裕率を高くした場合である。また、ホ点は空調機分割数を6とした場合で、空調機余裕率をイ点より低くすることができる。二点とホ点のいずれの場合も、冷却塔の能力低下に対して、冷却塔の冗長性を高めるのではなく、空調機の冗長性を高めることで運用期間において目標とする信頼性を満足させることが可能である。

設計者は以下の手順で運用期間中の信頼性条件を満足する空調機と冷却塔の構成を決定できる。

- ① 運用期間における冷却塔の冷却能力の低下を推測する<sup>8)</sup>。
- ② 図11より、冷却塔の冷却能力低下を加味した信頼性条件を満足する空調機と冷却塔の構成の複数の組み合わせを求める。
- ③ 上記組み合わせから、空調機設置スペースや冷却塔設置スペース、コスト等を比較して設計条件に適した機器構成を決定する。

以上のように、図11に示した等  $U_c$  線から、経年による冷却塔の能力低下を考慮して要求される信頼性を満足する機器容量を視覚的に求めることができ、必要以上に冗長性を高くすることを回避できる。

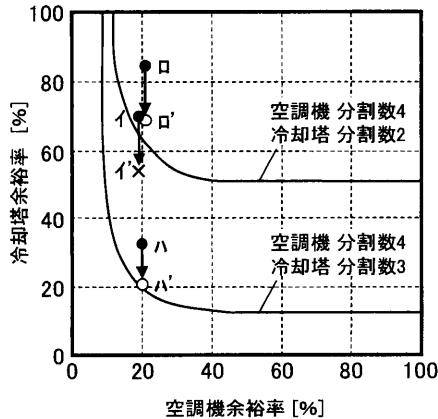


図13 冷却塔の能力低下を考慮した機器選定 (冷却塔冗長の場合)

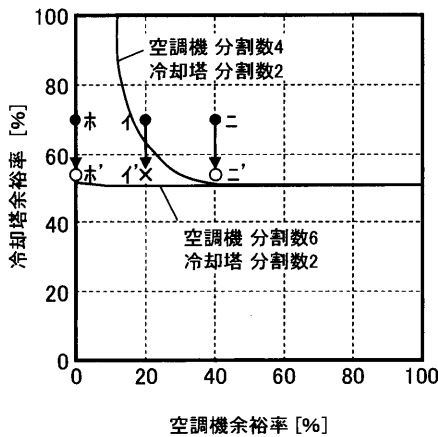


図14 冷却塔の能力低下を考慮した機器選定 (空調機冗長の場合)

## 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) 目標とする信頼性を達成するために、空調機の余裕率を高くすることで、冷却塔の余裕率を低く抑え、またはその逆に、冷却塔の余裕率を高くして空調機の余裕率を低くすることができることを示し、本研究の信頼性評価方法により、余裕率と分割数を設計パラメータとする自由度の高い設計ができることを説いた。
- 2) システムの信頼性条件別に、空調機および冷却塔の適正余裕率と適正分割数を示した。
- 3) 経年によって冷却塔の能力低下が想定される場合、冷却塔だけでなく空調機の冗長性を高くすることで、運用期間において目標とする信頼性を維持できることを示し、空調機と冷却塔の構成を決定するプロセスを提案した。

## 謝辞

本研究を進めるにあたり、ご協力を頂いた東レ建設株式会社の村山裕哉氏（当時、大阪市立大学大学院修士課程に在籍）に感謝します。

## 参考文献

- 1) 空気調和衛生工学便覧 第13版, 第5編 pp. 193-196, 2001. 11
- 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) 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
- 4) 関口圭輔, 中尾正喜, 藁谷至誠, 植草常雄, 羽山広文: 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, 日本建築学会環境系論文集, 第617号, pp. 57-63, 2007. 7
- 5) 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
- 6) 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
- 7) 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会論文集, pp. 125-128, 1975
- 8) 酒井康行: 空調設備の腐食と防食, 技術書院, pp. 27-31, pp. 74-75, 1997

## 注

注1) 故障が翌日以降に及ぶ場合でも、外気条件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時間毎に変動するより現実の条件に近い場合に比べ、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  $P_c$  を求めるには、本研究の外気条件で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時間毎に変動させると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)、 $U_c$  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1500倍程度と膨大な計算量になる。なお、本研究で採用した外気条件について、羽山ら<sup>2)</sup>により詳細に設定された外気条件で求めた不稼働率と比較して実用上支障のない程度であることが示されている。

(2007年5月9日原稿受理, 2007年9月27日採用決定)