熱電併給排熱回収系の温水吸収冷凍機立上げ特性に及ぼす影響*

(第1報, 動特性のモデル化)

片山 紘一^{*1}, 伊東 弘一^{*2}

Influence of Waste Heat Recovery System on the Starting Characteristics of Hot Water Absorption Refrigerator in Cogeneration (1st Report, Modelling of Dynamic Characteristics)

Koichi KATAYAMA and Koichi ITO

In cogeneration systems (CGS), the dynamic characteristics of the refrigerator strongly influence the effective utilization of waste heat for space cooling. In this study, a dynamic simulation model is developed for a CGS composed of a gas engine, waste heat refrigerator and other components using DYNAMO. The accuracy of this model is evaluated particularly focusing on the starting characteristics of the system by comparing measured data of an actual operating plant with data from the simulation and the validity of the model is confirmed.

Key Words: Systems Engineering, Modelling, Simulation, Waste Heat Recovery, Absorption Refrigeration, Cogeneration, DYNAMO, Coefficient of Performance, Starting Characteristics

1. 緒 言

民生用コージェネレーション・システム（以下CGSという）では、発電時排熱をいかに有効に冷暖房・給湯用に活用していくかが重要な技術課題となっている。この際、暖房や給湯への利用においては基本的に熱交換器を介して行っていけばよく、技術的に検討すべき大きな課題は無い。一方、冷房への利用に際しては、温水吸収冷凍機という熱変換器を介して行う必要があり、システムとしての運用や制御上の諸問題を適切に検討しておくことが重要となってくる。

一般のCGSでは、上記冷凍機に加えてバックアップ用のガス直焚き冷凍機が併設されており、筆者らは、すでに両者の負荷分担に関する運用の問題を静特性的立場から検討した⁽¹⁾。しかしながら、温水吸収冷凍機のCGSにおける、より効率的な有効利用を目指すためには、システム全体の動特性を十分考慮した検討が必要となってくる。特に、初起動時のシステム全体の動特性的検討は、排熱の積極的な有効活用を実現する制御システムの構築上からも要求されている。換言すれば、排熱の有効利用に影響を与える温水吸収冷凍機の立上げ速度を早め、排熱量に効果的に追従できるシステムを構築するためには、エンジンの熱容量、排熱回

収温水配管長および排熱回収温水の制御方法等の関連性を総合的に考慮したCGSの計画立案が必要となってくる。しかしながら、これらの諸因子がどのようにエネルギー効率に影響を与えるかを分析するための動特性モデルが確立されていないため、現状のCGSでは排熱利用が常に望ましい状態で行われていないケースも多い。

本研究では、上述の観点から、特にCGS排熱回収系の温水吸収冷凍機立上げ特性に及ぼす影響を分析するための動特性シミュレーション・モデルの開発を試みる。シミュレーションのツールとしては、一般にCGSはシステムごとに設計仕様が異なるため、これらの諸条件の変更に容易に対処できるDYNAMOを採用することにした⁽²⁾。DYNAMOは、プログラムや計算結果の作表、グラフ化も容易なシミュレーション言語で、当初全世界レベルの長期的産業、社会、経済現象をシステムとしてとらえ、動的に解析するために開発された言語である。システム変数の動きは、前時点、現時点、次時点の値、および時間間隔を用いて差分方程式で表わされる。例えば、微分方程式は、変化率を示すフローと、その積分値を示すストックによって現われ、工学的にもシステムの動的現象を容易に総合的に分析することが可能な言語である⁽³⁾。

本報では、上記動特性モデルの妥当性を検証するために、実稼働中のCGSプラントにおける実測データとシミュレーション値の比較検討を行う。また、

* 原稿受付 平成6年4月20日。

^{*1} 正員, 大阪ガス(株) (〒550 大阪市西区千代崎3-2-95)。^{*2} 正員, 大阪府立大学工学部 (〒593 堺市学園町1-1)。

次報では上記動特性モデルに基づいて、冷凍機立上げ特性に対する諸因子間の影響分析を行う予定である。

主要記号

機器記号

AHU: 空気調和器
EVA: 温水吸収冷凍機蒸発器
GE: ガスエンジン
GR: ガス吸収冷凍温水機
HEX: 熱交換器
HR: 温水吸収冷凍機
VCD: 三方弁
VJW: 三方弁

量記号

A : 表面積 m^2
 C : 熱容量 J/K
 $\dot{C}$: 質量流量と比熱の積 $J/(K \cdot s)$
 d_o, d_i, d_2 : 排熱回収温水配管の内径, 外径および保温材外径 m
 F : 燃料ガス消費量 m^3/h
 h : 熱伝達率 $J/(m^2 \cdot s \cdot K)$
 k : 熱通過率 $J/(m^2 \cdot s \cdot K)$
 K : 定数
 K_p : 比例ゲイン $1/K$
 L : エンジン排熱回収配管片道長さ m
 Q : 熱量 J
 t : 時間変数 s
 T : 時定数 s
 T_D : 微分時間 s
 T_I : 積分時間 s
 V : 流速 m/s
 Z : 計測温度と設定温度の偏差 K
 β : 燃料による発生熱量変換率 J/m^3
 ϵ : 弁開度
 θ : 温度 $^{\circ}C$
 λ : 熱伝導度 $J/(m \cdot s \cdot K)$
 τ : 時間遅れ, むだ時間 s

η : 出力/入力

添字

c: 冷水
h: 排熱回収温水
i: 入口
in: 内側
ins: 配管断熱材
o: 出口
out: 外側
pipe: 配管
room: 機械設置室空気
sa: 温水吸収冷凍機再生器濃溶液系
—: 定格値

2. 対象システム

対象とするシステムを図1に示す。ガスエンジン発電機GEおよび温水吸収冷凍機HRは、GEのジャケット水および排気ガスから回収された排熱回収温水が循環する配管pipeで接続され、排熱が冷房用冷水の製造に用いられる。空気調和器AHUは、HRの蒸発器EVAと配管で接続され、冷水が循環して冷房負荷を賄う。循環ポンプは省略しているが、排熱回収温水および冷水は、一定流量で循環するものとする。三方弁VJWは、排熱回収温水のHRバイパス量を変化させてHRの加熱量を制御し、熱交換器HEXは排熱余剰時の放熱に用いられ、その放熱量は三方弁VCDによって制御される。なお、GEの発電機負荷系統およびHEXの冷却水系統は、この研究の目的に直接関与しないため図示を省略している。

3. シミュレーション・モデル

各構成機器を集中定数系とみなして入出力関係を表わし、各構成機器を相互に接続してモデルを構築した。以下に代表的な各部の定式化例を示す。

(1) ガスエンジン

ガスエンジンの熱容量 C_{GE} に対して、熱収支関係を以下のように考察する。発生熱量は βF_{GE} 、循環する排熱回収温水の熱容量 $\dot{C}^h$ による入力熱量は

図1 対象システム

$\dot{C}^h(\theta_{GEi}^h - \theta_{GE0}^h)$, また放熱量は, $h_{GE}A_{GE}(\theta_{GE} - \theta_{room})$ で表現する(主要記号表参照). よって, 熱容量 C_{GE} のガスエンジンに対する熱収支関係として次式を得る.

$$C_{GE} \frac{d\theta_{GE}}{dt} = \beta F_{GE} + \dot{C}^h(\theta_{GEi}^h - \theta_{GE0}^h) - h_{GE}A_{GE}(\theta_{GE} - \theta_{room}) \quad \dots\dots (1)$$

ここで, エンジン熱容量 C_{GE} を, エンジン部保有冷却水および排気ガス熱回収熱交換器部を含む熱容量として扱うと $\theta_{GE0}^h = \theta_{GE}$ となり, 次式を得る.

$$\frac{C_{GE}}{\dot{C}^h + h_{GE}A_{GE}} \frac{d\theta_{GE}}{dt} = \frac{\beta F_{GE} + \dot{C}^h \theta_{GEi}^h + h_{GE}A_{GE} \theta_{room}}{\dot{C}^h + h_{GE}A_{GE}} - \theta_{GE} \quad \dots\dots (2)$$

この時上式は, 時定数を $T_{GE} = C_{GE} / (\dot{C}^h + h_{GE}A_{GE})$ とする一時遅れ要素を表わす関係式である.

(2) 排熱回収温水配管

排熱回収温水配管片道長さを L とし, 往還路とも同じ長さとする. 排熱回収温水配管 pipe 片道への, 排熱回収温水からの熱移動量は $\pi L d_0 h_{pipe}^{in} (\theta^h - \theta_{pipe}^h)$, pipe からの放熱量は, $2\pi L k_{pipe}^{room} (\theta_{pipe}^h - \theta_{room})$, また配管からの放熱熱通過率は次式⁽⁴⁾で表わすことができる.

$$k_{pipe}^{room} = 1 / \left\{ \frac{\ell_n(d_2/d_1)}{\lambda_{ins}} + \frac{2}{h_{pipe}^{in} d_0} + \frac{2}{h_{ins}^{out} d_2} \right\} \quad \dots\dots (3)$$

ただし, ℓ_n は自然対数関数を表わす. よって, 配管単位長当たりの熱容量を C_{pipe} として, 排熱回収温水配管の熱収支を定式化すると, 次式を得る.

$$LC_{pipe} \frac{d\theta_{pipe}^h}{dt} = \pi L d_0 h_{pipe}^{in} (\theta^h - \theta_{pipe}^h) - 2\pi L k_{pipe}^{room} (\theta_{pipe}^h - \theta_{room}) \quad \dots\dots (4)$$

また, 排熱回収温水は, GE 出口温度 θ_{GE0}^h から放熱により温度低下し, 排熱回収温水の流れによる時間遅れ τ_{pipe}^h 後に θ_{HRi}^h となるとすると, 次式で表わすことができる.

$$\theta_{HRi}^h(t) = \left\{ \theta_{GE0}^h - \pi L d_0 h_{pipe}^{in} (\theta_{GE0}^h - \theta_{pipe}^h) / \dot{C}^h \right\} (t - \tau_{pipe}^h) \quad \dots\dots (5)$$

ただし, τ_{pipe}^h は配管長 L を温水の流速 V^h で除した L/V^h で与えられる.

次に, HR の排熱回収温水の出口温度 θ_{HR0}^h は, θ_{HRi}^h から再生器への熱移動量分だけ温度降下したものととなるから, 次式で表わすことができる.

$$\theta_{HR0}^h = \theta_{HRi}^h - Q_{HR}^c / \dot{C}^h \quad \dots\dots (6)$$

温度 θ_{HR0}^h の HR 出口の温水は, バイパスより流入した温度 θ_{HRi}^h の温水と混合し, GE へ戻る時に同様の時間遅れが発生する.

(3) 温水吸収冷凍機

温水吸収冷凍機のモデル化は, 本来吸収冷凍サイクルの熱収支および物質収支から冷凍能力の動特性を導

くのが理想である^{(5)~(7)}. しかし, 本研究では, 温水吸収冷凍機のサイクル上の問題を研究するのが目的でなく, エンジンおよび排熱回収温水配管長およびその制御方法等が, 実冷凍機成績係数(本稿では, 吸収冷凍機の冷凍出力熱量と再生器入熱量との比を成績係数と表現し, COP で表す)に及ぼす影響を解析するのが目的である. 従って定常状態に達した場合, COP のシミュレーション値と実測値とが一致する必要があるのは言うまでもない. そこで, 工業的に温水吸収冷凍機の評価に用いられている, 温水温度と再生器濃溶液温度の関係および再生器濃溶液温度と冷凍能力の関係からモデル化⁽⁸⁾を行った. 以下にその方法を示す.

吸収冷凍機の再生器の熱容量 C_{sa} に対して, 排熱回収温水からの熱入力は $\dot{C}^h(\theta_{HRi}^h - \theta_{HR0}^h)$ となる. 溶液の熱収支および冷媒の熱収支を合わせた再生器からの熱流出が, θ_{sa} に比例するとしてその比例定数を K_{sa} とすると, その熱流出量は $K_{sa}\theta_{sa}$ となり, 再生器の熱収支は次式で表わすことができる.

$$C_{sa} \frac{d\theta_{sa}}{dt} = \dot{C}^h(\theta_{HRi}^h - \theta_{HR0}^h) - K_{sa}\theta_{sa} \quad \dots\dots (7)$$

上式を変形すると次式を得る.

$$\frac{C_{sa}}{K_{sa}} \frac{d\theta_{sa}}{dt} = \frac{\dot{C}^h(\theta_{HRi}^h - \theta_{HR0}^h)}{K_{sa}} - \theta_{sa} \quad \dots\dots (8)$$

この式は, 再生器の濃溶液温度 θ_{sa} が, 時定数 $T_{sa} = C_{sa} / K_{sa}$ で定常状態の濃溶液温度 $\dot{C}^h(\theta_{HRi}^h - \theta_{HR0}^h) / K_{sa}$ に収束することを示している.

蒸発器における熱収支からは, 次式が得られる.

$$\frac{C_{EVA}}{C^c} \frac{d\theta_{HR0}^c}{dt} = -\frac{Q_{HR}^c}{C^c} + \theta_{HRi}^c - \theta_{HR0}^c \quad \dots\dots (9)$$

なお, 式(9)に示す HR の冷凍出力 Q_{HR}^c は, 後述する図4で示す再生器の濃溶液温度 θ_{sa} の関数で与えられる冷媒発生量と, 蒸発器 EVA において冷水と冷媒との熱交換可能な最大熱量のいずれかの小さい方の値となる.

(4) 冷水配管と空気調和器

冷水配管では, 排熱回収温水配管と同様の方法で算出されたむだ時間 τ_{pipe}^c によって, 次の2式で表わすことができる.

$$\theta_{AHUi}^c(t) = \theta_{HR0}^c(t - \tau_{pipe}^c) \quad \dots\dots (10)$$

$$\theta_{HRi}^c(t) = \theta_{AHU0}^c(t - \tau_{pipe}^c) \quad \dots\dots (11)$$

また, AHU における熱収支から次式が成立する.

$$\frac{C_{AHU}}{C^c} \frac{d\theta_{AHU0}^c}{dt} = -\frac{Q_{AHU}^c}{C^c} + \theta_{AHUi}^c - \theta_{AHU0}^c \quad \dots\dots (12)$$

4. 実CGSプラントとの比較

実CGSプラントに対する整合性を確認するために、当シミュレーション・モデルに、実稼働中のCGSプラントの各種パラメータを代入し、実測データとの比較を試みた。比較条件としては、常温からCGS構成各機器を同時に運転開始するものとし、冷凍出力が発生し冷水温度が低下して所定の温度に至る期間の $\theta_{\text{HRi}}^{\text{h}}$ 、 $\theta_{\text{HRo}}^{\text{h}}$ および $\theta_{\text{HRi}}^{\text{c}}$ 、 $\theta_{\text{HRo}}^{\text{c}}$ の特性を比較するものとする。

4・1 対象実稼働CGSプラント 図3には対象とした実稼働中のCGSプラントの基本フローを示す。2基の発電出力300kWのガスエンジン発電機GE、排熱回収温水配管に接続された281kWの温水吸収冷凍機HRおよび余剰排熱放熱用のHEXによって構成されたシステムである。不足する冷房能力を補うために、ガス吸収冷温水機GRが設置されているが、計測時は停止されているので、シミュレーションには関与しない。

4・2 シミュレーション入力データ 表1には、この実CGSのシミュレーションの実行に用いた、主要入力データを示している。

ガスエンジンの熱容量は、表1に示すエンジン部、ジャケット部冷却水量および排熱回収熱交換部の熱容量の合計である。HRについては、図4に示す特性を用いており、これは実験的に求めたものである。この図はHRの再生器入熱量 Q_{HR}^{h} 、冷水出力 Q_{HR}^{c} 、 Q_{HR}^{c} に対する

図3 比較実CGSフロー図

図4 温水吸収冷凍機の実験例

Q_{HR}^{h} の比 $\eta_{\text{HR}}^{\text{c}}$ が、横軸で示すHRの温水入口温度 $\theta_{\text{HRi}}^{\text{h}}$ の各温度ごとに定常状態に達した場合の値を、定格時のそれぞれの値の比で表わしたものであり、図中の θ_{sa} も同様各 $\theta_{\text{HRi}}^{\text{h}}$ に対する定常状態に達した場合の再生器出口の濃溶液温度を示している。図5は、 T_{sa} の整合性確認のため、実測値の θ_{sa} （破線）と、実測した $\theta_{\text{HRi}}^{\text{h}}$ および $\theta_{\text{HRo}}^{\text{h}}$ より式(8)に基づいて算出した θ_{sa} （実線）とを対比したものである。実測値の温水温度 $\theta_{\text{HRi}}^{\text{h}}$ 、 $\theta_{\text{HRo}}^{\text{h}}$ およびHRの再生器濃溶液温度 θ_{sa} は起動後の60秒間隔の計測温度を示しており、初期条件は $\theta_{\text{HRi}}^{\text{h}} = \theta_{\text{HRo}}^{\text{h}} = 40^{\circ}\text{C}$ 、 $\theta_{\text{sa}} = 28^{\circ}\text{C}$ である。また、計算値の θ_{sa} は式(8)をDYNAMOによってプログラムし、 $\theta_{\text{HRi}}^{\text{h}}$ 、 $\theta_{\text{HRo}}^{\text{h}}$ に実測値を用い、 $C_{\text{sa}}/K_{\text{sa}} = 120$ 秒とした場合の

表1 実CGSのシミュレーション主要入力データ

Equipment	Item	Dimension	Data
Gas engine GE	Output capacity of electricity	kW	300
	Output capacity of recovery heat	kW	425
	Engine dry weight	kg	1750
	Jacket water weight	kg	56
	Heat exchanger's member weight of exhaust gas boiler	kg	375
	Load factor	%	85
Hot water refrigerator HR	Chilled water output capacity	kW	281
	Rated COP ¹⁾	J/J	0.68
	Time constant of strong concentrated absorbent	s	120
Heat recovery hot water pipe	Nominal diameter	A	150
	One way delay time	s	8.6
Chilled water pipe	One way delay time	s	5
3 way valve VJW	Proportional gain	1/°C	0.4
	Set point	°C	8
	Sensor time constant	s	5
	Valve speed ²⁾	s	20

¹⁾ COP = $Q_{\text{HR}}^{\text{c}} / Q_{\text{HR}}^{\text{h}}$ ²⁾ Closing and opening time interval

図5 濃溶液温度の実測値と計算値

値を示している。実測値および計測値はほぼ同様の特性を示している。配管については図面上のデータに基づき、HRの内部構成部材の熱容量については、形状等から算出した。制御方式は図3に示すように、 θ_{HRo}^c が設定値になるようにVJWで制御するもので、関係するパラメータは表1のVJWの欄に示す値を用いた。

4・3 実CGSプラント計測値とシミュレーション値

図6の実線は、対象実CGSプラントを、室温から始動した場合のHRの排熱回収温水入出口 θ_{HRi}^h 、 θ_{HRo}^h および冷水入出口温度 θ_{HRi}^c 、 θ_{HRo}^c を10秒毎に計測した値である。排熱回収熱量計測値 Q_{GE}^h が、温水吸収冷凍機HRの定格出力に必要な入力 $\bar{Q}_{HR}^h$ に比べて大きいいため、立ち上がるとすぐに制御動作に入っている。

同図破線は、表1のデータに基づいて、1秒毎の演算によって、このCGSプラントのシミュレーションを行ったもので、実測データと同様にHRの排熱回収温水入出口温度および冷水入出口温度の表示をしている。

4・4 結果に対する考察 図6に示した実測値とシミュレーション値について、以下に考察する。

(1) θ_{HRi}^h および θ_{HRo}^h の比較

立上げ途中における比較では、シミュレーション値の方がやや高く上に凸の傾向を示している。このような差の発生する原因としては、次のようなことが考えられる。①図4に示すHRの特性と実プラントの特性の

差によるもの。②シミュレーション・モデルでは時定数 T_{sa} を一定としているが、実プラントでは変化することによるもの。③一時遅れ近似と実プラントの遅れ特性との差によるもの。④実測値測温系の時間遅れとの差によるもの。しかし、立上げ時のCOPの評価にはこの程度の誤差は許容できると考えられる。

次に、冷凍能力が発生し始める付近で、シミュレーションおよび実測値とも θ_{HRi}^h と θ_{HRo}^h との温度差が広がっているが、これは Q_{GE}^h が増大するためである。この理由は、冷凍能力が発生するための冷媒発生が起こるのは、再生器の θ_{sa} が飽和温度に達し沸騰伝熱により熱移動量が増大する時からであると考えられる。また、冷水温度が目標温度に到達する時点で θ_{HRo}^h が一時的に上昇するのは、制御弁VJWによる温水の流量制御により、再生器の熱移動量が減少するためと考えられる。その後の値は、制御動作によるハンティングを伴いながら、平衡状態に移行してゆく様子を示しており、両者よく似た特性を示している。

(2) θ_{HRi}^c および θ_{HRo}^c の比較

冷水温度の降下開始点は、実測値では急速な温度低下が起こり、シミュレーションでは緩やかな温度低下となっている。これは、実プラントでは冷媒発生時の特性が、図4に示す特性と異なっていることによるものと考えられる。実プラントとの整合性をさらに高めるには、図4の特性のより厳密な計測が必要である。次に、冷水温度の降下時の勾配にもやや差が見られるが、これはHRの特性の差および実プラントの二次側空調器系の熱容量の算出誤差に起因するものと考えられる。さらに整合性を高めるには、冷水温度の降下開始点の差と同様、HRの特性および空調系についてより精度の高いデータを入力する必要があるが、両者の冷水入出口温度差がほぼ同じであるため、本研究の目的とする立上げ特性の評価に使用する上では、実用上問題は特にないものと考えられる。

(3) その他

実CGSプラントにおける諸条件の制約により、排熱量 Q_{GE}^h がHRの定格値より大きい場合の比較となったが、 Q_{GE}^h が減少した場合でも、当モデルは熱容量とHRの特性に基づくため、整合性は保たれるものと考えられる。

5. 結 言

排熱を温水吸収冷凍機に利用したCGSにおいて、エンジン熱容量、排熱回収温水配管熱容量および配管長、温水回路の制御方式、およびHR特性等が、立上げ時の効率に及ぼす影響を評価することを目的とし

図6 実測値とシミュレーション値の比較

て、動特性のモデル化を行った。当モデルは、DYNAMOを用いたことにより、CGSの各種構成機器の変更および制御システムの変更に対応して、シミュレーション条件を容易に変更可能であり、CGSに個別対応した評価が可能である。また、実プラントに適用して、冷凍出力立上げ時の実測値とシミュレーション値とを比較検討した結果、両者の整合性が実用上十分得られることが確認できた。今後本モデルに基づいて、CGS排熱回収系の特性向上のための諸検討が可能となったと考えられる。

謝 辞

本研究の遂行にあたり、有益なご助言をいただいた大阪府立大学の斯波敬氏、データ計測にご協力いた

いた大阪ガス(株)米田豊氏に、深甚の感謝の意を表わします。

文 献

- (1) 片山・伊東, 空気調和・衛生工学会論文集, No.53, (1993), 101.
- (2) 伊東・横山・斯波・林, 機論, 59-559, C (1993), 807.
- (3) 鈴木, デジタル・シミュレーション(2) —DYNAMOによるシミュレーション, システムと制御, Vol.17, No.10, (1973), 614.
- (4) 東野・葛岡, 伝熱工学, (1961), 176, 丸善.
- (5) 飛原・山本・斎藤・永岡・西山, 日本冷凍協会論文集, Vol.4, No.2 (1987), 45.
- (6) 飛原・山本・斎藤・永岡・西山, 日本冷凍協会論文集, Vol.4, No.2 (1987), 55.
- (7) 佐野・飛原・斎藤, 機講論, No.920-60 (1992), 363.
- (8) M. Salman, S. Kotob and M. Juraidan, Optimal Control of Solar Cooling Systems, Optimal Control Applications & Method, Vol.9, (1988), 187.
- (9) Ithink Tutorial and Technical Reference, High Performance Systems Inc., (1992).