コージェネレーションシステムの制御性能評価 (排熱回収プロセスに環境条件・負荷条件の変化が与える影響)

Control Performance Assessment of Cogeneration System

(Influence of Environmental and Load Conditions on Heat Recovery Process)

正 涌井徹也 (阪府大院)

○学 林 将嗣 (阪府大院)

正 横山良平 (阪府大院)

Tetsuya WAKUI, Osaka Prefecture University, 1-1 Gakuen-cho, Naka-ku, Sakai, Osaka

Masashi HAYASHI, Ryohei YOKOYAMA, Osaka Prefecture University

In order to improve energy saving and reduction of operational cost by introducing distributed energy supply systems, control performance assessment during operation is indispensable. Thus, this paper assesses control performance of a heat recovery process in a gas engine cogeneration system, which is a typical distributed energy supply system, through numerical analyses. First, the influence of the control performance of the jacket cooling water temperature for stable operation of the gas engine on efficient heat recovery is examined. Then, the influence of environmental condition including ambient temperature and supply water temperature, and load condition such as supply water flow rate on efficient heat recovery is also evaluated. These numerical analyses show that the control performance of the jacket cooling water temperature is very sensitive to efficient heat recovery, while environmental and load conditions hardly have an influence on it.

Keywords: Control performance assessment, Monitoring, Energy saving, Cogeneration system

1. 緒言

電力や熱の供給を行う分散型エネルギー供給システムは高い省エネルギー性や経済性が期待できる。しかし、季節的・時間的に大きく変動するエネルギー需要量を考慮しながらシステムを適切に運転することは極めて困難であり、その結果、所定の省エネルギー化、運用費の低コスト化などが達成されていない事例も少なくない。このような状況への対策として、エネルギー供給システムの運用をリアルタイムで支援するための計算機援用システムの構築が有効と考えられる⁽¹⁾。具体的な要求機能としては、(a) 運用計画の前提条件となるエネルギー需要量を精確に予測する、(b) 予測されたエネルギー需要量に基づき、運用計画をエネルギー供給の安定性、省エネルギー性、経済性等の観点から合理的に行う、(c) 得られた運用計画を実現するように最適制御を行う、などが挙げられる。しかし、エネルギー供給システムの構成機器は環境条件や負荷条件などの変化によりその性能が時々刻々と変化するため、一度最適に調整したコントローラであっても、時間の経過と共にその制御性能が低下することも少なくない。また、その影響が省エネルギー性、経済性の悪化を招くことも考えられる。エネルギー供給システムには多くの制御ループが存在することから、リアルタイム計算機援用システムには、運転中の機器性能⁽²⁾だけでなく、制御ループの制御性能も適切に評価・監視する機器を備えることが重要である。

プロセス制御系の制御性能評価と監視に関する研究はこれまでも行われてきているが、その多くがフィードバック制御下での運転データより制御応答を抽出し、その制御性能を評価するものである⁽³⁾。しかし、エネルギー供給システムでは、制御性能だけでなく、システムの運転に伴う省エネルギー性や経済性に関する評価も併せて行う必要がある。そこで本研究では、分散型エネルギー供給システムの一つとしてガスエンジンコージェネレーションシステムに着目し、そのボトムリングである排熱回収プロセスを制御対象に取り上げる。そして、数値シミュレーションを通して制御性能が排熱の有効利用に及ぼす影響を明らかにした上で、環境条件、負

荷条件の違いによる制御性能変化を評価している。

2. 対象システムの構成

図1に本研究で対象とするガスエンジンコージェネレーションシステムの構成図を示す⁽⁴⁾。ガスエンジン発電機で発電した電力は負荷へ供給され、その際に生じる排熱をジャケット冷却水により回収する。回収された排熱によりプレート式熱交換器(PHX)で給水を加熱し、設定温度の温水を負荷へと供給する。また、温水需要が減少した場合には、余剰となる排熱をラジエータ(RD)で放熱する。なお、ガスエンジン発電機は電力系統に連系して運転を行うが、逆潮流は行わない。よって、システムは電主熱従運転を行うことになる。本研究では、図1に示す対象システムにおいて、回収した排熱を利用して供給温水を設定温度に加熱するプロセスを排熱回収プロセスと定義する。

Fig.1 Configuration diagram of gas engine cogeneration system

3. 排熱回収プロセスの温度制御

3.1 対象プロセスの制御方策 本システムでは、ガスエンジン発電機の安定した運転を実現するために、ジャケット冷却水のガスエンジンへの入口温度を常に一定に保つ必要がある。ジャケット冷却水の循環流量は一定とする。ガスエンジン発電機出力や温水負荷（供給温水の加熱に必要な熱量）の変化に、熱交換器での交換熱量、ラジエータでの放熱量を追従させるため、制御用混合式三方弁 MV1、MV2 によりジャケット冷却水の温度制御を行う。また、供給温水の温度を一定に保つために、制御用三方弁 MV3 により供給温水温度の制御も行う。いずれも制御用温度計 TC により三方弁下流の温度を測定し、PID 制御演算による制御信号で三方弁 MV へのバイパス流量を調節して、混合後の三方弁下流の温度を制御する。制御動作は PI 動作とする。以下に各制御ループの制御方策を示す。

MV1 では、ガスエンジンから出て熱交換器をバイパスした冷却水と、熱交換器で温水を加熱することにより温度が低下した冷却水とが混合する。TC1 の温度（図 1 の③での温度）が目標値よりも低下した場合には、ガスエンジンから出た高温の冷却水のバイパス流量を増やすことで、混合後の TC1 の温度を上昇させる。一方、TC1 の温度が目標値よりも上昇した場合には、バイパス流量を減少させる。しかし、ガスエンジンから出た冷却水の全量を熱交換器に流入させても（バイパス流量零）、TC1 の温度が目標値よりも高い場合には、MV1 による操作だけでは冷却水温度を目標値に保つことができない。このような場合には、MV2 によりラジエータでの放熱量を調節して温度制御を行う。

次に MV2 では、MV1 を出てラジエータをバイパスした冷却水とラジエータで冷却された冷却水とが混合する。TC2 の温度（図 1 の④での温度）が目標値より上昇した場合には、ラジエータへの流入量を増やす。逆に、TC2 の温度が目標値よりも低下した場合には、ラジエータへの流入量を減少させる。しかし、ラジエータへの流入量を零にしても TC2 の温度が目標値より低い場合には、MV2 による操作だけでは冷却水温度を目標値に保つことができない。このような場合には、前述の MV1 による温度制御を行う。

また、MV3 では、熱交換器をバイパスする低温の給水と熱交換器で加熱された温水とが混合する。TC3 の温度（図 1 の⑧での温度）が目標値より上昇した場合には、バイパス流量を増やすことで TC3 の温度を低下させる。一方、TC3 の温度が目標値よりも低下した場合にはバイパス流量を減少させる。しかし、バイパス流量を零にしても TC3 の温度が目標値より低い場合には、供給温水温度を目標値に保つことができない。ガスエンジンで回収した排熱より温水負荷が多い場合がこれに該当し、補助ボイラなどでの追い焚きが必要になるが、ここでは供給温水温度を目標値に制御できるような負荷条件についてのみ取り上げることとする。

3.2 制御量目標値の設定 排熱回収プロセスへの外乱としては、負荷（供給温水流量、発電機出力）の変化が考えられる。負荷の大きさはそれぞれ定格値に対する割合で表す。発電出力については定格発電出力（25 kW）を 100 % とする。定格発電出力時において、ジャケット冷却水の全量が熱交換器の加熱側に流入し、また、ラジエータに流入する冷却水流量が零の状態、給水の全量が熱交換器の被加熱側に流入するときに、供給温水温度（図 1 の⑧での温度）が 60.0 °C になる供給温水流量を定格流量（100 % 流量）とする。このときの TC1、TC2 の温度を MV1、MV2 による温度制御の目標値とする。

TC1、TC2 の温度目標値はガスエンジンの特性に依存するが、ここでは中間期の運転に基づいて決定し、共に 79.1 °C とする。また、TC3 の温度（供給温水温度）の目標値は 60.0 °C とする。いずれのコントローラも制御周期は 1 s とする。

3.3 制御性能の評価指標 種々の運転条件下における各制御ループの制御性能を定量的に評価するため、次の評価指標 E_v を定義する。

$$E_v = \frac{\int_{t_1}^{t_2} Q_{REF}(t) dt}{\int_{t_1}^{t_2} Q_{GE}^{OUT}(t) dt} \quad (1)$$

$$Q_{REF}(t) = \begin{cases} Q_{ST} - Q_{PH}^{IN}(t) & (Q_{ST} > Q_{PH}^{IN}(t)) \\ 0 & (Q_{ST} \leq Q_{PH}^{IN}(t)) \end{cases} \quad (2)$$

ここで、 Q_{GE}^{OUT} : ガスエンジン発電機での排熱回収量 [kW]、 Q_{PH}^{IN} : ジャケット冷却水の流量と出入口温度から算出した熱交換器の加熱側交換熱量 [kW]、 Q_{REF} : 温水負荷を下回った交換熱量 [kW]、 Q_{ST} : 負荷変化後の温水負荷（給水温度、供給温水温度の目標値、負荷変化後の供給温水流量から算出）[kW]、 t : 時間 [s]、 t_1 : 負荷変化が生じた時刻 [s]、 E_v は負荷変化時 t_1 からある時刻 t_2 までの間に回収した排熱と、熱交換器での交換熱量の温水負荷に対する不足量との割合を表す。

なお、負荷変化後に交換熱量 Q_{PH}^{IN} の応答が温水負荷 Q_{ST} を上回った場合には、供給温水温度が目標値より上昇する。しかし、MV3 で給水のバイパス流量を増やすことによって、供給温水温度を低下させて負荷変化に追従できるため、評価指標の算出に当たっては定常状態の熱量を下回った交換熱量のみを考慮する。

4. 数値シミュレーション

4.1 対象システムのモデル化 本研究では対象システムをモデル化し、数値シミュレーションを通して制御性能の評価を行う。まず、システムを各構成機器に分割し、各機器の動特性を熱収支および物質収支に基づく微分・代数方程式によって表現する^{(4),(5),(6)}。システム全体のモデルは、制御用三方弁と配管により各構成機器を接続することで得られる⁽⁴⁾。なお、システムの運動動作点は季節変化に伴う環境条件と負荷条件により決定される。

4.2 環境条件と境界条件 システムの運転を行う季節として夏期、中間期（秋期）、冬期の三つを取り上げ、それぞれの環境条件を設定する。ここでは外気温、給水温度に着目する。本システムでは外気温が変化すると、ガスエンジン発電機の発電効率^{(7),(8)}と熱交換器、配管およびラジエータからの放熱量が変化する。また、給水温度が変化すると、熱交換器において供給温水の加熱に必要な交換熱量が大きく変化する。これらの具体的な数値は 5 章から 7 章の各計算事例において述べる。また、境界条件として表 1 に示すように、ガスエンジン発電機の発電出力、ジャケット冷却水流量を与える⁽⁸⁾。なお、供給温水流量は負荷条件として各計算事例ごとに与えるものとする。

4.3 数値解法 対象システムのモデルは各構成機器の関係式、ならびに接続、環境、負荷条件から構成され、

Table 1. Boundary conditions

Load of Generator	kW	25
Flow rate of jacket cooling water	kg/s	1.72

これらは非線形連立混合微分方程式に帰着する。ここでは、オイラー法とニュートン-ラフソン法を組み合わせ、この連立方程式を数値的に解く。

5. コントローラの調整による制御応答の変化

負荷変化に対する熱交換器での交換熱量の応答は、加熱側流体であるジャケット冷却水温度の影響を大きく受ける。また、MV1 の操作により熱交換器に流れるジャケット冷却水流量が変化することも交換熱量の応答に大きな影響を与える。よってガスエンジン発電機から回収した排熱を効率よく利用するためには、熱交換器での交換熱量が温水負荷に速やかに追従できるよう、ジャケット冷却水温度を目標値に保持することが重要となる。

そこで、ジャケット冷却水温度の制御性能が熱交換器での交換熱量に与える影響を調査するため、MV2 のコントローラの調整が不十分な場合と、十分に調整されている場合の二通りについて、プロセスの応答を評価する。

5.1 計算条件 環境条件は表 2 に示す中間期を考え、二通りのコントローラの調整として表 3 に示す Case1 と Case2 に着目する。Case1 は MV2 のコントローラの調整が不十分な場合、Case2 は MV2 のコントローラが十分に調整されている場合に対応する。負荷変化として、供給温水流量を中間期の定格流量の 50 % から 70 % (0.106 kg/s から 0.148 kg/s) にステップ状に増加させる。

定常状態を考えると、供給温水流量が 100 % の場合、排熱回収量と熱交換器での交換熱量が平衡するため、ラジエータでの放熱量は零となる。しかし、供給温水流量が 100 % より減少すると、熱交換器での交換熱量が減少するため、排熱の余剰分をラジエータで放熱する必要がある。よって、ここで取り上げる供給温水流量変化に対しては、主として MV2 によりラジエータに流入するジャケット冷却水流量を調節して温度制御を行うことになる。

5.2 計算結果 時間 0 s で供給温水流量がステップ状に増加した場合の Case1, Case2 のプロセスの応答を図 2 に示す。図 2 (a) はジャケット冷却水温度の制御応答であり、TC1 の温度 (図 1 の③での温度) と TC2 の温度 (図 1 の④での温度) の応答を示す。図 2 (b) は供給温水温度の応答であり、熱交換器の被加熱側出口温度 (図 1 の⑦での温度) と TC3 の温度 (図 1 の⑧での温度) の応答を示す。図 2 (c) は MV1 と MV2 への操作信号を示す。操作信号は 0 ~ 100 % の範囲で出力され、信号の値が大きくなるほど、MV1 では熱交換器への流入流量が、MV2 ではラジエータへの流入流量が減少する。図 2 (d) は熱交換器での加熱側交換熱量の応答であり、ジャケット冷却水の出入口温度と流量から算出している。

供給温水流量がステップ状に増加すると、熱交換器の熱通過率が増加する。よって、供給温水の加熱にジャケット冷却水を持つ熱量がより多く使われるようになり、ジャケット冷却水温度が低下する。TC2 の温度が低下すると、

Table 2. Environmental conditions

Air temperature	θ_A °C	16.0
Temperature of water supply	θ_{SUP} °C	17.0

Table 3. Tuning parameter of control

		Case1	Case2
MV1	Proportional gain K_{CP1} 1/°C	0.06	0.06
	Integral time T_{I1} s	10	10
MV2	Proportional gain K_{CP2} 1/°C	0.0004	0.04
	Integral time T_{I2} s	10	40
MV3	Proportional gain K_{CP3} 1/°C	0.03	0.03
	Integral time T_{I3} s	10	10

(a) Response of jacket cooling water temperature

(c) Manipulated signal for MV1 and MV2

(b) Response of hot water temperature

(d) Response of exchanged heat rate

Fig.2 Response of heat recovery process to step change of supply water flow rate (Case1 and Case2)

MV2 はラジエータへの冷却水流入流量を減少させ、冷却水温度を目標値まで上昇させようとする。図 2 (a) より、Case1 では MV2 のコントローラの調整が不十分であるため、供給温水流量の増加に伴う TC2 の温度の低下に対して、MV2 による制御動作が遅れていることがわかる。TC2 の温度は 75 °C 程度まで低下し、その結果、TC1 の温度は目標値である 79.1 °C を下回ることになり、MV1 による温度制御も同時に行われる。図 2 (c) より TC1 の温度が 79.1 °C を下回った時刻から MV1 の信号が増加しているのがわかる。MV1 による温度制御が行われている間（およそ 0~500 s）は、熱交換器に流入する冷却水流量が変化し、熱交換器での交換熱量の変化が大きくなる。図 2(d) より、Case1 では Case2 に比べて負荷変化直後から 400 s 程度までの間、交換熱量が大きく減少することがわかる。交換熱量が定常状態での値より減少している間は、供給温水温度は 60.0 °C を下回ることになる。

これに対して Case2 では、供給温水流量の増加に伴う TC2 の温度低下時に、MV2 の制御動作が早いいため、TC1 の温度が 79.1°C を下回ることがない。よって MV1 の信号は常に零であり、交換熱量は Case1 に比べて早く整定している。フィードバック制御を採用しているため、負荷変化直後の TC3 の温度低下は避けられないが、60.0 °C を下回る時間はごくわずかである。

MV1 が温度制御を行っている時間を考慮し、3.3 節で述べた評価指標を、 $t_1 = 0$ s, $t_2 = 500$ s として Case1, Case2 について算出した結果を表 4 に示す。Case1 では交換熱量が負荷変化に対して速やかに温水負荷 Q_{ST} に整定したと仮定した場合に比べて、負荷変化から 500 秒間に回収排熱の 4.39 % を供給温水の加熱に利用できなかったことになる。一方、Case2 では負荷変化から 500 秒間の供給温水加熱に利用できなかった回収排熱は 0.3 % 程度であることから、コントローラの調整が排熱の有効利用に大きな影響を及ぼすことが確認できる。

Table 4. Evaluation index value

	Case1	Case2
Ev	0.04390	0.00329

6. 環境条件の影響

前述の通り、制御対象であるプロセスの特性は環境条件により変化する。そこで、環境条件の変化が制御応答にどのような影響を与えるのか、またそれによって評価指標がどの程度変化するのかを調査する。具体的には、同一のコントローラの下で三通りの環境条件に対するプロセスの応答を評価する。

6.1 計算条件

調整値は 5 章の Case2 を採用する。負荷変化として、供給温水流量を中間期の定格流量の 50 % から 70 % (0.106 kg/s から 0.148 kg/s) にステップ状に増加させる。このような運転条件に対して、表 5 に示す夏期、中間期（秋期）、冬期の環境条件を適用する。

Table 5. Environmental conditions

	Summer	Autumn	Winter
Air temperature θ_A °C	25.0	16.0	7.0
Temperature of water supply θ_{SUP} °C	24.0	17.0	9.0

6.2 計算結果

時間 0 s で供給温水流量がステップ状に増加した場合の各環境条件におけるプロセスの応答を図 3 に示す。取り上げた図は図 2 と同様である。また、評価指標を、 $t_1 = 0$ s, $t_2 = 500$ s として各環境条件下の運転について算出した結果を表 6 に示す。

図 3 (a) から、5 章の検討と同様に、供給温水流量のステップ状増加に伴い、ジャケット冷却水温度が低下しているのがわかる。これにより、熱交換器の被加熱側出口温度

(a) Response of jacket cooling water temperature

(b) Response of hot water temperature

(c) Manipulated signal for MV1 and MV2

(d) Response of exchanged heat rate

Fig.3 Response of heat recovery process to step change of supply water flow rate (Summer, Autumn and Winter)

(図1の⑦での温度)が低下する。TC3の温度は一時的に低下するが、MV3で給水のバイパス流量を減らすことにより、TC3の温度は速やかに目標値に戻る。図3(a), (b)より、TC2, TC3の制御応答はそれぞれの環境条件で大きな違いは見られないと言える。

一方、図3(d)より、環境条件によって定常状態での熱交換器での交換熱量は大きく異なる。これは給水温度の違いに起因するものである。例えば、冬期には給水温度が低くなるため、中間期と同じ供給温水流量でも、供給温水を60.0℃に加熱するためにはより多くの熱量が必要になる。また、いずれの環境条件でも交換熱量の応答がほぼ同様な早さで安定するにも関わらず、評価指標の値が異なるのは、環境条件によりガスエンジンからの排熱回収量が異なるためである。ガスエンジンの熱効率は外気温の高い夏期に低くなり⁽⁷⁾、ガスエンジン発電機で定格発電出力を得るための燃料消費量が増加することから、排熱回収量も夏期に増加する。このため、評価指標の値は夏期に最小となる。しかし、表6に見られるように環境条件の違いによる評価指標の差はごくわずかと言える。

7. 負荷水準の影響

プロセス特性は負荷水準によっても変化する。ある負荷水準における負荷変化に対してコントローラを最適に調整した場合、負荷水準が変わるとプロセス特性が変化してプロセスの応答が不安定になることがある。そこで、MV2を対象に、ある負荷水準の制御応答に着目してコントローラを調整した場合と、負荷水準の変化に伴うプロセス特性の変化にも対

Table 6. Evaluation index value

	Summer	Autumn	Winter
Ev	0.00287	0.00329	0.00396

(a) Response of jacket cooling water temperature

(b) Response of hot water temperature

応できるように安定度に余裕をもたせてコントローラを調整した場合とを比較して、プロセスの応答を評価する。

7.1 計算条件 コントローラの調整として前述のCase2と表7に示すCase3の二通りの事例を考える。Case3は対象とする負荷変化に対して十分な調整を行っており、Case2は負荷水準の変化に伴うプロセス特性の変化に対応できるように安定度に余裕をもたせた調整値である。負荷変化として供給温水流量を中間期の定格流量の50%から60%(0.106 kg/s から 0.127 kg/s) にステップ状に増加させ、さらに500 s経過後に70%(0.148 kg/s) にステップ状に増加させる。環境条件は表3に示す中間期の値とする。

7.2 計算結果 時間0 sと500 sで供給温水流量がステップ状に増加した場合のCase2, Case3におけるプロセスの応答を図4に示す。取り上げた図は図2, 図3と同様である。

図4(a), (c)より、一度目の供給温水流量変化に対してはCase3のほうがTC2の温度の安定が早い。二度目の流量変化時にはMV2の操作信号が振動し、TC2の温度も振動している。これは供給温水流量(温水負荷)が増加して、ラジエータに流入するジャケット冷却水流量が減少したため、ラジエータのプロセスゲインが大きくなって安定限界を越えたことによる。応答を詳しく分析すると、制御周期ごとに

Table 7. Tuning parameter of control

		Case2	Case3
MV1	Proportional gain K_{CP1} 1/°C	0.06	0.06
	Integral time T_{I1} s	10	10
MV2	Proportional gain K_{CP2} 1/°C	0.030	0.051
	Integral time T_{I2} s	40	20
MV3	Proportional gain K_{CP3} 1/°C	0.03	0.03
	Integral time T_{I3} s	10	10

(c) Manipulated signal for MV1 and MV2

(d) Response of exchanged heat rate

Fig.4 Response of heat recovery process to step change of supply water flow rate (Case2, Case3)

MV2 の操作信号が 2%程度変化している。しかし、ガスエンジン発電機によるジャケット冷却水の加熱過程は大きな熱容量をもつため、TC2 の温度が振動しても、ガスエンジン発電機出口での冷却水温度（図 1 の②での温度）には振動の影響が現れない。また、図 4 (b), (d) より、供給温水温度や交換熱量の応答に関しては二つの事例でほとんど違いが見られないことも確認できる。

評価指標を、 $t_1 = 0$ s, $t_2 = 500$ s として Case2, Case3 について算出した結果を表 8 に示す。評価指標の値は二つの事例でほぼ同様であるが、Case3 で見られる制御周期ごとの MV2 の振動は操作部に大きな負担を与えるため、安定度を高めた調整 (Case2) を行うことが好ましいと考える。

Table 8. Evaluation index value

	Case2	Case3
<i>Ev</i>	0.00162	0.00148

8. 結言

ガスエンジン発電機を主機とするコージェネレーションシステムの排熱回収プロセスにおいて、ジャケット冷却水温度の制御性能を評価した。まず、ジャケット冷却水温度制御のコントローラの調整が不十分な場合と、十分に調整されている場合の二通りについて、供給温水流量がステップ状に変化した場合のプロセスの応答を評価した。排熱回収量と熱交換器での交換熱量の温水負荷に対する不足量との比率を評価指標として定義し、制御性能を評価した結果、調整が不十分な場合には熱量が不足し、回収した排熱が有効に利用できないことを明らかにした。また、環境条件（外気温度、給水温度）の変化が制御応答に与える影響を調査するために、三通りの環境条件でプロセスの応答を評価した。その結果、環境条件の変化による制御性能の変化はごくわずかであることを確認した。さらに、負荷（供給温水流量）の水準の違いが制御応答に及ぼす影響を調査した結果、負荷水準の違いに起因するプロセス特性の変化により、制御応答が不安定になることを明らかにした。熱源であるガスエンジン発電機が大きな熱容量を持つため、この不安定な制御応答は回収排熱の有効利用には支障を来たさないが、操作部への負担が大きいことから、負荷水準が変化しても安定度に余裕のあるコントローラの調整が望ましいと言える。

参考文献

- (1) 横山他, 機講論, No.05-13, (2005), 445-446.
- (2) 涌井他, 機講論, No.07-08, 737, 1-5.
- (3) 加納他, 計測と制御, 44-2, (2004), 125-129.
- (4) 伊東他, ガスエンジン・コージェネレーション・システムの動特性分析, 機論, 59-559, C(1993), 807-813.
- (5) 熱交換器ハンドブック, 省エネルギーセンター, (2005), 95.
- (6) 伝熱工学資料 (改訂第 4 版), 日本機械学会, (1989), 55-273.
- (7) 機械工学便覧応用編 B7 内燃機関, 日本機械学会, (2004), 12-14.
- (8) ヤンマーエネルギーシステム (株), YANMAR マイクロコージェネレーションシステム 2006 設備設計資料 CP25VB, (2006), 9-42.