G122

熱交換器の評価方法が発電システムのサイクル計算に及ぼす影響

Influence of temperature difference calculation method on the evaluation of the power cycle performance

○学 森崎 敬史 (佐賀大) 正 池上 康之 (佐賀大)

Takafumi Morisaki and Yasuyuki Ikegami

Saga University, Honjo-machi 1, Saga-shi, Saga 840-8502

In the new century, energy and environmental problems are becoming more critical, the development of natural energy is desired. Low-grade Thermal Energy Conversion (LTEC) is refocused as one of the renewable energy. The aim of this study is to compares with the two methods for the calculation of temperature difference and the corresponding influence on the total performance of rankine cycle that is operated using ammonia as a working fluid. As a result, the cycle thermal efficiency is larger than that of the LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) method. Moreover the computable range of the GMTD (Generalized Mean Temperature Difference) calculation method is smaller than that of the LMTD calculation method.

Key Words: Ammonia, GMTD, LMTD, LTEC, Rankine cycle

1. 緒言

再生可能エネルギーが期待されている中、我が国は、有数の火山地帯であり、多くの工業地帯・工業地域を有するため、温泉水や排熱を低熱源温度差発電 (Low-grade Thermal Energy Conversion : LTEC) に有効利用することが注目されている。一方、LTEC では、火力や原子力発電と比較して利用できる温度差が小さいため、各構成機器の性能向上に留まらず、その性能を考慮したシステム全体の効率化が重要となる。

LTEC のシステム全体のサイクル計算において、従来から熱交換器全体の性能評価には、対数平均温度差 (Logarithmic Mean Temperature Difference : LMTD)法を用いているが、熱交換器内での流体の熱物性および局所での熱通過係数が一定とみなせる場合に限られる。そのため、宇多村らは、比熱をはじめ温度など物性値が大きく変化する超臨界 CO₂ と水を媒体として用いるヒートポンプシステムの熱交換器の評価に対して、一般化平均温度差法 (Generalized Mean Temperature Difference : GMTD)⁽¹⁾の適用を提唱している。

著者らは、熱交換器内で温度変化や物性値がフロンに比べて特異な変化をするアンモニア/水の非共沸混合流体およびそれを作動流体に用いた発電システムについて GMTD を適用し、その有効性が示している⁽²⁾。一方、純物質であるアンモニアや水を作動流体とするシステム全体のサイクル計算では、多くの仮定のもとで利用されているが、このサイクル計算に同様に GMTD を適用した場合の有効性は十分明らかにされていない。本研究の目的は、純物質であるアンモニアを作動流体に使用した飽和ランキンサイクルに対して GMTD を適用し、LMTD を適応した場合と比較を行い、その特性と有効性を明らかにすることである。

2. 熱交換器内温度変化と評価

2.1 LMTD による評価

式 (1) に対数平均温度差 ΔT_{LMTD} の計算式を示す。(高温流体入口温度 T_{HI} および出口温度 T_{HO} 、低温流体入口温度 T_{LI} および出口温度 T_{LO})

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{HI} - T_{LO}) - (T_{HO} - T_{LI})}{\ln \frac{(T_{HI} - T_{LO})}{(T_{HO} - T_{LI})}} \quad (1)$$

図 1 に蒸発器および凝縮器における実際の熱源と作動流体の温度変化の一例を示す。図 1 に示すように、蒸発器で

は作動流体が過冷液から飽和液に変化し、その後、飽和蒸気まで熱交換される。凝縮器では、湿り蒸気から飽和液まで凝縮される。そこで、従来からシステム全体のサイクル計算では、熱交換器の評価において LMTD では、作動流体の出入口温度ではなく、蒸発温度および凝縮温度と熱源の出入口温度との差で評価されてきた (図 2 参照)。そのため、システム全体のサイクル計算において LMTD を用いる場合、作動流体の過冷液領域や過熱蒸気領域 (過熱蒸気サイクルの場合) の温度変化が、システム全体の評価にどのように影響するかを理解することは、重要である。

2.2 GMTD による評価

式 (2) に一般化平均温度差 ΔT_{GMTD} による評価式を示す。

Fig.1 GMTD method.

Fig.2 LMTD method.

(熱負荷 Q における高温流体と低温流体間の温度差 $\Delta T(Q)$)

$$\frac{1}{\Delta T_{GMTD}} = \frac{1}{Q} \int_0^Q \frac{dQ}{\Delta T(Q)} \quad (2)$$

GMTD では、図 1 のように蒸発器における温度変化を考慮することができる。このため、GMTD の場合は、LMTD の場合と異なり、作動流体の出入口温度から全ての温度変化を考慮した評価が可能となる。計算においては、出入口の温度変化を 500 分割し、作動流体と熱源水の温度バランスより、作動流体と熱源水の温度変化を計算して算出した。

3. 計算方法

アンモニアを作動流体に用いたランキンサイクルについて、温水入口温度 80℃、出口温度 70℃、冷水入口温度 30℃、出口温度 35℃を基本条件とし、蒸発器および凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_{EC}$ を 0.05～1 [1/K]と変化させて計算を行った。

4. 計算結果および考察

図 3～6 は、サイクル計算において LMTD および GMTD をそれぞれ適用した場合のサイクル熱効率 η_{th} 、蒸発器におけるピンチポイントの温度差 ΔT_E 、蒸発器および凝縮器における圧力 P_E, P_C の比較の一例を蒸発器と凝縮器の伝熱性能 $(UA/Q)_{EC}$ に対してそれぞれ示している。

図 3 より、LMTD および GMTD のそれぞれの場合で、蒸発器および凝縮器における伝熱性能の向上に伴い、蒸発器における圧力は増加し、凝縮器における圧力は低下するため、サイクル熱効率は上昇する。このとき、凝縮器における圧力では、大きな違いはみられなかったものの、サイクル熱効率および蒸発器における圧力では、LMTD に対して GMTD の方が高くなることが確認できる。GMTD では、図 5 に示されるように蒸発器の過冷液から湿り蒸気への温度変化を考慮することができるので、LMTD の場合と作動流体温度が熱源温度に接近するピンチポイントの位置が異なることと、過冷域を含むために温度差が大きくなり、蒸発器における圧力が高くなる。

さらに、GMTD は、LMTD よりも熱交換器の伝熱性能に対する計算範囲が狭いことがわかる。図 6 に、LMTD と GMTD の場合の、蒸発器におけるピンチポイントの温度差をします。GMTD では、各箇所での熱バランスを考慮した温度変化のため、ピンチポイントにより、与えられる伝熱性能の上限値が存在する。本計算では、GMTD の場合、 $(UA/Q)_{EC}=0.6$ [1/K]程度である。実機では、熱交換器の性能にもよるが、ピンチポイントの温度差は 0.2～4℃となる。

紙面の都合上、省略するが、海洋温度差発電のように、さらに蒸発器での熱源温度差が小さい場合は、LMTD と GMTD の影響は小さく、400℃から 300℃など、熱源温度差が大きくなるとその影響はさらに大きくなった。

5. 結論

GMTD を飽和ランキンサイクルのサイクル計算における熱交換器の評価に適用することで、過冷域を含む熱交換器の温度変化を考慮したサイクル計算を行うことにより、GMTD の特性および有用性について明らかにした。特に、GMTD を適用した場合のサイクル計算では、ピンチポイントを明確に評価するため、与えられる伝熱性能の上限値が存在する。同じ熱交換器の温度差を評価するとき、GMTD を用いたサイクル計算が、LMTD の場合よりサイクル熱効率は高くなる。この影響は、熱源の温度差が大きくなるほ

ど顕著となる。これらの影響は、ヒートポンプシステムにおいても、同様な傾向を示す。

6. 参考文献

- (1)宇多村, 他, 機論, **15-3** (2007), 163-172.
- (2)池上, 他, JSME 動力エネシンボ, (2009), 231-234.

Fig.3 Cycle thermal efficiency.

Fig.4 Temperature difference in evaporator.

Fig.5 Pressure in evaporator.

Fig.6 Pressure in condenser.