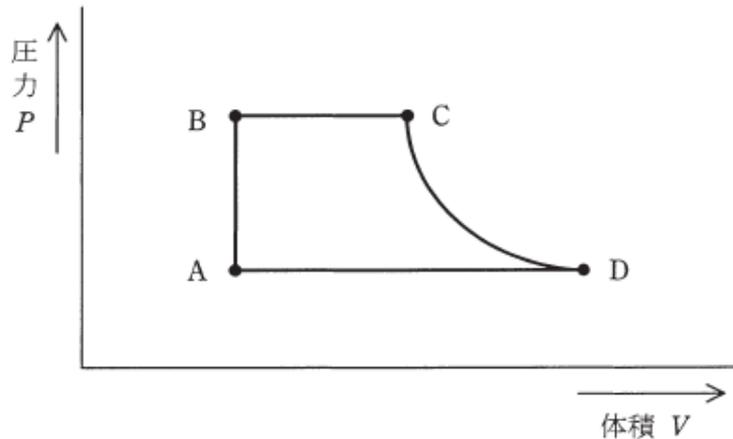


【問題】

図は、あるランキンサイクルによる汽力発電所の $P-V$ 線図である。この発電所が、A点の比エンタルピー 140 kJ/kg 、B点の比エンタルピー 150 kJ/kg 、C点の比エンタルピー $3\,380\text{ kJ/kg}$ 、D点の比エンタルピー $2\,560\text{ kJ/kg}$ 、蒸気タービンの使用蒸気量 100 t/h 、蒸気タービン出力 18 MW で運転しているとき、次の(a)及び(b)の問に答えよ。



(a) タービン効率の値 [%] はいくらか。

(b) この発電所の送電端電力 16 MW 、所内比率 5% のとき、発電機効率の値 [%] はいくらか。

(出典：2016年度第3種電気主任技術者試験 電力問15改題)

【解答】

(a) 問題に示された $P-V$ 線図のA点～D点について、汽力発電所の各装置との関係を図1に示す。

A点は復水器出口、B点は給水ポンプ出口、C点はタービン入口、D点は復水器入口をそれぞれ示しており、題意における各点の比エンタルピーは、それぞれの位置における数値を表している。

タービン効率 η_t [%] はタービン単体の効率を示し、タービンで放出（消費）された蒸気の熱エネルギーが蒸気タービンで機械エネルギーに変換される割合、つまり蒸気タービン自身の性能を示す。具体的には、入力（分母）がタービン入口蒸気（ボイラでの発生蒸気）と復水器入口蒸気の熱量差を

表し、出力（分子）がタービン軸出力に相当する熱量と考えられ、以下の式で表せる。

$$\eta_t = \frac{3\,600P_T}{z(i_c - i_d)} \times 100[\%] \dots \textcircled{1}$$

ただし、

P_T : 1時間あたりの蒸気タービン出力 [kW]

z : 使用蒸気量 [kg/h]

i_c : タービン入口蒸気の比エンタルピー [kJ/kg]

i_d : 復水器入口蒸気の比エンタルピー [kJ/kg]

なお、熱量 $1\text{ J} = 1\text{ W} \cdot \text{s}$ と表されるので、電力量 $1\text{ kW} \cdot \text{h} = 3\,600\text{ kJ}$ と換算される。

①式に数値を代入してタービン効率を求める。

$$\eta_t = \frac{3\,600 \times 18 \times 10^3}{100 \times 10^3 \times (3\,380 - 2\,560)} \times 100$$

≒ 79.0[%] (答)

タービン効率の概数値は、定格出力 10 000kW 以上では 82~85%、最近の大形タービンでは 90~95% に達している。

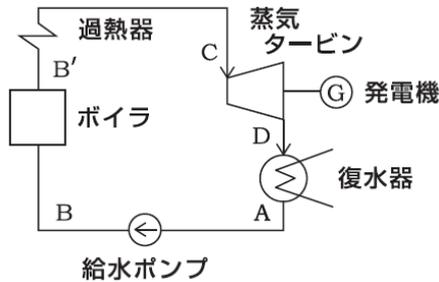


図 1 装置線図

(b) 発電機効率 η_G [%] は、タービン軸出力 P_T に対する発電機出力 P_G の割合を示し、次式で表される。

$$\eta_G = \frac{P_G}{P_T} \times 100[\%] \cdots \textcircled{2}$$

また、送電端電力 P_S は、発電機出力 P_G から所内電力 P_L を差し引いた電力であり、所内比率 L を用いることで以下のとおり表される。

$$\begin{aligned} P_S &= P_G - P_L \\ &= P_G \left(1 - \frac{P_L}{P_G}\right) = P_G(1 - L)[\text{MW}] \cdots \textcircled{3} \end{aligned}$$

ただし、所内比率 $L = \frac{P_L}{P_G}$

ここで③式を変形し、発電機出力 P_G を求める式に書き直す。

$$P_G = \frac{P_S}{(1-L)} [\text{MW}] \cdots \textcircled{4}$$

発電機効率 η_G は、④式とタービン軸出力 P_T より、以下のとおり求める。

$$\eta_G = \frac{P_G}{P_T} \times 100 = \frac{P_S}{P_T(1-L)} \times 100[\%] \cdots \textcircled{5}$$

⑤式に数値を代入して発電機効率を求める。

$$\eta_G = \frac{16}{18 \times (1-0.05)} \times 100 \approx 93.567$$

≒ 93.6[%] (答)

【補足】

◆エンタルピー（蒸気のもつエネルギー）

火力発電所は、蒸気タービンを使用する汽力発電所、ガス機関やディーゼル機関などの内燃機関を利用した内燃力発電所、ガスタービンを利用したガスタービン発電所およびガスタービンと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクル発電所に分類され、本問では、この中の汽力発電所からの出題となっている。

水や蒸気は、外部から仕事と熱量を与えることで高温・高圧となり、水または蒸気自体に内部エネルギーと圧力による外部エネルギーを保有することができる。それらのエネルギーを総称してエンタルピー[J]という。なお、本問で使われている比エンタルピー[kJ/kg]は、単位質量あたりのエンタルピーを表す。

本問では、ボイラ給水のエンタルピー（B点の比エンタルピー）が 150 kJ/kg に対し、タービン入口蒸気のエンタルピー（C点の比エンタルピー）が 3 380 kJ/kg と示されていることから、ボイラでの燃料の燃焼により給水に加えられた熱量により、比エンタルピーが 3 230 kJ/kg 増加したと考えられる。このようにエンタルピーは、ボイラで熱を吸収して大きくなり、復水器で冷却され小さくなるという性状をもつ。

また、エンタルピーと同じく蒸気の状態を表す量としてエントロピー[J/K]があり、単位質量あたりのエントロピーを比エントロピーといい、小文字の s [kJ/(kg·K)] で表す。

◆蒸気の性質

蒸気の状態は、図 2 に示す蒸気線図で表すことができる。

水を 1 気圧のもとで加熱すると次第に温度が上昇し、100℃になると温度上昇が止まる。この状態の水を飽和水という。さらに加熱すると蒸

発が始まるが、水分が完全に蒸発するまで温度は一定に保たれる。この温度を**飽和温度**、圧力を**飽和圧力**という。また、この時の蒸気を**飽和蒸気**といい、蒸気中に水分が含まれていれば**湿り蒸気**、水分が完全に蒸発すれば**乾き飽和蒸気**という。乾き飽和蒸気を飽和温度以上にさらに過熱したものを**過熱蒸気**という。

飽和温度において、単位質量の飽和水を蒸発させるために要する熱量を**潜熱（蒸発熱）**という。潜熱は内部エネルギーとして蒸気中に蓄えられる。

図2の線 Km を飽和水線、線 Kn を飽和蒸気線といい、飽和水線の左側は水、飽和蒸気線の右側は過熱蒸気、両者に囲まれた内側は湿り蒸気（飽和蒸気）を表している。これは、湿り蒸気が加熱され飽和蒸気線に近づくほど湿り度が減少し、飽和蒸気線上で乾き飽和蒸気になるという状態を表していることから、図2を状態線図ともいう。

図2において、圧力を上げる ($p_2 > p_1$) に従い飽和温度も上昇するため、次第に b 点と c 点が接近することで潜熱は減少することになり、最終的に圧力と温度が K 点に達すると潜熱は零となる。K 点を**臨界点**といい、この時の圧力を**臨界圧力** (22.12MPa)、温度を**臨界温度** (374.1°C) という。臨界点では、水は蒸発という過程を経ることなく過熱蒸気になる。

現在の火力発電所では、湿り蒸気の水滴によるタービン効率の低下やタービンの腐食を防止するため専ら過熱蒸気が用いられており、大容量火力における蒸気タービン入口蒸気の温度・圧力は、約600°C・約25MPa（超臨界圧）が導入されている。

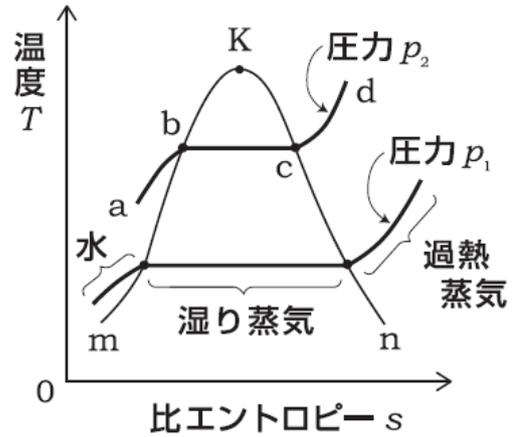


図2 蒸気線図 ($T-s$ 線図)

◆熱サイクル

火力発電では、図1の装置線図で示すように、水は、水（給水ポンプ）→飽和蒸気（ボイラ）→過熱蒸気（過熱器）→湿り蒸気（タービン）→水（復水器）と、各過程において状態が変化する。このように物体が状態変化を繰り返し、再びもとの状態に戻る過程を熱サイクルという。

以下に蒸気サイクルの基本となる、**ランキンサイクル**、**再生サイクル**、**再熱サイクル**について説明する。

<ランキンサイクル>

火力発電の基本的な熱サイクルであり、本サイクルの各過程を理解することが、他のサイクルや熱効率を考えるうえで重要である。特に、水または蒸気の流れと各装置（機械）の関係を示す装置線図（図1）や、 $T-s$ 線図（図3）ならびに $P-V$ 線図（問題図）と各装置との対応を理解することが重要となる。

ランキンサイクルの各過程は、図3の $T-s$ 線図を用いて以下のとおり示される。なお、記号 A,B,C,D は、問題図の $P-V$ 線図における記号 A,B,C,D にも対応している。

A → B: 復水器から送られた給水が給水ポンプで加圧されボイラに送り込まれる**断熱圧縮**の過程

を示している。

B → C: 給水はボイラで熱量を与えられ飽和蒸気 (B → B') となり、次に過熱器で過熱蒸気 (B' → C) となりタービンに送り込まれる等圧受熱の過程を示している。

C → D: 過熱蒸気がタービンで膨張して仕事をすることで、圧力、温度が下がり湿り蒸気となる断熱膨張の過程を示している。

D → A: タービンから排気された湿り蒸気が、復水器で冷却されることで飽和水に戻る等圧凝縮の過程を示している。

ランキンサイクルの熱効率 η [%] は、図 3 の $T-s$ 線図から以下の式により示される。

$$\eta = \frac{\text{面積 } ABCDA}{\text{面積 } 1ABCD21} = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \dots \textcircled{6}$$

ただし、

W : タービンによる仕事相当熱量

Q_1 : ボイラで蒸気が吸収する熱量

Q_2 : 復水器で捨てられる熱量

⑥式で表されるとおり、 $T-s$ 線図ならびに $P-V$ 線図における面積 ABCD は仕事に相当する熱量を表している。つまり、熱効率を上げる (= 面積 ABCD を大きくする) ためには、①タービン入口蒸気の温度・圧力を高める、②タービン排気圧力を低く (復水器の真空度を高める) する方策が考えられる。

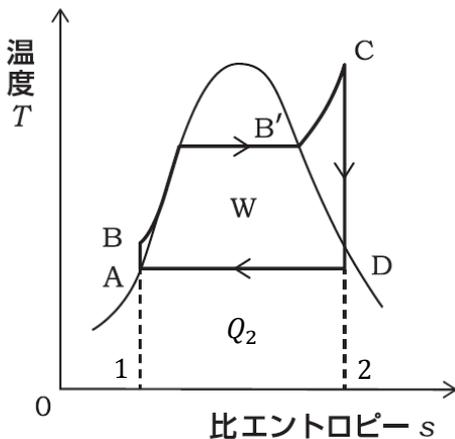


図 3 $T-s$ 線図

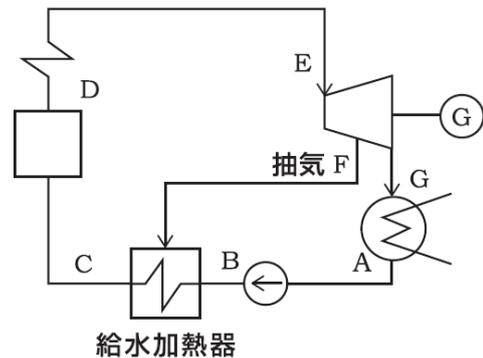
<再生サイクル>

再生サイクルは図 4(a) に示すように、タービンで膨張途中の蒸気の一部を抽出 (抽気) し、ボイラ給水を加熱するサイクルで、給水加熱器が用いられる。給水温度を高めることで燃料費を削減すること、復水器で捨てられる熱量を減らすことを目的としている。

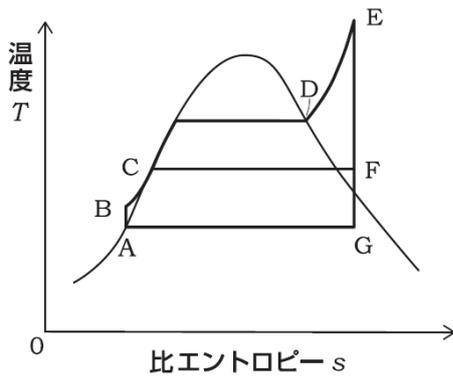
図 4(a) では給水加熱器が 1 台 (1 段) のみ描かれているが、最近の大容量汽力発電所では、10 段程度まで実用化されている。

図 4(b) は、再生サイクルの $T-s$ 線図を示しており、ランキンサイクルの $T-s$ 線図と比べると、断熱膨張の途中から等圧受熱の過程に引かれた線 (F → C) が加わっている。

タービンに送り込まれる蒸気量を z [kg/h] とした場合、給水加熱器に m [kg/h] の蒸気を抽出すると、復水器に送り込まれる蒸気は $z - m$ [kg/h] となることから、抽気をしない場合と比べ、タービンでの仕事は減少するが、復水器で捨てられる熱量 (⑥式の Q_2) が m [kg/h] 分だけ減少するため、その熱効率が向上する。

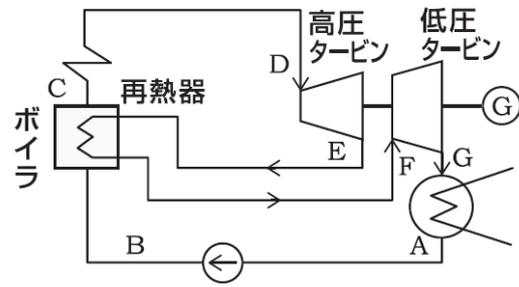


(a) 装置線図



(b) $T-s$ 線図

図4 再生サイクル



(a) 装置線図

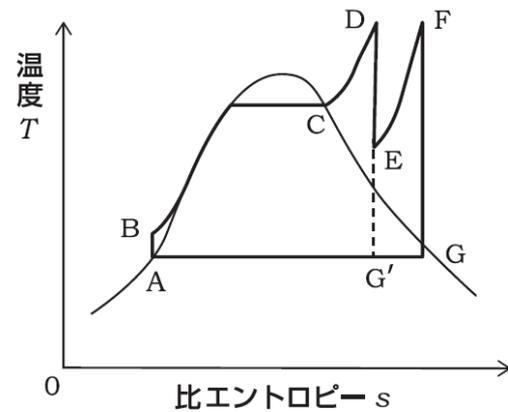
<再熱サイクル>

再熱サイクルは図5(a)に示すように、高圧タービンで仕事をした蒸気を膨張の途中で一旦ボイラに戻し、再度加熱して低圧タービンに戻し、再度膨張させるサイクルで、**再熱器**が用いられる。

$T-s$ 線図は図5(b)に示すように、ランキンサイクルの $T-s$ 線図と比べると、断熱膨張の過程が2回あることが特徴となる。熱効率向上のためには、タービン入口蒸気の温度・圧力を高めることが重要であるが、材料の温度制約から蒸気温度(D点またはF点)には限度がある。

再熱をせず(E→F→Gの過程がない場合)に圧力を高めた場合の断熱膨張の過程は、D→G'となり、再熱をした場合のG点と比べると飽和蒸気線の内側になることから、膨張の最後では蒸気の湿り度が大きい湿り蒸気となる。再熱サイクルは、湿り蒸気によるタービン効率の低下とタービンの腐食を防止することを目的としたサイクルである。

なお、実際の大容量汽力発電所では、再生サイクルと再熱サイクルを組み合わせた再熱再生サイクルを採用することにより熱効率の向上を図っている。



(b) $T-s$ 線図

図5 再熱サイクル

◆復水器

高熱源から受け取った熱量の一部を仕事に変える装置を熱機関(図6)という。熱機関の代表的な装置に、自動車のエンジンや汽力発電所の蒸気タービンがある。復水器は、蒸気タービンに仕事をさせるために必要な低熱源の役割を担う。ただし、 W は仕事相当熱量、 Q_1 は高熱源から受け取る熱量、 Q_2 は低熱源に捨てる熱量をそれぞれ表す。

図6において、 $W = Q_1 - Q_2$ となり、 Q_1 全てを仕事に変換することはできない($W \neq Q_1$)。

復水器は、タービンの排気蒸気(湿り飽和蒸気)を冷却して水に戻して復水として回収する

役割に加え、湿り飽和蒸気の冷却に伴い蒸気の体積が著しく減少することで、復水器内部を真空状態とする役割を担っている。

復水器の真空度を高める（タービン出口の排気圧力を低くする）ことは、蒸気タービン入口蒸気と出口蒸気の圧力差を大きくすることになり、その圧力差によってタービンに大きな回転力を与えることができ、タービン効率が向上することで、サイクルの熱効率向上になる。

大容量火力におけるタービン出口の排気圧力は、約5kPa（真空度722mmHg）が採用されている。

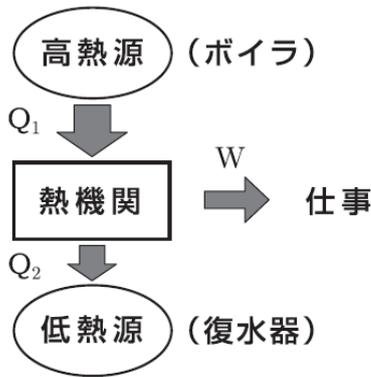


図6 熱機関

◆コンバインド(複合)サイクル発電(CC 発電)

CC 発電は、高温で燃焼するガスタービンサイクルの燃焼ガス排気の余熱を、蒸気タービンサイクルのボイラ熱源として有効利用する発電方式で、蒸気タービンサイクルの蒸気条件は現状のまま、熱効率を大きく向上することが可能となった。

従来の汽力発電の熱効率は40%程度であるが、これに対し、1300℃級 ACC（改良形コンバインドサイクル）では約55%、1500℃級 MACC（1500℃級コンバインドサイクル）では約59%に達しており、約1.5倍もの効率向上が実現されている。これにより、燃料費の大幅な削減とCO₂

の排出抑制を達成している。参考として、自動車のガソリンエンジンの熱効率は、約40%とされている。

熱効率以外の CC 発電の特徴として、プラントの起動・停止が容易かつ時間が短い、LNGを使うことで排ガスに SO_x（硫黄酸化物）が含まれない、石油・石炭燃料と比べ CO₂ 排出量が少ない、ガスタービンの燃焼に多量の空気を使用することから NO_x（窒素酸化物）軽減対策が重要などが挙げられる。

◆参考（タービン内の蒸気の状態）

T-s線図は熱サイクルを説明するためによく用いられるが、熱効率の計算には、図7のh-s線図（モリエ線図）が多く用いられる。

過熱器からタービンに送り込まれた過熱蒸気がタービンで仕事をする過程は、断熱膨張過程であり、T-s線図で示されるとおりエントロピーが一定の過程（等エントロピー過程）となる。しかし実際には、タービン内での摩擦や渦流などの損失があるため、図7のとおり、タービン出口の比エンタルピーの値は、等エントロピー過程の比エンタルピー（h₁：理論値）より大きな値（h₂：実際）になることから、実際の熱落差 H_eは小さく（H_e < H₀）なる。この割合を示したものがタービン内部効率 η_i である。

$$\eta_i = \frac{H_e(\text{実際の熱落差})}{H_0(\text{断熱熱落差})} \times 100 = \frac{h_0 - h_2}{h_0 - h_1} \times 100[\%]$$

タービン効率 η_t はタービン内部効率 η_i とタービン機械効率 η_m との積となるが、タービン軸出力を用いて表すと、①式と同じ形で示される。

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{\eta_i}{100} \times \frac{\eta_m}{100} = \frac{h_0 - h_2}{h_0 - h_1} \times \frac{\eta_m}{100} \\ &= \frac{z(h_0 - h_2)}{z(h_0 - h_1)} \times \frac{\eta_m}{100} = \frac{P_T}{P_a} \times 100 \\ &= \frac{3600 P_T}{z(h_0 - h_1)} \times 100[\%] \end{aligned}$$

ただし、

P_a : タービン理論出力 [kW]

z : タービン流入蒸気量 [kg/h]

h_0, h_1, h_2 : 各点の比エンタルピー [kJ/kg]

本問は、タービン内の損失を考慮した比エンタルピーではなく、損失がない場合の等エントロピー過程における比エンタルピーとして扱われている問題のため、タービン効率の計算において機械効率は考慮していない。

の対応や各過程での状態変化などを、文字だけではなく図を活用して自分の言葉で学習ノートにまとめることにより、用語が図としてイメージできるような学習が望ましい。(T. W.)

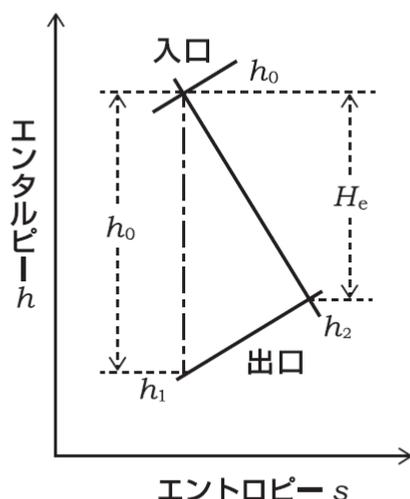


図7 $h-s$ 線図

(出典：電気工学ハンドブック)

<ポイント>

- 火力発電所の熱効率は、例え1%向上するだけでも、燃料費の削減やCO₂の排出抑制に大きく影響するため、火力発電では非常に重要なテーマである。熱効率を考える際、ランキンサイクル、再熱再生サイクル等の理解が重要となる。
- 火力に限らず、水力、原子力など他の項目についても、テキストを読んでキーワードをポイントに過去問を演習するというような、正解を最短距離で求める学習は返って遠回りになる可能性がある。各蒸気サイクルの学習にあたっては、 $T-s$ 線図と装置線図と