

令和2年度高圧ガス製造保安責任者試験（記述式）の解答例
（第一種冷凍機械・学識）

【問1の解答例】

- ① 蒸発器入口の冷媒の比エンタルピーを h_8 (kJ/kg) とすると、 $h_8 = h_7$ であり、
冷凍能力 Φ_o が 220 kW であるから、蒸発器の冷媒循環量 q_{mro} は

$$q_{mro} = \frac{\Phi_o}{h_1 - h_8} = \frac{220}{423 - 221} = 1.09 \text{ kg/s}$$

したがって、低段圧縮機吸込み蒸気の密度 ρ_1 (kg/m³) は、 v_1 を低段圧縮機吸込み蒸気の比体積とすると

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{q_{mro}}{\frac{V_L}{3600} \eta_v} = \frac{1.09}{\frac{660}{3600} \times 0.75} = \frac{1.09 \times 3600}{660 \times 0.75} = 7.93 = 7.9 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

- ② 次に、中間冷却器へのバイパス冷媒循環量 q'_{mro} は、中間冷却器用膨張弁直後の比エンタルピーを h_6 (kJ/kg) とすると、 $h_5 = h_6$ であり、以下の式で求められる

$$\begin{aligned} q'_{mro} &= q_{mro} \left\{ (h_5 - h_7) + \left(h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_c \eta_m} - h_3 \right) \right\} / (h_3 - h_6) \\ &= 1.09 \times \left\{ (241 - 221) + \left(423 + \frac{460 - 423}{0.70 \times 0.85} - 437 \right) \right\} / (437 - 241) \\ &= 0.38 \text{ (kg/s)} \end{aligned}$$

したがって凝縮器の冷媒循環量 q_{mrk} は

$$q_{mrk} = q_{mro} + q'_{mro} = 1.09 + 0.38 = 1.47 \text{ (kg/s)}$$

また、高段のピストン押しのけ量 V_H は

$$V_H = \frac{V_L}{a} = \frac{660}{2.0} = 330 \text{ m}^3/\text{h}$$

したがって、高段圧縮機吸込み蒸気の密度 ρ_3 (kg/m³) は、 v_3 を高段圧縮機吸込み蒸気の比体積とすると

$$\rho_3 = \frac{1}{v_3} = \frac{q_{mrk}}{\frac{V_H}{3600} \eta_v} = \frac{1.47}{\frac{330}{3600} \times 0.75} = \frac{1.47 \times 3600}{330 \times 0.75} = 21.38 = 21.4 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

- ③ 低段圧縮機と高段圧縮機の圧縮機駆動の軸動力をそれぞれ P_L 、 P_H とすると

$$P_L = q_{mro} \frac{h_2 - h_1}{\eta_c \eta_m} = 1.09 \times \frac{460 - 423}{0.70 \times 0.85} = 67.8 = 68 \text{ kW}$$

$$P_H = q_{mrk} \frac{h_4 - h_3}{\eta_c \eta_m} = 1.47 \times \frac{479 - 437}{0.70 \times 0.85} = 103.8 = 104 \text{ kW}$$

したがって、総軸動力 P は

$$P = P_L + P_H = 68 + 104 = 172 \text{ kW}$$

【問 2 の解答例】

(1)

① 冷媒循環量を q_{mr} 、蒸発器入口（点 5）の冷媒の比エンタルピーを h_5 、蒸発器出口（点 6）の冷媒の比エンタルピーを h_6 と表すと、冷凍能力 Φ_0 は次式で表せる。

$$\Phi_0 = q_{\text{mr}}(h_6 - h_5)$$

ここで、液ガス熱交換器の熱収支から $h_1 - h_6 = h_3 - h_4$ であるので、 h_6 は、次式で求められる。

$$h_6 = h_1 - h_3 + h_4 = 374 - 238 + 215 = 351 \text{ kJ/kg}$$

また、膨張弁の条件から $h_5 = h_4$ である。これらより、冷媒循環量 q_{mr} は、次式で求められる。

$$q_{\text{mr}} = \frac{\Phi_0}{h_6 - h_5} = \frac{100}{351 - 215} = 0.7353 = 0.735 \text{ kg/s}$$

よって、液ガス熱交換器における熱交換量 Φ_h は、次式で求められる。

$$\Phi_h = q_{\text{mr}}(h_3 - h_4) = 0.735 \times (238 - 215) = 16.91 = 16.9 \text{ kW}$$

② 実際の圧縮機の吐出しガスの比エンタルピーを h'_2 とすると、次式で求められる。

$$h'_2 = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_c \eta_m} = 374 + \frac{418 - 374}{0.75 \times 0.90} = 439 \text{ kJ/kg}$$

実際の成績係数 $(COP)_R$ は、次式で求められる。

$$(COP)_R = \frac{h_6 - h_5}{h'_2 - h_1} = \frac{351 - 215}{439 - 374} = 2.092 = 2.09$$

(2) 液ガス熱交換器の主な使用目的

- ① 蒸発器を出る冷媒蒸気を適度に過熱させることにより、圧縮機が湿り蒸気を吸い込み、湿り圧縮または液圧縮になるのを防止する。
- ② 高压液の過冷却度を大きくすることにより液管中でのフラッシュガスの発生を防止する。

【問3の解答例】

- ① パネル外表面温度 t_a を 34.5°C とすると、外気からの 1 m^2 当たりの侵入熱量 Φ は、次式で表される。

$$\Phi = \alpha_a A (t_a - t_{a3})$$

この式より Φ は

$$\Phi = 30 \times 1 \times (35 - 34.5) = 15 \text{ W}$$

- ② 1 m^2 当たりの侵入熱量 Φ が 15 W 時の熱通過率は

$$K = \frac{\Phi}{A(t_a - t_r)} = \frac{15}{1 \times \{35 - (-25)\}} = 0.25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

また、熱通過率 K [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] は、次式で表される。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_r}}$$

したがって、パネル芯材の必要厚さ δ_2 は

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \lambda_2 \left(\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_a} - \frac{\delta_1}{\lambda_1} - \frac{\delta_3}{\lambda_3} - \frac{1}{\alpha_r} \right) \\ &= 0.030 \times \left(\frac{1}{0.25} - \frac{1}{30} - \frac{0.0005}{40} - \frac{0.0005}{40} - \frac{1}{5.0} \right) = 0.113 \text{ m} = 113 \text{ mm} \end{aligned}$$

以上より、パネルの芯材厚さが、 113 mm 以上であればパネル外表面温度は、 34.5°C 以上となる。したがって、パネル芯材厚さは、選択肢の 120 mm となる。

【問 4 の解答例】

(1)

X_1 の表す意味 : 冷媒 1 分子あたりの二重結合の数

X_2 の表す意味 : 冷媒 1 分子あたりの炭素原子の数から 1 を引いた数

X_3 の表す意味 : 冷媒 1 分子あたりの水素原子の数に 1 を足した数

x の表す意味 : 異性体

R 32 の分子式 : CH_2F_2

(2)

混合冷媒	混合成分	成分比 (mass%)
R 404A	R 125 / R 134a / R 143a	44 / 4 / 52
R 407C	R 32 / R 125 / R 134a	23 / 25 / 52
R 410A	R 32 / R 125	50 / 50

(3)

GWP が最も大きいもの : R 404A

モル質量が最も大きいもの : R 404A

臨界温度が最も高いもの : R 407C

標準大気圧における沸点が最も低いもの : R 410A

【問5の解答例】

- ① 屋外設置の圧力容器であるから、腐れしろ α は1mmとする。また、設計圧力 P は3.33MPa、SM400Bの許容引張応力 σ_a は100N/mm²、溶接継手の効率 η は0.70であるから、設計可能な円筒胴の内径 D_i (mm)は整数値で求めて

$$D_i = (t_{a1} - \alpha) \frac{2\sigma_a \eta - 1.2P}{P}$$
$$= (9 - 1) \times \frac{2 \times 100 \times 0.70 - 1.2 \times 3.33}{3.33} = 326.74 = 326 \text{ mm}$$

(小数点以下切り捨て)

- ② 半球形鏡板の腐れしろを考慮した必要板厚 t_a (mm)は

$$t_a = \frac{PRW}{2\sigma_a \eta - 0.2P} + \alpha$$

であり、ここで、腐れしろ α は1mm、半球形鏡板に関する形状係数 W は1、設計圧力 P は3.33MPa、鏡板に溶接継手がないから溶接継手の効率 η は1.00である。また、円筒胴の内面の半径 R (mm)は

$$2R = D_i \text{ より}$$

$$R = \frac{D_i}{2} = \frac{326}{2} = 163 \text{ mm}$$

したがって、鏡板の必要厚さ t_a (mm)は、最小板厚としては

$$t_a = \frac{3.33 \times 163 \times 1}{2 \times 100 \times 1.00 - 0.2 \times 3.33} + 1 = 3.72 = 4 \text{ mm}$$

(小数点以下切り上げ)

また、上記の解答例以外に、

SM400Bは例示基準では3.0MPa超で使用できない旨の解答や例示基準上使用可能な上限圧力(3.0MPa)以下で計算する解答も可とする。

なお、設計圧力を3.0MPaとした場合、① $D_i = 363\text{mm}$ 、② $t_a = 4\text{mm}$ となる。