

- 1 Antar for alle deloppgaver at gassen kan beskrives ved ideell gasslov og at varmekapasiteten er konstant på temperaturintervallet.

- a) For isoterm kompresjon ved  $T = 300\text{ K}$  beregnes det teoretiske arbeidet som gitt i ligning (1).

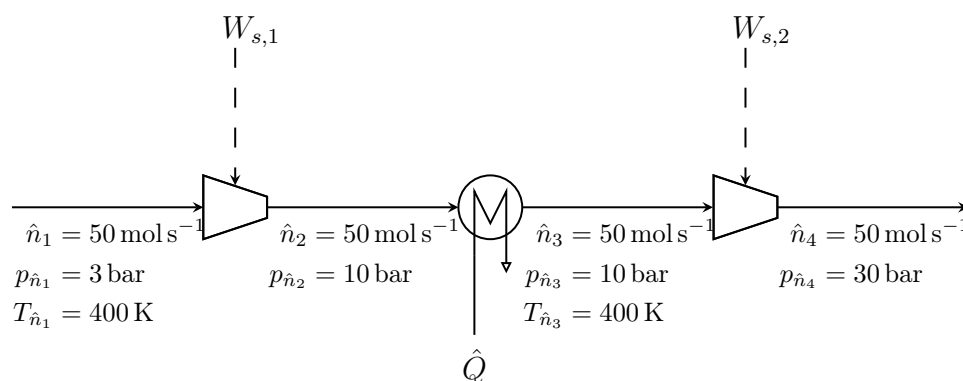
$$W_s^{\text{rev}} = \int_{p_o}^{p_f} \hat{V} dp = \hat{n}RT \ln \left( \frac{p_f}{p_o} \right) \quad (1)$$

Her er  $\hat{n}$  molar strømningsrate,  $R$  [kJ mol<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>] er gasskonstanten,  $T$  [K] er temperatur,  $p_f$  [Pa] er trykket ved slutttilstand og  $p_o$  er trykket ved starttilstand. Det virkelige arbeidet bestemmes ved å dividere reversibelt arbeid på virkningsgraden.

$$W_s = \frac{W_s^{\text{rev}}}{\eta} \quad (2)$$

Setter inn  $\hat{n} = 50\text{ mol s}^{-1}$ ,  $c_p = 30\text{ J mol}^{-1}\text{ K}^{-1}$ ,  $p_o = 3\text{ bar}$ ,  $p_f = 30\text{ bar}$ ,  $\eta = 0,7$  og  $T = 300\text{ K}$  for uttrykkene i ligning (1) og (2) og finner  $W_s^{\text{rev}} = 287,0\text{ kW}$  og  $W_s = 410,0\text{ kW}$ .

- b) Isoterm kompresjon ved  $T = 400\text{ K}$  beregnes på tilsvarende måte som i a), og resultatet er  $W_s^{\text{rev}} = 382,7\text{ kW}$  og  $W_s = 546,7\text{ kW}$ .
- c) Et flytskjema for prosessen er gitt i figur 1.



**Figur 1:** Et flytskjema for stegvis kompresjon av gass med mellomkjøling.

For en adiabatisk, reversibel tilstandsendring for en ideell gass er  $pV^\gamma$  konstant. Et ekvivalent uttrykk er gitt i ligning (3).

$$\frac{T_f}{T_o} = \left( \frac{p_f}{p_o} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3)$$

hvor eksponenten kan skrives  $(\gamma-1)/\gamma = R/c_p$ . Beregner først de «reversible» temperaturene,  $T_{\hat{n}_2}^{\text{rev}}$  og  $T_{\hat{n}_4}^{\text{rev}}$ , og bestemmer tilhørende reversibelt arbeid  $W_{s,1}^{\text{rev}}$  og  $W_{s,2}^{\text{rev}}$  fra energibalansen, gitt i ligning (4).

$$W_s^{\text{rev}} = \hat{n}c_p\Delta T \quad (4)$$

Deretter kan de virkelige arbeidene bestemmes ut i fra virkningsgraden,  $\eta$ , og de virkelige utgangstemperaturene,  $T_{\hat{n}_2}$  og  $T_{\hat{n}_4}$ , fra energibalansen. Eksponentuttrykket er  $(\gamma-1)/\gamma = R/c_p = 0.277$ . Resultatene er presentert i tabell 1.

**Tabell 1:** «Reversible» temperaturer, reversibelt arbeid og virkelig arbeid for prosessen vist i figur 1.

Beskrivelse	Variabel	Verdi
Temperaturer	$T_{\hat{m}_2}^{\text{rev}}$	558,3 K
	$T_{\hat{m}_4}^{\text{rev}}$	542,3 K
Reversibelt arbeid	$W_{s,1}^{\text{rev}}$	237,5 kW
	$W_{s,2}^{\text{rev}}$	213,4 kW
Arbeid	$W_{s,1}$	339,3 kW
	$W_{s,2}$	304,9 kW
Totalt	$W_s$	644,2 kW

- d) For å beregne utgangstemperaturen  $T_{\hat{m}_4}$  benyttes energibalansen. Endringen i indre energi er som kjent gitt fra  $dU = \delta Q + \delta W$ . Ved å benytte ligning A.40 fra Appendix A.13 i Skogestad (2003) kan entalpi balansen uttrykkes som gitt i ligning (5).

$$\Delta \hat{H} = \hat{Q} + W_s = \hat{n} \int_{T_o}^T c_p(\tau) d\tau \quad (5)$$

Varmekapasiteten er antatt konstant. Integralet reduseres til  $W_{s,2} = \hat{n}c_p\Delta T$  hvor  $\Delta T = (T_{\hat{m}_4} - T_{\hat{m}_3})$  som løses for temperaturen til strøm 4. Resultatet er  $T_{\hat{m}_4} = 603,3$  K.

- e) Fluidet beskrives med ideell gasslov og fluidets temperatur etter varmeveksleren er lik temperaturen før første kompresjonstrinn. Dermed skal entalpiendringen fra  $\hat{n}_1$  til  $\hat{n}_3$  totalt være null. Kjølebehovet blir dermed lik det virkelige arbeidet  $W_{s,1}$ .

Behovet for vanntilførsel er gitt ved:

$$\hat{Q} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \int_{T_o}^T c_{p,\text{H}_2\text{O}}(\tau) d\tau \quad (6)$$

hvor det antas at vannets spesifikke varmekapasitet,  $c_{p,\text{H}_2\text{O}}$ , er konstant over temperaturintervallet,  $T_o$  er innløpstemperaturen til kjølevannet og  $T$  er utløpstemperaturen til kjølevannet. Setter inn  $c_{p,\text{H}_2\text{O}} = 4,18 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ,  $T_o = 300 \text{ K}$ ,  $T = 400 \text{ K}$  og finner  $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 0,812 \text{ kg s}^{-1}$ .

Varmevekslerens areal bestemmes fra designligningen, ligning (7), hvor det antas ideell, motstrøms varmeveksler.

$$\hat{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (7)$$

For å bestemme logratimisk midlere temperaturdifferanse må  $T_{\hat{m}_2}$  regnes. Følger samme argumentasjonsrekke som i punkt d) og finner  $T_{\hat{m}_2} = 626,2 \text{ K}$ . Innsatt i uttrykket for logaritmisk midlere temperaturdifferanse, ligning (8), beregnes  $\Delta T_{lm} = 154,6 \text{ K}$ .

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (8)$$

Her er  $\Delta T_1 = T_{\text{ut}}^{\text{H}_2\text{O}} - T_{\text{inn}}^{\text{H}_2\text{O}}$  er temperaturdifferansen på kald side av varmeveksleren (kjølevannet) og  $\Delta T_2 = T_{\hat{m}_3} - T_{\hat{m}_2}$  er temperaturdifferansen på varm side av varmeveksleren (fluidet).

Varmevekslerens areal beregnes fra ligning (7). Innsatt  $\hat{Q} = W_{s,1} = 339,4 \text{ kJ s}^{-1}$ ,  $U = 200 \text{ W K}^{-1} \text{ m}^{-2}$  og  $\Delta T_{lm} = 154,6 \text{ K}$  gir  $A = 10,97 \text{ m}^2$ .