

Thermodynamik I – Rechenübung 10

Aufgabe 1

In eine stationär arbeitende Turbine tritt Dampf mit einem Druck von 3 MPa , einer Temperatur von 400°C und einer Geschwindigkeit von 160 m/s ein. Aus der Turbine tritt gesättigter Wasserdampf mit 100°C und einer Geschwindigkeit von 100 m/s aus. Wärmeübergang von der Turbine an die Umgebung findet mit 30 kJ pro kg Dampf an einem Ort statt, wo die mittlere Oberflächentemperatur 400 K beträgt.

Die Umgebungsbedingungen seien: $T_0 = 22^\circ\text{C}$ und $p_0 = 0.1 \text{ MPa}$.

- Bestimmen Sie für ein Kontrollvolumen, das nur die Turbine umschliesst, die erzeugte Arbeit und den Exergieverlust (Beide in kJ/kg des strömenden Dampfes).
- Die Dampfturbine aus Aufgabe a) ist in einer Fabrik installiert, wo die Umgebungstemperatur 27°C ist. Bestimmen Sie den Exergieverlust in kJ/kg des strömenden Dampfes für ein Kontrollvolumen, das die Turbine und genügend ihrer unmittelbaren Umgebung einschliesst, so dass der Wärmeübergang vom Kontrollvolumen bei Umgebungstemperatur stattfindet. Erklären Sie, warum der Wert von jenem aus Aufgabe a) abweicht.

Aufgabe 2

Komprimierte Luft tritt bei einer Temperatur von 610 K und 10 bar in einen Gegenstromwärmetauscher und verlässt diesen wieder bei 860 K und 9.7 bar . Als Gegenstrom treten heiße Verbrennungsgase mit 1020 K und 1.1 bar ein und verlassen den Wärmetauscher bei 1 bar . Jeder der Ströme hat einen Massenstrom von 90 kg/s . Wärmetransfer zwischen der äusseren Oberfläche des Wärmetauschers und der Umgebung kann vernachlässigt werden. Ebenso vernachlässigbar ist die Änderung der kinetischen und potentiellen Energie.

Umgebungsgrössen: $T_0 = 300 \text{ K}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$

Unter der Annahme, dass das Verbrennungsgas dieselben Eigenschaften hat wie Luft und dass beide Ströme als ideale Gase betrachtet werden können, berechnen Sie folgende Grössen:

- Austrittstemperatur des Verbrennungsgases in K ,
- Änderung der Exergie zwischen Ein- und Auslass beider Gasströme in MW ,
- Exergieverlust in MW .

Aufgabe 3

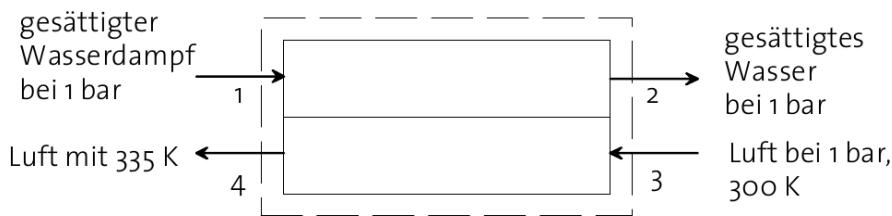


Abbildung 1: Wärmetauscher

In einen stationär arbeitenden Gegenstrom-Wärmetauscher, siehe Abbildung 1, fliesst gesättigter Wasserdampf bei 1 bar und gesättigt flüssiges Wasser verlässt diesen wieder bei 1 bar. In einem getrennten Strom tritt Luft bei 300 K und 1 bar ein und verlässt den Tauscher mit 335 K. Die Druckänderung der Luft kann dabei vernachlässigt werden. Ermitteln Sie:

- den benötigten Luftmassenstrom in $kg/kg_{\text{kondensierten Wasserdampf}}$;
- die Exergieänderung des Wasserdampfes in $kJ/kg_{\text{kondensierten Wasserdampf}}$;
- die Exergieänderung der Luft in $kJ/kg_{\text{kondensierten Wasserdampf}}$;
- und den Exnergieverlust des Wärmetauschers in $kJ/kg_{\text{kondensierten Wasserdampf}}$.

Hinweise:

- Luft kann als ideales Gas betrachtet werden!
- Wärmetransport des Tauschers an die Umgebung kann vernachlässigt werden
- Kinetische und potentielle Energie können vernachlässigt werden
- Umgebungsparameter: $T_0 = 300 K$, $p_0 = 1 bar$

Aufgabe 4

Der vereinfachte Zyklus eines 4 Zylinder 4-Takt Benzинmotors eines Autos besteht aus folgenden reversiblen Prozessschritten:

1 – 2: Isentrope Kompression mit Kompressionsrate $r = \frac{V_1}{V_2} = 9$, ausgehend von $T_1 = 27^\circ C$ und $p_1 = 1 \text{ bar}$

2 – 3: Isochores Aufheizen mit $q_{23} = 1.2 \frac{MJ}{kg}$

3 – 4: Isentrope Expansion

4 – 1: Isochore Abkühlung

Das Arbeitsmittel ist Luft. Benützen Sie die Tabelle A-22 und die Beziehung für relative Volumina **bei isentropen Prozessen von Luft**:

$$\frac{v_A}{v_B} = \frac{v_{rA}}{v_{rB}}$$

Das Volumen eines Zylinders vor der Kompression ist $V_1 = 0.00047 \text{ m}^3$.

- a) Skizzieren Sie den Prozess im p-v-Diagramm. Zeichnen Sie die Isotherme bei der maximalen Temperatur ebenfalls ein.
- b) Berechnen Sie die spezifische innere Energie in jedem Zustand.
- c) Berechnen Sie den thermischen Wirkungsgrad des Motors.
- d) Berechnen Sie die Leistung des Motors in PS (1 PS = 0.735 kW), wenn die Drehzahl des Motors bei 3200 Umdrehungen pro Minute liegt. Bedenken Sie, dass ein 4-Takt Motor für den obigen Kreisprozess 2 Umdrehungen benötigt. (Da für das Ausschieben des Abgases und das Ansaugen des neuen Kraftstoffgemisches eine zweite Umdrehung benötigt wird.)

Die Formel für die relativen Drücke und Volumina, wie in Tabelle A-22 angegeben, folgt aus der Gleichung der Entropieänderung für ein ideales Gas:

$$s_2(T_2, p_2) - s_1(T_1, p_1) = s^0(T_2) - s^0(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

, welche für den isentropen Fall $s_2 - s_1 = 0$ nach dem Druckverhältnis aufgelöst

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{e^{s^0(T_2)/R}}{e^{s^0(T_1)/R}}$$

ergibt. Also kann man einen relativen Druck definieren (Tab. A-22, C_1 ist eine Konstante damit die relativen Drücke eine praktische Grösse haben) als

$$p_r = p_r(T) = C_1 \cdot e^{s^0(T)/R}$$

Damit gilt für **isentrope Prozesse bei Luft als idealem Gas**

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}} \quad \text{sowie} \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$