

G-PUMP

Simulationsprogramm für Gasmotor-Wärmepumpe

Mit dem TRNSYS-Unterprogramm kann eine Gasmotor-Wärmepumpe simuliert werden. Der Kreisprozeß, der dem Berechnungsverfahren für die Wärmepumpe zugrundegelegt ist, besteht aus den folgenden Zustandsänderungen (siehe Bild 1):

- Irreversibel adiabate Verdichtung vom überhitzten Zustand (1-2),
- isobare Wärmeabgabe vom Verdichter an die Umgebung und an das Heizwasser im Zylinderkopf (2-2'),
- isobare Abkühlung des Dampfes, Kondensation und Kondensatunterkühlung im Kondensator (2'-3),
- isenthalpe Drosselung (3-4),
- isobare Verdampfung und Überhitzung (4-1).

Das Programm enthält Stoffdaten für das Arbeitsmittel R12. Mit dem Verfahren wird der stationäre Betrieb berechnet.

Bild 1: Kreisprozeß im Berechnungsverfahren für Wärmepumpen

Da die Verdampfungs- und die Kondensationstemperatur T_0 und T nicht direkt berechnet werden können, muß iterativ vorgegangen werden. Diese Temperaturen werden in erster Näherung mit den Eintrittstemperaturen des Heizwassers ($T_{\text{Kond},i}$) und des Wärmeträgerfluids der Wärmequelle ($T_{\text{Verd},i}$) abgeschätzt:

$$T = T_{\text{Kond},i} + 8 \text{ K} \quad (1)$$

$$T_0 = T_{\text{Verd},i} - 8 \text{ K} \quad (2)$$

Daraus werden der Kondensationsdruck p und der Verdampfungsdruck p_0 aus der Dampftafel sowie das Druckverhältnis $\pi = p/p_0$ bestimmt. Für den Liefergrad des Verdichters wird der quadratische Ansatz

$$\lambda_{\text{Vd}} = a_0 + a_1 \cdot \pi + a_2 \cdot \pi^2 \quad (3)$$

gewählt, wodurch die Kurve für λ_{Vd} aus /1/ (Bild 2) gut nachgebildet werden kann. Die Werte a_0 , a_1 und a_2 können für einen Verdichter experimentell bestimmt und in das Simulationsprogramm eingegeben werden.

Bild 2: Liefergrad über dem Druckverhältnis nach /1/

Der Kältemittelmassenstrom \dot{m}_{KM} und die Kälteleistung \dot{Q}_{Verd} werden nach folgenden Gleichungen berechnet:

$$\dot{m}_{\text{KM}} = \frac{\dot{V}_{\text{Hub}} \cdot \lambda_{\text{Vd}}}{v_1} = \frac{n \cdot V_{\text{Hub}} \cdot \lambda_{\text{Vd}}}{v_1} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{\text{Verd}} = \dot{m}_{\text{KM}} (h_1 - h_3) \quad (5)$$

Der Verdichter kann in bis zu drei Leistungsstufen betrieben werden. Für jede Leistungsstufe muß der Hubvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Hub}} = n \cdot V_{\text{Hub}}$ eingegeben werden. Damit kann sowohl ein Verdichter mit Drehzahlregelung (Verdichterdrehzahl n variabel) als auch einer mit Zylinderabschaltung durch Saugventilabhebung (V_{Hub} variabel) berechnet werden. Die Sauggasüberhitzung $\theta_U = T_1 - T_0$ und die Kondensatunterkühlung $\theta_U = T'(p) - T_3$ werden als konstante Werte in das Programm eingegeben. Der Zustand 1 wird mit T_1 näherungsweise nach dem idealen Gasgesetz berechnet (isobare Erwärmung). Für h_3 wird näherungsweise $h_3 \approx h'(T_3)$ verwendet. Die mechanische Antriebsleistung des Verdichters beträgt:

$$P_{mech} = \frac{1}{\eta_{eff}} (h_{2,rev} - h_1) \dot{m}_{KM} \quad (6)$$

wobei

$$h_{2,rev} - h_1 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 \cdot v_1 \left[(p / p_0)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] \quad (7)$$

die spezifische Enthalpiedifferenz bei reversibler Verdichtung ist. Der Isentropenexponent für R12 beträgt nach [1] $\kappa = 1,15$.

Der effektive Gütegrad des Verdichters $\eta_{eff} = \eta_{mech} \cdot \eta_{ind}$ wird als Funktion des Druckverhältnisses π eingegeben:

$$\eta_{eff} = a_0' + a_1' \cdot \pi + a_2' \cdot \pi^2 + a_3' \cdot \pi^3 + a_4' \cdot \pi^4 \quad (8)$$

Für den Gasmotor wird ein konstanter thermischer Wirkungsgrad $\eta_{GM,th}$ und ein konstanter Abwärmewirkungsgrad $\eta_{GM,AW} = \dot{Q}_{AW} / \dot{Q}_{zu}$ eingegeben (\dot{Q}_{AW} : Abwärmeleistung). Der durch den Brennstoff zuzuführende Wärmestrom \dot{Q}_{zu} wird damit:

$$\dot{Q}_{zu} = \frac{P_{mech}}{\eta_{GM,th}} \quad (9)$$

Die gesamte Heizleistung der Gasmotor-Wärmepumpe wird mit der Abwärme des Gasmotors:

$$\dot{Q}_{Heiz} = 0,97(P_{el} + \dot{Q}_{Verd}) + \eta_{GM,AW} \cdot \dot{Q}_{zu} \quad (10)$$

Dabei wurde angenommen, daß 3 % der im Verdampfer und Verdichter zugeführten Energie als Wärme an die Umgebung abgegeben werden.

Mit der Kälte- und der Heizleistung werden zusammen mit den bekannten Eigabegrößen $\mathcal{G}_{Verd,i}$, $\mathcal{G}_{Kond,i}$, \dot{m}_{Verd} und \dot{m}_{Kond} die Temperaturen $\mathcal{G}_{Verd,o}$ und $\mathcal{G}_{Kond,o}$ berechnet. Daraus werden mit den Wärmeübertragungsvermögen $(k \cdot A)_{Verd}$ und $(k \cdot A)_{Kond}$ sowie den mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen die Temperaturen T_0 und T berechnet. Weicht eine dieser berechneten Temperaturen um mehr als 0,2 K vom vorher angenommenen Wert T_0 bzw. T ab, so wird die Berechnung mit den neuen Werten T_0 und T wiederholt.

Ein konstantes Wärmeübertragungsvermögen ergibt beim Verdampfer nur eine grobe Näherung, da der kältemittelseitige Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden nach

$$\alpha_{Verd} = C \cdot \dot{q}_{Verd}^n \quad n = 0,5 \dots 0,8 \quad (11)$$

von der Wärmestromdichte abhängt /2/. Bei Rohrbündelverdampfern mit Verdampfung in den Rohren kann der kältemittelseitige Wärmeübergangskoeffizient im Teillastbetrieb bis etwa 1/10 des Wärmeübergangskoeffizienten durch Konvektion außen am Rohr abfallen. Daher wird für das Wärmeübertragungsvermögen des Verdampfers der Ansatz

$$(k \cdot A)_{Verd} = C \cdot \dot{Q}_{Verd}^n \quad (12)$$

gewählt.

Beim Kondensator hat ebenfalls der kältemittelseitige Wärmeübergangswiderstand den größten Anteil am Wärmedurchgangswiderstand. Nach /3/ hängt der kältemittelseitige Wärmeübergangskoeffizient bei laminarer Filmkondensation nach

$$\alpha_{Kond} = C \cdot \dot{q}_{Kond}^{-1/3} \quad (13)$$

von der Wärmestromdichte ab. Wegen dieser geringen Abhängigkeit wird beim Kondensator mit konstantem Wärmeübertragungsvermögen gerechnet. Ist die Wärmepumpe abgeschaltet, so wird ihr die elektrische Heizleistung für die Ölwanneheizung, die als fester Wert in das Programm eingegeben wird, zugeführt.

Literatur

- /1/ Linge, K.: Berechnungsgrundlagen von Kolbenkompressoren. In: Plank, R. (Hrsg.): Handbuch der Kältetechnik, Fünfter Band, Springer-Verlag, Berlin, 1966
- /2/ VDI-Wärmeatlas. VDI-Verlag, 4. Auflage, Düsseldorf, 1984
- /3/ Jungnickel, H., R. Agsten, W.E. Kraus: Grundlagen der Kältetechnik. VEB Verlag Technik, Berlin, 1980.

| Parameter | Programmvariable | Beschreibung | Einheit |
|-----------|------------------|--|---------------------------|
| 1 | KAVFAC | Konstante in Gleichung für Wärmeübertragungsvermögen des Verdampfers ($kA)_{Verd} = KAVFAC \cdot Q_{Verd}$ | $[(kJ/h)^{(1-KAVEXP)}/K]$ |
| 2 | KAVEXP | Exponent in Gleichung für Wärmeübertragungsvermögen des Verdampfers | [-] |
| 3 | KACOND | Wärmeübertragungsvermögen des Kondensators | [kJ/hK] |
| 4 | NSTMAX | Anzahl der Leistungsstufen des Verdichters (maximal 4) | [-] |
| 5 | TSH | Sauggasüberhitzung | [K] |
| 6 | TSC | Kondensatunterkühlung | [K] |
| 7 | CPVERD | spezifische Wärmekapazität des Wärmequellenfluids | [kJ/kg K] |

Für jede der maximal 4 Leistungsstufen NSTEP:

| | | | |
|---------------|-------------|---|---------------------|
| 9·NSTEP - 1 | VGEO(NSTEP) | Hubvolumenstrom | [m ³ /h] |
| 9·NSTEP | L0(NSTEP) | } Koeffizienten für die Gleichung des Liefergrads des Verdichters | [-] |
| 9·NSTEP + 1 | L1(NSTEP) | | |
| 9·NSTEP + 2 | L2(NSTEP) | } $\lambda_{vd} = L0 + L1 \cdot \pi + L2 \cdot \pi^2$ | [-] |
| 9·NSTEP + 3 | G0(NSTEP) | } Koeffizienten für die Gleichung des effektiven Gütegrads des Verdichters | [-] |
| 9·NSTEP + 4 | G1(NSTEP) | | |
| 9·NSTEP + 5 | G2(NSTEP) | } $\eta_{eff} = G0 + G1 \cdot \pi + G2 \cdot \pi^2 + G3 \cdot \pi^3 + G4 \cdot \pi^4$ | [-] |
| 9·NSTEP + 6 | G3(NSTEP) | | |
| 9·NSTEP + 7 | G4(NSTEP) | | |
| 9·NSTMAX + 8 | PEL0 | elektrische Leistung der Ölwanneheizung | [kJ/h] |
| 9·NSTMAX + 9 | ETAGM | thermischer Wirkungsgrad des Gasmotors | [-] |
| 9·NSTMAX + 10 | ETA AW | Abwärmewirkungsgrad des Gasmotors (Abwärme / Brennstoffenergie) | [-] |

Für jede der maximal 4 Leistungsstufen NSTEP:

| | | | |
|-----------------------|-------------|---|--------|
| 9·NSTMAX + 10 + NSTEP | PMAX(NSTEP) | maximal mögliche mechanische Leistung des Gasmotors | [kJ/h] |
|-----------------------|-------------|---|--------|

| Eingabegröße | Programmvariable | Beschreibung | Einheit |
|--------------|------------------|--|---------|
| 1 | TVERDI | Eintrittstemperatur des Wärmequellenfluids in den Verdampfer | [°C] |
| 2 | MVERD | Massenstrom des Wärmequellenfluids durch den Verdampfer | [kg/h] |
| 3 | TCONDI | Eintrittstemperatur des Heizwassers in den Kondensator | [°C] |

| | | | |
|---|-------|---|--------|
| 4 | MCOND | Massenstrom des Heizwassers durch den Kondensator | [kg/h] |
| 5 | NSTEP | Leistungsstufe des Verdichters | [-] |

| Ausgabegröße | Programmvariable | Beschreibung | Einheit |
|---------------------|-------------------------|---|----------------------|
| 1 | TVERDO | Austrittstemperatur des Wärmequellenfluids aus dem Verdampfer | [°C] |
| 2 | MVERD | Massenstrom des Wärmequellenfluids durch den Verdampfer | [kg/h] |
| 3 | THWO | Austrittstemperatur des Heizwassers | [°C] |
| 4 | MCOND | Massenstrom des Heizwassers | [kg/h] |
| 5 | QHEIZ | Heizleistung | [kJ/h] |
| 6 | QVERD | Kälteleistung | [kJ/h] |
| 7 | QFUEL | Wärmeleistung aus Brennstoff | [kJ/h] |
| 8 | COP | Wärmeleistungsverhältnis QHEIZ/QFUEL | [-] |
| 9 | TVERD | Verdampfungstemperatur | [°C] |
| 10 | TCOND | Kondensationstemperatur | [°C] |
| 11 | PVERD | Verdampfungsdruck | [bar] |
| 12 | PCOND | Kondensationsdruck | [bar] |
| 13 | LG | Liefergrad | [-] |
| 14 | MKM | Massenstrom des Kältemittels | [kg/h] |
| 15 | H1 | spezifische Enthalpie im Ansaugzustand | [kJ/kg] |
| 16 | H3 | spezifische Enthalpie am Kondensatoraustritt | [kJ/kg] |
| 17 | V1 | spezifisches Volumen im Ansaugzustand | [m ³ /kg] |
| 18 | ETAVD | Gütegrad des Verdichters | [-] |
| 19 | H2REV | spezifische Enthalpie nach reversibler Verdichtung | [kJ/kg] |
| 20 | PEL | Heizleistung für Ölwanneheizung | [kJ/h] |
| 21 | PMECH | mechanische Antriebsleistung | [kJ/h] |