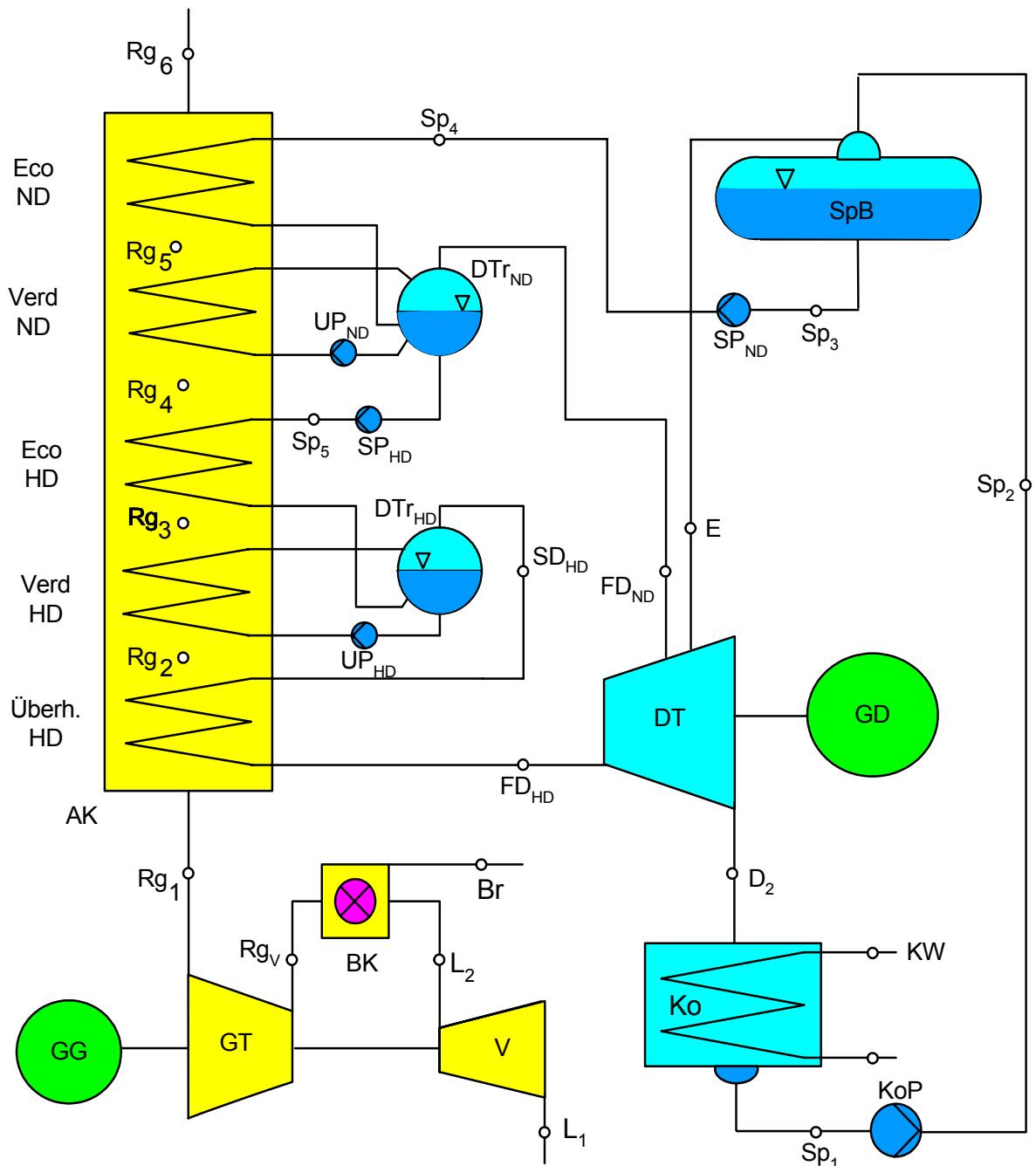


## B - Beispiele, Berechnungen

**Die Beispiele sind - entsprechend ihrer Zugehörigkeit zu den Kapiteln 1 bis 16 des Buches - mit B1 bis B16 bezeichnet (vergl. Inhaltsverzeichnis auf der folgenden Seite)**



## Inhaltsverzeichnis zum Anhang B – Berechnungen, Beispiele

B 1.1 Umgang mit nicht kohärenten Einheiten und Zahlenwertgleichungen.....	b2
Tabelle mit Zahlenwertgleichungen.....	b3
B 4.1 Umwandlung kinetischer Energie eines Luftstromes (Beispiel Segelboot).....	b4
B 4.2 Statistische Erfassung von Energieeinsparungen.....	b5
B 4.3 Reibungsarbeit in einem Kolbenverdichter für ideales (perfektes) Gas.....	b7
B 6.1 Zustandsänderung von idealen (perfekten) Gasen.....	b10
B 9.1 Reduzierter Energieeinsatz für Wärme bei Kraft-Wärme-Kopplung.....	b12
B 12.1 Wolkenbildung bei adiabater Strömung und Fön .....	b16
B 13.1 Fehler der Zustandsgleichung für ideales Gas (Realgasfaktor) bei höheren Drücken am Beispiel von Stickstoff	b17
B 14.1 Verbrennung von Stadtgas, Beispiel aus Cerbe-Hoffmann.....	b19
B 14.2 Berechnung von Kenndaten für ein Braunkohlekraftwerk .....	b21
B 15.0 Wärmeschaltbild eines Großkraftwerks (Steinkohle) .....	b23
B 15.1 Berechnung eines GuD-Prozesses mit 1 Dampfdruckstufe.....	b25
B 15.2 Berechnung eines GuD-Prozesses mit 2 Dampfdruckstufen.....	b30
B 15.3 Luftverflüssigung mit dem Linde - Verfahren (Daten für Stickstoff).....	b33
B 15.4 Kreisprozess mit einem perfekten Gas (ideales Gas mit konstanter spez. Wärmekapazität)....	b35
B 15.5 Beispiele eines einfachen Kraftwerksprozesses mit Wasserdampf.....	b39
B 15.6 Kraftwerksprozesses mit Kondensations-Entnahmeturbine .....	b42
B 16.1 Taupunkt in einer Außenwand.....	b47
B 16.2 Wärmebrücke in der Außenwand .....	b49
B 16.3 Temperaturprofil in der Ecke einer Außenwand .....	b52
B 16.4 Abkühlung eines Gießlings.....	b54

## B 1.1 Umgang mit nicht kohärenten Einheiten und Zahlenwertgleichungen

Nicht alle gebräuchlichen Einheiten sind kohärent. Viele Studierende haben bereits Schwierigkeiten mit den um Zehnerpotenzen von den SI-Einheiten abweichenden Einheiten. Erst recht gibt es dann Probleme mit alten und fremden, oft nicht mehr gesetzlich zugelassenen, aber teilweise noch gebräuchlichen Einheiten. Einige Länder, wie z.B. die USA und Großbritannien und wirtschaftlich davon abhängige Länder sind in mancherlei Hinsicht nicht sehr fortschrittlich und verwenden immer noch solche Einheiten, wie Zoll, Fuß, Meilen, Pfund, Britisch Thermal Units usw. Insbesondere im Zeitalter der Globalisierung muss deshalb der Ingenieur damit umgehen können.

Im Folgenden sind einige Einheiten mit ihrer Umrechnung zusammengestellt.

Länge	$ft = 0.305 \text{ m}$	$mi = 1.609 \text{ km}$	$sm = 1.852 \text{ km}$	$yd = 0.914 \text{ m}$	$in = 0.025 \text{ m}$
Kraft	$lbf = 4.448 \text{ N}$	$kp = 9.807 \text{ N}$	$dyn = 1 \times 10^{-5} \text{ N}$		
Druck	$\text{bar} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$	$atm = 1.013 \text{ bar}$	$\text{torr} = 133.322 \text{ Pa}$	$\text{in\_Hg} = 0.0339 \text{ bar}$	
	$\text{mmHg} = 133.3 \text{ Pa}$	$at = 1 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-2}$	$\text{mmWS} = 9.81 \text{ Pa}$	$\text{psi} = 0.0689 \text{ bar}$	
Energie	$\text{kWh} = 3600 \text{ kJ}$	$\text{BTU} = 1.055 \text{ kJ}$	$\text{kcal} = 4.187 \text{ kJ}$	$\text{erg} = 1 \times 10^{-10} \text{ kJ}$	$\text{mkp} = 9.807 \text{ J}$
Fläche	$ha = 1 \times 10^4 \text{ m}^2$	$ar = 100 \text{ m}^2$	$\text{acre} = 4046.856 \text{ m}^2$		
Geschw.	$\text{mph} = 0.447 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\text{kmh} = 0.278 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\text{smph} = 0.514 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\text{smph} = 1.852 \frac{\text{km}}{\text{h}}$	
Leistung	$\text{PS} = 735.499 \text{ W}$	$\text{kW} = 1000 \text{ W}$	$\text{kW} = 860 \text{ kcal} \cdot \text{h}^{-1}$	$\text{kcal} \cdot \text{h}^{-1} = 1.163 \text{ W}$	
Masse	$to = 1000 \text{ kg}$	$lb = 0.454 \text{ kg}$	$\text{Unze} = 0.028 \text{ kg}$	$\text{mg} = 1 \times 10^{-6} \text{ kg}$	$\text{slug} = 14.594 \text{ kg}$
Temperatur	$^{\circ}\text{C} = 1 \text{ K}$	$R = 0.556 \text{ K}$			
Volumen	$L = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$\text{dm}^3 = 1 \text{ L}$	$\text{barrel} = 158.987 \text{ L}$	$\text{fl\_oz} = 0.02957 \text{ L}$	$\text{gal} = 3.785 \text{ L}$
Zeit	$\text{Jahr} = 3.156 \times 10^7 \text{ s}$	$\text{Tag} = 8.64 \times 10^4 \text{ s}$	$h = 3.6 \times 10^3 \text{ s}$	$\text{min} = 60 \text{ s}$	

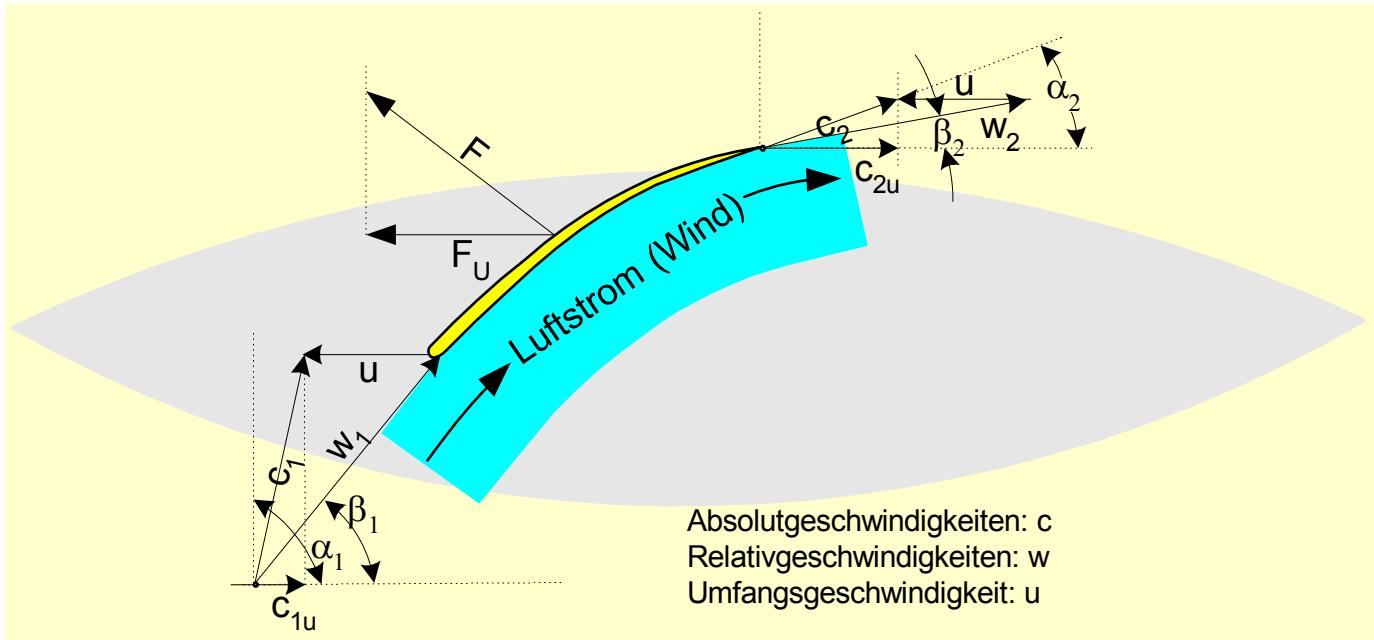
Auf der nächsten Seite finden Sie eine Reihe von Zahlenwertgleichungen für die Verwendung dieser Einheiten. Der Anwender von Mathcad braucht sie weniger, da er die Einheiten in die Größengleichungen einsetzt und das Ergebnis sofort in der gewünschten Form erhält. Der "Fußgänger" sollte sich jedoch darin üben, solche Gleichungen zu erstellen. Der erste Grund dafür ist, dass er dadurch irgendwann begreift, dass Zahlenwert und Einheit gleichwertige Faktoren in einer Größengleichung sind, und dass er damit manchen Einheitenfehler vermeidet. Der zweite Grund: Er vermeidet unnötigen Zeitaufwand, indem er nicht - z.B. bei der Auswertung von Messreihen und beim Auftragen in Diagrammen - für jeden Wert alle Umrechnungen wiederholt.

## Zahlenwertgleichungen

Größengl.	Einheiten			Berechnung	Zahlenwertgleichung
$W = \int F \, ds$	$EW := J$	$EF := lbf$	$Es := ft$	$\frac{EF \cdot Es}{EW} = 1.3558$	$W = 1.3558 \cdot \int F \, ds$
	$EW := W \cdot min$			$\frac{EF \cdot Es}{EW} = 0.0226$	$W = 0.0226 \cdot \int F \, ds$
$P = Md \cdot 2\pi \cdot n$	$EP := PS$	$EMd := m \cdot kp$	$En := min^{-1}$	$\frac{EP}{EMd 2\pi \cdot En} = 716.2$	$P = \frac{Md \cdot n}{716.2}$
$F = m \cdot a$	$EF := N$	$Em := lb$	$Ea := \frac{ft}{s^2}$	$\frac{Em \cdot Ea}{EF} = 0.1383$	$F = 0.1383 \cdot m \cdot a$
$Q = m \cdot c \cdot \Delta t$	$EQ := kJ$	$Em := lb$	$Ec := \frac{BTU}{lb \cdot R}$	$\frac{Em \cdot Ec \cdot Et}{EQ} = 1.055$	$Q = 1.055 \cdot m \cdot c \cdot \Delta t$
$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t$	$\dot{EQ} := \frac{Mcal}{h}$	$\dot{Em} := \frac{to}{h}$	$\dot{Ec} := \frac{kJ}{kg \cdot K}$	$\frac{\dot{Em} \cdot \dot{Ec} \cdot Et}{\dot{EQ}} = 0.2388$	$\dot{Q} = 0.2388 \cdot \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t$
	$\dot{EQ} := \frac{BTU}{h}$	$\dot{Em} := \frac{slug}{h}$	$\dot{Ec} := \frac{kJ}{kg \cdot K}$	$\frac{\dot{Em} \cdot \dot{Ec} \cdot Et}{\dot{EQ}} = 13.832$	$\dot{Q} = 13.832 \cdot \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t$
$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h$	$\dot{EQ} := kW$	$\dot{Em} := \frac{to}{h}$	$Eh := \frac{kcal}{kg}$	$\frac{\dot{Em} \cdot Eh}{\dot{EQ}} = 1.163$	$\dot{Q} = 1.163 \cdot \dot{m} \cdot \Delta h$
$p = \frac{R_{He} \cdot T}{v}$	$Ep := bar$	$R_{He} := 2.077 \frac{kJ}{kg \cdot K}$	$Ev := \frac{m^3}{kg}$	$T := 293K$	$\frac{R_{He} \cdot T}{Ep \cdot Ev} = 6.086$
$p = \frac{R_L \cdot T}{v}$	$Ep := bar$	$R_L := 287 \frac{J}{kg \cdot K}$	$Ev := \frac{m^3}{kg}$	$T := 293K$	$\frac{R_L \cdot T}{Ep \cdot Ev} = 0.8409$
$c = \frac{\dot{V}}{A}$	$Ec := \frac{m}{s}$	$\dot{EV} := \frac{barrel}{h}$	$EA := in^2$		$c = 0.0685 \cdot \frac{\dot{V}}{A}$
$c = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho}$	$Ec := \frac{m}{s}$	$\dot{Em} := \frac{to}{h}$	$EA := cm^2$	$Ep := \frac{kg}{L}$	$\frac{\dot{Em}}{EA \cdot Ep \cdot Ec} = 2.778$
$F = \dot{m} \cdot c$	$EF := kp$	$\dot{Em} := \frac{to}{h}$	$Ec := \frac{m}{s}$		$c = 2.778 \cdot \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho}$
$p = \frac{F}{A}$	$Ep := at$	$EF := N$	$EA := in^2$	$Ep := \frac{kg}{L}$	$\frac{\dot{Em} \cdot Ec}{EF} = 0.0283$
$p = \rho \cdot g \cdot z$	$Ep := at$	$E\rho := \frac{kg}{L}$	$Ez := yd$		$F = 0.0283 \cdot \dot{m} \cdot c$
$p = \rho \cdot \frac{c^2}{2}$	$Ep := psi$	$E\rho := \frac{lb}{gal}$	$Ec := \frac{sm}{h}$		$p = 0.0158 \cdot \frac{F}{A}$
$w = \int p \, dv$	$Ew := mfp$	$Ep := \frac{lbf}{in^2}$	$Ev := in^3$		$p = 0.09144 \cdot \rho \cdot z$
$s = \int c \, dt$	$Es := sm$	$Ec := \frac{m}{s}$	$Et := h$		$p = 2.3 \times 10^{-3} \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2}$
$a = \frac{d^2 s}{dt^2}$	$Ea := \frac{m}{s^2}$	$Es := mi$	$Et := min$		$w = 0.0115 \cdot \int p \, dv$
					$s = 1.9438 \cdot \int p \, dv$
					$a = 0.447 \cdot \frac{d^2 s}{dt^2}$

### B 4.1 Umwandlung kinetischer Energie eines Luftstromes (Beispiel Segelboot)

Gegeben sind Windstärke und Windrichtung, sowie die Kenngrößen eines Segelbootes (Annahme eines Eintrittsquerschnittes für den beaufschlagenden Luftstrom und der Widerstandsbeiwerte für Wasser, Wellen und Luft). Gesucht ist die günstigste Stellung des Segels.

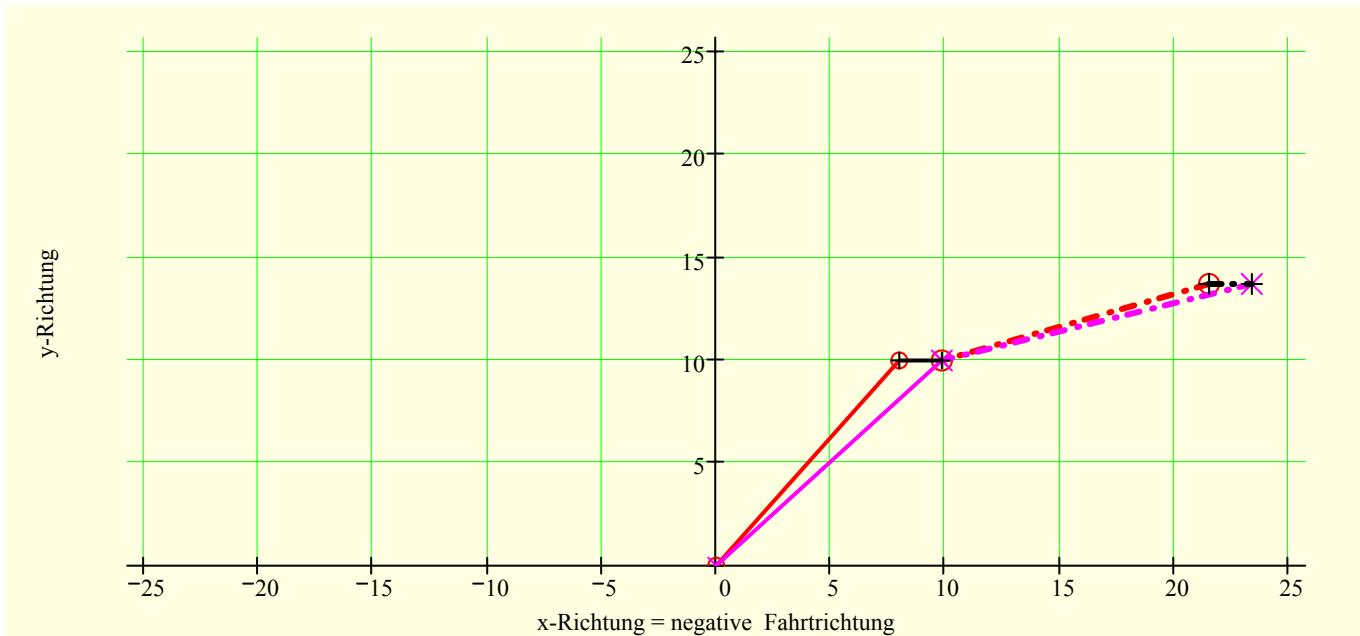


Erläuterung zur Lösung:

Die Relativgeschwindigkeit  $w$  zum Profil bleibt im Betrag erhalten, die Fahrtgeschwindigkeit  $v_x$  (entspricht beim Windrad der Umfangsgeschwindigkeit  $u$ ) ist auf beiden Seiten auch gleich. Der Betrag von  $c_2$  ist entsprechend geringer als der von  $c_1$ . Die Differenz der kinetischen Energie des Fluids wird auf das Profil übertragen. Der Anstellwinkel  $\beta_1$  des Segels und die Fahrtgeschwindigkeit werden abhängig von Windstärke und Windrichtung so errechnet, dass zum Einen der Wind das Segel tangential anströmt, zum Anderen die vom Wind angebotene Leistung mit der für die Fahrtgeschwindigkeit zur Überwindung der Reibungswiderstände in Luft und Wasser erforderlichen Leistung übereinstimmt.



Die aktiven Geschwindigkeitsdreiecke



## B 4.2 Statistische Erfassung von Energieeinsparungen

In einem Krankenhaus sollen Energiesparmaßnahmen durchgeführt werden. Der Auftragnehmer führt die Arbeiten auf eigene Kosten durch und soll dafür vom Auftraggeber die erzielten Einsparungen über einen Zeitraum von 5 Jahren vergütet bekommen. Hierzu müssen die Einsparungen statistisch ermittelt werden, da die absoluten Verbrauchswerte teilweise witterungsbedingt sind. Ein zunächst unbekannter Anteil des Brennstoffverbrauches ist für die Küche, für Bäder und für die Sterilisation erforderlich. Er kann weitgehend als unabhängig von der Jahreszeit angenommen werden.

Der monatliche Gasverbrauch V in m<sup>3</sup>/Monat eines Krankenhauses ist für 3 Jahre vor dem Umbau gegeben aus Ablesungen. Vom Wetteramt erhält man die zugehörigen Gradtagszahlen GTZ. Beide Datensätze enthält die Eingabetabelle TAB1.

Zur Definition der monatlichen Gradtagszahl: Eine Gradtagszahl von 200 ergibt sich beispielsweise, wenn an 20 Tagen im Monat die Außentemperatur im Schnitt 10°C unterhalb der Norm-Raumtemperatur von 20°C gelegen hat oder wenn an 31 Tagen des Monats die mittlere Temperatur außen um 6,452 Grad niedriger war ( $31 * 6,452 = 200$ ). Da Die Transmissions- und Lüftungsverluste nahezu linear mit der Temperaturdifferenz ansteigen, ist die GTZ ein Maß für den relativen Energieeinsatz.

	GTZ1	V1	GTZ2	V2	GTZ3	V3
TAB1 :=	525	122900	488	111500	577	106700
	560	104400	578	109000	402	87720
	485	89680	416	94010	503	114100
	256	68210	324	81470	340	70990
	121	48840	197	52390	211	64260
	96	49970	111	54800	143	51080
	86	55940	5	41820	11	50020
	97	49180	37	49310	37	50200
	230	62650	193	57150	147	52400
	351	69860	371	79870	203	65960
	579	115400	364	82830	468	89430
	493	101900	472	100500	683	126400

Für das erste Jahr nach dem Umbau ergibt sich die Tabelle TAB2

	GTZ4	V4
TAB2 :=	719	119745
	645	107524
	584	113010
	321	68305
	251	70303
	145	50558
	67	48269
	13	39192
	256	53201
	312	59548
	440	74328
	669	99642

$$\text{TAB2}_{1,1} = 719$$

Zur Erstellung einer Regressionskurve für die Zeit vor dem Umbau müssen die Daten zusammengefasst und nach GTZ geordnet werden.

$$\text{TAB3a}^{(1)} := \text{stapeln}(\text{TAB1}^{(1)}, \text{TAB1}^{(3)}, \text{TAB1}^{(5)})$$

$$\text{TAB3a}^{(2)} := \text{stapeln}(\text{TAB1}^{(2)}, \text{TAB1}^{(4)}, \text{TAB1}^{(6)})$$

$$\text{TAB3} := \text{spsort}(\text{TAB3a}, 1)$$

Damit lässt sich ein Diagramm erstellen (s.u.: rote gestrichelte Linie mit Kreuzen)  
Die rote durchgezogene Regressionskurve ergibt sich aus:

## b 6

$$y := \text{regress}(\text{TAB3}^{(1)}, \text{TAB3}^{(2)}, 2) \quad y(x) := (\text{interp}(y, \text{TAB3}^{(1)}, \text{TAB3}^{(2)}, x)) \quad x := 0..750$$

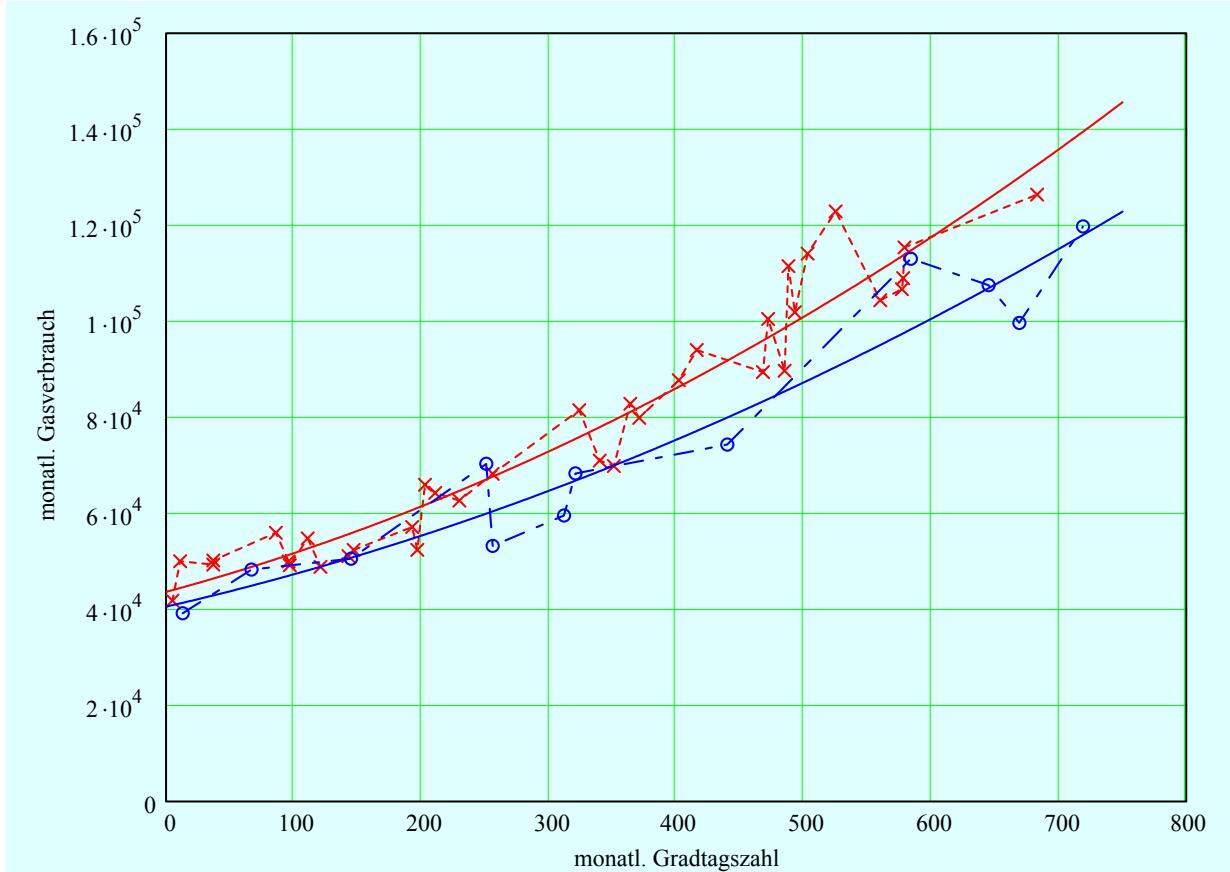
Entsprechend ergibt sich der geordnete Verbrauch für das Jahr nach dem Umbau (blaue gestrichelte Linie mit Kringeln)

$$\text{TAB4} := \text{spsort}(\text{TAB2}, 1)$$

und eine dazugehörige blaue durchgezogene Ausgleichskurve mit:

$$z := \text{regress}(\text{TAB4}^{(1)}, \text{TAB4}^{(2)}, 2) \quad z(x) := \text{interp}(z, \text{TAB4}^{(1)}, \text{TAB4}^{(2)}, x)$$

### Monatlicher Gasverbrauch abhängig von der monatlichen Gradtagszahl vor und nach dem Umbau



Hieraus lässt sich der von der Außentemperatur unabhängige Gasverbrauch in m<sup>3</sup>/Monat ablesen mit:

$$V_{\text{konst}} := y(0) \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{Monat}} \quad V_{\text{konst}} = 43640 \frac{\text{m}^3}{\text{Monat}}$$

### Berechnung der zu vergütenden Einsparung

Die Einsparung im Jahr nach dem Umbau beträgt somit:  $i := 1..36$

1. über die jeweilige Differenz zwischen den Ausgleichskurven:

$$E_A := \sum_{i=1}^{12} (y(\text{TAB4}_{i,1}) - z(\text{TAB4}_{i,1})) \cdot \text{m}^3 \quad E_A = 131796 \text{ m}^3$$

2. über die Differenz zwischen den Werten der Ausgleichskurve für die Zeit vor dem Umbau und den Einzelwerten für die Zeit danach

$$E_{\text{Ind}} := \sum_{i=1}^{12} (y(\text{TAB4}_{i,1}) - \text{TAB4}_{i,2}) \cdot \text{m}^3 \quad E_{\text{Ind}} = 131796 \text{ m}^3$$

## B 4.3 Reibungsarbeit in einem Kolbenverdichter für ideales (perfektes) Gas

In dieser Datei sind 5 verschiedene Fälle berechnet, bei denen jeweils dieselbe (übermäßig hohe) Reibungsarbeit zugeführt wird, nur mit unterschiedlichem Verlauf. Die Datei dient der Veranschaulichung, dass der Mehraufwand infolge von Reibungsarbeit bei der Verdichtung (im Gegensatz zur Expansion) höher ist als die Reibungsarbeit selbst. In den Fällen 2 bis 5 ist der Mehraufwand deutlich höher als die Reibungsarbeit, da die Volumenänderungsarbeit um so größer wird, je früher die Reibungsarbeit zugeführt wird. Die Zustandsänderungen lassen sich auch letztendlich messtechnisch im Indikatordiagramm erfassen. Sicherlich ist die Ersatzpolytropie, bei der die Reibungs "wärme" proportional mit der Temperatur zugeführt wird, nicht real, aber sie kommt doch deutlich näher an den real denkbaren Fall 4 heran, bei dem die Reibungskraft über dem Weg konstant ist. Deshalb kann man die Reibungsarbeit bei der adiabaten Zustandsänderung mit Reibung als Fläche unter der Ersatzpolytropie darstellen. Der Sinn in der Behandlung der innerlich reversiblen Polytrope besteht eigentlich nur darin, sie später für adiabate Zustandsänderungen als Ersatzpolytropie zu verwenden, da bei keinem technischen Prozess - auch nur angenähert - eine innerlich reversible Polytrope realisiert werden kann, von komplett reversiblen Prozessen ganz zu schweigen.

Diese Darstellung soll dem Lernenden klar machen, dass er beim Verdichterbau viel sorgfältiger konstruieren muss - insbesondere in den ersten Stufen eines Turboverdichters - als im Turbinenbau, wo die Reibungs "wärme" - insbesondere auch wieder in den ersten Stufen - als "Wärmegewinn" zum Teil (der Teil, um den die Kreisprozessfläche durch die Reibungsarbeit vergrößert wird), wieder in Arbeit verwandelt wird.

### Stoffauswahl:

N2 - Stickstoff  
CO2 - Kohlenstoffdioxid  
O2 - Sauerstoff  
SO2 - Schwefeldioxid  
CO - Kohlenstoffmonoxid  
H2 - Wasserstoff  
Ar - Argon  
Ne - Neon  
H2O - Wasser  
He - Helium  
NH3 - Amoniak  
CH4 - Methan  
Luft - trockene Luft

Quelle: "St\_perf\_Gase"  
von P. Böhmer

Anmerkung: Beim Wasser ist der Taupunkt zu beachten (nur geringe Drücke!)

### Eingaben

Stoff := Luft	$\varepsilon := 9$	Zustand 1	$v_1 := 0.842 \text{ Ev}$	$t_1 := 20^\circ\text{C}$	Zustand 2	$n_{1\_2} := \kappa_{\text{Luft}}$	$v_2 := 2v_1 \cdot \varepsilon^{-1}$
$w_{R1\_2} := 200 \text{ Eh}$		Zustand 3	$u_3 := 188 \text{ Eh} + w_{R1\_2}$	$v_3 := v_2$	Zustand 4	$n_{3\_4} := \kappa_{\text{Luft}}$	$v_4 := \frac{v_1}{\varepsilon}$
		Zustand 5	$u_5 := 574.7 \text{ Eh} + w_{R1\_2}$	$v_5 := v_4$	Zustand 6	$v_6 := v_1 \cdot \varepsilon^{-1}$	$T_6 := 1500.44 \text{ K}$

### Ergebnisse

Temperatur $t / ^\circ\text{C}$	Spez. Volumen $v / \text{m}^3/\text{kg}$	spez. Entropie $s / \text{kJ/kg}$	sp. innere En. $u / \text{kJ/kg}$	spez. Enthalpie $h / \text{kJ/kg}$
20,0	0,842	0,075	14,4	98,5
261,9	0,187	0,075	188,0	341,7
540,5	0,187	0,376	388,0	621,7
800,6	0,094	0,376	574,7	883,1
techn. Arbeit $w_t / \text{kJ/kg}$	Polytropenexp. $n$			
243,1	1,400			
80,02	-78438,51			
261,4	1,400			
80,03	-21585,84			
664,6	—			

### Eingabevarianten

#### Wählbare Wertepaare von Größen ( $n_{1\_2}$ nicht für Zustand 1)

$$\begin{pmatrix} T & v & h & u & s & n_{1\_2} \\ p & & & & & \\ T & & X & X & X & X \\ v & & X & & & X \\ h & & & X & X & X \\ u & & & & X & \end{pmatrix}$$

Anmerkung: Die Temperatur kann durch  $T$  in K oder  $t$  in  $^\circ\text{C}$  eingegeben werden. Für Zustand 1 sind zwei Zustandsgrößen erforderlich, Zustand 2 kann auch durch die zugeführte Wärme  $q_{1\_2}$  zusammen mit dem Polytropenexponent  $n_{1\_2}$  gekennzeichnet werden. Dies gilt entsprechend auch für die Zustände 3 und 4, z.B.  $n_{3\_4}$  mit  $q_{3\_4}$

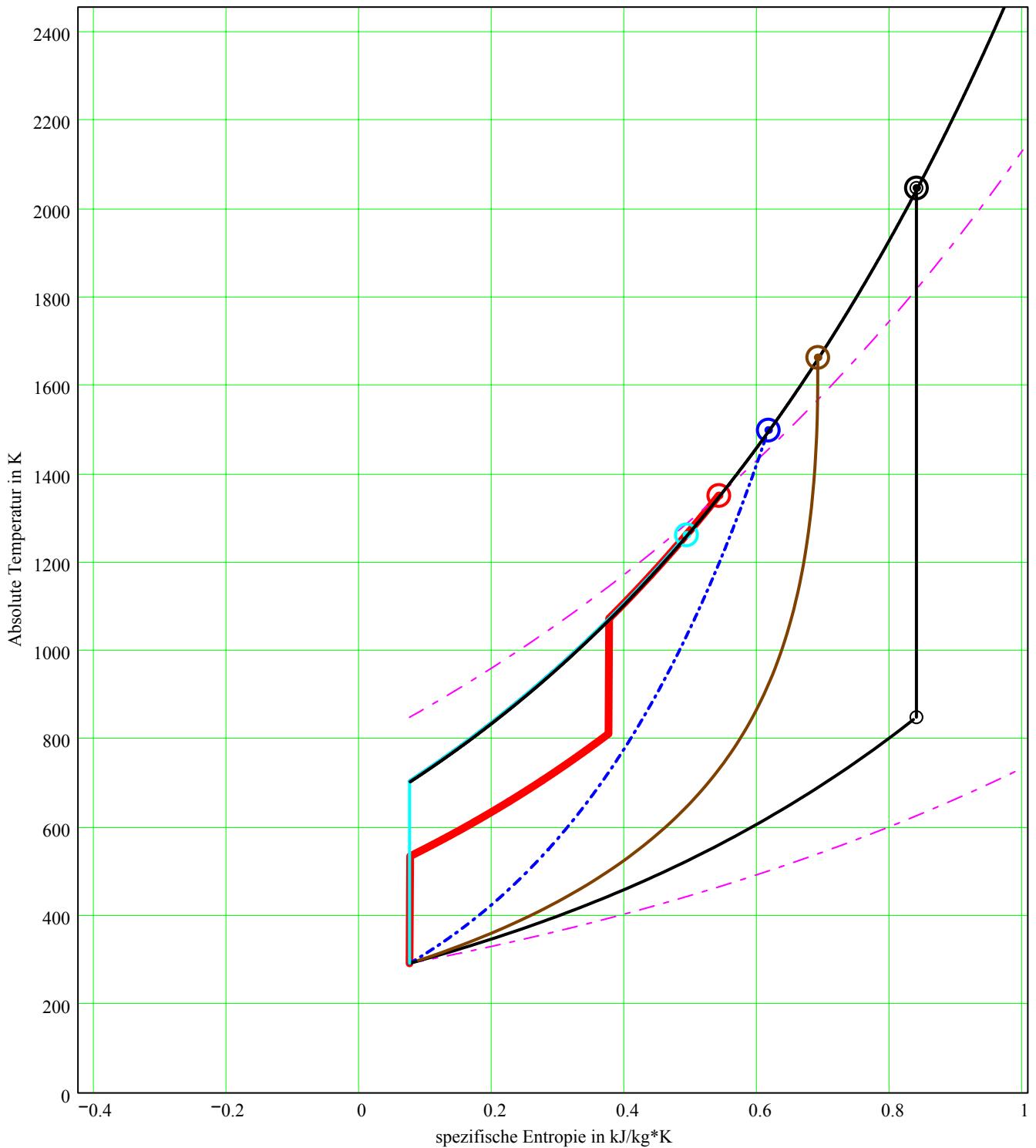
Individuelle Werte (Beispiel):

$$\begin{aligned} p_1 &= 750 \text{ torr} & s_2 &= 0.075 \text{ Es} \\ s_1 &= 0.075 \text{ Es} & p_2 &= 8.21 \text{ bar} \\ v_3 &= 0.187 \text{ Ev} & t_4 &= 800.6^\circ\text{C} \\ s_3 &= 0.376 \text{ Es} & T_4 &= 1074 \text{ K} \\ q_{1\_6} &= 400.003 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

## Prozess T-s-Diagramm:

Endzustand

Isobaren



(1 bis 5)

1) Zufuhr der Reibungsarbeit nach der Verdichtung

2) Reibungsarbeit je zur Hälfte nach halbem Weg und nach ganzem Weg zugeführt

3) Ersatzpolytrophe Reibungsarbeit = Wärmezufuhr gesetzt

4) Reibungsarbeit wird proportional zum Kolbenweg zugeführt

5) Zufuhr der Reibungsarbeit vor der Verdichtung

$$q_{2\_3} = 200.006 \text{ Eh}$$

$$q_{4\_5} = 200.032 \text{ Eh}$$

$$q_{1\_6} = 400.003 \text{ Eh}$$

$$w_{R1\_2} = 200 \text{ Eh}$$

$$dw_R := -p_R \cdot dv$$

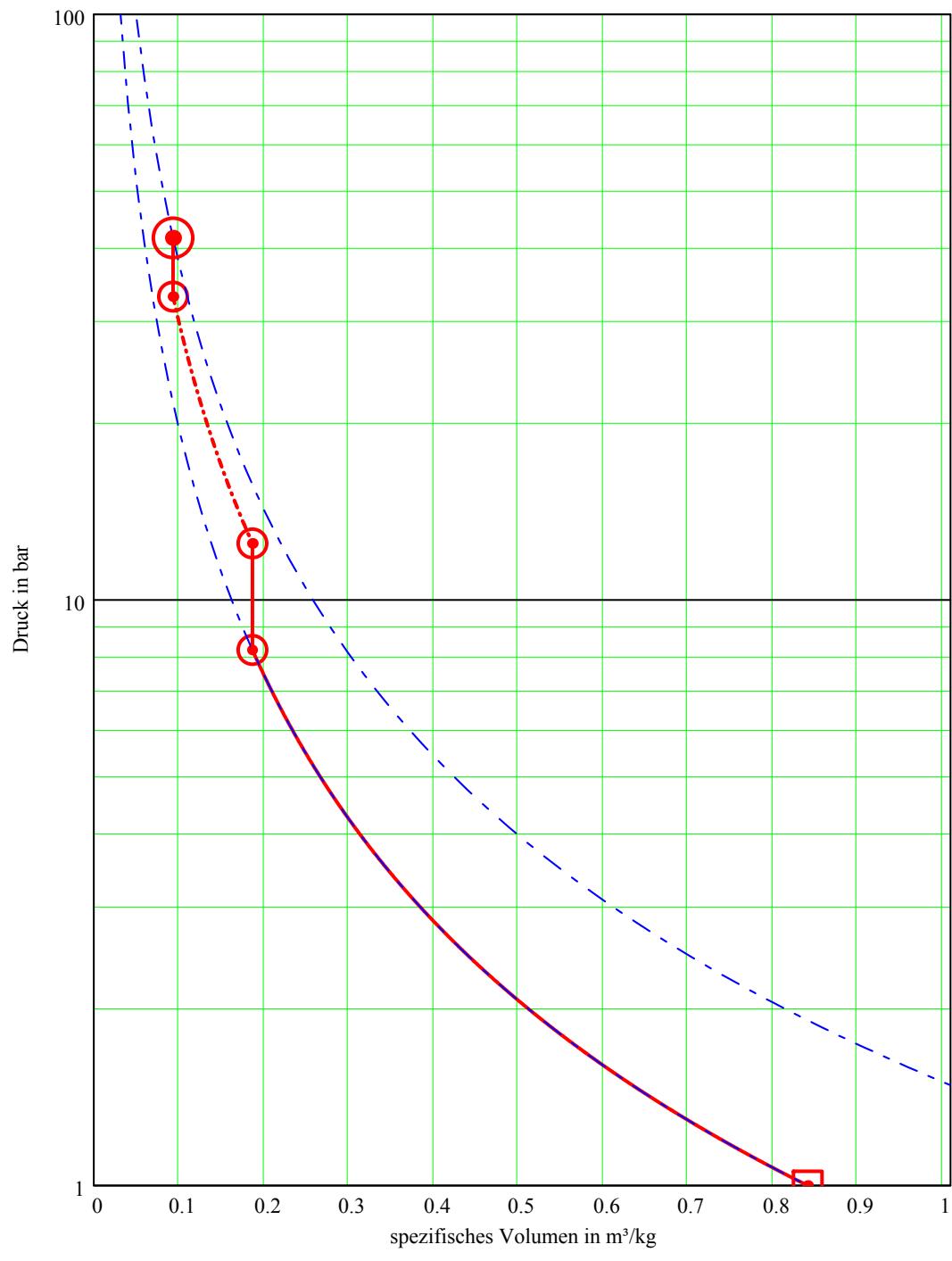
$$w_{R1\_2} := p_R \cdot (v_1 - v_5)$$

Beim Ändern von  $w_{R1\_2}$  mus man  $T_6$  durch Probieren so verändern, dass  $q_{1\_6}$  mit  $2 \cdot w_{R1\_2}$  übereinstimmt.

b 9

p-v-Diagramm    □ Ausgangszustand 1    ○ Endzustand 3

— — — Isentropen



— Zustandsänderung 2 (s.o. oben)

## B 6.1 Zustandsänderung von idealen (perfekten) Gasen

(ideale Gase mit temperaturunabhängigen spezifischen Wärmekapazitäten)

### Stoffauswahl:

#### Zur Verfügung stehende Stoffe:

Quelle:

"St\_perf\_Gase"  
von P. Böhmer,  
Dresden

Anmerkung: Beim  
Wasser ist der Taupunkt  
zu beachten (nur geringe  
Drücke!)

N2 - Stickstoff  
CO2 - Kohlenstoffdioxid  
O2 - Sauerstoff  
SO2 - Schwefeldioxid  
CO - Kohlenstoffmonoxid  
H2 - Wasserstoff  
Ar - Argon  
Ne - Neon  
H2O - Wasser  
He - Helium  
NH3 - Ammoniak  
CH4 - Methan  
Luft - trockene Luft \*

### Eingabevarianten

#### Wählbare Wertepaare von Größen ( $n_{1\_2}$ nicht für Zustand 1)

	(T v h u s n <sub>1_2</sub> )
p	x x x x x x
T	■ x ■ ■ x x
v	■ ■ x x x x
h	■ ■ ■ ■ x ■
u	■ ■ ■ ■ x ■

Anmerkung: Die Temperatur kann durch T in K oder t in °C eingegeben werden. Für Zustand 1 sind zwei Zustandsgrößen erforderlich, Zustand 2 kann auch durch eine Zustandsgröße und den Polytropenexponenten oder durch die zugeführte Wärme q<sub>1\_2</sub> zusammen mit dem Polytropenexponenten n<sub>1\_2</sub> gekennzeichnet werden

### Eingaben

Stoff := Luft    p<sub>1</sub> := 10bar    t<sub>1</sub> := 900°C

Aktives Beispiel  
für den Zustand 2:

n<sub>1\_2</sub> := 1,2    q<sub>1\_2</sub> := 300  $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Wenn eines der hier rechts befindlichen Eingabepaars verwendet werden soll, muss es aktiviert werden, nachdem das obere deaktiviert worden ist (über rechte Maustaste "Eigenschaften").

Probieren Sie eigene Beispiele!

n<sub>1\_2</sub> := 1,4    t<sub>2</sub> := 20°C

p<sub>2</sub> := 6bar    T<sub>2</sub> := 273K

### Zusammenstellung der Daten

⊕ Verweis:D:\Daten\thermodynamik\Contents\thermo\VD\_KPiG\_2001.mcd(R)

Die Daten können unterhalb des Verweises im Einzelnen mit Zuordnung der zur Auswahl stehenden Einheiten abgefragt werden:

Beispiel    p<sub>1</sub> = 7500,6 torr    t<sub>2</sub> = 482,3 °C    Eh = 1000 J·kg<sup>-1</sup>

p<sub>1</sub> = 10000 hPa    T<sub>2</sub> = 755,4 K    q<sub>1\_2</sub> = 300 Eh

Stoff	M kg/kmol	R kJ/kg*K	k	c <sub>p</sub> kJ/kg*K	c <sub>v</sub> kJ/kg*K		
Luft	28,95	0,287	1,400	1,005	0,718		
Zustandsgrößen	Druck p / bar	Abs. Temp. T / K	Temperatur t / °C	Spez. Volumen v / m <sup>3</sup> /kg	spez. Entropie s / kJ/kg	sp. innere En. u / kJ/kg	spez. Enthalpie h / kJ/kg
Zustand 1	10,000	1173,2	900,0	0,337	0,807	646,0	982,9
Zustand 2	0,713	755,4	482,3	3,043	1,123	346,2	563,2
Prozessgrößen	Wärme q <sub>zu</sub> / kJ/kg	Vol.änd.Arbeit w <sub>v</sub> / kJ/kg	techn. Arbeit w <sub>t</sub> / kJ/kg	Polytropenexp. n			
	300,0	-599,8	-719,8	1,200			

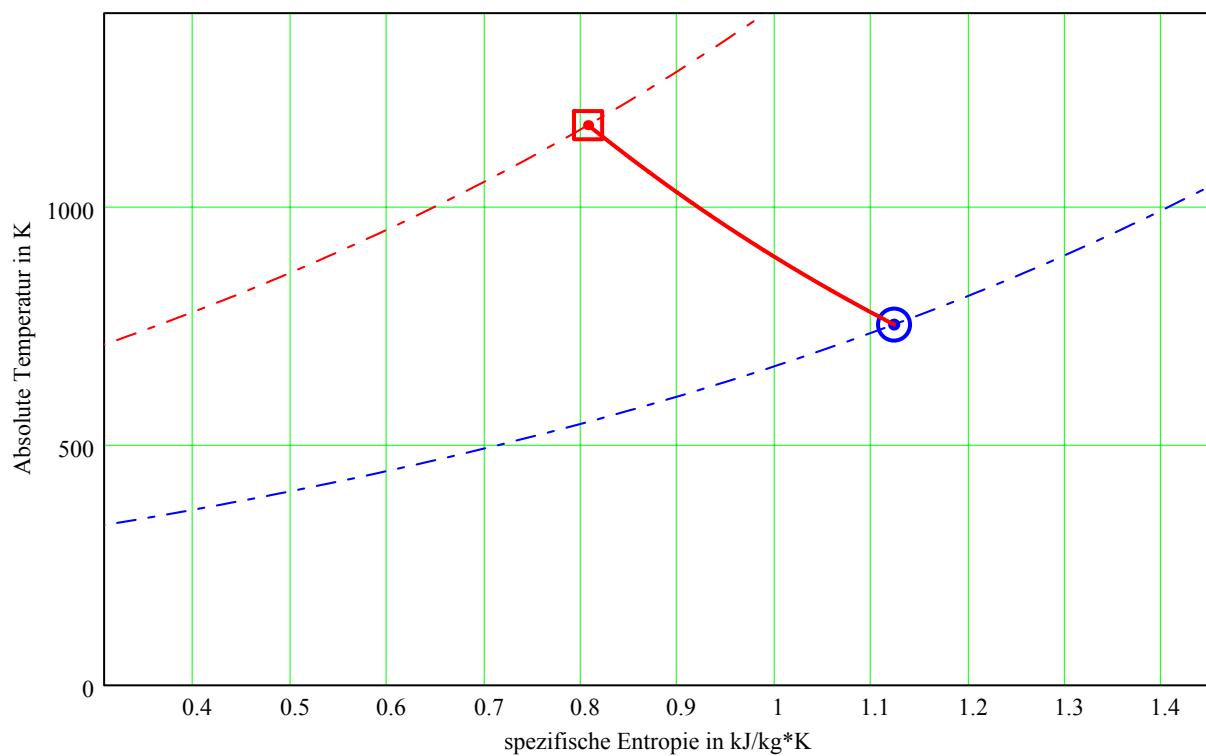
b 11

Prozess T-s-Diagramm:

□ Ausgangszustand 1

○ Endzustand 2

— Isobaren

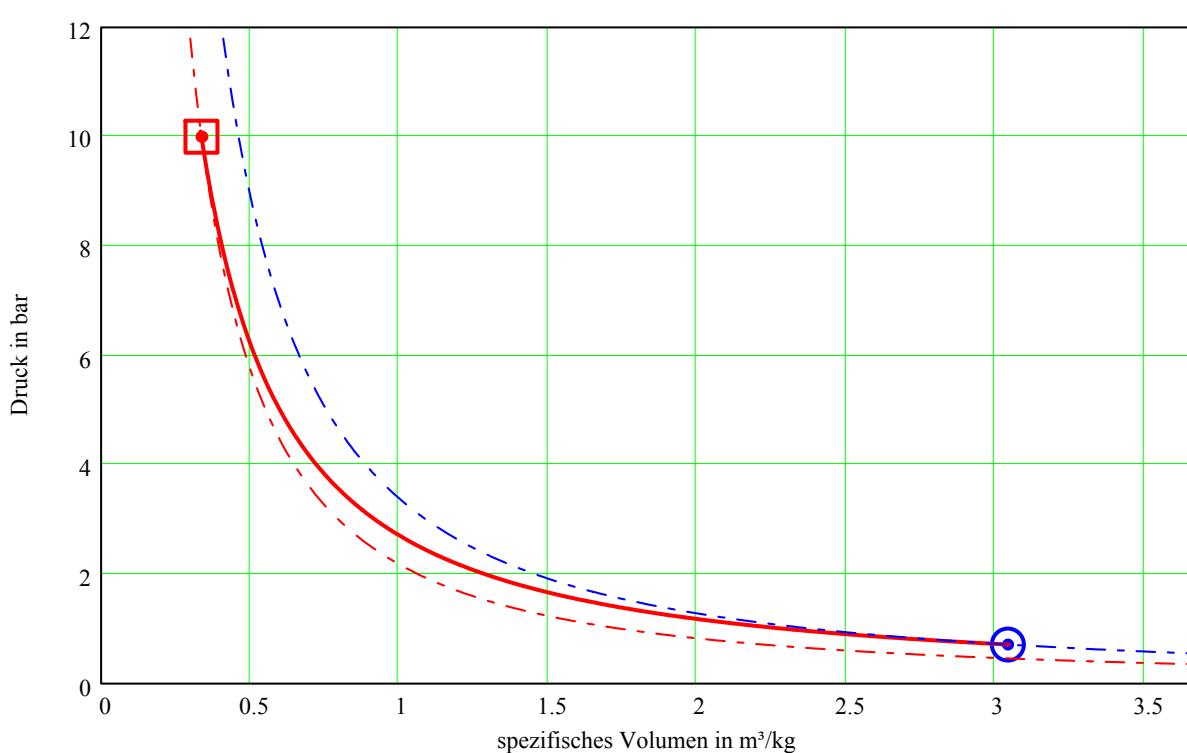


p-v-Diagramm

□ Ausgangszustand 1

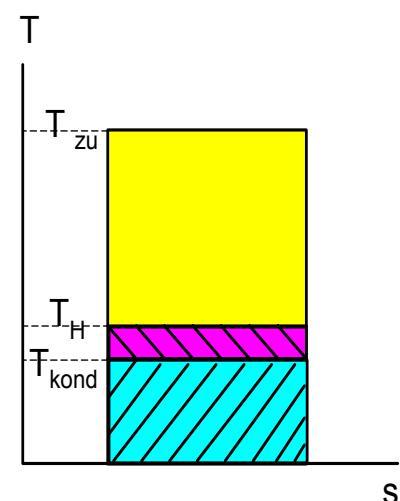
○ Endzustand 2

— Isentropen



## Beispiel B 9.1 Reduzierter Energieeinsatz für Wärme bei Kraft-Wärme-Kopplung

Am Beispiel eines mit Dampf arbeitenden Heizkraftwerkes wird die Auswirkung der geringeren Exergieverluste auf den Primärenergiebedarf für die Bereitstellung der Wärme aufgezeigt. Für das Kondensationskraftwerk (auch das GuD-Kraftwerk) wird der Feuerungswirkungsgrad, die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr, sowie der Gütegrad des Turbosatzes zusammen mit dem Eigenbedarfsanteil und damit der Gesamtwirkungsgrad als erster Parameter vorgegeben. Die weitere Untersuchung braucht sich dann nur auf das "kalte Ende" zu erstrecken, wenn die Heiztemperatur als zweiter Parameter und die Temperatur im Kondensator (fester Wert oberhalb Umgebungstemperatur) ebenfalls vorgegeben werden. In den Vergleich wird eine Wärmepumpe, die mit Strom aus diesem Kraftwerk versorgt wird, und auch ein BHKW, das Strom aus diesem Kraftwerk ersetzt, mit einbezogen. Da hier im Wesentlichen mit Anteilen gerechnet wird, kann auf die Verwendung von Einheiten verzichtet werden.



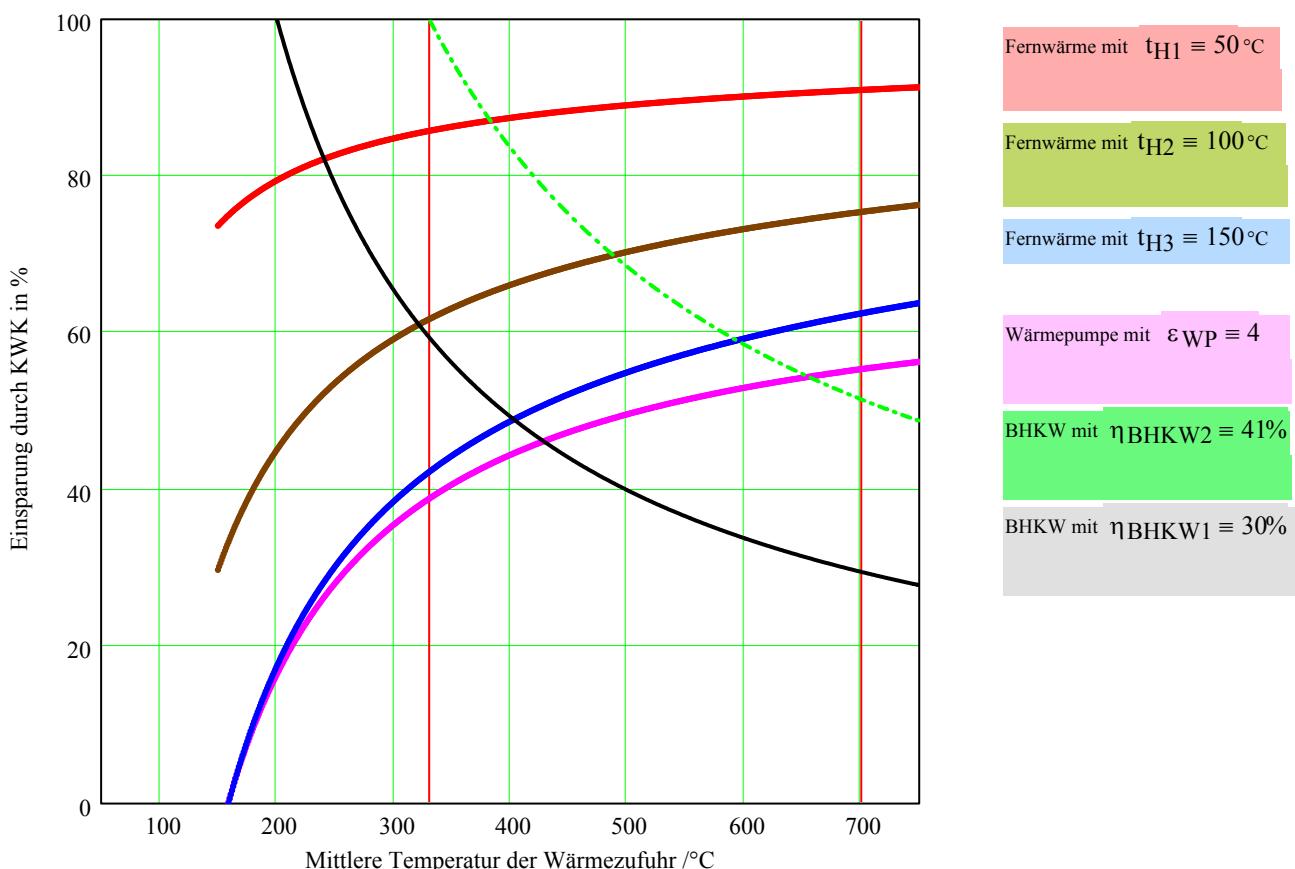
### Einsparung für Wärme aus KWK in Abhängigkeit vom Kraftwerkstyp und von der Temperatur $t_H$ der Wärmeauskopplung $\eta_g \equiv 0.85$

Modernes Kohlekraftwerk:

$$t_{zu1} \equiv 330^\circ\text{C} \quad \eta_{KW1} = 43\%$$

GuD-Kraftwerk:

$$t_{zu2} \equiv 700^\circ\text{C} \quad \eta_{KW2} = 59\%$$



## Diskussion der Ergebnisse

Im Heizkraftwerk hat die Temperatur der Wärmeauskoppelung großen Einfluss auf die möglichen Einsparungen. Es sind hier 3 Kurven für die ausgekoppelte Wärme (mittlere Temperaturen 50°C, 100°C und 150°C) aufgetragen. Für 50°C wäre das Ergebnis ganz hervorragend, allerdings wird sich das kaum realisieren lassen. In der Regel werden sich die mittleren Temperaturen zwischen 100 und 150°C bewegen, da für die Wärmeübertragung an mehreren Stellen Temperaturdifferenzen benötigt werden. Auch das Ergebnis bei 150°C ist noch ganz ansehnlich. Höhere Temperaturen sind in der Regel in der Fernwärme wegen unterschiedlicher Anforderungen der Verbraucher erforderlich.

Die Einsparungen steigen mit der Güte des Kraftwerks, d.h. mit der Temperatur der Wärmezufuhr, über der die Ergebnisse aufgetragen sind. Die beiden senkrechten roten Linien kennzeichnen je einen Kraftwerkstyp, links das moderne Steinkohlekraftwerk, rechts ein GuD-Kraftwerk. Je besser also das Kraftwerk, desto höher die Ersparnis durch KWK, bezogen auf die Nutzwärme, da der Ausgleich des Stromverlustes nur geringen Mehraufwand an Brennstoff verursacht. Bei geringerem Wärmepotenzial fällt dann die Einsparung bezogen auf den Brennstoffeinsatz für diese Wärme entsprechend hoch aus.

Anders verhält es sich mit der Wirkungsgradverbesserung durch geringere Dissipationsverluste. Dissipation in der Turbine mit einem Anteil von etwa 10% und durch den Eigenbedarf des Kraftwerks für Umwälzpumpen, Ventilatoren, Mühlen usw. (nicht aber der reversible Anteil der Leistung der Speisepumpe) vergrößert die Abwärme im Kraftwerk und die Heizwärme im Heizkraftwerk auf Kosten der Stromerzeugung. Werden die Verluste reduziert, so ist bei Wärmeauskoppelung ein entsprechend größerer Stromverlust auszugleichen, so dass der Brennstoffmehraufwand für die Nutzwärme gleich bleibt. Da diese nunmehr geringer ist, fällt die Einsparung geringer aus. Die insgesamt bessere Energiebilanz muss dem Strom zugerechnet werden.

Die **Wärmepumpe** wird mit einer konstanten Leistungsziffer angenommen, was zumindest für Fußbodenheizung und Grundwasser als Wärmequelle berechtigt ist. Der Brennstoffverbrauch ist über den Stromeinsatz mit dem Netto-Wirkungsgrad des Kraftwerks und den Netzverteilungsverlusten zu berechnen. Somit steigt die Einsparung durch die

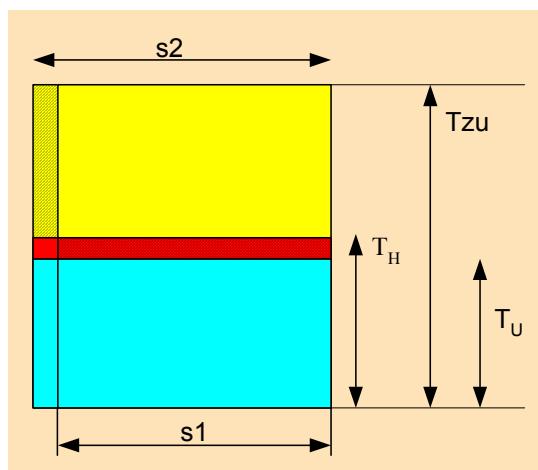
Wärmepumpe mit der Güte des Kraftwerks. Wegen der relativ niedrigen Arbeitssziffer ist die Wärmepumpe je nach Güte des Wärmenetzes mit einem Heizkraftwerk mit hoher Temperatur der ausgekoppelten Wärme vergleichbar.

Das **BHKW**, das aus einem stationären Verbrennungsmotor mit Wärmeübertragern zur Nutzung der Kühlwasserwärme und der Abgaswärme besteht, hat - in der Höhe abhängig vom verwendeten Motor - ein festes Strom-Wärme-Verhältnis. Wenn auch der Wirkungsgrad (etwa 30% bis 35% unter Berücksichtigung des Eigenbedarfs) geringer ist als bei modernen Steinkohle-Kraftwerken, so entfallen auch hier wegen der dezentralen Standorte größere Verteilungsverluste beim Strom und bei der Wärme. Das BHKW verbraucht gegenüber dem Hausbrand, bezogen auf die Nutzwärme, natürlich mehr Brennstoff. Es verdrängt aber Strom aus dem Kraftwerk bzw. aus dem Netz, in das viele unterschiedliche Kraftwerke einspeisen. Der dort geringer gewordene Brennstoffeinsatz muss gegengerechnet werden. Die insgesamt dadurch erzielte Einsparung fällt um so größer aus, je schlechter das Kraftwerk arbeitet, das um die BHKW-Leistung heruntergefahren werden muss, und umgekehrt. Man erkennt hier, dass bei dem heutigen Kraftwerkspark (links von der ersten roten Linie) zumindest in der Heizperiode das BHKW der Fernwärme überlegen ist, erst recht natürlich, wenn man auch an die Investitionen und die Unterhaltung des Fernwärmennetzes denkt. Im Sommer sieht es anders aus, wenn der Wärmebedarf gering oder gar nicht vorhanden ist. Das mit Dampf betriebene Heizkraftwerk kann dann Kondensationsbetrieb mit optimalem Wirkungsgrad fahren, also ohne wesentlichen Exnergieverlust in der Abwärme. Vergleichbares kann das BHKW nicht. Nur das Braunkohlenkraftwerk, das wegen der großen Entfernung vom Verbraucher für KWK ohnehin nicht in Frage kommt und hier in die Betrachtung nicht einbezogen wurde, hat - wegen des hohen Gehaltes an Wasser im Brennstoff, das verdampft werden muss - noch höhere Exnergieverluste und entsprechend höhere spezifische Emissionen. Mit dem GuD-Heizkraftwerk kann das BHKW in keinem Falle konkurrieren. Das kann vielleicht einmal die Brennstoffzelle.

## Vereinfachte Darstellung der Energieanteile im T-s-Diagramm

$$s_1 := 5 \quad T_U := Tt(25) \quad T_H := Tt(50)$$

Der Brennstoffeinsatz wird so vergrößert, dass die elektrische Leistung gegenüber dem Kondensationsbetrieb konstant bleibt



ohne Wärmeauskoppelung

$$W_1(T_{zu}) := (T_{zu} - T_U) \cdot s_1$$

$$Q_{zu}(T_{zu}) := T_{zu} \cdot s_1$$

mit Wärmeauskoppelung, gleiche el. Leistung

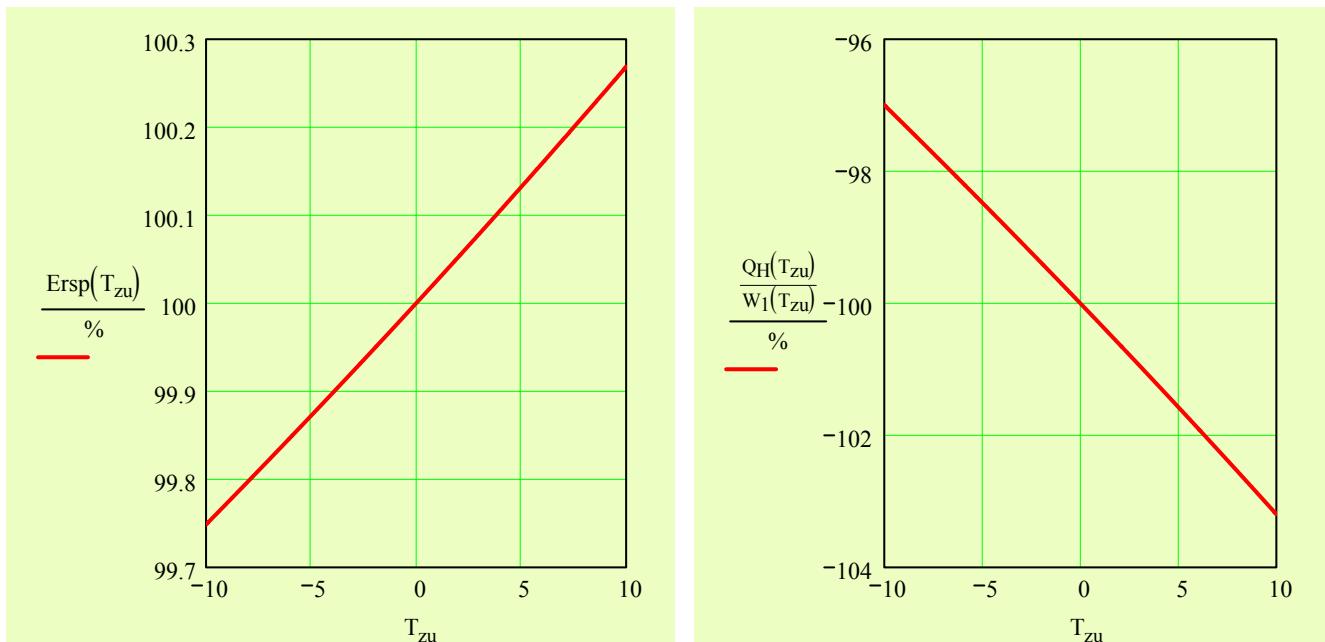
$$W_1 = (T_{zu} - T_H) \cdot s_2 \Rightarrow s_2(T_{zu}) := \frac{W_1(T_{zu})}{T_{zu} - T_H}$$

$$Q_H(T_{zu}) := T_H \cdot s_2(T_{zu})$$

$$\Delta Br(T_{zu}) := T_{zu} \cdot (s_2(T_{zu}) - s_1)$$

$$Ersp(T_{zu}) := 1 - \frac{\Delta Br(T_{zu})}{Q_H(T_{zu})}$$

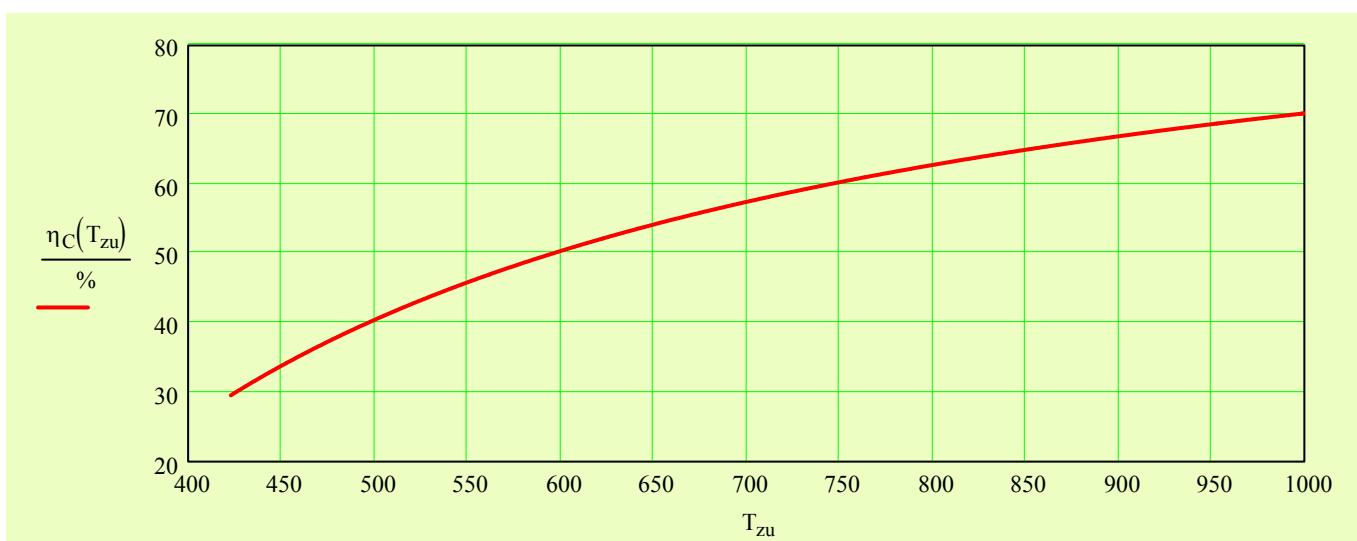
$$Ersp(Tt(700)) = 88.843\%$$



Die Brennstoffersparnis für die Heizwärme steigt mit höherem Kraftwerkswirkungsgrad

Der Carnot-Wirkungsgrad:  $\eta_C(T_{zu}) := \frac{T_{zu} - T_U}{T_{zu}}$

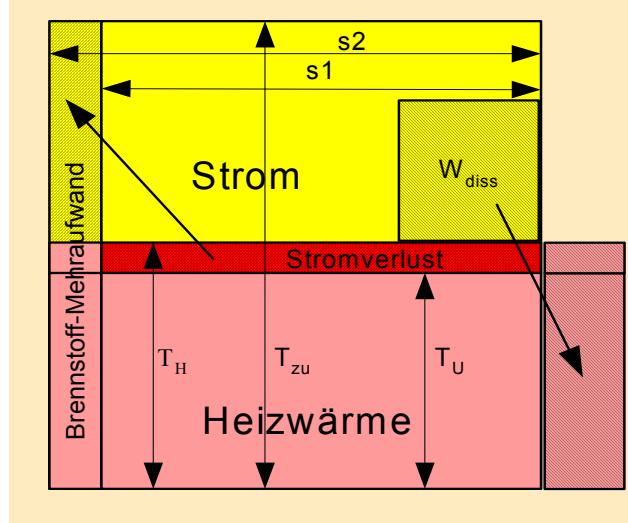
Die Heizleistung fällt mit höherem Kraftwerkswirkungsgrad



**Die gleiche Rechnung mit  
Dissipation im Prozess:**

Prozesswirkungsgrad  $\eta_P := 0.85$

Feuerungswirkungsgrad  
(kürzt sich beim  
Vergleich heraus)  $\eta_F := 0.9$



ohne Wärmeauskoppelung:

$$\text{El. Leistung} \quad W_1(T_{zu}) := (T_{zu} - T_U) \cdot s_1 \cdot \eta_P$$

$$\text{Wärmezufuhr:} \quad Q_{zu}(T_{zu}) := T_{zu} \cdot s_1$$

$$\text{Dissipiert:} \quad W_{diss}(T_{zu}) := (T_{zu} - T_U) \cdot s_1 \cdot (1 - \eta_P)$$

$$\text{Brennstoff} \quad Br_1(T_{zu}) := \frac{T_{zu} \cdot s_1}{\eta_F}$$

mit Wärmeauskoppelung, gleiche el. Leistung

$$W_1(T_{zu}) = (T_{zu} - T_H) \cdot s_2 \cdot \eta_P \quad \Rightarrow \quad s_2(T_{zu}) := \frac{(T_{zu} - T_U) \cdot s_1}{(T_{zu} - T_H)}$$

Heizarbeit enthält die dissipierte Arbeit  
(5% Verteilungsverlust)

Brennstoff - Mehraufwand

Prozentuale Ersparnis für die Heizwärme  
gegenüber getrennter Erzeugung

$$s_2(T_{zu}) := \frac{(T_{zu} - T_U) \cdot s_1}{(T_{zu} - T_H)} \quad (\eta_P \text{ kürzt sich hier heraus})$$

$$Q_H(T_{zu}) := (T_H \cdot s_2(T_{zu}) + W_{diss}(T_{zu})) \cdot 0.95$$

$$\Delta Br(T_{zu}) := \frac{T_{zu} \cdot (s_2(T_{zu}) - s_1)}{\eta_F}$$

$$Ersp(T_{zu}) := 1 - \frac{\Delta Br(T_{zu})}{Q_H(T_{zu}) \cdot \frac{1}{\eta_F}}$$

Beispiel:

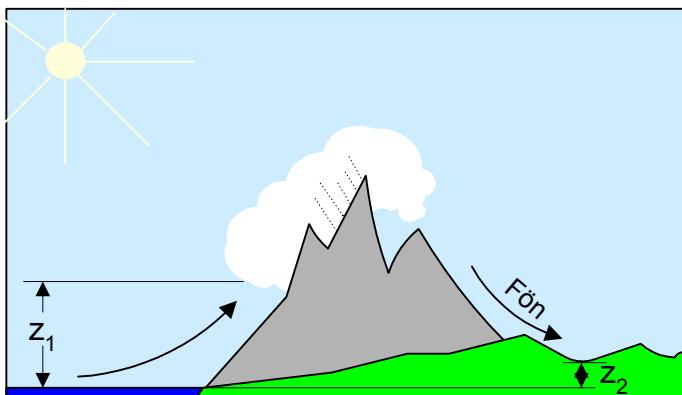
$$Ersp(Tt(700)) = 90.979 \%$$

Vergleich mit oben:

$$\frac{SpHKW(700, 50)}{\%} = 90.979$$

## B 12.1 Wolkenbildung bei adiabater Strömung

Ein feuchter Luftstrom, der vom Mittelmeer mit einem Zustand mit  $t_0 = 30^\circ\text{C}$  und  $\phi_0 = 50\%$  (Der Index 0 bezieht sich hier auf die Höhe 0 über dem Meeresspiegel) nach Norden ins Land weht, streicht dort ohne Wärmeaustausch mit anderen Luftsichten über die Alpen hinweg.



- a) In welcher Höhe setzt Wolkenbildung ein ?  
 b) Welche Temperatur hat die Luft (Fön) im  $z_2 = 500\text{m}$  hoch liegenden Tal auf der Nordseite hinter dem Gebirgskamm, wenn auf der Südseite  $r = 50\%$  des Wassergehaltes ausgeregnet ist?

### Berechnung

Eingaben :  $t_0 \equiv 30^\circ\text{C}$      $\phi_0 \equiv 50\%$      $r \equiv 0.5$      $z_2 \equiv 500\text{m}$

- a) Taupunkt Luv  
 (Wolkenbildung):  $z_{T\_Luv} = 1455\text{ m}$   
 Taupunkt Lee  
 (Auflösen der Wolken):  $z_{T\_Lee} = 3368\text{ m}$   
 b) Fön-Temperatur in Höhe  $z_2$   $t_2 = 34.9^\circ\text{C}$

### Kontrollen

### B 13.1 Fehler der Zustandsgleichung für ideales Gas (Realgasfaktor) bei höheren Drücken am Beispiel von Stickstoff

Normzustand:  $p_0 := 1.013 \text{ bar}$      $t_0 := 0^\circ\text{C}$

Molare Gaskonstante  $R = 8314.5 \frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$

Molare Masse von Stickstoff  $M = 28.013 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$     Gaskonstante von Stickstoff  $R = 0.297 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

(Daten aus Verweisdatei VD\_N2 abgerufen)

Die Dichte des idealen Gase berechnet sich aus:  $\rho_{\text{id}}(p, t) := \frac{p}{R \cdot T(t)}$     Normzustand:  $\rho_{\text{id}}(p_0, t_0) = 1.24951 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Aus der Zustandsgleichung für das reale Gas berechnet sich die Abweichung:  $Z(p, t) := \frac{\rho_{\text{id}}(p, t) - \rho_{\text{pt}}(p, t)}{\rho_{\text{pt}}(p, t)}$      $\rho_{\text{pt}}(p_0, t_0) = 1.25008 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Abweichung bei Normzustand ist minimal:

$$Z(p_0, t_0) = -0.046 \%$$

Bei hohen Drücken und bei niedrigen Temperaturen entstehen aber große Fehler:

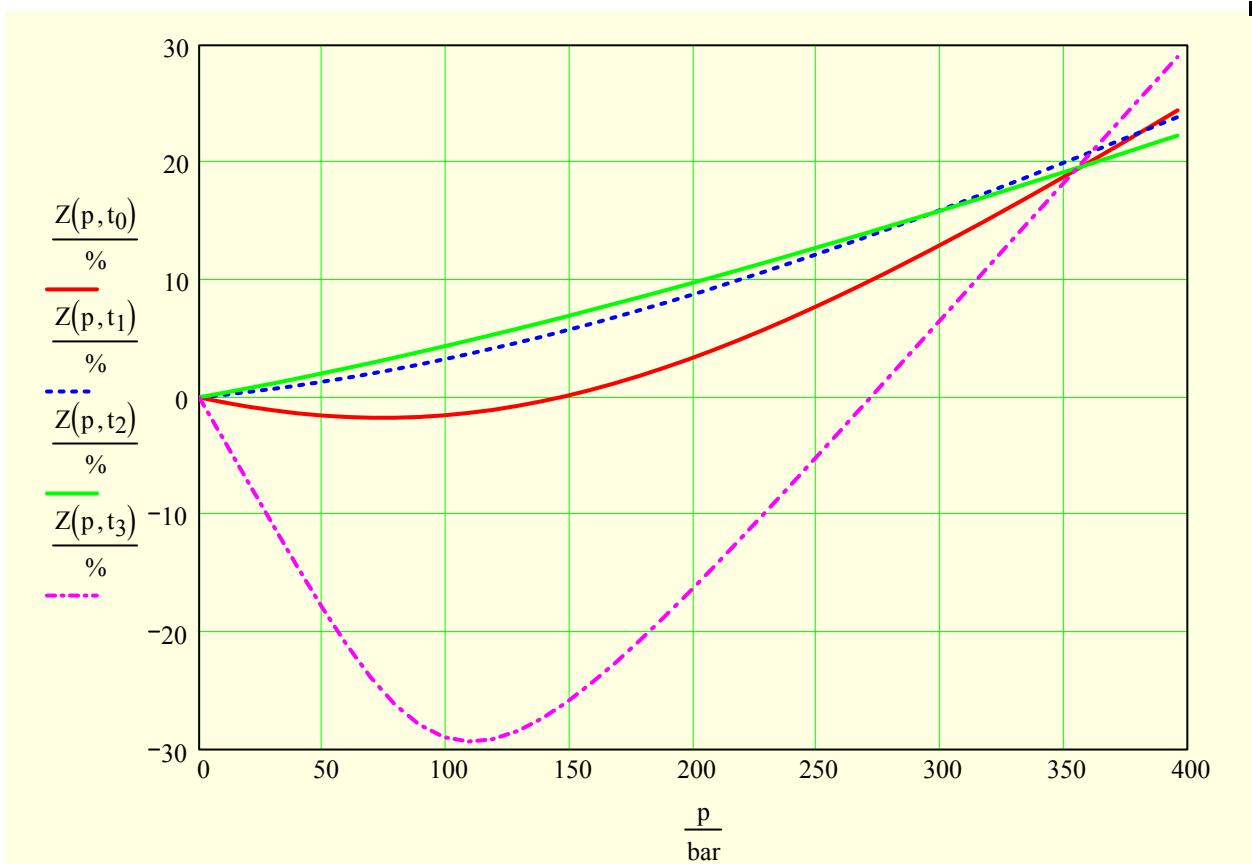
$$p := 0.1 \text{ bar}, 10 \text{ bar} \dots 400 \text{ bar}$$

$$t_1 := 100^\circ\text{C}$$

$$t_2 := 200^\circ\text{C}$$

$$t_3 := -100^\circ\text{C}$$

$$t_4 := 1000^\circ\text{C}$$

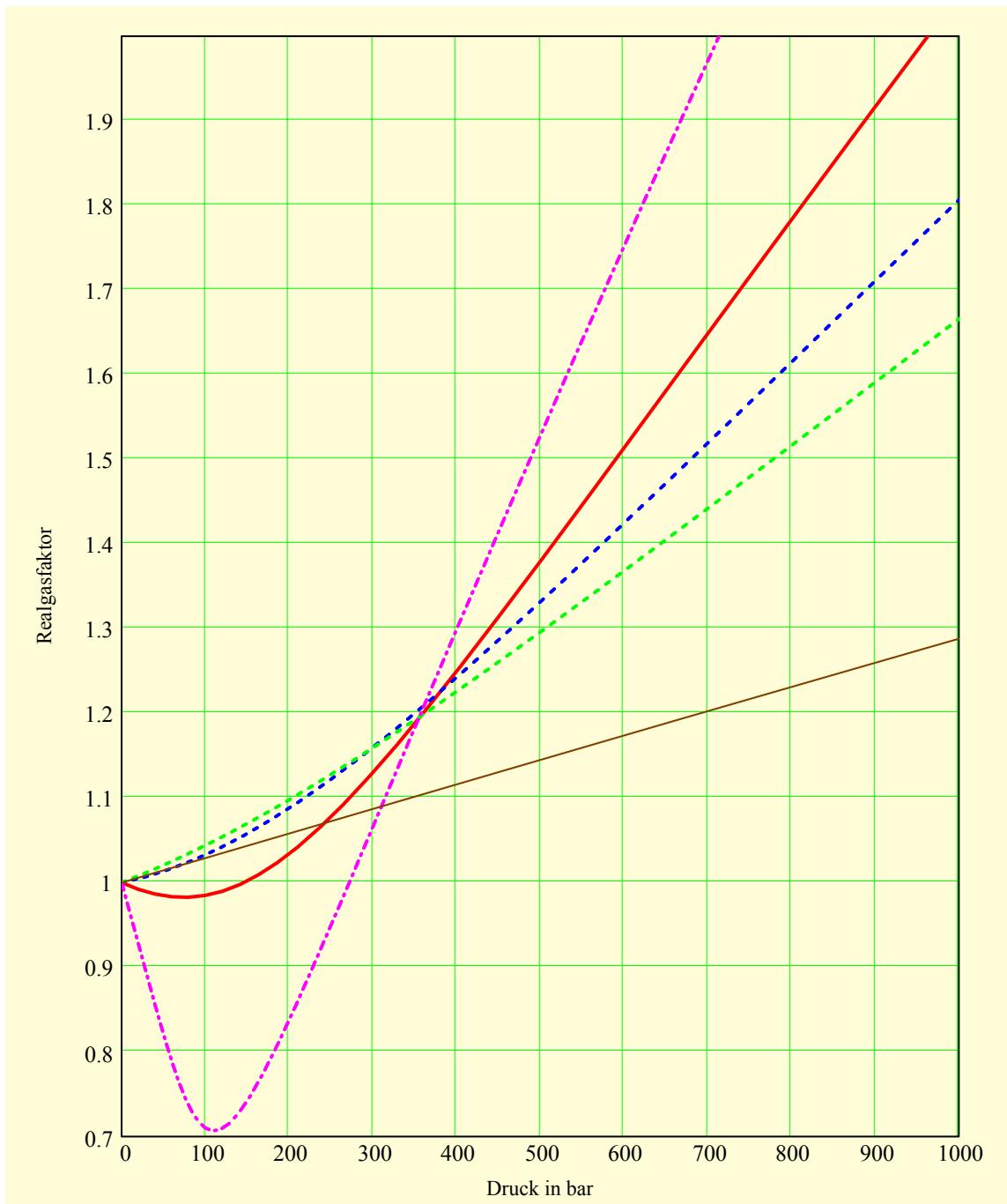


Abweichung der aus der Idealgasgleichung errechneten Dichte von Stickstoff von der tatsächlichen des realen Gases

**b 18**

Realgasfaktor:

$$Z_1(\rho, t) := \frac{p_{\text{pt}}(\rho, t)}{p_{\text{id}}(\rho, t)}$$



Dies Diagramm gilt angenähert auch für Luft (ca. 79 Vol-% Stickstoff)

**Beispiel B 14.1****Stadtgas, Beispiel aus Cerbe-Hoffmann**

Analyse für feuchtes Gas umgerechnet:

$$p_s(15^\circ\text{C}) = 0.017 \text{ bar} \quad \text{Wasserdampfraumanteil: } r_{\text{H}_2\text{O}} := \frac{p_s(15^\circ\text{C}) \cdot 0.8}{1.3 \text{ bar}} \quad r_{\text{H}_2\text{O}} = 0.0105$$

Anteile im trockenen Brenngas werden multipliziert mit  $f := 1 - r_{\text{H}_2\text{O}}$   $f = 0.9895$ 

Analyse:

$\text{CH}_4 := 16.822\%$	$\text{C}_3\text{H}_8 := 0\%$	$\text{C}_5\text{H}_{12} := 0\%$	$\text{CO}_2 := 3.958\%$
$\text{C}_2\text{H}_2 := 0\%$	$\text{C}_4\text{H}_{10} := 0\%$	$\text{H}_2\text{S} := 0\%$	$\text{N}_2 := 3.958\%$
$\text{C}_2\text{H}_4 := 1.979\%$	$\text{C}_3\text{H}_6 := 0\%$	$\text{H}_2 := 50.959\%$	$\text{O}_2 := 0\%$
$\text{C}_2\text{H}_6 := 0\%$	$\text{C}_6\text{H}_6 := 0\%$	$\text{CO} := 21.274\%$	$\text{H}_2\text{O} := 1.05\%$

Probe:  $\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_2 + \text{C}_2\text{H}_4 + \text{C}_2\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_8 + \text{C}_4\text{H}_{10} \dots = 1$   
 $+ \text{C}_3\text{H}_6 + \text{C}_5\text{H}_{12} + \text{H}_2\text{S} + \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{H}_2 + \text{H}_2\text{O}$

Die Verbrennung soll mit Luft erfolgen bei einem Zustand:  $\phi := 0.7$   $t_L := 20^\circ\text{C}$   $p_L := 1.01 \cdot \text{bar}$

Der Sauerstoffbedarf für die Gasmischung ergibt sich aus den Reaktionsgleichungen zu:

$$\text{O}_{\min} := \left[ 0.5 \cdot (\text{H}_2 + \text{CO}) - \text{O}_2 + 1.5 \cdot \text{H}_2\text{S} + 2 \cdot \text{CH}_4 + 2.5 \cdot \text{C}_2\text{H}_2 + 3 \cdot \text{C}_2\text{H}_4 + 3.5 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 5 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 6.5 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 4.5 \cdot \text{C}_3\text{H}_6 + 7.5 \cdot \text{C}_6\text{H}_6 + 8 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} \right]$$

Dafür ist bei einem Sauerstoffgehalt der Luft von 21% eine minimale Luftpumpe erforderlich von:

$$L_{\min} := \frac{\text{O}_{\min}}{0.21}$$

trockene Luft, andere Bestandteile in der Luft vernachlässigt

$$\text{O}_{\min} = 0.757 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

$$L_{\min} = 3.605 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

Im Rauchgas entsteht dadurch bezogen auf 1m<sup>3</sup> Brenngas ein CO<sub>2</sub>-Volumen:

$$V_{\text{CO}_2} := \text{CH}_4 + (\text{C}_2\text{H}_2 + \text{C}_2\text{H}_4 + \text{C}_2\text{H}_6) \cdot 2 + \text{CO} + \text{CO}_2 + 3 \cdot (\text{C}_3\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_8) + 4 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 5 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} + 6 \cdot \text{C}_6\text{H}_6$$

$$V_{\text{CO}_2} = 0.46$$

ein Stickstoffvolumen:  $V_{\text{N}_2\min} := \text{N}_2 + 0.79 \cdot L_{\min}$   $V_{\text{N}_2\min} = 2.887$

und mit der Wasserdampfmenge aus der Verbrennungsluft:

$$V_{\text{D}\min} := L_{\min} \cdot \frac{\phi \cdot p_s(t_L) \cdot p^{-1}}{1 - \phi \cdot p_s(t_L) \cdot p^{-1}}$$

$$V_{\text{D}\min} = 0.06$$

ein Wasserdampfvolumen:

$$V_{\text{H}_2\text{O}\min} := \left[ \text{H}_2\text{O} + \text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + \text{C}_2\text{H}_2 + 2 \cdot (\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_4) + 3 \cdot (\text{C}_2\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_6 + \text{C}_6\text{H}_6) + 4 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 5 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 6 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} + V_{\text{D}\min} \right]$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}\min} = 0.956$$

Ein Volumen Schwefeldioxid:  $V_{\text{SO}_2} := \text{H}_2\text{S}$   $V_{\text{SO}_2} = 0$

Das für 1m<sup>3</sup> anfallende minimale trockene Rauchgasvolumen ist :

$$V_{\text{Rgmin\_Tr}} := V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2\min} + V_{\text{SO}_2}$$

$$V_{\text{Rgmin\_Tr}} = 3.347$$

Bei Verbrennung mit Luftüberschuss  $\lambda := 1$  (Verhältniszahl) ist das trockene Rauchgasvolumen:

$$V_{\text{Rg\_Tr}} := V_{\text{Rgmin\_Tr}} + (\lambda - 1) \cdot L_{\min}$$

$$V_{\text{Rg\_Tr}} = 3.347$$

mit einem Sauerstoffvolumen:  $V_{\text{O}_2} := 0.21 \cdot (\lambda - 1) \cdot L_{\min}$   $V_{\text{O}_2} = 0$   
und einem Stickstoffvolumen:  $V_{\text{N}_2} := V_{\text{N}_2\min} + 0.79 \cdot (\lambda - 1) \cdot L_{\min}$   $V_{\text{N}_2} = 2.887$

es ist auch:  $V_{\text{Rg\_Tr}} := V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{O}_2}$   $V_{\text{Rg\_Tr}} = 3.347$

## b 20

Für das feuchte Rauchgas gilt:

$$\text{Dampfvolumen: } V_{H2O} := V_{H2Omin} + (\lambda - 1) \cdot V_{Dmin}$$

$$\text{feuchtes Rauchgas: } V_{Rg\_F} := V_{Rg\_Tr} + V_{H2O} \quad V_{Rg\_F} = 4.303$$

$$\text{Im Beispiel 9.5 Cerbe-H wird auf die trockene Brenngasmenge bezogen: } \frac{V_{Rg\_F}}{f} = 4.35$$

Rauchgaszusammensetzung feucht:

$$N2_F := \frac{V_{N2}}{V_{Rg\_F}} \quad CO2_F := \frac{V_{CO2}}{V_{Rg\_F}} \quad O2_F := \frac{V_{O2}}{V_{Rg\_F}} \quad SO2_F := \frac{V_{SO2}}{V_{Rg\_F}} \quad H2O_F := \frac{V_{H2O}}{V_{Rg\_F}}$$

Rauchgaszusammensetzung trocken:

$$N2_{Tr} := \frac{V_{N2}}{V_{Rg\_Tr}} \quad CO2_{Tr} := \frac{V_{CO2}}{V_{Rg\_Tr}} \quad O2_{Tr} := \frac{V_{O2}}{V_{Rg\_Tr}} \quad SO2_{Tr} := \frac{V_{SO2}}{V_{Rg\_Tr}} \quad CO2_{Tr} = 0.137$$

## Beispiel B 14.2 Berechnung von Kennwerten für ein Braunkohlekraftwerk

Für ein mit Braunkohle gefeuertes Großkraftwerk sind folgende Daten gegeben:

Aschegehalt der Trockensubstanz der Kohle  $a_{btr} = 30\%$ , Wassergehalt der grubenfeuchten Kohle  $w_{bf} = 60\%$ .

Die wasser- und aschefreie Zusammensetzung der Kohle ist:

$$c_{b0} := 65\% \quad h_{b0} := 5.5\% \quad n_{b0} := 1\% \quad o_{b0} := 25.5\% \quad s_{b0} := 3\% \quad w_{b0} := 0\% \quad a_{b0} := 0\%$$

Kontrolle:  $c_{b0} + h_{b0} + n_{b0} + s_{b0} + w_{b0} + a_{b0} + o_{b0} = 1$  (Index b steht für "Brennstoff")

Zu berechnen sind:

- a) die Rauchgaszusammensetzung und die theoretische Verbrennungstemperatur bei einem Zustand der vorgewärmten Frischluft von 200°C und 1 bar und einem Luftverhältnis von  $\lambda = 1,2$ .
- b) die Abgasverluste bei 130°C (Kamineintritt) und die Wärmeverluste in der Asche, wenn diese staubförmig mit einer Temperatur von 300°C abgeschieden wird (es kann die spezifische Wärmekapazität von SiO<sub>2</sub> angenommen werden)?
- c) die aus der Grube zu fördernde Kohlemenge für eine Kraftwerks-Nettoleistung von 2000 MW bei einem Netto-Wirkungsgrad von 40%, bezogen auf den Heizwert der Rohkohle
- d) Die anfallende Gipsmenge bei 96-prozentiger Entschwefelung,
- e) die emittierte CO<sub>2</sub>-Menge

$$\lambda := 1.2 \quad t_U := 20^\circ\text{C} \quad p_L := 1\text{bar} \quad t_L := 200^\circ\text{C} \quad \phi := 0.5 \quad \eta_S := 0.94 \quad t_{Rg\_ab} := 130^\circ\text{C} \quad t_{A\_ab} := 300^\circ\text{C}$$

$$a_{btr} := 30\% \quad c_A := 0.9 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1} \quad w_{bf} = 0.6 \quad (\text{unten global definiert})$$

### Berechnung

**Abgasverlust, bezogen auf hu**

$$\text{Verl}_{\text{Agu}}(w_{bf}) = 7.2\%$$

**Abgasverlust, bezogen auf ho**

$$\text{Verl}_{\text{Ago}}(w_{bf}) = 30.5\%$$

**Ascheverlust, bezogen auf hu**

$$\text{Verl}_{\text{Asu}}(w_{bf}) = 0.5\%$$

**Ascheverlust, bezogen auf ho**

$$\text{Verl}_{\text{Aso}}(w_{bf}) = 0.4\%$$

Kraftwerkswirkungsgrad  
bezogen auf hu

$$\eta_{wu}(w_{bf}) = 38.8\%$$

Kraftwerkswirkungsgrad  
bezogen auf ho

$$\eta_{wo}(w_{bf}) = 29\%$$

Elektrische Arbeit pro kg feuchte  
Kohle bei  $\eta_{wu}$

$$w_{el}(w_{bf}) = 0.617 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}$$

Stromspezifischer Kohleverbrauch

$$ko(w_{bf}) = 1.621 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

**CO<sub>2</sub>-Emission pro kWh el. Strom**

$$co_2(w_{bf}) = 1.081 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

Gipsproduktion  $\eta_S = 0.94$

pro kg feuchten Brennstoff:

$$\text{CaSO}_4(w_{bf}) = 0.0336 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

pro kWh el. Strom:

$$\text{caSO}_4(w_{bf}) = 0.05439 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

**SO<sub>2</sub>-Emission strombezogen**

$$so_2(w_{bf}) = 1634 \frac{\text{mg}}{\text{kWh}}$$

**SO<sub>2</sub>-Emission rauchgasbezogen**

$$SO_2(w_{bf}) = 335 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3}$$

## Kennwerte eines Braunkohlenkraftwerkes (Niederrhein) abhängig vom Wassergehalt der Kohle

Bild 1: Brennwert und Heizwert bezogen auf 1 kg grubenfeuchten Brennstoff

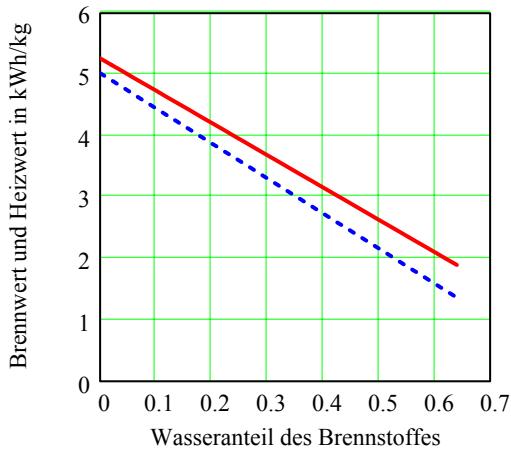


Bild 3: Verhältnis Brennwert/Heizwert für den feuchten Brennstoff

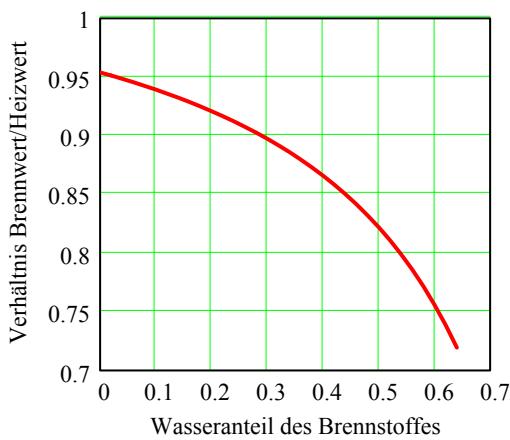
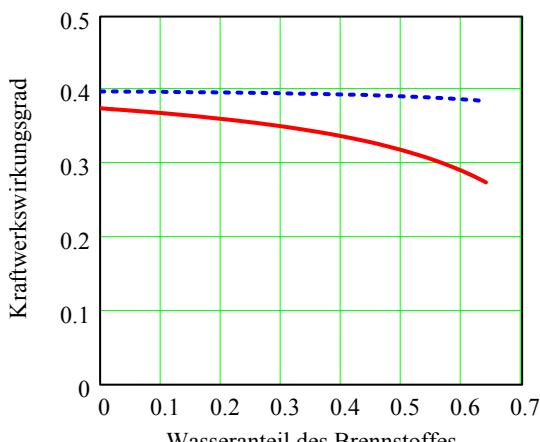


Bild 5: Kraftwerkswirkungsgrad, netto



bezogen auf ho: rote Linie  
bezogen auf hu: blaue Punkte

Bild 2: Brennwert und Heizwert bezogen auf 1 kg trockenen Brennstoff

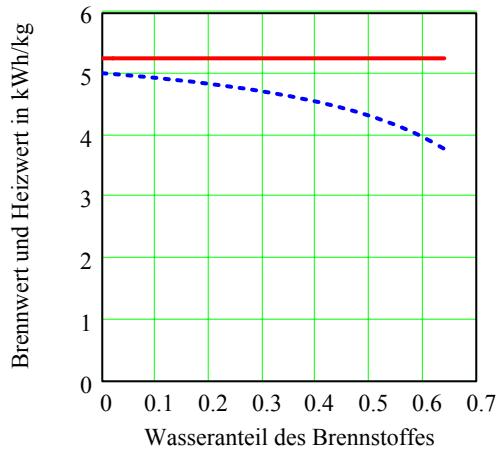
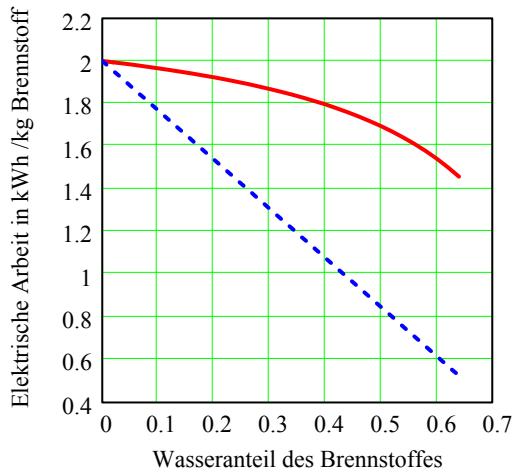
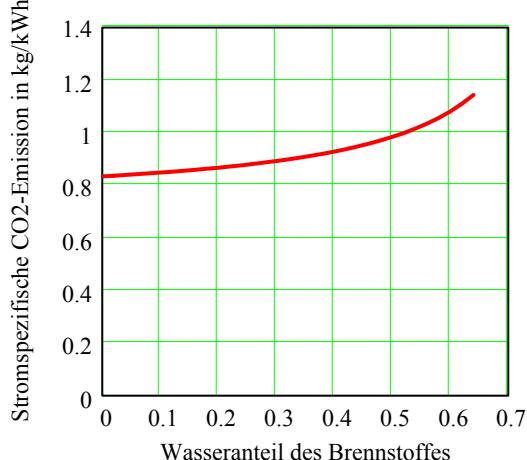


Bild 4: Brennstoffspezifische elektrische Arbeit



bezogen auf 1 kg trockenen Brennstoff: rote Linie,  
bezogen auf 1 kg grubenfeuchten Brennstoff: blaue Punkte

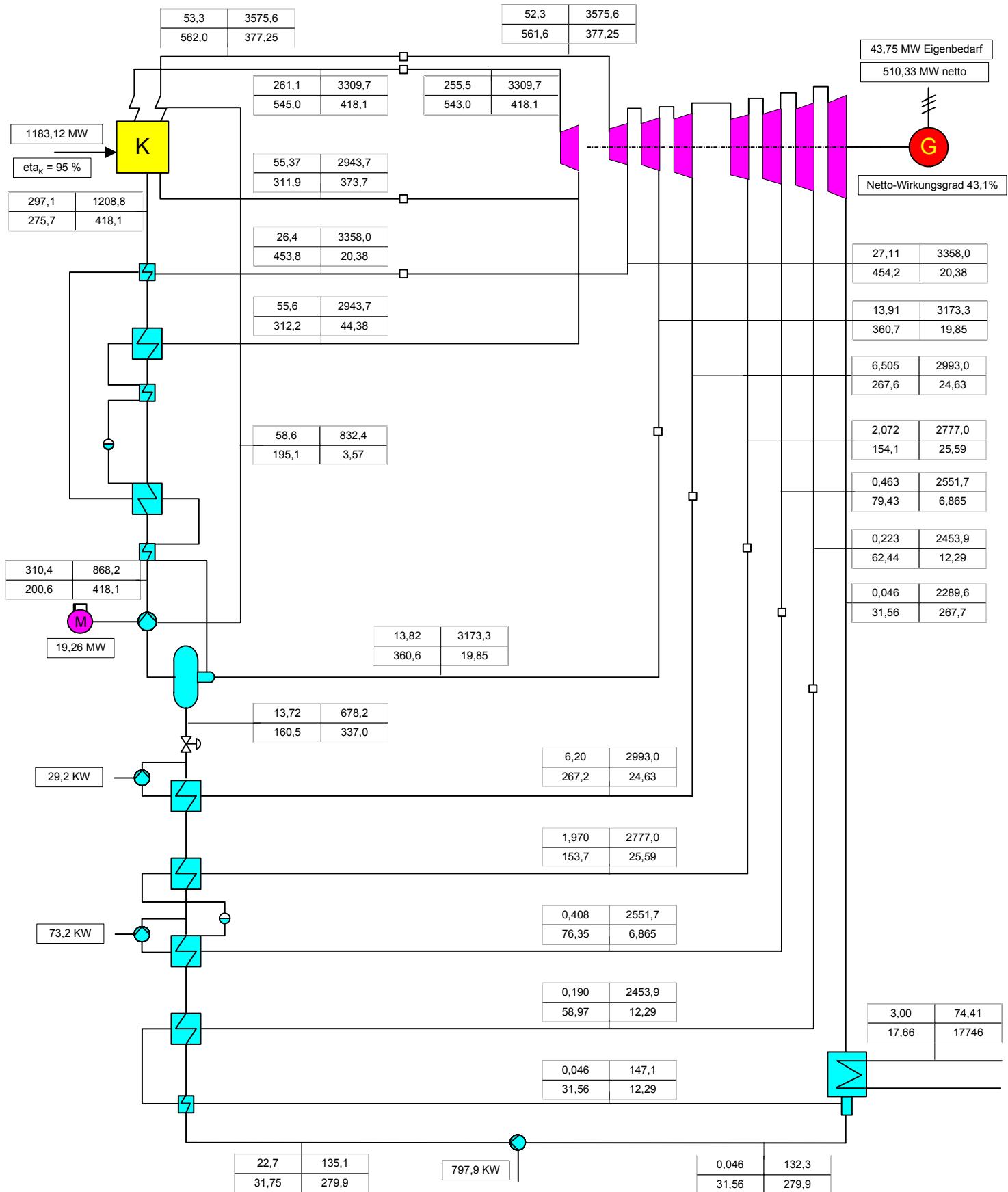
Bild 6: CO<sub>2</sub>-Emission pro kWh el. Strom, netto



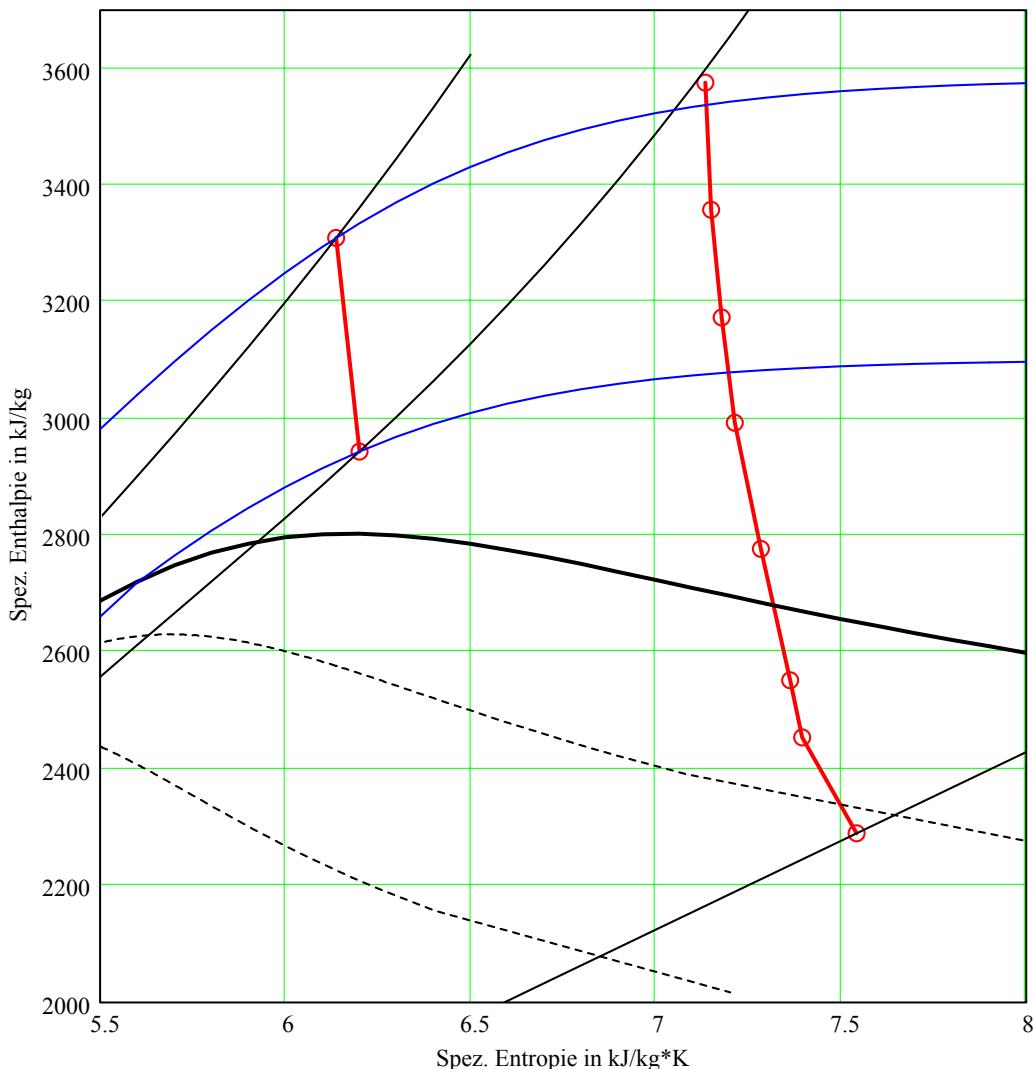
## B 15.0 Wärmeschaltbild eines Großkraftwerks

### Wärmeschaltbild Kraftwerk Staudinger, Block 5

bar	kJ/kg
°C	kg/s



## Darstellung der Zustandspunkte vor und nach Turbine und an den Entnahmen im h-s-Diagramm



### p - Linien

$$p_1 = 255.5 \text{ bar}$$

$$p_2 = 55.6 \text{ bar}$$

$$p_4 = 0.046 \text{ bar}$$

### t - Linien

$$t_1 = 543 \text{ °C}$$

$$t_2 = 312.2 \text{ °C}$$

$$t_4 = 31.56 \text{ °C}$$

### x-Linien

$$x_0 = 1$$

$$x_1 = 0.9$$

$$x_2 = 0.8$$

**Dampfgehalt hinter Turbine:**  $x_4 = 0.89$

### Turbinenwirkungsgrade:

$$\text{HD-Turbine} \quad \eta_{HDT} = 0.91$$

$$\text{MD-Turbine} \quad \eta_{MDT} = 0.932$$

$$\text{ND-Turbine} \quad \eta_{NDT} = 0.875$$

$$\begin{aligned} \text{ND-Turbine} \quad \eta_{NDT1} &= 0.88 \\ 1. \text{ Stufe} & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ND-Turbine} \quad \eta_{NDT4} &= 0.786 \\ 4. \text{ Stufe} & \end{aligned}$$

### Netto-Wirkungsgrad der Anlage:

$$\text{Brennstoff:} \quad Q_{StrBr} := 1183.12 \text{ MW}$$

$$\text{Generator:} \quad P_G := 554.08 \text{ MW}$$

$$\text{Eigenbedarf} \quad P_E := 43.75 \text{ MW}$$

$$\text{Eigenbedarfsanteil} \quad a_E := \frac{P_E}{P_G} \quad a_E = 7.9 \%$$

$$\text{Netto-Wirkungsgrad} \quad \eta_W := \frac{P_G - P_E}{Q_{StrBr}} \quad \eta_W = 43.1 \%$$

### Pumpenwirkungsgrade:

$$\text{Kesselspeisepumpe} \quad \eta_{SP} = 0.796$$

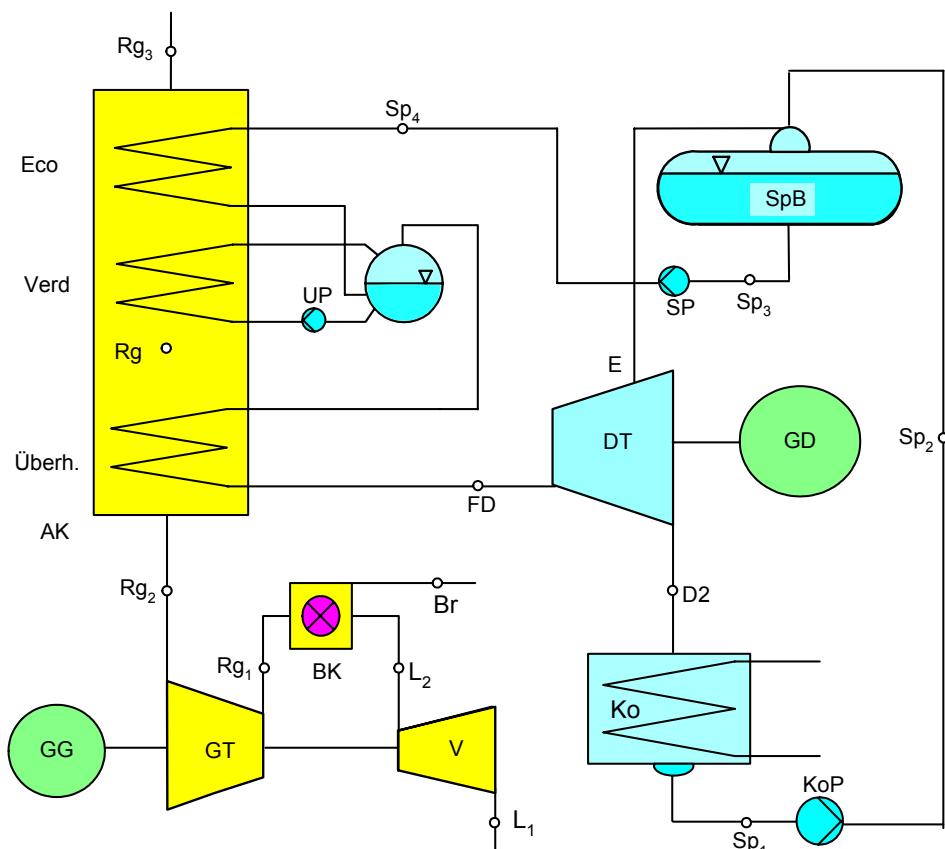
$$\text{Kondensatpumpe} \quad \eta_{KP} = 0.813$$

## Beispiel B 15.1 Berechnung eines GuD-Prozesses mit 1 Dampfdruckstufe

Verweis erforderlich auf "VD\_Flu" und "VD\_WasPr"

Im Folgenden wird ein einstufiges GuD-Kraftwerk gemäß dem abgebildeten Schaltplan modelliert. Durch die Verwendung nur einer Druckstufe kann der Temperaturverlauf bei der Wärmeaufnahme durch das Wasser (konstante Temperatur bei der Verdampfung) nicht so gut der kontinuierlich abnehmenden Temperatur des wärmeabgebenden Rauchgases angepasst werden, wie dies bei einem mehrstufigen Prozess der Fall ist. Deshalb muss ein größerer Energieverlust bzw. ein schlechterer Wirkungsgrad in Kauf genommen werden. Das Beispiel enthält weiter unterhalb diese rechenaktive Kennlinie.

Schaltbild einer einstufigen GuD-Anlage



Bezeichnungen :  
 AK = Abhitzekessel  
 BK = Brennkammer  
 Br = Brennstoff  
 DT = Dampfturbine  
 Eco = Speisewasser - Vorwärmervorrichtung  
 E = Entnahme  
 FD = Frischdampf  
 GD = Generator Dampfturbinen  
 GT = Gasturbine  
 GG = Generator Gast.  
 Ko = Kondensator  
 L = Luft  
 Rg = Rauchgas  
 Sp = Speisewasser  
 SP = Speisew.- Pumpe  
 UP = Umwälzpumpe  
 V = Verdichter  
 Verd = Verdampfer  
 Überh= Überhitzer

### Eingaben

Feuerungsleistung ( $H_o$ )	$P_F = 228 \text{ MW}$	Brennstoff : Erdgas
Frischluft	$\phi = 50\%$	$t_{L1} = 15^\circ\text{C}$
		$p_{L1} = 1.013 \text{ bar}$
		$\lambda_E = 2$
Brennstoffanalyse:	$\text{CH}_4 = 82.7\%$ $\text{C}_2\text{H}_2 = 0\%$ $\text{C}_2\text{H}_4 = 0\%$ $\text{C}_2\text{H}_6 = 3.46\%$	$\text{C}_3\text{H}_8 = 0.67\%$ $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.232\%$ $\text{C}_3\text{H}_6 = 0\%$ $\text{C}_6\text{H}_6 = 0.047\%$
		$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0.061\%$ $\text{H}_2\text{S} = 0\%$ $\text{H}_2 = 0\%$ $\text{CO} = 0\%$
		$\text{CO}_2\text{b} = 1.19\%$ $\text{N}_2\text{b} = 11.64\%$ $\text{O}_2\text{b} = 0\%$ $\text{H}_2\text{Ob} = 0\%$
Verdichtung:	$p_{L2} = 11 \text{ bar}$	mittlerer Polytropenexponent $\kappa = 1.393$
Gütegrade:	Verdichter: $\eta_V = 0.79$	Gasturbine: $\eta_{GT} = 0.84$
Dampf:	Frischdampf FD: $t_{D1} = 500^\circ\text{C}$	Dampfturbine: $\eta_{DT} = 0.88$
	Entnahmedampf: $p_E = 2.9 \text{ bar}$	$\text{CO}_2\text{M} = 1$
		Kamineintritt: $t_{Rg3} = 205^\circ\text{C}$
		$p_{Rg3} = 1.013 \text{ bar}$
		Abdampf D2: $p_{D2} = 0.04 \text{ bar}$
		Speisewasser: $t_{Sp3} = 130^\circ\text{C}$
		$p_{Sp4} = 50 \text{ bar}$

Rechenbereich Verbrennung

Rechenbereich Rauchgas

Berechnung des Kreisprozesses

## Berechnung des Kreisprozesses (inaktive Übersicht über die verwendeten Beziehungen)

## Verdichter

Ansaugzustand  $t_{L1} = 15^\circ\text{C}$   $T_{L1} = 288.15 \text{ K}$   $p_{L1} = 1.013 \text{ bar}$ Mittlerer Isentropenexponent  $\kappa = 1.393$ 

$$\text{Isentrope Kompression} \quad T_{2is} = T_{L1} \cdot \left( \frac{p_{L2}}{p_{L1}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Gütegrad:  $\eta_V = 0.79$   $T_{2is} = 564.5 \text{ K}$

$$\text{Temperatur hinter Verdichter} \quad t_{L2} = t_{L1} + \left( \frac{T_{2is} - T_{L1}}{\eta_V} \right) \quad t_{L2} = 364.8^\circ\text{C}$$

$$\text{Enthalpiewerte} \quad h_{L1} := h_L(t_{L1}) \quad h_{L1} = 19.5 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad h_{L2} := h_L(t_{L2}) \quad h_{L2} = 483.9 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

## Aus der Verbrennungsrechnung:

$$\text{Minimale Verbrennungsluftmenge} \quad L_{min} = 8.724 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

Brennwert	$h_o = 10.1 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$
Heizwert	$h_u = 9.05 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$

$$\text{Brennstoffverbrauch} \quad \dot{V}_{br} = P_F \cdot h_u^{-1}$$

$\dot{V}_{br} = 22.585 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

Luftverhältnis

$\lambda = 2$

$$\text{Frischluftmenge} \quad \dot{V}_{lu} = \lambda \cdot \dot{V}_{br} \cdot L_{min}$$

$$\text{Verdichterleistung} \quad P_V = \dot{V}_{lu} (h_{L2} - h_{L1})$$

$$\text{Feuerungswirkungsgrad bezogen auf } h_o \quad \eta_F = 1 - \frac{H_{Rg}(t_{Rg3}) - \lambda \cdot h_{L1} L_{min}}{h_o}$$

$$\text{Rauchgasmenge} \quad \dot{V}_{rg_f} = V_{br} \cdot V_{RgF}$$

$\dot{V}_{rg_f} = 420636 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

Theoretische Verbrennungstemperatur:

$$\text{aus } H_{Rg}(t_V) = h_o + \lambda \cdot L_{min} \cdot h_{L2} \quad \text{mit} \quad h_o + \lambda \cdot L_{min} \cdot h_{L2} = 44.786 \times 10^3 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

ergibt sich aus obigem Diagramm  $H_{Rg}(t_{Rg})$  die Temperatur  $t_V$ 

$t_V = 1418^\circ\text{C}$

$$\text{mittlerer Isentropenexponent GT} \quad \kappa_{GT} = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_{p\_m}(t_{Rg})}{c_{p\_m}(t_{Rg}) - R_{Rg}}$$

$\kappa_{GT} = 1.315$

$$\text{Entspannung in der Turbine} \quad T_{Rg2is} = T_{Rg1} \cdot \left( \frac{p_{L2}}{p_{L1}} \right)^{\frac{1-\kappa_{GT}}{\kappa_{GT}}}$$

$T_{Rg2is} = 954.9 \text{ K}$

$$t_{Rg2} = -\eta_{GT} \cdot (t_{Rg1} - t_{Rg2is}) + t_{Rg1}$$

$t_{Rg2} = 799^\circ\text{C}$

## b 27

Turbinenleistung (Enthalpiewerte aus obigem H-t-Diagramm)

$$P_{GT} = \dot{V}_{br} \cdot (H_{Rg}(t_{Rg1}) - H_{Rg}(t_{Rg2}))$$

$$P_{GT} = 119.8 \text{ MW}$$

Generatorleistung

$$P_G = P_{GT} - P_V$$

$$P_G = 68.9 \text{ MW}$$

Aus dem Rauchgas zugeführte Wärme

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{V}_{br} \cdot (H_{Rg}(t_{Rg2}) - H_{Rg}(t_{Rg3}))$$

$$\dot{Q}_{zu} = 104 \text{ MW}$$

Taupunkt des Abgases im Kamin:

$$\text{Wasserdampfpartialdruck } p_{H2O\_3} = \frac{V_{H2O}}{V_{RgF}} \cdot p_{Rg3}$$

$$t_{T3} = t_s(p_{H2O\_3})$$

$$t_{T3} = 46.9 \text{ °C}$$

### Dampfkreislauf

alle Daten für Heißdampf, Entnahmedampf und Abdampf aus dem Mollier - h-s-Diagramm, Daten für Speisewasser aus der Tabelle für den Siedezustand (Einheiten Eh = kJ/kg, Es = kJ/kg\*K)

$$h_{D1} = h(p_{D1}, t_{D1}) \Rightarrow h_{D1} = 3449.2 \text{ Eh} \quad s_{D1} = s(p_{D1}, t_{D1}) \Rightarrow s_{D1} = 7.131 \text{ Es}$$

$$p_{D2} = 0.04 \text{ bar} \Rightarrow x_{2is} = 0.833 \quad \Delta h = \Delta h_{is} \cdot \eta_{DT} \Rightarrow \Delta h_{is} = 1300.9 \text{ Eh}$$

$$h_{D2} = h_{D1} - \Delta h \Rightarrow h_{D2} = 2304.4 \text{ Eh} \quad s_{D2} = s(p_{D2}, t_{D2}) \Rightarrow s_{D2} = 7.648 \text{ Es}$$

Entnahme (unter Voraussetzung kontanten Turbinengütegrades):

$$p_E = 2.9 \text{ bar} \Rightarrow h_{Eis} = h(p_E, s_{D1}) \quad h_E = h_{D1} - (h_{D1} - h_{Eis}) \cdot \eta_{DT}$$

$$h_E = 2857.6 \text{ Eh} \Rightarrow t_E = 195.7 \text{ °C} \quad s_E = 7.311 \text{ Es}$$

Kondensat:

$$h_{Sp1} = h(p_{D2}) \Rightarrow h_{Sp1} = 121.4 \text{ Eh}$$

$$h_{Sp2} = h_{Sp1} + v'(p_{D2}) \cdot (p_{Sp3} - p_{D2}) \cdot 0.6^{-1} \Rightarrow h_{Sp2} = 121.9 \text{ Eh}$$

$$h_{Sp3} = h(p_{Sp3}) \quad h_{Sp3} = 556.5 \text{ Eh} \quad t_{Sp3} := t_s(p_{Sp3}) \quad t_{Sp3} = 132 \text{ °C}$$

$$h_{Sp4} = h_{Sp3} + v'(p_E) \cdot (50 \text{ bar} - p_E) \cdot 0.6^{-1} \quad h_{Sp4} = 564.9 \text{ Eh}$$

$$(H_{Rg}(t_{Rg2}) - H_{Rg}(t_{Rg3})) \cdot \dot{V}_{br} = (h_{D1} - h_{Sp4}) \cdot \dot{m}_D \Rightarrow \dot{m}_D = 129.9 \frac{\text{to}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{m}_D \cdot (h_{Sp3} - h_{Sp2})}{h_E - h_{Sp2}} \quad \dot{m}_E = 20.64 \frac{\text{to}}{\text{h}} \quad \dot{m}_D = 129.9 \frac{\text{to}}{\text{h}}$$

$$P_{DT} = \dot{m}_D \cdot (h_{D1} - h_E) + (\dot{m}_D - \dot{m}_E) \cdot (h_E - h_{D2}) \quad P_{DT} = 38.1 \text{ MW}$$

$$P_{KP} = (\dot{m}_D - \dot{m}_E) \cdot [v'(p_{D2}) \cdot (p_{Sp3} - p_{D2}) \cdot 0.6^{-1}] \quad P_{KP} = 14.5 \text{ kW}$$

$$P_{SP} = \dot{m}_D \cdot [v'(p_E) \cdot (p_{D1} - p_E) \cdot 0.6^{-1}] \quad P_{SP} = 219.8 \text{ kW}$$

$$P_G = P_{GT} - P_V \quad \eta_{GP} = \frac{P_G}{P_F} \quad \eta_{GP} = 30.2 \%$$

$$\eta_{DP} = \frac{P_{DT} - P_{SP} - P_{KP}}{\dot{Q}_{zu}} \quad \eta_{DP} = 36.4 \%$$

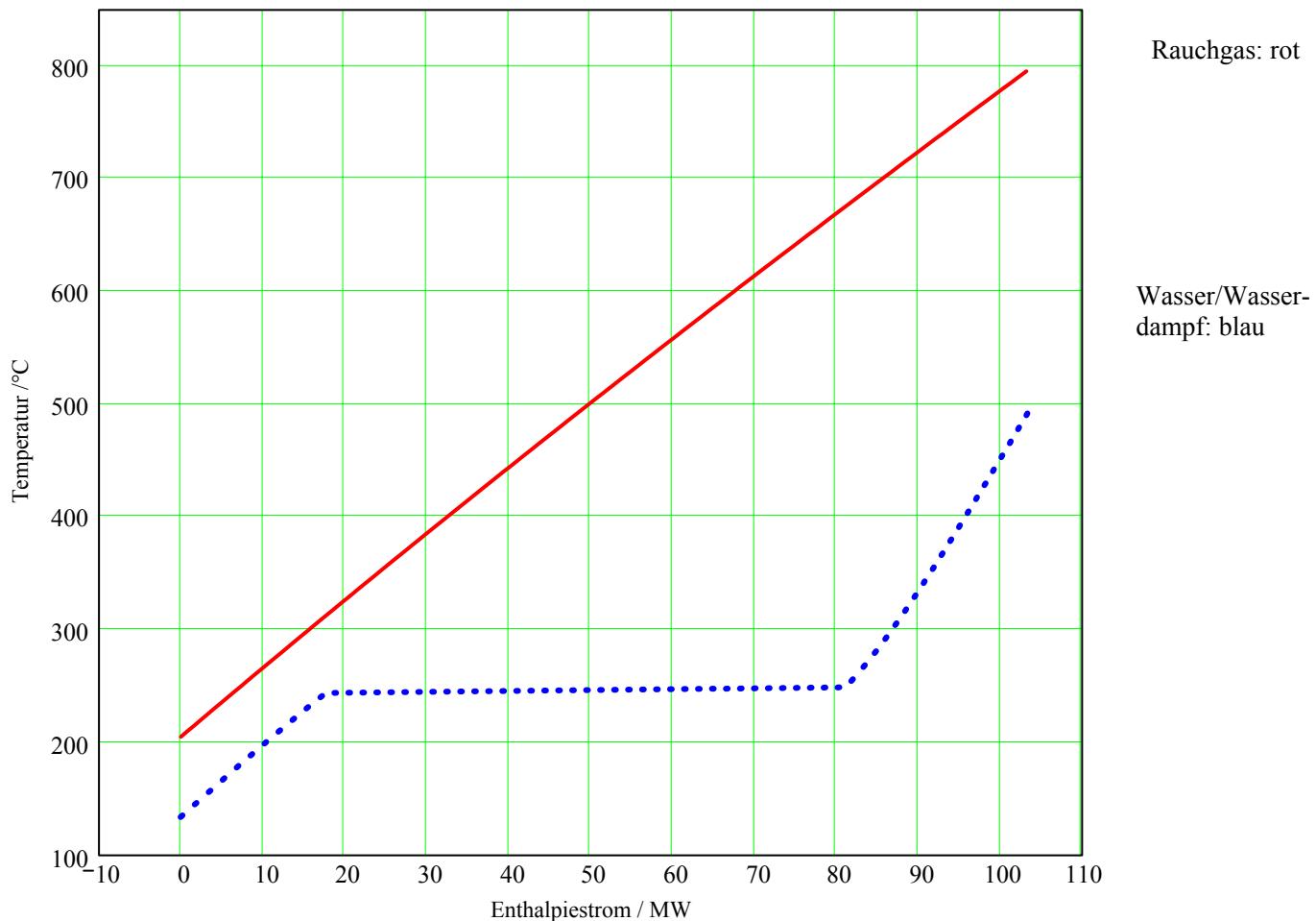
$$\eta_{Ges} = \frac{P_G + P_{DT} - P_{SP} - P_{KP}}{P_F} \quad \eta_{Ges} = 47 \%$$

$$\eta_{GesHu} = \eta_{Ges} \cdot Ho \cdot Hu^{-1} \quad \eta_{GesHu} = 0.523$$

**Eingaben** (die gelb unterlegten Zahlenwerte können hier geändert werden)

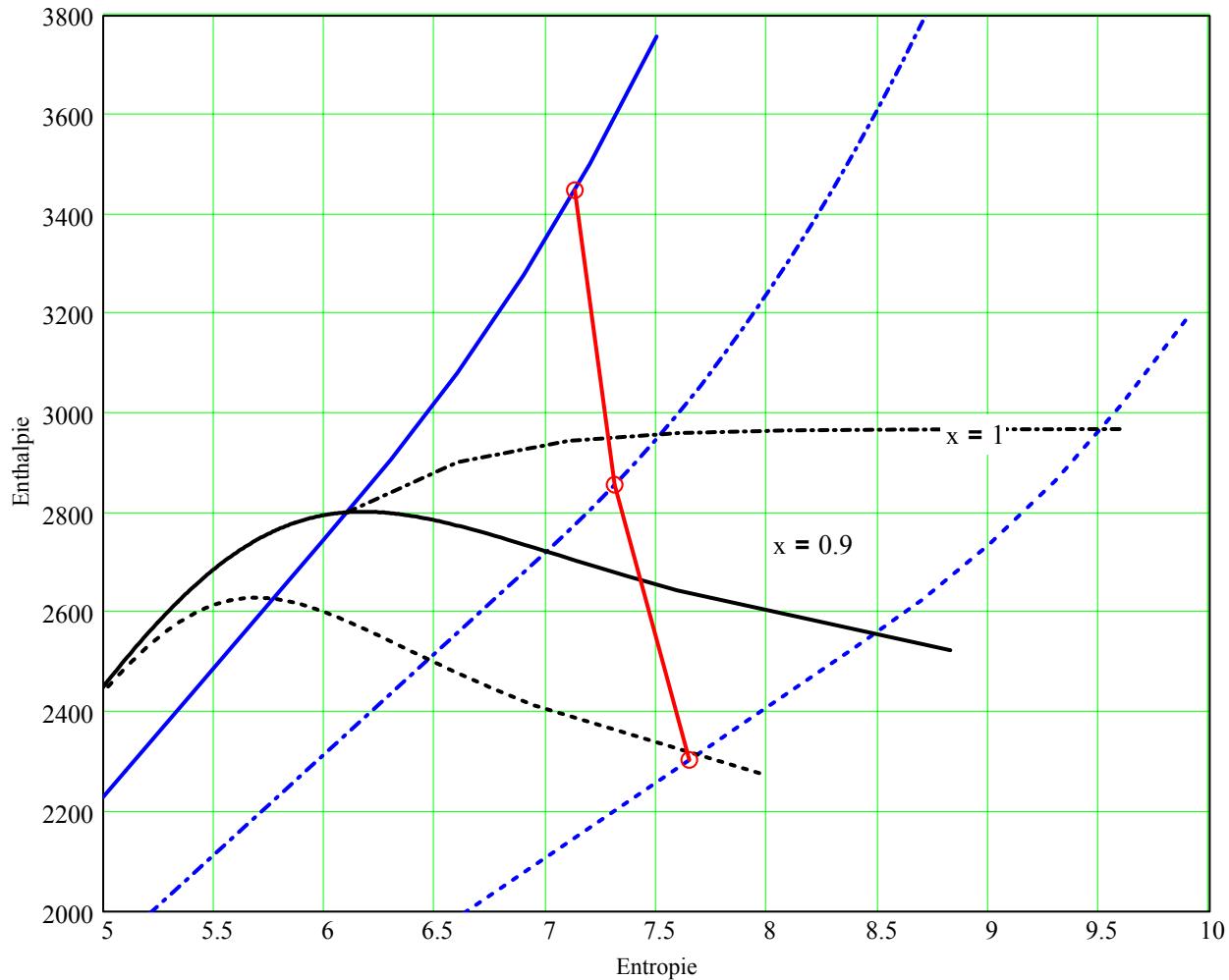
Feuerungsleistung	$P_F \equiv 228 \cdot 10^3 \text{ kW}$	Brennstoff : Erdgas	
Frischluft	$\phi \equiv 0.5$	$t_{L1} \equiv 15^\circ\text{C}$	$p_{L1} \equiv 1.013 \text{ bar}$
Brennst.-Analyse	$\text{CH}_4 \equiv 82.7\%$ $\text{C}_2\text{H}_2 \equiv 0\%$ $\text{C}_2\text{H}_4 \equiv 0\%$ $\text{C}_2\text{H}_6 \equiv 3.46\%$	$\text{C}_3\text{H}_8 \equiv 0.67\%$ $\text{C}_4\text{H}_{10} \equiv 0.232\%$ $\text{C}_3\text{H}_6 \equiv 0\%$ $\text{C}_6\text{H}_6 \equiv 0.047\%$	$\text{C}_5\text{H}_{12} \equiv 0.061\%$ $\text{H}_2\text{S} \equiv 0\%$ $\text{H}_2 \equiv 0\%$ $\text{CO} \equiv 0\%$
Brennwert	$H_o = 10.095 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$	(wird berechnet)	
Verdichtung	$p_{L2} \equiv 11 \cdot \text{bar}$	$\kappa \equiv 1.3927$	
Gütegrade	$\eta_V \equiv 0.79$	$\eta_{GT} \equiv 0.84$	$\eta_{DT} \equiv 0.88$
Rauchgas	Messwert $\text{CO}_2 M$ (1 = nicht gemessen)	$\text{CO}_2 M \equiv 1$	
	Kamineintritt	$t_{Rg3} \equiv 205^\circ\text{C}$	$p_{Rg3} \equiv 1.013 \cdot \text{bar}$
Wasser	$t_{D1} \equiv 500^\circ\text{C}$	$p_{D1} \equiv 37 \cdot \text{bar}$	$p_E \equiv 2.9 \cdot \text{bar}$
		$p_{D2} \equiv 0.04 \cdot \text{bar}$	$t_{Sp3} \equiv 130^\circ\text{C}$
			$p_{Sp4} \equiv 50 \cdot \text{bar}$

## Bereiche

**Das Wärmeübertragungsdiagramm**

**Verlauf im h - s - Diagramm**

p-Linien für D1, E und D2: blau, Verlauf in DT über die Punkte D1, E und D2: rote Kringel

**Zusammenstellung der Ergebnisse**

Feuchte Rauchgasmenge

$$V_{RgF} = 18.62 \frac{m^3}{m^3}$$

Taupunkttemp.

$$t_{T3} = 46.9^\circ C$$

Rauchgaszusammensetzung feucht

$$O_2F = 9.84\%$$

$$CO_2F = 5.07\%$$

$$H_2OF = 10.46\%$$

Trockene Rauchgasmenge

$$V_{RgTr} = 16.68 \frac{m^3}{m^3}$$

Rauchg.temp. Brennk.Austr

$$t_V = 1418^\circ C$$

Frischdampfmenge

$$\dot{m}_D = 36.1 \frac{kg}{s}$$

Entnahmedampfmenge

$$\dot{m}_F = 5.7 \frac{kg}{s}$$

Brennstoffverbrauch

$$\dot{V}_{br} = 22.59 \cdot 10^3 \frac{m^3}{h}$$

Rauchgaszusammensetzung trocken

$$N_2F = 74.64\%$$

$$SO_2F = 0\%$$

$$CO_2 = 5.66\%$$

$$O_2 = 10.99\%$$

$$N_2 = 83.36\%$$

$$SO_2 = 0\%$$

Wirkungsgrade ( $\eta_o$ )

Ausnutzung der Rauchgaswärme

$$\eta_F = 76.6\%$$

Verdichterleistung

$$P_V = 50.8 \frac{MW}{h}$$

Netto-Leistung der Dampfturbine

$$P_{DT} = 38.1 \frac{MW}{h}$$

Netto-Leistung der Gasturbine

$$P_G = 68.9 \frac{MW}{h}$$

Feuerungsleistung

$$P_F = 228 \frac{MW}{h}$$

Rauchgasmenge

$$\dot{V}_{rg_f} = 421 \times 10^3 \frac{m^3}{h}$$

Dampfprozess

$$\eta_{DP} = 36.4\%$$

Gasprozess

$$\eta_{GP} = 30.2\%$$

Gesamter Prozess

$$\eta_{Ges} = 46.9\%$$

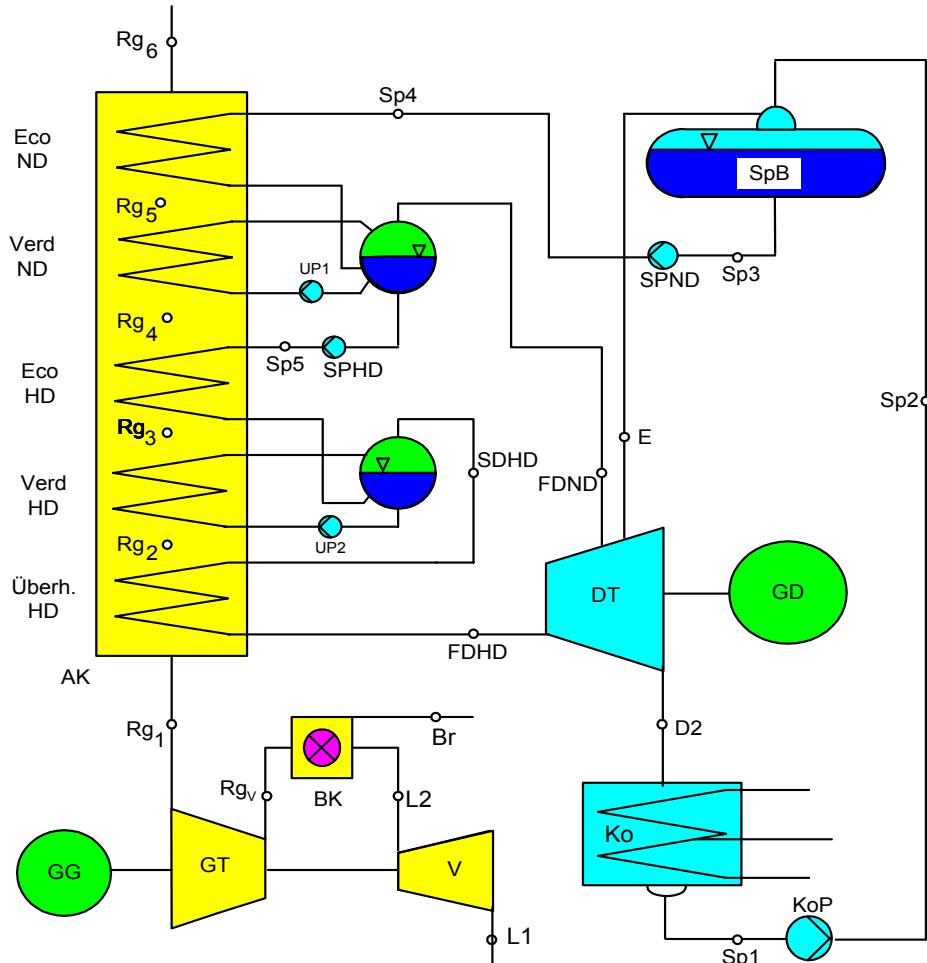
Gesamt-wirkungsgrad (Hu)

$$\eta_{GesHu} = 52.3\%$$

## Beispiel B 15.2 Berechnung eines GuD-Prozesses mit 2 Dampfdruckstufen

Im Folgenden wird ein zweistufiges GuD-Kraftwerk gemäß dem abgebildeten Schaltplan modelliert. Durch die Verwendung mehrerer Druckstufen kann der Temperaturverlauf der Wärmeaufnahme besser der kontinuierlich abnehmenden Temperatur des wärmeabgebenden Rauchgases angepasst werden, mit dem Ergebnis geringerer Exnergieverluste bzw. eines besseren Wirkungsgrades. Das Beispiel enthält weiter unterhalb diese rechenaktive Kennlinie.

Schaltbild einer zweistufigen GuD-Anlage



Bezeichnungen :  
 AK = Abhitzekessel  
 BK = Brennkammer  
 Br = Brennstoff  
 DT = Dampfturbine  
 Eco = Speisewasser - Vorwärmer  
 E = Entnahme  
 FD = Frischdampf  
 GD = Generator Dampft.  
 GG = Generator Gast.  
 HD = Hochdruck  
 Ko = Kondensator  
 L = Luft  
 ND = Niederdruck  
 Rg = Rauchgas  
 Sp = Speisewasser  
 SP = Speisew.-Pumpe  
 UP = Umwälzpumpe  
 V = Verdichter  
 Verd = Verdampfer  
 Überh = Überhitzer

### Eingaben

Feuerungsleistung	$P_F := 228 \cdot \text{MW}$	Brennstoff : Erdgas	
Frischluft	$\phi := 50\%$	$t_{L1} := 15^\circ\text{C}$	$\lambda_E := 3.5$
Brennstoffanalyse:	$\text{CH}_4 := 82.7\%$ $\text{C}_2\text{H}_2 := 0\%$ $\text{C}_2\text{H}_4 := 0\%$ $\text{C}_2\text{H}_6 := 3.46\%$	$\text{C}_3\text{H}_8 := 0.67\%$ $\text{C}_4\text{H}_{10} := 0.232\%$ $\text{C}_3\text{H}_6 := 0\%$ $\text{C}_6\text{H}_6 := 0.047\%$	$\text{C}_5\text{H}_{12} := 0.061\%$ $\text{H}_2\text{S} := 0\%$ $\text{H}_2 := 0\%$ $\text{CO} := 0\%$
Verdichtung	$p_{L2} := 11 \cdot \text{bar}$	mittlerer Polytropenexponent	$\kappa := 1.3927$
Gütegrade: Verdichter:	$\eta_V := 0.85$	Gasturbine: $\eta_{GT} := 0.7$	
Dampfturbine:	$\eta_{DT} := 0.88$	Speisepumpen und Kondensatpumpe	$\eta_{SP} := 0.7$
Rauchgas:	Messwert $\text{CO}_2_M$ für $\text{CO}_2$ -Anteil im (trockenen) Rauchgas (1 = nicht gemessen)		$\text{CO}_2_M := 3.5\%$
Kamineintritt	$t_{Rg6} := 100^\circ\text{C}$	$p_{Rg6} := 1.013 \cdot \text{bar}$	
Dampf/ Wasser	$p_{FDHD} := 60 \cdot \text{bar}$	Grädigkeit Kesselaustritt	$\Delta t_1 := 90\text{K}$
	$t_{FDND} := 150^\circ\text{C}$ (Sattdampf)	Grädigkeit Speisewasser HD	$\Delta t_3 := 50\text{K}$
	$p_E := 0.2 \cdot \text{bar}$	Druck hinter Turbine	$p_{D2} := 0.04 \cdot \text{bar}$

### Verbrennung

Rauchgas

Wasserkreislauf

**AUSGABE**

Brennwert  $t_{Rg1} = 600.1 \text{ }^{\circ}\text{C}_{\text{h}\cdot\text{m}^{-3}}$

Feuchte Rauchgasmenge  $V_{RgF} = 28.99 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$

Taupunkttemp.  $t_{T3} = 39.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Zusammensetzung feucht

$\text{CO}_2F = 3.25\%$   $\text{N}_2F = 75.96\%$

$\text{H}_2\text{O}_F = 7.03\%$   $\text{SO}_2F = 0\%$

$\text{O}_2F = 13.76\%$

Rauchgasmenge, feucht  $\dot{V}_{rg\_f} = 202.9 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Luftverhältnis  $\lambda = 3.178$

Trockene Rauchgasmenge

$V_{RgTr} = 26.95 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$

Rauchg.temp. Brennk.Austr

$t_{RgV} = 1055.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Zusammensetzung trocken

$\text{CO}_2 = 3.5\%$   $\text{N}_2 = 81.7\%$

$\text{O}_2 = 14.8\%$   $\text{SO}_2 = 0\%$

**Gasprozess**

nach Verdichter  $p_{L2} = 11 \text{ bar}$   $t_{L2} = 340.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$

nach Turbine  $p_{L1} = 1.013 \text{ bar}$   $t_{Rg1} = 600.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$

nach Brennkammer  $t_{RgV} = 1055.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$

**Dampfprozess**

Speisewassermenge

$\dot{m}_D = 47.3 \text{ kg s}^{-1}$

Dampf ND

$\dot{m}_{ND} = 11.28 \text{ kg s}^{-1}$

Dampf HD

$\dot{m}_{HD} = 36.05 \text{ kg s}^{-1}$

Entnahmedampf

$\dot{m}_E = 2.7 \text{ kg s}^{-1}$

Dampf hinter Turbine

$\dot{m}_D - \dot{m}_E = 44.6 \text{ kg s}^{-1}$

$p_{FDND} = 4.76 \text{ bar}$

$p_{FDHD} = 60 \text{ bar}$

$p_E = 0.2 \text{ bar}$

$p_{D2} = 0.04 \text{ bar}$

$t_{FDND} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_{FDHD} = 510.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_E = 60.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_{D2} = 29 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Brennstoffverbrauch

$\dot{V}_{br} = 25197 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Verdichterleistung

$P_V = 83.6 \text{ MW}$

Netto-Leistung der Gasturbine

$P_G = 59.8 \text{ MW}$

Netto-Leistung der Dampfturbine

$P_{DT} = 50.5 \text{ MW}$

Feuerungsleistung

$P_F = 228 \text{ MW}$

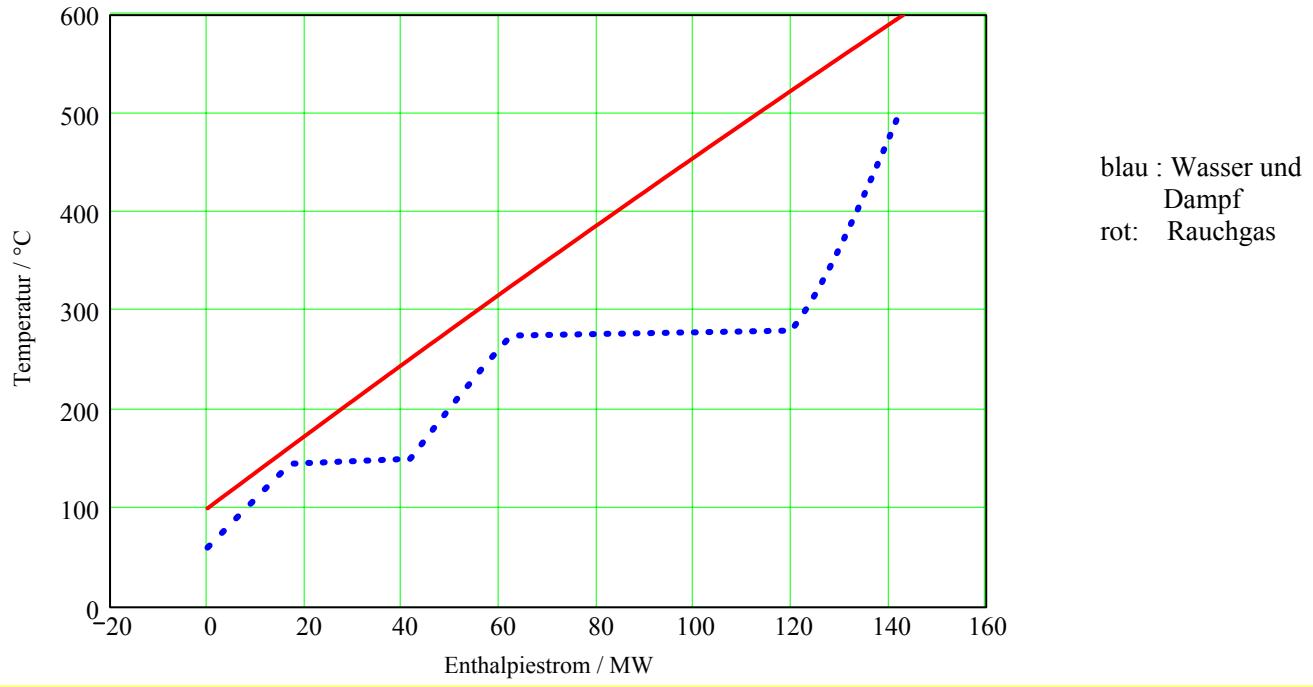
**Wirkungsgrade**

Feuerung (Ho)  $\eta_F = 80\%$

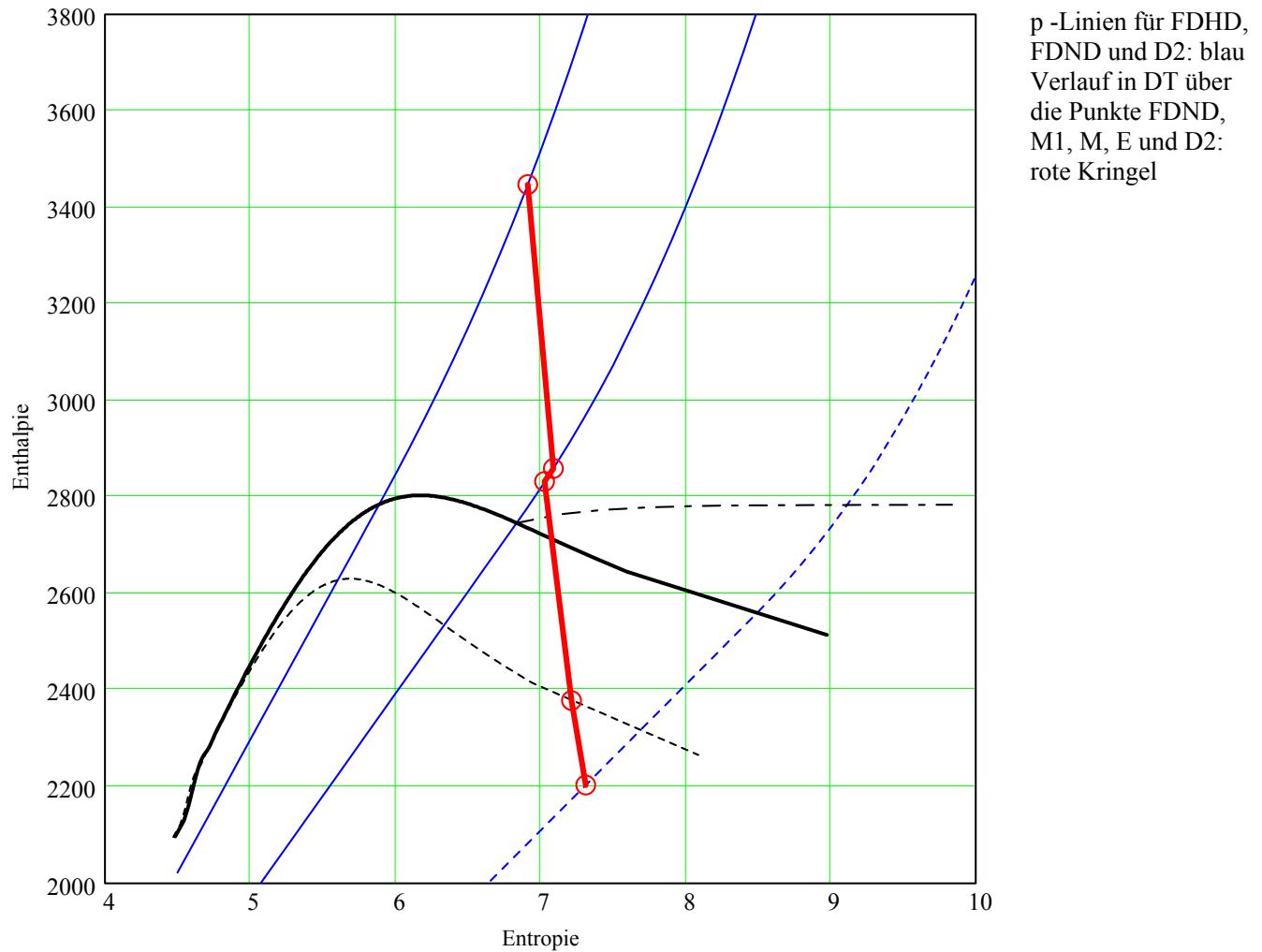
Gasprozess  $\eta_{GP} = 0.262$

Dampfprozess  $\eta_{DP} = 0.351$

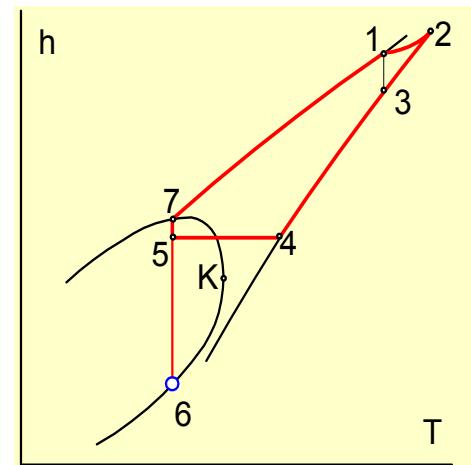
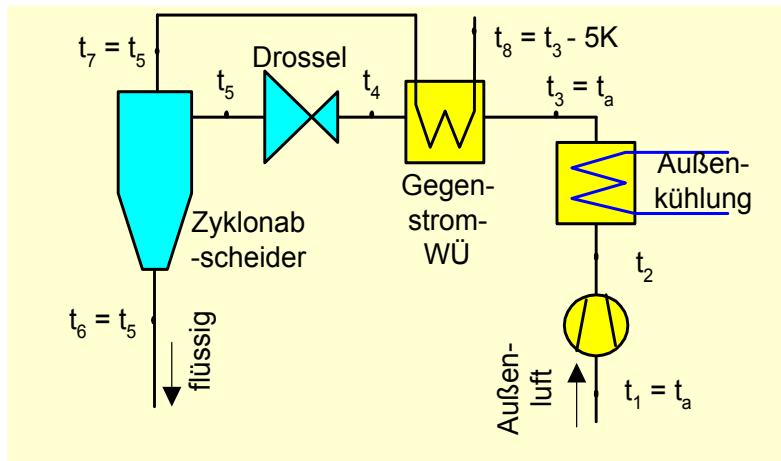
Gesamt  $\eta_{Ges} = 0.482$

**Das Wärmeübertragungsdiagramm**

Bereiche

**Verlauf im h - s - Diagramm**

### B 15.3 Luftverflüssigung mit dem Linde - Verfahren (Daten für Stickstoff)



gegeben :

$t_1 := 20^\circ\text{C}$

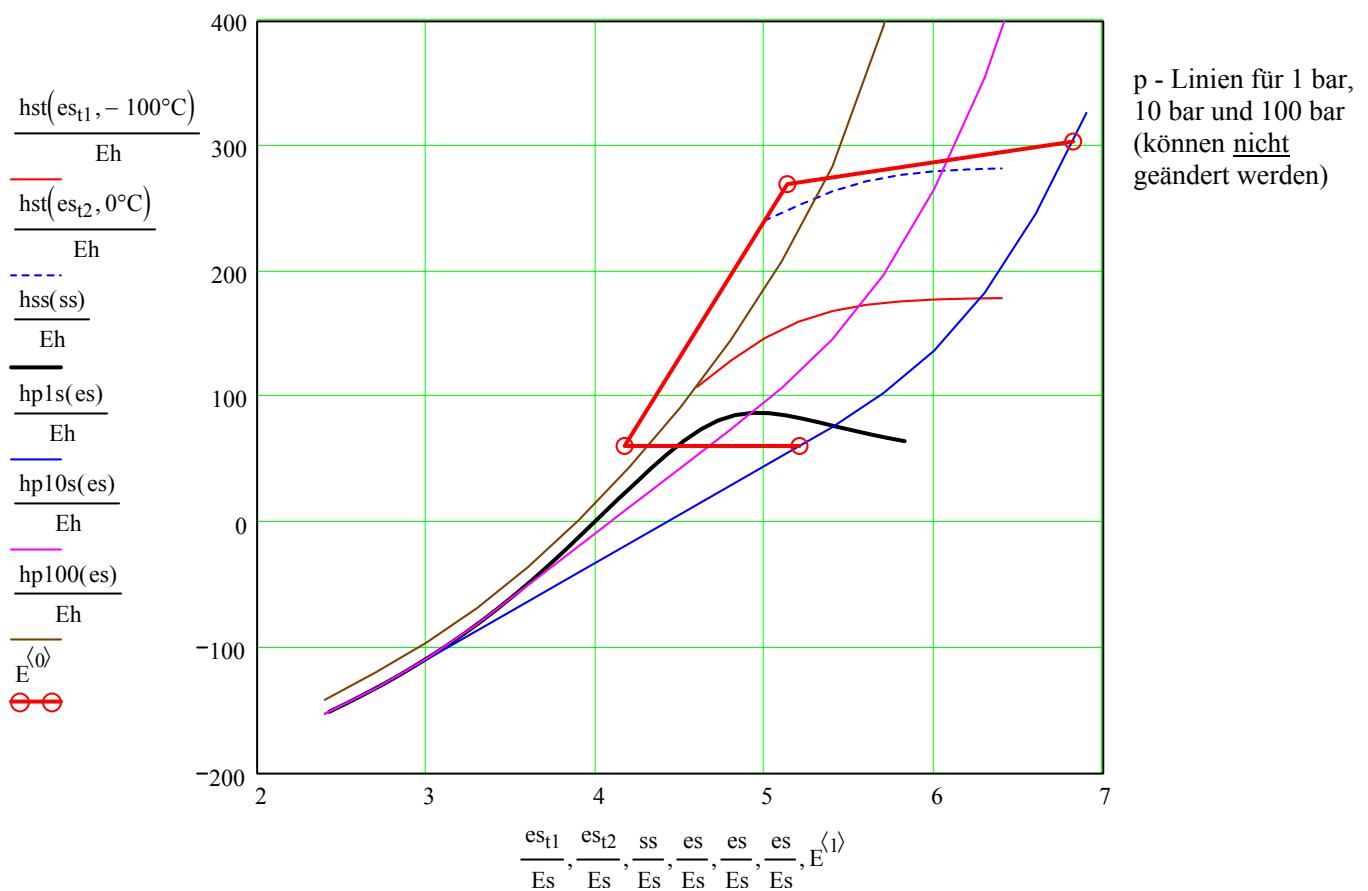
$p_1 := 1\text{ bar}$

$p_2 := 200\text{ bar}$

#### Berechnung

#### Die Eckpunkte bei isothermer Verdichtung

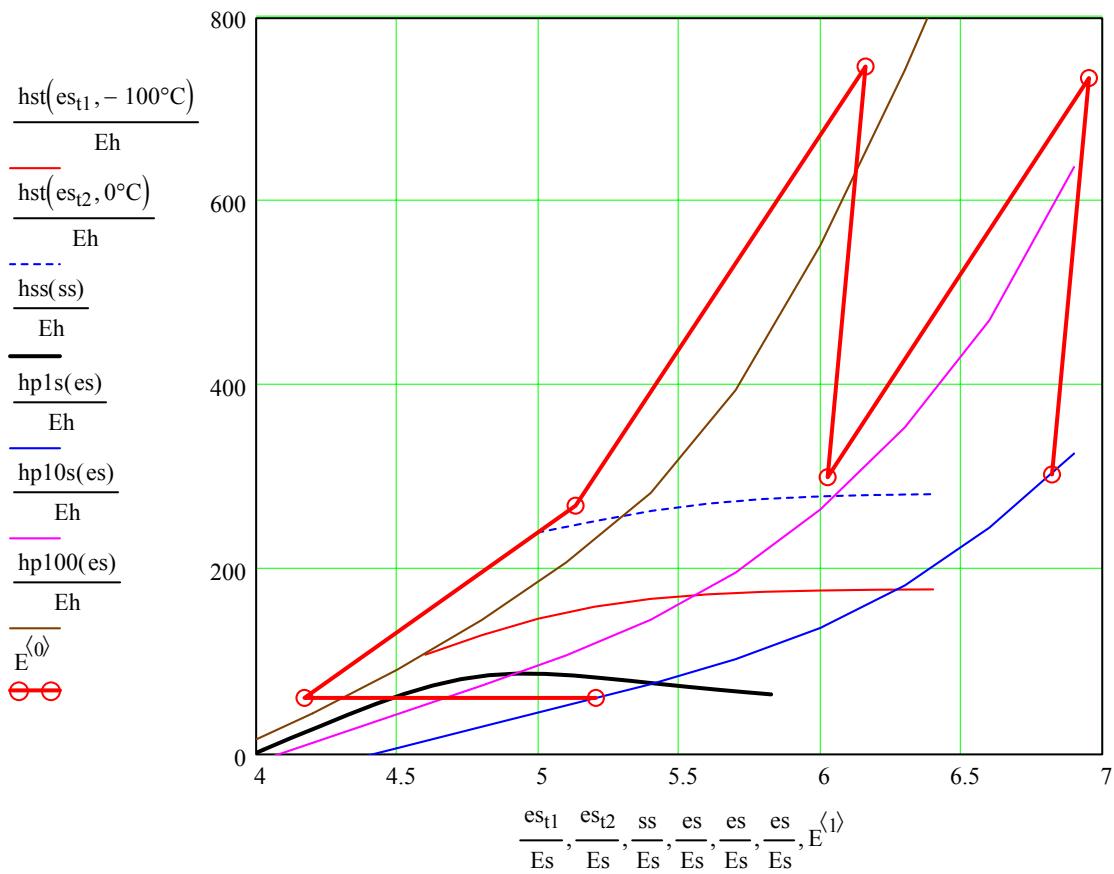
$\text{es} := 2.4\text{Es}, 2.7\text{Es} \dots 7\text{Es}$



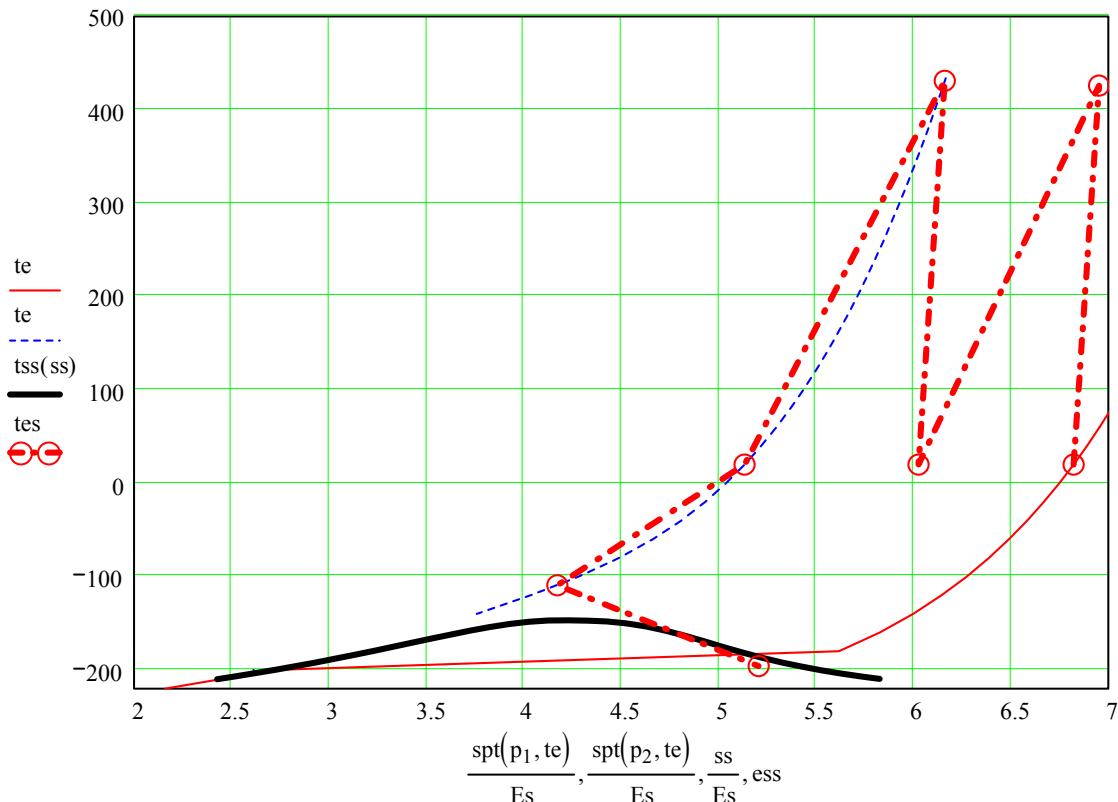
## Berechnung des Exergieverlustes bei Verdichtung mit $\eta_V = 0.8$ und einer Zwischenkühlung

Berechnung

Verlauf mit Verdichtung im h-s-Diagramm:



Verlauf im t-s-Diagramm:



**B 15.4 Kreisprozess mit einem perfekten Gas** (ideales Gas mit konstanter spez. Wärmekapazität)**Eingaben**

Stoff := Luft	Zustand 1	$v_1 := 0.842 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	$t_1 := 20 \text{ K}$	Zustand 2	$n_{1\_2} := \kappa_{\text{Luft}}$	$t_2 := 300^\circ\text{C}$
Zustand 3		$t_3 := 1800^\circ\text{C}$	$n_{2\_3} := 10^6$	Zustand 4	$n_{3\_4} := \kappa_{\text{Luft}}$	$v_4 := v_1$

Die Daten können unterhalb des Verweises im Einzelnen mit Zuordnung der zur Auswahl stehenden Einheiten abgefragt werden. Beispiel:

$$p_1 = 750 \text{ torr} \quad v_1 = 0.842 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad s_2 = 0.075 \text{ Es} \quad t_4 = 787.1^\circ\text{C} \quad T_4 = 1060.2 \text{ K} \quad q_{\text{zu}} = 1076.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad q_{\text{zu}} = 0.299 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \quad w_{\text{KP}} = -526.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**Stoffauswahl:**

N2 - Stickstoff  
CO2 - Kohlenstoffdioxid  
O2 - Sauerstoff  
SO2 - Schwefeldioxid  
CO - Kohlenstoffmonoxid  
H2 - Wasserstoff  
Ar - Argon  
Ne - Neon  
H2O - Wasser  
He - Helium  
NH3 - Amoniak  
CH4 - Methan  
Luft - trockene Luft \*

**Zur Verfügung stehende Stoffe:**

Quelle:  
"St\_perf\_Gase"  
von P. Böhmer

Anmerkung: Beim Wasser ist der Taupunkt zu beachten (nur geringe Drücke!)

**Eingabevarianten****Wählbare Wertepaare von Größen ( $n_{1\_2}$  nicht für Zustand 1)**

$$\begin{pmatrix} T & v & h & u & s & n_{1\_2} \\ p & & & & & \\ T & & & & & \\ v & & & & & \\ h & & & & & \\ u & & & & & \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} x & x & x & x & x & x \\ \bullet & x & \bullet & \bullet & x & x \\ \bullet & \bullet & x & x & x & x \\ \bullet & \bullet & \bullet & \bullet & x & \bullet \\ \bullet & \bullet & \bullet & \bullet & x & \bullet \end{pmatrix}$$

Wollen Sie beispielsweise einen Diesel-Prozess modellieren, so geben Sie für den Zustand 2 das spezifische Volumen vor. Z.B. bei einem Verdichtungsverhältnis von 22 lesen Sie hier ab:

$\frac{v_1}{22} = 0.038 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$  und machen oben diese Eingabe für  $v_2$ , zusammen mit  $n_{1\_2} = \kappa_{\text{Luft}}$ . (Der Index muss als Vektorindex Alt+[ geschrieben werden)

Der Zustand 3 lässt sich dann entweder über die zugeführte Wärme  $q_{2\_3}$  und den Exponenten  $n_{2\_3} = 0$  oder über die Temperatur  $t_3$  und den Druck festlegen, den Sie über  $p_2$  abfragen können.

$p_2 = 10.448 \text{ bar}$  Diesen Wert setzen Sie oben als  $p_3$  ein.

(Sie können nicht definieren:  $p_3 := p_2$ , da  $p_2$  oberhalb des Verweises nicht bekannt ist.)

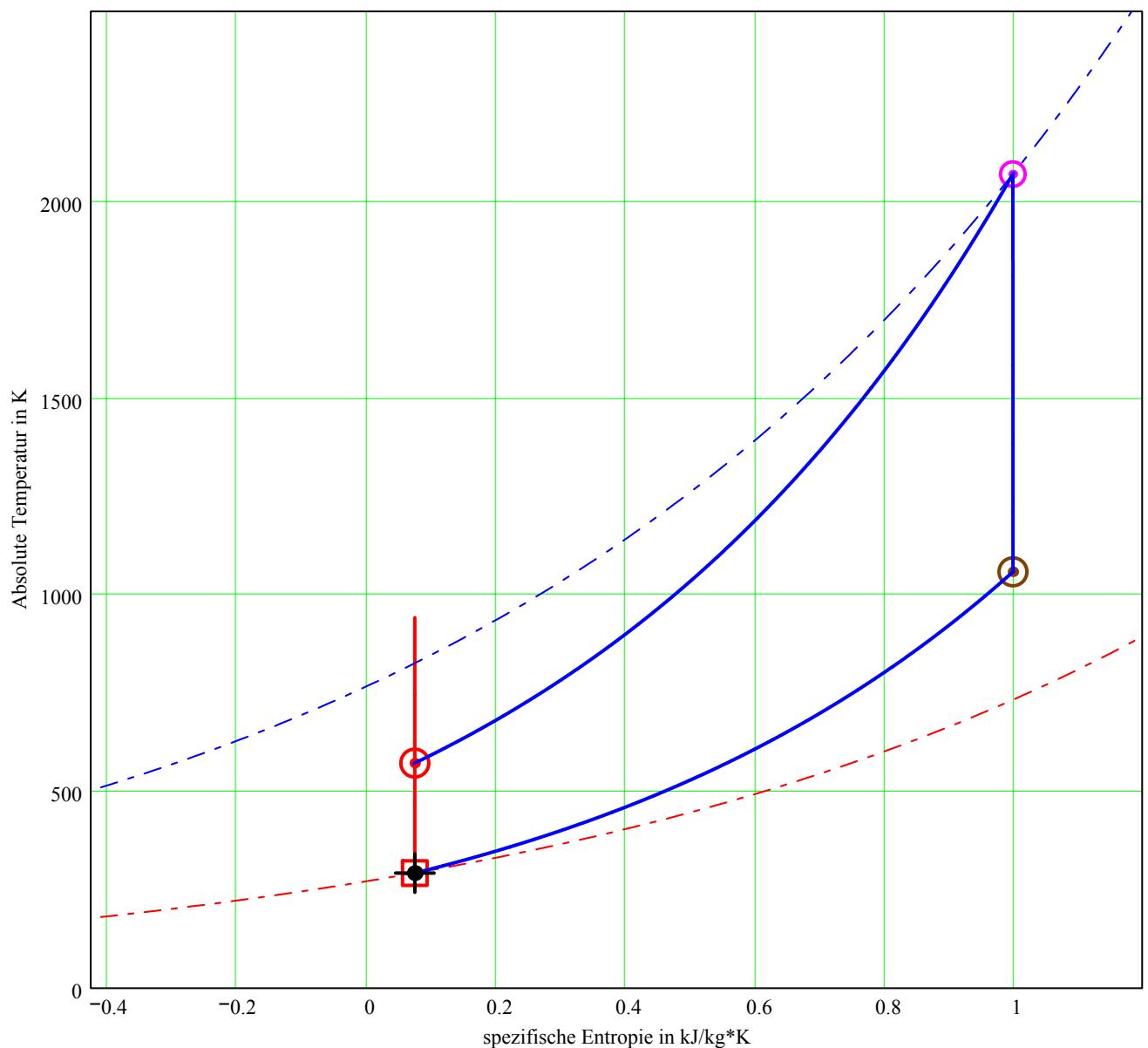
Zustand 4 lässt sich am Besten über  $v_4$  und  $n_{3\_4} = \kappa_{\text{Luft}}$  festlegen  $v_4$  finden Sie über:  $v_1 = 0.842 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

Anmerkung: Die Temperatur kann durch  $T$  in K oder  $t$  in  $^\circ\text{C}$  eingegeben werden. Für Zustand 1 sind zwei Zustandsgrößen erforderlich, Zustand 2 kann auch durch die zugeführte Wärme  $q_{1\_2}$  zusammen mit dem Polytropenexponent  $n_{1\_2}$  gekennzeichnet werden. Dies gilt entsprechend auch für die Zustände 3 und 4, z.B.  $n_{3\_4}$  mit  $q_{3\_4}$

**Prozess** T-s-Diagramm:

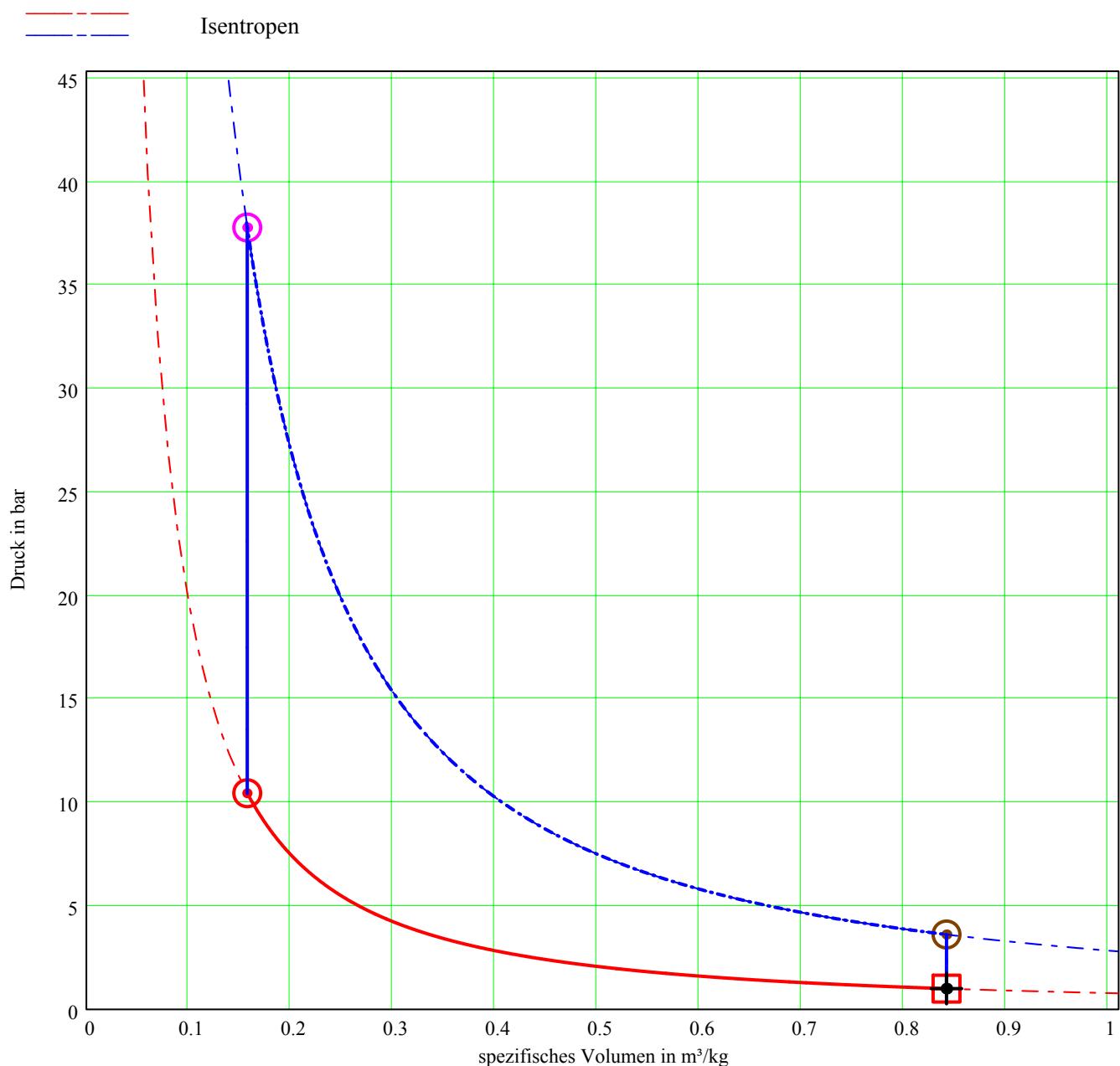
█ Ausgangszustand 1    ○ Zustand 2

— Isobaren  
— Isentropen



Anmerkung: Senkrechte Linien lassen sich infolge des sehr kleinen Bereichsintervales nicht immer genau auf die Verbindung zwischen den Punkten festlegen. Auf die Rechenergebnisse hat das keine Auswirkung.

p-v-Diagramm    □ Ausgangszustand 1    ○ Zustand 2

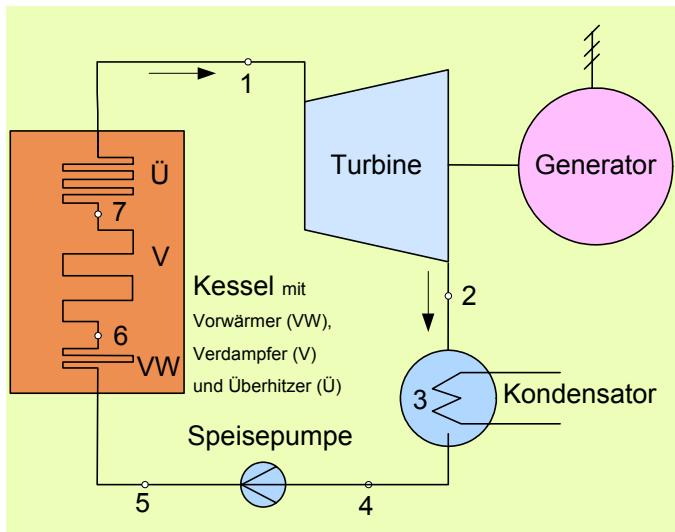


## Zusammenstellung der Daten

Stoff	M kg/kmol	R kJ/kg*K	k	c <sub>p</sub> kJ/kg*K	c <sub>v</sub> kJ/kg*K		
Luft	28,95	0,287	1,400	1,005	0,718		
Zustandsgrößen	Druck p / bar	Abs. Temp. T / K	Temperatur t / °C	Spez. Volumen. v / m <sup>3</sup> /kg	spez. Entropie s / kJ/kg	sp. innere En. u / kJ/kg	spez. Enthalpie h / kJ/kg
Zustand 1	1,000	293,2	20,0	0,842	0,075	14,4	98,5
Zustand 2	10,448	573,2	300,0	0,158	0,075	215,3	379,9
Zustand 3	37,791	2073,2	1800,0	0,158	0,998	1292,0	1887,4
Zustand 4	3,616	1060,2	787,1	0,842	0,998	565,0	869,5
Prozessgrößen	Wärme qzu / kJ/kg	Vol.änd.Arbeit wV / kJ/kg	techn. Arbeit wt / kJ/kg	Polytropenexp. n		Kreisprozess	
1_2	0,0	201,0	281,4	1,400		q <sub>zu</sub> in kJ/kg	1.076,7
2_3	1076,7	0,0	430,8	unendlich		q <sub>ab</sub> in kJ/kg	-550,6
3_4	0,0	-727,1	-1018,0	1,400		h <sub>th</sub>	0,489
4_1	-550,6	0,0	-220,3	unendlich		e <sub>Wärmepumpe</sub>	nicht existent
Summe	526,1	-526,1	-526,1	—		e <sub>Kühlung</sub>	nicht existent

## Beispiel B 15.5 Beispiel eines einfachen Kraftwerksprozesses mit Wasserdampf

hier Verweis einfügen auf "VD\_WasPr"



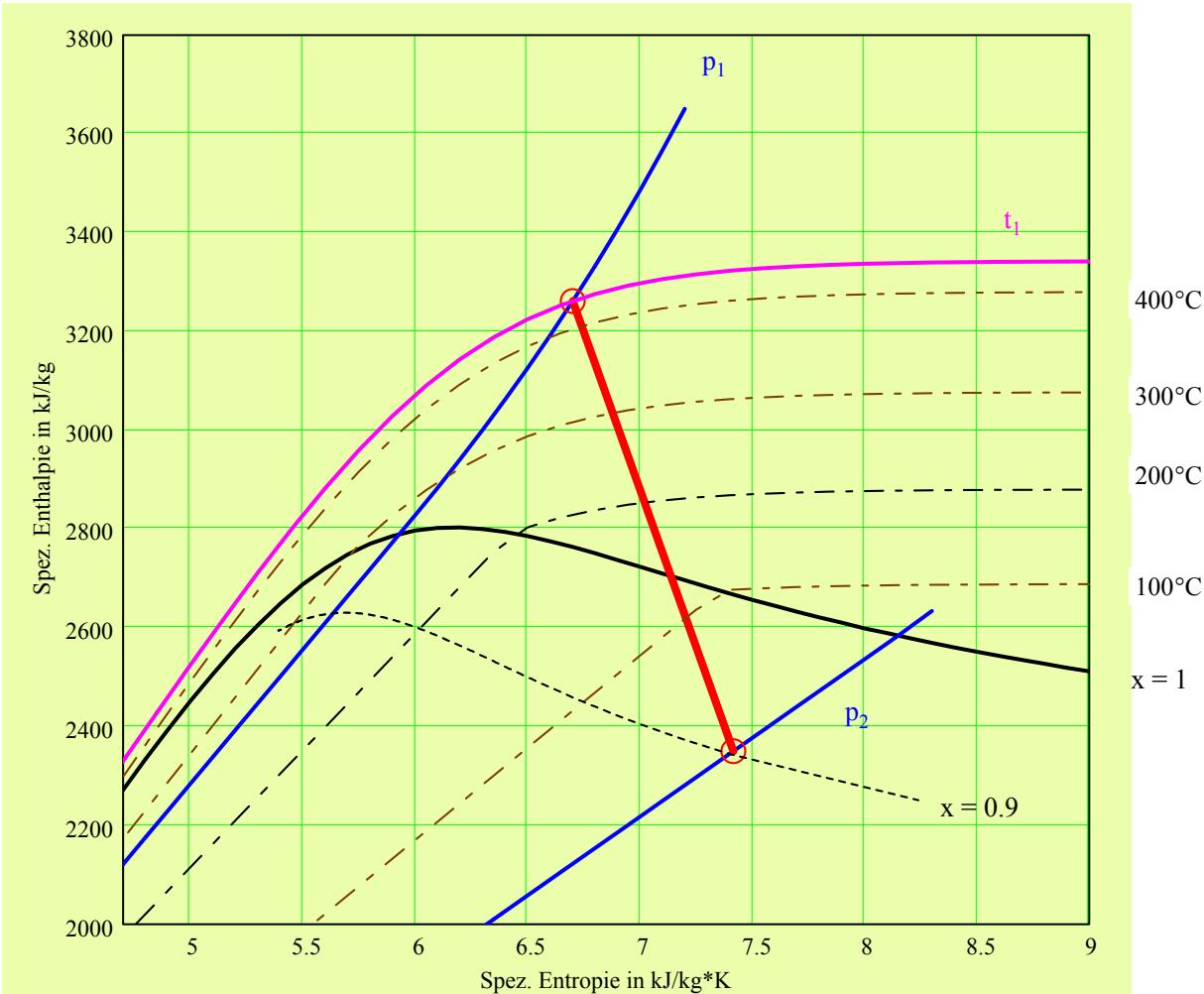
Gegeben ist für einen einfachen Kraftwerksprozess mit Wasserdampf der Frischdampfzustand vor der Dampfturbine mit  $p_1$  und  $t_1$ , der Druck  $p_2$  am Austritt aus der Turbine, der Gütegrad der Turbine (innerer Wirkungsgrad) mit  $\eta_T$  und der Gütegrad der Speisepumpe mit  $\eta_{SP}$ . Strömungssdruckverluste sollen nicht berücksichtigt werden.

- Stellen Sie den Kreisprozess im h-s-Diagramm und im T-s-Diagramm dar (Annahme eines linearen Verlaufes)!
- Berechnen Sie die Zustandsgrößen  $h$ ,  $s$ ,  $v$  und gegebenenfalls  $x$  für alle Zustände!

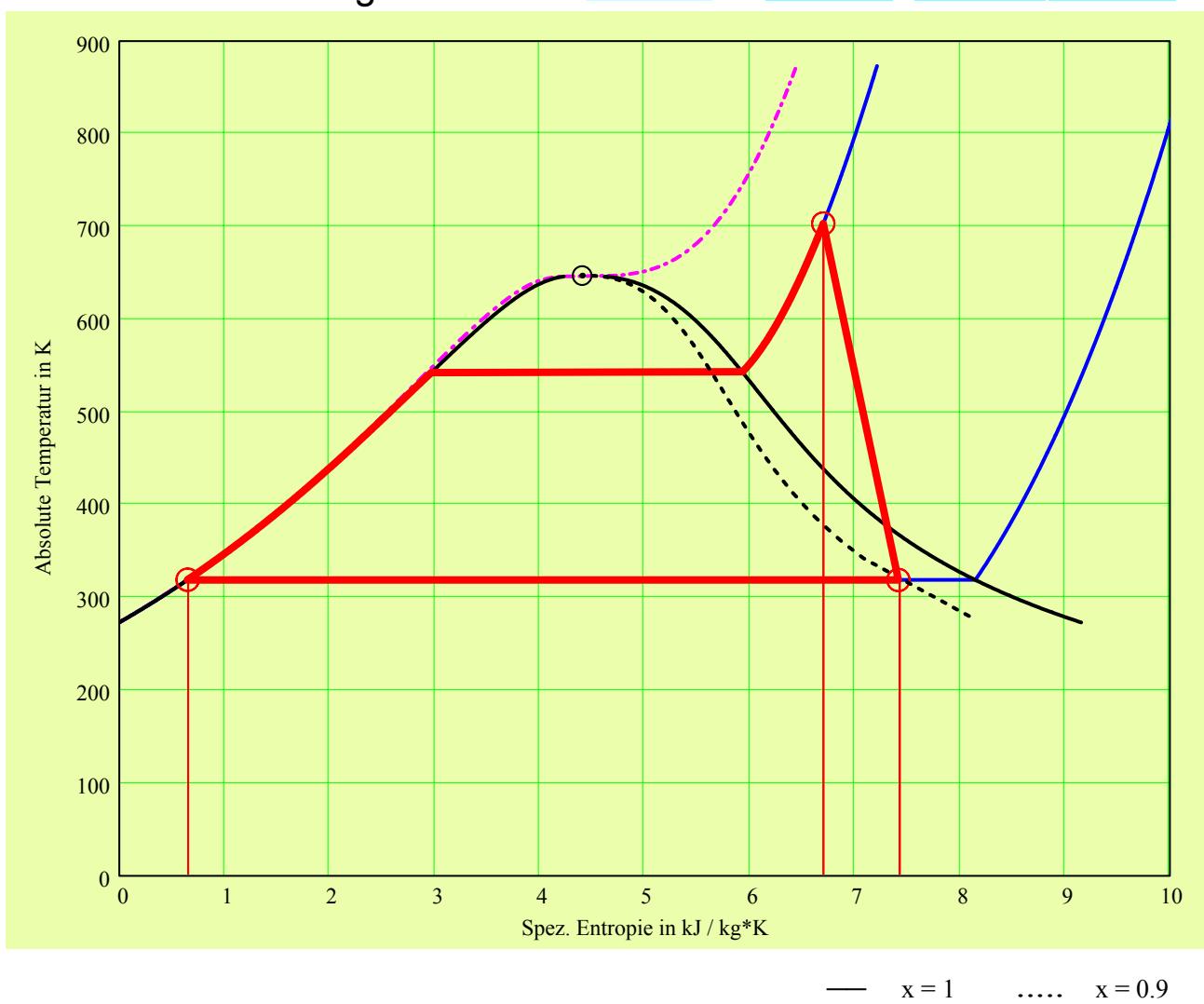
Anmerkung: Der Kondensatordruck  $p_2$  kann nicht niedriger gewählt werden als der zur Umgebungstemperatur  $t_U$  gehörige Sättigungsdruck und die Temperatur  $t_1$  nicht niedriger als die Verdampfungstemperatur bei  $p_1$

$$p_1 := 55 \text{ bar} \quad t_1 := 430^\circ\text{C} \quad p_2 := 0.1 \cdot \text{bar} \quad \eta_T := 0.8 \quad \eta_{SP} := 0.8 \quad t_U := 15^\circ\text{C}$$

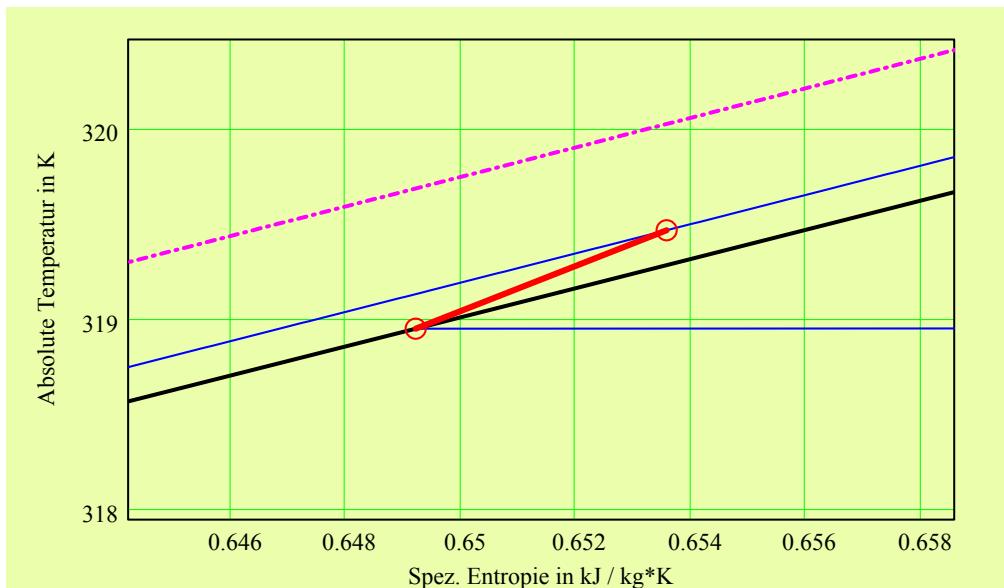
### Prozess im h-s-Diagramm (nur Turbine)



## Prozess im T-s-Diagramm

 $p_2 = 0.1 \text{ bar}$  $t_2 = 45.8^\circ\text{C}$  $x_2 = 0.902$  $t_3 = 45.8^\circ\text{C}$ 

—  $x = 1$  .....  $x = 0.9$



Das nebenstehende T-s-Diagramm zeigt den Ausschnitt für die Speisepumpe mit den Drucklinien für  $p_1$  und  $p_2$ . Darüber liegt die Linie für den kritischen Druck, wenn  $p_1$  unterkritisch ist, andernfalls darunter.

—  $p_k$

## b 41

Prozessgrößen:

Spez. Arbeit der Speisepumpe:

$$w_{Sp} = 6.964 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Thermischer Wirkungsgrad:

$$\eta_{th} = 0.295$$

Spez. Kreisprozessarbeit:

$$w_{Kr} = 904.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dissipierte Arbeit in der Turbine:

$$w_{diss\_T} = 365.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

zugeführte Wärme

$$q_{zu} = 3062.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Prozess-Wärme

$$q_{ab} = 2158.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Exergieverlust durch Dissipation:

$$exV_T = 205.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Kreislauf-Eckpunkte

Punkt	p in bar	t in °C	T in K	v in m³/kg	h in kJ/kg	s in kJ/kg*K
1	55,0	430,0	703,2	0,0552	3261,6	6,701
2	0,1	45,8	319,0	13,2369	2350,1	7,416
3	0,1	45,8	319,0	13,2369	2350,1	7,416
4	0,1	45,8	319,0	0,0010	191,8	0,649
5	55,0	46,3	319,5	0,0010	198,7	0,654
6	55,0	270,0	543,1	0,0013	1184,8	2,976
7	55,0	270,0	543,1	0,0356	2790,0	5,931

Wenn am Turbinenaustritt Nassdampf vorliegt, sind die Punkte 2 und 3 identisch. Bei überkritischem Frischdampfzustand entfallen die Punkte 6 und 7

## B 15.6 Kraftwerksprozesses mit Kondensation-Entnahmeturbine, KWK für Stärkeproduktion , Gegendruck 12,5 bar

In einem KWK-Prozess für die Stärkeproduktion gemäß Anlagenschema sind folgende Größen vorgegeben:

Zustand des Prozessdampfes: Sattdampf mit  $p_{E2} := 12.5 \text{ bar}$

Prozessdampfmenge  $\dot{m}_P := 20 \text{ to} \cdot h^{-1}$

Frischdampfzustand:  $t_1 := 520^\circ\text{C}$   $p_1 := 92 \text{ bar}$  Kondensationsdruck  $p_2 := 0.06 \text{ bar}$

Eine ungeregelte Entnahme zur Speisewasservorwärmung bei:  $p_{E1} := 20 \text{ bar}$

Der Kessel soll durchgehend Vollast fahren mit einer Feuerungsleistung  $\dot{Q}_f := 32.7 \text{ MW}$

Brennstoff: Strohballen mit einem Heizwert von  $H_u := 14500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Strahlerdampfmenge für den Luftkondensator  $\dot{m}_{DL} := 0.3 \frac{\text{to}}{\text{h}}$  Sperrdampfmenge  $\dot{m}_{SD} := 0.2 \frac{\text{to}}{\text{h}}$

Gütegrade der Turbine  $\eta_T := 0.856$   $\eta_{T\_HD} := 0.813$   $\eta_{T\_ND} := 0.7$  Gütegrad der Pumpen:  $\eta_{SP} := 0.7$

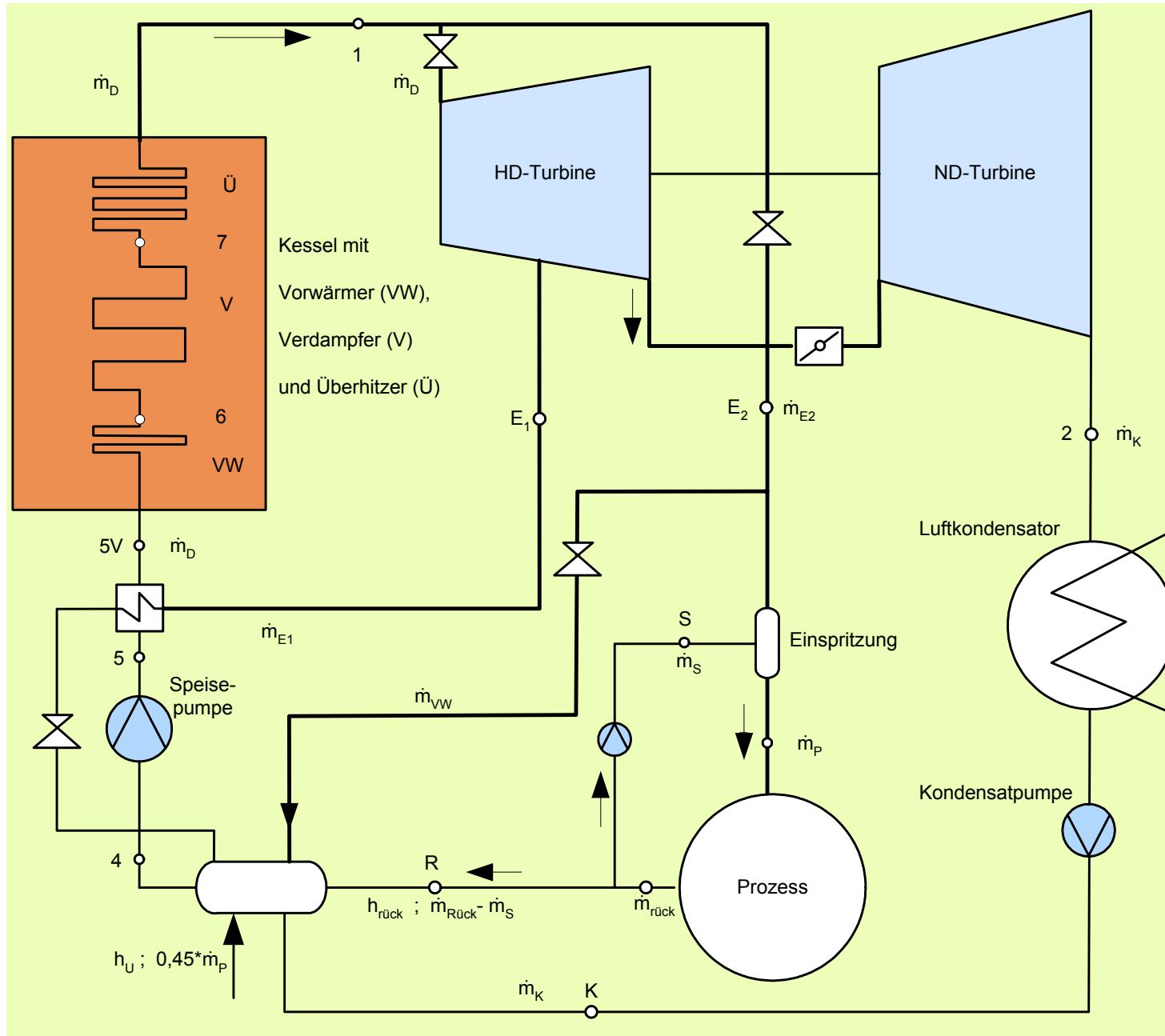
Turbosatz, (mechan. + el.)  $\eta_{TS} := 0.94$

Minimale ND-Dampfmenge  $\dot{m}_{K\_MIN} := 1 \frac{\text{to}}{\text{h}}$

Kesselwirkungsgrad  $\eta_K := 0.92$

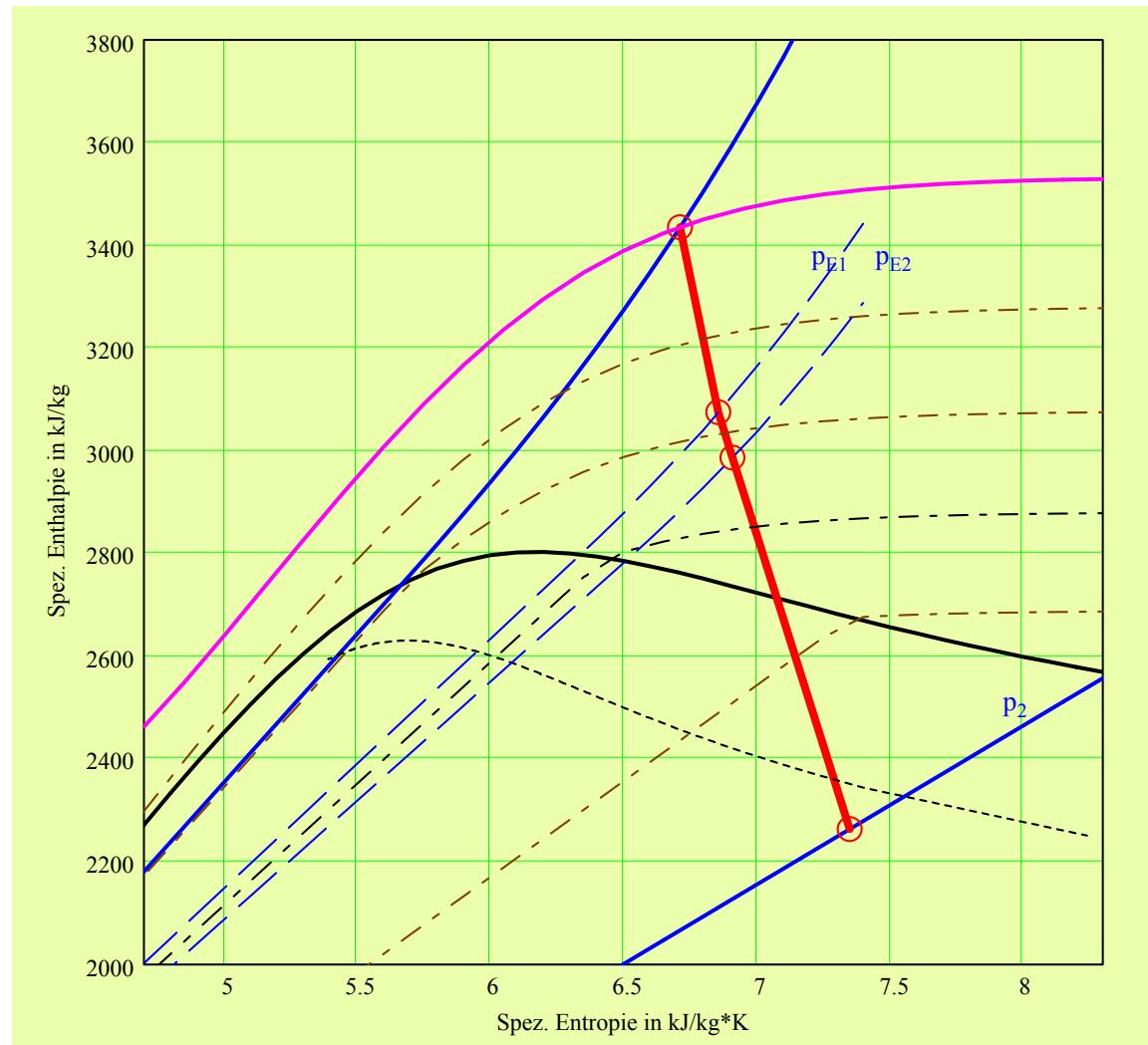
Die gelb unterlegten Eingaben können geändert werden

## Anlagenschema



Rechenbereich

## Prozess im h-s-Diagramm (nurTurbine)

 $p_1$  $t_1$ 

400°C

300°C

200°C

100°C

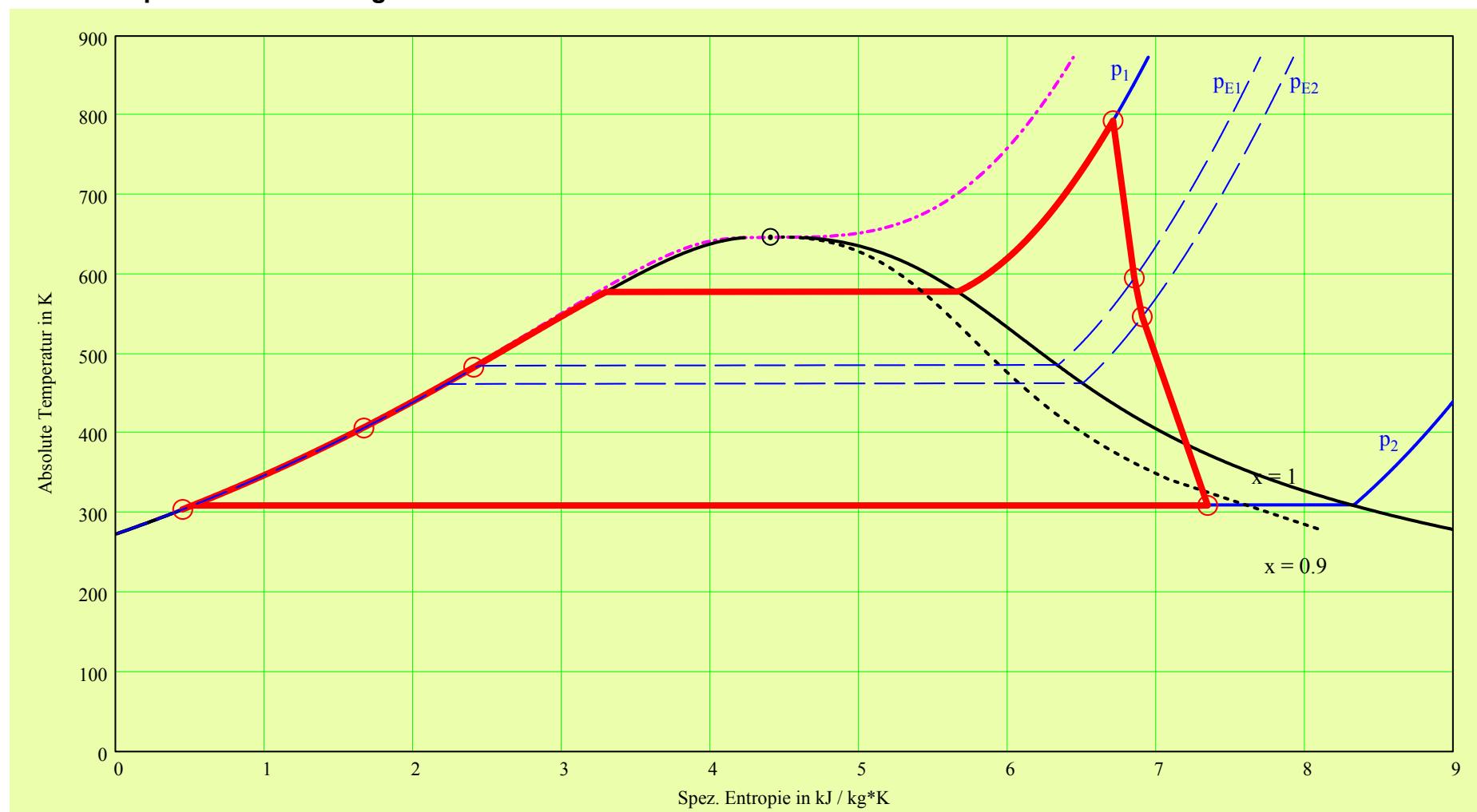
 $x = 1$  $x = 0.9$ 

Tabellen-Matrizen

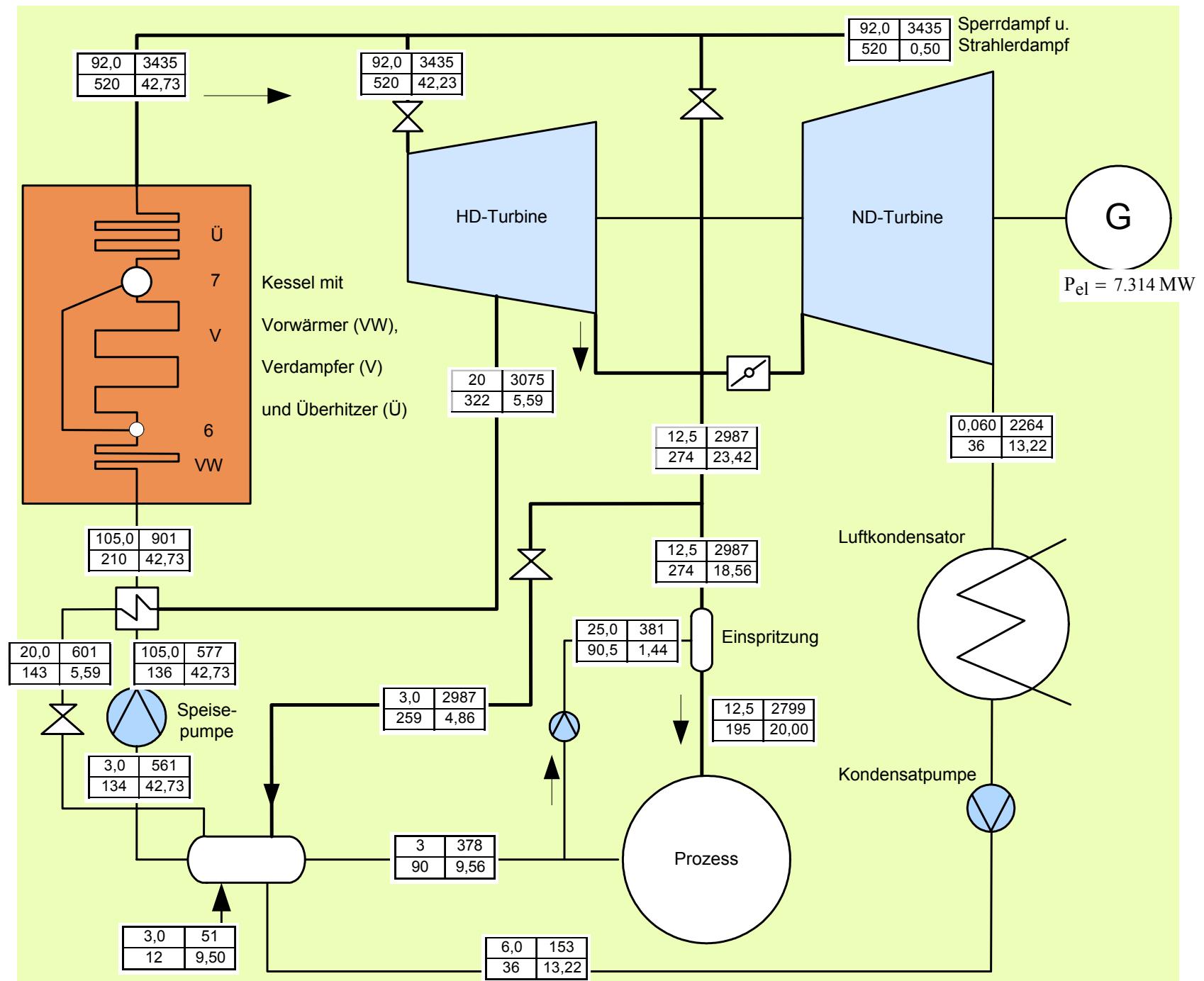
b 45

### Kraftwerksprozess im T-s-Diagramm

$p_1 = 92 \text{ bar}$     $p_2 = 0.06 \text{ bar}$     $t_2 = 36.2^\circ\text{C}$     $x_2 = 0.875$



## Wärmeschaltbild

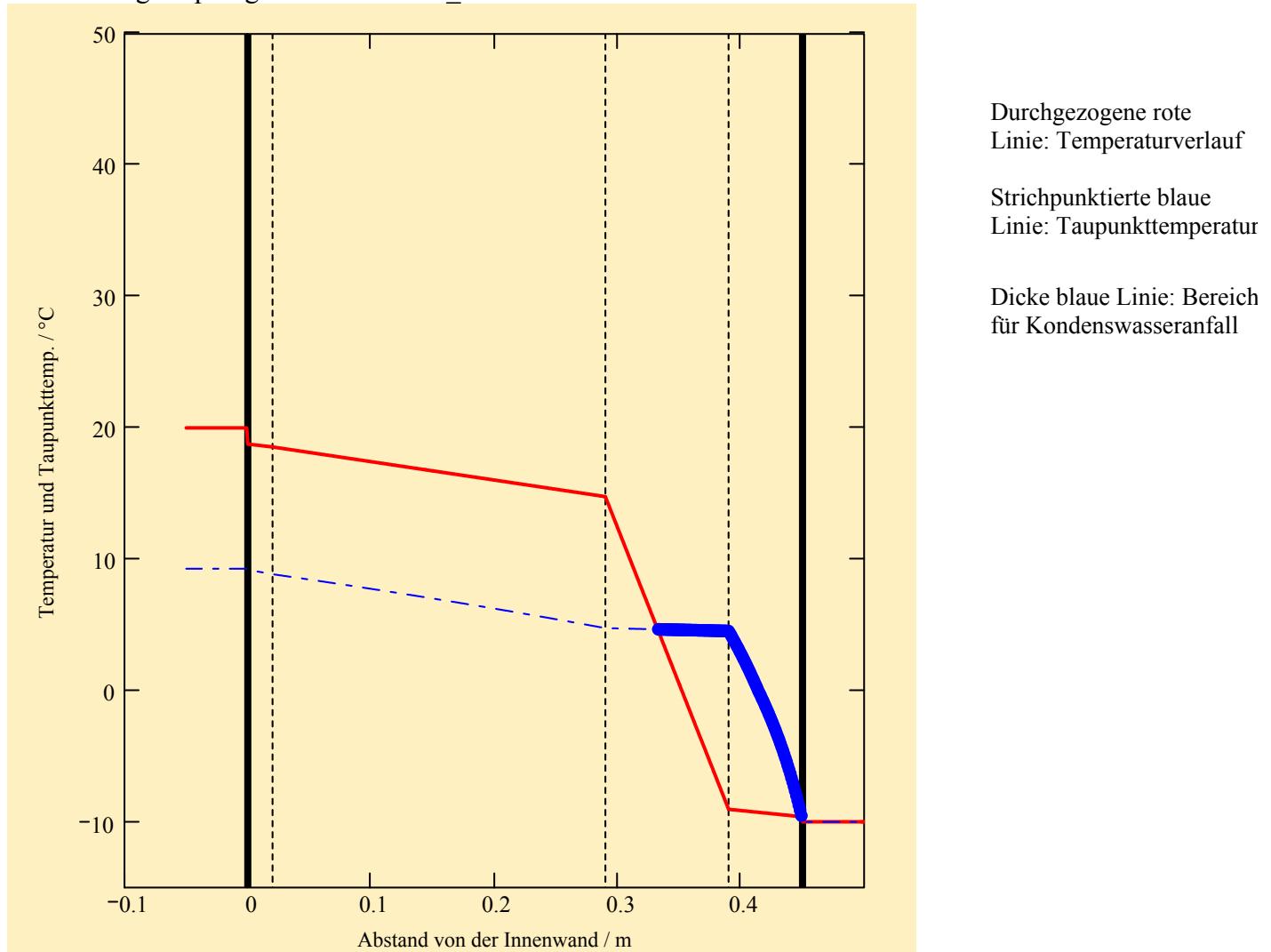


**Beispiel B 16.1****Taupunkt in einer Außenwand**

## Berechnung

## Temperaturprofil und Taupunkttemperatur in der Wand

Das Beispiel zeigt den Verlauf der Temperatur in der Außenwand eines Gebäudes mit folgenden Schichten: Innenputz, Innenwand, Isolierschicht, Außenwand. Die Materialeigenschaften und Wandstärken können unter vorgegebenen werden. Zusätzlich zum Temperaturprofil gemäß Aufgabe A16\_1 wird auch die Wasserdampfdiffusion betrachtet, die in Außenwänden eine wichtige Rolle spielt. Die Diffusion folgt den gleichen Gesetzmäßigkeiten, wie ein Wärmestrom oder elektrischer Strom. Treibende "Kraft" analog der Temperaturdifferenz ist die Differenz des Wasserdampfpartialdruckes. Für den Widerstand ist in der Literatur der Diffusionswiderstandskoeffizient angegeben, der das Verhältnis  $\mu$  der Wasserdampfdiffusion durch einen Stoff im Vergleich zur Diffusion durch Luft angibt (vergl. DIN V 4108 T4). Werte für Baustoffe finden Sie dort bei Recknagel/Sprenger oder im RWE\_Bauhandbuch.



**Eingaben :**

Wandelement :

Innenputz :

Wandstärke:

$$\delta_1 \equiv 0.02 \cdot m$$

Wärmeleitfähigkeit :

$$\lambda_1 \equiv 0.87 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

Relative Diffusionswiderstände:

$$\mu_1 \equiv 10$$

Innenwand :

$$\delta_{1a} \equiv 0.27 \cdot m$$

$$\lambda_{1a} \equiv 0.68 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu_{1a} \equiv 8$$

Isolierung :

$$\delta_2 \equiv 0.1 \cdot m$$

$$\lambda_2 \equiv 0.04 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu_2 \equiv 1$$

Außenwand :

$$\delta_3 \equiv 0.06 \cdot m$$

$$\lambda_3 \equiv 1 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu_3 \equiv 75$$

Innentemperatur :  $t_i \equiv 20 \cdot ^\circ C$  Rel. Luftfeuchte innen:  $\phi_i \equiv 50 \cdot \%$  Außentemperatur:  $t_a \equiv -10 \cdot ^\circ C$ Wärmeübergangskoeffizient innen:  $\alpha_i \equiv 7.7 \cdot W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$  Außenwandfläche:  $A_W \equiv 120 \cdot m^2$ Wärmeübergangskoeffizient außen:  $\alpha_a \equiv 25 \cdot W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ Preis für eine Kilowattstunde Wärme:  $K_E \equiv 0.04 \frac{DM}{kWh}$   
 $\dot{q} = 9.5 W \cdot m^{-2}$ 

Wasserdampfmassenstrom (Diffusion)

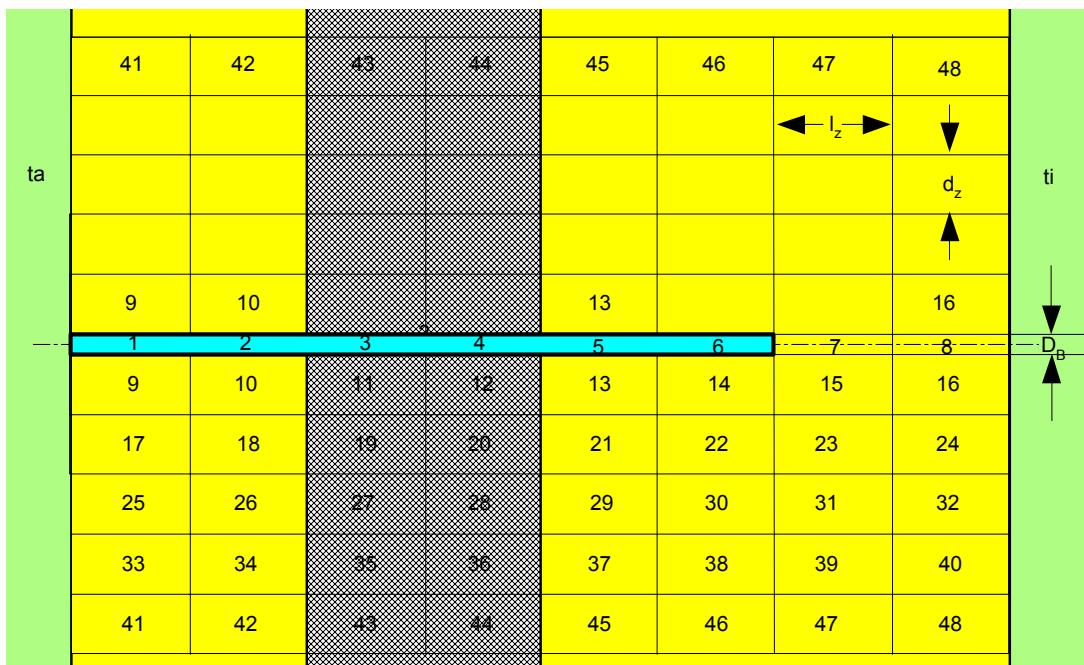
Kosten der Transmissionswärme im Jahr  
(bei Gradtagezahl von 3500 K-Tage/Jahr, vergl. Wärmeschutzverordnung):

$$\dot{m}_D = 2.0734 \frac{kg \cdot 10^{-3}}{m^2 \cdot 24 \cdot h}$$

$$K_T = 128 \frac{DM}{Jahr}$$

## B 16.2 Wärmebrücke in der Außenwand

Die Außenschale einer isolierten Außenwand gemäß Skizze wird durch Stahlbolzen an der Innenschale fixiert. Die Bolzen bilden Wärmebrücken. Es soll der Einfluss einer solchen Wärmebrücke auf den Wärmedurchgang anhand des Temperaturliefers in der Umgebung eines Bolzens gezeigt werden. Zu diesem Zweck wird die Umgebung des Bolzens gemäß Skizze in 40 zylindrische Wandelemente mit der Wandstärke  $d_z$  und der Länge  $l_z$  aufgeteilt. Für jede der Zellen (einschließlich Bolzen mit 8 Zellen) muss die Summe der Wärmeströme aus den Nachbarzellen null sein.



Gegeben (unten im Dokument global eingegeben):

Wärmeleitfähigkeit der Innenschale

$$\lambda_{Wi} = 0.5 \frac{W}{m \cdot K}$$

Wärmeübergangskoeffizient innen

$$\alpha_i = 5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Wärmeleitfähigkeit der Außenenschale

$$\lambda_{Wa} = 1 \frac{W}{m \cdot K}$$

Wärmeleitfähigkeit der Isolierschicht

$$\lambda_{Is} = 0.05 \frac{W}{m \cdot K}$$

Zellendicke (Zylinder)

$$dz = 0.05 m$$

Wärmeleitfähigkeit des Stahlbolzens

$$\lambda_B = 40 \frac{W}{m \cdot K}$$

Durchmesser des Bolzens

$$DB = 0.01 m$$

Wärmeübergangskoeffizient außen

$$\alpha_a = 30 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Zellenlänge

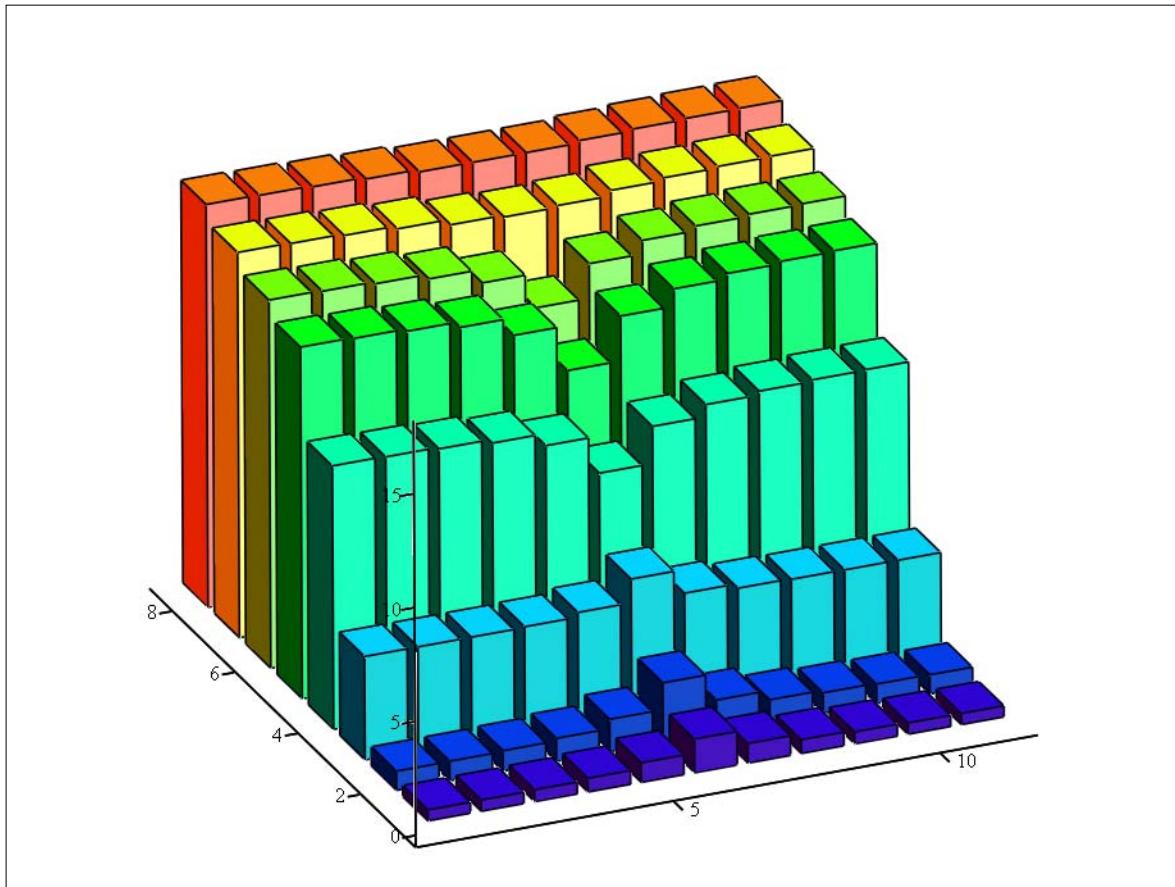
$$l_z = 0.04 m$$

Berechnung

Koeffizientenmatrix

Lösen des Gleichungssystems

## Die Zellentemperaturen im Balkendiagramm

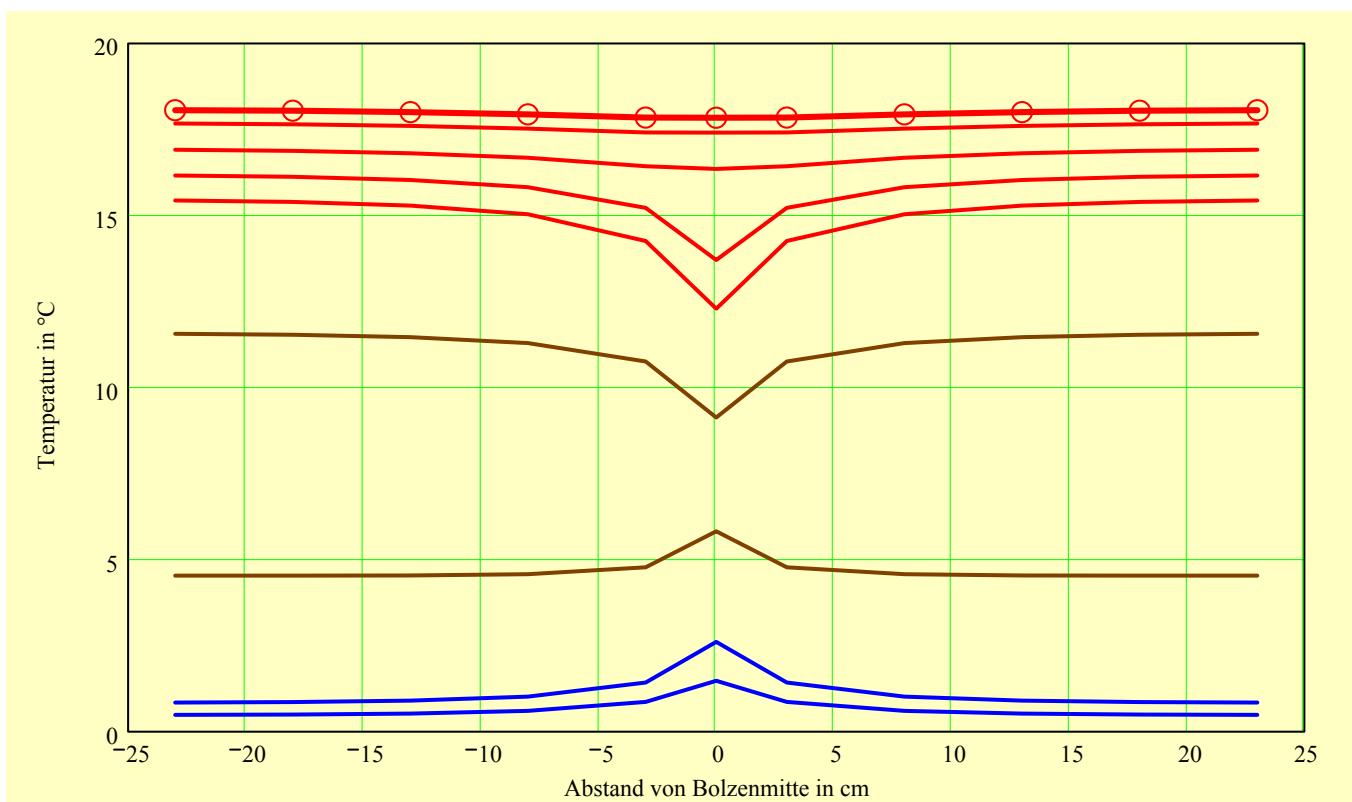


## Die Wandtemperaturen in den verschiedenen Ebenen

Innenwand: rot, (Oberflächentemperatur mit Kringeln)

Isolierung: braun

Außenwand: blau



## b 51

Gegeben:

Wärmeleitfähigkeit der Innenschale

$$\lambda_{Wi} \equiv 0.5 \frac{W}{m \cdot K}$$

Wärmeübergangskoeffizient innen

$$\alpha_i \equiv 5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Wärmeleitfähigkeit der Außenenschale

$$\lambda_{Wa} \equiv 1 \frac{W}{m \cdot K}$$

Wärmeleitfähigkeit der Isolierschicht

$$\lambda_{Is} \equiv 0.05 \frac{W}{m \cdot K}$$

Durchmesser des Bolzens

$$DB \equiv 1 \text{ cm}$$

Wärmeleitfähigkeit des Stahlbolzens

$$\lambda_B \equiv 40 \frac{W}{m \cdot K}$$

Zellendicke (Zylinder)

$$dz \equiv 2DB + 3 \text{ cm}$$

Wärmeübergangskoeffizient außen

$$\alpha_a \equiv 30 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Zellenlänge

$$lz \equiv 4 \text{ cm}$$

Die gelb unterlegten Eingaben können Sie verändern

**Achtung :** nach dem Ändern eines Wertes muss (außer bei Mathcad 11) unbedingt folgende Prozedur gestartet werden:  
Menue "Rechnen" und "Arbeitsblatt berechnen", da sonst die Matrizenprozeduren nicht konsequent durchgerechnet werden

Anmerkung: Trotz der relativ aufwendigen Erstellung von 48 Gleichungen dürfen - wie in jedem Rechenmodell - die Parameter nicht völlig beliebig verändert werden, da das Modell einen begrenzten Gültigkeitsbereich hat. Hier wurde vorausgesetzt, dass außerhalb der äußeren zylindrischen Zelle das Temperaturprofil ungestört ist, also dort kein radialer Wärmestrom mehr vorhanden ist. Bei den gegebenen Verhältnissen trifft dies angenähert zu. Würde dagegen z.B. die Zellenwandstärke dz unabhängig vom Bolzendurchmesser verringert, wäre diese Voraussetzung nicht mehr erfüllt und es würden zu niedrige Wandtemperaturen ausgegeben. Wer will, kann das hier ausprobieren.

B 16.3

## Temperaturprofil in der Ecke einer Außenwand

Ein genaueres Modell als in Aufgabe A 16.5 wird hier mit feinerem Raster erreicht. Da Matrizen nur mit 10 Zeilen und Spalten erstellt werden können, benutzen wir jetzt eine Eingabetabelle. Für jede Zelle wird darin eine Zeile mit den zugehörigen Koeffizienten benötigt. Für die abgebildete Teilung sind also 100 Gleichungen (100 Zeilen) erforderlich

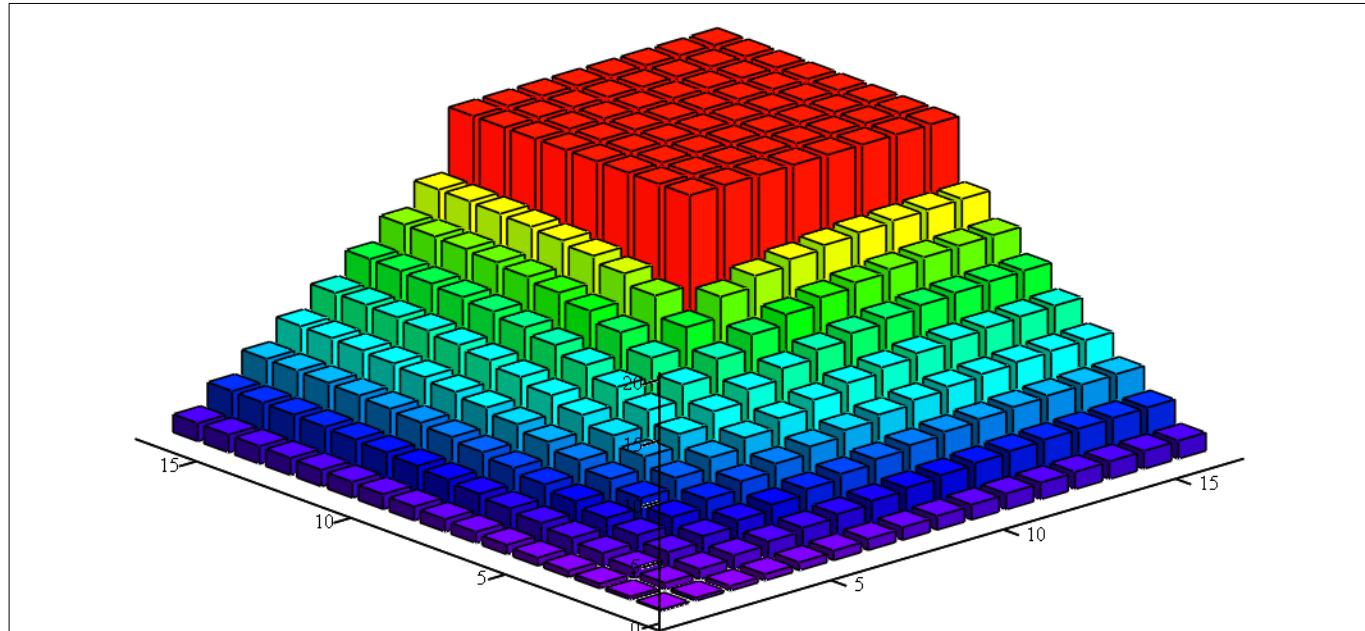
Zuordnen der Gleichungen (Zellenummer  
= Zeilennummer der Koeffizientenmatrix  
(s.u.)

## Gleichungen

 Koeffizientenmatrix

## Ergebnismatrix

Das Balkendiagramm mit den Zellentemperaturen



DIA

Trotz der sehr groben Rasterbildung erkennt man deutlich im Bereich der Wand (grüne und blaue Balken) den Abfall der Temperatur der Innenwand zur Ecke hin. Die roten Balken stellen die Raumtemperatur  $t_i$  dar (vergl. obige Matrix). In der Ecke tritt bei schlechter Lüftung zuerst Schimmelbildung aufgrund von Taupunktunterschreitung auf (vergl. B 16.1), wenn die Wand ansonsten nicht zugestellt ist. Im letzteren Falle passiert das natürlich auch hinter nicht hinterlüfteten Schränken und Bildern.

gegeben (die gelb unterlegten Größen können verändert werden):

$$\alpha_a \equiv 30 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_i \equiv 5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\lambda \equiv 0.5 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$d \equiv 0.05m$$

$$t_a \equiv 0^\circ C$$

$$t_i \equiv 20^\circ C$$

$$\text{Relative Luftfeuchte}$$

$$\text{Wandstärke}$$

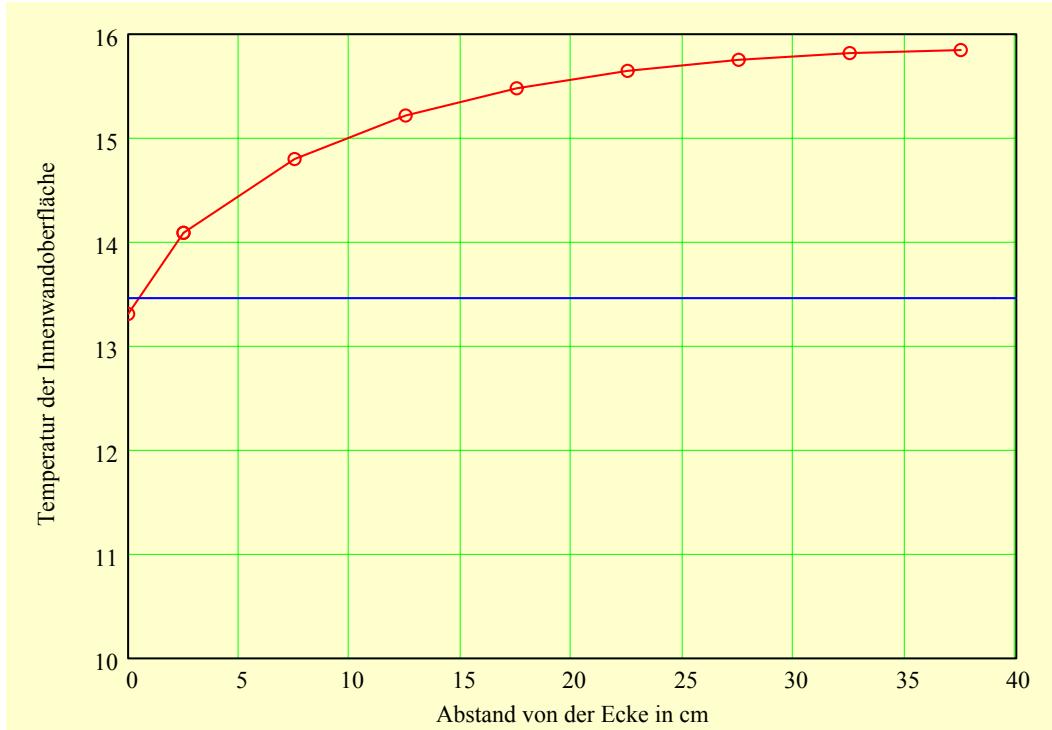
$$\phi := 0.66$$

$$D := 8d$$

$$D = 0.4m$$

Oberflächentemperatur

### Innenwandtemperatur und Taupunkttemperatur



Achtung: Die Wand (ohne Dampfsperre) kann auch dann zu feucht werden, wenn der Taupunkt innerhalb der Wand (in geringer Entfernung von der Oberfläche) unterschritten wird, da dann sehr viel Wasserdampf in die Wand hineindiffundiert und dort kondensiert. Das Wasser hat dann nur die Möglichkeit, nach außen zu gelangen, um dort zu verdunsten, oder in Zeiten mit trockenerer Innenluft (häufigeres Lüften) nach innen zu verdunsten. Der Gleichgewichtszustand hängt ab von den bauphysikalischen Eigenschaften der Wand (neben Wärmelieigenschaften auch Diffusionswiderstände), vom Klima und insbesondere auch vom Nutzerverhalten.

### Beispiel B 16.4 Abkühlung eines Gießlings

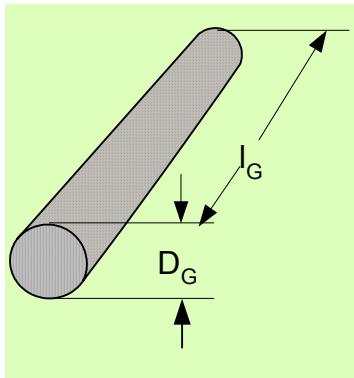


Bild 1 Gießling

Ein zylindrischer Rohling aus Polyamid, aus dem Zahnräder gefertigt werden sollen, hat nach dem Gießen eine Temperatur von 170°C an der Oberfläche und 240°C im Kern. Zur Vermeidung von Spannungen beim Abkühlen bis auf 70°C darf die Temperaturtransiente erfahrungsgemäß 10°C/Stunde nicht überschreiten.

- Es ist zu zeigen, dass bei freier Lagerung des Gießlings (Abkühlung an der Außenluft) mit den unten angegebenen Daten diese Bedingung nicht erfüllt ist..
- Um die Abkühlung zu verzögern, sollen mehrere Gießlinge in einen mit 10 cm Steinwolle abisolierten würfelförmigen Behälter mit einem Volumen von 1,5 m³ eingelagert werden. Wieviele Gießlinge muss man gleichzeitig in diesen Schrank einlagern, damit die maximale Abkühlgeschwindigkeit nicht überschritten wird?

Gegeben: Durchmesser:

$$D_G := 210 \text{ mm}$$

Länge

$$l_G := 1.3 \text{ m}$$

Wärmeleitfähigkeit:  $\lambda := 0.3 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Dichte:

$$\rho := 1110 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Spezif. Wärmekap.  $c_G := 1700 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Temperatur in der Umgebung:  $t_U := 20^\circ\text{C}$

Lösung:

Zunächst lässt sich ein Überblick über die Temperaturtransiente verschaffen, indem man den Wärmeleitwiderstand im Innern des Gießlings vernachlässigt. Entscheidend ist dann die insgesamt im Gießling gespeicherte Wärme, die über die Oberfläche abgeführt wird. Dabei wird ein Erfahrungswert für den Wärmeübergangskoeffizienten im Innern von Räumen zugrundegelegt. Die Berechnung erfolgt in Zeitschritten, wobei die in einem Zeitintervall - abhängig vom jeweiligen Temperaturgefälle - abgeführte Wärme die Abkühlung bewirkt. *Alle gelb unterlegten Vorgaben können je nach gewünschter Variante, gewünschter Darstellung oder Rechenzeit geändert werden.*

Annahmen:

Anfangstemperatur des Gießlings:

$$t_G := 170^\circ\text{C}$$

Wärmeübergangskoeffizient innen:

$$\alpha_{in} := 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Zeitschritt

$$\Delta z := 100 \text{ s}$$

Berechnung:

Oberfläche des Gießlings

$$A_G := \pi \cdot \left( D_G \cdot l_G + \frac{D_G^2}{4} \right)$$

Masse des Gießlings

$$m_G := \pi \cdot \frac{D_G^2}{4} \cdot l_G \cdot \rho$$

$$m_G = 50 \text{ kg}$$

Wärmebilanz:

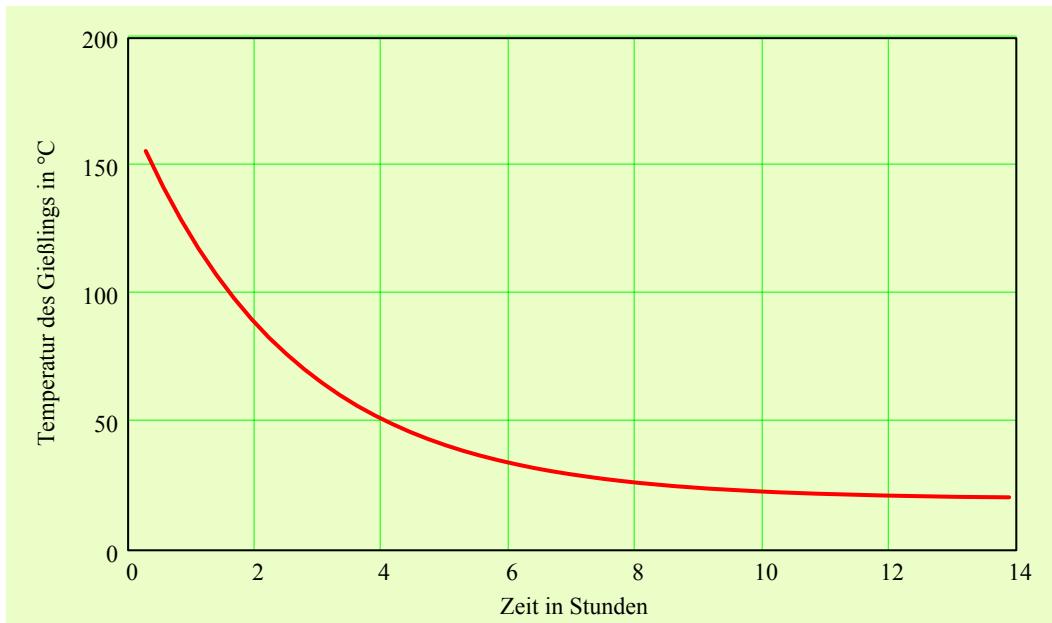
$$\alpha_{in} \cdot A_G \cdot (t_G(z) - t_U) \cdot dz = m_G \cdot c_G \cdot \Delta t \quad t_G(z) = \text{zeitabhängige Temperatur}$$

$$t_G(z + \Delta z) = t_G(z) + \Delta t$$

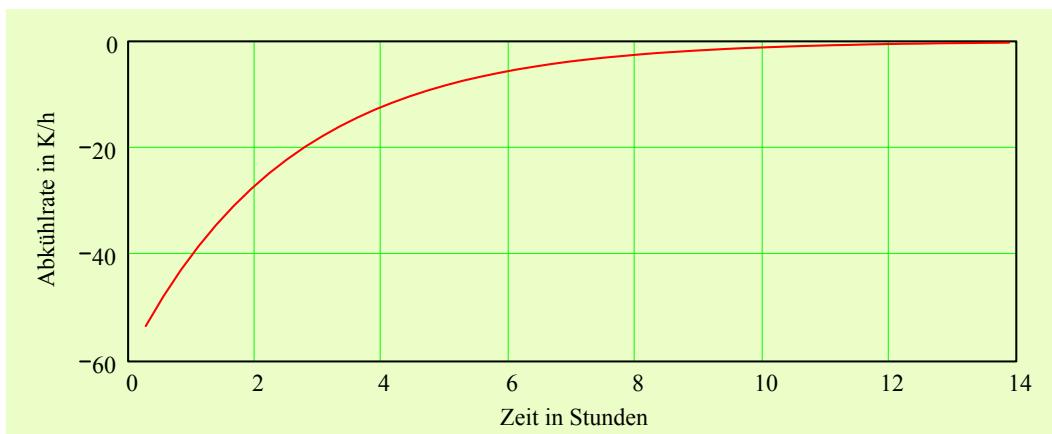
Will man nicht nur das Ergebnis für einen bestimmten Zeitpunkt, sondern den Verlauf der Temperatur über der Zeit bestimmen, so muss die Rechenschleife als Funktion definiert werden, d.h. dass das Programm für jeden auszugebenden Wert komplett von vorne rechnet, wobei die Zahl  $j$  der Zeitschritte für einen Zeitpunkt mit der Zeit  $z$  zunimmt. Die Zahl der Rechenwerte darf nicht zu groß (Intervall für  $z$  nicht zu klein) gewählt werden und der Zeitschritt  $\Delta z$  für die Schleife nicht zu klein. Dies probiert man am besten aus.

Rechenbereich

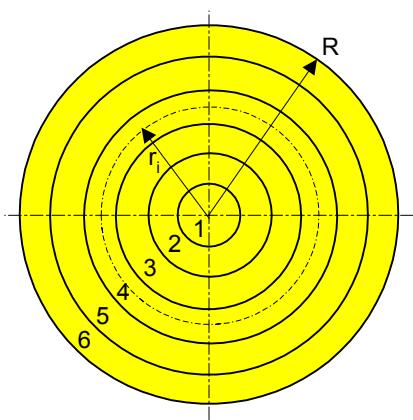
## Temperaturverlauf über der Zeit



Abkühlrate:



Aus dieser groben Berechnung ergibt sich:  
Der Gießling kühlt sich viel zu schnell ab



Nunmehr muss überprüft werden, wie sich der Wärmeleitwiderstand im Gießling auf die Temperaturtransiente auswirkt. Vereinfachend wird der Gießling in 6 konzentrische Hohlkörper gemäß Skizze aufgeteilt (Körper 1 hat den Innenradius 0) und die Abkühlung eines jeden Körpers über die Wärmebilanz analog der oben durchgeführten Rechnung schrittweise berechnet. Der Wärmeübergang an den Stirnflächen kann dabei vernachlässigt werden

Bild 2 Unterteilung des Gießlings in Bilanzzonen

Vorgegebene Starttemperaturen (*Änderungen sind rechts neben dieser Seite möglich*):

$$t_1 = 240 \text{ °C} \quad t_2 = 240 \text{ °C} \quad t_3 = 240 \text{ °C} \quad t_4 = 240 \text{ °C} \quad t_5 = 240 \text{ °C} \quad t_6 = 240 \text{ °C}$$

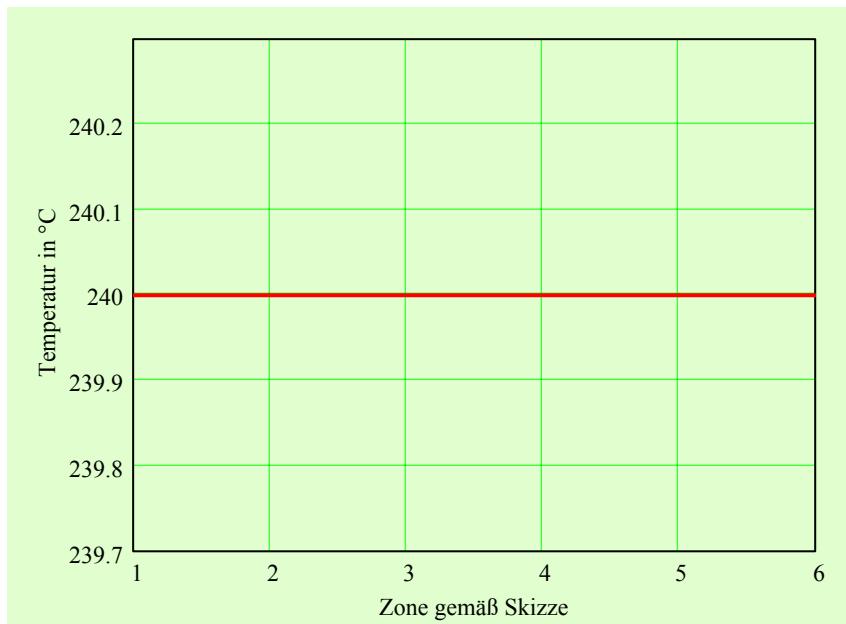
*Der zugehörige folgende Rechenbereich lässt sich durch Doppelklick öffnen.*

Rechenbereich

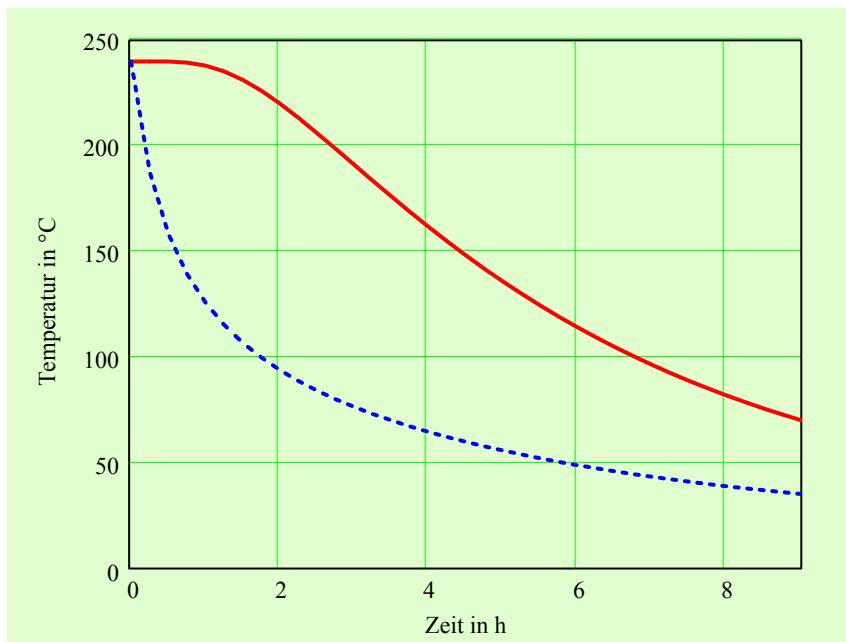
## b 56

Temperaturprofil beim Einlagern.

Die Werte können durch Auswahl einer der oben vorgegebenen Zeilen vorgegeben werden

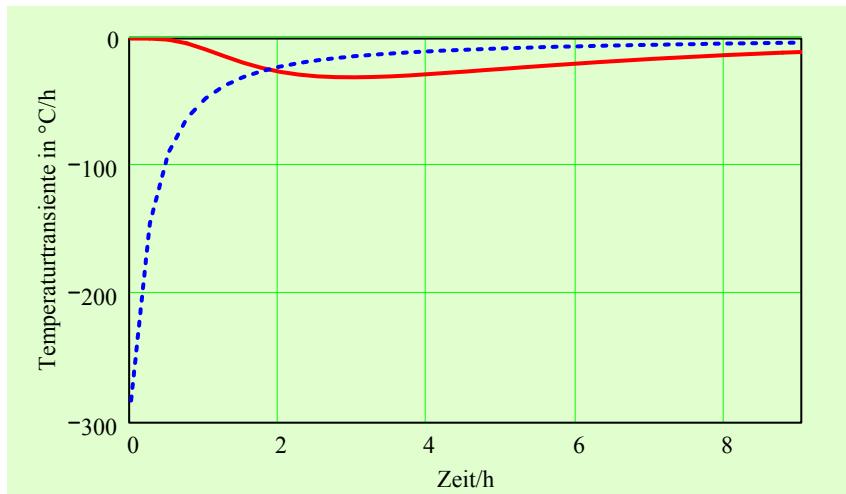


Temperaturtransiente im Kern und an der Oberfläche bei freier Abkühlung



rote Linie: Kerntemperatur

blaue Linie:  
Oberflächentemperatur



Es wird erkennbar, dass der Gießling im Kern länger warm bleibt, die Oberfläche sich dagegen noch schneller abkühlt. Auch bei der Transiente des Kerns wird die zulässige Abkühlungsrate weit überschritten.

## Einlagerung mehrerer Gießlinge in einen isolierten Schrank

Wärmeübergangskoeffizient innen:  $\alpha_{in} := 10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

Wärmeübergangskoeffizient außen:  $\alpha_a := 10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

Volumen des Schrankes innen

$$V_S := 1.5 m^3$$

Anzahl der eingelagerten Gießlinge:

$$Z := 1$$

Isolierschichtdicke

$$d_{Is} := 10 cm$$

Wärmeleitfähigkeit der Isolierung:  $\lambda_{Is} := 0.04 \frac{W}{m \cdot K}$

Volumen der eingelagerten Charge

$$V_G := \pi \cdot \frac{D_G^2}{4} \cdot l_G \cdot Z$$

Füllung des Schrankes

$$\frac{V_G}{V_S} = 3\%$$

Masse der eingelagerten Charge

$$m_G := \pi \cdot \frac{D_G^2}{4} \cdot l_G \cdot \rho \cdot Z$$

$$m_G = 50 kg$$

Oberfläche der eingelagerten Gießlinge:

$$A_G := \left( l_G \cdot D_G + 2 \cdot \frac{D_G^2}{4} \right) \cdot \pi \cdot Z$$

Kantenlänge des Schrankes innen

$$a_i := \sqrt[3]{V_S}$$

$$a_i = 1.145 m$$

Oberfläche des Schrankes innen:

$$A_I := 6 \cdot a_i^2$$

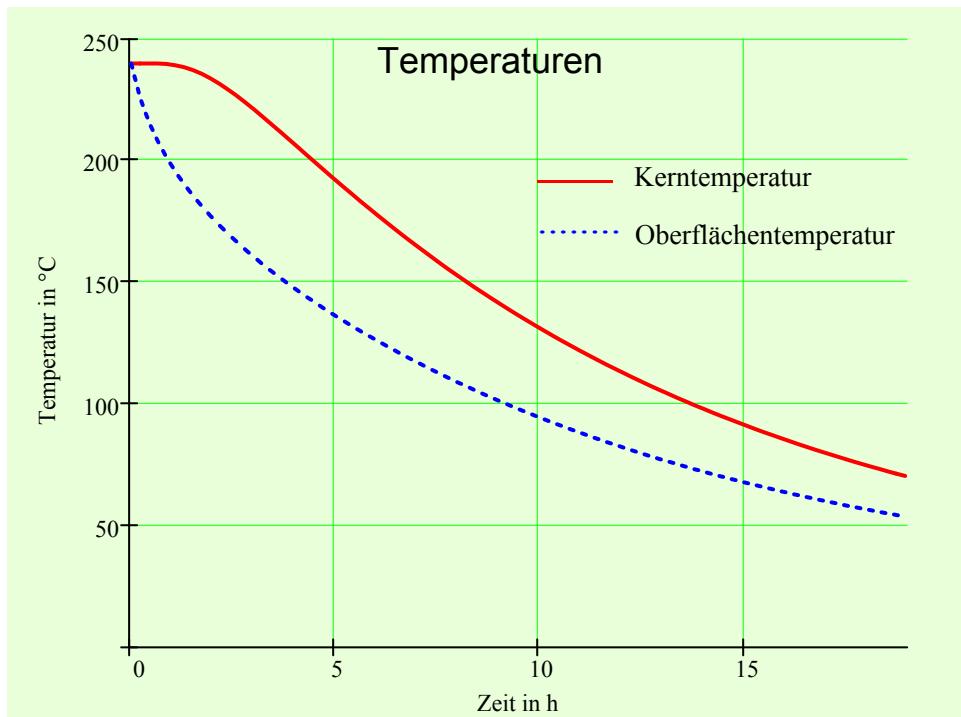
Oberfläche des Schrankes außen:  $A_A := 6 \cdot (a_i + 2 \cdot d_{Is})^2$

Berechnung des k-Wertes vom Gießling bis nach außen (dabei wird vorausgesetzt, dass im Schrank eine gute Luftumwälzung erfolgt, so dass der Wärmeleitwiderstand der Luft im Schrank vernachlässigt werden kann. Die Wärmekapazität der Schrankwand wird ebenfalls vernachlässigt).

$$A_m := \frac{A_A - A_I}{\ln \left( \frac{A_A}{A_I} \right)} \quad R_{ges} := \left( \frac{1}{\alpha_{in} \cdot A_G} + \frac{1}{\alpha_{in} \cdot A_I} + \frac{d_{Is}}{\lambda_{Is} \cdot A_m} + \frac{1}{\alpha_a \cdot A_A} \right)$$

Rechenbereich

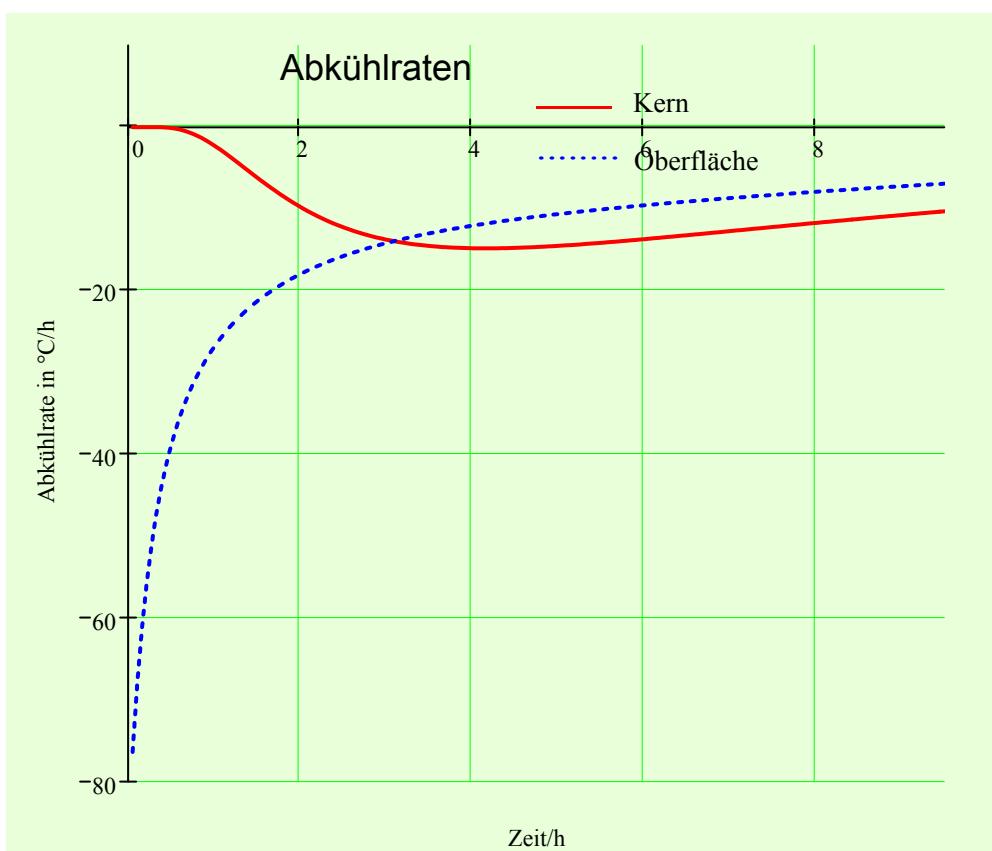
Temperaturtransiente im Kern und an der Oberfläche bei Einlagerung in einen wärmegedämmten Behälter



Anzahl der Gießlinge:

Z = 1

Zeit = 19 h



Bei der Einlagerung von 2 und mehr Gießlingen mit den o.a. Abmessungen wird die maximale Abkühlrate nicht mehr überschritten, die Abkühlung bis auf 70°C dauert jedoch länger als 24 Stunden, bei 16 Gießlingen bereits eine Woche. Dies ist für den Produktionsablauf nicht mehr akzeptabel. Als Konsequenz ergibt sich die Notwendigkeit, die Schränke bei der Einlagerung geringer Mengen zu beheizen und bei größeren Chargen, insbesondere mit abnehmender Temperatur zu kühlen.

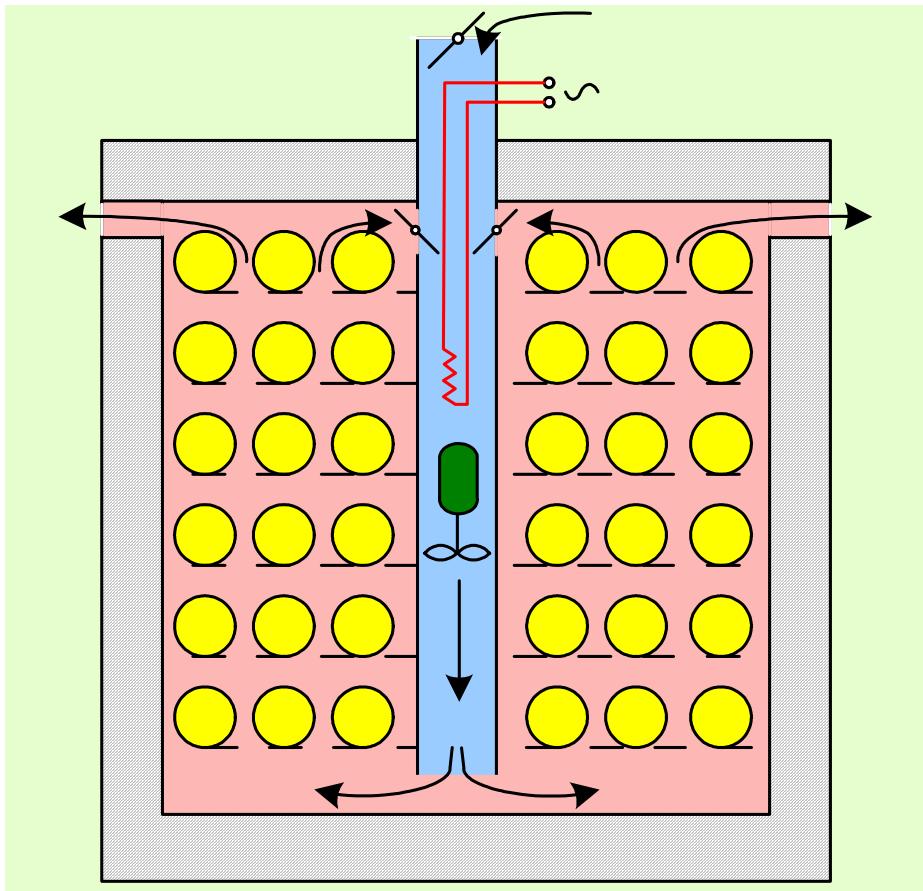


Bild 3 Isolierter beheizbarer und durch Außenluft kühlbarer Temperschrank

Die Beheizung erfolgt geregt mittels eines elektrischen Heizstabes. Die Kühlung kann - wie bei einer Klimaanlage - durch Außenluft erfolgen, die der im Schrank zur Vergleichmäßigung der Temperaturen umgewälzten Innenluft beigemischt wird.

Bei der Berechnung ist für stärkerer Umwälzung ein entsprechend höherer Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{in}$  anzusetzen. Für die Simulation der Abkühlvorganges können in Folge zwei unterschiedliche Abkühlraten mit variierbarem Umschaltpunkt vorgegeben werden. Die zugehörige Heizleistung bzw. Küllast wird ausgegeben.

Zeit für Phase 1  $Zeit_a := 240\text{min}$

Zahl der ausgegebenen Rechenwerte pro Stunde für Phase 1

$f1 := 5$

Rechenintervall  $\Delta z := 60\text{s}$

Zahl der Stäbe

$Z := 30$

Rechenbereich

Vorgegebene maximale Abkühlrate (mindestens 3K / h):

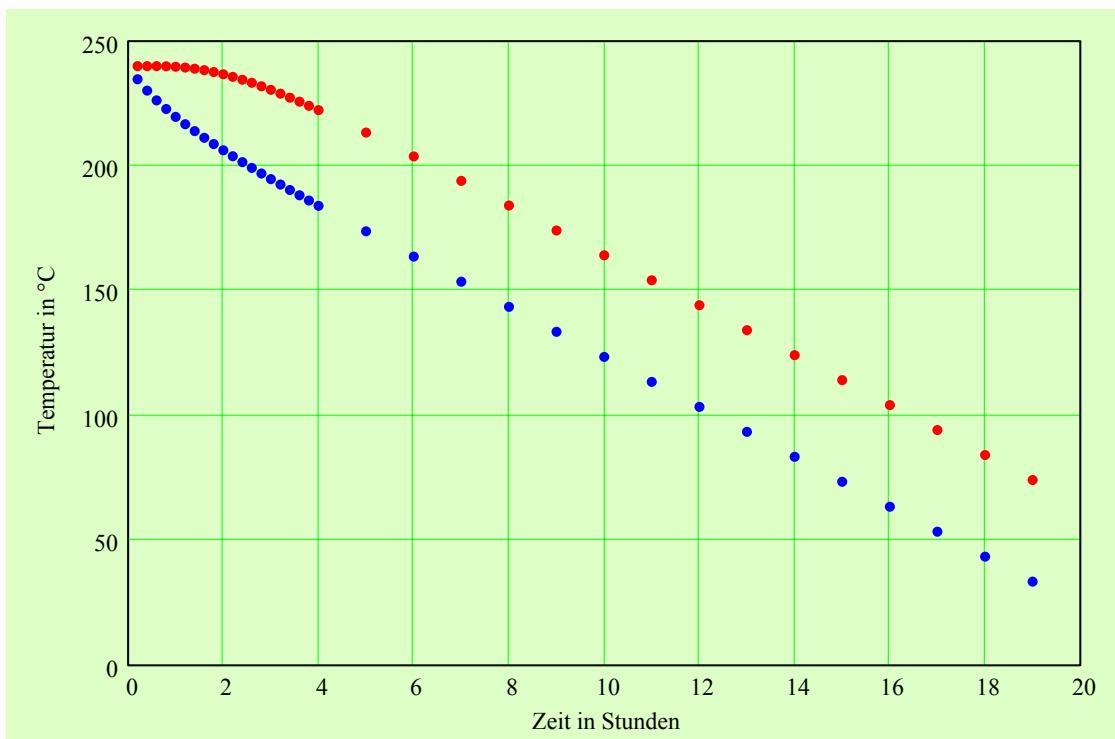
Phase 1

$Abkühlung1 := \frac{10\text{K}}{\text{h}}$

Phase 2

$Abkühlung2 := \frac{10\text{K}}{\text{h}}$

Temperaturtransiente der Außenhaut und des Kerns bei geregelter Abkühlung  
(Beheizung bzw. Kühlung des Schrankes)



Zahl der Gießlinge: Z = 30

Maximale Heizleistung: Q<sub>Heiz\_max1</sub> = 0 kW Maximale Kühlleistung: Q<sub>Kühl\_max2</sub> = -7.14 kW Zeit = 19 h

Mit einer im Schrank installierten Heizleistung von 2 kW ist selbst bei geringen Beladungen auch noch für Regelungsvorgänge eine ausreichende Leistung vorhanden.

Heizleistung (+) bzw. Kühlleistung (-) über der Zeit

---

b 61

