

Zentrifugen-Wärmekraftmaschine nach Tjards Erste Simulationsergebnisse (unverbindlich)

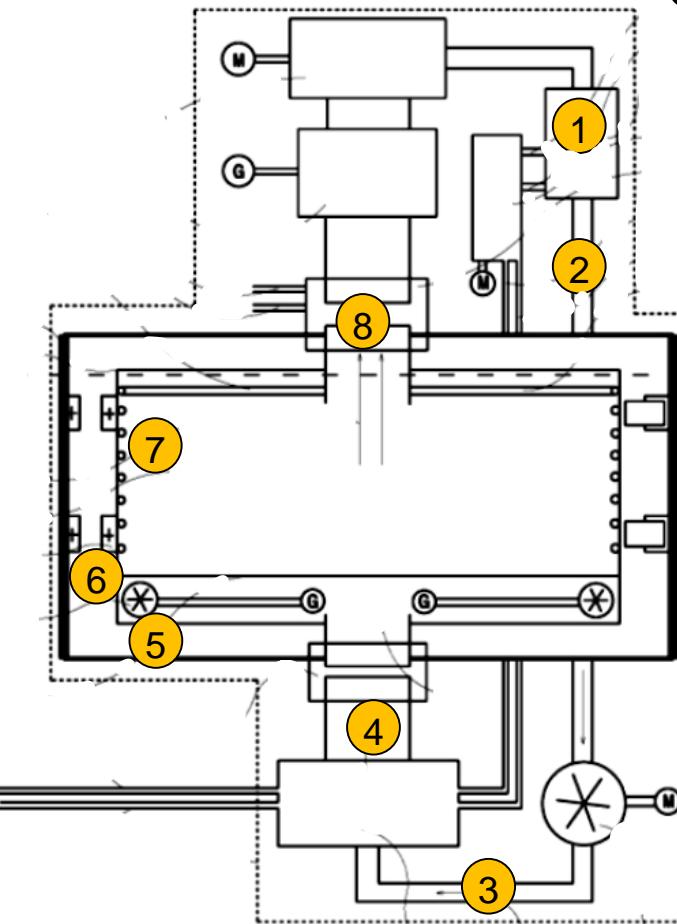
M.Sc. Jan Hollmann, Donika Preteni

Hollmann@ift.uni-hannover.de



Modell

Modellannahmen



Verwendetes Fluid: R1234yf

Vereinfachte Annahmen der Zustandsänderungen:

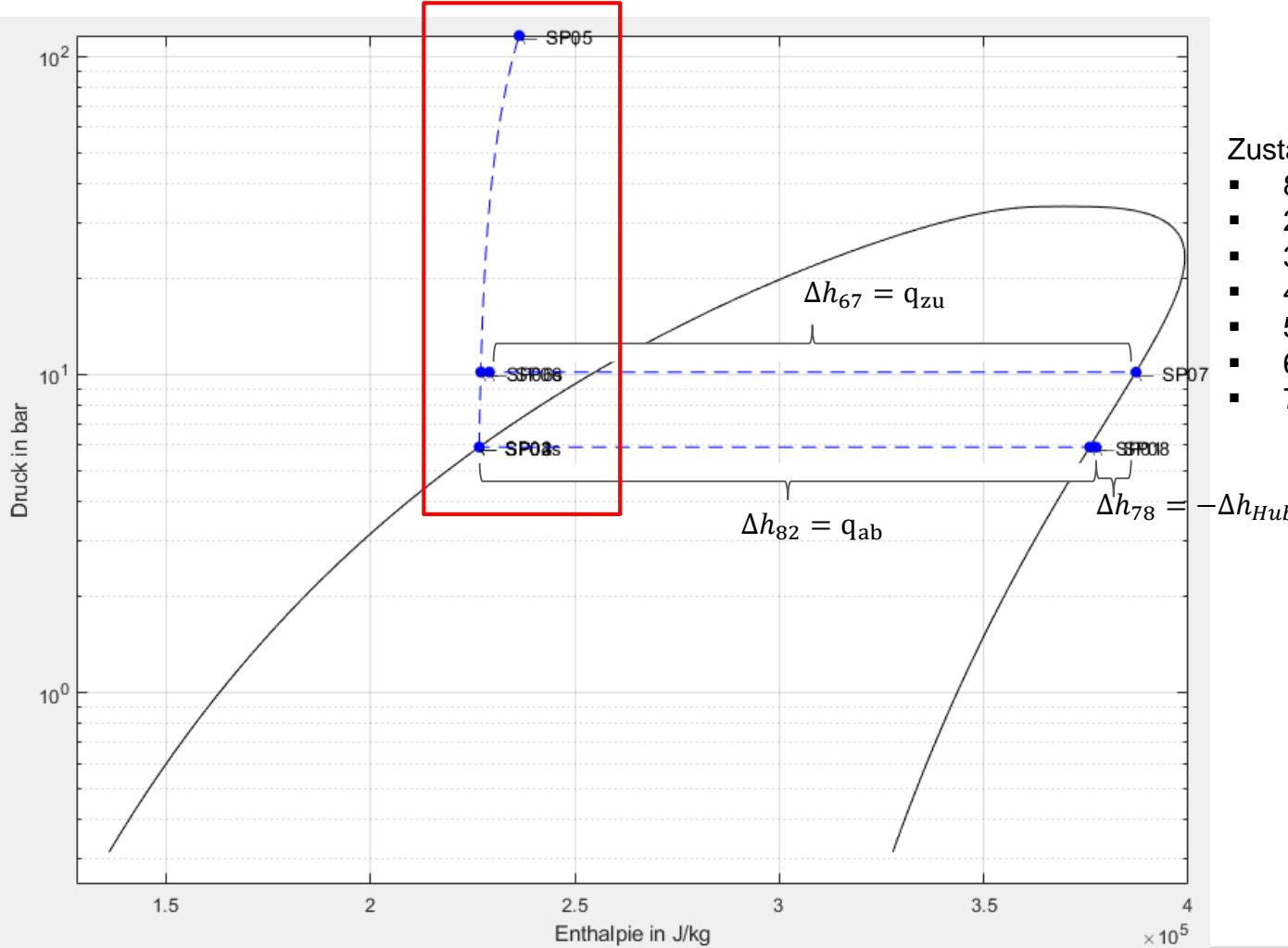
- 8→1→2: Enthitzung und Kondensation (isobar)
- 2→3: Verdichtung auf Vordruck (optional)
- 3→4: Vorwärmung (optional)
- 4→5: Kompression (adiabat, reversibel)
- 5→6: Entspannung (isentrop sowie mittels η_T)
- 6→7: Verdampfung (isobar)
- 7→8: Hubarbeit (adiabat, reversibel)

Weitere Modelleinschränkungen:

- Antrieb (Energiebedarf) der Zentrifuge nicht berücksichtigt
- Druckverluste bisher nicht berücksichtigt

Modell

log(p)-h-Zustandsdiagramm (exemplarisch)

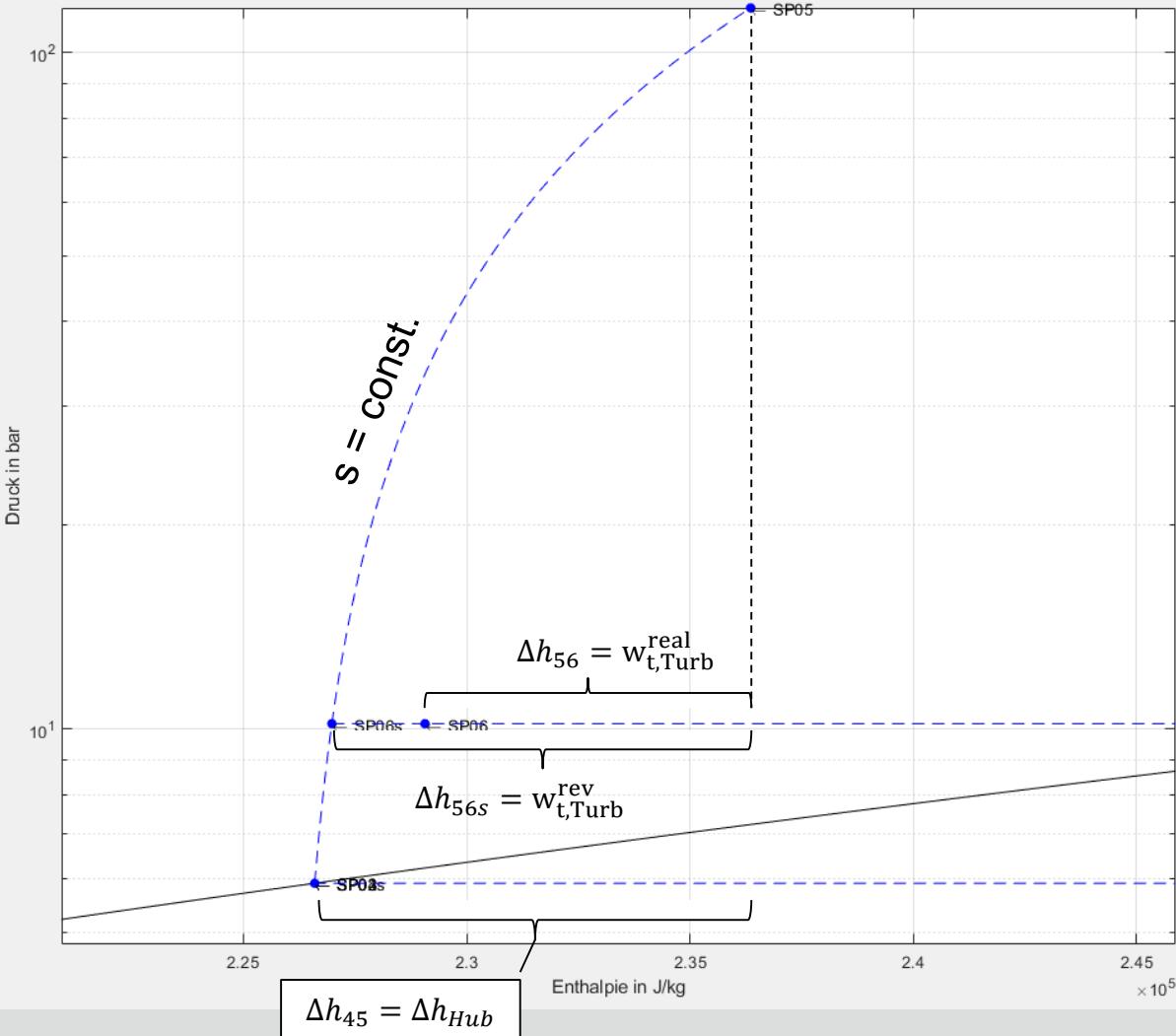


Zustandsänderungen:

- 8→1→2: Enthitzung /Kondensation
- 2→3: Verdichtung auf Vordruck
- 3→4: Vorwärmung
- 4→5: Kompression (isentrop)
- 5→6: Entspannung (mittels η_T)
- 6→7: Verdampfung (isobar)
- 7→8: Hubarbeit (isentrop)

Modell

log(p)-h-Zustandsdiagramm (Ausschnitt, exemplarisch)



Zustandsänderungen:

- 8→1→2: Enthitzung /Kondensation
- 2→3: Verdichtung auf Vordruck
- 3→4: Vorpärmung
- 4→5: Kompression (isentrop)
- 5→6: Entspannung (mittels η_T)
- 6→7: Verdampfung (isobar)
- 7→8: Hubarbeit (isentrop)

Dargestellter Prozess ohne
Vorverdichtung und Vorpärmung
SP02 = SP03 = SP04

Überblick der simulierten Varianten

Fragestellung

- Variante 1: Zentrifuge mit passivem Kondensator gegen Umgebungstemperatur.
- Variante 2: Zentrifuge mit passivem Kondensator gegen Umgebungstemperatur und Vorwärmung/Vorverdichtung
- Variante 3: Zentrifuge mit Kältemaschine als Wärmesenke und Vorwärmung/Vorverdichtung

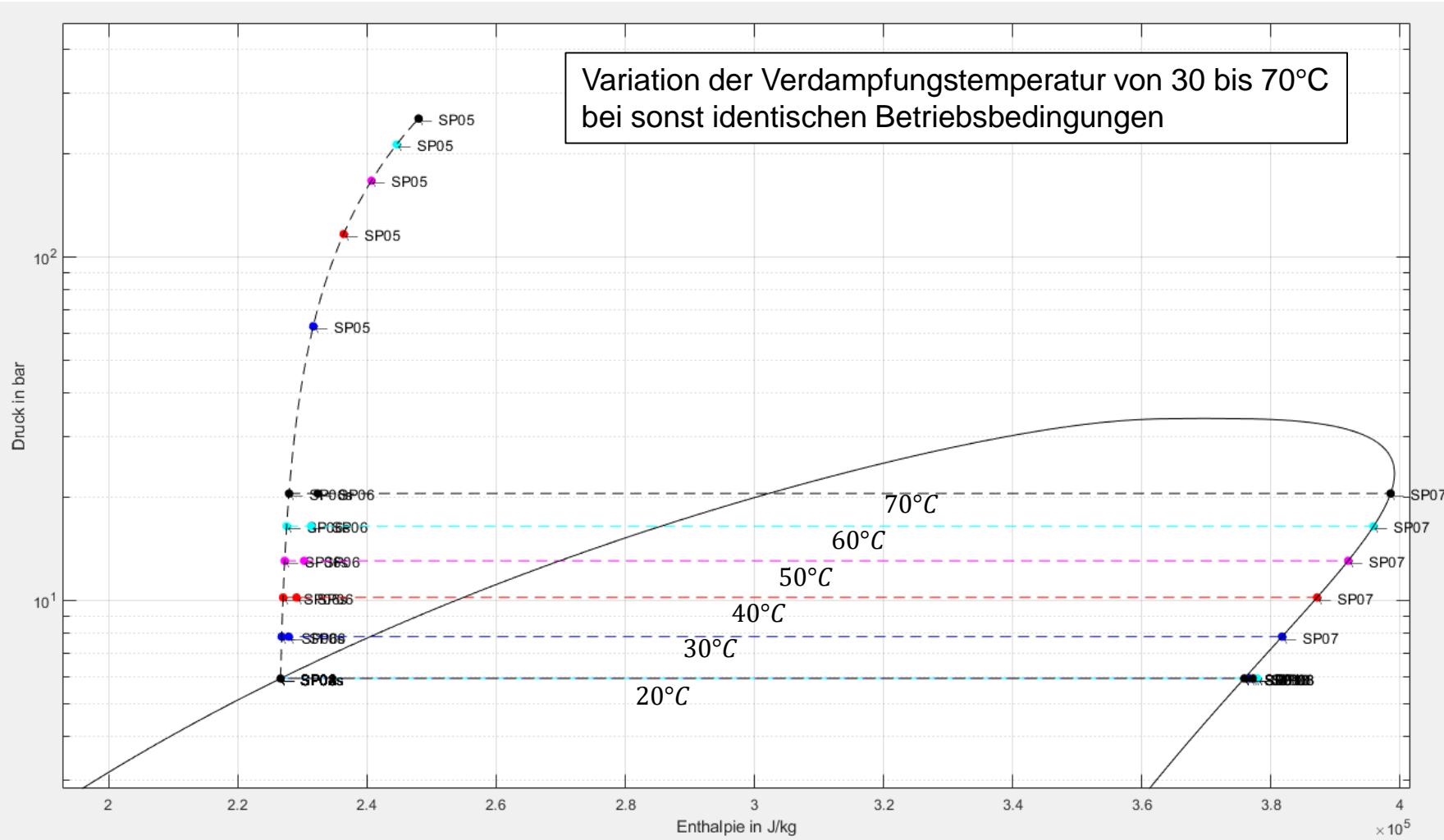
Variante 1:

Zentrifuge mit passivem Kondensator gegen Umgebungstemperatur.

- Randbedingungen:
 - Arbeitsfluid R1234yf
 - Kondensationstemperatur konstant bei 20°C.
 - Variation der Verdampfungstemperatur von 30 bis 70°C
 - Vorgegebener isentroper Turbinenwirkungsgrad von $\eta_T = 0,78$
- Fragestellung:
 - Welche maximale Hubarbeit kann bei gegebener Temperaturdifferenz erreicht werden, damit Arbeitsfluid beim Verlassen der Zentrifuge gerade noch vollständig gasförmig?
 - Welche Zentrifugen-Betriebsparameter sind dadurch möglich?
 - Welche System-Wirkungsgrade sind prinzipiell möglich?

Variante 1:

Zentrifuge mit passivem Kondensator gegen Umgebungstemperatur.



Variante 1:

Zentrifuge mit passivem Kondensator gegen Umgebunastemperatur.

ϑ_{Cond}	$\vartheta_{\text{Verdampf}}$	Δh_{hub}	n_{Zentr}	$\cong \Delta z$	p_{max}	η	η_C
°C	°C	kJ/kg	1/min	m	bar	%	%
20 (5,9 bar)	30 (7,8 bar)	5,06	961	516	62,7	2,47	3,16
	40 (10,2 bar)	9,76	1334	995	116	4,61	5,86
	50 (13,0 bar)	14,08	1602	1435	166	6,47	8,16
	60 (16,4 bar)	17,99	1811	1833	213	8,05	10,13
	70 (20,4 bar)	21,38	1974	2180	252	9,40	11,76

- Mit steigender Temperaturdifferenz steigt Druckdifferenz und damit spezifische Hubarbeit und Turbinen-Eintrittsdruck. Steigerung des Wirkungsgrads.
- Anmerkung: idealer Wirkungsgrad ohne Berücksichtigung des Zentrifugen-Antriebs und sonstiger parasitärer Komponenten.

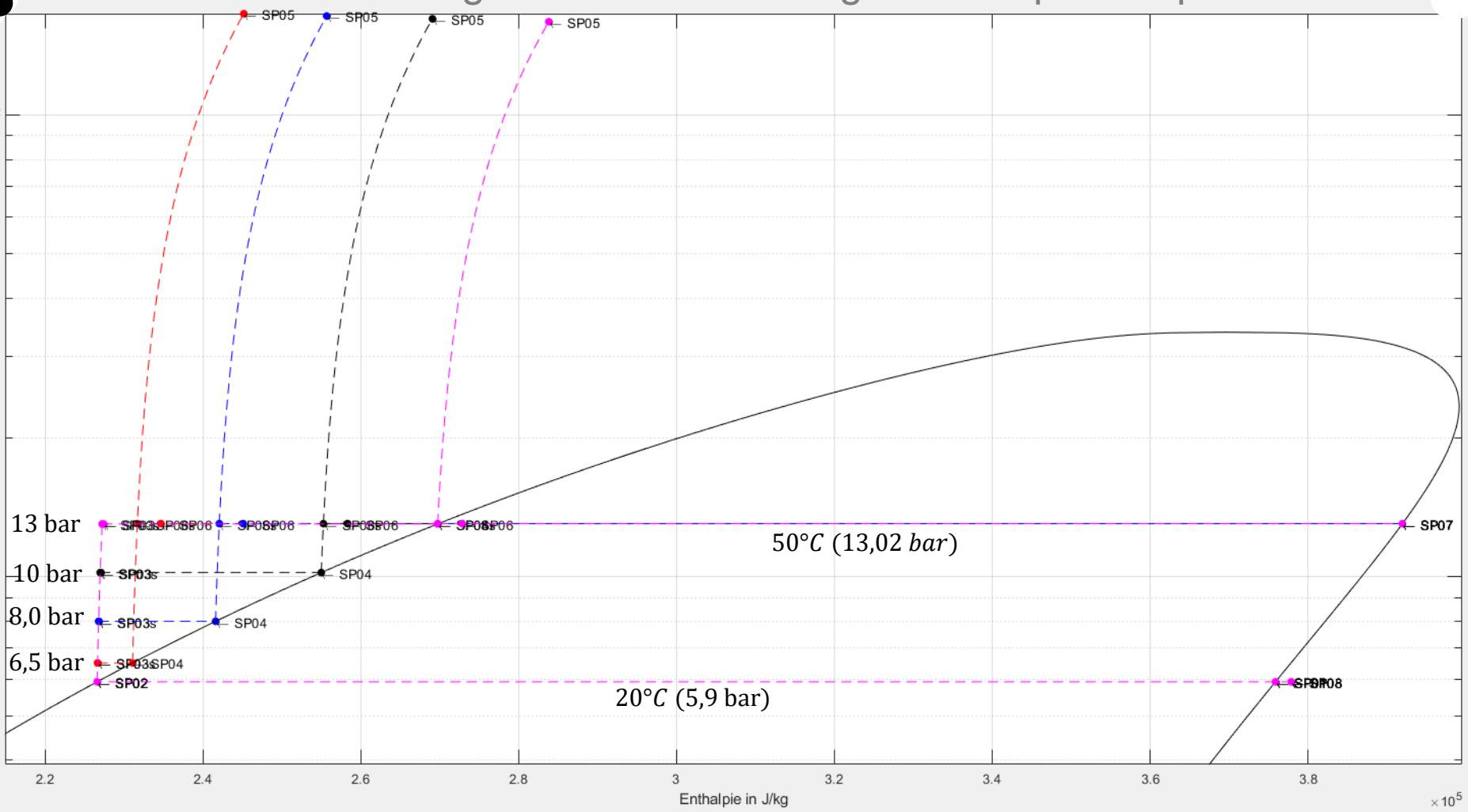
Variante 2:

Zentrifuge mit passivem Kondensator gegen Umgebungstemperatur und zusätzlicher Vorwärmung und Vorverdichtung.

- Erweiterung des Modells:
 - Begrenzte Verdampferfläche in Zentrifuge. Vorverdichtung mit Pumpe und anschließende Vorwärmung vor Zentrifugeneintritt bis zum Siedepunkt des Vordrucks.
- Randbedingungen:
 - Arbeitsfluid R1234yf
 - Kondensationstemperatur konstant bei 20°C.
 - Variation des Vordrucks (Verdichteraustrittsdruck p_3)
 - Variation der Verdampfungstemperatur von 30 bis 70°C
 - Vorgegebener isentroper Turbinen- und Verdichterwirkungsgrad von $\eta_T = 0,78$
- Fragestellung:
 - Inwieweit ist Vorverdichtung möglich, sodass Arbeitsfluid am Austritt der Flüssigkeitsturbine gerade noch flüssig?
 - Welchen Einfluss hat Vorverdichtung auf den Wirkungsgrad im Vergleich zu Variante 1?

Variante 2:

Zentrifuge mit passivem Kondensator gegen Umgebungstemperatur und zusätzlicher Vorwärmung und Vorverdichtung. Verdampfertemperatur 50°C



Variante 2:

Zentrifuge mit passivem Kondensator gegen Umgebungstemperatur und zusätzlicher Vorwärmung und Vorverdichtung. Verdampfertemperatur 50°C

ϑ_{Cond}	$\vartheta_{\text{Verdampf}}$	p_{Vor}	Δh_{hub}	p_{max}	$q_{\text{Vor(34)}}$	$q_{\text{Verd(67)}}$	η	η_C
°C	°C	bar	kJ/kg	bar	kJ/kg	kJ/kg	%	%
20 (5,9 bar)	50 (13,0 bar)	-/- Var. 1	14,08	166	0 (0,0%)	161,7	6,47	8,16
	50 (13,0 bar)	6,5	14,08	165	4,43 (2,7%)	157,3	6,45	8,37
	50 (13,0 bar)	8,0	14,08	163	14,76 (9,1%)	146,9	6,40	8,78
	50 (13,0 bar)	10,0	14,08	161	27,90 (17,3%)	133,6	6,34	9,14
	50 (13,0 bar)	13,0	14,08	159	42,30 (26,2%)	119,1	6,28	9,28

- Bei Anstieg des Vordrucks steigt Turbinenarbeit minimal, gleichzeitig nimmt benötigte Verdichterarbeit zu, sodass idealer Wirkungsgrad leicht abnimmt.
- Bis zu 25% der Wärmemenge kann (bei 50°C Verdampfertemperatur) außerhalb der Zentrifuge zugeführt werden.

Variante 3:

Zentrifuge mit Kältemaschine als Wärmesenke und Vorwärmung/
Vorverdichtung.

- Erweiterung des Modells:
 - Idee: Ermöglichung niedrigerer Kondensationstemperaturen durch Kühlung mit Kältemaschine, die u.a. Vorwärme bereitstellt
 - Energiebilanz der Kältemaschine über reversible Leistungszahl des KM-Kompressors
- Randbedingungen:
 - Arbeitsfluid R1234yf
 - Variation der Kondensationstemperatur.
 - Vorgegebener Vordruck (Verdichteraustrittsdruck p_3)
 - Vorgegebene Verdampfungstemperatur von 50°C
 - Vorgegebener isentroper Turbinen- und Verdichterwirkungsgrad von $\eta_T = 0,78$
- Ergebnis:
 - Kältemaschine benötigt deutlich mehr Energie als Wärmekraftmaschine bereitstellen könnte, obwohl prinzipiell höhere Temperaturdifferenz / Hubarbeit zur Verfügung steht. Variante wird verworfen.

Zentrifuge: Erste geometrische Abschätzungen

- Abschätzung der benötigten Verdampferoberfläche
 - Geometrische Oberfläche (Zentrifugenwandfläche): $A_{\text{geo}} = 2 \pi R l$
 - Annahme: durch Rippenstruktur Verdopplung der Wärmeübertragerfläche $A_{WÜ} = 2A_{\text{geo}}$
 - Zur Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Abwärme-Niedertemperatur Annahme einer niedrigen treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T = 10 K$.
 - Annahme eines Wärmedurchgangskoeffizienten (nach Hecker) von 2000 $\frac{W}{m^2 K}$.
- Beispiel Variante 1: $\dot{m} = 10 \text{ kg/s}$ bei Betriebspunkt mit Verdampfertemperatur $\vartheta_{verd} = 50^\circ C$ ohne Vorverdichtung:
 - $q_{zu} = q_{67} = 161,7 \frac{kJ}{kg} \Rightarrow \dot{Q} = 1,617 \text{ MW}$
 - $R \cdot l = \frac{\dot{Q}}{4\pi \Delta T k} = 6,434 \text{ m}^2$ (bei Zentrifugenradius von 1m müsste Zentrifuge theor. 6,4m hoch sein)
 - $P_{\text{turb}} = \dot{m} \cdot \Delta h_{56} = 103 \text{ kW}$
- Beispiel Variante 2: $\dot{m} = 10 \text{ kg/s}$ bei Betriebspunkt mit Verdampfertemperatur $\vartheta_{verd} = 50^\circ C$ mit Vorverdichtung auf maximalen Vorverdichtungsdruck:
 - $q_{zu} = q_{67} = 119,1 \frac{kJ}{kg} \Rightarrow \dot{Q} = 1,191 \text{ MW}$
 - $R \cdot l = 4,739 \text{ m}^2$ (bei Zentrifugenradius von 1m müsste Zentrifuge theor. 4,7m hoch sein)
 - $P_{\text{turb}} = \dot{m} \cdot \Delta h_{56} = 109 \text{ kW}$

Zentrifuge: Erste geometrische Abschätzungen

- Beispiel: $\dot{m} = 100 \text{ kg/s}$ bei Betriebspunkt mit Verdampfertemperatur $\vartheta_{verd} = 50^\circ\text{C}$ mit Vorverdichtung auf maximalen Vorverdichtungsdruck:

- $q_{zu} = 119,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow \dot{Q} = 11,91 \text{ MW}$
- $R \cdot l = 47,39 \text{ m}^2$
- $P_{\text{turb}} = \dot{m} \cdot \Delta h_{56} = 1,095 \text{ MW}$

R	l
2 m	23,7 m
4 m	11,9 m
6 m	7,9 m

- Noch keine Berücksichtigung der Strömungskanäle und Strömungsgeschwindigkeiten!

Offene Fragen:

- Einsatz eines Verdichters am Zentrifugenaustritt (anstelle Vorverdichtung)
 - Variante noch zu prüfen
- Antrieb der Zentrifuge:
 - Selbsterhaltende Zentrifugenumfangsgeschwindigkeit durch Ausdüsung in Zentrifugenraum fraglich und noch nicht geklärt
 - Benötigtes Antriebsmoment zur Überwindung von Reibungsverlusten schwer abschätzbar, vermutlich deutliche Absenkung des Systemwirkungsgrads zu erwarten

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!