SINTEF

KENNFELD UND LEISTUNGSANALYSE EINER ZWEISTUFIGEN TURBOKOMPRESSOR-BRÜDENVERDICHTUNG

Michael Bantle (PhD)
Senior Researcher, SINTEF Energy Research,
Trondheim, Norway
Michael.Bantle@sintef.no

Inhalt

1. Hintergrund und Potential der Technologie
2. Testaufbau und Messdaten
3. Ergebnisse und Ausblick
4. Zusammenfassung

Kennfeld und Leistungsanalyse einer zweistufigen Turbokompressor-Brüdenverdichtung

Michael Bantle[1*], Christian Schlemminger[1], Marcel Ahrens[2], Kjetil Evenmo[3]

[1] SINTEF Energy Research, Kolbjørn Hejes Vei 1B, NO-7465 Trondheim, Norwegen
Michael.Bantle@sintef.no

[2] Norwegian University of Science and Technology, Abteilung für Energie und Prozesstechnologie, NO-7465 Trondheim, Norwegen

[3] Epcon Evaporation Technology, NO-7079 Flatåsen, Norwegen

* Korrespondenzautor

Kurzfassung

Die mechanische Brüdenverdichtung ist eine Spezialform der Wärmepumpentechnologie. Überschüssiger Dampf aus industriellen Prozessen (R718) wird verdichtet und die Kondensationswärme genutzt um den Prozess zu heizen. Aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften des Wasserdampfes sind solche Anlagen derzeit nur mit relativ großen Kapazitäten von mehreren Megawatt industriell rentabel. Die große Überhitzung des Brüdens während der Verdichtung stellt hohe technische Herausforderungen an Kompressor und Schmiermittel.

Turbokompressoren sind eine schmiermittelfreie Alternative zu herkömmlichen Stempel- oder Schraubenverdichtern und können besonders bei kleinen Anlagengrößen (< 1000 kW) zur Brüdenkompression eingesetzt werden. Potentiell kann diese Technologie in Hochtemperatur-Wärmepumpen mit Wärmesenken von über 100 °C zum Einsatz kommen, sowohl in offenen als auch in geschlossenen Systemen. Hierdurch kann die Energieeffizienz des Kernprozesses deutlich verbessert werden.

Im Zuge dieser Arbeit wurde ein zweistufiges Turbokompressor-System zur Brüdenverdichtung aufgebaut und analysiert. Die verwendeten, baugleichen Turbokompressoren basieren auf seriengefertigten Fahrzeugkomponenten aus der Zulieferindustrie und konnten mit einer Drehzahl von bis zu 81.000 min^{-1} getestet werden. Hierbei erzielte die erste Stufe ein Druckverhältnis von 1,95 und die zweite Stufe ein Druckverhältnis von 1,7.

Die Kondensationstemperatur des Brüdens nach der zweiten Stufe betrug 133 °C. Dies entspricht einem Temperatursprung von 33 Kelvin, wenn das System bei atmosphärischen Dampftrockner, Destillations- oder Eindampfungsanlagen zum Einsatz kommt. Der Massenstrom des Brüdens betrug circa 500 kg/h, da das System für eine relativ geringe Kapazität ausgelegt wurde. Der isentrope Wirkungsgrad der Turbokompressoren war deutlich über 70 %, abhängig von den Betriebszuständen der Anlage. Die Leistungszahl des Systems war hierbei 5,9 und entspricht 48,8 % des theoretischen Maximums. Die Kennfelder der zweistufigen Turbokompressoren wurden ermittelt und zeigen, dass speziell der Betriebszustand der zweiten Stufe mehreren Begrenzungen unterworfen ist.

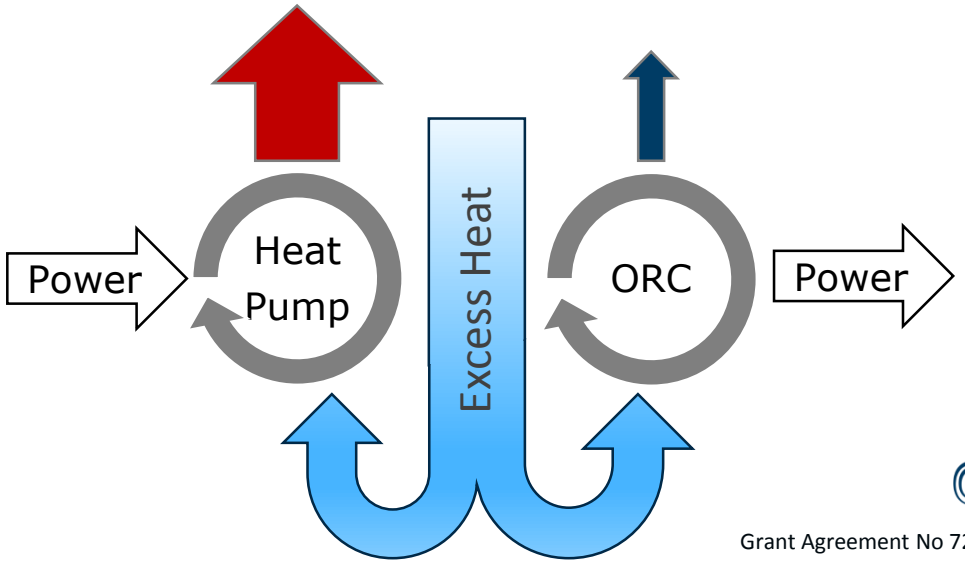
Die durchgeführten Versuche zeigen, dass schmiermittelfreie Verdichtungsanlagen hohes Potential für Wärmepumpenanwendungen haben. Potentiell können Turbokompressoren damit eine kostengünstige Alternative zur herkömmlichen Brüdenkompression darstellen, da serienproduzierte und damit kostengünstige Komponenten aus der Fahrzeugindustrie verwendet werden können.

Stichwörter:
R718 (Wasser), offene Wärmepumpe, Turbolader, Wärmepumpentrocknung, überhitzter Dampf

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

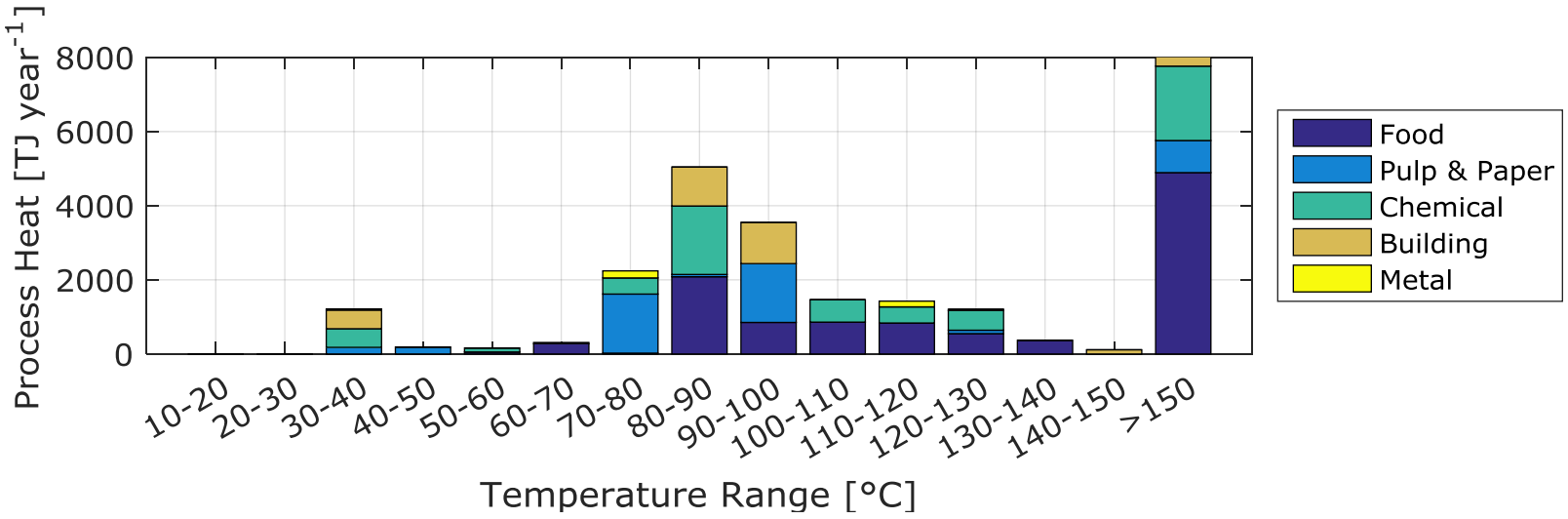
1. Hintergrund und Potential

- 175 TWh/ Jahr Energieverbrauch EU28 durch Dampfkessel (oder Wasserkessel)
  - Entsprechende Emission von Klimagasen
  - COP von 0.9 – 0.95
- Überschusswärme ist eine nutzbare Energiequelle (Hypothese)
- Potential zur Nutzbarmachung; erforderlich jedoch
  - Neue Konzepte und Layouts
  - Evtl. natürliche Kältemittel (siehe F-Gas Verordnung)
  - Verbesserte (verbilligte) Komponenten



Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

1. Hintergrund und Potential

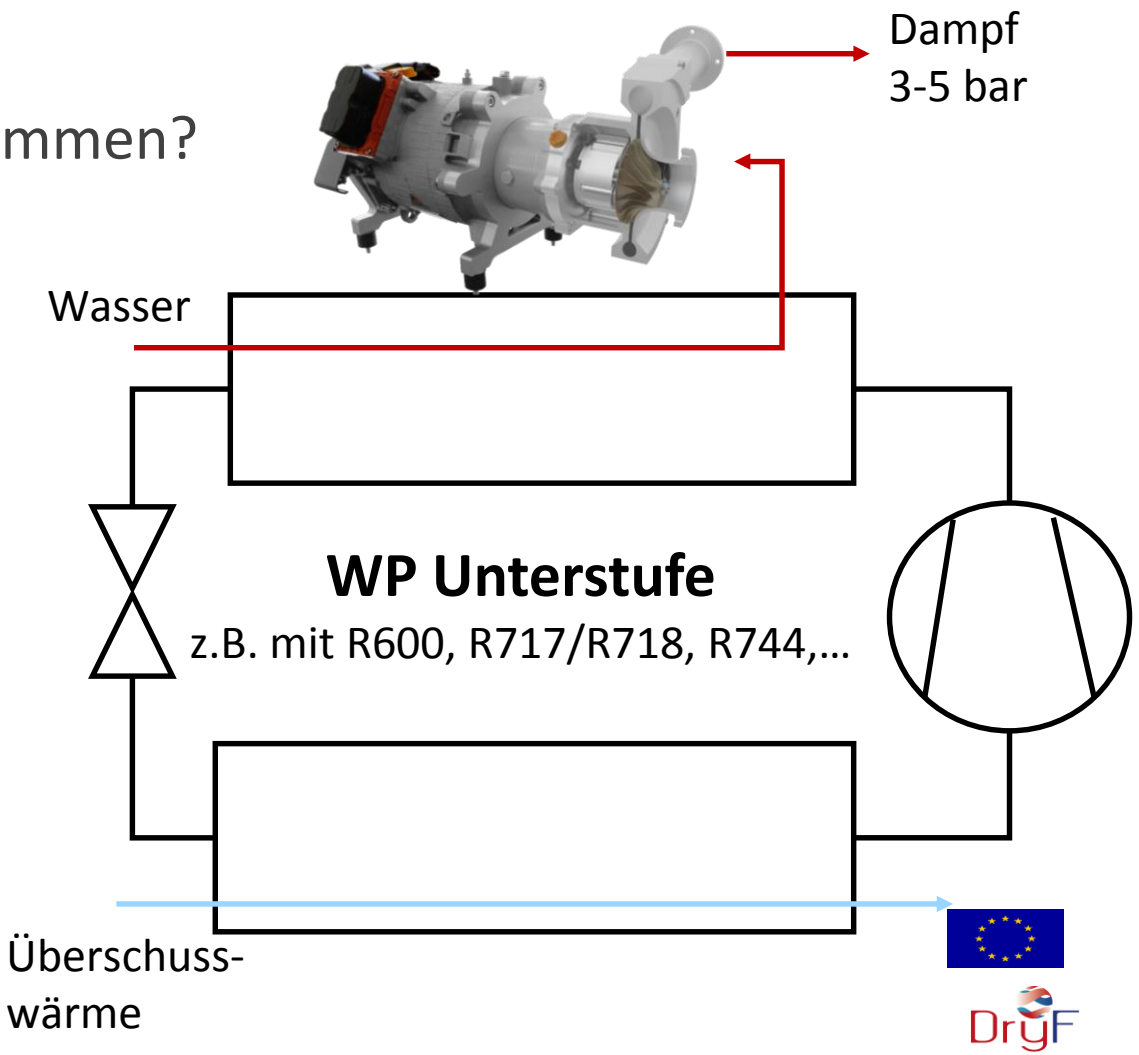


Huang, B, Bühler, F & Holm, FM 2015, *Industrial Energy Mapping: THERMCYC WP6*. Technical University of Denmark (DTU)

1. Hintergrund und Potential

Wo kann Brüdenverdichtung zum Einsatz kommen?

Chemical industry	Food and Beverages	Paper and Paper Products	Ohters
Distillation	Evaporation	Bleaching	Steam producing HP
Compression	Cooking	Cooking	Reactors
Thickening	Pasteurisation	Drying	Waste heat
	Sterilisation		
	Drying		



Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

1. Hintergrund und Potential

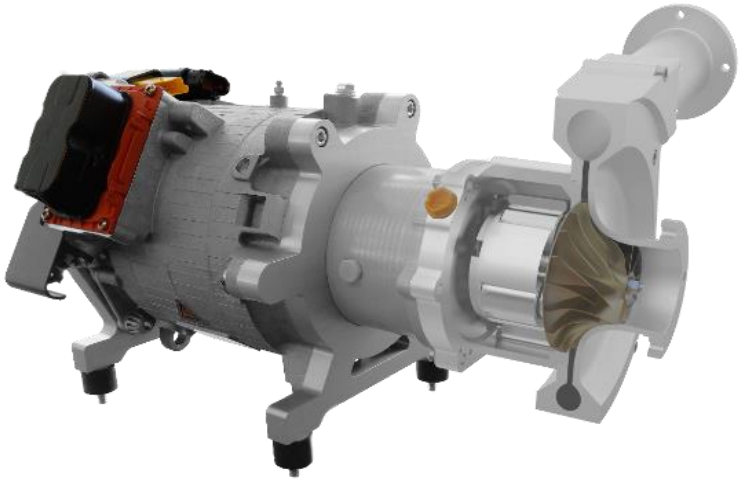
Was darf ein Wärmepumpe mit derzeitigen Energiepreisen kosten?

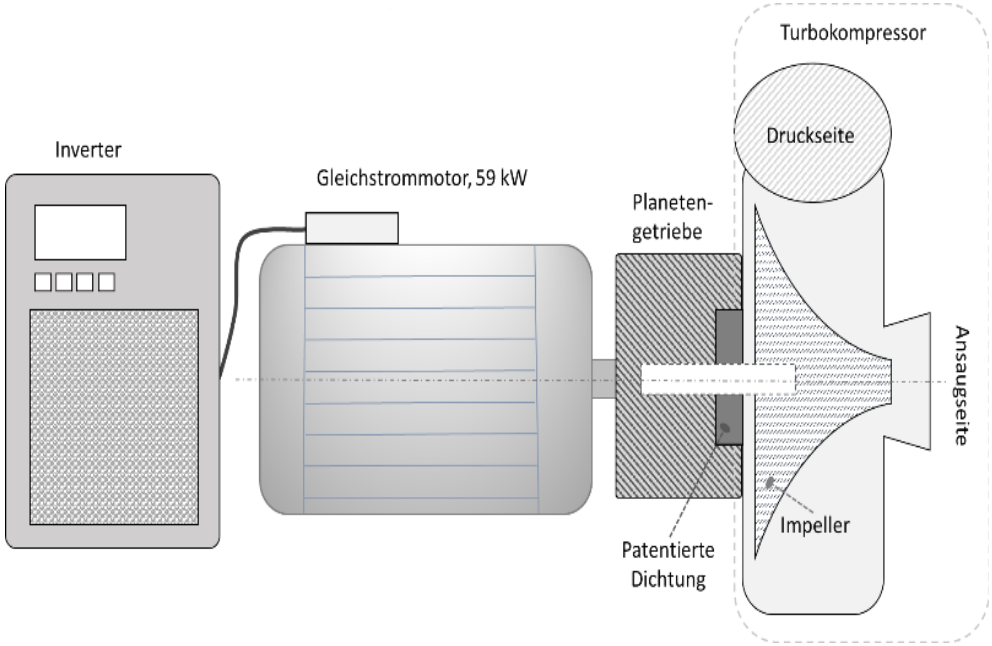
MVR-System	screw compressor	steam fans/blowers	Turbocompressor
stages			
Inlet			
Outlet			
Investment			
Capacity			
steam flow			
COP (W/W)			
net savings			
Location			
net savings**			
ROI			

** based on: electricity 0.15€/kWh Germany, 0.07€/kWh Norway; gas 0.04€/kWh Germany 0.06 €/kWh Norway

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

2. Testaufbau und Messdaten





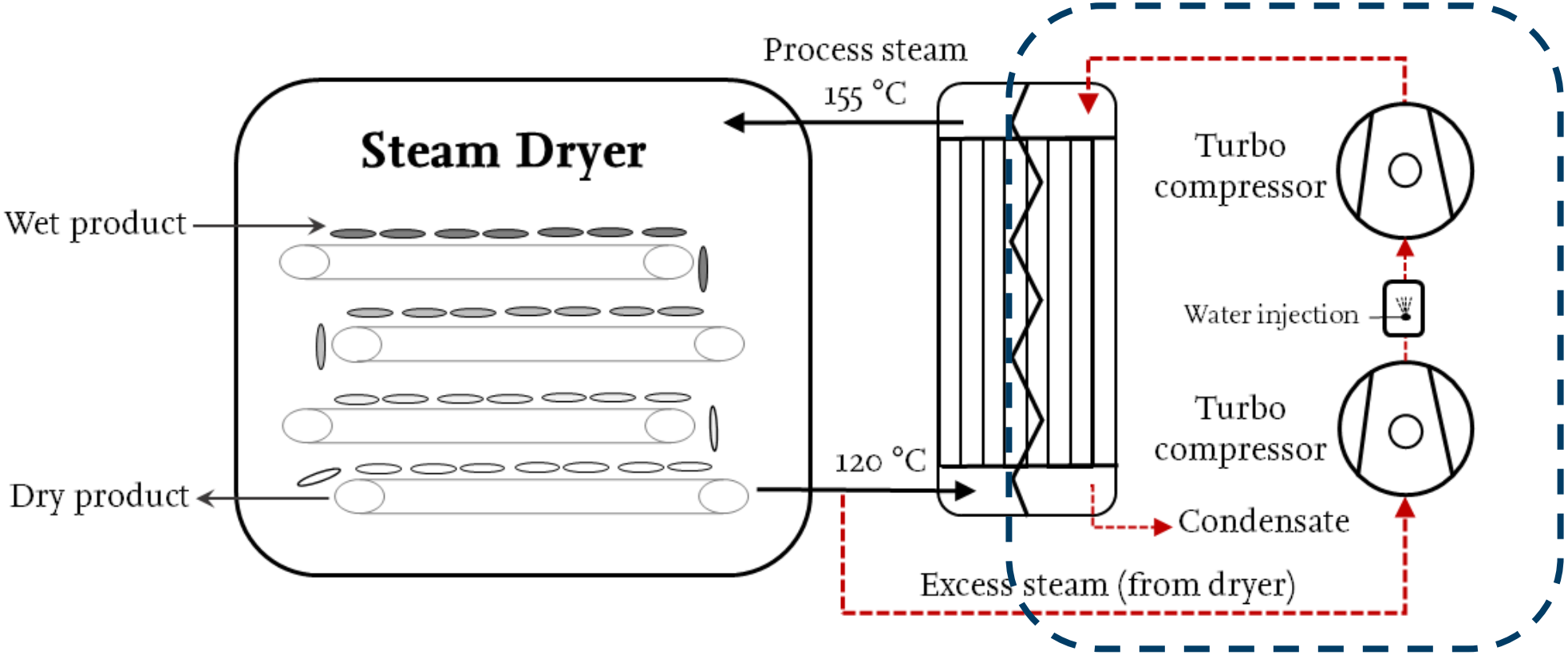
Parameter

- Druckverhältnis: 2,5
- Massenstrom: 450 bis 550 kg/h
- Isentroper Wirkungsgrad: 74,5 %
- Impellerdrehzahl: 90.000 U/min
- Maße: 50 cm x 40 cm x 35 cm
- Gewicht: ca. 40 kg

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

2. Testaufbau und Messdaten

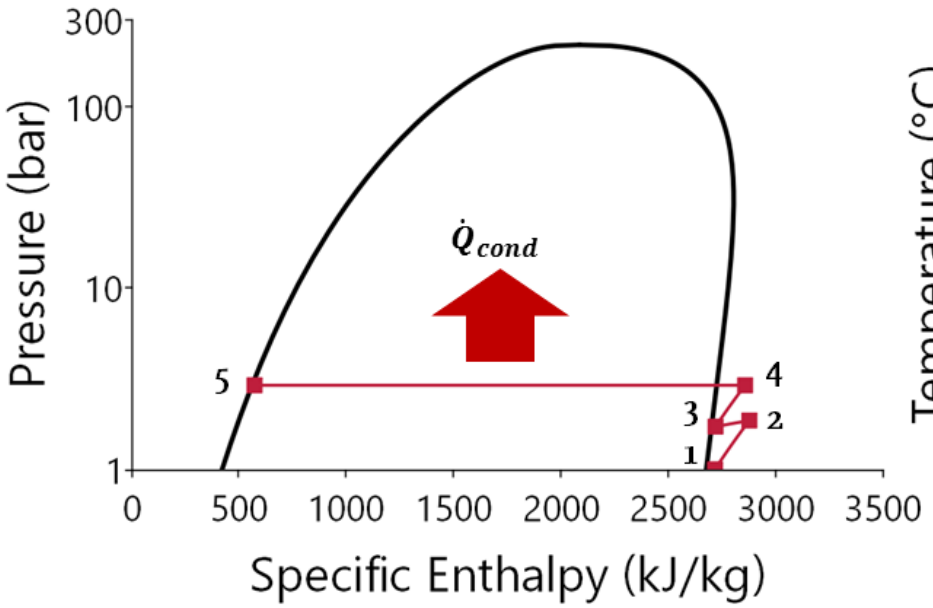
Für die Erwärmung des Prozessdampfes über den Wärmeübertrager wird überschüssiger Dampf entzogen und auf ein höheres Druckniveau komprimiert.

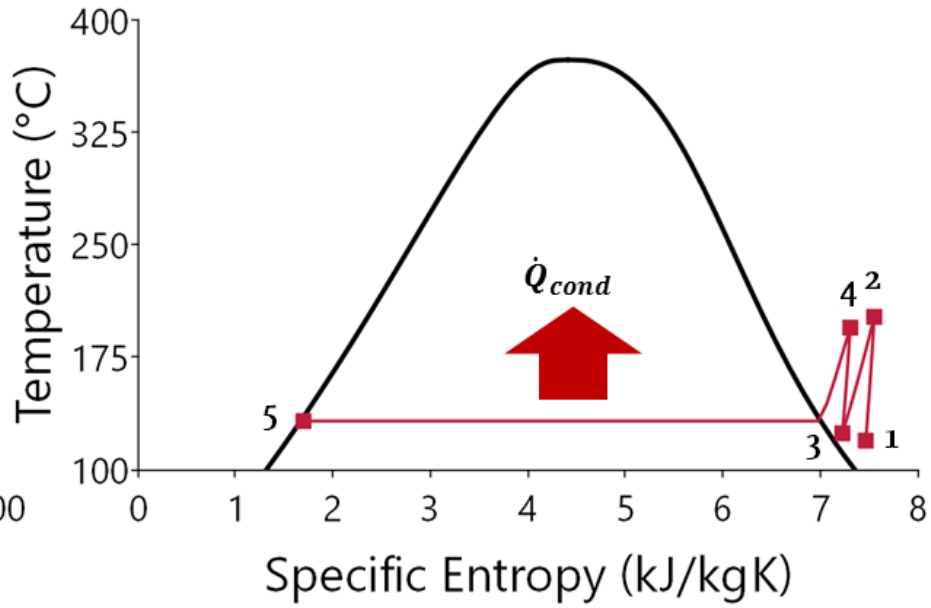


Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

2. Testaufbau und Messdaten

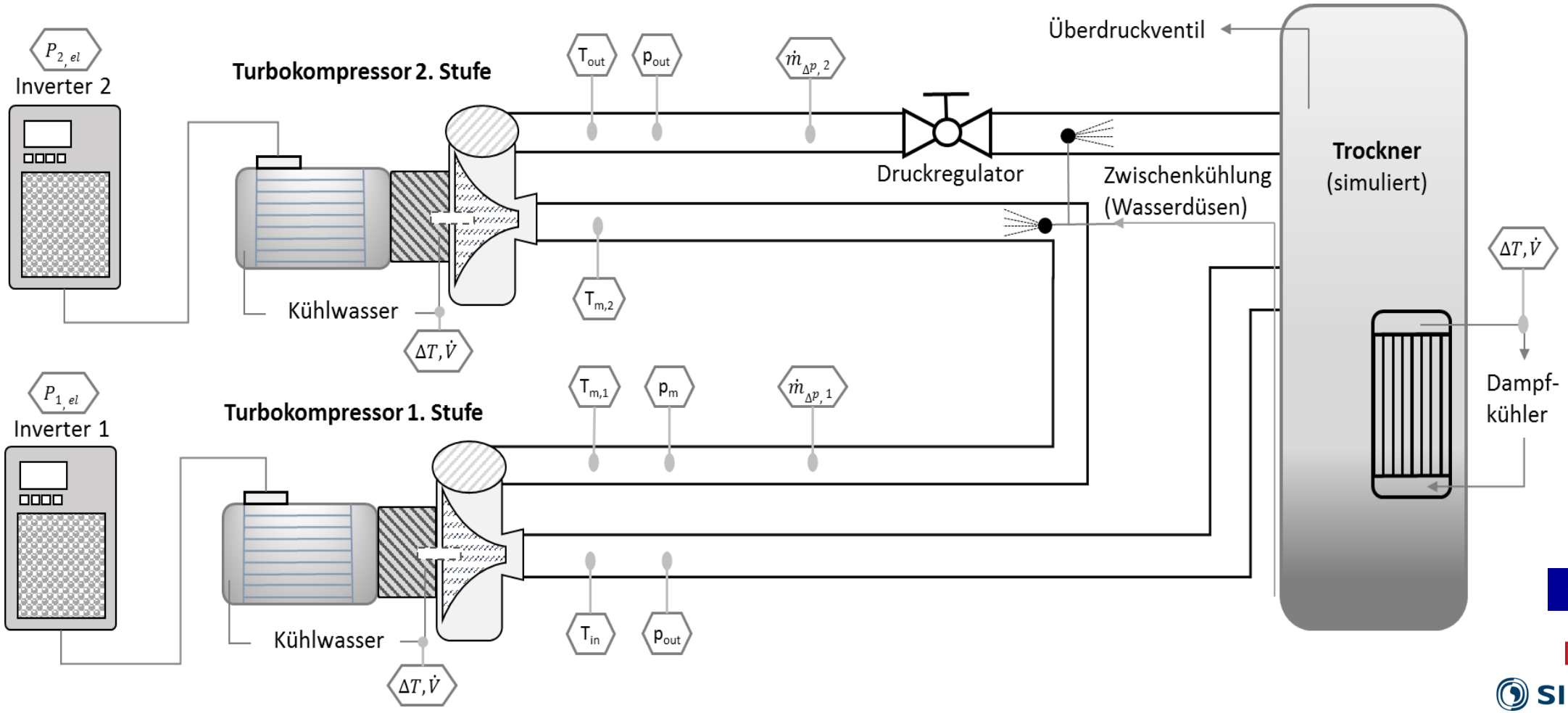
Für die benötigte Temperaturerhöhung werden zwei Verdichter in Reihe geschaltet und eine Zwischenkühlung installiert.





Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

2. Testaufbau und Messdaten

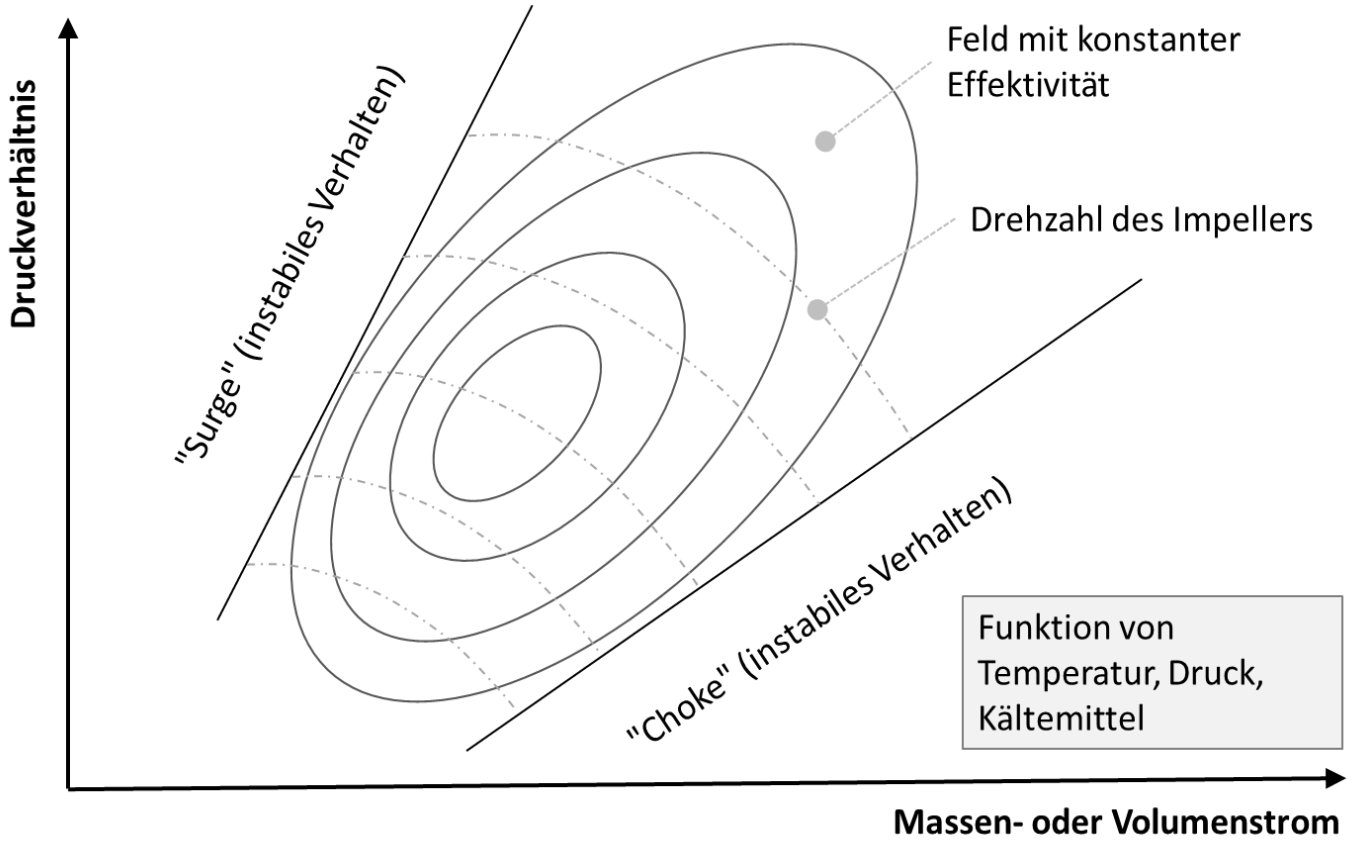


Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

2. Testaufbau und Messdaten

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

2. Testaufbau und Messdaten



$$\Delta E = \sum P_{elektrisch} \cdot \eta_{Inverter} - \dot{Q}_{\sum Kühlung} - \dot{Q}_{Wärmeverluste} - \dot{W}_{Brüden}$$

$$\eta_{isen} = \frac{h_{out,isen} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}}$$

$$\Pi_t = \frac{p_{t\,out}}{p_{t\,in}}$$

$$\dot{m}_{red} = \dot{m}_t \cdot \frac{\sqrt{(T_{hl\,in}/T_{ref})}}{(p_{t\,in}/p_{ref})}$$

$$\dot{V}_{red} = \frac{\dot{m}_{red}}{\rho_{ref}}$$

$$N_{red} = \frac{N_{set}}{\sqrt{(T_{hl\,in}/T_{ref})}}$$

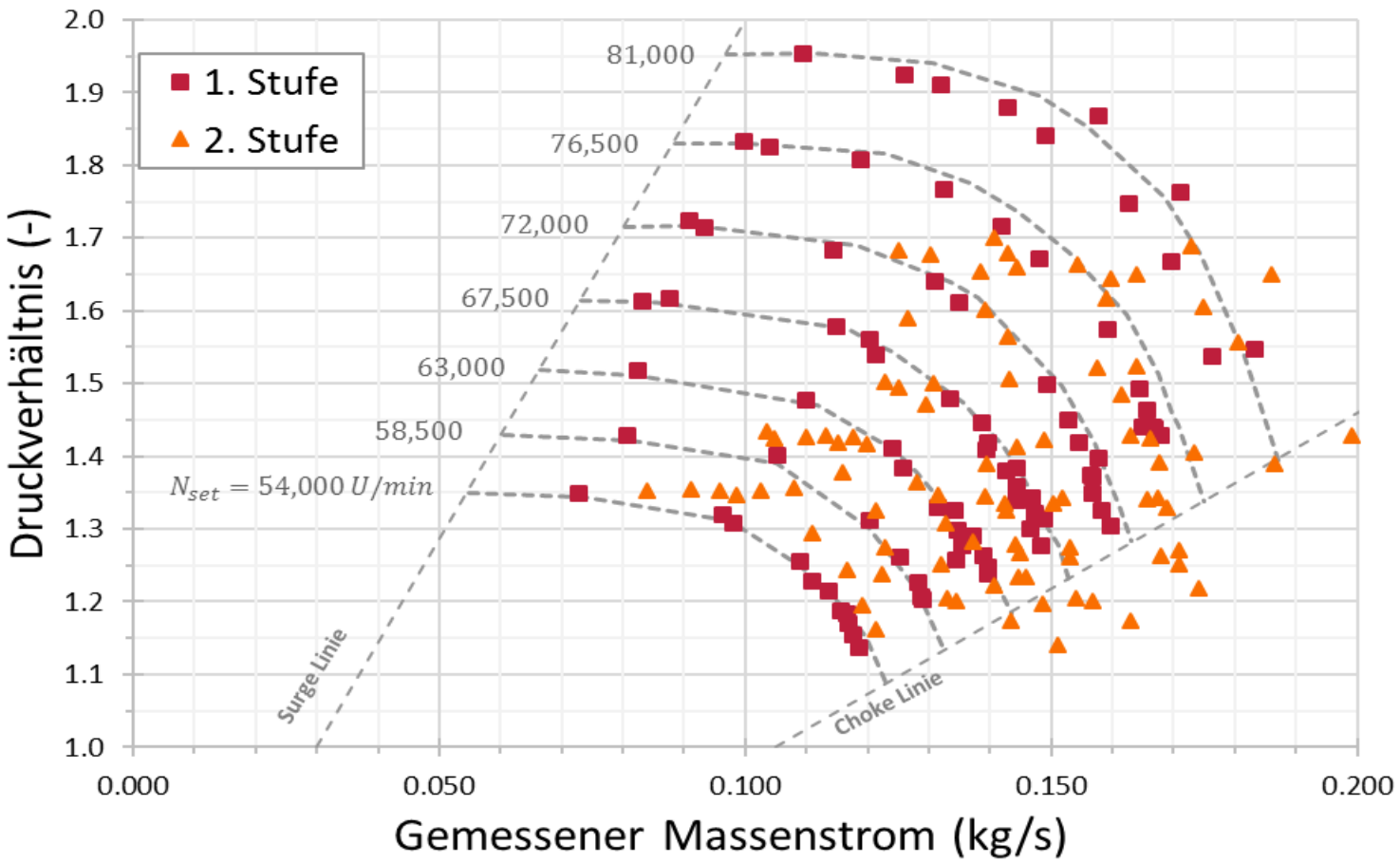
$$\Pi_{rel} = \Pi_t \cdot \frac{N_{set}}{N_{red}}$$

$$\dot{m}_{rel} = \dot{m}_{red} \cdot \frac{N_{set}}{N_{red}}$$

$$\dot{V}_{rel} = \dot{V}_{red} \cdot \frac{N_{set}}{N_{red}}$$

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

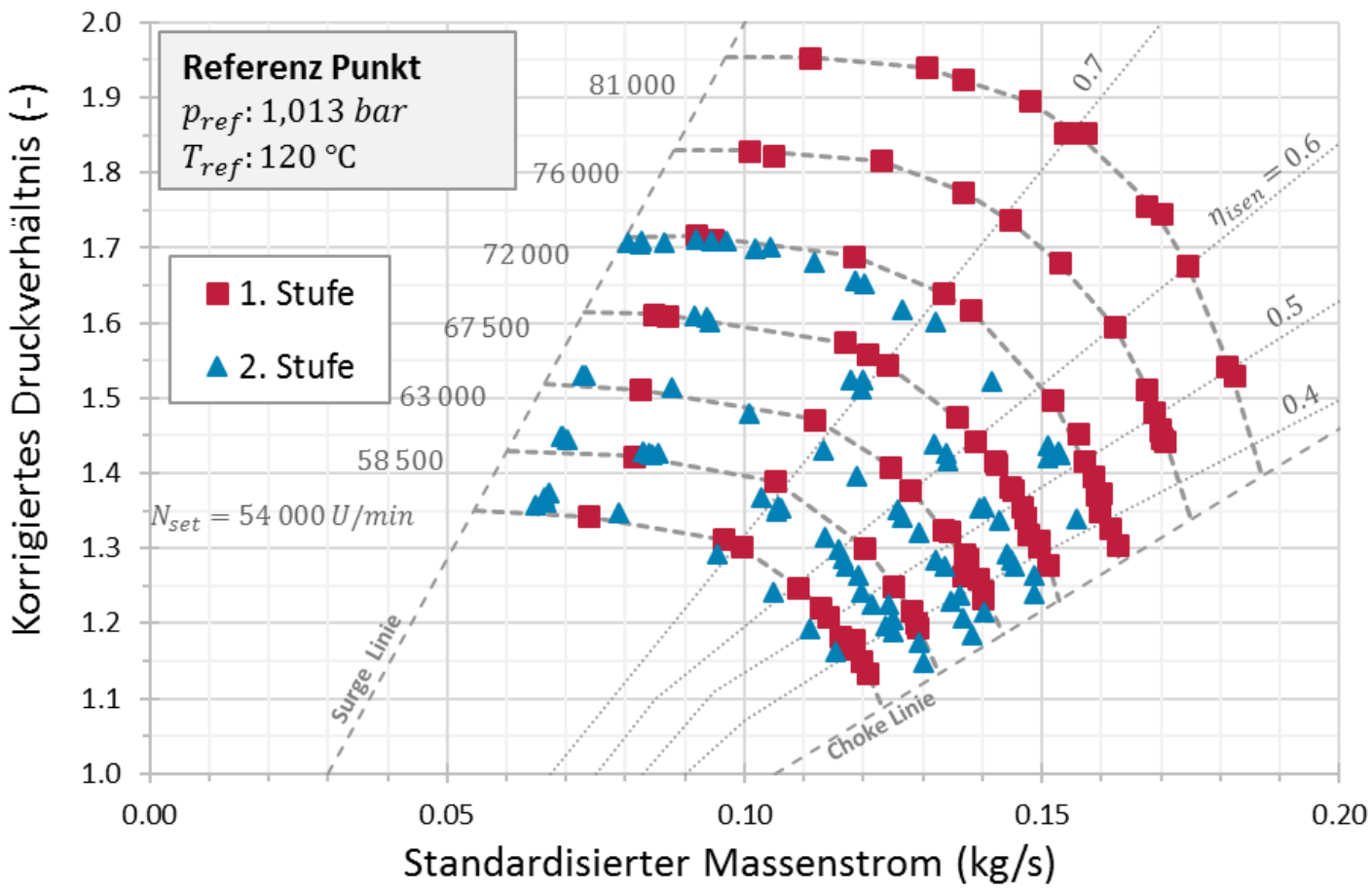
3. Ergebnisse und Ausblick



Gemessenes Kennfeld für zweistufige Turbokompressoren (Modell C38) mit den entsprechenden Betriebszuständen. Die Messdaten sind ohne Bezug zu einem Referenzpunkt.

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

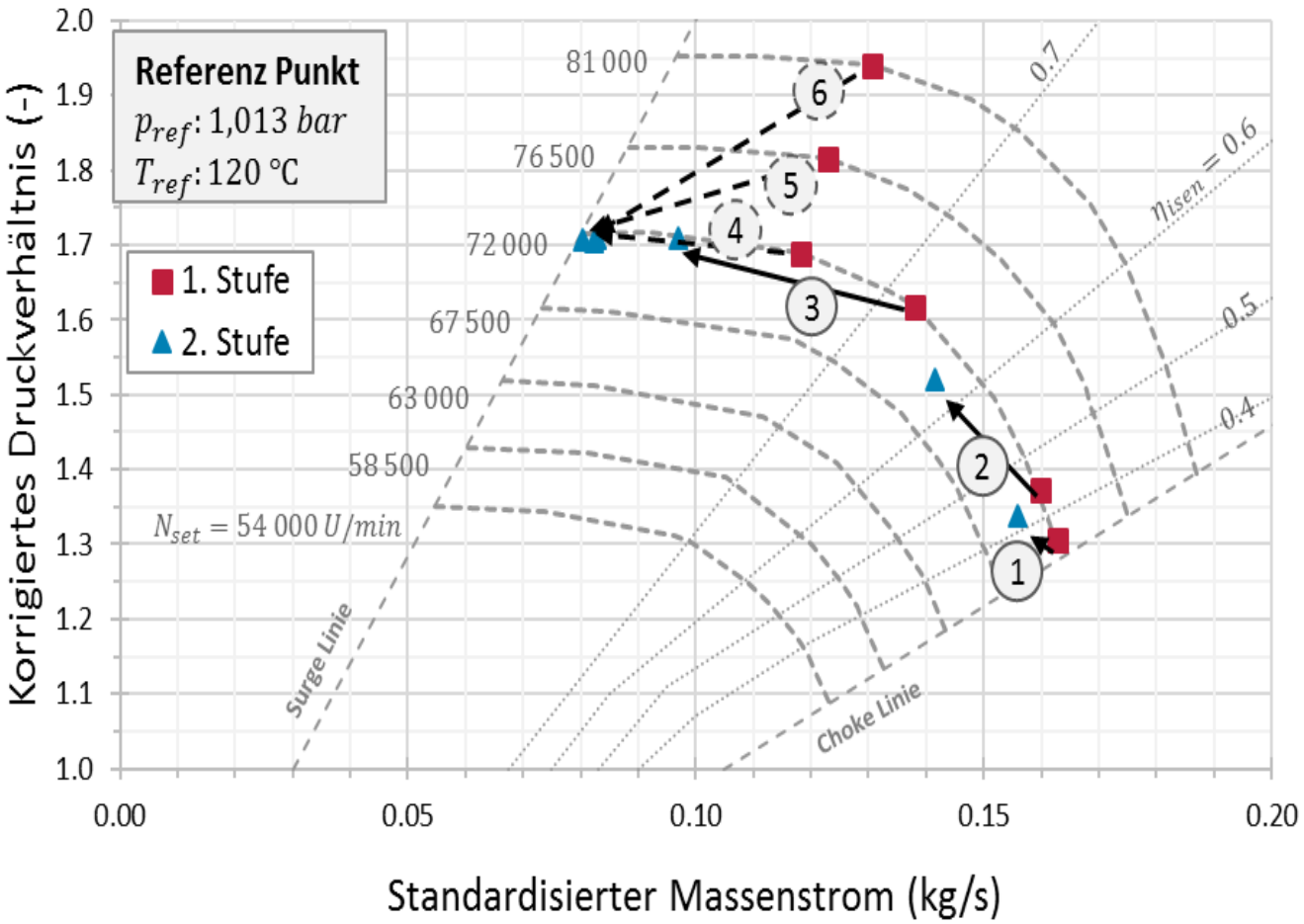
3. Ergebnisse und Ausblick



Standardisiertes Kennfeld für zweistufige Turbokompression (Modell C-38) bezogen auf einen Referenzpunkt und Drehzahl-korrigiert.

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

3. Ergebnisse und Ausblick



Punkt 1-4: Hier ist ein Verhalten ersichtlich, wenn beide Turbokompressoren bei konstanter Drehzahl betrieben werden und dann der Druckregulator geschlossen wird. Der Druck steigt mit jedem Schritt weiter an, während sich der Massenstrom reduziert.

Punkt 4-6: Hier wird ersichtlich wie der Druck ansteigt, wenn die Drehzahl der unteren Kompressionsstufe erhöht wird. Punkt 6 ist gleichzeitig der höchstmögliche Druckanstieg der Turbokompressoren in der gegenwärtigen Versuchsanlag

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

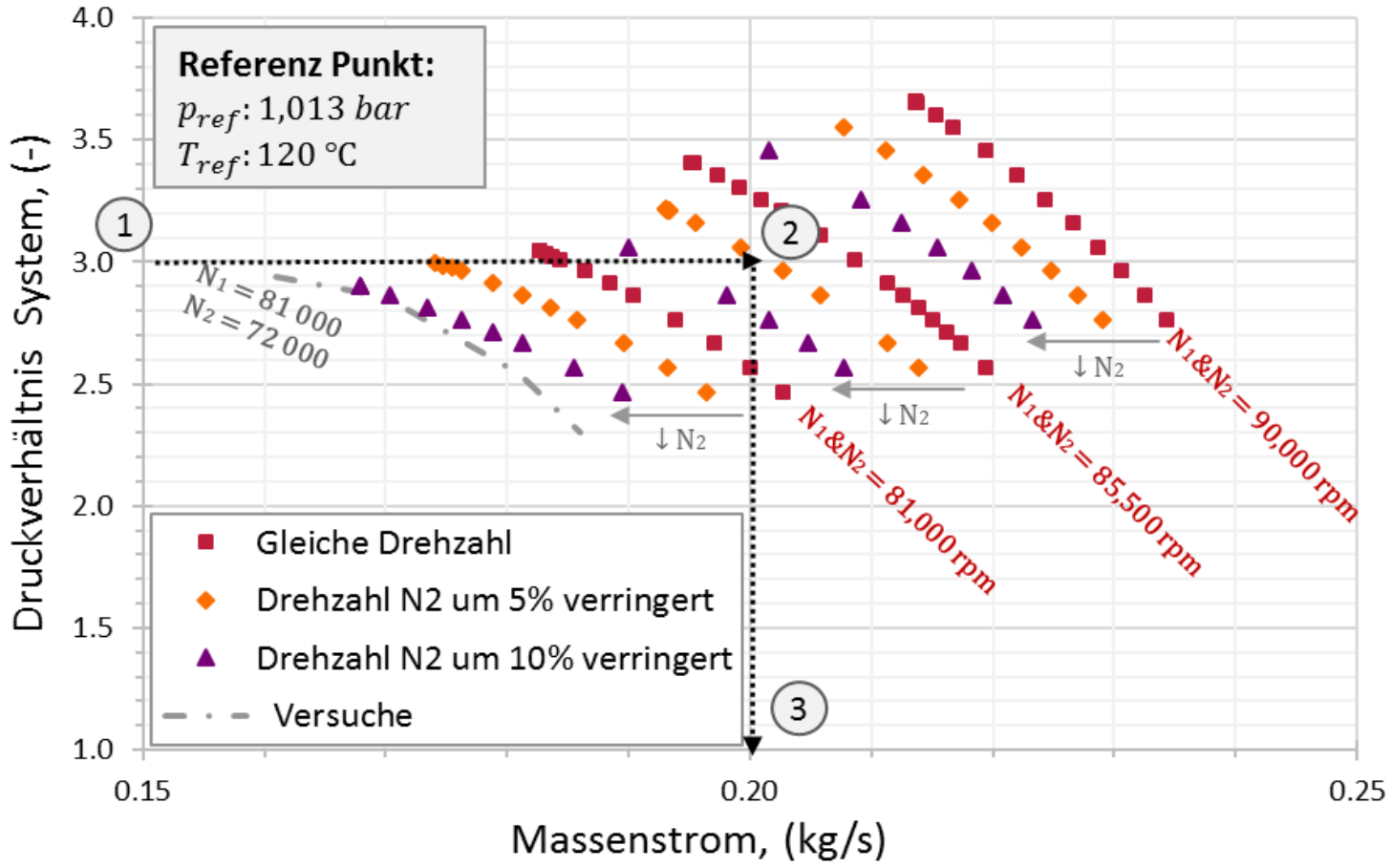
3. Ergebnisse und Ausblick

#	N_{set} (1/min)	$\dot{m}_t$ (kg/s)	Π_t (−)	T_{sat} (°C)	T_{lift} (K)	$\dot{Q}_{Kond.}$ (kW)	P_{el} (kW)	COP (−)	COP_{carnot} (−)	η_{System}
1.	72.000 – 72.000	0,167	1,4	110,4	10,4	373,1	52,9	**7,1**	36,8	19,2%
2.	72.000 – 72.000	0,164	1,8	116,6	16,6	362,5	52,4	**6,9**	23,5	29,3%
3.	72.000 – 72.000	0,141	2,5	127,7	27,7	306,8	47,4	**6,5**	14,4	45,1%
4.	72.000 – 72.000	0,125	2,6	129,5	29,5	272,3	42,1	**6,5**	13,6	47,8%
5.	76.500 – 72.000	0,130	2,8	131,8	31,8	282,4	45,8	**6,2**	12,7	48,7%
6.	81.000 – 72.000	0,138	3,0	133,5	33,5	299,5	50,7	**5,9**	12,1	48,8%

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{Kond.,Hochdruck}}{T_{Kond.,Hochdruck} - T_{Kond.,Niederdruck}}$$

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

3. Ergebnisse und Ausblick



Simuliertes Kennfeld und Druckverlust für den Versuchsaufbau bei verschiedenen Kombi-nationen der Impeller Drehzahl.

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

Diskussion 1/2

- Baugleiche Impeller sind nachteilhaft für mehrstufige Kompression
- Drehzahlgleiche Impeller schränken die Möglichkeiten zur gleichzeitigen Regulierung von Drucksprung und Massenstrom ein
- Erzielter Drucksprung von 3, mit zweistufiger Kompression und Massenstrom von 500 kg/h bzw. 315 kW
- Möglicher Drucksprung von 3.7 mit zweistufiger Kompression und Massenstrom von 750 kg/h bzw. 500 kW
- Kritischen Elemente

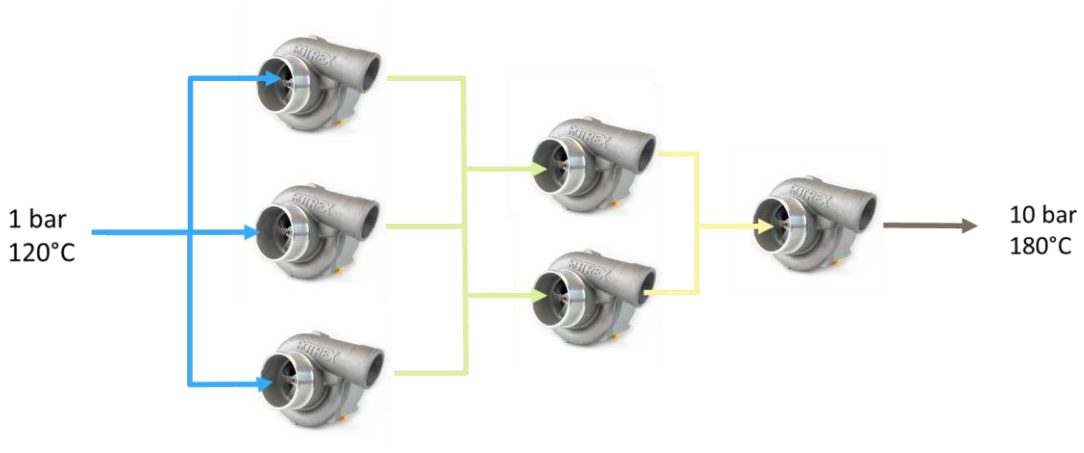
  →Getriebeeinheit, deren Kühlung und Dichtung

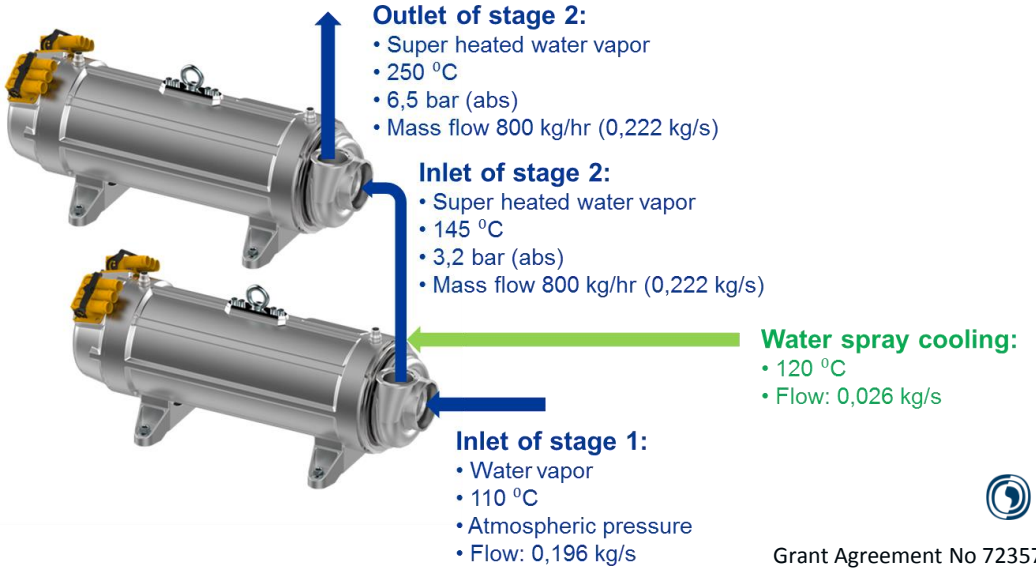
  →Zwischenkühlung aufgrund der hohen Überhitzung von Dampf

Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

Diskussion 2/2

- Wirkungsgrad des System ist 48,8 %
  - Wünschenswert wären weniger Temperatur und Druckverluste
- Modularer Aufbau von Impeller, Getriebeeinheit und Motor, damit Impeller-Design flexibel an Prozesse angepasst werden kann



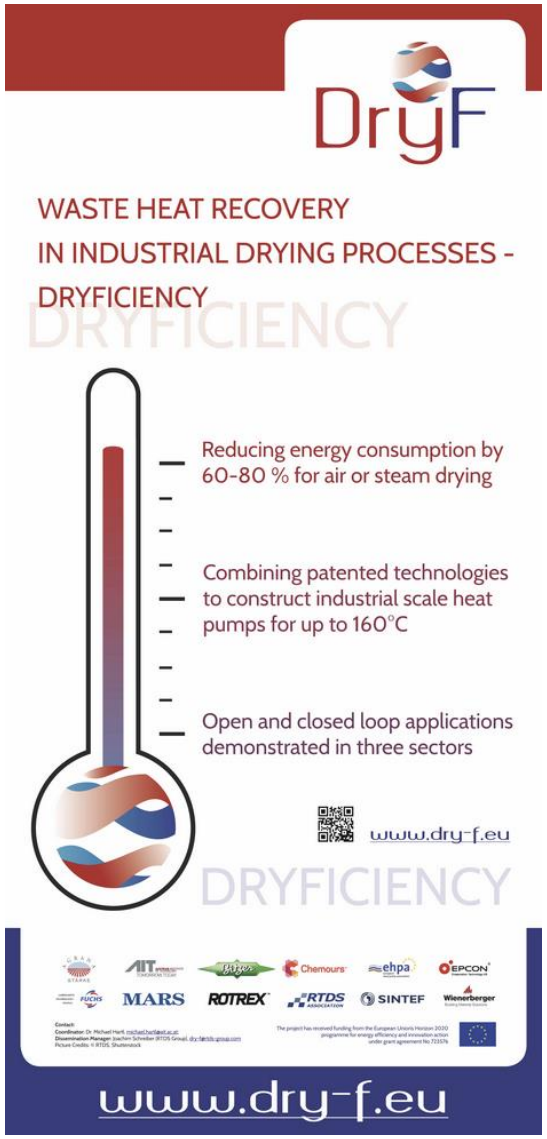


Grant Agreement No 723576 – Energy Efficiency

Danksagung

Diese Arbeit ist im Rahmen des DryFiciency Projektes entstanden (www.dry-f.eu). DryFiciency erhält unter der Fördernummer 723576 finanzielle Unterstützung von der Europäischen Kommission im Rahmen des Horizon 2020 Programms.

www.dry-f.eu



SINTEF

Teknologi for et bedre samfunn