

Diplomarbeit

Einfluss der Umgebungstemperatur auf Leistung und Wirkungsgrad einer Kleingasturbine

verfasst zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-
Ingenieurs

unter der Anleitung von:

Ao.Univ.Prof.Dipl.-Ing.Dr. Reinhard Willinger

ausgeführt am Institut für
Energietechnik und Thermodynamik
an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

durch

Dino Duhovic

Matr. Nr.: 0525441

Wien, April 2011

1 Einführung	6
2 Beschreibung der Kleingasturbine	7
2.1 Funktionsweise und Aufbau	7
2.2 Kenndaten	9
2.3 Einfacher, offener Gasturbinenprozess	9
3 Gasturbinenprüfstand	13
3.1 Messaufbau	13
3.2 Messwertzusammenstellung	14
3.3 Auswertung der Messwerte	16
4 Stationäres Betriebsverhalten	19
4.1 Referenzbedingungen	19
4.2 Abweichung der Gasturbine vom Referenzzustand	20
4.2.1 Umgebungstemperatur	20
4.2.2 Umgebungsdruck	22
4.2.3 Luftfeuchtigkeit	25
4.2.4 Druckverluste im Ansaug- und Abgaskanal	26
5 Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Betrieb der Gasturbine	27
5.1 Änderung im Gasturbinenkennfeld	27
5.2 Einfluss der Umgebungstemperatur auf die einzelnen Komponenten der Gasturbine	29
5.2.1 Verdichter	31
5.2.2 Brennkammer	34
5.2.3 Turbine	35
5.2.4 Auswirkung der Umgebungstemperatur auf Leistungen und Wirkungsgrade des Gasturbinenprozesses	36
5.2.4.1 Leistungen	36
5.2.4.2 Wirkungsgrade	37
5.3 Gesamtleistung und Gesamtwirkungsgrad bei variierender Turbineneintrittstemperatur	39

6 Vergleich der Messungen mit den Herstellerangaben	40
6.1 Bestimmung der erforderlichen Daten aus den Messungen und Herstellerangaben	40
6.2 Vergleich von Leistung und Wirkungsgrad der Messdaten mit den Herstellerdaten (Sensitivitätsanalyse)	43
6.3 Vergleich der Sensitivitätskoeffizienten mit jenen von Gasturbinen höherer Leistung	45
7 Zusammenfassung	50
8 Anhang	52
9 Literaturverzeichnis	56

Formelverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
H	spezifische Enthalpiedifferenz	[J/kg]
H_u	unterer Heizwert des Brennstoffs	[J/kg]
M_{eff}	effektives Moment an der Wirbelstrombremse	[N·m]
P	Leistung	[W]
P_{eff}	effektive Leistung an der Wirbelstrombremse	[W]
P_N	Nutzleistung	[W]
P_R	Verlustleistung	[W]
\dot{Q}_{zu}	zugeführte Wärme (in die Brennkammer)	[W]
R	spezielle Gaskonstante	[J/kg·K]
T	Temperatur	[K]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
b_B	spez. Brennstoffverbrauch	[kg/kW·h]
c_p	spezifische Wärmekapazität	[J/kg·K]
c_{pm}	mittlere spezifische Wärmekapazität	[J/kg·K]
f	Frequenz	[Hz]
h	spezifische Enthalpie	[J/kg]
k_p	Sensitivitätskoeffizient der Leistung	[%/°C]
k_{η}	Sensitivitätskoeffizient des Wirkungsgrades	[%/°C]
l_{min}	stöchiometrisches Luftverhältnis	[-]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Drehzahl	[U/min]
p	Druck	[bar]
s	spezifische Entropie	[J/kg·K]
t	Temperatur	[°C]
w_{nutz}	spezifische Nutzarbeit	[J/kg]

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
Δ	Differenz	[-]
η_{th}	thermischer Wirkungsgrad	[-]
η_{Vs}	isentropen Verdichterwirkungsgrad	[-]
η_{Vp}	polytropen Verdichterwirkungsgrad	[-]
η_{eff}	Gesamtwirkungsgrad	[-]
η_{Ts}	isentropen Turbinenwirkungsgrad	[-]
η_{Tp}	polytropen Turbinenwirkungsgrad	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
Π	Druckverhältnis	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
τ	Zeit für Durchfluss von einem Liter Brennstoff	[s]
φ_0	relative Luftfeuchtigkeit	[%]

Indizes

Symbol	Bedeutung
0	Umgebungszustand
1	Verdichtereintritt
2	Verdichteraustritt
3	Turbineneintritt
4	Turbinenaustritt
B	Brennstoff
BK	Brennkammer
Bl	Blende
L	Luft
T	Turbine
V	Verdichter
p	polytrope Zustandsänderung
s	isentropen Zustandsänderung

1 Einführung

Die Leistung und der Wirkungsgrad von stationären Gasturbinen sind sehr stark abhängig vom Aufstellungsort und den dort herrschenden Umgebungsbedingungen. Dabei spielt unter anderem die Variation der Umgebungstemperatur eine sehr wichtige Rolle, deren Anstieg zu einer spürbaren Verminderung der Leistung und des Wirkungsgrades und damit zu einem erhöhten spezifischen Brennstoffverbrauch führt.

Ziel dieser Diplomarbeit ist es, den Einfluss der Umgebungstemperatur auf die in der Laborhalle des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien stehenden Gasturbinenanlage zu untersuchen. Bei dieser Anlage handelt es sich um eine Kleingasturbine der Firma ROVER (Typ 1S/60)-Baujahr 1955, deren Betrieb aufgrund schwer zu besorgender Teile nur im Teillastbereich erfolgt. Um die Auswirkungen der Umgebungstemperatur auf die Leistung und den Wirkungsgrad der ROVER-Gasturbine betrachten zu können, wurden Messungen bei zwei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen durchgeführt.

Zur Untersuchung des Einflusses werden im Rahmen der Diplomarbeit die gemessenen Daten ausgewertet, um darauf den Umgebungstemperatureinfluss auf die einzelnen Komponenten der Gasturbinenanlage untersuchen zu können. Darauf folgend werden die ausgewerteten Messdaten mit jenen Daten, die vom Hersteller zur Verfügung gestellt wurden, verglichen.

2 Beschreibung der Kleingasturbine

2.1 Funktionsweise und Aufbau

Die ROVER 1S/60 Kleingasturbine wurde im Jahr 1955 hergestellt und kam in verschiedenen Gebieten zum Einsatz. Ihr Anwendungsbereich umfasst unter anderem den Betrieb als Hilfsaggregat im Schiffswesen und in der Luftfahrt, aber auch zur Notstromerzeugung oder als Antrieb von Feuerlöschpumpen kam sie zum Einsatz [1].

Diese Gasturbinenbauart besteht grundsätzlich aus einem einwelligen Rotor, auf dem ein radiales Verdichterlaufrad (geschmiedetes Aluminium) und ein axiales Turbinenlaufrad (Nickelbasislegierung - Nimonic) aufgeschraubt sind (siehe **Abb. 2.1**), wobei vor dem Verdichterlaufrad noch ein Inducer (Vorsatzläufer) aus Stahl mit gekrümmten Schaufeln angeordnet ist, um eine bessere Luftanströmung des Radiallaufrades zu gewährleisten. Der Rotor ist auf einem Kugellager (Festsitz) auf der Vorderseite des Verdichterlaufrades und einem Rollenlager (fliegende Lagerung) auf der Vorderseite des Turbinenlaufrades gelagert.



Abb. 2.1: ROVER-Gasturbine: Rotor [2]

Das Gehäuse der Kleingasturbine setzt sich zusammen aus dem Verdichtergehäuse, dem Zwischengehäuse und dem Turbinengehäuse (**Abb. 2.2**). Der Abschnitt des Verdichtergehäuses umfasst neben dem Rotorbereich, auf dem das Verdichterlaufrad aufgeschraubt ist, auch zwei seitliche Lufteinlässe (**Abb. 2.3**) und eine auf dem Verdichtergehäuse befestigte Gegenstrom-Brennkammer. Das Zwischengehäuse, in dem sich das Rollenlager abstützt, trennt Verdichter- und Turbinengehäuse voneinander ab und hat zudem die Aufgabe, den Verdichter so abzudichten, dass entlang des Rotors keine Luft entweicht. Zwischen- und Turbinengehäuse sind durch eine Turbinenleitreihe voneinander getrennt.

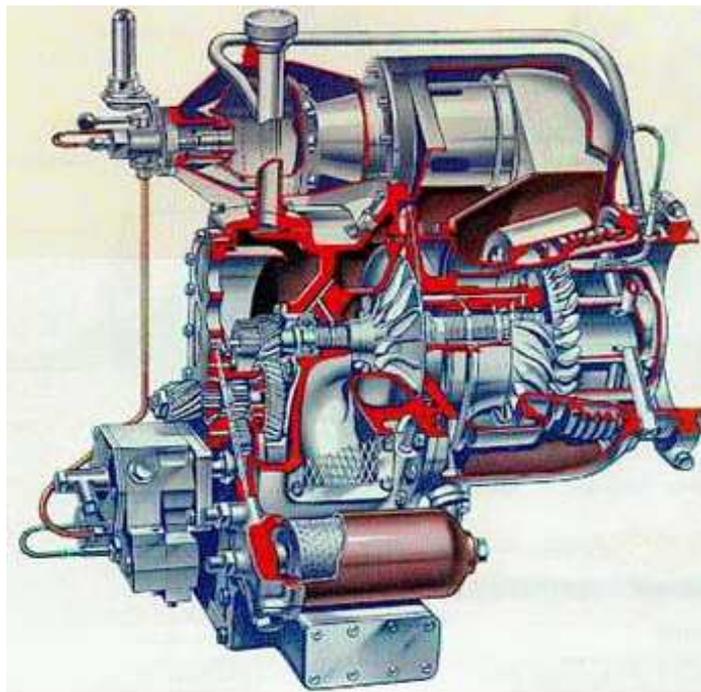


Abb. 2.2 : Kleingasturbine ROVER 1S/60 [2]

Beim Betrieb der Gasturbine wird die Umgebungsluft vom Verdichter durch die beiden seitlichen Lufteinlässe des Verdichtergehäuses eingesaugt und verdichtet. Danach strömt die verdichtete Luft (zwischen Flammrohr und Brennkammergehäuse) in die Brennkammer. Nach Brennstoffeinspritzung in der Brennkammer entsteht ein Gemisch, welches verbrennt und über das Flammrohr zur Turbinenleitreihe gelangt und umgelenkt wird. Es erfolgt anschließend eine Expansion des Arbeitsgases über das Laufrad auf Umgebungsdruck.

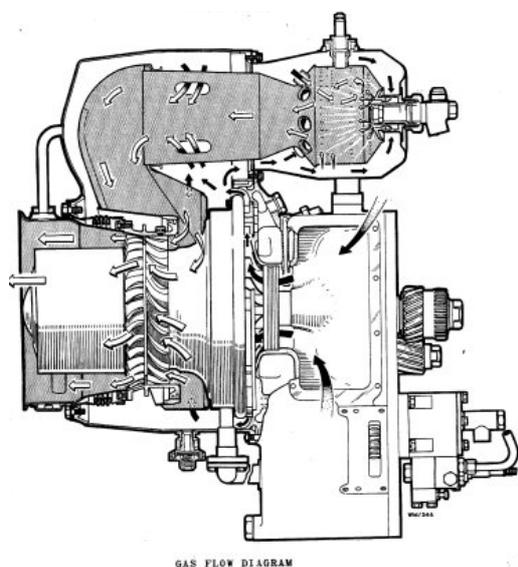


Abb. 2.3: Strömung des Arbeitsgases durch die Kleingasturbine [1]

2.2 Kenndaten

- Baujahr: 1955
- Nennleistung: 60BHP \approx 45 kW
- Rotordrehzahl: 46000 U/min
- Abtriebsdrehzahl: 3000 U/min
- Untersetzung (Getriebe): 15,33
- Brennstoff: Diesel
- Luftverhältnis: $l_{\min} = 14,5$ kg Luft/kg Kraftstoff
- Brennkammerdruck: 3 bar
- Turbineneintrittstemperatur $\approx 750^{\circ}\text{C}$
- Abgastemperatur $\approx 580^{\circ}\text{C}$

2.3 Einfacher, offener Gasturbinenprozess

In **Abbildung 2.4** ist schematisch ein einfacher, offener, einwelliger Gasturbinenprozess dargestellt, nach dem die ROVER-Gasturbine arbeitet. Dieser Prozess setzt sich aus den drei Hauptkomponenten Verdichter (V), Brennkammer (B) und Turbine (T) zusammen, wobei hier Turbine und Verdichter auf einer Welle angeordnet sind.

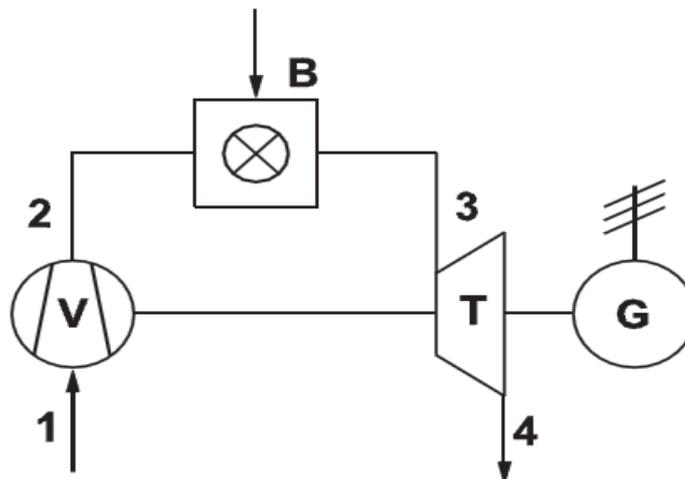


Abb. 2.4: Schaltbild einer einfachen offenen, einwelligen Gasturbinenanlage [2]

Für die Prozessbetrachtung sind aber auch andere Komponenten, wie Generator, Luftansaug- und Abgasleitungen, sowie Schalldämpfer und Kamin von Bedeutung, da diese ebenfalls einen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine ausüben.

Der Prozessablauf der offenen Gasturbinenanlage ist im T,s-Diagramm (siehe **Abb. 2.5**) dargestellt, wobei hier jegliche Druckverluste außer Acht gelassen wurden. Im ersten Schritt wird Umgebungsluft vom Verdichter angesaugt und auf einen höheren Druck verdichtet (1-2). Darauf folgt die verdichtete Luft in der Brennkammer mit Brennstoff vermischt und verbrannt (isobare Wärmezufuhr, 2-3). Das erhitzte Prozessgas wird anschließend zur Turbine geleitet und unter Abgabe von Nutzarbeit expandiert (3-4).

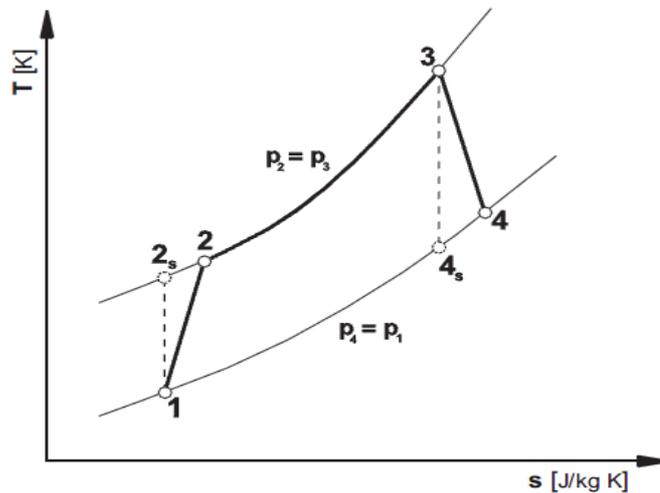


Abb. 2.5: T,s-Diagramm des einfachen, offenen Gasturbinenprozesses [2]

Das expandierte Abgas wird an die Umgebung abgegeben und es wird vom Verdichter frische Umgebungsluft angesaugt.

Wie in **Abb. 2.5** außerdem noch zu erkennen ist, richtet sich dieser einfache Prozess (1-2-3-4) nach dem Joule-Prozess (1-2s-3-4s). Der Unterschied beim idealisierten Joule-Prozess besteht darin, dass Turbine und Verdichter verlustfrei arbeiten (isentropie Verdichtung, 1-2s, bzw. isentropie Expansion, 3-4s), wobei sich die Abweichung des einfachen vom idealen Prozess aufgrund von Reibungs- und Strömungsverlusten, sowie durch Schaufelkühlung und Kühlung anderer Komponenten ergibt. Im stationären und Flug-Gasturbinenbau wird bei der Herstellung somit versucht, eine möglichst gute Annäherung an diesen idealisierten Prozess zu erreichen und auftretende Verluste möglichst gering zu halten.

Um sich die theoretische Gesamtleistung und den theoretischen Gesamtwirkungsgrad des Joule-Prozesses zu berechnen, geht man von folgenden Annahmen aus:

- Der Brennstoffmassenstrom ist im Vergleich zu dem vom Verdichter angesaugten Luftmassenstrom vernachlässigbar klein: $\dot{m}_B \ll \dot{m}_L$
- Beim Arbeitsgas handelt es sich um ein ideales Gas. Somit können Enthalpiedifferenzen durch Temperaturdifferenzen ersetzt werden: $dh = c_p \cdot dT$

- Isentropenexponent κ und die spezifische Wärmekapazität c_p bleiben während des Kreisprozesses konstant: $c_p = \text{const.}$ bzw. $\kappa = \text{const.}$
- Druckverluste beim Eintritt in den Verdichter, in der Brennkammer und am Austritt der Turbine werden vernachlässigt, das Druckverhältnis ist bei isentroper Zustandsänderung in Verdichter und Turbine gleich: $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$

Die Verdichter- bzw. Turbinenleistung des Joule-Prozesses ergibt sich nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik durch die Enthalpiedifferenzen am Verdichterein- und austritt, bzw. am Turbinenein- und austritt:

$$\begin{aligned} \textit{theoret. Verdichterleistung: } P_V &= \dot{m}_L \cdot (h_{2s} - h_1) \\ P_V &= \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_{2s} - T_1) \quad (\text{siehe Annahmen}) \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} \textit{theoret. Turbinenleistung: } P_T &= (\dot{m}_L + \dot{m}_B) \cdot (h_3 - h_{4s}) \\ P_T &= \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{siehe Annahmen}) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Die Leistung des Joule-Prozesses ergibt sich somit aus der Differenz von Turbinen- und Verdichterleistung:

$$\textit{theoret. Gesamtleistung: } P_{\text{eff}} = P_T - P_V \quad (2.3)$$

Die dem System zugeführte Wärme errechnet man aus dem zugeführten Brennstoffmassenstrom und dem Heizwert des Brennstoffs, oder als Enthalpiedifferenz zwischen Verdichteraustritt und Turbineneintritt:

$$\begin{aligned} \textit{theoret. zugeführte Wärme: } \dot{Q}_{\text{zu}} &= \dot{m}_B \cdot H_u = (\dot{m}_B + \dot{m}_L) \cdot h_3 - \dot{m}_L \cdot h_{2s} \\ \dot{Q}_{\text{zu}} &= \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2s}) \quad (\text{siehe Annahmen}) \end{aligned} \quad (2.4)$$

Somit ergibt sich der thermische Gesamtwirkungsgrad als Quotient von Nutzleistung (2.3) zur zugeführten Wärme (2.4):

$$\begin{aligned} \textit{therm. Wirkungsgrad: } \eta_{\text{th}} &= \frac{P_{\text{eff}}}{\dot{Q}_{\text{zu}}} = \frac{\dot{m}_L \cdot c_p \cdot [(T_3 - T_{4s}) - (T_{2s} - T_1)]}{\dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2s})} = \\ &= \frac{(T_3 - T_{2s}) - (T_{4s} - T_1)}{(T_3 - T_{2s})} = 1 - \frac{T_{4s} - T_1}{T_3 - T_{2s}} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Für die isentrope Verdichtung bzw. Expansion gilt folgende Beziehung zwischen Druck und Temperatur:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \text{bzw.} \quad \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{T_3}{T_{4s}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad \text{wodurch folgt:} \quad \frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} \quad (\text{siehe Annahmen}) \quad (2.6)$$

Durch Kombination von (2.6) mit (2.5) lässt sich der thermische Wirkungsgrad auf drei Arten darstellen:

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_1}{T_{2s}} \cdot \frac{(T_{4s}/T_1 - 1)}{(T_3/T_{2s} - 1)} = 1 - \frac{T_1}{T_{2s}} \quad (2.7)$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_{4s}}{T_3} \cdot \frac{(1 - T_1/T_{4s})}{(1 - T_{2s}/T_3)} = 1 - \frac{T_{4s}}{T_3} \quad (2.8)$$

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad \text{wobei} \quad \Pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad (2.9)$$

Trotz der Ungenauigkeiten des idealisierten/theoretischen Wirkungsgrades, welcher die Verluste eines realen Prozesses nicht beinhaltet und damit im Falle eines realen Gasturbinenprozesses nicht vollständig aussagekräftig ist, lassen sich in den oben aufgeführten Gleichungen (2.7, 2.8 und 2.9) folgende Möglichkeiten ablesen, durch die man den thermischen Wirkungsgrad eines Gasturbinenprozesses erhöhen kann:

- **Verminderung der Umgebungstemperatur (Verdichtereintrittstemperatur) T_1**
- Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur T_3
- Erhöhung des Verdichterdruckverhältnisses $\Pi_V = p_2/p_1$, bzw. des Druckverhältnisses $p_3/p_4 (= 1/\Pi_T)$ der Expansion

3 Gasturbinenprüfstand

3.1 Messaufbau

In **Abbildung 3.1** ist der für die Messung der Daten aufgebaute Gasturbinenprüfstand dargestellt. Bevor die Umgebungsluft vom Verdichter angesaugt wird, erfolgt zuerst eine Messung der in der Laborhalle herrschenden Umgebungsbedingungen (Umgebungsdruck p_0 , Umgebungstemperatur t_0). Das Ansaugen der Umgebungsluft aus der Laborhalle erfolgt dabei über ein Rohr, an dessen Anfang eine Blende (A) angebracht ist, mit welcher der angesaugte Luftmassenstrom \dot{m}_L über den an der Blende herrschenden Differenzdruck Δp_{BI} gemessen wird. Kurz vor dem Verdichtereintritt befindet sich ein Differenzdruckaufnehmer zur Aufnahme des Differenzdruckes Δp_{01} . Druck p_2 und Temperatur t_2 des Arbeitsgases am Verdichteraustritt werden ebenfalls gemessen.

Der Brennstoff (Diesel) wird der Brennkammer (C) über ein 1 Liter fassendes Rohr zugeführt und die Zeit τ , in der ein Liter verbraucht wird, mittels einer Stoppuhr erfasst.

Bevor das Verbrennungsgas-Luftgemisch zur Turbine gelangt, wird der dort herrschende Absolutdruck p_3 gemessen. Vom in der Turbine entspannten Arbeitsgas werden anschließend Temperatur t_4 und Differenzdruck Δp_{04} bestimmt, bevor das Abgas in die Umgebung ausströmt.

Die von der Turbine abgegebene Leistung wird mit Hilfe einer Wirbelstrombremse abgebremst. Gleichzeitig wird an der Bremse die Messung der Leistung P_{eff} , der (Abtriebs-) Drehzahl n und des Drehmomentes M_{eff} durchgeführt.

Alle am Versuchsaufbau gemessenen Absolut- und Differenzdrücke werden mittels DMS-Druckaufnehmern und induktiven Differenzdruckaufnehmern aufgenommen.

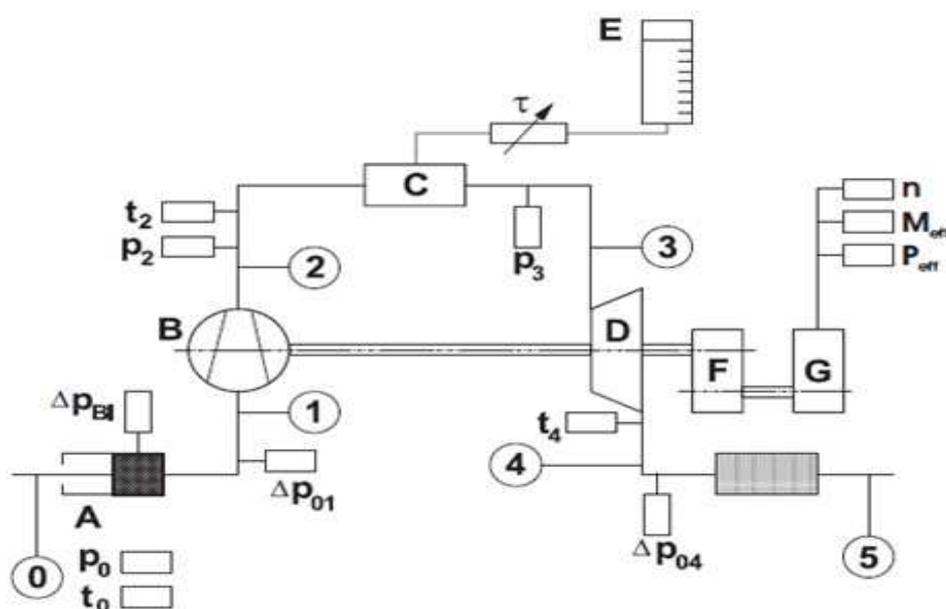


Abb. 3.1: Gasturbinenprüfstand: Blende (A), Verdichter (B), Brennkammer (C), Turbine (D), Brennstoffbehälter (E), Getriebe (F), Wirbelstrombremse (G) [2]

Messdatum: 26.01.2010				
Umgebungsbedingungen				
Luftdruck p_o	1011,9 mbar			
Umgebungstemperatur t_o	15,6 °C			
Messdaten				
Betriebspunkt:	1	2	3	4
n [U/min]	1994	1994	1992	1999
P_{eff} [kW]	4,18	6,71	8,45	11,66
Δp_{Bl} [mbar]	6,5	6,25	6,05	5,8
Δp_{01} [mbar]	9,9	9,6	9,15	8,9
p_2 [mbar]	1660	1675	1681	1699
p_3 [mbar]	1582	1599	1608	1628
Δp_{04} [mbar]	0,41	0,69	0,71	0,51
t_2 [°C]	83	86	88	90
t_4 [°C]	494,5	530	569,75	620,75
τ [s]	164,2	163,3	149,5	137,6

Tab. 3.1: Messdaten bei $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$

Messdatum: 30.06.2010				
Umgebungsbedingungen				
Luftdruck p_o	996,3 mbar			
Umgebungstemperatur t_o	26,2 °C			
Messdaten				
Betriebspunkt:	1	2	3	4
n [U/min]	2006	1993	1989	1966
P_{eff} [kW]	3,67	6,59	8,82	11,46
Δp_{Bl} [mbar]	6,1	5,8	5,5	5,1
Δp_{01} [mbar]	9,4	8,8	8,4	7,6
p_2 [mbar]	1613	1620	1630	1624
p_3 [mbar]	1537	1548	1562	1562
Δp_{04} [mbar]	0,17	0,59	0,61	0,6
t_2 [°C]	99	101	103	105
t_4 [°C]	514,25	566	611,5	682,5
τ [s]	172	159,5	147,25	133

Tab. 3.2: Messdaten bei $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$

Da es sich bei der ROVER-Gasturbine um ein sehr altes Modell handelt und Ersatzteile schwer zu besorgen sind, wird ein Betrieb der Anlage im Bereich des Auslegungspunktes, d.h. bei einer Abtriebsdrehzahl von $n = 3000 \text{ U/min}$ vermieden, um Schäden und starke Abnutzungen zu vermeiden. Außerdem ist zufolge der verwendeten Differenzdruckaufnehmer der Drehzahlbereich auf $n = 1900 - 2400 \text{ U/min}$ beschränkt, was

im Rahmen einer experimentellen Untersuchung bestimmt wurde. Damit handelt es sich bei den gefahrenen Betriebspunkten um sehr tiefe Teillastpunkte. Diese werden im **Unterkapitel 5.1** (Gasturbinenkennfeld) verdeutlicht.

3.3 Auswertung der Messwerte

In den zwei **Tabellen 3.3** und **3.4** sind die wichtigsten Messauswertungen der zusammengefassten Messwerte aus den **Tabellen 3.1** und **3.2** dargestellt.

Betriebspunkt:		1	2	3	4
\dot{m}_L	[kg/s]	0,366	0,359	0,353	0,346
t_3	[°C]	568,54	612,49	657,73	718,02
T_3	[K]	841,69	885,64	930,88	991,17
P_{eff}	[kW]	4,18	6,71	8,45	11,66
b_B	[kg/kWh]	4,589	2,875	2,494	1,963
η_{Vs}	[-]	0,664	0,647	0,633	0,629
η_{Vp}	[-]	0,686	0,671	0,659	0,656
η_{Ts}	[-]	0,803	0,839	0,849	0,867
η_{Tp}	[-]	0,794	0,831	0,841	0,860
η_{BK}	[-]	0,839	0,898	0,88	0,88
η_{eff}	[-]	0,018	0,029	0,034	0,043

Tab. 3.3: Messauswertungen bei $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$

Betriebspunkt:		1	2	3	4
\dot{m}_L	[kg/s]	0,346	0,337	0,328	0,316
t_3	[°C]	592,36	652,69	705,32	784,53
T_3	[K]	865,51	925,84	978,47	1057,68
P_{eff}	[kW]	3,67	6,59	8,82	11,46
b_B	[kg/kWh]	4,99	3,001	2,426	2,067
η_{Vs}	[-]	0,618	0,606	0,597	0,576
η_{Vp}	[-]	0,643	0,632	0,625	0,605
η_{Ts}	[-]	0,851	0,88	0,893	0,91
η_{Tp}	[-]	0,844	0,874	0,887	0,905
η_{BK}	[-]	0,849	0,865	0,855	0,847
η_{eff}	[-]	0,017	0,028	0,035	0,041

Tab. 3.4: Messauswertungen bei $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$

Anhand der Messdaten bei der Umgebungstemperatur $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$ sollen kurz die Auswirkungen der Laständerung auf die wesentlichen Größen aufgezeigt werden:

Erhöht man die Bremsbelastung an der Wirbelstrombremse bei konstant halten der Umdrehungszahl ($n = 2000 \text{ U/min}$), so steigt die an der Wirbelstrombremse gemessene Gesamtleistung P_{eff} (siehe **Tab. 3.4**). Um diese Leistungssteigerung zu erreichen, bzw. die Drehzahl n bei steigender Belastung konstant zu halten, führt man der Brennkammer mehr Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B zu und erhöht damit die Turbineneintrittstemperatur T_3 (**Abb. 3.4**). Diese Temperatursteigerung bewirkt eine Drosselung des Verdichters, wodurch dieser weniger Luftmassenstrom \dot{m}_L (**Abb. 3.3**) ansaugt. Der Anstieg der Turbineneintrittstemperatur T_3 führt wiederum zu einer erhöhten Umwandlung von thermischer Energie in mechanische Energie, wodurch die Turbinenleistung steigt. Dabei steigt auch der isentrope Turbinenwirkungsgrad η_{T_s} (**Abb. 3.5**) an, dessen Wert mit jenen aktueller Turbinen relativ gut übereinstimmt ($\sim 90\%$).

Betrachtet man den isentropen Verdichterwirkungsgrad η_{V_s} in **Abb. 3.7**, so kann man feststellen, dass dieser bei einer Zunahme der Leistung abnimmt.

Die bei der Verbrennung des Brennstoffs anfallenden Verluste (Abstrahlung über die Brennkammerwände, Ausbrand) halten sich in geringen Grenzen, was man am Verlauf des Brennkammerwirkungsgrades η_{BK} (**Abb. 3.6**) erkennen kann.

Der Gesamtwirkungsgrad η_{eff} nimmt nach **Abbildung 3.8** mit steigender Belastung deutlich zu.

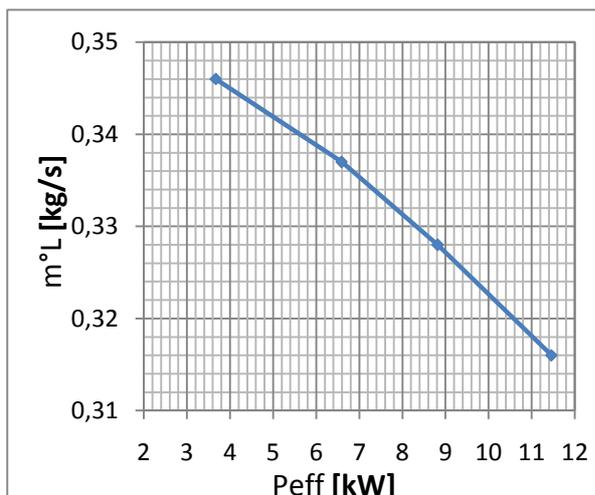


Abb. 3.3 Luftmassenstrom \dot{m}_L über

Gesamtleistung P_{eff}

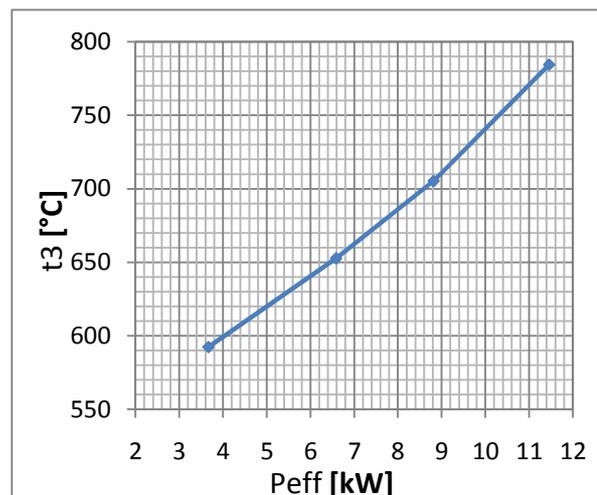


Abb. 3.4: Turbineneintrittstemperatur t_3 über

Gesamtleistung P_{eff}

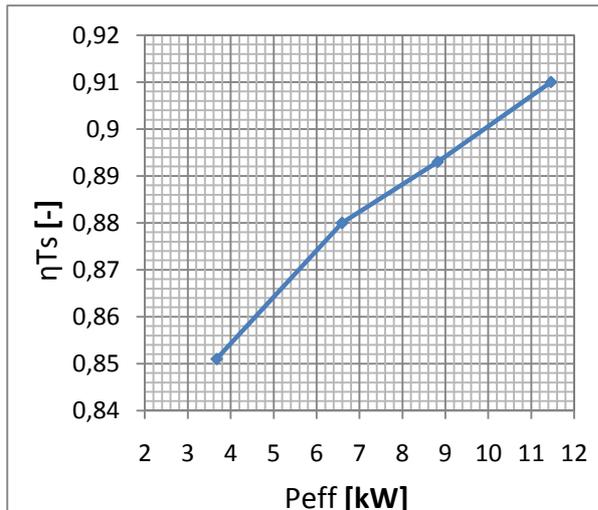


Abb. 3.5: Wirkungsgradverlauf η_{Ts} über Gesamtleistung P_{eff}

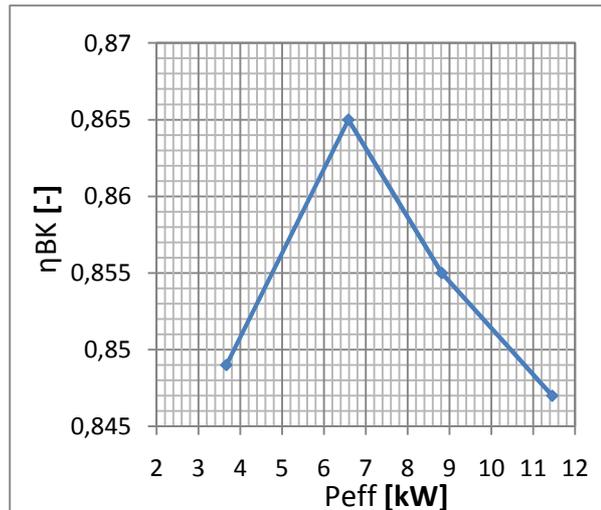


Abb. 3.6: Wirkungsgradverlauf η_{BK} über Gesamtleistung P_{eff}

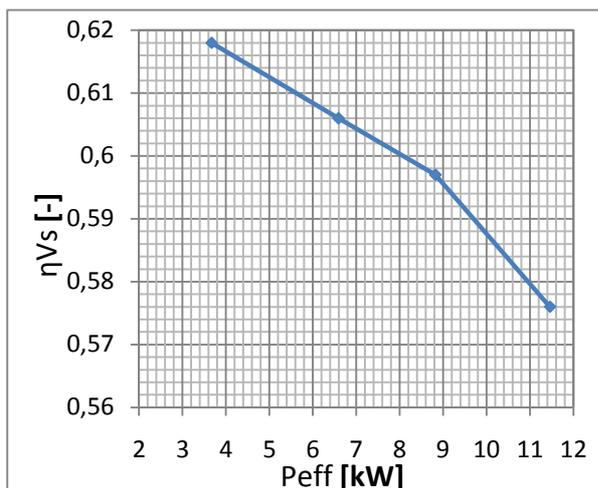


Abb. 3.7: Wirkungsgradverlauf η_{Vs} über Gesamtleistung P_{eff}

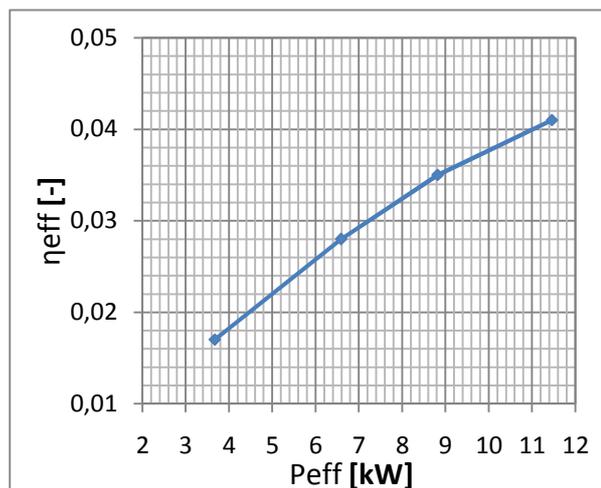


Abb. 3.8: Wirkungsgradverlauf η_{eff} über Gesamtleistung P_{eff}

Dieselben Aussagen treffen auch auf die Ergebnisse der angefahrenen Betriebspunkte bei niedrigerer Temperatur ($t_0 = 15,6^\circ\text{C}$) zu.

4 Stationäres Betriebsverhalten

Wie in **Unterkapitel 2.2** aufgelistet wurde, gibt der Hersteller bestimmte Kennwerte seiner Gasturbine an (Wirkungsgrad, Nennleistung, Abgastemperatur, usw.), die unter bestimmten Betriebsbedingungen ermittelt wurden. Folgende Bedingungen sind für die angegebenen Kennwerte entscheidend:

- Umgebungsbedingungen (p_0, t_0, φ_0)
- Brennstofftyp
- Drehzahl (entsprechend $f = 50 \text{ Hz}$ bzw. $f = 60 \text{ Hz}$)
- Druckverluste bei der Luftzufuhr zum Verdichter (Δp_{01})
- Druckverluste im Abgaskanal (Δp_{45})

Die Umgebungsbedingungen werden wesentlich von den meteorologischen Gegebenheiten und vom Aufstellungsort beeinflusst. Weicht eine dieser angegebenen Bedingungen ab, so ändern sich die vom Hersteller angegebenen Leistungsdaten.

4.1 Referenzbedingungen

Um die Leistung der Gasturbinen verschiedener Hersteller vergleichen zu können, hat man sich international auf folgende ISO-Referenzbedingungen (ISO 3977-2) festgelegt:

- Umgebungstemperatur: $t_0 = 15^\circ\text{C}$
- Umgebungsdruck: $p_0 = 1,013 \text{ bar}$
- Relative Luftfeuchtigkeit $\varphi_0 = 60\%$
- Brennstoff: Methan ($\text{CH}_4, H_u = 50000 \text{ kJ/kg}$)

Es sei hervorgehoben, dass es sich bei diesen Referenzbedingungen nicht unbedingt um jene Bedingungen im Auslegungspunkt handeln muss. In der Realität ist ein Erreichen der Referenzbedingungen kaum möglich, da die Leistung der Gasturbine, neben den verschiedenen Lastzuständen, stark abhängig ist vom Aufstellungsort, was bedeutet, dass die Leistungen der Maschinen in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen (vor allem von der Umgebungstemperatur) sehr stark variieren.

4.2 Abweichung der Gasturbine vom Referenzzustand

Wie vorher schon erwähnt, haben die klimatischen Bedingungen einen wesentlichen Einfluss auf die Leistung einer Gasturbine. Je nach Aufstellungsort und den dort vorherrschenden klimatischen Bedingungen können neben der Umgebungstemperatur als einflussreichsten Faktor, auch Meereshöhe und Luftfeuchtigkeit den Wirkungsgrad einer Gasturbinenanlage ändern. Neben diesen Umgebungsbedingungen sorgen auch Druckverluste im Ansaug- und Abgaskanal dafür, dass der Betrieb der Gasturbine vom Referenzzustand abweicht. Die Auswirkungen dieser einzelnen Parameter auf den Gasturbinenprozess werden im Folgenden näher beschrieben.

4.2.1 Umgebungstemperatur

In **Abbildung 4.1** ist qualitativ für Gasturbinen der Einfluss der Umgebungstemperatur (bei konstant gehaltener Turbineneintrittstemperatur) auf die Kenndaten Austrittsmassenstrom, Austrittstemperatur, Leistung und Wirkungsgrad eines Gasturbinenprozesses dargestellt, wobei sich die Änderung dieser Größen auf den ISO-Referenzzustand ($t_0 = 15^\circ\text{C}$, $p_0 = 1,013 \text{ bar}$) bezieht.

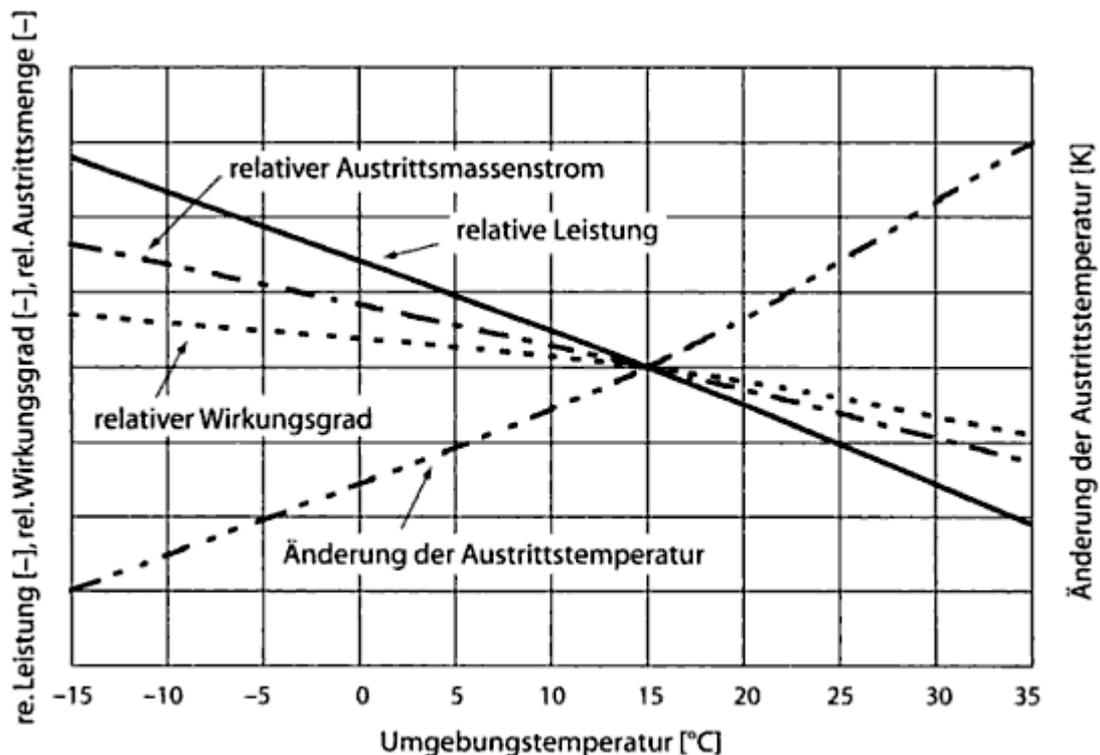


Abb. 4.1: Einfluss der Umgebungstemperatur auf Gasturbinenprozess [3]

Ausgehend von der ISO-Temperatur sinken Austrittsmassenstrom, Leistung und Wirkungsgrad bei steigender Umgebungstemperatur, wobei die Austrittstemperatur als einzige Größe steigt. Der gegenteilige Effekt ergibt sich bei einer Erniedrigung der

Temperatur am Verdichtereintritt. Erklären lässt sich dieses Verhalten dadurch, dass bei erhöhter Temperatur die Dichte der Luft abnimmt, wodurch sich der Ansaugmassenstrom des Verdichters erniedrigt. Wie man anhand eines beispielhaften Gasturbinenkennfeldes (**Abb. 4.2**) erkennen kann, bewirkt eine Erhöhung der Verdichtereintrittstemperatur T_1 bei konstanter Turbineneintrittstemperatur T_3 und konstanter Drehzahl n (hier N) einen Abfall der dimensionslosen Größen T_3/T_1 und $N/\sqrt{T_1}$, wodurch sich ein neuer Betriebspunkt bei niedrigerem Verdichterdruckverhältnis Π_V einstellt.

Der Abfall des Verdichterdruckverhältnisses bewirkt folglich einen Abfall der Gesamtleistung und des Wirkungsgrades der Gasturbinenanlage. Die Änderung des Gesamtprozesses lässt sich übersichtlich in **Abb. 4.3** anhand des T,s -Diagrammes darstellen.

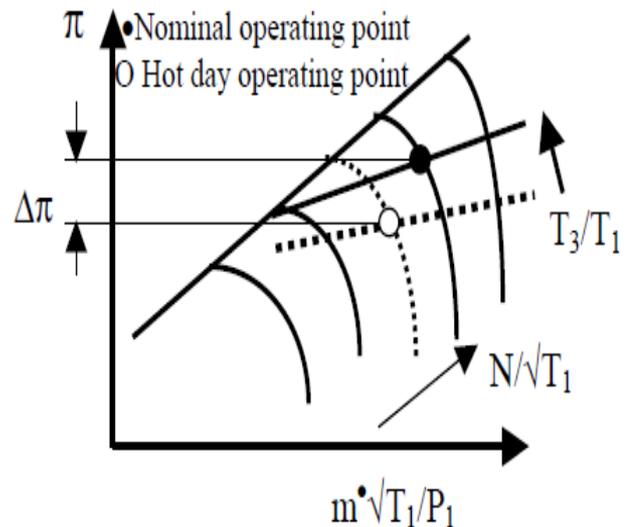


Abb. 4.2: Abh. des Verdichterdruckverhältnisses von Umgebungstemperatur [4]

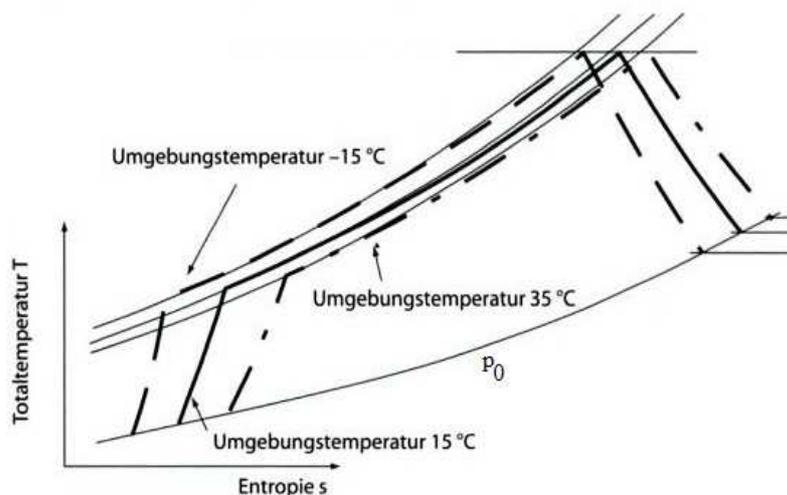


Abb. 4.3: Zustandsänderung im T,s -Diagramm in Abh. der Umgebungstemperatur, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur [3]

Ein Abfall des Verdichterdruckverhältnisses bewirkt gleichzeitig einen Abfall des Druckverhältnisses in der Turbine, wodurch die Austrittstemperatur erhöht wird.

4.2.2 Umgebungsdruck

Durch die Zunahme der geodätischen Höhe kommt es zur Abnahme des barometrischen Druckes, d.h. die Luftdichte ρ nimmt mit geringer werdendem Druck ab, was, wie im **Unterkapitel 4.2.1** erwähnt wurde, zu einer Abnahme des vom Verdichter angesaugten Luftmassenstroms führt. Das Verdichterdruckverhältnis Π_V bleibt aber trotz Abnahme des Umgebungsdruckes konstant. Dies lässt sich folgendermaßen erklären:

Durch Umformung des reduzierten Massenstroms mit Hilfe der idealen Gasgleichung (4.1) kommt man zum Ergebnis, dass dieser proportional ist zu dem vom Verdichter angesaugten, reduzierten Volumenstrom (4.2).

ideale Gasgleichung:
$$p_1 \cdot \frac{1}{\rho_1} = R \cdot T_1 \quad (4.1)$$

reduzierter Volumenstrom:
$$\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_1}}{p_1} = \frac{\rho_1 \cdot \dot{V}_1 \cdot \sqrt{T_1}}{p_1} = \frac{p_1}{R \cdot T_1} \cdot \frac{\dot{V}_1 \cdot \sqrt{T_1}}{p_1} = \frac{\dot{V}_1}{R \cdot \sqrt{T_1}}$$

$$\frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_1}}{p_1} \sim \frac{\dot{V}_1}{\sqrt{T_1}} \quad (\text{Vernachlässigung der Gaskonstante } R) \quad (4.2)$$

Unter Berücksichtigung, dass der Verdichter bei konstanter Drehzahl ($n = \text{const.}$) trotz sinkendem Luftmassenstrom \dot{m} einen annähernd konstanten Volumenstrom \dot{V}_1 ansaugt, lässt sich schlussfolgern, dass das Verdichterdruckverhältnis Π_V bei gleichbleibender Umgebungstemperatur T_1 und Turbineneintrittstemperatur T_3 mit steigendem Umgebungsdruck unverändert bleibt (siehe **Abb. 4.4**).

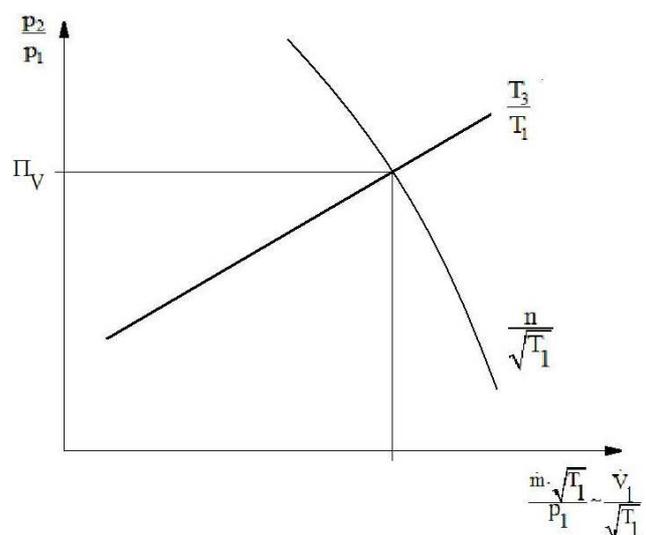


Abb. 4.4: Verdichterdruckverhältnis in Abh. des Umgebungsdruckes, bei konstantem Volumenstrom

Der Einfluss der Umgebungsdruckänderung ist auch im T,s-Diagramm in **Abbildung 4.5** ersichtlich. Man kann gut erkennen, dass eine Änderung des barometrischen Druckes keine Auswirkungen auf die Temperaturniveaus in den einzelnen Zuständen hat.

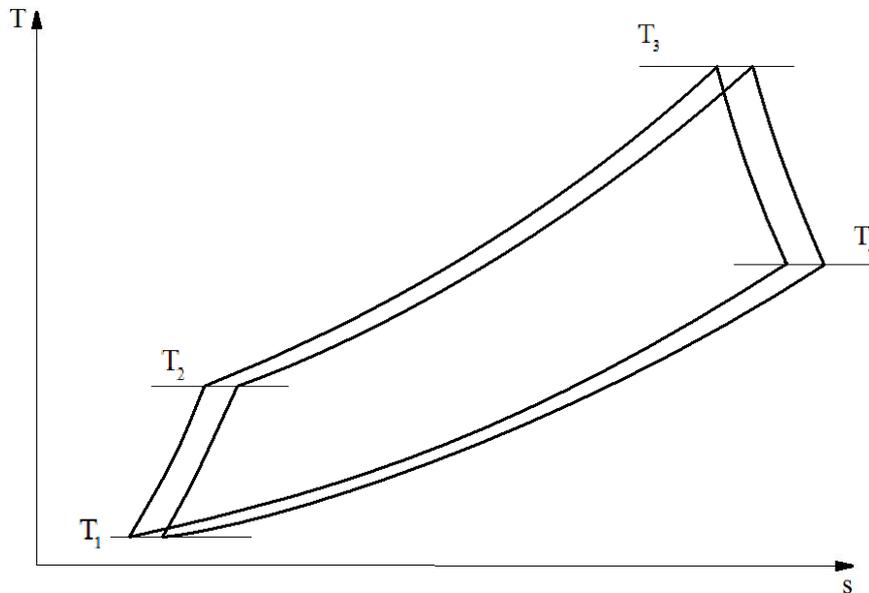


Abb. 4.5: Zustandsänderung im T,s-Diagramm in Abhängigkeit des Umgebungsdruckes

Durch den verringerten Luftmassenstrom wird dementsprechend auch der Austrittsmassenstrom reduziert.

Auswirkung auf die Leistung

Um die Auswirkungen der Umgebungsdruckänderung zufolge der geodätischen Höhenzunahme auf die Nutzleistung P_N zu untersuchen, geht man von der Gleichung 4.3 für die spezifische Nutzarbeit aus:

$$\text{spez. Nutzarbeit:} \quad \frac{w_{\text{nutz}}}{c_p \cdot T_1} = \eta_{T_s} \cdot \frac{T_3}{T_1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) - \frac{1}{\eta_{V_s}} \cdot \left(\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (4.3)$$

$$\text{isentrop. Verdichterwirkungsgrad:} \quad \eta_{V_s} = \frac{H_{V_s}}{H_V} = \frac{c_p \cdot (T_{2s} - T_1)}{c_p \cdot (T_2 - T_1)} \quad (4.4)$$

$$\text{isentrop. Turbinenwirkungsgrad:} \quad \eta_{T_s} = \frac{H_T}{H_{T_s}} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_4)}{c_p \cdot (T_3 - T_{4s})} \quad (4.5)$$

Die mechanischen Verluste werden im ersten Term auf der rechten Seite der Gleichung (4.3) vernachlässigt, d.h. $\eta_m = 1$. Da das Verdichterdruckverhältnis Π_v bei Zunahme des Umgebungsdruckes p_1 konstant bleibt und sich die isentropen Wirkungsgrade (Gleichung 4.4 und 4.5) zufolge gleich bleibender Temperaturniveaus (siehe **Abb. 4.5**) nicht ändern, bleibt demzufolge auch die spez. Nutzarbeit (Glg. 4.3) konstant.

Die Nutzleistung lässt sich in Abhängigkeit der spez. Nutzarbeit folgendermaßen ausdrücken:

$$\text{Nutzleistung:} \quad P_N = \dot{m} \cdot w_{\text{nutz}} \quad (4.6)$$

Für die Luft gilt annähernd die ideale Gasgleichung (4.1), mit Hilfe jener sich der Luftmassenstrom in Gleichung 4.6 als Funktion des Druckes ausdrücken lässt. Damit erhält man folgende umgeformte Gleichung für die Nutzleistung:

$$\text{Nutzleistung, umgeformt:} \quad P_N = \rho_1 \cdot \dot{V}_1 \cdot w_{\text{nutz}} = \frac{p_1}{R \cdot T_1} \cdot \dot{V}_1 \cdot w_{\text{nutz}} \quad (4.7)$$

Leitet man nun die Nutzleistung nach dem Umgebungsdruck p_1 ab, unter Berücksichtigung, dass die Faktoren T_1 , R und w_{nutz} von p_1 unabhängig sind, so erhält man die Gleichung 4.8.

$$\text{Nutzleistung, abgeleitet:} \quad \frac{\partial P_N}{\partial p_1} = \frac{\dot{V}_1 \cdot w_{\text{nutz}}}{R \cdot T_1} = \frac{P_N}{p_1} \quad (4.8)$$

Durch Umformung von (4.8) kommt man schließlich zur folgenden Formel:

$$\text{rel. Änderung der Nutzleistung:} \quad \frac{\Delta P_N}{P_N} = \frac{\Delta p_1}{p_1} \quad (4.9)$$

Anhand der Gleichung 4.9 ist somit ersichtlich, dass die Leistung der Gasturbine proportional zur Umgebungsdruckabnahme abgesenkt wird.

Auswirkung auf den Wirkungsgrad

Der thermische Wirkungsgrad wird durch die Gleichung 4.10 ausgedrückt.

$$\text{thermischer Wirkungsgrad: } \eta_{th} = \frac{\eta_{Ts} \cdot \frac{T_3}{T_1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) - \frac{1}{\eta_{Vs}} \cdot \left(\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)}{\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{1}{\eta_{Vs}} \cdot \left(\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)} \quad (4.10)$$

Die Ableitung dieser Gleichung nach p_1 (die Faktoren T_1 , T_3 , sowie Π_V bleiben bei einer Änderung des Umgebungsdruckes konstant) führt somit zur Erkenntnis, dass eine Änderung des Umgebungsdruckes keine Auswirkungen auf den Wirkungsgrad hat (Gleichung 4.11).

$$\text{rel. Änderung des therm. Wirkungsgrades: } \frac{\Delta \eta_{th}}{\eta_{th}} = 0 \quad (4.11)$$

4.2.3 Luftfeuchtigkeit

Mit zunehmender Luftfeuchtigkeit wird die Luftdichte abgesenkt, was dieselben Auswirkungen auf eine Gasturbinenanlage mit sich bringt, wie eine Temperaturerhöhung (siehe **Abb. 4.6**), nur dass der Einfluss der Luftfeuchtigkeit im Vergleich zur Änderung der Umgebungstemperatur viel geringer ist. Daher hat man früher diesen Einfluss auch nicht in Betracht gezogen. Durch zunehmende Anlagengrößen und wegen vermehrter Anwendung der Luftfeuchte in anderen Teilprozessen (z.B. zur NO_x -Abscheidung mittels Katalysator) wird heutzutage aber auch dieser Parameter berücksichtigt.

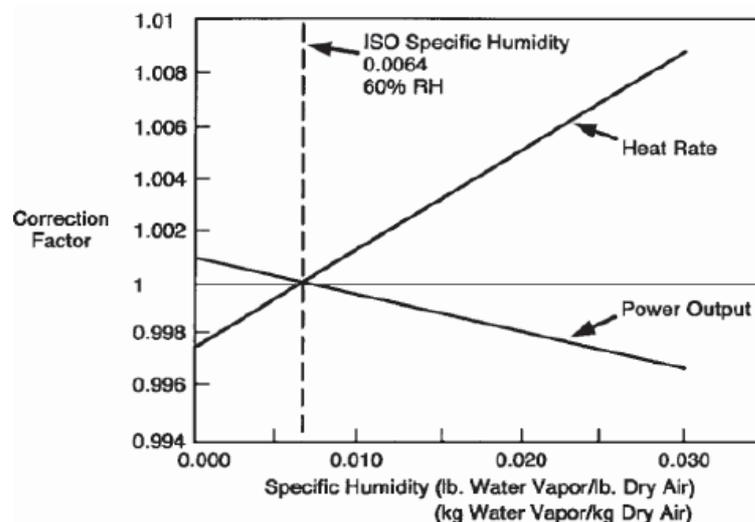


Abb. 4.6: Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf Gasturbinenprozess; Heat Rate = $3600/\eta_{th}$ [kJ/kWh] [5]

4.2.4 Druckverluste im Ansaug- und Abgaskanal

Der Druckverlust im Ansaugkanal, der z.B. durch Verschmutzung des Ansaugluftfilters entsteht, hat dieselben Auswirkungen wie eine Erhöhung der Umgebungstemperatur.

Beim Abgaskanaldruckverlust kommt es hingegen zur negativen Beeinflussung der Expansion in der Turbine, womit thermischer Wirkungsgrad und Leistung vermindert werden, die Austrittstemperatur hingegen steigt. Der Austrittsmassenstrom bleibt unverändert.

5 Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Betrieb der Gasturbine

5.1 Änderung im Gasturbinenkennfeld

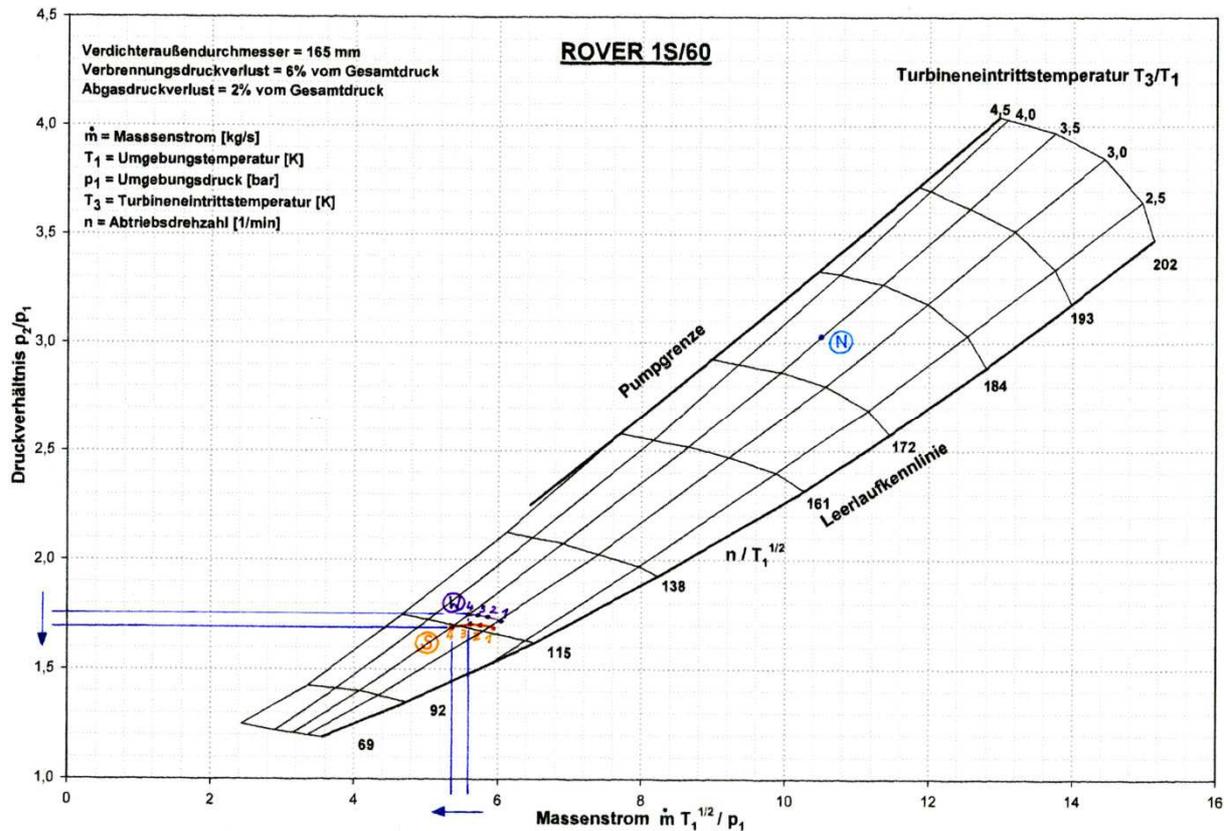


Abb. 5.1: Gasturbinenkennfeld: N.....Auslegungspunkt bei $t_0 = 15^\circ\text{C}$, W.....Betriebspunkte bei $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$, S.....Betriebspunkte bei $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$

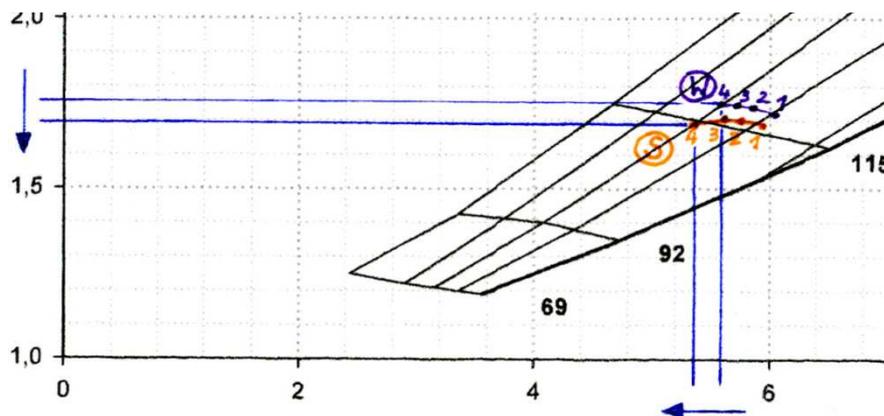


Abb. 5.2: Gasturbinenkennfeld: vergrößerte Darstellung der gemessenen Betriebspunkte aus Abbildung 5.1

Im Gasturbinenkennfeld (**Abbildung 5.1** und **5.2**) sind die gemessenen Betriebspunkte bei den beiden Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ (W) und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$ (S) in Abhängigkeit des vom Verdichter erzielten Druckverhältnisses p_2/p_1 und dem vom Verdichter aus der Umgebung angesaugten Luftmassenstrom (bezogen auf Umgebungsdruck und

Umgebungstemperatur) $\dot{m} \cdot \sqrt{T_1} / p_1$ dargestellt. Die Messungen wurden, wie bei der Messwertzusammenstellung (siehe **Tab. 3.1** bzw. **3.2**) schon angegeben wurde, bei einer annähernd konstanten Abtriebsdrehzahl von $n = 2000 \text{ U/min}$ und 4 verschiedenen Belastungszuständen durchgeführt. Außerdem ist noch der Auslegungspunkt (N) des Herstellers eingezeichnet, wobei sich die Nennlast auf die Abtriebsdrehzahl $n = 3000 \text{ U/min}$ bei einer Umgebungstemperatur von $t_0 = 15^\circ\text{C}$ bezieht.

Hier ist gut ersichtlich, dass es sich bei den gefahrenen Betriebszuständen um sehr tiefe Teillastzustände handelt. Ursachen für den Betrieb bei so tiefen Teillasten wurden in **Unterkapitel 3.2** erwähnt. Den Umständen entsprechend fällt auch der Gesamtwirkungsgrad η_{eff} beim höchsten Belastungszustand (im Gasturbinenkennfeld mit **4** gekennzeichnet) mit ungefähr 4% (siehe **Tab. 3.3** und **3.4**) relativ gering aus. Im Vergleich dazu beträgt der Wirkungsgrad bei Nennlast ungefähr 12-13%.

Betrachtet man die angefahrenen Betriebspunkte sowohl bei der Umgebungstemperatur $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$, als auch bei $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, so kann man erkennen, dass es zu einer Verminderung des reduzierten Massenstroms bei Erhöhung der Umgebungstemperatur kommt. Beachtet man, dass der Verdichter bei konstanter Drehzahl ($n = \text{const.}$) in etwa einen konstanten Volumenstrom ansaugt, so lässt sich dieser Umstand durch Umformung mittels der idealen Gasgleichung sichtlich darstellen:

auf Umgebungszustand bezogener Massenstrom:
$$\dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_1}}{p_1} \sim \frac{\dot{V}_1}{\sqrt{T_1}} \quad (5.1)$$

Durch den verminderten Luftmassenstrom sinkt auch das Verdichterdruckverhältnis p_2/p_1 , bei gleichzeitig abnehmendem Temperaturverhältnis T_3/T_1 . Diese Änderung wurde beispielhaft für den Betriebspunkt 4 eingezeichnet, wobei die minimale Änderung des Temperaturverhältnisses nicht sichtlich dargestellt werden konnte.

Auf den Einfluss der Umgebungstemperatur auf die einzelnen Kenngrößen wird im Zuge der Betrachtung des Umgebungstemperatureinflusses auf die einzelnen Bestandteile der Gasturbine im folgenden Unterkapitel etwas näher eingegangen.

5.2 Einfluss der Umgebungstemperatur auf die einzelnen Komponenten der Gasturbine

Im **Kapitel 4** wurden die Referenzbedingungen für den Betrieb einer Gasturbine schon angegeben, wobei es sich noch einmal zusammengefasst um folgende ISO-Bedingungen handelt:

- Umgebungstemperatur: $t_0 = 15^\circ\text{C}$
- Umgebungsdruck: $p_0 = 1,013 \text{ bar}$
- Relative Luftfeuchtigkeit $\varphi_0 = 60\%$
- Brennstoff: Methan (CH_4 , $H_u = 50000 \text{ kJ/kg}$)

Jegliche Abweichungen dieser Bedingungen sorgen dafür, dass sich das tatsächliche Betriebsverhalten der Gasturbine ändert.

Um den Einfluss der Umgebungstemperatur auf die einzelnen Komponenten der ROVER-Gasturbine analysieren zu können, wurden daher, wie in der Messwertzusammenstellung schon angegeben, zwei Messungen bei den Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$ durchgeführt, wobei während der Messungen darauf geachtet wurde, dass die Abtriebsdrehzahl bei $n = 2000 \text{ U / min}$ annähernd konstant bleibt. Als Brennstoff kam Diesel zum Einsatz, dessen unterer Heizwert $H_u = 42700 \text{ kJ/kg}$ beträgt.

Außerdem ist noch zu beachten, dass sich die gemessenen Größen nicht exakt auf eine (ISO-) Umgebungstemperatur von 15°C beziehen, sondern auf $15,6^\circ\text{C}$, da während der Messung keine Hilfsmittel zur Beeinflussung der Umgebungsbedingungen zur Verfügung standen. Nähere Untersuchungen hinsichtlich des Brennstoffeinflusses wurden nicht durchgeführt.

Die Untersuchung des Umgebungstemperatureinflusses auf die einzelnen Komponentengrößen und deren Auswertung wird beispielhaft anhand der Gesamtleistung in **Abbildung 5.3** erläutert:

Zuerst wird die gemessene Gesamtleistung P_{eff} bei den beiden Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$ über die Turbineneintrittstemperatur t_3 aufgetragen und der schwankende Verlauf der Leistungskurven durch polynomische Regressionslinien angenähert. Danach erfolgt die Bestimmung der Leistungswerte wahlweise bei der Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$ (liegt in der Nähe zwei gemessener Betriebspunkte- siehe ausgewertete Turbineneintrittstemperaturen t_3 in **Tab 3.3** und **3.4**), wobei die relative Änderung der Leistung bei $t_3 = 700^\circ\text{C}$ in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur aufgetragen wird (siehe **Abb. 5.4**).

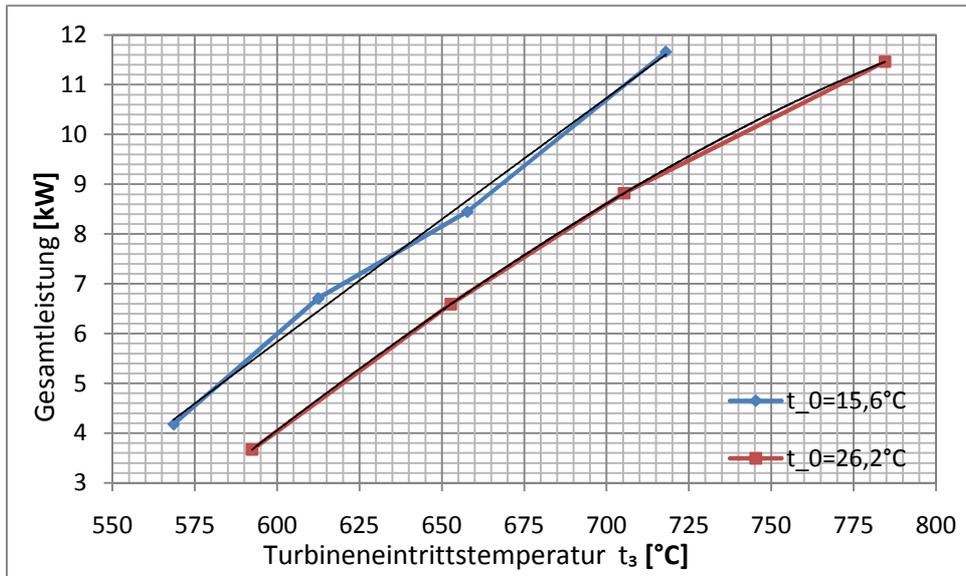


Abb. 5.3: Gesamtleistung P_{eff} der gemessenen Betriebspunkte bei den beiden Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur t_3

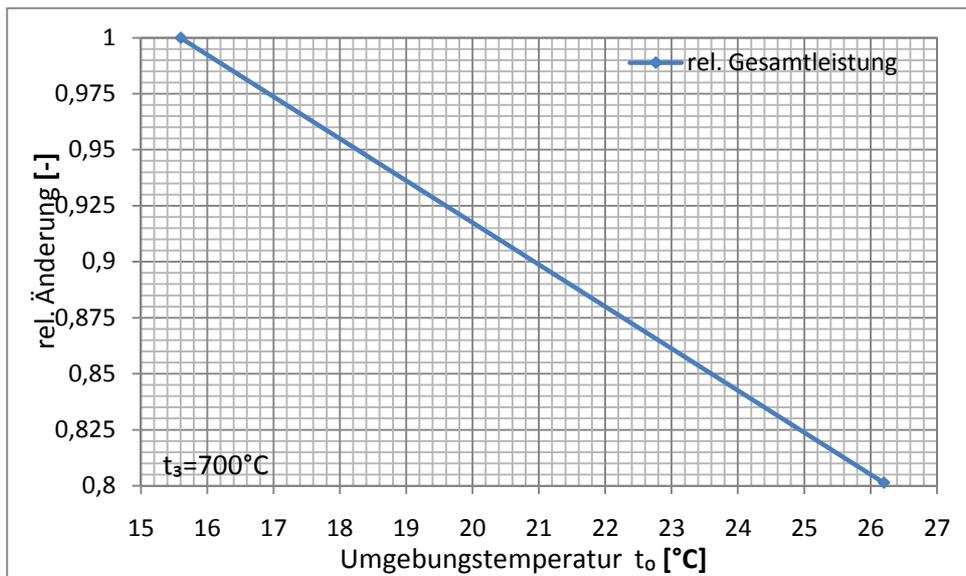


Abb. 5.4: Einfluss der Umgebungstemperatur t_0 auf die Gesamtleistung, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$

Diese Prozedur wurde für alle untersuchten Komponentengrößen in den folgenden Unterkapiteln bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$ durchgeführt.

Im **Unterkapitel 5.3** wird schließlich die Auswirkung der Umgebungstemperaturänderung auf Leistung und Wirkungsgrad bei Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur analysiert.

5.2.1 Verdichter

Ansteigende Umgebungstemperaturen haben zur Folge, dass sich die Dichte der Luft ändert. Dies kann man sich thermodynamisch mit Hilfe der idealen Gasgleichung (5.2) vor Augen führen, die mit guter Näherung für Luft gilt:

$$\text{ideale Gasgleichung:} \quad p_0 \cdot \frac{1}{\rho_0} = R \cdot T_0 \quad (5.2)$$

Nimmt man in Betracht, dass bei erhöhter Umgebungstemperatur ein etwas niedrigerer Umgebungsdruck p_0 gemessen wurde ($t_0 = 15,6^\circ\text{C} \rightarrow p_0 = 1011,9 \text{ mbar}$, $t_0 = 26,2^\circ\text{C} \rightarrow p_0 = 996,3 \text{ mbar}$ - siehe auch **Tab. 3.1** und **3.2**), so muss die Dichte nach Gleichung 5.2 bei unveränderlicher Gaskonstante R sinken.

Da der Verdichter bei $n = \text{const.}$ wiederum einen konstanten Volumenstrom ansaugt, nimmt demzufolge nach Umformung der idealen Gasgleichung (5.3) der vom Verdichter angesaugte Luftmassenstrom \dot{m}_L ab. Dies wird durch die Messung in **Abbildung 5.5** bestätigt, wobei der Massenstrom um 5,41% abfällt.

$$\text{ideale Gasgleichung-umgeformt:} \quad \dot{m}_L = \frac{p_0 \cdot \dot{V}_0}{R \cdot T_0} \quad (5.3)$$

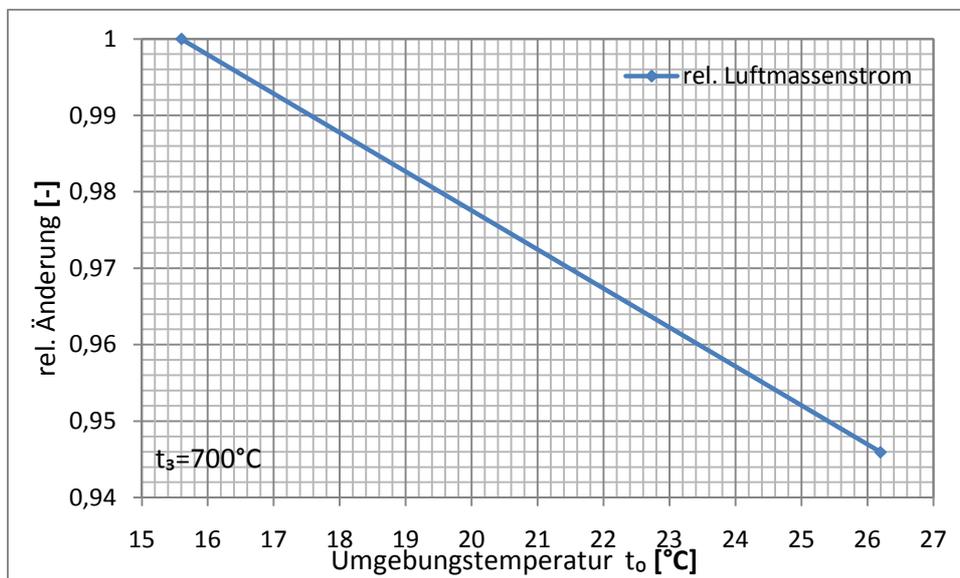


Abb. 5.5: rel. Änderung des Luftmassenstroms bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur t_0

Der Anstieg der Umgebungstemperatur, und die damit verbundene Abnahme des vom Verdichter angesaugten Luftmassenstroms, hat einen Abfall des Druckverhältnisses Π_V zur Folge (**Abb. 5.6**), wie auch schon im Gasturbinenkennfeld (**Abb. 5.1** und **5.2**) dargestellt wurde. Ein vermindertes Verdichterdruckverhältnis (in diesem Fall um 2,4%) wirkt sich normalerweise positiv aus auf die spezifische Verdichterarbeit. Dieser Effekt ist in Gleichung 5.4 im Falle einer reversiblen, adiabaten (kein Wärmeaustausch) Enthalpieänderung ersichtlich. Dieser positive Einfluss ist jedoch von geringer Bedeutung, da die spez. Verdichterarbeit insgesamt trotzdem um 3,6% zunimmt, wie **Abbildung 5.6** beweist.

$$\text{isentrop. spez. Verdichterarbeit: } H_{Vs} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (5.4)$$

D.h. der Abfall des Verdichterdruckverhältnisses bewirkt zugleich eine Erhöhung der Temperaturdifferenz $T_2 - T_1$, sowie der mittleren spezifischen Wärmekapazität zwischen Verdichterein- und austritt, wie in der **Abbildung 5.7** und im T,s-Diagramm (**Abb. 5.8**) dargestellt wird (siehe Glg. 5.5).

$$\text{spez. Verdichterarbeit (ideales Gas): } H_V = c_{pm} \Big|_1^2 \cdot (T_2 - T_1) \quad (5.5)$$

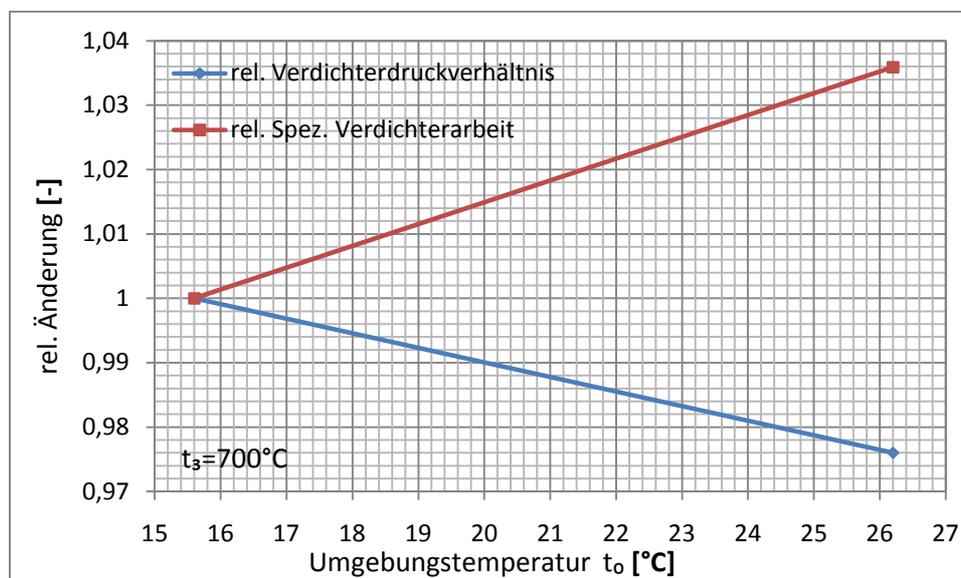


Abb. 5.6: Einfluss der Umgebungstemperatur t_0 auf das Verdichterdruckverhältnis, und die spez. Verdichterarbeit, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$

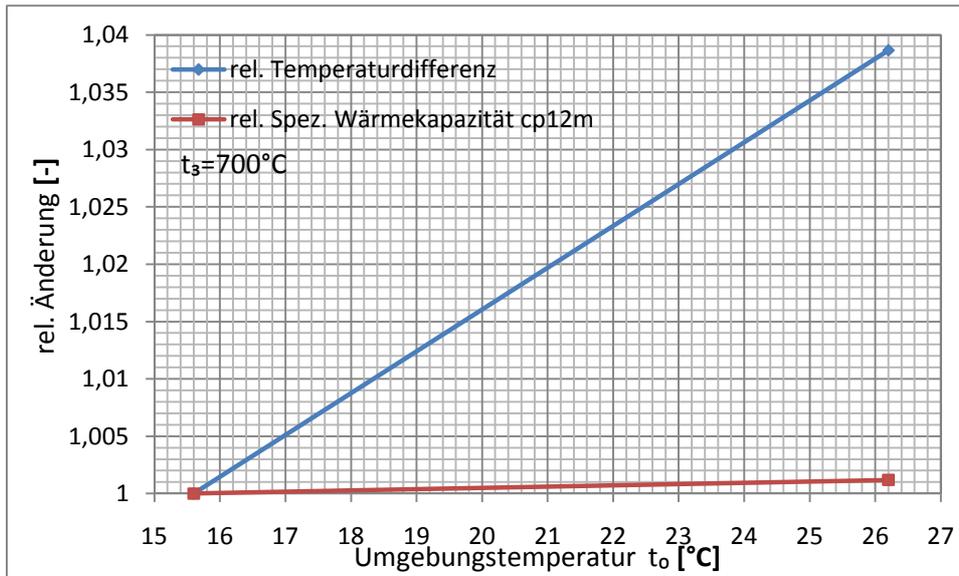


Abb. 5.7: Einfluss der Umgebungstemperatur t_0 auf Temperaturdifferenz und die mittlere spez. Wärmekapazität am Verdichter, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$

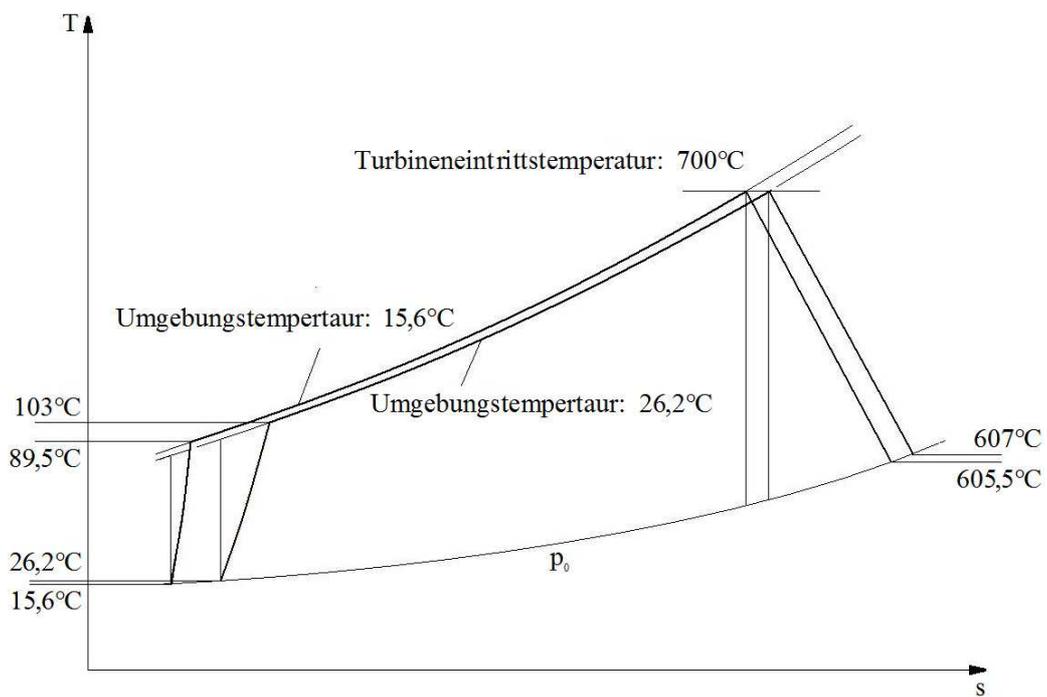


Abb. 5.8: Zustandsänderung im T,s-Diagramm in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$; Druckverluste wurden in der Darstellung nicht berücksichtigt

5.2.2 Brennkammer

Bei der Untersuchung des Verdichters wurde schon festgestellt, dass sich die Verdichteraustrittstemperatur T_2 mit steigender Umgebungstemperatur T_0 erhöht. Auf der anderen Seite wird am Brennkammeraustritt die Turbineneintrittstemperatur (hier bei 700°C) konstant gehalten. Daraus resultiert, dass bei steigender Umgebungstemperatur die Temperaturdifferenz zwischen Brennkammerein- und austritt sinkt, wodurch der erforderliche Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B zum Aufwärmen der Luft auf 700°C um 3,34% sinkt (siehe **Abb. 5.9**). Da aber die von der Gasturbine abgegebene Leistung (Leistungsabfall siehe **Unterkapitel 3.2.4**) stärker abfällt als der erforderliche Brennstoffmassenstrom, steigt infolgedessen der spezifische Brennstoffverbrauch b_B (siehe Gleichung 5.6 und **Abb. 5.9**), d.h. der zur Produktion eines Kilowatts verbrauchte Brennstoffmassenstrom nimmt zu.

spez. Brennstoffverbrauch:
$$b_B = \frac{\dot{m}_B}{P_{\text{eff}}} \quad (5.6)$$

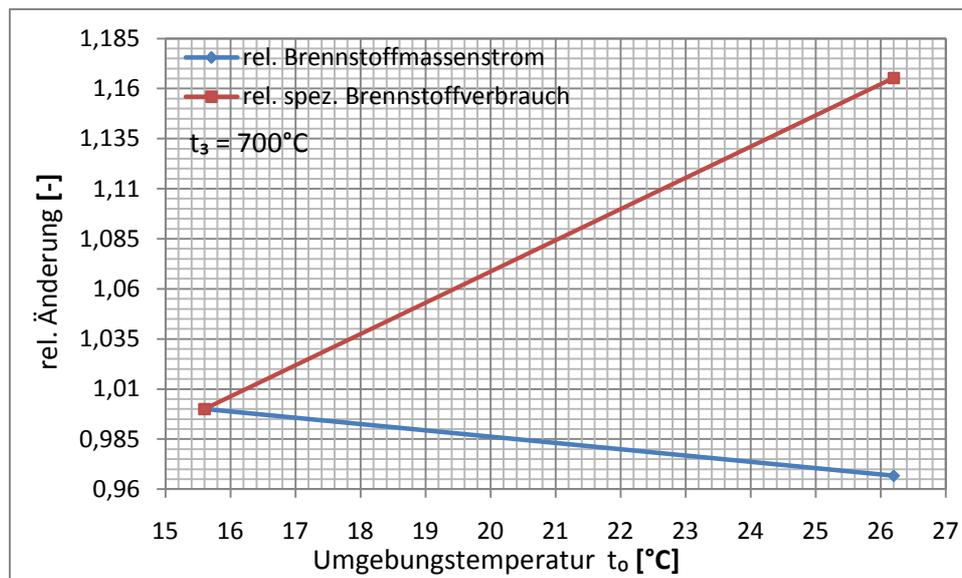


Abb. 5.9: Änderung des spez. Brennstoffmassenstroms und des spezifischen Brennstoffverbrauchs mit der Umgebungstemperatur, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$

5.2.3 Turbine

Die Verringerung des angesaugten Luftmassenstroms am Verdichter und das daraus resultierende niedrigere Druckverhältnis haben eine Reduzierung der produzierten spezifischen Arbeit an der Turbine H_T um 1,72%, **Abbildung 5.10**, zur Folge. Somit wird wegen dem reduzierten angesaugten Luftmassenstrom die Expansion in der Turbine derart beeinflusst, dass es zu einer Erhöhung der Turbinenaustrittstemperatur T_3 kommt.

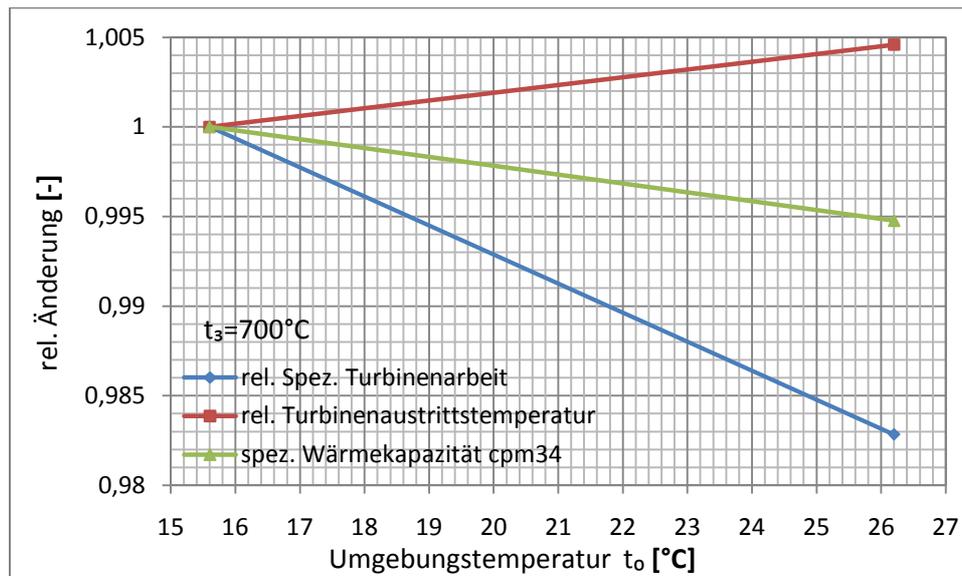


Abb. 5.10: Einfluss der Umgebungstemperatur auf relative spezifische Turbinenarbeit, Turbinenaustrittstemperatur und mittlere spezifische Wärmekapazität an der Turbine, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$

Dieser Umstand lässt sich im T,s -Diagramm in **Abb. 5.8** und durch die Gleichung 5.7 für die spez. Turbinenarbeit aufzeigen:

$$\text{spez. Turbinenarbeit:} \quad H_T = c_{pm} \Big|_3^4 \cdot (T_3 - T_4) \quad (5.7)$$

Durch Konstant halten der Turbineneintrittstemperatur T_3 und Erhöhung der Turbinenaustrittstemperatur T_4 , bei abfallender mittlerer spezifischer Wärmekapazität $c_{pm} \Big|_3^4$, sinkt die spezifische Turbinenarbeit.

Folgemäßig führt eine Verringerung des angesaugten Luftmassenstroms \dot{m}_L und des zugeführten Brennstoffmassenstroms \dot{m}_B aufgrund der erhöhten Umgebungstemperatur dazu, dass der Abgasmassenstrom ebenfalls abnimmt (siehe **Abb. 5.11**).

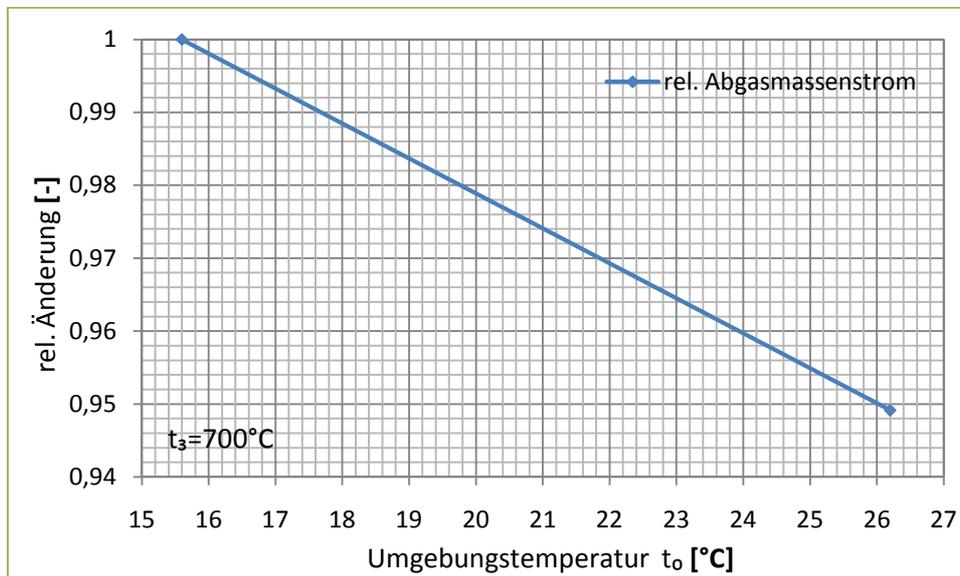


Abb. 5.11: Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Abgasmassenstrom am Turbinenaustritt, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$

5.2.4 Auswirkung der Umgebungstemperatur auf Leistungen und Wirkungsgrade des Gasturbinenprozesses

5.2.4.1 Leistungen

In **Abbildung 5.12** sind die Leistungen von Verdichter und Turbine, ausgedrückt durch die Gleichungen 5.8 und 5.9, über die Umgebungstemperatur aufgetragen. Der Abfall der Verdichterleistung um 1,78% wird durch die erhöhte Umgebungstemperatur und den dadurch verminderten Luftmassenstrom bewirkt. Jedoch fällt diese nicht so stark ab, wie die produzierte Leistung in der Turbine (6,72%) bei konstant gehaltener Turbineneintrittstemperatur, aufgrund des verminderten Verdichterdruckverhältnisses und Luftmassenstroms. Daraus resultiert, dass die an der Wirbelstrombremse gemessene Gesamtleistung in **Abb. 5.12** (siehe auch Gleichung 5.10) um 19,61% abfällt.

$$\text{Leistung des Verdichters:} \quad P_V = \dot{m}_L \cdot H_V \quad (5.8)$$

$$\text{Leistung der Turbine:} \quad P_T = (\dot{m}_L + \dot{m}_B) \cdot H_T \quad (5.9)$$

$$\text{Gesamtleistung:} \quad P_{\text{eff}} = P_T - P_V - P_R \quad (5.10)$$

In der Formel für die Gesamtleistung (5.10) ist mit P_R die Verlustleistung in Abhängigkeit von der Abtriebsdrehzahl angegeben. Da die Abtriebsdrehzahl bei den Messungen annähernd konstant bleibt ($n = 2000 \text{ U/min}$), schwankt P_R nur geringfügig.

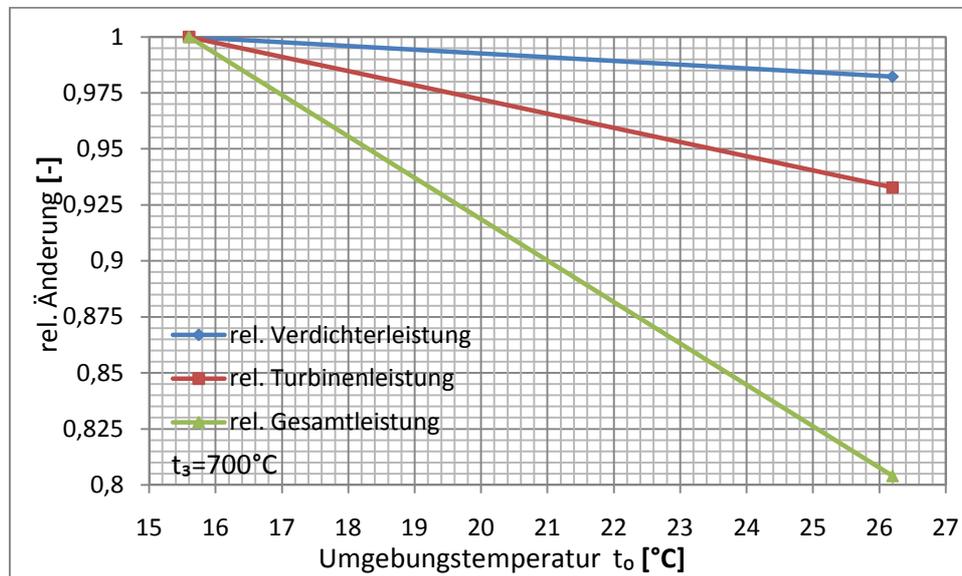


Abb. 5.12: Einfluss der Umgebungstemperatur auf Verdichter- und Turbinenleistung, sowie auf die Gesamtleistung, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$

5.2.4.2 Wirkungsgrade

Sieht man sich den Verlauf des isentropen Verdichterwirkungsgrades in **Abb. 5.13** an, so sinkt dieser um 5,09% bei zunehmender Umgebungstemperatur. Dieser ist einerseits, wie in Gleichung 5.11 angezeigt wird, vom Verdichterdruckverhältnis und andererseits vom Verhältnis der Temperaturen am Verdichterein- und austritt abhängig. Wie schon im **Unterkapitel 5.2.1** verdeutlicht wurde, sinkt das Verdichterdruckverhältnis (hier im Zähler) mit abnehmendem Massenstrom, wobei die Verdichteraustrittstemperatur stärker zunimmt als jene Temperatur am Verdichtereintritt (im Nenner).

$$\text{isentrop. Verdichterwirkungsgrad: } \eta_{Vs} = \frac{H_{Vs}}{H_V} = \frac{c_{pm}|_1^{2s} \cdot \left(\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{c_{pm}|_1^2 \cdot ((T_2/T_1) - 1)} \quad (5.11)$$

Auch der Brennkammerwirkungsgrad nimmt bei steigender Umgebungstemperatur um 2,73% ab (siehe **Abb. 5.13**).

Die Messungen zeigen weiterhin, dass der isentrope Turbinenwirkungsgrad bei zunehmender Umgebungstemperatur trotz verringerter produzierter Leistung 3,36% zunimmt. Anhand der Gleichung des isentropen Turbinenwirkungsgrades (5.12) kann man erkennen, dass eine Verringerung des Turbinendruckverhältnisses Π_T zufolge des geringeren angesaugten Luftmassenstroms am Verdichter und eine gleichzeitig erhöhte Turbinenaustrittstemperatur T_4 , bei konstanter Turbineneintrittstemperatur T_3 , zu einer Abnahme des Wirkungsgrades führen.

$$\text{isentrop. Turbinenwirkungsgrad: } \eta_{Ts} = \frac{H_T}{H_{Ts}} = \frac{c_{pm}|_3^4 \cdot (1 - (T_4/T_3))}{c_{pm}|_3^{4s} \cdot \left(1 - \Pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad (5.12)$$

Erhöhte Umgebungstemperaturen sorgen letztendlich dafür, dass der Gesamtwirkungsgrad in **Abbildung 5.13** sinkt, da die Verminderung des Brennstoffmassenstroms \dot{m}_B relativ gering im Vergleich zur Reduktion der von der Gasturbine produzierten Effektivleistung ausfällt (siehe Glg. 5.13).

$$\text{Gesamtwirkungsgrad: } \eta_{\text{eff}} = \frac{P_{\text{eff}}}{\dot{m}_B \cdot H_U} \quad (5.13)$$

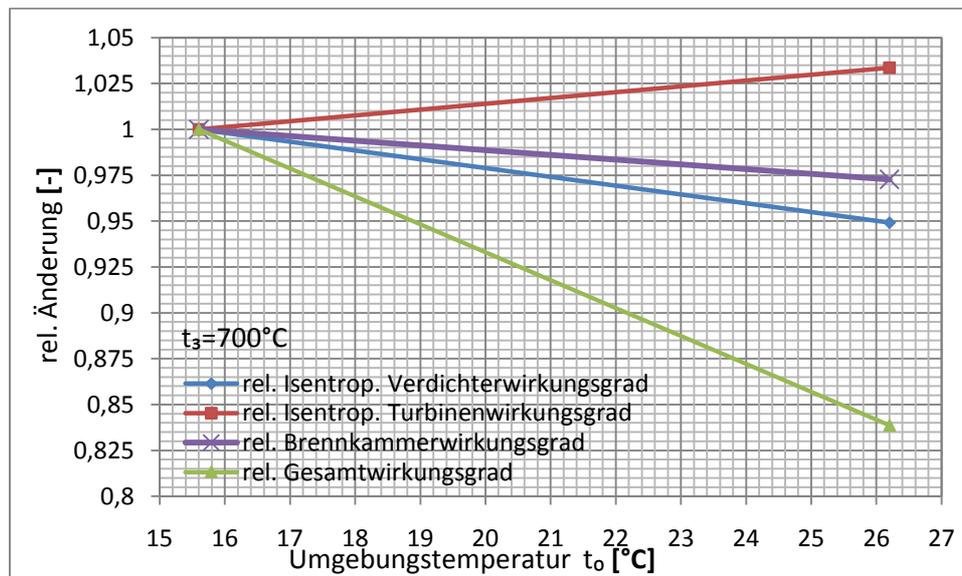


Abb. 5.13: Einfluss der Umgebungstemperatur auf den isentropen Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad, den Brennkammerwirkungsgrad, sowie auf den Gesamtwirkungsgrad, bei konstanter Turbineneintrittstemperatur $t_3 = 700^\circ\text{C}$

5.3 Gesamtleistung und Gesamtwirkungsgrad bei variierender Turbineneintrittstemperatur

Turbineneintrittstemp. t_3 [°C]	$t_0 = 15,6^\circ\text{C}$		$t_0 = 26,2^\circ\text{C}$		rel. Änderung [%]	
	P_{eff} [kW]	η_{eff} [-]	P_{eff} [kW]	η_{eff} [-]	$\Delta P_{\text{eff}}/P_{\text{eff}}$	$\Delta \eta_{\text{eff}}/\eta_{\text{eff}}$
600	5,83	0,025	4,05	0,019	-30,57%	-26,59%
625	7,05	0,030	5,29	0,023	-24,90%	-22,00%
650	8,29	0,034	6,47	0,028	-21,98%	-18,82%
675	9,54	0,038	7,59	0,031	-20,45%	-17,46%
700	10,69	0,041	8,61	0,034	-19,48%	-15,89%
715	11,40	0,042	9,20	0,036	-19,30%	-15,49%

Tab. 5.1: rel. Änderung von Leistung und Wirkungsgrad bei einer Umgebungstemperaturerhöhung von $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ auf $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur t_3

In **Tabelle 5.1** und **Abbildung 5.14** sind die Leistungen und Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur, bei variierenden Turbineneintrittstemperaturen dargestellt. Man kann erkennen, dass der Einfluss der Umgebungstemperatur auf Leistung und Wirkungsgrad mit steigender Turbineneintrittstemperatur abnimmt. Bei Erhöhung der Umgebungstemperatur kommt es zu einer relativen Wirkungsgradabnahme von -26,59% auf -15,49%, und zu einer relativen Leistungsabnahme von -30,57% auf -19,3%. Man kommt daher zur Erkenntnis, dass Gasturbinen bei kleineren Turbineneintrittstemperaturen viel empfindlicher auf steigende Umgebungstemperaturen reagieren.

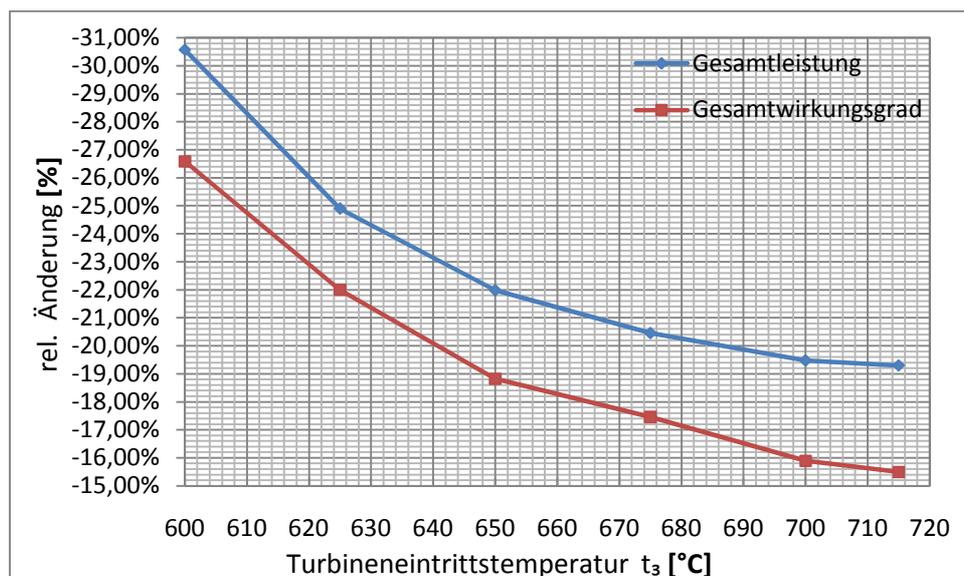


Abb. 5.14: Änderung von Leistung und Wirkungsgrad bei einer Umgebungstemperaturerhöhung von $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ auf $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur t_3

6 Vergleich der Messungen mit den Herstellerangaben

6.1 Bestimmung der erforderlichen Daten aus den Messungen und Herstellerangaben

Um eine möglichst qualitative Aussage über die Größen Leistung P_{eff} und Wirkungsgrad η_{eff} , die aus den Messdaten hervorgehen, anstellen zu können, wurden die Daten mit den Werten des Herstellers verglichen. Die Herstellerangaben sind in Form von Diagrammen im **Anhang** der Diplomarbeit ersichtlich.

Zur Ermöglichung des Vergleichs zwischen Mess- und Herstellerdaten wurde im *ersten Schritt* die gemessene Gesamtleistung P_{eff} bei den beiden Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$ über die Turbinenausstrittstemperatur t_4 aufgetragen, was in **Abbildung 6.1** ersichtlich ist. Aufgrund des schwankenden Verlaufs wurden die beiden Leistungskurven durch polynomische Regressionslinien angenähert. Danach wurden die Leistungswerte bei der Turbinenausstrittstemperatur $t_4 = 600^\circ\text{C}$, welche zugleich die Abgastemperatur der Gasturbine im Nennlastzustand darstellt, entnommen. Dieselbe Prozedur wurde auch im Zusammenhang mit den gemessenen Daten des Gesamtwirkungsgrades η_{eff} bei beiden Umgebungstemperaturen durchgeführt (siehe **Abb. 6.2**).

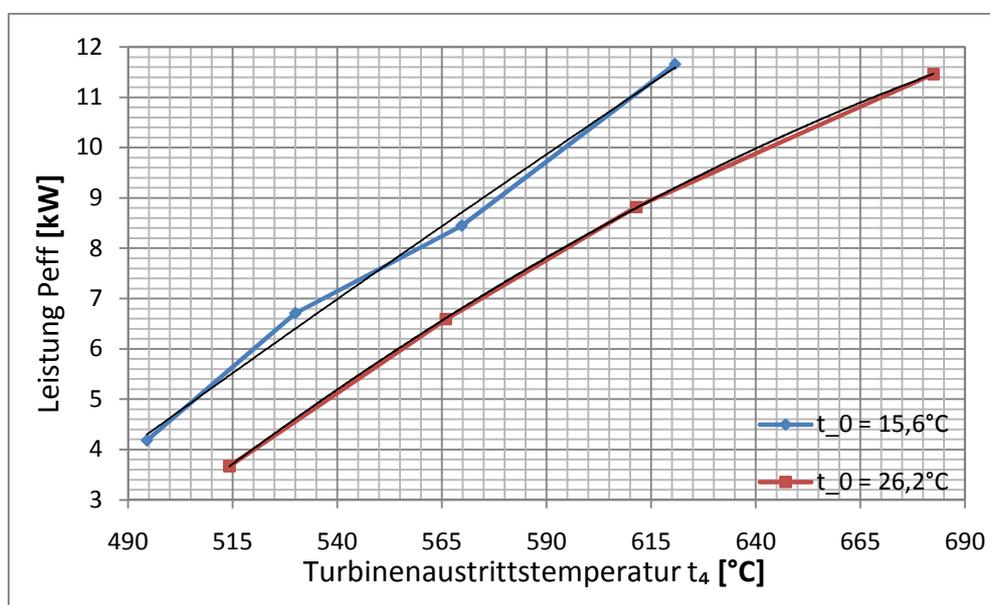


Abb. 6.1: Gesamtleistung P_{eff} der gemessenen Betriebspunkte bei den beiden Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbinenausstrittstemperatur t_4

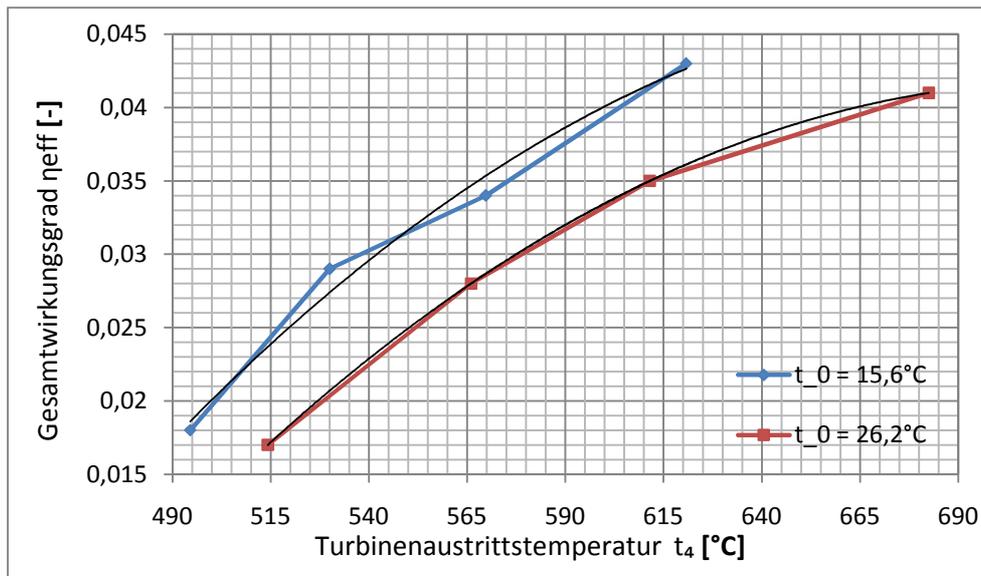


Abb. 6.2: Gesamtwirkungsgrad η_{eff} der gemessenen Betriebspunkte bei den beiden Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbinenaustrittstemperatur t_4

Im *zweiten Schritt* wurde die Gesamtleistung des Herstellers unter Zuhilfenahme des Herstellerdiagramms im **Anhang** (siehe **Abb. 8.1**) bestimmt. Dabei wurden die Leistungsdaten bei der Turbinenaustrittstemperatur des Nennlastzustandes ($t_4 = 600^\circ\text{C}$) und der, bei durchgeführter Messung konstant gehaltenen Abtriebsdrehzahl $n = 2000 \text{ U/min}$ für Umgebungstemperaturen im Bereich von -20 und $+60^\circ\text{C}$ ermittelt. Die aus dem Herstellerdiagramm entnommenen Leistungsdaten sind in Form einer Leistungskurve in **Abbildung 6.3** über die Umgebungstemperatur aufgetragen. Aus Vergleichsgründen sind auch die beiden Messpunkte mit denselben Randbedingungen, deren Bestimmung im vorigen Schritt erklärt wurde, aufgetragen.

Aus dem gleichen Herstellerdiagramm wurde auch der Brennstoffmassenstrom für den Temperaturbereich $-20 - 30^\circ\text{C}$ entnommen und durch Umrechnung mittels Gleichung (6.1) der Wirkungsgradverlauf des Herstellers bei den zuvor erwähnten Randbedingungen bestimmt. Der Wirkungsgradverlauf des Herstellers und jener Verlauf, der über die Messungen bei den Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$ ermittelt wurde, sind in **Abbildung 6.4** ersichtlich.

Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{P_{\text{eff}}}{\dot{m}_B \cdot H_U} \quad (6.1)$$

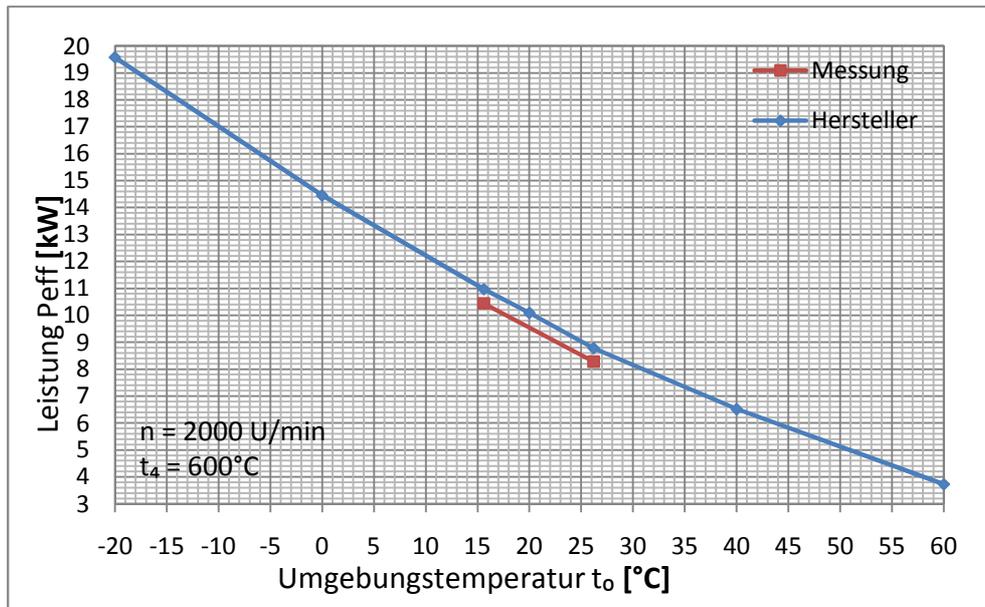


Abb. 6.3: Leistungsverlauf bei der Abtriebsdrehzahl $n = 2000 \text{ U/min}$ und der Turbinenausstrittstemperatur $t_4 = 600^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur t_0 : Hersteller (blau), Messung (rot)

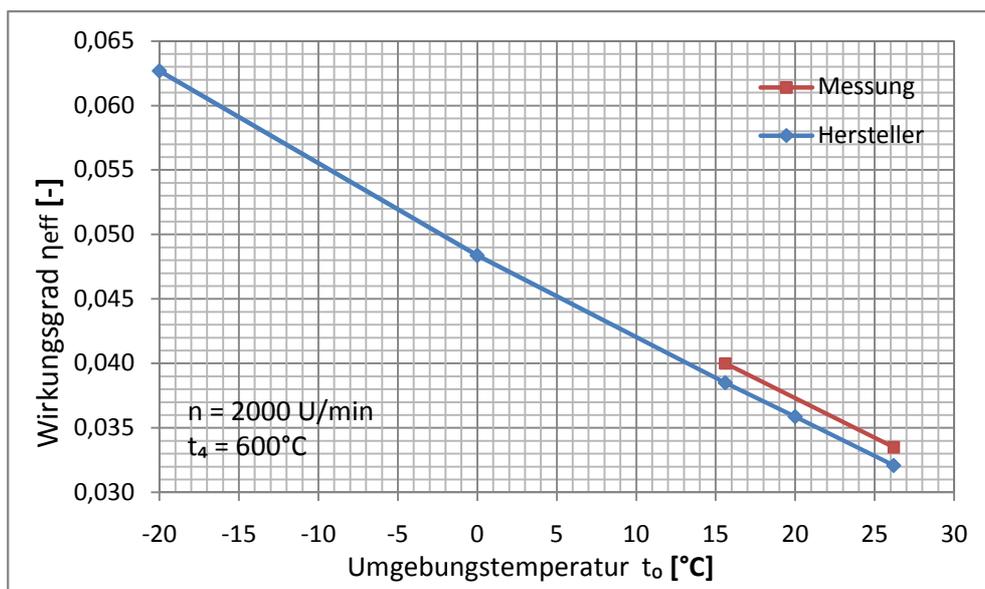


Abb. 6.4: Wirkungsgradverlauf bei der Abtriebsdrehzahl $n = 2000 \text{ U/min}$ und der Turbinenausstrittstemperatur $t_4 = 600^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur t_0 : Hersteller (blau), Messung (rot)

Wie man aus den beiden Abbildungen schon erkennen kann, stimmt der Verlauf der Messungen relativ gut mit den Herstellerdaten überein.

Der Vergleich der Messdaten mit jenen des Herstellers wird im folgenden Unterkapitel durch Bestimmung der sogenannten Sensitivitätskoeffizienten durchgeführt.

6.2 Vergleich von Leistung und Wirkungsgrad der Messdaten mit den Herstellerdaten (Sensitivitätsanalyse)

Sensitivitäten sind jene Faktoren, welche die Leistung und den Wirkungsgrad einer Gasturbinenanlage beeinflussen. Diese sind dafür verantwortlich, dass es zu einer Abweichung des Gasturbinenprozesses vom Referenzzustand kommt. Die wichtigsten Faktoren wurden schon in **Kapitel 4** besprochen, wobei es sich bei diesen zusammenfassend um die Umgebungstemperatur, den Umgebungsdruck, die Luftfeuchtigkeit, den zugeführten Brennstoff (Brennstoffmassenstrom, unterer Heizwert) und die Druckverluste im Ansaug- und Abgaskanal handelt.

Um die Abweichungen der Gesamtleistung P_{eff} und des Gesamtwirkungsgrades η_{eff} vom Referenzzustand in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur mit den Herstellerdaten vergleichen zu können, bedient man sich der sogenannten Sensitivitätsanalyse. Darunter versteht man die relative Abweichung von P_{eff} und η_{eff} , die sich mit Hilfe der Gleichungen (6.2) und (6.3) berechnen lassen (in Prozent),

$$\text{rel. Leistungsabweichung :} \quad \frac{\Delta P}{P} = k_p \cdot \Delta T_0 \quad [\%] \quad (6.2)$$

$$\text{rel. Wirkungsgradabweichung:} \quad \frac{\Delta \eta}{\eta} = k_\eta \cdot \Delta T_0 \quad [\%] \quad (6.3)$$

wobei k_p und k_η die sogenannten Sensitivitätskoeffizienten darstellen.

Im konkreten Fall heißt das, dass man sich $\Delta P / P$ und $\Delta \eta / \eta$ sowohl aus den erforderlichen Mess- und Herstellerdaten, die in **Abbildung 6.3** und **6.4** schon zusammengefasst wurden, bestimmt und anschließend die beiden Sensitivitätskoeffizienten k_p und k_η von Messung und Hersteller miteinander vergleicht.

Um in Erinnerung zu rufen, die Untersuchung der relativen Abweichungen von Leistung und Wirkungsgrad ist auf die zwei Messpunkte, die bei den Umgebungstemperaturen $T_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $T_0 = 26,2^\circ\text{C}$ und der Abtriebsdrehzahl von $n = 2000 \text{ U/min}$ bestimmt wurden, beschränkt. Als Referenzzustand für die Berechnung mit den oben angeführten Gleichungen gilt daher die Umgebungstemperatur $T_0 = 15,6^\circ\text{C}$. Das Resultat der Sensitivitätsanalyse ist in den **Tabellen 6.1** und **6.2** zusammengefasst:

Abtriebsdrehzahl: n=2000U/min		Hersteller	Messung
Abgastemp. T ₄ [°C]	ΔT [°C]	k _p = ΔP/P/ΔT [%/°C]	k _p = ΔP/P/ΔT [%/°C]
600	26,2-15,6	-1,883	-1,951

Tab. 6.1: Sensitivitätskoeffizienten der Leistungen von Mess- und Herstellerangaben in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur

Vergleicht man die beiden Sensitivitätskoeffizienten der Leistungen miteinander, so kann man erkennen, dass diese relativ gut miteinander übereinstimmen, wobei sich eine minimale Differenz von 0,068% einstellt. Dies war auch zu erwarten, wie man schon am Verlauf der beiden Leistungskurven in **Abbildung 6.3** erkennen konnte.

Abtriebsdrehzahl: n=2000U/min		Hersteller	Messung
Abgastemp. T ₄ [°C]	ΔT [°C]	k _η = Δη/η/ΔT [%/°C]	k _η = Δη/η/ΔT [%/°C]
600	26,2-15,6	-1,574	-1,559

Tab. 6.2: Sensitivitätskoeffizienten der Wirkungsgrade von Mess- und Herstellerangaben in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur

Durch Auswertung der zusammengefassten Ergebnisse aus Mess- und Herstellerdaten in **Abbildung 6.4** erhält man die Sensitivitätskoeffizienten der Wirkungsgrade in **Tabelle 6.2**. Auch hier kann man feststellen, dass die Abweichung der Koeffizienten von Messung und Hersteller (0,015%), sehr gering ist.

Ursache für die minimale Abweichung der Sensitivitätskoeffizienten dürfte in den unvermeidbaren Ableseungenauigkeiten der Herstellerdaten liegen. Die geringen Abweichungen sind aber wiederum ein Beweis dafür, dass die Messungen relativ genau mit den Herstellerdaten übereinstimmen und die Messungenauigkeiten damit gering ausfallen.

6.3 Vergleich der Sensitivitätskoeffizienten mit jenen von Gasturbinen höherer Leistung

	Nennleistung [MW]	k_p [%/°C]	k_η [%/°C]	Quelle
IG (+)	4,327	-0,604	-0,229	[8]
AD (+)	22	-0,570	-	[9]
AD (+)	33	-0,652	-0,153	[10]
HD (+)	85,4	-0,549	-0,179	[5]
HD (+)	100	-0,672	-	[11]
HD (++)	250	-0,75	-0,13	[3]

Tab. 6.3: Sensitivitätskoeffizienten für Industriegasturbinen(IG), triebwerksabgeleitete Gasturbinen(AD) und Großgasturbinen(HD); betrachteter Temperaturbereich: +) $\Delta T = 26,2 - 15,6$ °C, ++) keine Angabe

In **Tabelle 6.3** sind beispielhaft die Sensitivitätsfaktoren von einer Industriegasturbine, triebwerksabgeleiteten Gasturbinen und Großgasturbinen (Leistungsbereich $P = 4,33 \div 250$ MW) dargestellt, welche sich auf eine Temperaturänderung von $15,6^\circ\text{C}$ auf $26,2^\circ\text{C}$ (ausgenommen der 250 MW-Großgasturbine) beziehen. Generell ist zu erwähnen, dass die Umgebungstemperaturbereiche, bei denen die Sensitivitätskoeffizienten ermittelt werden, insofern von Bedeutung sind, da sich der Verlauf der Leistungs- und Wirkungsgradkurven in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur bei den einzelnen Gasturbinen unterscheidet. Daher ist in **Tab. 6.3** auch kein eindeutiger Wertverlauf der Sensitivitätskoeffizienten bei einer Leistungszunahme zu erkennen. Die Werte weichen jedoch nicht so stark voneinander ab, wodurch ein Trend festzustellen ist.

Für die 250 MW-Großgasturbine konnte in der angegebenen Quelle kein Temperaturbereich entnommen werden, für den der angegebene Sensitivitätskoeffizient gültig ist. Wahrscheinlich verläuft bei dieser Gasturbine die Leistungs- und Wirkungsgradänderung bei einer Umgebungstemperaturänderung annähernd linear, sodass eine genauere Angabe aufgrund geringer Abweichungen des Sensitivitätskoeffizienten als unnötig erachtet wurde.

Vergleicht man nun die Sensitivitätskoeffizienten der Gasturbinen aus **Tabelle 6.3** für Leistung und Wirkungsgrad, die sich bei einer Änderung der Umgebungstemperatur ergeben, mit denen der ROVER-Kleingasturbine (**Tab. 3.1** und **Tab. 3.2**), so kann man einen deutlichen Unterschied feststellen. Zur Untersuchung dieses Unterschiedes wurden mittels der Herstellerdaten in **Abbildung 8.2** Leistungsänderung und Wirkungsgradverlauf der Kleingasturbine bei den Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbinenausstrittstemperatur t_4 , bei konstanter Drehzahl $n = 3000$ U/min bestimmt (siehe **Abb. 6.5** und **6.6**).

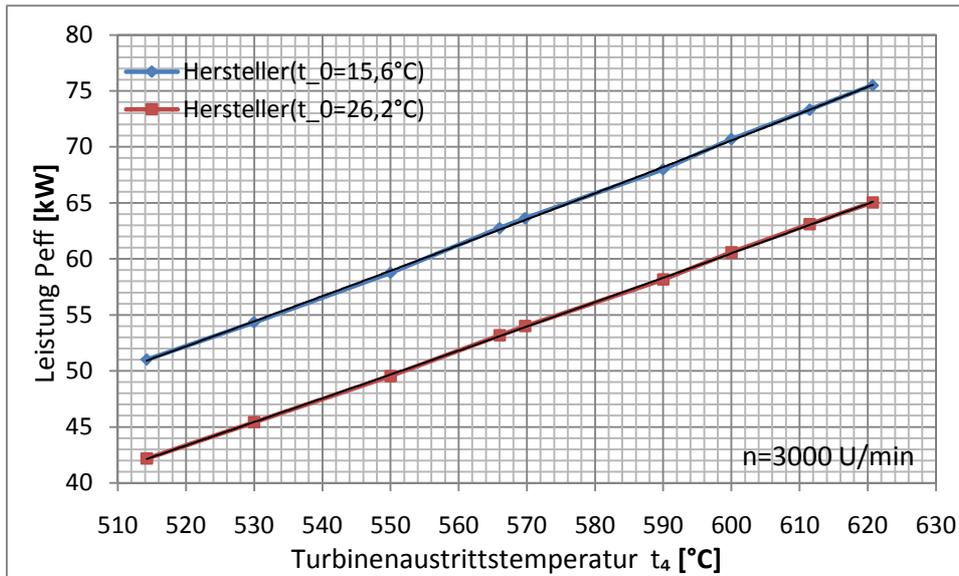


Abb. 6.5: Gesamtleistung P_{eff} des Herstellers bei den beiden Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$ und der Abtriebsdrehzahl $n = 3000\text{U}/\text{min}$, in Abhängigkeit der Turbineaustrittstemperatur t_4

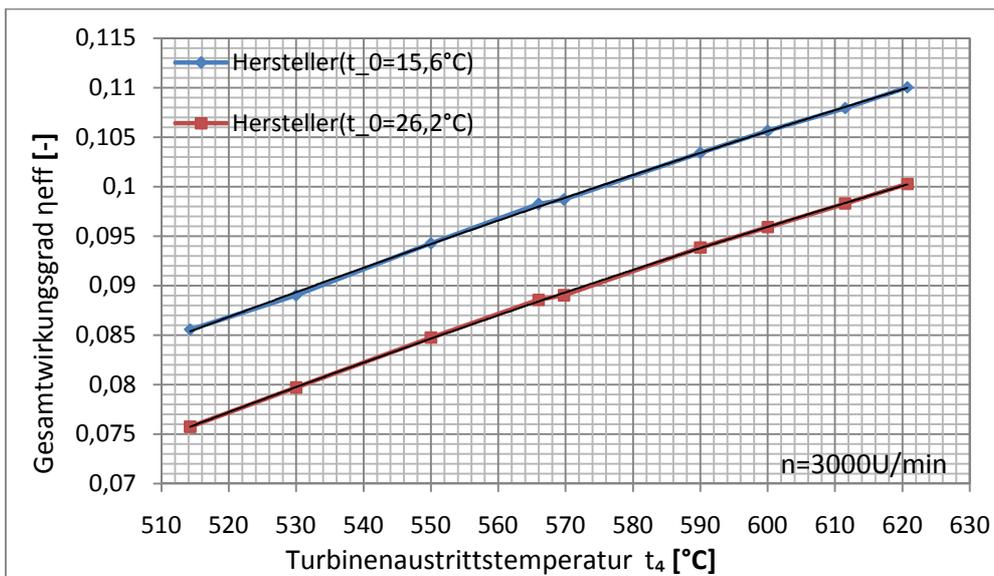


Abb. 6.6: Gesamtwirkungsgrad η_{eff} des Herstellers bei den beiden Umgebungstemperaturen $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ und $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$ und der Abtriebsdrehzahl $n = 3000\text{U}/\text{min}$, in Abhängigkeit der Turbineaustrittstemperatur t_4

Mit Hilfe dieser beiden Abbildungen und den Messdaten, die im **Unterkapitel 6.1 - Abb. 6.1** und **6.2** - zusammengefasst sind, wurden die beiden Sensitivitätskoeffizienten k_p und k_η bestimmt. Die Werte von k_p und k_η für Mess- und Herstellerdaten sind in den beiden nachfolgenden **Abbildungen 6.7** und **6.8**, bzw. in den **Tabelle 6.4** und **6.5** zusammengefasst.

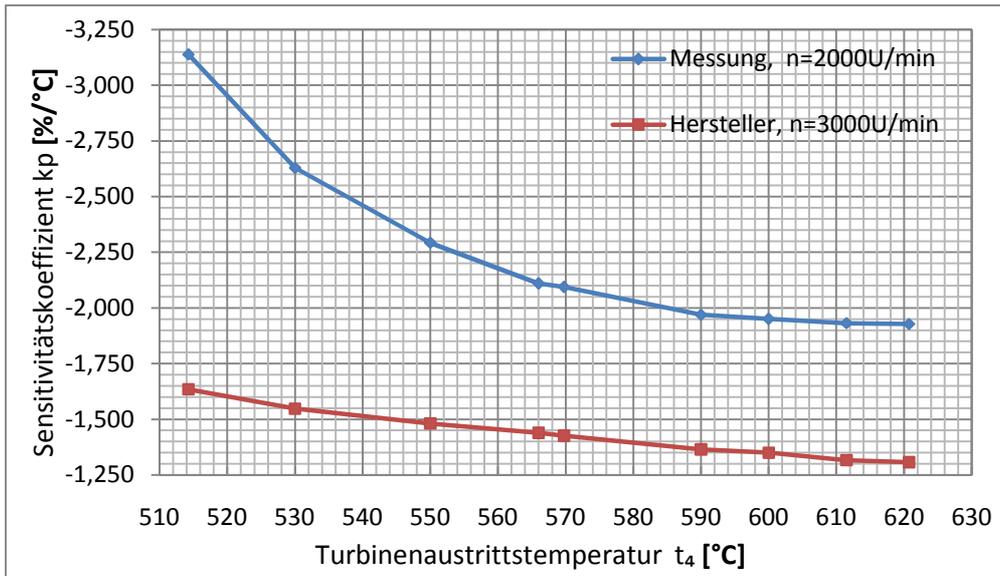


Abb. 6.7: Sensitivitätskoeffizienten k_p der Leistungen aus Mess- und Herstellerdaten bei einer Umgebungstemperaturänderung von $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ auf $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbinaustrittstemperatur t_4

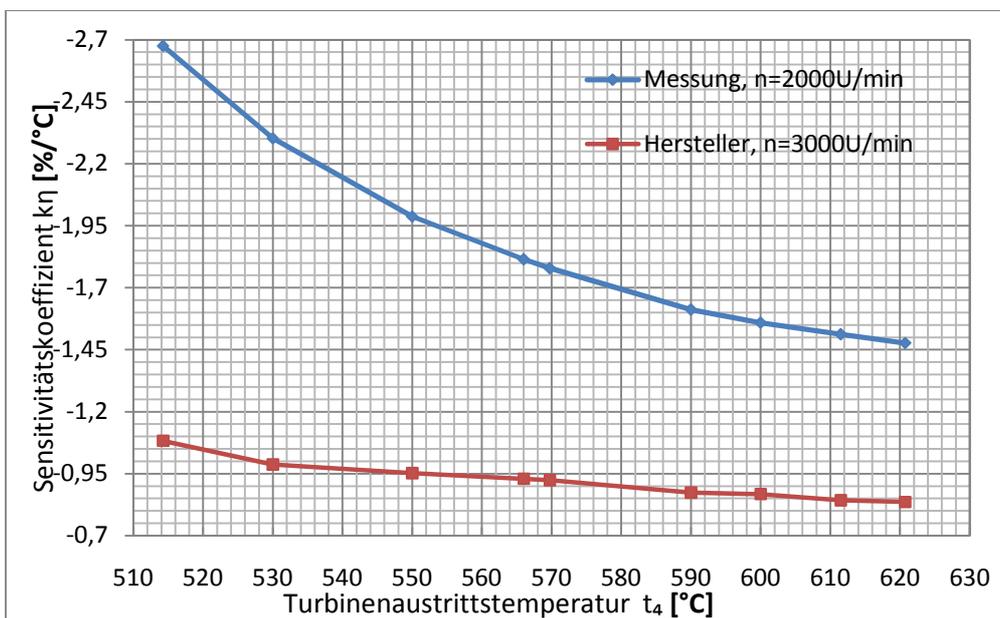


Abb. 6.8: Sensitivitätskoeffizienten k_η der Wirkungsgrade aus Mess- und Herstellerdaten bei einer Umgebungstemperaturänderung von $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ auf $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbinaustrittstemperatur t_4

t_4 [°C]	$k_p = \Delta P / (P \cdot \Delta T_0)$ [%/°C]	
	Messung	Hersteller
	n=2000 U/min	n=3000 U/min
514,25	-3,138	-1,635
530,00	-2,628	-1,548
550,00	-2,293	-1,481
566,00	-2,110	-1,439
569,75	-2,094	-1,427
590,00	-1,969	-1,365
600,00	-1,951	-1,350
611,50	-1,932	-1,316
620,75	-1,927	-1,308

Tab. 6.4: Sensitivitätskoeffizienten k_p der Leistungen aus Mess- und Herstellerdaten bei einer Umgebungstemperaturänderung von $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ auf $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbinenaustrittstemperatur t_4

t_4 [°C]	$k_\eta = \Delta \eta / (\eta \cdot \Delta T_0)$ [%/°C]	
	Messung	Hersteller
	n=2000 U/min	n=3000 U/min
514,25	-2,676	-1,083
530,00	-2,302	-0,987
550,00	-1,987	-0,952
566,00	-1,815	-0,929
569,75	-1,778	-0,924
590,00	-1,612	-0,874
600,00	-1,559	-0,868
611,50	-1,512	-0,843
620,75	-1,477	-0,836

Tab. 6.5: Sensitivitätskoeffizienten k_η der Wirkungsgrade aus Mess- und Herstellerdaten bei einer Umgebungstemperaturänderung von $t_0 = 15,6^\circ\text{C}$ auf $t_0 = 26,2^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Turbinenaustrittstemperatur t_4

Anhand der oben dargestellten Grafiken und Daten kann man unmittelbar erkennen, dass eine höhere Abtriebsdrehzahl und damit höhere Leistungen und Wirkungsgrade zu verminderten Sensitivitätskoeffizienten führen (siehe **Abb. 6.7** bzw. **6.8**).

Eine Erhöhung der Turbinenaustrittstemperatur t_4 und die damit ebenfalls verbundene Leistungs- bzw. Wirkungsgradzunahme (**Abb. 6.1, 6.2** - Messung und **Abb. 6.5, 6.6** - Hersteller), bei konstanter Abtriebsdrehzahl, hat ebenfalls einen konstanten Abfall der

beiden Koeffizienten k_p und k_η zur Folge (**Abb. 6.7, 6.8**), wobei der Wertabfall bei niedrigerer Abtriebsdrehzahl ($n = 2000 \text{ U/min}$) stärker ausgeprägt ist.

Betrachtet man nun die Leistung und den Wirkungsgrad der Herstellerdaten ($n = 3000 \text{ U/min}$) bei der höchsten betrachteten Turbinenausstrittstemperatur ($t_4 = 620,75^\circ\text{C}$), so beträgt der Wert, je nach Umgebungstemperatur ($t_0 = 15,6 \div 26,2^\circ\text{C}$), für den Wirkungsgrad $\eta_{\text{eff}} = 0,11 \div 0,10$, und für die Leistung $P_{\text{eff}} = 75,5 \div 65 \text{ kW}$ (siehe **Abb. 6.5, 6.6**). Für diesen Betriebspunkt beträgt der Sensitivitätskoeffizient für die relative Leistungsänderung, bedingt durch die Änderung der Umgebungstemperatur, $k_p = -1,308$, und für die relative Wirkungsgradänderung $k_\eta = -0,836$ (siehe **Tab. 6.4, 6.5**). Vergleicht man diese Werte mit jenen in **Tab. 6.3** für Gasturbinen höherer Leistung ($k_p = -0,549 \div (-0,75)$, bzw. $k_\eta = -0,13 \div (-0,229)$, für $P = 4,33 \div 250 \text{ MW}$), so ist der Unterschied immer noch vorhanden. Da die ROVER-Gasturbine bei diesem Betriebspunkt eine deutlich kleinere Leistung produziert, erscheinen die berechneten Werte trotzdem sehr vernünftig. Daraus kann man schlussfolgern, dass sich die Messungenauigkeiten in Grenzen halten und keine allzu starken Auswirkungen auf die Aussagekraft der in der Diplomarbeit ausgewerteten und interpretierten Messergebnisse haben.

7 Zusammenfassung

Es sei darauf hingewiesen, dass im Rahmen dieser Diplomarbeit eventuelle Messunsicherheiten, die sich zufolge der Messungen ergeben haben, nicht berücksichtigt wurden.

Wie schon in **Unterkapitel 3.2.1** erwähnt wurde, ergaben die Messungen bei höherer Umgebungstemperatur einen niedrigeren Umgebungsdruck ($t_0 = 15,6^\circ\text{C} \rightarrow p_0 = 1011,9$ mbar, $t_0 = 26,2^\circ\text{C} \rightarrow p_0 = 996,3$ mbar). Diese Umgebungsdruckabnahme spiegelt sich direkt wider in einer Leistungsabnahme. Die relative Leistungsänderung beträgt dabei $-1,542\%$.

rel. Leistungsänderung:

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\Delta p_1}{p_1} = -1,542\%$$

Der Umgebungsdruck ändert sich aber auch mit der Meereshöhe. Diese wurde bei den Messungen nicht berücksichtigt. Man kann jedoch den Einfluss der Umgebungsdruckänderung auf die Kleingasturbine aus den Herstellerdaten entnehmen (siehe **Abb. 8.3**).

Hauptaufgabe dieser Diplomarbeit war es, die Auswirkung einer Umgebungstemperaturänderung auf den Betrieb der ROVER-Kleingasturbine mittels zweier Messdaten, welche bei zwei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen aufgenommen wurden, zu untersuchen. Bevor die Auswertung dieser Messdaten erfolgte, wurde eine theoretische Aufarbeitung der wichtigsten Einflussparameter (Umgebungstemperatur, Umgebungsdruck, usw.) durchgeführt, die dafür verantwortlich sind, dass Gasturbinen von ihrem Referenzzustand abweichen.

Mit den ausgewerteten Messungen wurde darauffolgend die Auswirkung einer Umgebungstemperaturerhöhung von $15,6^\circ\text{C}$ auf $26,2^\circ\text{C}$ auf die einzelnen Komponenten der ROVER-Gasturbine bei konstanter Turbineneintrittstemperatur untersucht. Wie erwartet, sind die Gesamtleistung und der Gesamtwirkungsgrad gesunken, wobei verdeutlicht wurde, dass sich der Umgebungstemperatureinfluss auf die Gasturbine bei steigender Betriebslast (durch Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur) vermindert, d.h. der Wirkungsgrad- und Leistungsabfall fällt geringer aus.

Um die Aussagekraft der Messauswertungen zu unterstreichen, erfolgte eine Auswertung der Herstellerdaten. Anschließend wurden die Sensitivitätskoeffizienten der Leistung und des Wirkungsgrades, welche die Leistungs- und Wirkungsgradabnahmen pro $^\circ\text{C}$ angeben, aus den ausgewerteten Hersteller- und Messdaten bestimmt und miteinander verglichen. Dieser Vergleich hat ergeben, dass die Abnahmen zufolge einer Umgebungstemperaturerhöhung von $15,6^\circ\text{C}$ auf $26,2^\circ\text{C}$, ungeachtet einer minimalen Abweichung der

Sensitivitätskoeffizienten der Leistungen von 0,068%, bzw. der Wirkungsgrade von 0,015% relativ gut miteinander übereinstimmen.

Zum Schluss erfolgte eine Gegenüberstellung der ausgewerteten Sensitivitätskoeffizienten mit jenen von Gasturbinen im Leistungsbereich $P = 4,33 \div 250 \text{ MW}$, wobei die Sensitivitätskoeffizienten der ROVER-Kleingasturbine im Vergleich zu diesen, wie erwartet, größer ausgefallen sind. D.h. der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Leistung und den Wirkungsgrad ist bei Kleingasturbinen stärker ausgeprägt als bei Gasturbinen mit höherer Leistung.

8 Anhang

In den folgenden drei Abbildungen sind die Diagramme des Herstellers der ROVER-Gasturbine 1S/60 dargestellt, die den Vergleich der Messungen mit den Herstellerdaten bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen ermöglichen. Beim Ablesen der Diagramme ist auf die im deutschsprachigen Raum unüblichen Einheiten Rücksicht zu nehmen, deren Umrechnung folgendermaßen erfolgt:

- **Leistung:** 1 B.H.P = 745,7 W
- **Masse:** 1 lb = 0,4536 kg
- **Druck:** 14,5037 psi = 1 bar

In **Abbildung 8.1** sind Leistungsverlauf und der Brennstoffmassenstromverlauf bei konstanter Turbinenausstrittstemperatur $t_4 = 600^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und Rotordrehzahl aufgetragen. Bei den Kenndaten der Gasturbine in **Kapitel 2** ist die Untersetzung des Getriebes mit 15,33 angegeben, die zur Umrechnung der Rotordrehzahlen auf Abtriebsdrehzahlen dienen soll.

Abbildung 8.2 stellt den Leistungs- und Brennstoffmassenstromverlauf in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und Turbinenausstrittstemperatur bei konstanter Rotordrehzahl $n_{\text{Rot}} = 46000 \text{ U/min}$ dar, wobei dieser Rotordrehzahl eine Abtriebsdrehzahl von $n = 3000 \text{ U/min}$ entspricht.

Die Abhängigkeit der Leistung und des Brennstoffmassenstroms vom Umgebungsdruck und der Turbinenausstrittstemperatur, bei konstanter Rotordrehzahl $n_{\text{Rot}} = 46000 \text{ U/min}$ und der Umgebungstemperatur $t_0 = 15^\circ\text{C}$ ist in **Abb. 8.3** dargestellt.

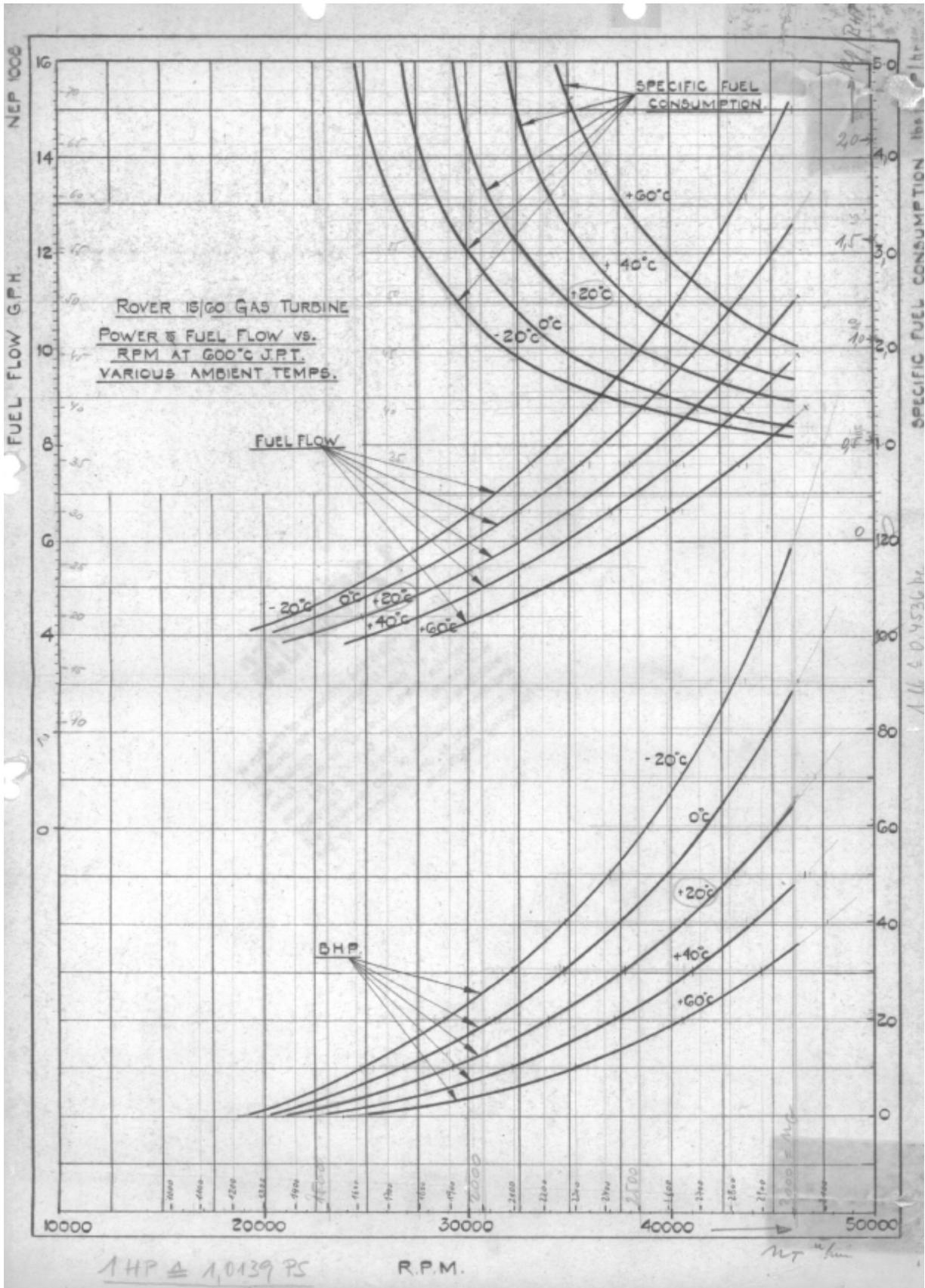


Abb. 8.1: ROVER 1S/60-Gasturbine: Leistungs- und Brennstoffmassenstromverlauf bei konstanter Turbinenaustrittstemperatur $t_4 = 600^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der Rotordrehzahl

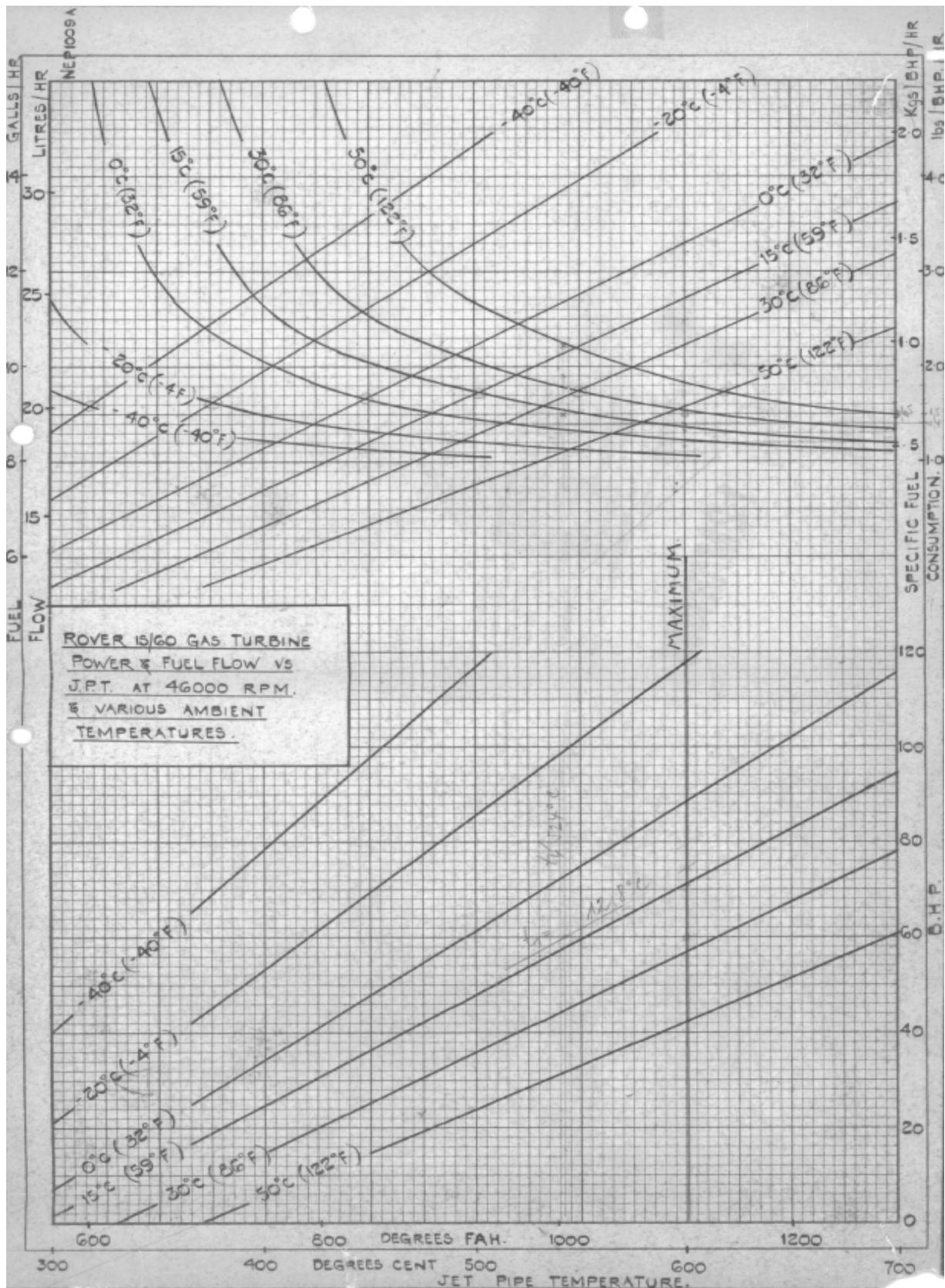


Abb. 8.2: ROVER 1S/60-Gasturbine: Leistungs- und Brennstoffmassenstromverlauf bei konstanter Rotordrehzahl $n_{Rot} = 46000 \text{ U/min}$, in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und der Turbinenaustrittstemperatur

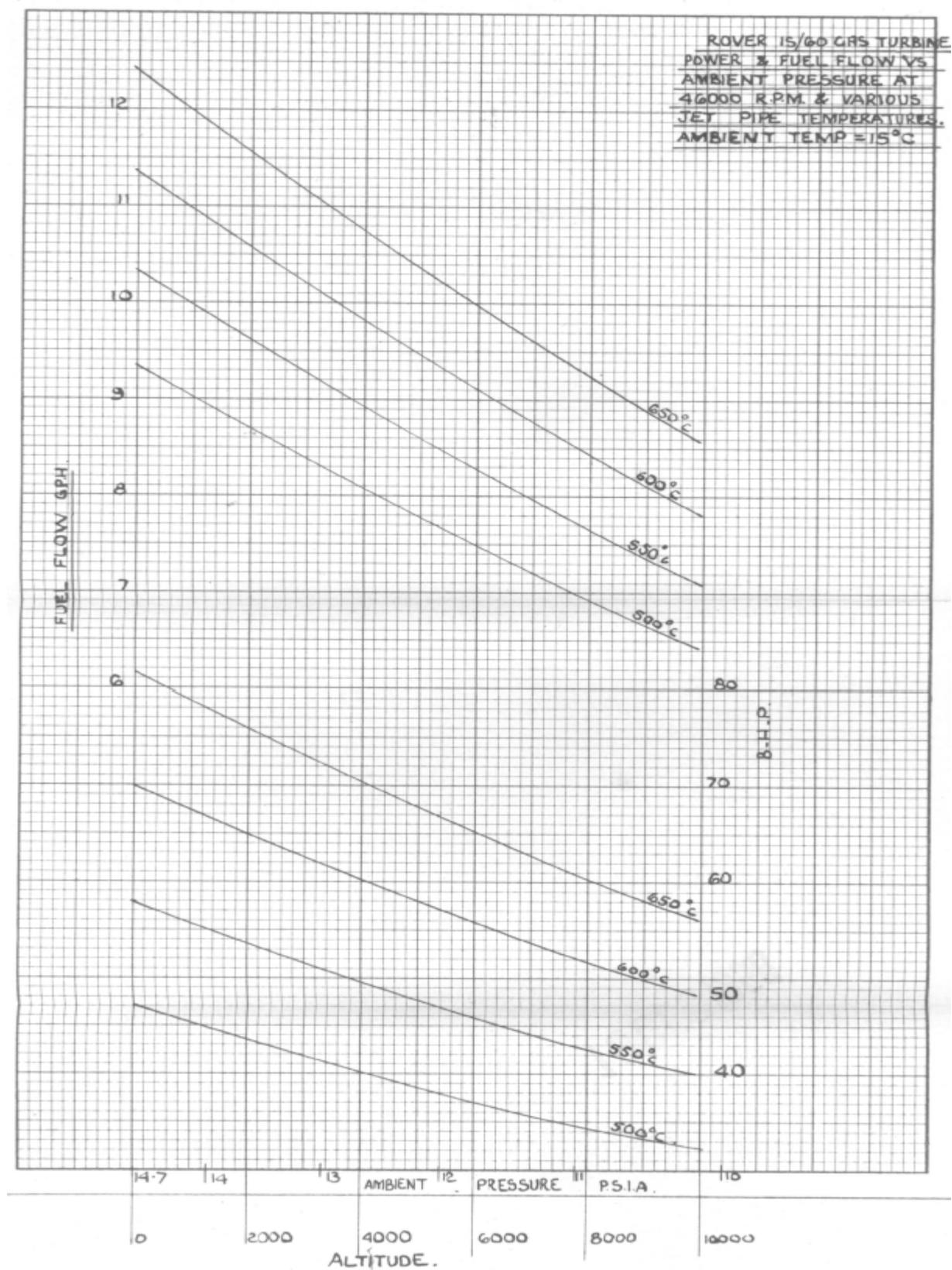


Abb.8.3: ROVER 15/60-Gasturbine: Leistungs- und Brennstoffmassenstromverlauf bei der Rotordrehzahl $n_{Rot} = 46000 \text{ U/min}$ und der Umgebungstemperatur $t_0 = 15^\circ\text{C}$, in Abhängigkeit des Umgebungsdruckes und der Turbinenaustrittstemperatur

9 Literaturverzeichnis

- [1] <http://www.gasturbine.pwp.blueyonder.co.uk/rover2.htm>
- [2] **Benoni, A.; Willinger, R.:**
Unterlagen zur Laborübung „Gasturbinenkennlinie – ROVER 1S/60“
2009, Institut für Thermodynamik und Energiewandlung-Forschungsbereich für
Strömungsmaschinen
- [3] **Lechner, C.; Seume, J.:**
Stationäre Gasturbinen
2003, Springer, p. 891, p. 939ff
- [4] **ElSalmawy, H. A.; Gobran, M. H.:**
Impacts Of Controlling Inlet Conditions To Gas Turbine Based Power Plants
2005, American Institute of Aeronautics and Astronautics, ISABE-2005-1211
- [5] **Brooks, F. J.:**
GE Gas Turbine Performance Characteristics
GE Power Systems, GER-3567H, (10/00)
- [6] **Boyce, M. P.:**
Gasturbinen Handbuch
1999, Springer, p. 26ff
- [7] **Januschewsky, M.:**
Modernisierung eines Gasturbinenprüfstandes
2009, Institut für Thermodynamik und Energiewandlung, Technische Universität
Wien, Diplomarbeit
- [8] **Kakaras, E.; Doukelis, A.; Karellas, S.:**
Compressor intake-air cooling in gas turbine plants
2004, Journal: Energy, Vol. 29, p. 2347ff
- [9] LM2500 Gas Turbine, Brochure
GE Aero Energy
www.gepower.com/prod_serv/products/aero_turbines/en/downloads/lm2500.pdf
- [10] RB211 Gas Turbines, Brochure
Rolls-Royce
www.rolls-royce.com/Images/rb211final_tcm92-21095.pdf

[11] **Abdusamad, J. A.:**

The effect of gas turbine inlet cooling on part load performance of Benghazi / Libya combined cycle power plant (452.75 MW)

School of Mechanical and Systems Engineering Newcastle University