

Einsatzmöglichkeiten von Mikrogasturbinenanlagen in der dezentralen Kraft – Wärme – Kopplung

Von der Fakultät Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von

Dipl. - Ing. Emmanuil Karavias
geboren am 14. Dezember 1962 in Athen

2006

Einsatzmöglichkeiten von Mikrogasturbinenanlagen in der dezentralen Kraft – Wärme – Kopplung

Von der Fakultät Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von

Dipl. - Ing. Emmanuil Karavias
geboren am 14. Dezember 1962 in Athen

2006

Vorsitzender der Prüfungskommission:	Prof. Dr.-Ing. habil L. Schulze
1. Referent:	Prof. Dr.-Ing. habil M. Gietzelt
2. Referent:	Prof. Dr.-Ing. J. Seume
3. Referent:	Prof. Dipl.-Ing. G. Gütschow

Tag der Promotion:	24. Oktober 2006
--------------------	------------------

In Dankbarkeit und Erinnerung an Familie Markou.



Photo: Familie Markou, Sues, Ägypten, ca. 1933.

Von links nach rechts: Konstantinos Markou, Roza Arkouli (geb. Markou), Ioannis Markou (sitzend), Markos Markou, Anastasia Markou (geb. Vergou-Keletzi, sitzend), Ekaterini Karavia (geb. Markou), Panagiotis Markou.

Vorwort

Die ersten Untersuchungen zu der vorliegenden Arbeit habe ich während meiner Tätigkeit bei Colenco Power Engineering Ltd., Schweiz in Kooperation mit Atel AG, Schweiz. Im Wesentlichen entstand diese Arbeit während meiner Tätigkeit als freier wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energietechnik der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. habil M. Gietzelt, der als geschäftsführender Leiter des Instituts für Energietechnik die vorliegende Arbeit angeregt, stets gefördert und mit großem Interesse begleitet hat. Herrn Professor Dipl.-Ing. G. Gütschow und Herrn Professor Dr.-Ing. J. Seume danke ich für die Übernahme des Korreferates. Herrn Professor Dr.-Ing. habil L. Schulze danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der eingesetzten Prüfungskommission.

Herzlicher Dank gebührt allen Mitarbeitern des Instituts, die mich durch angeregte Diskussionen kontinuierlich unterstützt haben. Herrn Dipl.-Ing. A. Schulle danke ich für die Unterstützung bei der Formulierung des Mikrogasturbinenmodells.

Schließlich danke ich meine Familie in Deutschland und Griechenland für die Geduld und Unterstützung, die sie in den vergangenen Jahren aufgebracht haben.

Schlagworte

Mikrogasturbine, dezentrale Energieerzeugung, Kraft – Wärme – Kopplung

Keywords

Microturbine, distributed power generation, combined heat and power

Abstract

Einsatzmöglichkeiten von Mikrogasturbinenanlagen in der dezentralen Kraft – Wärme – Kopplung (KWK)

Im Rahmen der Bemühungen einer verbesserten Nutzung fossiler Energieressourcen sowie im Hinblick auf die Minimierung der Umweltbelastung durch die Energieumwandlungsprozesse besitzt die dezentrale Kraft – Wärme – Kopplung eine führende Rolle.

Seit geraumer Zeit steht neben der breit angewandten und etablierten Gasmotorentechnologie die Mikrogasturbine zur Verfügung. Die Technologie der Mikrogasturbine bietet durch eine variable Drehzahl und die Möglichkeit der Auswahl ihres Rekuperatorbeaufschlagungsgrades vielseitige Einsatzmöglichkeiten vor allem bei variierenden Bedarfsprofilen von Strom und Wärme. Ihr Energienutzungspotential nimmt bei steigendem Wärmebedarf eines wärmegeführten Betriebes zu. Bei einem Wärmebedarf, der höher liegt als die mögliche Wärmeauskopplung im Auslegungspunkt des maximalen elektrischen Wirkungsgrades demonstriert die Mikrogasturbinenanlage ihre Bedarfsanpassungsfähigkeit durch ihre voneinander relativ unabhängige Erzeugung von Strom und Wärme bei einem hohen Brennstoffnutzungsgrad. Durch die Kombination der betriebsrelevanten Kennfelder der Anlage entsteht ein 5 – Quadranten Umlaufdiagramm, das die Betriebsoptimierung unterstützt und gerade in der Praxis einfach handhabbar ist.

Applications of Microturbine – Plants within the field of distributed Combined Heat and Power (CHP) generation

Within the scope of the efforts to improve the utilization rate of fossil resources and with regard to minimizing the environmental impact of converting rough energy materials to other user-friendly energy forms, the field of distributed Combined Heat and Power generation achieves a leading role.

For a fairly long time there is available an alternative to the widely applied and well established technology of gas-fired reciprocating engines. It is the Microturbine. The Microturbine is applicable on various CHP fields, especially if the profile of demand of heat and power changes, due to its variable speed and recuperator admission rate. Its potential of energy utilization soars with an increasing demand on heat and a heat-oriented operation. At higher heat demand than the heat available at its design point, demonstrates the Microturbine its adaptability on the respective demand through the comparatively independent generation of heat and power at a high overall efficiency level. To support and facilitate the operational optimization, a user-friendly 5 – Quadrants diagram is developed by combining the operation related characteristic diagrams of the plant.

Inhaltsverzeichnis

	Bilderverzeichnis.....	iv
	Tabellenverzeichnis.....	ix
	Nomenklatur.....	x
1	Einleitung.....	1
	1.1 Die globale Energiewirtschaft.....	1
	1.2 Zielsetzung der Arbeit und Methodik.....	3
2	Energiebedarf und -versorgung – Stand der Technik	7
	2.1 Energiebedarfsstruktur der Verbraucher.....	7
	2.2 Energieversorgungsstruktur.....	11
	2.2.1 Zentrale Energieerzeugung.....	12
	2.2.2 Dezentrale Energieerzeugung.....	13
	2.2.2.1 Verbrennungsmotoren – BHKW.....	19
	2.2.2.2 Gasturbinen – BHKW.....	22
	2.3 Primärenergieaufwand.....	30
3	Die Mikrogasturbinenanlage in der Kraft – Wärme – Kopplung	35
	3.1 Leitkennzahlen.....	36
	3.2 Mikrogasturbinenmodul.....	37
	3.2.1 Verdichterdruckverhältnis.....	38
	3.2.2 Turbineneintrittstemperatur.....	44
	3.2.3 Komponenten bzw. Sub – Systeme.....	46
	3.3 Abwärmenutzungsmodul.....	59
	3.3.1 Warmwassererzeuger.....	59
	3.3.2 Auswirkung des Mikrogasturbinenmoduls.....	61
	3.3.3 Auswirkung des Wärmebedarfs.....	64
	3.4 Einfluss der Umgebungsbedingungen.....	69
	3.4.1 Umgebungstemperatur.....	70
	3.4.2 Umgebungsdruck.....	75
	3.4.3 Luftfeuchtigkeit.....	76

4	Die Mikrogasturbinenanlage im Betrieb	79
4.1	Zur Verfügung stehende Betriebsalternativen.....	79
4.1.1	Relative Lastzustände der Mikrogasturbinenanlage.....	79
4.1.2	Möglichkeiten und Grenzen der Betriebsalternativen.....	81
4.2	Analyse der Betriebsalternativen.....	83
4.2.1	Drehzahländerung.....	83
4.2.2	Einsatz eines Rekuperatorbypasses.....	87
4.2.2.1	Konstante Turbineneintrittstemperatur.....	88
4.2.2.2	Konstante Brennstoffzufuhr.....	92
4.2.3	Kombinierte Drehzahl- und Rekuperatorbypassänderung.....	94
4.3	Primärenergieaufwand.....	98
5	Betriebsführungsstrategien für Mikrogasturbinenanlagen.....	101
5.1	Stromgeführter Betrieb.....	101
5.1.1	Ziel und Zweck der Stromführung.....	101
5.1.2	Eigene Strombedarfsabdeckung.....	102
5.1.3	Das 2 – Quadranten Diagramm der Stromführung.....	103
5.1.4	Fallstudie Stromführung.....	104
5.2	Wärmegeführter Betrieb.....	106
5.2.1	Ziel und Zweck der Wärmeführung.....	107
5.2.2	Eigene Wärmebedarfsabdeckung.....	108
5.2.3	Das 2 – Quadranten Diagramm der Wärmeführung.....	109
5.2.4	Fallstudie Wärmeführung.....	110
5.3	Betriebsoptimierung.....	116
5.3.1	Ziel und Zweck der Betriebsoptimierung.....	116
5.3.2	Das 5 – Quadranten Umlaufdiagramm.....	117
5.3.3	Fallstudien zum 5 – Quadranten Umlaufdiagramm.....	120
5.3.4	Evolution des Betriebs.....	123
6	Zusammenfassung.....	125
7	Literaturverzeichnis.....	129

8	Anhang.....	135
8.1	Thermodynamische Grundlagen.....	135
8.2	Modellierung des Mikrogasturbinenprozesses.....	143
8.3	Bedarfsprofile.....	150
8.4	Brennstoffanalyse.....	151
8.5	Parameter des Auslegungszustandes der MGT – Anlage.....	152
8.6	Legislativer Rahmen.....	153
	8.6.1 Umweltschutzanforderungen.....	154
	8.6.2 Technologieanforderungen.....	155
	8.6.3 Fördermaßnahmen.....	155

Bilderverzeichnis

- Bild 1.1:** Methodik
- Bild 2.1:** Relativer Bedarf an Strom und Wärme von einem Wohngebäude (Werktag, Sommer)
- Bild 2.2:** Wärme- / Strombedarf eines Wohngebäudes (Werktag, Sommer)
- Bild 2.3:** Zentrale Energieerzeugung
- Bild 2.4:** Kombinierte zentrale und dezentrale Energieerzeugung
- Bild 2.5:** Dezentrale Energieerzeugung
- Bild 2.6:** Auslegung einer BHKW – Anlage anhand der Jahresdauerlinie des Wärmebedarfs
- Bild 2.7:** Komponenten dezentraler Energieerzeugungsanlagen
- Bild 2.8:** Sankey – Diagramm eines Heizkessels in der getrennten Energieerzeugung
- Bild 2.9:** Klassifizierung von Motoren für den BHKW Einsatz
- Bild 2.10:** Sankey – Diagramm eines Verbrennungsmotoren – BHKWs
- Bild 2.11:** Wärmeauskopplung aus einem Verbrennungsmotoren – BHKW
- Bild 2.12:** Leistungsspektrum von stationären Gasturbinen und ihre Einsatzgebiete
- Bild 2.13:** Historie der Entwicklung der Mikrogasturbine
- Bild 2.14:** Sankey – Diagramm eines Mikrogasturbinen – BHKWs
- Bild 2.15:** Wärmeauskopplung aus einem Mikrogasturbinen – BHKW
- Bild 2.16:** Primärenergieaufwand in der getrennten und gekoppelten (mittels BHKW) Energieerzeugung bei konstanter elektrischer Leistung (Nennleistung)
- Bild 3.1:** Anlagenschema einer Mikrogasturbinenanlage mit offenem Prozess und Rekuperator-Bypass
- Bild 3.2:** Schematische Darstellung des Mikrogasturbinenmoduls [87]
- Bild 3.3:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 (ohne Rekuperator)
- Bild 3.4:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 (mit Rekuperator)
- Bild 3.5:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π mit und ohne Rekuperator (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 3.6:** Spezifischer Arbeitsmitteldurchsatz σ in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4
- Bild 3.7:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} mit und ohne Rekuperator sowie spezifischer Arbeitsmitteldurchsatz σ in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$)

- Bild 3.8:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von der Turbineneintrittstemperatur t_4 bei gleichem Verdichterdruckverhältnis $\pi = 3.5$ (mit und ohne Rekuperator)
- Bild 3.9:** Relative Änderung des elektrischen Wirkungsgrades $\Delta\eta_{el}$ (in % des Auslegungs- η_{el}) in Abhängigkeit der Änderung der Turbineneintrittstemperatur Δt_4 (Auslegungs- $t_4 = 975^\circ\text{C}$) bei gleichem Verdichterdruckverhältnis $\pi = 3.5$ (mit und ohne Rekuperator)
- Bild 3.10:** Aufteilung des Mikrogasturbinenmoduls in Sub – Systemen
- Bild 3.11:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{iV} und der Turbine η_{iT} sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (ohne Rekuperator)
- Bild 3.12:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{iV} und der Turbine η_{iT} sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (mit Rekuperator)
- Bild 3.13:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{iV} und der Turbine η_{iT} ($\pi = 3.5$, $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (mit und ohne Rekuperator)
- Bild 3.14:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$, Rekuperatorfaktor $\mu = 0$)
- Bild 3.15:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} (Verdichterdruckverhältnis $\pi = 3.5$, Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$, Rekuperatorfaktor $\mu = 0$)
- Bild 3.16:** Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} und Rekuperatordruckverluste ϵ_{Rek} in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ
- Bild 3.17:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von den relativen Druckverluste des Mikrogasturbinenmoduls $\Sigma\epsilon$ sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (ohne Rekuperator, $\mu = 1$)
- Bild 3.18:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von den relativen Druckverluste des Mikrogasturbinenmoduls $\Sigma\epsilon$ sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (mit Rekuperator, $\mu = 0$)
- Bild 3.19:** $t - Q$ – Diagramm des Warmwassererzeugers der Mikrogasturbinenanlage
- Bild 3.20:** Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 (ohne Rekuperator, $\mu = 1$, $t_8 = 100^\circ\text{C}$)
- Bild 3.21:** Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 (mit Rekuperator, $\mu = 0$, $t_8 = 100^\circ\text{C}$)
- Bild 3.22:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} und Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit vom Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} ($\pi = 3.5$, $t_4 = 975^\circ\text{C}$, $\mu = 0$, $t_8 = 100^\circ\text{C}$)

- Bild 3.23:** Thermischer Wirkungsgrad η_{th} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, $\mu = 0$)
- Bild 3.24:** Thermischer Wirkungsgrad η_{th} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, ohne Rekuperator, $\mu = 1$)
- Bild 3.25:** Thermischer Wirkungsgrad η_{th} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, mit Rekuperator, $\mu = 0$)
- Bild 3.26:** Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, ohne Rekuperator, $\mu = 1$)
- Bild 3.27:** Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, mit Rekuperator, $\mu = 0$)
- Bild 3.28:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u (ohne Rekuperator, $t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 3.29:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u (mit Rekuperator, $t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 3.30:** Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u (ohne Rekuperator, $t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 3.31:** Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u (mit Rekuperator, $t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 3.32:** Spezifischer Arbeitsmitteldurchsatz σ in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u ($t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 3.33:** Einfluss der Umgebungstemperatur t_u auf die elektrische Leistung (repräsentative Gasturbine [40])
- Bild 3.34:** Einfluss des Umgebungsdrucks p_u auf die elektrische Leistung (repräsentative Gasturbine [40])
- Bild 3.35:** Einfluss der relativen Luftfeuchtigkeit ϕ der Umgebung zusammen mit der Umgebungstemperatur t_u auf die el. Leistung (repräsentative Gasturbine [40])
- Bild 4.1:** Relative Lastzustände der Mikrogasturbinenanlage
- Bild 4.2:** Betriebsalternativen der Mikrogasturbinenanlage
- Bild 4.3:** Stromlast δ_{el} und Nutzwärmelast δ_{QNutz} in Abhängigkeit von der relativen Drehzahl n^* bei konstantem vollen Rekuperatorbeaufschlagungsgrad ($\mu = 0$) und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur ($t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 4.4:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} , Brennstoffnutzungsgrad ω und Nutzwärmelast δ_{QNutz} in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , mit Rekuperator ($\mu = 0$)

- Bild 4.5:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} , Brennstoffnutzungsgrad ω und Nutzwärmelast δ_{QNutz} in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , ohne Rekuperator ($\mu = 1$)
- Bild 4.6:** Stromlast δ_{el} , Nutzwärmelast δ_{QNutz} und relativer Brennstoffverbrauch \dot{m}^*_{Br} in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur ($t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 4.7:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} und Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur ($t_4 = 975^\circ\text{C}$)
- Bild 4.8:** Stromlast δ_{el} , Nutzwärmelast δ_{QNutz} und relativer Brennstoffverbrauch \dot{m}^*_{Br} in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und variierender Turbineneintrittstemperatur t_4
- Bild 4.9:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} und Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und variierender Turbineneintrittstemperatur t_4
- Bild 4.10:** Stromlast δ_{el} , Nutzwärmelast δ_{QNutz} und Turbineneintrittstemperatur t_4 in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und konstanter nomineller Brennstoffzufuhr ($\dot{m}^*_{Br} = 1$)
- Bild 4.11:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} , Brennstoffnutzungsgrad ω und Nutzwärmelast δ_{QNutz} in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und konstanter nomineller Brennstoffzufuhr ($\dot{m}^*_{Br} = 1$)
- Bild 4.12:** Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei variierendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$
- Bild 4.13:** Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei variierendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$
- Bild 4.14:** Stromkennzahl S in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei variierendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$
- Bild 4.15:** Nutzwärmelast δ_{QNutz} in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei variierendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$
- Bild 4.16:** Quantitative Gegenüberstellung vom Primärenergieaufwand motorischer und Mikrogasturbinen – BHKWs
- Bild 5.1:** Das 2 – Quadranten Diagramm der Stromführung
- Bild 5.2:** Bedarfsorientierte Stromführung der MGT – Anlage
- Bild 5.3:** Das 2 – Quadranten Diagramm der Wärmeführung

- Bild 5.4:** Bedarfsorientierte Wärmeführung der MGT – Anlage
- Bild 5.5:** Bedarfsorientierte Wärmeführung der MGT – Anlage mit
 $\dot{Q}_{\text{Bedarf(MAX)}} = \dot{Q}_{\text{Nutz(MAX)}}$ als Auslegungskriterium
- Bild 5.6:** Das 5 – Quadranten Umlaufdiagramm der Betriebsoptimierung
- Bild 8.1:** Arbeitsprinzip der Mikrogasturbine im t-s- Diagramm dargestellt
- Bild 8.2:** Repräsentatives Bedarfsprofil (Strom & Wärme) eines Wohngebäudes an einem Werktag im Sommer

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Temperaturprofile für unterschiedliche Einsatzzwecke von Warmwasser
Bei Industriebetrieben gelegentlich

*) bis 150°C

**) bis 90°C

Tabelle 2.2: Entwicklungsschwerpunkte von Gasturbinen

Tabelle 3.1: Zusammenstellung der relativen Druckverluste der Mikrogasturbinenanlage

Tabelle 3.2: Normbezugsbedingungen für Gasturbinen und Motoren

Tabelle 4.1: Übersicht der angewandten Werte zur Erstellung vom Bild 4.16

Tabelle 5.1: Betriebliche Massnahmen bei der Wärmeführung

Tabelle 5.2: Energiebedarfsschwankungen und potentielle Abdeckungsmassnahmen

Tabelle 5.3: Zuordnung der einzelnen Diagramme des 5 – Quadranten Umlaufdiagramms

Tabelle 5.4: Anwendung des 5 – Quadranten Umlaufdiagramms, Fallstudie 1 (FS 1):

$$\bar{\delta}_{Q_{\text{nutz}}} \leq 1$$

Tabelle 5.5: Anwendung des 5 – Quadranten Umlaufdiagramms, Fallstudie 2 (FS 2):

$$\bar{\delta}_{Q_{\text{nutz}}} > 1$$

Tabelle 5.6: Der Betrieb der Mikrogasturbinenanlage als „*Evolutions-Prozess*“

Tabelle 8.1: Brennstoffanalyse des verwendeten Erdgases (Kenn-Nr. 19, [25])

Tabelle 8.2: Auslegungswerte und Bezugsbedingungen der Mikrogasturbinenanlage

Tabelle 8.3: Überblick der Förderungen nach dem neuen KWK Gesetz (KWKModG, [49])

Tabelle 8.4: Vorteile für KWK-Anlagen durch die ökologische Steuerreform

Nomenklatur

Formelzeichen

Grösse	Dimension	Bedeutung
H	kJ/kg	Heizwert
h	kJ/kg	spez. Enthalpie
M	-	Rekuperatorbeaufschlagungsgrad
\dot{m}		
n	Hz, min ⁻¹	Drehzahl
P	kW	elektrische Leistung
p	Pa, bar	Druck
\dot{Q}	kW	Wärme, thermische Leistung
S	-	Stromkennzahl
s	kJ/(kg*K)	spez. Entropie
T	K	absolute Temperatur
t	°C	Celsius-Temperatur
Δ		Differenz
δ	-	Grädigkeit
$\bar{\delta}$	-	relative Last
ε	-	relative Druckverluste
ζ	-	Wärmeverlustefaktor
η	-	Wirkungsgrad
μ	-	Rekuperatorfaktor
π	-	Verdichterdruckverhältnis
Σ		Summe
σ	kg/(kW*s)	spezifischer Arbeitsmitteldurchsatz
φ	%	Luftfeuchtigkeit
ω	-	Brennstoffnutzungsgrad

Indizes & Abkürzungen

<u>Zeichen</u>	<u>Bedeutung</u>
AbgBypass	Abgas durch den Bypass
AbgCogen	Abgas vor dem Abwärmenutzungsmodul
AbgRek	Abgas durch den Rekuperator
APU	Auxiliary Power Units
ATL	Abgasturbolader
BHKW	Blockheizkraftwerk
Br	Brennstoff
BrK	Brennstoffkammer
EES	Engineering Equation Solver
el	elektrisch
EnWG	Energiewirtschaftsgesetz
FS	Fallstudie
f	Funktion von
Gen	Generator
GT	Gasturbine
GuD	Gas- und Dampf-
HD	Hochdruck
HKW	Heizkraftwerk
HW	Heizwerk
i	innere
KW	Kraftwerk
KWK	Kraft – Wärme – Kopplung
L	Luft
MGT	Mikrogasturbine
ND	Niederdruck
Nutz	Nutz-
p	bei konstantem Druck
Q	Quadrant
Rek	Rekuperator
RL	Rücklauf
s	isentrop
Sch	Schaltanlage
T	Turbine
th	thermisch
U	Umgebung
u	unter
V	Verdichter
Vbr	Verbraucher
VL	Vorlauf
W	Wasser
zu	zugeführt
*	relativ bzw. normiert
(0)	Nennbetrieb, Auslegungszustand, nominell

1 Einleitung

1.1 Die globale Energiewirtschaft

Thomas Edison hatte im Jahr 1882 in der Nähe der Wall Street in New York sein erstes Kraftwerk, welches Strom und Wärme lieferte, installiert und träumte von einer Welt der dezentralen Energieerzeugung.

Obgleich Edison's Ansatz auf den damaligen Gegebenheiten beruhte, die aufgrund hoher Übertragungsverluste eine zentrale Energieerzeugung nicht erlaubten, so erlebt heute seine Vorstellung, der lokalen Strom- und Wärmeerzeugung für den Vor-Ort lokalen Verbrauch, eine Renaissance. Für die Wiederauflebung der dezentralen Energieerzeugung und Verwendung gibt es mehrere Gründe:

- die Energiemarktliberalisierung
- das gestiegene Umweltbewusstsein und
- die erhöhte Nachfrage nach einer zuverlässigen, ununterbrochen verfügbaren Energieversorgung

Die Liberalisierung der Energiemärkte in West-, Mittel- und Nordeuropa, sowohl durch die Privatisierung als auch Deregulierung der Gas- und Elektrizitätserzeugungs-, Übertragungs- und Verteilungsgesellschaften wirkt unterstützend auf die Installation dezentraler Energieerzeugungseinheiten auf der Basis Kraft – Wärme – Kopplung (KWK). Trotz der höheren Stromerzeugungskosten dieser Einheiten, werden die Netzverluste wesentlich verringert und die erzeugte Wärme wird mitgenutzt. Letzteres ist für Großkraftwerke wegen der Verbraucherferne nicht möglich [82, 85].

Die weltweiten Anstrengungen, die Emissionen von sog. Treibhausgasen (in erster Linie CO₂) zu reduzieren, erfordern Alternativen zur Ergänzung und zum Ersetzen vorhandener Elektrizitätserzeugungseinheiten. Moderne dezentrale Energieerzeugungseinheiten weisen ein wesentlich höheres Energienutzungspotential und geringere Emissionswerte als die vielen, noch im Betrieb befindlichen überalterten Großkraftwerke. Der Beitrag der dezentralen Energieerzeugung zu einer insgesamt umweltverträglichen Energieerzeugung wird zunehmend bewusst und anerkannt.

Die gestiegenen Ansprüche an eine verlässliche, ununterbrochene Energieversorgung, unterstützt von einer international zunehmender Anzahl von Stromausfällen, haben die

Suche nach Konzepten, die diesen Ansprüchen und der daraus resultierenden Nachfrage gerecht werden, intensiviert. Die modernen dezentralen Energieerzeugungseinheiten bieten eine realistische Lösung und können diese Ansprüche erfüllen.

Energie, in ihren verschiedensten Erscheinungsformen (mechanische, thermische, chemische, elektrische, ...) wird in jeglicher Art verwendet und/oder umgewandelt. Sowohl im privaten als auch im gewerblichen Produktions- und geschäftlichen Dienstleistungsbereich besteht ein Energiebedarf, den es zu erfüllen gilt. Die in der Natur vorkommenden Energiequellen, die so genannten Primärenergien, werden in erneuerbare und aufbrauchende Primärenergien differenziert. Zu den erneuerbaren, auch regenerativ genannten Primärenergiequellen gehören Wasser-, Wind-, Gezeiten-, Sonnenenergie sowie die Geothermie und die Biomassenenergie. Die aufbrauchenden Primärenergiequellen werden in Kernenergie und fossile Energieträger aufgeteilt. Die fossilen Energieträger sind feste (Steinkohle, Braunkohle, ...), flüssige (Erdöl) und gasförmige (Erdgas) Rohbrennstoffe.

Eine Optimierung der Nutzung aller zur Verfügung stehenden Primärenergiequellen aus ökonomischer und ökologischer Sicht wird auf internationaler Ebene heutzutage angestrebt und oftmals politisch gefordert.

Primärenergie kann nicht immer in ihrer ursprünglichen Form verwendet werden; sie muss dann chemischen und / oder physikalischen Umwandlungsprozessen unterzogen werden, um sie anwendbar zu machen. Die durch die Umwandlungsprozesse entstandenen so genannten Sekundärenergien, wie Elektrizität, Fernwärme, Heizöl, Kerosin, werden den Verbrauchern zusammen mit direkt verwendbaren Primärenergien als Endenergien (bzw. Gebrauchsenergien [11]) zur Deckung seiner Bedürfnisse an Nutzenergie, bereitgestellt. Bei diesen Energieumwandlungs- und -verwendungsprozessen treten Energieverluste auf. Aufgrund ihrer vielseitigen Umwandelbarkeit in Nutzenergie sowie ihres hohen Dienstleistungswertes erzielt die elektrische Energie eine entscheidende wirtschafts- und energiepolitische Stellung für Entwicklung, Fortschritt und Wohlstand eines jeden Landes. Andererseits ist diese elektrische Energie nur bedingt speicherbar.

Die Energieverbrauchsdaten variieren sehr stark zwischen den verschiedenen Ländern der Erde. Bei einem weltweiten jährlichen Durchschnitt des Energieverbrauchs von 2,1 t SKE je Einwohner, liegt z.B. Nigeria mit 0,1 t SKE je Einwohner beim niedrigsten Wert und Qatar mit 35,2 t SKE je Einwohner beim höchsten. Der Energieverbrauch in Deutschland beträgt 5,7 t SKE je Einwohner. Auch der spezifische globale Stromverbrauch weist eine starke länderabhängige Streuung auf; während der weltweite jährliche Durchschnitt des Strom-

verbrauchs bei 2'245 kWh je Einwohner liegt, verbraucht ein Einwohner im Tschad 14 kWh p.a., in Norwegen 26'205 kWh p.a. und in Deutschland 6'528 kWh p.a. [11].

Heutige Entwicklungsländer streben nach einem rapiden Wachstum und Aufholen des Vorsprungs der industrialisierten Staaten. Ausgehend von der Prognose einer Verlangsamung des Weltbevölkerungswachstums sowie eines gleich bleibenden Energieverbrauchs der Industrieländer, wird die Befriedigung des immer steigenden Energiebedarfs der Entwicklungsländer zu einem unvermeidbaren Ansteigen des Weltenergieverbrauchs führen. Die endlichen Weltreserven an aufbrauchenden Primärenergien zwingen zu einer rationellen, ökonomischen aber auch zunehmend ökologischen Umgang mit diesen Reserven.

1.2 Zielsetzung der Arbeit und Methodik

Aufgrund des Anstiegs zivilisatorischer Bedürfnisse entsteht ein Bedarf an Strom und Wärme, sowie gelegentlich auch Kälte, die aus Strom oder Wärme erzeugt werden kann. Die Quantität und Qualität des Bedarfs an Strom und Wärme hängt vom jeweiligen Verbrauchssektor ab, wie z.B. verschiedene Industrien (Papier-, Stahlindustrie, Dienstleistungsgewerbe, ...), Schifffahrt (Handelsschifffahrt, Marine), sowie private Haushalte.

Um diesem Bedarf zu erfüllen, gibt es mehrere Alternativen. Eine Entwicklung führte zur Kombination von Großkraftwerken zur Stromerzeugung mit dezentraler Wärmeerzeugung. Da die gekoppelte Erzeugung von Strom und Wärme jedoch wirtschaftliche sowie ökologische Vorteile bietet, wurde die zentrale Kraft – Wärme – Kopplung (KWK) in großen Heizkraftwerken entwickelt, die die erzeugte elektrische Energie in das Stromnetz einspeisen und die Wärme mittels eines Fernwärmenetzes zum Verbraucher transportieren.

Mit der technologischen Entwicklung kleiner KWK – Systeme eröffnete sich auch eine dezentrale KWK. Für die dezentrale KWK steht der Begriff Blockheizkraftwerk (BHKW), das in seiner klassischen Ausführung durch den Verbrennungsmotor repräsentiert wird. Während der Verbrennungsmotor für den heutigen Stand der Technik in der mobilen Anwendung, z.B. in der Schifffahrt, sowie in den dezentralen KWK – Systemen steht, gibt es seit einigen Jahren Alternativen. Im Rahmen der technologischen Entwicklung ist die Mikrogasturbine zu sehen, die sich mit ihren inzwischen vielfachen Einsätzen als eine attraktive Alternative sowie neben der Brennstoffzelle als eine weitere Zukunftsalternative darstellt. An Brennstoffzellenanlagen wird international intensiv seit über 20 Jahren geforscht. Trotz

zahlreicher Pilotprojekte, behindern die relativ geringe Lebensdauer sowie die hohen Herstellungskosten den breiten Einsatz der Brennstoffzelle in der Energiewirtschaft. Auch Stirling-Motoren werden derzeit, wegen der noch nicht ausgewiesenen Betriebssicherheit – hauptsächlich aufgrund von Dichtungsproblemen [9] – nur vereinzelt eingesetzt.

Wenn auch der elektrische Wirkungsgrad von BHKWs niedriger liegt als der von Großkraftwerken, so ergibt sich dennoch ein geringerer Primärenergieaufwand von BHKWs für die Bedarfsdeckung von Strom und Wärme, sofern die Abwärme der BHKW genutzt wird. Daraus resultieren wirtschaftliche und ökologische Vorteile beim Einsatz von BHKWs. Bei Verbrennungsmotoren – BHKWs lässt sich das Verhältnis der Erzeugung von Strom und Wärme nicht wesentlich beeinflussen. Die Mikrogasturbine ist dagegen in der Lage ein variables Profil an Strom und Wärme zu liefern. Gegenüber der Gasturbine im Kraftwerksbereich unterscheidet sich die Mikrogasturbine durch ihre einstufige Verdichtung und Expansion, sowie den Einsatz eines elektronischen Getriebes. Die einstufige Verdichtung und Expansion führen zwar zu einem niedrigeren elektrischen Wirkungsgrad im Nennbetriebspunkt als bei der Gasturbine im Kraftwerksbereich, das elektronische Getriebe ermöglicht jedoch eine variable Drehzahl und somit auch keine wesentlichen Effizienz-einbussen im Teillastbereich.

Da ein dezentrales Energieerzeugungssystem auf der Basis Technologie „BHKW“ im Allgemeinen aus dem BHKW und einem Zusatzwärmeerzeuger besteht, ist für die Auslegung des gesamten Energieerzeugungssystems die Kenntnis des Betriebsverhaltens des BHKWs erforderlich. Die Auslegung und das Betriebsverhalten motorischer BHKWs sind ausführlich erforscht und dokumentiert. Über den Einsatz der Mikrogasturbine und speziell über ihre Betriebsoptimierung ist wenig bekannt. Die vorliegende Arbeit stellt sich die Aufgabe, mit einem ingenieurwissenschaftlich abgesicherten Beitrag diese derzeit bestehende Lücke zu schließen.

Für die Betriebsoptimierung bildet die Energiebedarfsstruktur der Verbraucher die Basis. Des Weiteren ist ausgehend von der Abgrenzung der dezentralen Energieerzeugung von der zentralen Energieerzeugung der Unterschied zum motorischen System herauszustellen. Wenn das Strom- / Wärme-Bedarfsprofil in der Nachfrage nicht konstant ist, so hat es sich als wirtschaftlich und ökologisch wichtig erwiesen, das KWK – System so auszulegen, dass nur ein bestimmter Wärmebedarf und der Rest mittels eines Zusatzwärmeerzeugers, üblicherweise eines Heizkessels, abgedeckt werden kann.

Mit der Mikrogasturbine bietet sich die Möglichkeit durch unterschiedliche Einflussparameter sowie in der Betriebsführung durch Drehzahl- und zusätzliche Rekuperatorbeaufschlagungs-

gradveränderung flexibler auf das Bedarfsprofil an Strom und Wärme zu reagieren. Um das Einsatzpotential, die Betriebsführung sowie -optimierung der Mikrogasturbinenanlage zu untersuchen und zu bewerten, soll sequentiell auf drei Ebenen ingenieurwissenschaftlich vorgegangen werden. Das nachfolgende Bild 1.1 stellt einen Überblick der angewandten Methodik dar.

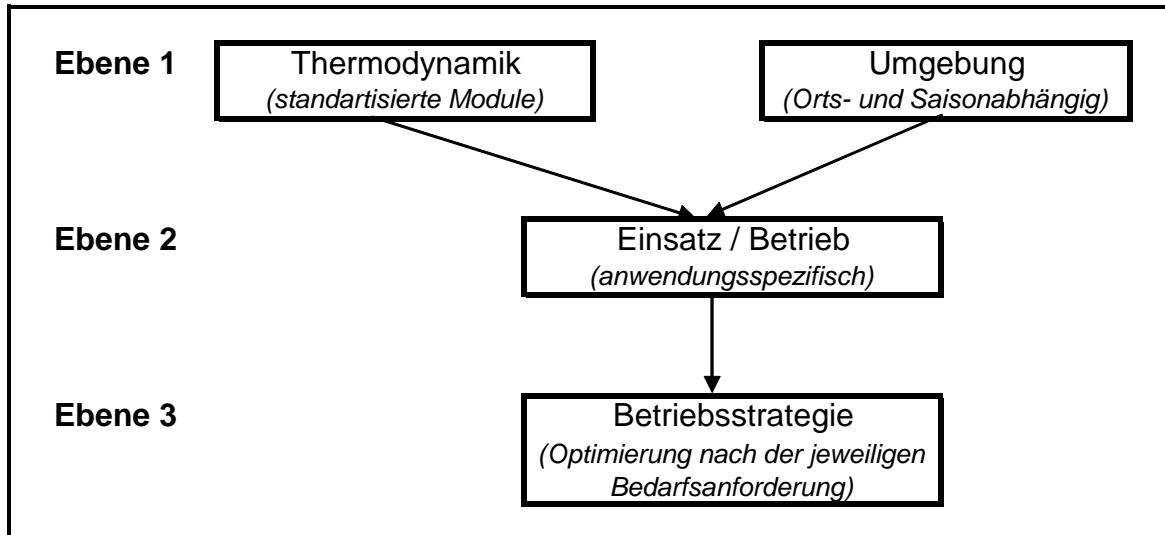


Bild 1.1: Methodik

In der ersten Ebene sollen thermodynamische Parameter, die die Mikrogasturbinenanlage beeinflussen, identifiziert und ihre Auswirkung dargestellt werden. Dies macht eine Parameterstudie der thermodynamischen Einflussfaktoren erforderlich. Ziel der Parameterstudie ist es, die Komponenten der Mikrogasturbinenanlage innerhalb des Rahmens ihrer potentiellen Einsätze festzulegen, sowie ihre Möglichkeiten und Grenzen aufzuzeigen. In dieser Hinsicht sind vielseitig einsetzbare Module (Mikrogasturbine inkl. Rekuperator, Nutzwärmeerzeuger) auf ihre Einsatzfähigkeit und Eigenschaften zu untersuchen, ohne auf spezifische Anwendungsfälle zu fokussieren. Neben dem breiten Anwendungsspektrum der Module muss auf hohe Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit, sowie niedrige Energiegestehungskosten geachtet werden. Der Einfluss der Umgebungsparameter spielt dabei eine besondere Rolle, da sie sich sowohl auf die Auslegung als auch auf den Betrieb der Mikrogasturbinenanlage direkt auswirken.

In der zweiten Ebene soll die Mikrogasturbinenanlage auf anwendungsspezifische Anforderungen untersucht werden. Es ist deshalb erforderlich, die Alternativen des Betriebs bei konstanter Turbineneintrittstemperatur bzw. konstanter Brennstoffzufuhr bei variierendem Bedarf an Strom und Wärme zu erläutern. Es handelt sich hier um vom Nennbetriebspunkt

abweichende Betriebszustände. Der Einfluss der variablen Rekuperatorbeaufschlagung, sowie der variablen Drehzahl müssen erfasst und analysiert werden.

Die dritte Ebene wird die Optimierung des Betriebes innerhalb des zur Verfügung stehenden Rahmens der Mikrogasturbinenanlage darstellen. Sie soll die Auswirkungen von stromgeführter bzw. wärmegeführter Betriebsweise widerspiegeln. Es gilt, durch geeignete Maßnahmen, je nach Bedarfssituation (Strom- & Wärmebedarfsstruktur) die Anlage wirtschaftlich sowie ökologisch konform zu führen. Die Anwendung der zwei Regelparameter der Mikrogasturbinenanlage, Rekuperatorbeaufschlagung und Drehzahl, zur optimalen Anpassung der Erzeugung an unterschiedlichen Bedarfsstrukturen wird analysiert.

2 Energiebedarf und -versorgung – Stand der Technik

2.1 Energiebedarfsstruktur der Verbraucher

Es besteht in den Energieverbrauchssektoren

- private Haushalte,
- Industrie,
- öffentliche Einrichtungen

für die Funktionserfüllung ein Bedarf an

- Strom,
- Wärme und / oder
- Kälte.

Die Bedarfsdeckung erfolgt mittels eines Energieversorgungssystems, das aus dem Erzeugungssystem und dem Transportsystem (Strom- bzw. Wärmeverteilnetz) besteht. Da die Technologie „Mikrogasturbine“ sich für den Einsatzbereich „private Haushalte“ und „öffentliche Gebäude“ eignet, ist die Bedarfsdeckung für elektrische Energie und die Gebäudeklimatisierung notwendig.

Jeder Energieverbraucher hat sein eigenes, individuelles Profil des Energiebedarfs. Als Energiebedarfsprofil wird hier die Zusammenstellung aller benötigten Energieformen, um den gesamten Bedarf an Energie einer vordefinierten Einheit (Haushalt, Verwaltungsgebäude, Industriewerk, ...) abzudecken, verstanden. Die individuelle Energiebedarfsprofile unterscheiden sich sowohl qualitativ (z.B. Energiebedarfsprofil innerhalb einer Zeitperiode) als auch quantitativ (kumulierte Energiemengen innerhalb einer Zeitperiode) voneinander. Das Energiebedarfsprofil der Verbraucher setzt sich zusammen aus dem Bedarf an den zwei dominanten Energieformen:

- Strom und
- Wärme

Dem Bedarf an Kälte wird hier eine sekundäre Priorität eingeräumt. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf Haushalte fokussiert, weil sie das größte Segment für potentielle Anwendungen von kleinen dezentralen Energieerzeugungseinheiten repräsentieren. Für Anwendungen von Kraft – Wärme – Kopplungsanlagen auf anderen Verbraucher-Segmenten wird auf die einschlägige Literatur hingewiesen [45, 63, 86].

Der relative Bedarf an Strom und Wärme, bezogen auf die jeweiligen Maximal-Werte, ist im Bild 2.1 beispielhaft für ein Wohngebäude dargestellt. Daraus ist erkennbar, dass sich an einem Werktag der Bedarf eines Wohngebäudes an Strom anders entwickelt als der Bedarf an Wärme. Die Höchst- bzw. Niedrigstwerte des Strom- und Wärmebedarfs werden zu unterschiedlichen Zeitpunkten erreicht. Während z.B. der Strombedarf seine Höchstwerte in den Abendstunden erreicht, erreicht der Wärmebedarf seine Maxima morgens und abends.

Das darauf folgende Bild 2.2 stellt das Verhältnis von Wärme- zu Strombedarf des gleichen Wohngebäudes aus Bild 2.1 an einem Werktag dar. Über den Tagesablauf nähert der Wärmebedarf den Strombedarf in den Morgenstunden, während am Nachmittag und in den frühen Stunden der Wärmebedarf im Verhältnis zum Strombedarf minimiert wird.

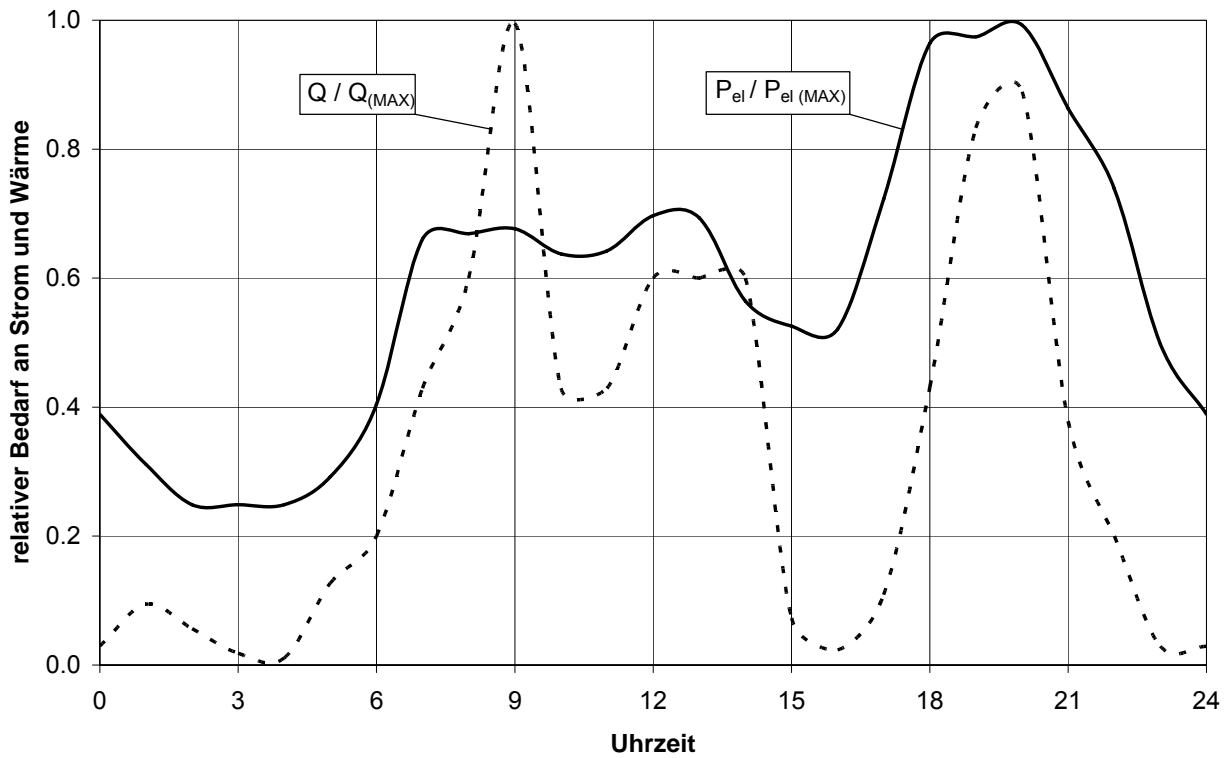


Bild 2.1: Relativer Bedarf an Strom und Wärme von einem Wohngebäude (Werktag, Sommer)

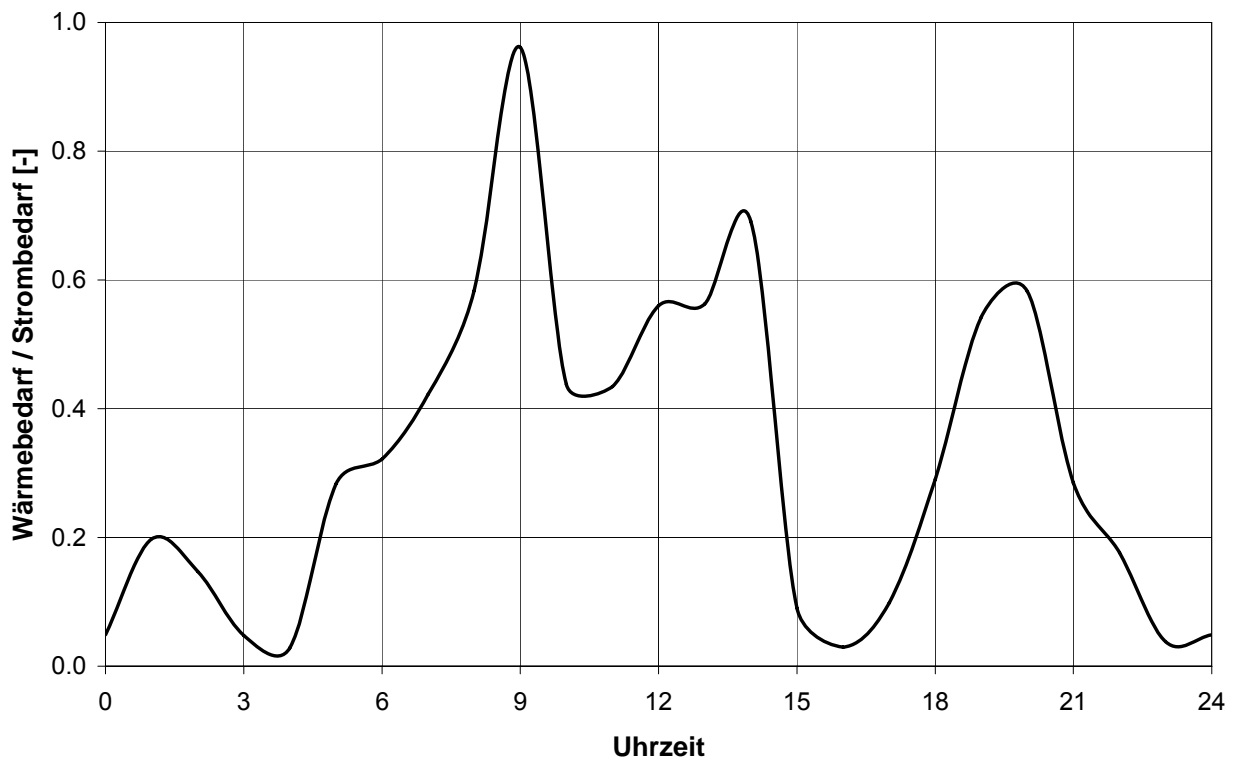


Bild 2.2: Wärme- / Strombedarf eines Wohngebäudes (Werktag, Sommer)

Der Strombedarf in Haushalten wird prinzipiell in zwei Gruppen aufgeteilt:

- Grundlast und
- Großgeräte

Charakteristisch für die Grundlast (vgl. Bild 8.2, Kapitel 8, Anhang) ist der kontinuierliche Bedarf an elektrischer Leistung über lange Tageszeiten. In den frühen (ca. 07:00 – 09:00 Uhr) sowie späten (ca. 18:00 – 21:00 Uhr) Tageszeiten tritt üblicherweise ein erhöhter Strombedarf auf, der durch die Anwendung kleinerer elektrischer Geräte begründet ist. Die Grundlast unterliegt auch saisonalen Schwankungen, so dass im Sommer (Juni – August) sowie im Winter (November – März) von einer tieferen, respektive höheren Grundlast von ca. 20% gegenüber der übrigen Jahreszeit ausgegangen werden kann. Unter „Großgeräte“ im Haushalt werden im wesentlichen Elektroherd, Waschmaschine und Wäschetrockner verstanden, deren Einsatz zusammen ca. 75% des Großgeräte-Strombedarfs ausmacht. Deren Tageseinsatz ist im Bild 8.2 wiedergegeben. Im Winter ist ein erhöhter Stromverbrauch gegenüber den Sommermonaten von ca. 30% feststellbar. Die Anwendung von Großgeräten führt zu einer deutlich höheren Tages-Strombedarfsspitze als die Grundlast allein und verändert die Strombedarfsspitzenverteilung im Tagesablauf.

Wärme wird von Haushalten in Form von Warmwasser benötigt, um zwei Bedürfnisse zu befriedigen:

- das Bedürfnis nach Brauchwasser und
- das Bedürfnis nach Heizung (Heizwasser)

Brauchwasser ist das Warmwasser, welches zu Koch- und Hygienezwecke verbraucht wird. Der Brauchwasserverbrauch ist individuell sehr unterschiedlich und variiert zwischen 20 und 100 Litern pro Person und Tag bei einer Temperatur zwischen 35°C und 45°C. Mit ausreichender Genauigkeit kann jedoch mit 35 Litern pro Person und Tag gerechnet werden. Das Kaltwasser kann im Jahresdurchschnitt mit einer Zulauftemperatur von 10°C angenommen werden, wobei saisonale Schwankungen von +/- 4 K vernachlässigt werden können aufgrund der Ungenauigkeiten der Annahmen für die Zapfmenge. Die üblichen Brauchwasserverbraucher (z.B. Dusche) weisen eine Vorlauf-temperatur (t_{VL}) von 35 – 45°C im Jahresdurchschnitt auf.

Der saisonal bedingte Warmwasserbedarf für Heizzwecke hängt von individuellen Behaglichkeitsanforderungen, den klimatischen Randbedingungen sowie der bauphysikalischen Gebäudekonstruktion ab. Ein typisches Bedarfsprofil an Warmwasser von Wohngebäuden ist im Bild 8.2 im Anhang dargestellt.

Das Temperaturprofil vom Heizwasser hängt im Wesentlichen von der Art der Verbraucher ab. Während niedrige Heizwassertemperaturprofile z.B. bei Fußbodenheizungen für Neubauten mit z.B. $t_{RL}/t_{VL} = 30/35^{\circ}\text{C}$ repräsentativ sind, sind bei Altbauten eher hohe Heizwassertemperaturprofile mit z.B. $t_{RL}/t_{VL} = 70/90^{\circ}\text{C}$ anzutreffen.

Die folgende Tabelle 2.1 stellt einen Überblick der üblichen Bereiche für Temperaturprofile von Brauch- und Heizwasser dar.

Einsatzzweck von Warmwasser:	Vorlauftemperatur t_{VL} [$^{\circ}\text{C}$]	Rücklauftemperatur t_{RL} [$^{\circ}\text{C}$]
Heizwasser	35 – 90 ^{*)}	30 – 70 ^{**)}
Brauchwasser	35 – 45 (60)	–

Tabelle 2.1: Temperaturprofile für unterschiedliche Einsatzzwecke von Warmwasser
Bei Industriebetrieben gelegentlich

*) bis 150°C

***) bis 90°C

Bezüglich der Warmwasserbedarfsthematik wird auf die im Kapitel 7 angegebenen Literaturstellen [17, 46, 47] verwiesen.

2.2 Energieversorgungsstruktur

Um den Energiebedarf von Verbrauchern an Strom und Wärme zu befriedigen, gibt es eine Vielfalt von Konzepten. Diese Konzepte unterscheiden sich grundsätzlich durch die Verbrauchernähe der Erzeugungssysteme sowie die Erzeugungsart der Energien Strom und Wärme.

Der Verbrauchernähe nach, wird in

- zentrale und
- dezentrale Energieerzeugung

der Erzeugungsart nach in

- getrennte und
- gekoppelte Energieerzeugung

unterschieden [13].

Als Kraft – Wärme – Kopplung (KWK) wird die gleichzeitige Gewinnung von mechanischer Energie – die in der Regel direkt in Elektrizität umgewandelt wird – und nutzbare Wärme bezeichnet. Raumheizung, Warmwasseraufbereitung und industrielle oder gewerbliche Prozesse stehen im Vordergrund der Wärmenutzung [9]. Wenn Bedarf auf Kälteerzeugung besteht, ließe sich die Wärme durch Anwendung von Absorptionskälteanlagen in Kälte umwandeln.

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich schwerpunktmäßig auf Erdgas als Brennstoff, weil Erdgas bei seiner Verbrennung umweltverträglicher als Erdöl bezüglich der relativen CO₂ Emissionen (g/kWh) ist und deshalb bei vielen KWK Anlagen bevorzugt wird.

2.2.1 Zentrale Energieerzeugung

Bei der getrennten zentralen Energieerzeugung (Bild 2.3a) werden Strom und Wärme in unterschiedlichen Anlagen, getrennt von einander erzeugt und durch unabhängige Strom- bzw. Fernwärmeübertragungs- und Verteilungsnetze dem Verbraucher zur Verfügung gestellt. Bei der gekoppelten zentralen Energieerzeugung (Bild 2.3b) handelt es sich um KWK – Anlagen höherer Leistung (ab ca. 50 MW_{el}).

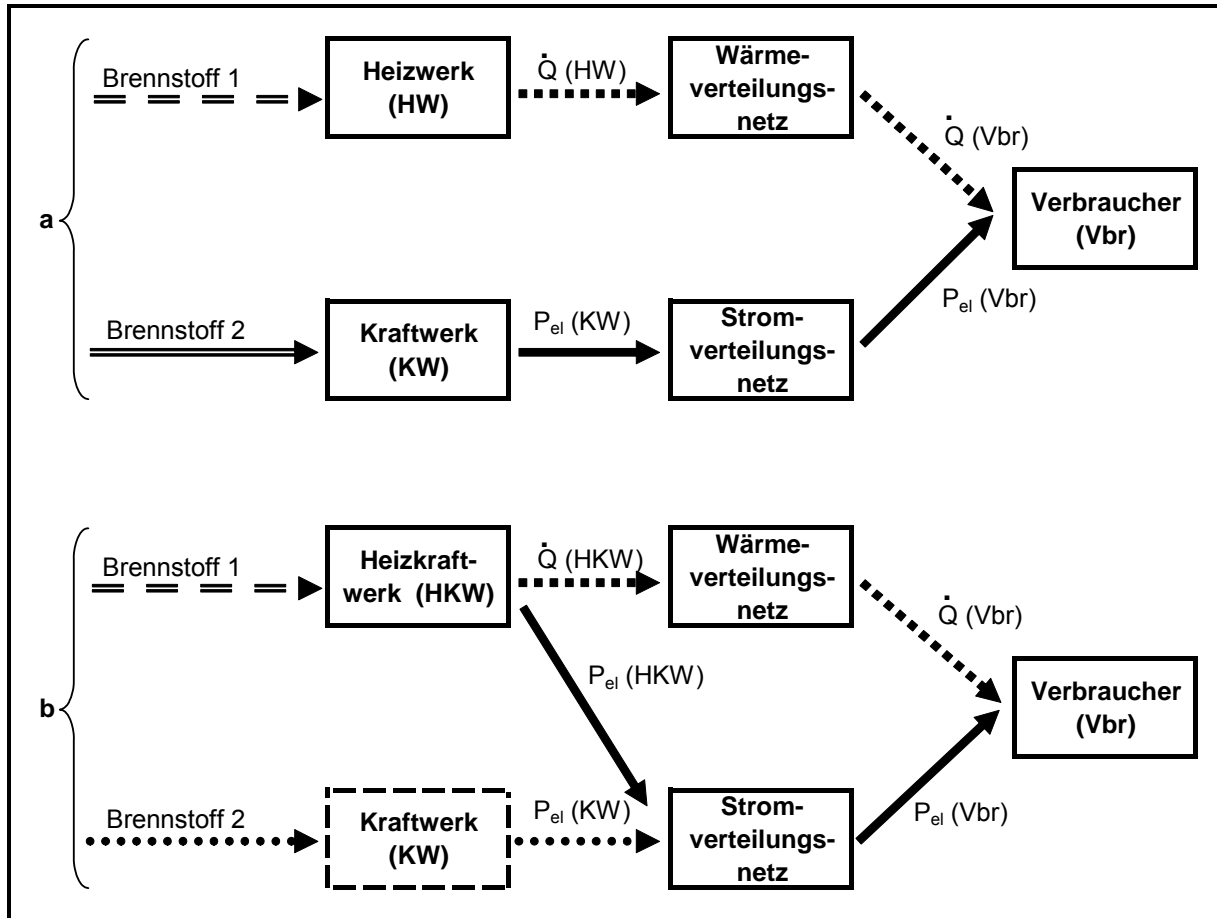


Bild 2.3: Zentrale Energieerzeugung

- a) in getrennten Anlagen
b) mit Hilfe der KWK

Typische Systemkonfigurationen der gekoppelten zentralen Energieerzeugung sind:

- der Gegendruck- Dampfturbinenprozess
- der Entnahme- Dampfturbinenkondensationsprozess
- die Abwärmeverwertung bei Gasturbinen (durch Fernwärmetauscher oder angeschlossenen Dampfkreislauf mit Wärmeauskopplung)
- Dieselmotorenkraftwerke (2-Takt bzw. 4-Takt) mit Abwärmenutzung

2.2.2 Dezentrale Energieerzeugung

Das Prinzip der Kraft – Wärme – Kopplung (KWK) wird verstärkt bei der dezentralen Energieerzeugung angewandt. Der Leistungsbereich der hier anzutreffenden Energie-

erzeugungsanlagen fängt üblicherweise unterhalb $50 \text{ MW}_{\text{el}}$ an und geht hinunter bis auf wenige kW_{el} .

Einer getrennten dezentralen Energieerzeugung begegnet man eher selten. Der Grund ist, dass der ökonomische Vorteil von Großkraftwerken aufgrund ihrer Leistungsklasse (als eine Art von „economy of scales“ zu sehen, da bei steigender elektrischer Leistung die Stromgestehungskosten sinken) hier entfällt. Dagegen sind die so genannten Blockheizkraftwerke (BHKW) die dominanten Anlagenvertreter bei der dezentralen Energieerzeugung. Als Blockheizkraftwerke werden Dieselöl- oder Erdgasbetriebene Verbrennungskraftmaschinen (Hubkolbenmotoren sowie Gasturbinen) bzw. neuerdings auch Methanol-, Erdgas- oder Wasserstoffbetriebene Brennstoffzellen, bezeichnet, die Strom erzeugen und deren Abwärme (Wärmeinhalt von Abgas und ggf. Kühlwasser) für die Erzeugung von Warmwasser genutzt wird [12].

Entscheidende Vorteile von Blockheizkraftwerken (BHKWs) sind:

- großes Energieeinsparpotential (KWK)
- hohes Maß an Umweltverträglichkeit (basierend auf den erzielbaren Brennstoffnutzungsgraden)
- vielseitige Einsatzmöglichkeiten in dezentralen Einheiten

Meistens werden bei dezentralen Energieversorgungsstrukturen Konzepte realisiert, die eine Kombination von zentraler Strom- und dezentraler Wärme- Energieerzeugung darstellen (Bild 2.4).

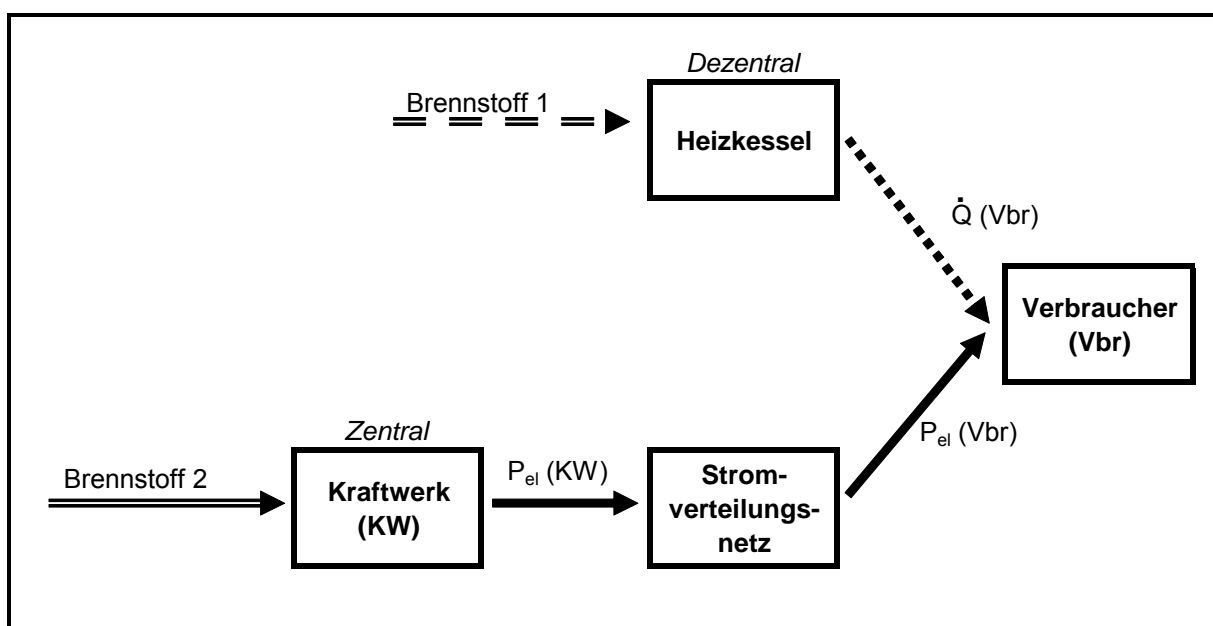


Bild 2.4: Kombinierte zentrale und dezentrale Energieerzeugung

Sogenannte Inselösungen (d.h. Energieversorgung von Verbrauchern, die an keine andere Energiequelle wie z.B. an das elektrische Netz angeschlossen sind), die für Deutschland und den EU-Raum nur Ausnahmefällen darstellen, werden im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet.

Das nachfolgende Bild 2.5 gibt das Konzept der dezentralen Energieerzeugung wieder. Um die Strom- und Wärmeversorgung auch unter unvorhergesehenen Bedarfsstrukturen bzw. in Fällen wo das BHKW Außerbetrieb bleibt (z.B. Revisionen, zu tiefer Bedarf an Strom- und/oder Wärme und folglich unwirtschaftlicher oder eingeschränkter Teillastbetrieb) zu gewährleisten, ist der Anschluss des Verbrauchers mit dem lokalen Stromverteilungsnetz sowie ein Zusatzwärmeerzeuger vorgesehen. Im Falle überschüssiger Strom- und/oder Wärmeerzeugung des BHKWs, kann dieser Überschuss oft ins lokale Strom- bzw. Wärmeverteilungsnetz, wenn vorhanden, eingespeist werden.

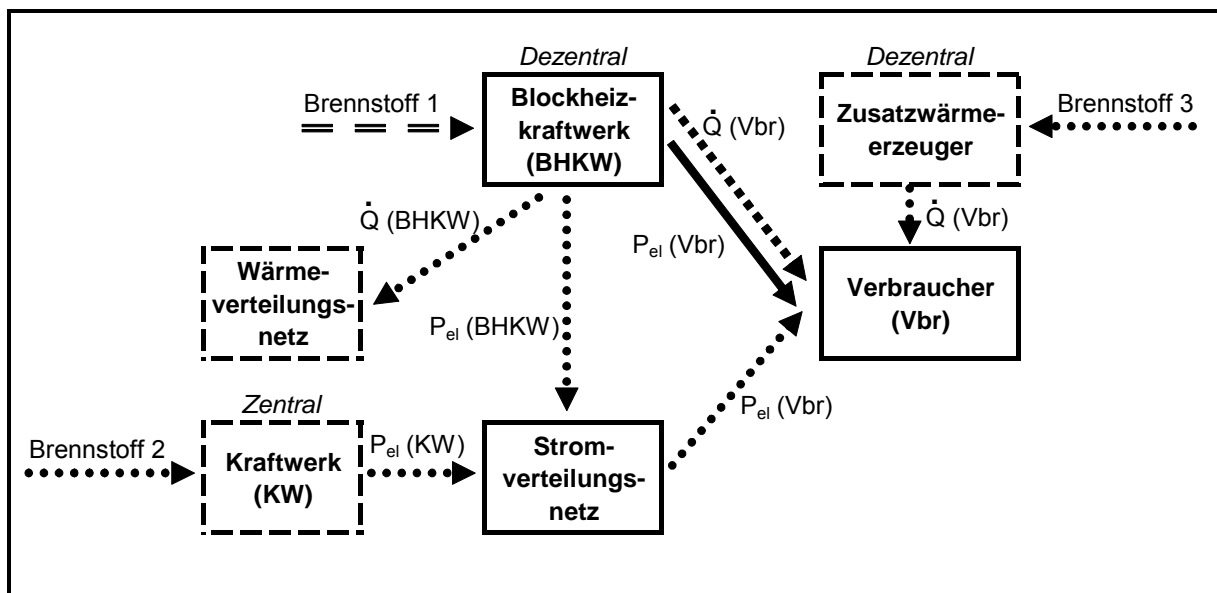


Bild 2.5: Dezentrale Energieerzeugung

Bei der Auslegung von BHKWs führen ökonomische und ökologische Ansätze zu einem Zielkonflikt:

- Einerseits muss eine möglichst hohe Effizienz, durch den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} sowie den Brennstoffnutzungsgrad ω dargestellt, in allen erforderlichen Betriebszuständen erzielt werden.
- Andererseits muss die Wirtschaftlichkeit der Anlage, üblicherweise durch die Stromgestehungskosten ausgedrückt, gewährleistet werden. Die Stromgestehungskosten beinhalten sowohl die festen (z.B. Investitionskosten), als auch die variablen Kosten (z.B. Betriebs- und Wartungskosten).

Hierfür gilt es den optimalen Kompromiss zu erarbeiten.

Von der geordneten Jahresdauerlinie des Wärmebedarfs ausgehend, wird eine BHKW – Anlage üblicherweise für die Abdeckung von ca. 25% – 35% des maximalen Wärmebedarfs ausgelegt. Eine geordnete Jahresdauerlinie wird durch die Analyse des Jahresverlaufs des Wärmebedarfs erstellt und zeigt an, wie viele Stunden im Jahr die betreffende Wärmeleistung gefordert wird [92, 93]. Ein höherer Wärmebedarf als im Nennbetriebszustand der Anlage wird durch die Kombination der KWK – Anlage und eines Zusatzwärmeerzeugers (z. B. Heizkessel) und / oder den Zukauf von Nah- bzw. Fernwärme, wenn verfügbar, abgedeckt. Im Falle eines sehr niedrigen Wärmebedarfs, der tiefer liegt als die erreichbare Teillastgrenze, wird oft die KWK – Anlage ausgeschaltet und durch einen Zusatzwärmeerzeuger (z. B. Heizkessel) und / oder den Zukauf von Nah- bzw. Fernwärme, wenn verfügbar, ersetzt (vgl. Bild 2.6). Die nachstehende Arbeit erstreckt sich ausschließlich auf die Untersuchung von Anlagenkonzeptionen ohne Wärmespeicher.

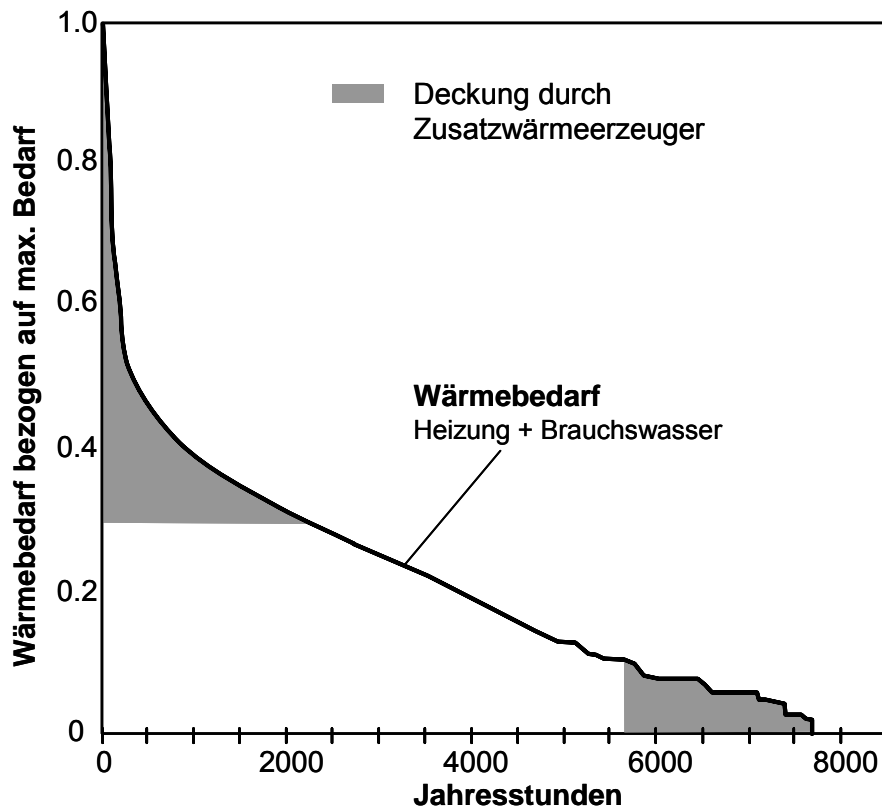


Bild 2.6: Auslegung einer BHKW – Anlage anhand der Jahresdauerlinie des Wärmebedarfs

Das folgende Bild 2.7 präsentiert die Komponenten von dezentralen Energieerzeugungsanlagen. Im Folgenden wird der Zusatzwärmeerzeuger in Form eines Heizkessels erläutert, fokussiert wird jedoch im Rahmen dieser Arbeit auf das eigentliche BHKW.

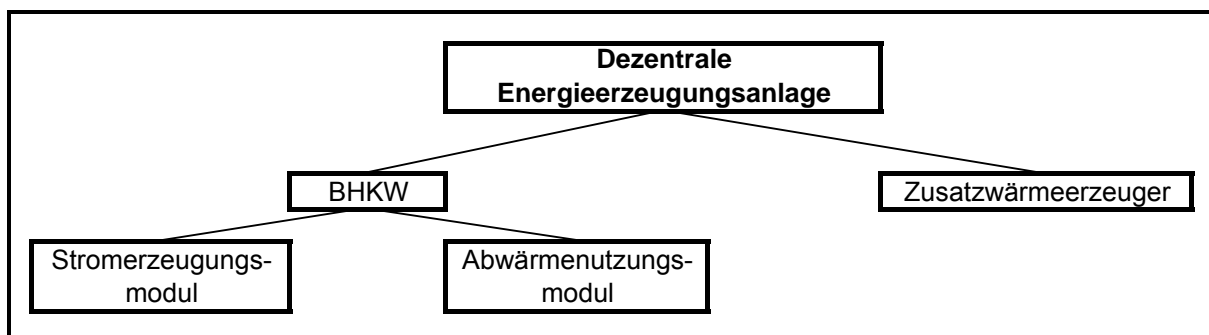


Bild 2.7: Komponenten dezentraler Energieerzeugungsanlagen

Heizkessel, hier nur als gasgefeuerte Systeme betrachtet, finden oft in der dezentralen Energieerzeugung als redundante oder additionalen Anlagen Anwendung. Ein Heizkessel kann sowohl zur getrennten Wärmeerzeugung als auch als komplementäres System zur Ergänzung eines KWK – Konzeptes, z.B. als Bereitschaftskessel zur Abdeckung des Wärmespitzenbedarfs eingesetzt werden, wenn die vom BHKW gelieferte Menge nicht mehr ausreicht (Zusatzwärmeerzeuger, vgl. Bilder 2.6 und 2.7).

Folgende drei Grundarten von Heizkesseln werden für die reine Wärmeerzeugung eingesetzt [14]:

- Standardheizkessel
- Niedertemperatur-Heizkessel und
- Brennwertkessel

Beim Standardheizkessel wird die zu liefernde Warmwassertemperatur (Vorlauftemperatur) durch Mischung mit dem Rücklaufwasser erreicht, da diese Kesselart mit unregelmäßigem Brenner und konstanter Kesselwassertemperatur arbeitet. Der Niedertemperatur-Heizkessel liefert die erforderliche Warmwassertemperatur durch Regelung der Brennerleistung. Eine kontinuierliche Kondensation, und somit eine Brennwertnutzung, ist bei diesen beiden Kesselarten nicht vorgesehen und wird grundsätzlich, nicht zuletzt aufgrund der Taupunktkorrosionsgefahr bei Anwendung schwefelhaltiger Brennstoffen vermieden. Anders verhält sich der Brennwertkessel, der die Kondensationsenthalpie nutzt und höhere Brennstoffnutzungsgrade erreicht, dies allerdings durch höheren konstruktiven Aufwand [14].

Ein Heizkessel liefert nur thermische Nutzenergie durch die Kühlung der Abgase nach der Verbrennung. Das nachfolgende Bild 2.8 stellt qualitativ die Energienutzung in einem Heizkessel dar, sowie die Energienutzung bei der getrennten Energieerzeugung. Es ist ersichtlich, dass bei der getrennten Energieerzeugung die Gesamt-Verluste erheblich höher sind als im Falle des Einsatzes eines BHKWs. Sollte der Heizkessel als Bereitschaftskessel zur Abdeckung des Wärmespitzenbedarfs zusammen mit einem BHKW eingesetzt werden, sinken die gesamten Verluste auf das Niveau der Verluste des BHKWs und des Heizkessels zusammen.

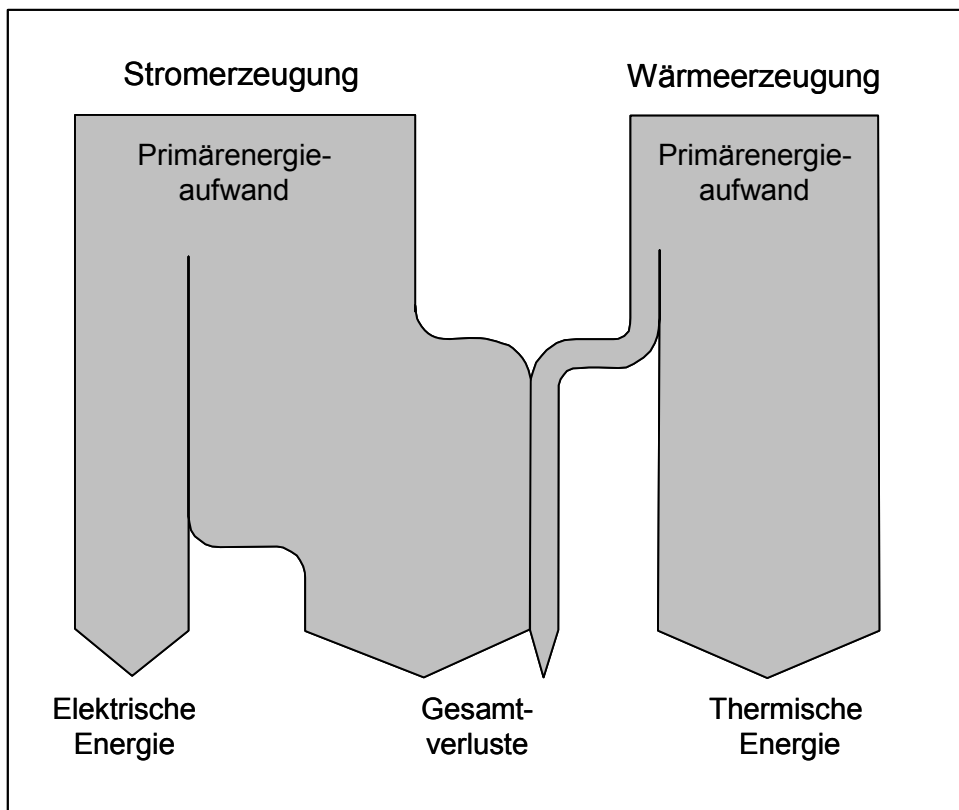


Bild 2.8: Sankey – Diagramm eines Heizkessels in der getrennten Energieerzeugung

Abhängig von der Grundart des Heizkessels, werden Brennstoffnutzungsgrade erreicht, die – wie im Falle des Brennwertkessels, da sie auf den Heizwert bezogen sind – oft 100% übersteigen. Im Falle der dezentralen Energieerzeugung sollte der Heizkessel als getrenntes System betrachtet werden. Da der Wärmebedarf abhängig von der Umgebungstemperatur schwankt, empfiehlt es sich den Brennstoffnutzungsgrad für einen Zeitraum zu definieren (z.B. Jahresnutzungsgrad), wodurch Bereitschaftsverluste mitberücksichtigt werden [14].

2.2.2.1 Verbrennungsmotoren – BHKW

In Verbrennungsmotoren – BHKWs werden überwiegend 4-Takt Motoren eingesetzt. 2-Takt Motoren kommen nur selten und nur im obersten Leistungsbereich zum Einsatz. Die 4-Takt Motoren werden weiter in Gas- und Dieselmotoren, sowie in direkter bzw. indirekter Einspritzung unterschieden. Das nachfolgende Bild 2.9 stellt einen Überblick der Klassifizierung von Motoren, die ihren Einsatz in BHKWs finden. Als Klassifizierungskriterien dienen neben ihren Taktverfahren (Vier- bzw. Zweitakt), der eingesetzte Brennstoff (Erdgas bzw. Dieselöl), das Arbeitsprinzip (Otto bzw. Diesel) sowie die Einspritzart des Brennstoffs bei Dieselmotoren.

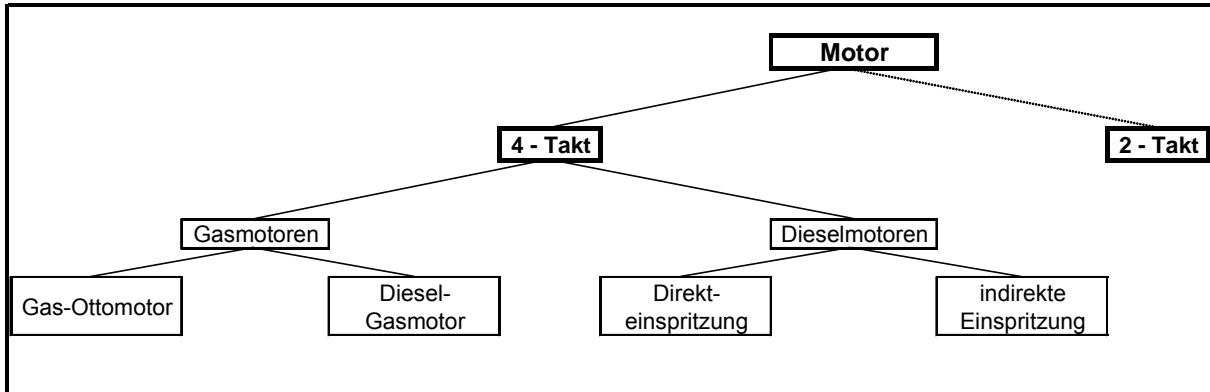


Bild 2.9: Klassifizierung von Motoren für den BHKW Einsatz

Motorische BHKWs sind prinzipiell in der Lage, Wärme sowohl durch die Kühlung ihrer Abgase als auch durch ihre Kühlwasser-, ggf. Schmieröl- und eventuell Generator- Kühlkreisläufe zu liefern, wie im nachfolgenden Bild 2.10 qualitativ dargestellt ist. Die einzelnen Energieströme sind in dieser Darstellung mit den Faktoren a – d belegt. Die aufwendige Wärmeauskopplung dieser BHKWs führt zu erhöhtem Aufwand bei Konstruktion, Bau, Betrieb und Wartung der Anlage.

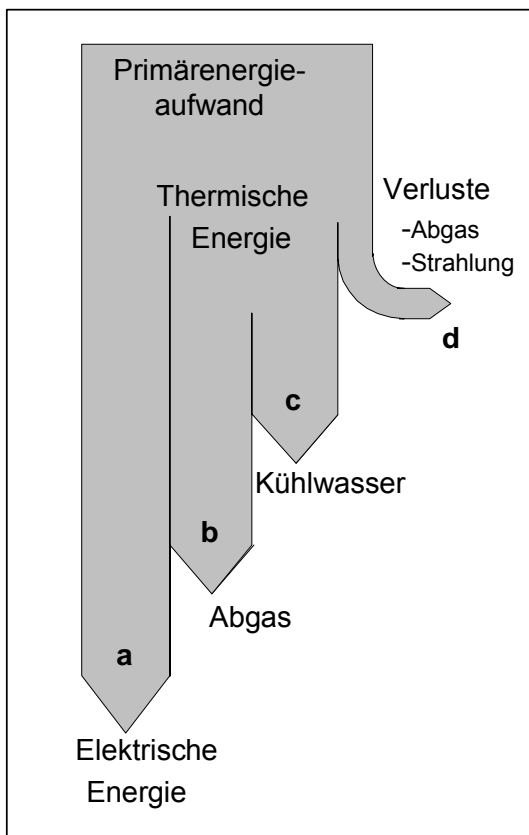


Bild 2.10: Sankey – Diagramm eines Verbrennungsmotoren – BHKWs

Der Gas-Ottomotor wird im Folgenden, aufgrund seines vorherrschenden Einsatzes in erdgasbefeuerten BHKWs mit einem breiten Leistungsspektrums (ca. 5 kW – 5 MW), als Vergleichsexemplar verwendet.

Die Wärmeauskopplung in einem motorischen BHKW ist im Bild 2.11 dargestellt. Das Wasser des Warmwasserkreislaufs tritt mit der Wasserrücklauftemperatur t_{RL} erst in den Kühlwasserwärmetauscher ein, wird gewärmt und tritt anschließend in den nachgeschalteten Abgaswärmetauscher ein, wo es weiter aufgewärmt wird. Schließlich verlässt das Medium des Warmwasserkreislaufs das motorische BHKW, aufgewärmt auf die Vorlauf-temperatur t_{VL} .

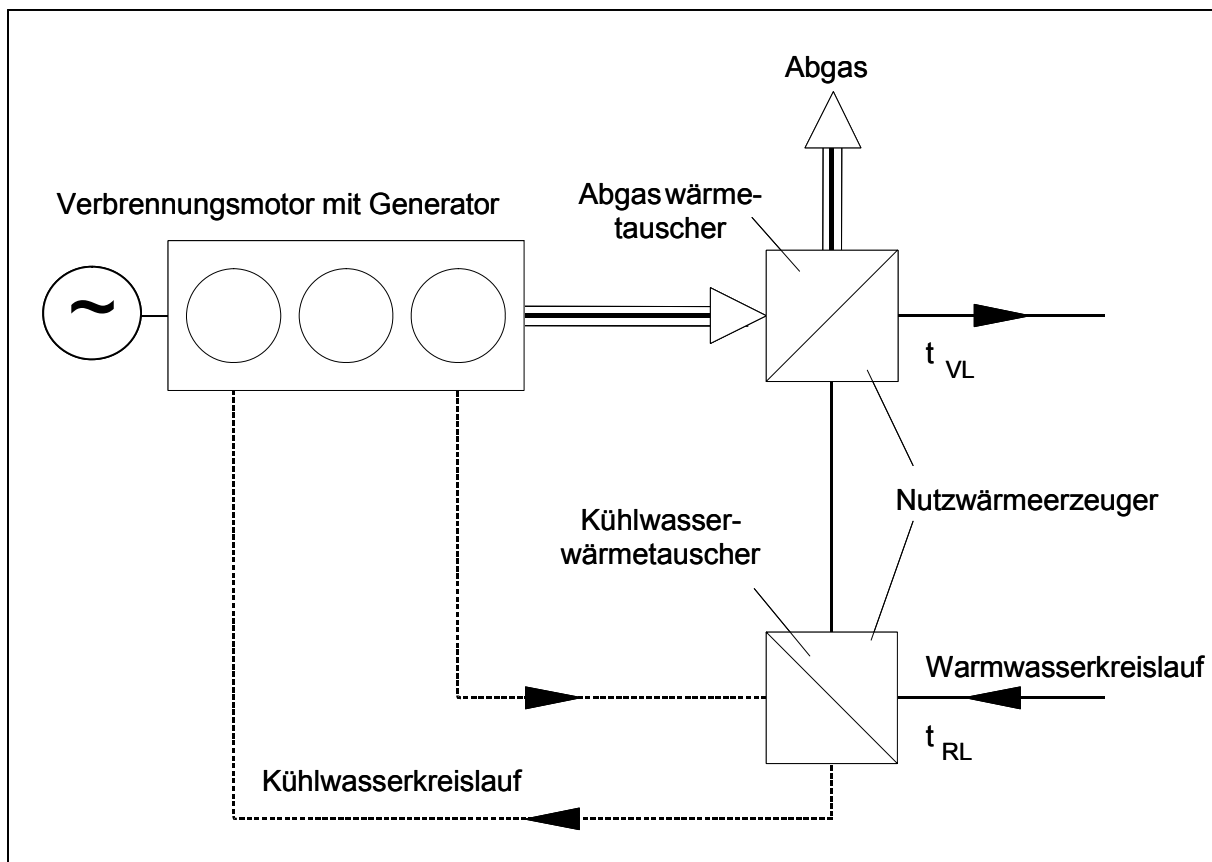


Bild 2.11: Wärmeauskopplung aus einem Verbrennungsmotoren – BHKW

Der elektrische Wirkungsgrad motorischer BHKWs steigt mit der elektrischen Leistung der Anlage und liegt im Bereich von 20% bis 35% für die Leistungsklasse 5 – 250 kW_{el}.

Der Brennstoffnutzungsgrad motorischer BHKWs kann bei gleichzeitiger Nutzung der Kühlwasser- und Abgaswärme Werte über 85% erreichen. Sollte jedoch die Rücklauftemperatur (t_{RL} im Bild 2.11) des Warmwasserkreislaufs höhere Werte erreichen (> 70°C [41], [42]) kann die Kühlwasserwärme nicht mehr genutzt werden, sie wird an die Umgebung abgeführt und

folglich muss sie den Verlusten zugerechnet werden. In solchen Fällen sind Brennstoffnutzungsgrade von bis zu 46% erzielbar [14].

2.2.2.2 Gasturbinen – BHKW

Bei den Gasturbinen – BHKWs kommen überwiegend Gasturbinen (GTs) geringerer elektrischer Leistung ($< 50 \text{ MW}_{\text{el}}$), die oft Flugtriebwerksderivate sind, zum Einsatz.

Aufgrund des hohen Temperaturniveaus ihrer Abgase, sind Gasturbinen in der Lage, hochwertigen Dampf (Frischdampf zur Einspeisung in eine Dampfturbine und / oder Prozessdampf) zu erzeugen. Deshalb werden Gasturbinen oft mittels eines Abhitzekessels, mit oder ohne Zusatzfeuerung, mit einem nachgeschaltetem Wasser-Dampfkreislauf (sogenannte Gas- und Dampf- / GuD bzw. Kombianlagen) gekoppelt. Gasturbinenkraftwerke, sowohl im einfachen, offenen Prozess wie auch als Kombianlagen (bzw. GuD – Kraftwerke), haben sich zu einer beachtlichen Größe der Elektrizitäts- und Wärmeerzeugung entwickelt. Der geschlossene Gasturbinenprozess ist nach wie vor die Ausnahme. Inzwischen machen Gasturbinenanlagen weltweit 10% der installierten Energieerzeugungskapazitäten aus, wobei ca. 40% dieser Gasturbinen mit flüssigen und nicht gasförmigen fossilen Brennstoffen betrieben werden [5]. Seit den 90er Jahren expandiert der Einsatz von Gasturbinen weltweit vor allem als GuD – Anwendung, geprägt von neuen effizienteren Gasturbineneinheiten höherer Leistung (über $300 \text{ MW}_{\text{el}}$ [1], [2], [3], [28]) und bis vor kurzem noch niedrigen Preisen für Erdöl und Erdgas [5]. Erdgas mit seiner umweltverträglichen Verbrennungscharakteristik (geringer CO_2/kWh Ausstoß, praktisch keine SO_x - und beherrschbare, sehr niedrige NO_x -Emissionen) sorgte neben dem erzielbaren hohen Anlagenwirkungsgrad mit dafür, dass bei neuen Kraftwerksprojekten der Anteil an GuD – Anlagen dramatisch zugenommen hat.

Nicht nur der obere Leistungsbereich der Gasturbine erfuhr in den letzten Jahren eine erhebliche Entwicklung, sondern auch die unterste Leistungsgrenze wurde durch intensive Forschungs- und Entwicklungsarbeit auf geringste Leistungsebenen gebracht. Gasturbineneinheiten von weniger als $50 \text{ kW}_{\text{el}}$ werden heute schon kommerziell in der dezentralen Energieversorgung mit und ohne Kraft – Wärme – Kopplung (KWK) eingesetzt. Gasturbineneinheiten bis etwa $250 \text{ kW}_{\text{el}}$ werden als Mikrogasturbinen (MGT) bezeichnet [6].

Das Bild 2.12 bietet einen Überblick über die in der Literatur oft anzutreffenden Bezeichnungen von Gasturbinen und ihres Einsatzgebietes [3, 74, 76]. Dabei wird auf konstruktive Klassifizierungskriterien verzichtet.

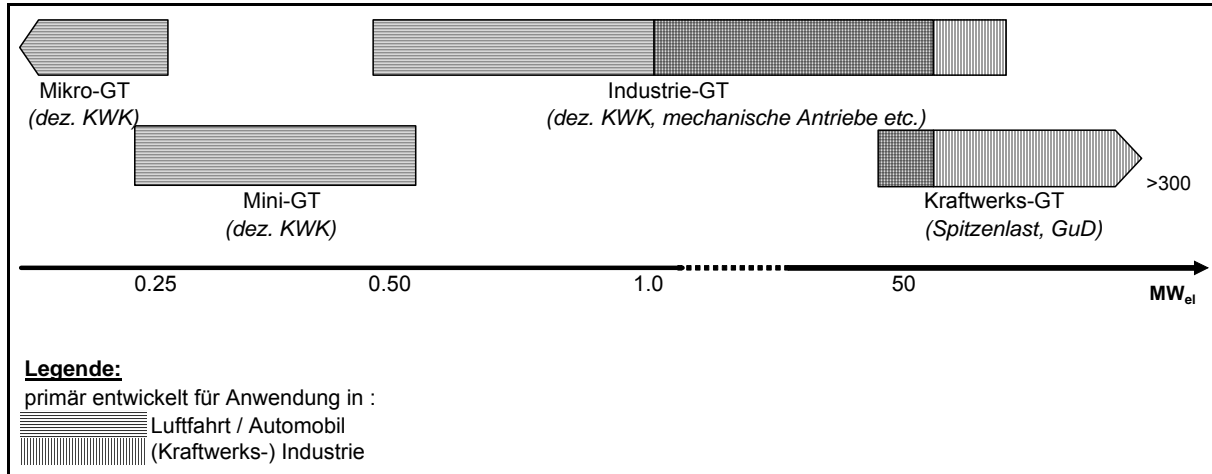


Bild 2.12: Leistungsspektrum von stationären Gasturbinen und ihre Einsatzgebiete

Dagegen stellt die Tabelle 2.2 die konstruktiven Merkmale bzw. Unterschiede der Gasturbinen in den Vordergrund.

Primärer Einsatz / Anwendung	Entwicklungsschwerpunkte						
	Leistungs-gewicht	Leistungs-volumen	Ein- / Mehrwellen-anlage	GuD- und/oder KWK Einsatz	Standzeit / Revisions-intervalle	t_4 MAX [°C]	π MAX [-]
Schiff- und Luftfahrt	++	++	2 - 3	0	+	> 1500	35
Industrie / Kraftwerke	0	0	1 (bei >30 MW)	++	++	ca. 1400	30

+: wird berücksichtigt
 ++: eins der Optimierungsziele
 0: nicht von wesentlicher Bedeutung bei der Entwicklung
 t_4 : Turbineneintrittstemperatur [°C]
 π : Verdichterdruckverhältnis [-]

Tabelle 2.2: Entwicklungsschwerpunkte von Gasturbinen

Aus dem Bild 2.12 und der Tabelle 2.2 ist ersichtlich, dass grundsätzlich zwei unterschiedliche Entwicklungsrichtungen die stationären Gasturbinen prägen:

- die schweren Gasturbinen und
- die industrialisierten Flugtriebwerke

Schwere Gasturbinen

Schwere Gasturbinen werden heute mit den Hauptschwerpunkten von langen Betriebszeiten, hoher elektrischer Leistung, niedrigem Betriebs- und Wartungsaufwand und primärem Einsatz in GuD – Anlagen entwickelt.

Noch bis vor wenigen Jahren, war der Hauptanwendungsfall für eine Gasturbine zur Stromerzeugung die Spitzenlastabdeckung (sog. peak load bzw. peak shaving) durch den offenen Gasturbinenprozess. Einer der Hauptgründe für die Auswahl der Gasturbine für diese Art von Kraftwerken ist ihr schnelles Anfahren bis zur nominellen elektrischen Leistung, auch aus dem kalten Zustand im Vergleich zu den üblichen Alternativen wie z.B. Dieselmotoren – Kraftwerke, die längere Vorwärmzeiten brauchen oder kontinuierlich im Warmzustand (stand-by) gehalten werden müssen. Die Verbreitung der GuD – Anlagen hat die Entwicklung der schweren Gasturbinen erheblich beeinflusst. Heute bestimmen die GuD – Anlagen die Entwicklung der schweren Gasturbinen, weil sie hauptsächlich in solchen Anlagen eingesetzt werden. Das Ziel, diese Turbinen in GuD – Anlagen zu integrieren, führt zu der Anforderung einer hohen Turbinenaustrittstemperatur sowie Fokussierung der Optimierung auf den gesamten GuD – Anlagenwirkungsgrad und nicht der einzelnen Komponenten wie die Gasturbine. Konsequenterweise spielt der angeschlossene Wasserdampfkreislauf bei der Konstruktion und Auslegung der schweren Gasturbine eine wesentliche Rolle. Neuere Entwicklungen im Kraftwerkssektor zeigen eine Zunahme von sogenannten Repowering Anwendungen. Unter dem Sammelbegriff Repowering versteht sich die Nachrüstung von vorhandenen (Kohle– oder Ölgefeuerten) Dampfturbinenanlagen mit einer vorgeschalteten Gasturbine, deren Abgas in einem (oft nachgerüstetem oder ersetzten) Abhitzeessel verwendet wird, um den gesamten Anlagenwirkungsgrad zu erhöhen und zusätzliche spezifische ökologische Vorteile (d.h. Ausmaß an Emissionen pro Leistungseinheit) zu erzielen [37, 38, 39, 40].

Die obere Leistungsgrenze einzelner schweren Gasturbinenaggregate liegt deutlich höher (über 300 MW_{el} pro Einheit) als die der Flugtriebwerksderivate (ca. 50 MW_{el}) [3], [28] vgl. Bild 2.12. Die schweren Gasturbinen werden schon ab einer Leistung von ca. 10 MW_{el} meistens als einwellige Turbinen ausgeführt [5]. Rekuperative Einheiten (GTs mit Luftvorwärmung mittels sogenannten Rekuperatoren, vgl. Kapitel 3.2.3) stellen heute noch Ausnahmefälle dar und Serienmodelle befinden sich weiterhin in ihrer Testphase [43, 73, 74]. Aufgrund der festgelegten, unveränderlichen stromnetzfrequenzabhängigen Drehzahl der einwelligen schweren Gasturbinen, werden sie im Teillastbereich so gefahren, dass sie bis zu ca. 80% elektrischer Leistung mittels Verdichterleiträder und für noch niedrigeren

Teillastbereichen durch eine Turbineneintrittstemperatursenkung geregelt werden. Der elektrische Wirkungsgrad sinkt mit der Turbineneintrittstemperatursenkung rapide ab. Eine Teillastregelung basierend allein auf Turbineneintrittstemperatursenkung (wie es bei kleineren GT-Einheiten oft der Fall ist) führt schon bei geringer Teillast zu erheblichen Wirkungsgrad-einbußen [4].

Industrialisierte Flugtriebwerke

Bei den industrialisierten Flugtriebwerken, auch Flugtriebwerks- bzw. Aeroderivate genannt, handelt es sich um Produkte einer standardisierten Serienfertigung, deren primäres Anwendungsgebiet, wofür sie entwickelt und optimiert werden, die Luftfahrtindustrie ist. Durch die hohe Stückzahl werden niedrige Preise für die Kernkomponente, die Gasturbine, die oft auf Schubleistung optimiert ist und keine mechanische Wellenleistung liefert, erzielt. Die Hersteller sowie spezialisierte Firmen, sogenannte Packagers [3, 84], modifizieren diese Flugtriebwerke, um sie den Anforderungen eines industriellen Einsatzes anzupassen. Durch die Anpassung der Flugtriebwerke an die industriellen Einsatzbedingungen werden ihre Leistungsmerkmale verbessert, ihre ursprünglichen Preisvorteile jedoch weitgehend kompensiert. Charakteristisch für die Konstruktion dieser Flugtriebwerksderivate sind neben der Kompaktheit (vgl. Tabelle 2.2) und den geringen Lärmemissionen, die beim industriellen Einsatz kaum von Bedeutung sind, eine hohe Drehzahl, hohes Verdichterdruckverhältnis, niedrige Abgastemperaturen und Mehrwelleneinheiten [44]. Flugtriebwerksderivate werden zwar auch in GuD – Anlagen eingesetzt, ihre Entwicklung wird jedoch im Gegensatz zu den oben erwähnten schweren Gasturbinen von den GuD – Anlagen nicht beeinflusst. Höchstens bei der Modifizierung der Flugtriebwerke für den industriellen Einsatz, wird Rücksicht auf einen GuD – Einsatz bei der Anpassung des Aggregats und der Entwicklung der Leistungsturbine genommen.

Von der betrieblichen Seite betrachtet, sind diese Gasturbinen durch kurze Inspektions- und Revisionsintervalle gekennzeichnet. Erschwerend hinzu kommt die Tatsache, dass sie für Revisionen als ganze Einheiten oder zumindest in Module zerlegt, ausgetauscht und nur in Spezialwerkstätten überholt werden können [4]. Der vollständige Austausch der Brennkammer, oft schon nach weniger als 10'000 Betriebsstunden, sei hier nur als ein Beispiel dafür genannt.

Industrialisierte Flugtriebwerke sind meistens durch 2- oder 3-Wellen Turbinen gekennzeichnet (vgl. Tabelle 2.2) und erreichen heute eine elektrische Leistung von über 50 MW_{el} pro Einheit. Sie weisen aufgrund der besseren Luftmassenstromkontrolle durch die variable Drehzahl des (von der Leistungsturbine abgekoppelten) Verdichters gegenüber den

schweren Gasturbinen ein vorteilhaftes Teillastverhalten auf. Dies ist jedoch hauptsächlich bei mechanischen Antrieben (z.B. für Pumpen oder Kompressoren ...) von Bedeutung und führt bei der Stromerzeugung zu erheblichen Nachteilen vor allem bei der Beherrschung der Trägheitsmomente im Falle eines Lastabwurfs durch den Generator. Dieser „Herkunfts“-bedingte Unterschied (d.h. die Mehrwellenkonstruktion) führt dazu, dass bei industrialisierten Flugtriebwerke schon ab einer Leistung von ca. 15 MW_{el} auf ein Getriebe verzichtet wird, weil die Nutzleistungsturbine so ausgelegt werden kann, dass sie sich mit der gleichen Drehzahl wie der angetriebene Generator dreht. Bei niedrigeren Leistungen erlauben die Strömungsverhältnisse eine Festlegung der Drehzahl der Leistungsturbine bei 3'000 U/min (= 50s⁻¹, falls 50 Hz Stromnetz) bzw. 3'600 U/min (= 60s⁻¹, falls 60 Hz Stromnetz), um auf ein mechanisches Getriebe verzichten zu können, nicht.

Im Falle des Einsatzes von Getrieben, handelt es sich um so genannte Turbogetriebe, die in Kleinstserien produziert werden (2-6 Einheiten) und deren Leistungsgrenze (die aus Akzeptanzgründen bei den Kraftwerksbetreibern nicht angenähert wird) bei 140 MW liegt. Schwere Gasturbinen werden mit einstufigen einfach oder doppelt schrägverzahnten Getrieben bis zu einer Leistung von ca. 80 MW_{el} eingesetzt [77]. Planetengetriebe finden aufgrund ihrer Komplexität und daraus resultierender geringerer Verfügbarkeit, sowie des Preisniveaus bei gleicher Leistung, eher seltener Anwendung. Durch die konstruktiven Gegebenheiten des Generators und ggf. des Getriebes, unterliegt die Festlegung der Turbinendrehzahl einem engen Rahmen, der sich für ihre Optimierung hinderlich auswirken kann. Eine freie Wahl der Gasturbinendrehzahl würde die Möglichkeiten ihrer Optimierung steigern.

Im Allgemeinen lässt sich feststellen, dass Aero-derivate prinzipiell einen höheren elektrischen Wirkungsgrad, auch im Teillastbereich, in gleichen Leistungsklassen wie die schweren Gasturbinen aufweisen, sie unterliegen jedoch höheren Wartungsaufwendungen („life cycle costs“). Die Wirkungsgrade von GuD – Anlagen mit schweren Gasturbinen liegen höher als bei Anlagen mit Flugtriebwerksderivaten [5, 44].

Mikrogasturbinen

Die oben angewandte Differenzierung der Gasturbinen nach ihrem primären Anwendungsgebiet in schwere Gasturbinen und Flugtriebwerksderivate erfasst den größten Teil der Anwendungsgebiete für Gasturbinen. Nischenanwendungen bleiben dabei unberücksichtigt. Hilfsgasturbinen, sogenannte APUs (= Auxiliary Power Units) sowie Abgas-turbolader (ATL) sind Gasturbinen, die weder den schweren Gasturbinen noch den Flugtriebwerksderivaten zugeordnet werden können.

Die APUs sind mit den Schwerpunkten entwickelt worden:

- Geringes Leistungsgewicht (um sie in Flugzeugen zu integrieren)
- Geringe Betriebsstundenzahl und daraus resultierende einfache Konstruktion (sie werden hauptsächlich zum Starten der Triebwerke und zur Erhaltung des Betriebs am Boden genutzt)
- Hohe Zuverlässigkeit

Abgasturbolader, die quasi als Gasturbinen mit instationärer Verbrennung (der Kolbenmotor übernimmt hier die Funktion der Brennkammer!) angesehen werden können, finden Anwendung in einem großen Leistungsbereich (Kolbenmotorenleistungen von einigen kW bis mehreren MW). Vom Entwicklungsschwerpunkt her sind sie mit den schweren Gasturbinen vergleichbar vor allem bezüglich der langen Betriebszeiten und der niedrigen Betriebs- und Wartungsaufwendungen.

Basierend auf den Erfahrungen aus der Turboladertechnologie, den Hilfsgasturbinen (APUs) in der Luft- und Raumfahrt sowie einigen Pilotprojekten mit Gasturbinen für die Automobilindustrie wurden Gasturbinen für den untersten Leistungsbereich entwickelt, die sogenannten Mikrogasturbinen (MGT) [6], vgl. Bild 2.13.

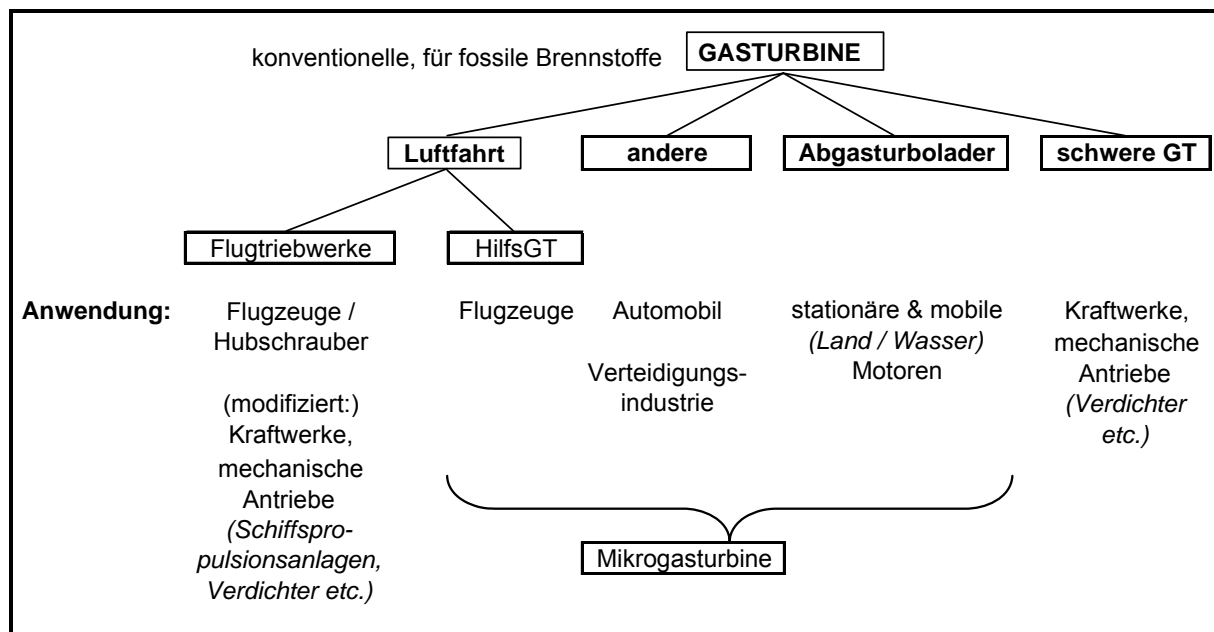


Bild 2.13: Historie der Entwicklung der Mikrogasturbine

Mikrogasturbinen – BHKWs liefern thermische Energie in Form von Nutzwärme ausschließlich durch die Kühlung ihrer Abgase. Die Abgase der Mikrogasturbine werden für diesen Zweck nach dem Luftvorwärmer (= Rekuperator) durch einen weiteren Abgas-

wärmetauscher, den Nutzwärmeerzeuger geleitet, wo sie das Wasser des Warmwasserkreislaufs aufheizen. Das nachfolgende Bild 2.14 zeigt qualitativ die Energienutzung in einer Mikrogasturbinenanlage. In Analogie zum Motor (vgl. Bild 2.10) werden die Energieströme ebenfalls belegt.

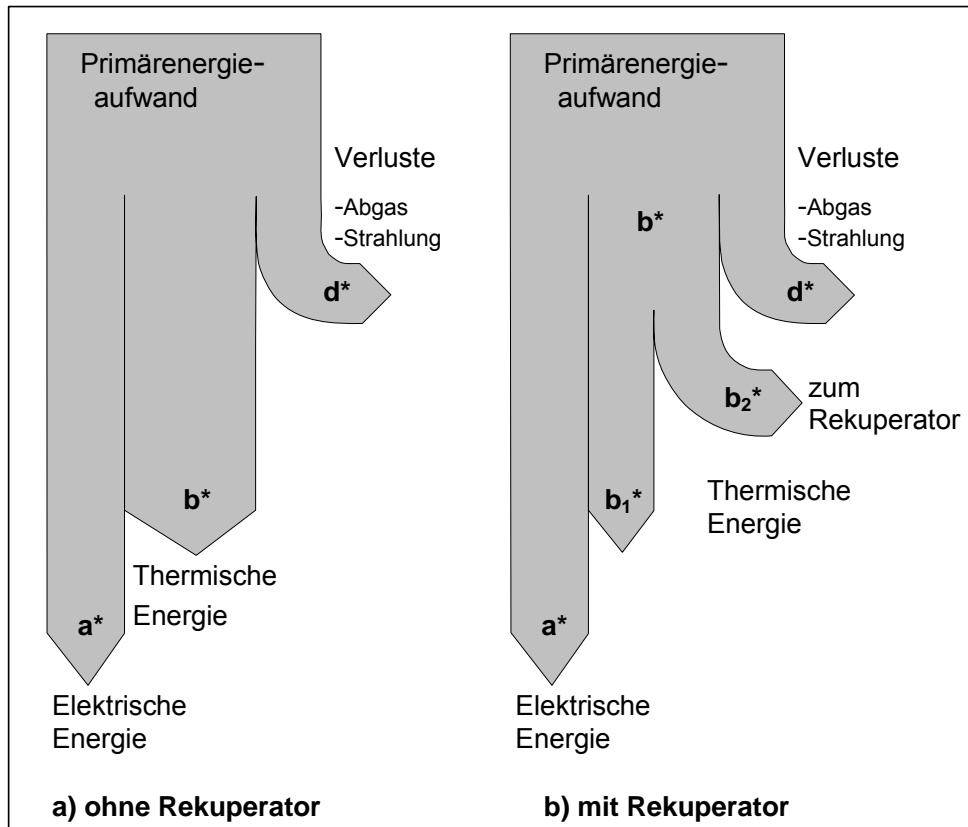


Bild 2.14: Sankey – Diagramm eines Mikrogasturbinen – BHKWs

Eine allgemein anerkannte Definition für Mikrogasturbinen existiert bis heute nicht. In dieser Arbeit werden als Mikrogasturbinen kleine, schnelllaufende Gasturbinen mit relativ niedrigen Brennkammerdrücken und -temperaturen im Leistungsbereich bis etwa 250 kW_{el} bezeichnet [19]. Vgl. Bild 2.12.

Charakteristisch für die Mikrogasturbinen, verglichen mit den schweren Gasturbinen und Flugtriebwerksderivaten, sind

- die hohe, variable Drehzahl ($1'100 \text{ s}^{-1}$ bzw. 68'000 U/min bis $1'750 \text{ s}^{-1}$ bzw. 105'000 U/min)
- die niedrigen Brennkammerdrücke (3...4.5 bar (ü)) sowie -temperaturen (900 ... 980°C),
- der Luftvorwärmer (sogenannter Rekuperator) sowie

- der Permanentmagnet – Generator, der mit Hilfe der Leistungselektronik auch als Motor zum Anfahren der Mikrogasturbine verwendet wird

Meistens handelt es sich um einwellige Konstruktionen mit einstufigen radialen Verdichter- und Turbinenrädern, die zur Beherrschung der hohen Drehzahl auf ein konventionelles, mechanisches Getriebe verzichten. Anstelle des mechanischen Getriebes tritt eine Leistungselektronik basierend auf Wechselrichtertechnologie auf, die oft als „elektronisches“ Getriebe bezeichnet wird.

Die technische Ausführung der Wärmeauskopplung in einem Mikrogasturbinen – BHKW zeigt schematisch das folgende Bild 2.15. Ein detailliertes Anlagenschema der Mikrogasturbinenanlage befindet sich im Kapitel 3 (vgl. Bild 3.1).

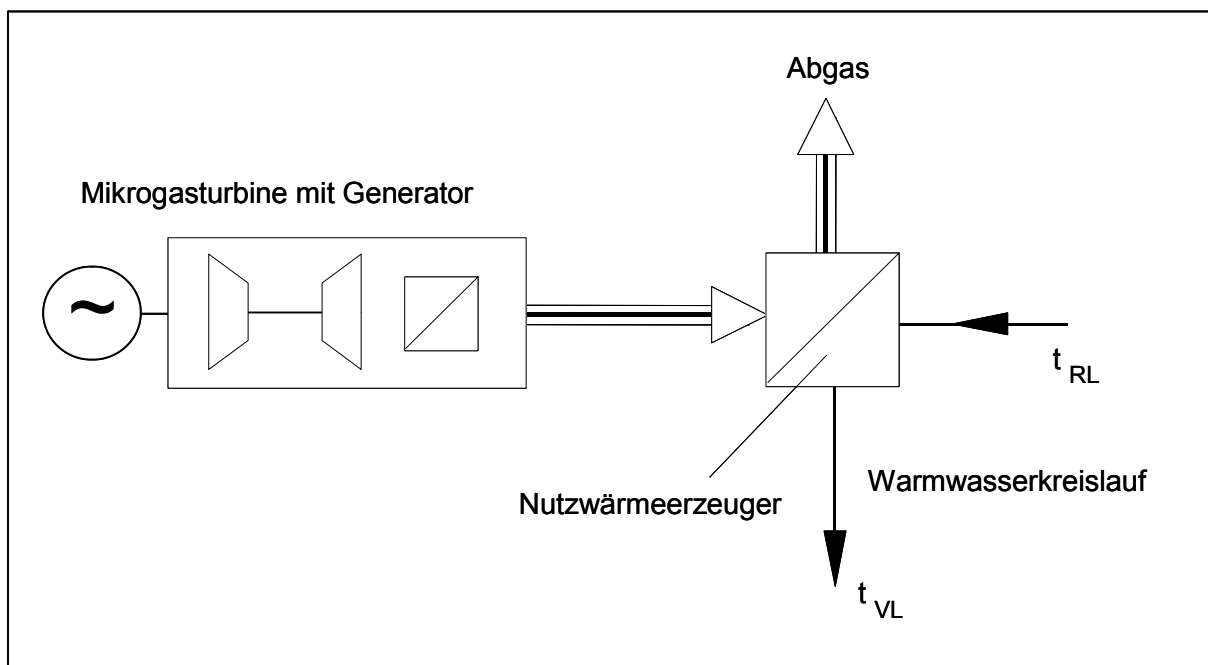


Bild 2.15: Wärmeauskopplung aus einem Mikrogasturbinen – BHKW

Zur Wärmeauskopplung stehen die heißen Abgase zur Verfügung, die zur Erzeugung von Warmwasser und bei Bedarf und Aufwandsbereitschaft sogar zur Dampferzeugung genutzt werden können. Diese heißen Abgase stehen dem Nutzwärmeerzeuger, im Gegensatz zu motorischen – BHKWs, kontinuierlich auf einem hohen thermischen Nutzungsniveau auch im Teillastbereich zur Verfügung. Diese Tatsache macht die Mikrogasturbine für die gekoppelte Erzeugung von Strom und Wärme besonders attraktiv.

Der elektrische Wirkungsgrad bei Mikrogasturbinen ohne Rekuperator, was eher die Ausnahme darstellt, liegt zwischen 11 – 13%, während bei Anwendung eines vollbeaufschlagten

Rekuperators Werte von ca. 30% erreichbar sind. Der Brennstoffnutzungsgrad kann Werte von über 70% erreichen, abhängig von der Leistungsgröße der Mikrogasturbine, ihrer Ausführung sowie der Wasserrücklauftemperatur des Wärmenutzsystems in den Nutzwärmeerzeuger (hier als Warmwassererzeuger betrachtet).

Die Mikrogasturbinenanlage wird zwar für ihren nominellen Einsatz (Nennbetriebszustand) wie die anderen üblichen KWK – Anlagen, wie oben erwähnt, ausgelegt, verfügt jedoch durch die Variationen von Drehzahl und Rekuperatorbeaufschlagung über ein hohes Strom- und Wärmebedarfs-anpassungspotential. Die Drehzahlvariation zusammen oder unabhängig von der Variation der Rekuperatorbeaufschlagung ermöglicht ein flexibles Erzeugungsprofil an Strom und Nutzwärme, welches dem Bedarf entsprechen kann. Dadurch kann die Mikrogasturbinenanlage sowohl in Bereichen höheren Wärmebedarfs als auch niedrigeren Wärmebedarfs als im Nennbetriebszustand betrieben werden, wie in den nachfolgenden Kapiteln 4 und 5 demonstriert wird. Die Erweiterung des Einsatzbereichs der Anlage führt zu einer ausgedehnten jährlichen Betriebszeit mit geringen Unterbrechungsintervallen und einem sich dadurch ergebenden erhöhten Wirtschaftlichkeitspotential.

2.3 Primärenergieaufwand

Der Aufwand an Primärenergie zur Bedarfsdeckung an Strom und Wärme hängt vom jeweiligen Konzept der Energieversorgung ab. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass ein Vergleich zwischen getrennter und gekoppelter Energieerzeugung nicht zu einem pauschal geltenden Urteil für den Einsatz des einen oder anderen Konzeptes führt. Unter der Annahme konstanten Bedarfs an elektrischer Leistung, liefert Bild 2.16 einen qualitativen Überblick der getrennten Energieerzeugung, verglichen mit motorischen – und Mikrogasturbinen – BHKWs. Bei den Mikrogasturbinen wird in Anlagen mit und ohne Rekuperator (vgl. Kapitel 3.2) unterschieden, weil der Rekuperator ein wesentliches Merkmal der Mikrogasturbine im Vergleich zu den üblichen Gasturbinen darstellt.

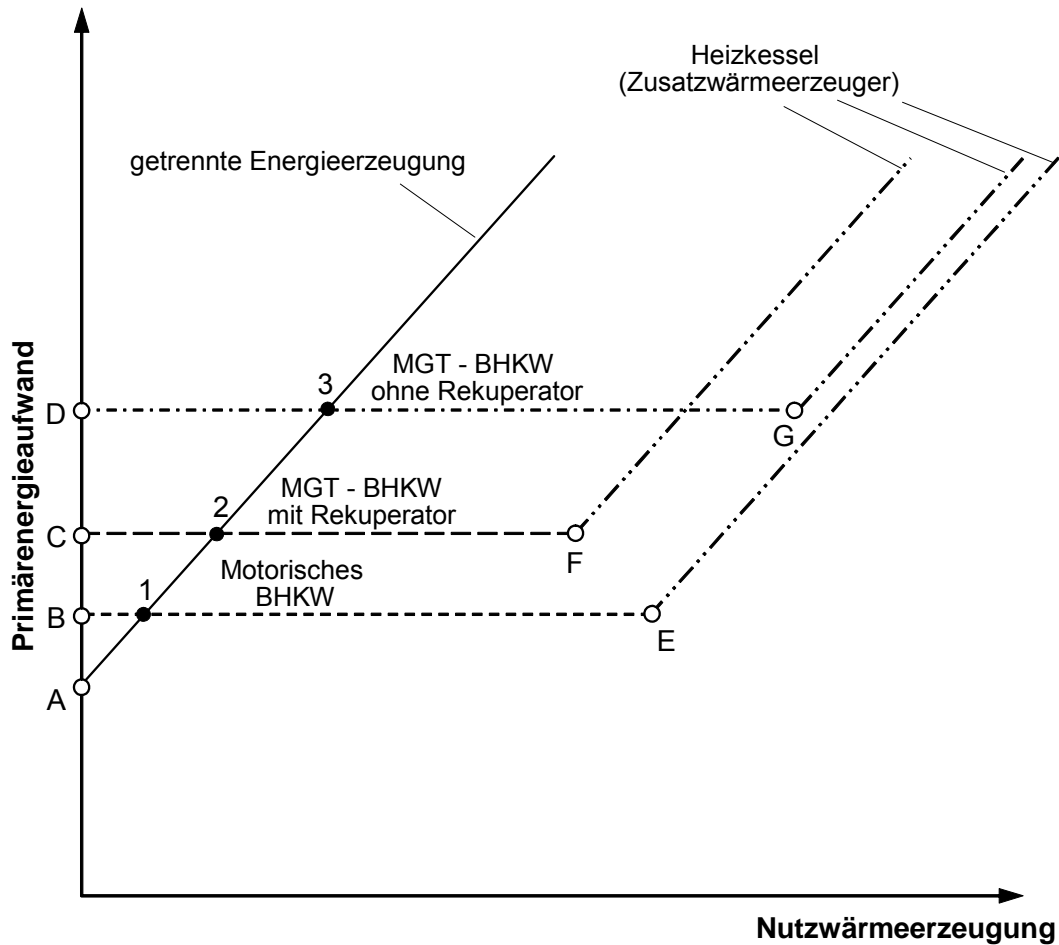


Bild 2.16: Primärenergieaufwand in der getrennten und gekoppelten (mittels BHKW) Energieerzeugung bei konstanter elektrischer Leistung (Nennleistung)

Im Bild 2.16 findet beim Punkt **A** der Einsatz eines Nutzwärmeerzeugers zur Abdeckung des Wärmebedarfs in der getrennten Energieerzeugung statt, während die benötigte elektrische Leistung von einem zentralen Kraftwerk geliefert wird. Zur Erzeugung von Nutzwärme bei der getrennten Energieerzeugung wird ein zweites, von der Stromerzeugung unabhängiges, System in Betrieb genommen, z.B. ein Heizkessel, welches den Primärenergiebedarf steigen lässt. Die getrennte Energieerzeugung ist durch eine relativ hohe Effizienz der Stromerzeugung gekennzeichnet und dies ist im niedrigen Primärenergieaufwand (Punkt **A** im Bild 2.16) widerspiegelt. Die Punkte **B**, **C**, und **D** stellen den Primärenergieaufwand des jeweiligen dezentralen BHKWs bei der gekoppelten Erzeugung von Strom und Nutzwärme dar. Da BHKWs bei der reinen Stromerzeugung einen höheren Primärenergieaufwand aufweisen als die Systeme der getrennten Energieerzeugung, liegen die Punkte **B**, **C**, und **D** höher als der Punkt **A**. Der höhere Primärenergieaufwand bei der reinen Stromerzeugung der BHKWs kann durch ihr Potential zur gleichzeitigen Lieferung von Nutzwärme, ohne zusätzlichen Primärenergieaufwand, kompensiert werden.

Die Punkte **E**, **F** und **G** im Bild 2.16 repräsentieren die Situation, wo der Nutzwärmebedarf die vom jeweiligen BHKW lieferbare Nutzwärme übersteigt und die Einschaltung eines Zusatzwärmeerzeugers, üblicherweise ein Heizkessel, erforderlich wird. Diese Punkte **E**, **F** und **G** repräsentieren gleichzeitig die Nennbetriebspunkte des jeweiligen BHKWs und sind die Punkte, für die der Betrieb der BHKWs optimiert ist.

Bei einem Nutzwärmebedarf, der höher liegt, als die Punkte **1**, **2** oder **3** erfordert der Einsatz eines motorischen – BHKWs (für Punkt **1**), eines MGT – BHKWs mit Rekuperator (für Punkt **2**) oder eines MGT – BHKWs ohne Rekuperator (für Punkt **3**) einen geringeren Primärenergieaufwand als im Falle der getrennten Energieerzeugung.

Bei einem motorischen BHKW findet die Regelung der Nutzwärme vom Punkt ohne Bedarf an Nutzwärme (Punkt **B**) zum Punkt des Nutzwärmebedarfs des BHKW – Nennbetriebs (Punkt **E**) durch die Umleitung der ganzen oder eines Teils der zur Verfügung stehenden Abwärme (Kühlwasser bzw. Abgas) in die Atmosphäre statt. Bei einem MGT – BHKW findet die Regelung der Nutzwärme vom Punkt ohne Bedarf an Nutzwärme (Punkt **C**, bzw. **D**) zum Punkt des Nutzwärmebedarfs des BHKW – Nennbetriebs (Punkt **F**, bzw. **G**) durch die Umleitung der ganzen (Punkt **C**, bzw. **D**) oder eines Teils (bis zu ihren korrespondierenden Punkt **F**, bzw. **G**) der zur Verfügung stehenden Abgasenergie in die Atmosphäre statt.

Die quantitative Belegung der Punkte A – G ergibt sich mit dem Rückgriff auf die im Bild 2.10 bzw. 2.14 im Sankey – Diagramm dargestellten Energieströme wie folgt:

Verbrennungsmotor:

$$\text{Primärenergieaufwand} = a + b + c + d \quad (\text{Gl. 2-1})$$

$$\text{Elektrische Energieerzeugung (P}_{el}\text{):} = a \quad (\text{Gl. 2-2})$$

$$\text{MAX-Nutzwärmeerzeugung (}\dot{Q}_{\text{Nutz}}\text{):} = f_1 * b + f_2 * c \quad (\text{Gl. 2-3})$$

mit $f_1 = f$ (Abgasaustrittstemperatur in die Atmosphäre und Wirkungsgrad des Abgas-Nutzwärmeerzeugers) (Gl. 2-4)

$$f_2 = f \text{ (Wasserrücklauf-temperatur und Wirkungsgrad des Kühlwasser-Nutzwärmeerzeugers)} \quad (\text{Gl. 2-5})$$

Bei voller Nutzung der Kühlwasserwärme gilt

$$f_2 = 1.0 \quad (\text{Gl. 2-6})$$

Mikrogasturbine:

$$\text{Primärenergieaufwand} = a^* + b^* + d^* \quad (\text{Gl. 2-7})$$

$$\text{Elektrische Energieerzeugung (P}_{el}\text{):} = a^* \quad (\text{Gl. 2-8})$$

Für Anlagen ohne Rekuperator:

$$\text{MAX-Nutzwärmeerzeugung (}\dot{Q}_{\text{Nutz}}\text{)} = f_1^* * b^* \quad (\text{Gl. 2-9})$$

mit $f_1^* = f$ (Abgasaustrittstemperatur in die Atmosphäre und Wirkungsgrad des Nutzwärmeerzeugers) (Gl. 2-10)
(analog zu Gl. 2-4)

Für Anlagen mit Rekuperator:

$$\text{MAX-Nutzwärmeerzeugung (}\dot{Q}_{\text{Nutz}}\text{)} = f_1^* * f_3^* * b^* \quad (\text{Gl. 2-11})$$

mit $b^* = b_1^* + b_2^*$ (Gl. 2-12)

Im Bild 2.16 wird der Punkt **B** durch den reziproken Wert von Gleichung 2-2 repräsentiert, während die Punkte **C** und **D** vom reziproken Wert der Gleichung 2-8 wiedergegeben werden. Die Punkte **E**, **F** und **G** werden durch die Gleichungen 2-2 mit 2-3 und 2-8 mit 2-9 sowie 2-11 mit 2-12 bestimmt.

Mit den thermodynamischen und konstruktiven Auslegungsparametern der MGT – Anlage – wie sie in Kapitel 3 variiert und analysiert werden – wird Bild 2.16 jeweils quantitativ belegt. Das Bild 2.16 geht in eine dreidimensionale Darstellung über, wenn die dritte Achse als eine Leistungsveränderung am Generator dargestellt wird. Eine Änderung der elektrischen Leistung kann bewirkt werden durch Veränderung der Gasturbineneintrittstemperatur mittels Brennstoffzufuhrveränderung bei konstanter Drehzahl, bzw. durch eine Drehzahländerung von Verdichter und Gasturbine bei konstanter Gasturbineneintrittstemperatur.

3 Die Mikrogasturbinenanlage in der Kraft – Wärme – Kopplung

Die Mikrogasturbinenanlage arbeitet im offenen Gasturbinenprozess und besteht aus mehreren einzelnen Komponenten, wie im Bild 3.1 dargestellt ist.

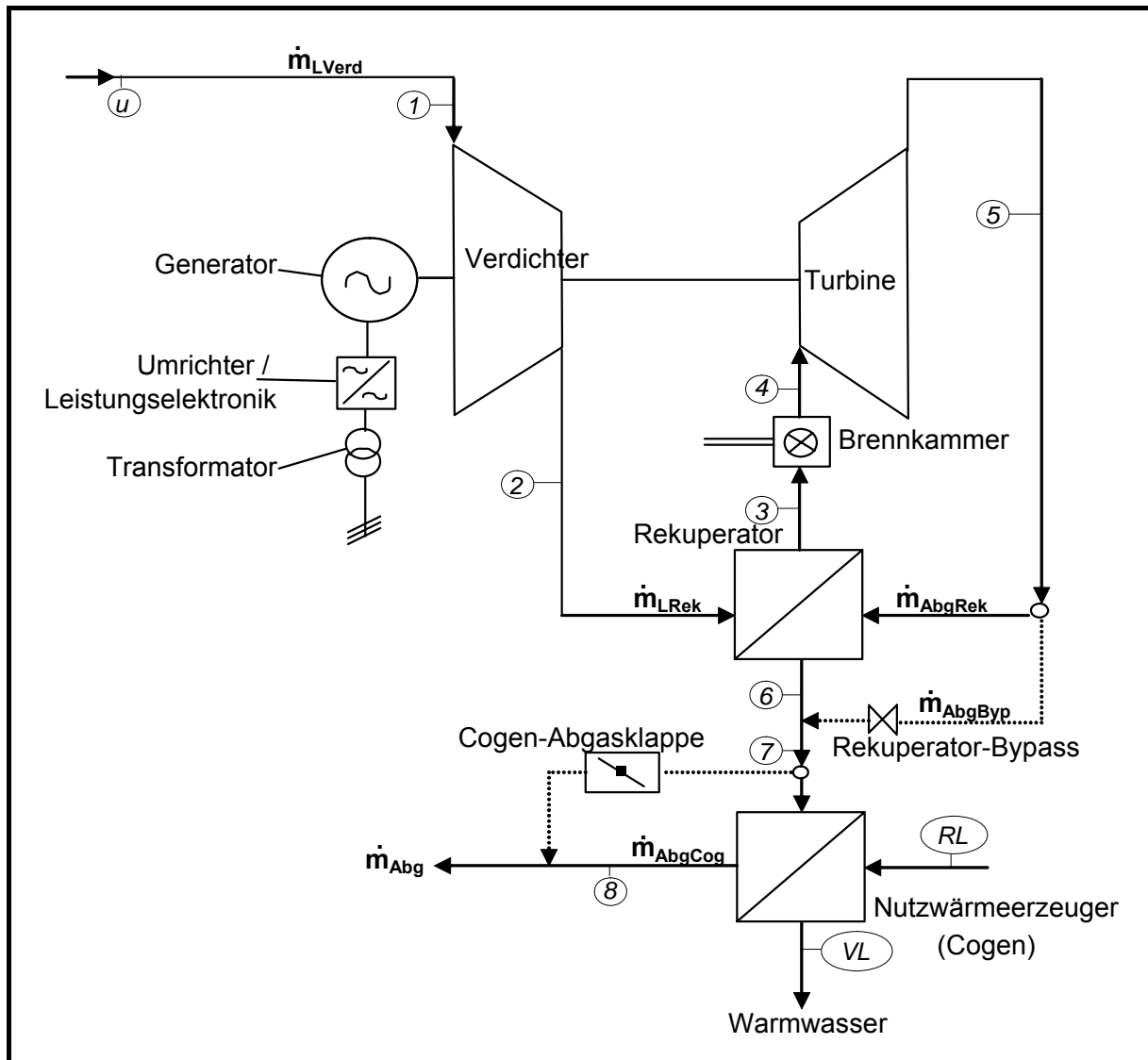


Bild 3.1: Anlagenschema einer Mikrogasturbinenanlage mit offenem Prozess und Rekuperator-Bypass

Die KWK – Mikrogasturbinenanlage besteht aus zwei Modulen. Das eine Modul ist die Mikrogasturbine (vgl. Kapitel 3.2) mit der Aufgabe der Stromerzeugung. Das zweite Modul ist die Nutzwärmeerzeugungseinheit (Abwärmenutzungsmodul, vgl. Kapitel 3.3), die die Aufgabe der Bereitstellung von Nutzwärme erfüllt.

Das Mikrogasturbinenmodul besteht aus den Komponenten: Verdichter, Turbine, Rekuperator, Brennkammer, Generator, Umrichter / Leistungselektronik, Transformator

sowie aus Hilfssystemen wie z.B. Luftansaugleitung (abhängig vom Aufstellungsort), Brennstoffversorgung, Rekuperator-Bypass.

Einzelne Komponenten des Mikrogasturbinenmoduls bilden Sub-Systeme die im Kapitel 3.2.3 detaillierter dargestellt werden.

Das Abwärmenutzungsmodul besteht aus dem Nutzwärmeerzeuger (Cogen) sowie aus Hilfssystemen wie z.B. Wasserzu- und -abführung, Abgasführung aus dem Rekuperator-Bypass sowie zur Atmosphäre, Cogen-Abgasklappe, Regelung.

3.1 Leitkennzahlen

In dieser Arbeit werden zur Beurteilung der KWK – Mikrogasturbinenanlage die drei folgenden Kennzahlen, elektrischer Wirkungsgrad η_{el} (Gl. 3-1), Brennstoffnutzungsgrad ω (Gl. 3-2) und Stromkennzahl S (Gl. 3-3) verwendet, die als Leitkennzahlen bezeichnet werden:

- η_{el} (elektrischer Wirkungsgrad der Anlage):

$$\text{Definition: } \eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{zu}} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{Br} * H_u} \quad (\text{Gl. 3-1})$$

Der elektrische Wirkungsgrad η_{el} der Mikrogasturbinenanlage dient zur Beurteilung der effizienten Erzeugung von Elektrizität. Da Strom als quasi veredelte Energieart üblicherweise höher vergütet wird als andere Energiearten, wie z.B. Wärme, ist es erstrebenswert, die Stromerzeugung aus dem eingesetzten Brennstoff zu maximieren.

Beim elektrischen Wirkungsgrad η_{el} handelt es sich um den „Netto“ elektrischen Wirkungsgrad der Anlage, der die ins elektrische Netz eingespeiste elektrische Leistung P_{el} , berücksichtigt (vgl. auch Kapitel 3.2.3, unter Schaltanlage).

- ω (Brennstoffnutzungsgrad der Anlage):

$$\text{Definition: } \omega = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_{zu}} = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Nutz}}{\dot{m}_{Br} * H_u} \quad (\text{Gl. 3-2})$$

Der Brennstoffnutzungsgrad ω dient zur Beurteilung der gesamten Effizienz der Anlage und fasst die insgesamt von der Anlage abgegebene nutzbare Energie

zusammen. Er berücksichtigt nicht nur die elektrische, sondern auch die thermische Ausbeute der Anlage in Form von nutzbarer Wärme. Diese Leitkennzahl ist u.a. auch deshalb von Bedeutung, weil sie meistens als Kriterium für staatliche Fördermittel national und international angewandt wird, nicht zuletzt unter dem Aspekt der CO₂-Emissionsminderungsziele vieler Länder.

Wie beim elektrischen Wirkungsgrad, handelt es sich hier auch um den „Netto“ Brennstoffnutzungsgrad ω der Anlage. Bei der Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} geht es um die vom Erzeuger zur Verfügung stehende Nutzwärme. Die Nutzwärme der Verbraucher reduziert sich um die Wärmeverluste des Wärmeverteilungsnetzes.

- **S** (Stromkennzahl der Anlage):

Definition:
$$S = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{Q}_{\text{Nutz}}} \quad (\text{Gl. 3-3})$$

An der Stromkennzahl S kann man erkennen, in welchem Verhältnis die Erzeugung von Strom und Nutzwärme zueinander stehen. Bei der Fokussierung der Optimierung der Anlage auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} steigt die Stromkennzahl S der Anlage an.

3.2 Mikrogasturbinenmodul

Die Innovation der Mikrogasturbinenanlage, verglichen mit anderen herkömmlichen, etablierten KWK – Systemen, ist auf das Mikrogasturbinenmodul konzentriert. Aus diesem Grunde wird im Rahmen dieser Arbeit primär auf die Mikrogasturbine und ihre Sub-Systemen fokussiert. Das Abwärmenutzungsmodul (vgl. Kapitel 3.3) spielt dabei eine unterstützende, sekundäre Rolle mit geringem Innovationspotential.

Die frei-wählbaren Auslegungsparameter des Mikrogasturbinenmoduls sind:

- das Verdichterdruckverhältnis π und
- die Turbineneintrittstemperatur t_4

Die Festlegung der Nenndrehzahl unterliegt aufgrund des elektronischen Getriebes keinen Einschränkungen und ergibt sich zusammen mit der Schaufelgittergeometrie aus der Optimierung der Konstruktion des Mikrogasturbinenmoduls. Der Einfluss der einzelnen Sub – Systeme auf das Mikrogasturbinenmodul wird separat im Kapitel 3.2.3 untersucht und die dort festgelegte Werte werden im Folgenden, wenn nicht ausdrücklich anders erwähnt, angewandt. Eine besondere Stellung nimmt im Rahmen dieser Arbeit die Untersuchung des

Einsatzes eines Rekuperators ein, der nicht nur einen wesentlichen Bestandteil des Mikrogasturbinenmoduls darstellt, sondern auch die Charakteristik der gesamten Mikrogasturbinenanlage maßgeblich beeinflusst. Dieser Einfluss des Rekuperators wird in den folgenden Kapiteln dargestellt.

Die thermodynamischen Grundlagen und das Rechenmodell, mit dem die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit ermittelt worden sind, werden im Anhang Kapitel 8 erläutert.

Das folgende Bild 3.2 zeigt übersichtlich das Schnittbild des Mikrogasturbinenmoduls. Darin sind die Gasführung vom Lufteintritt bis zum Abgasaustritt, sowie die wesentlichen Komponenten und die Luftlagerung erkennbar.

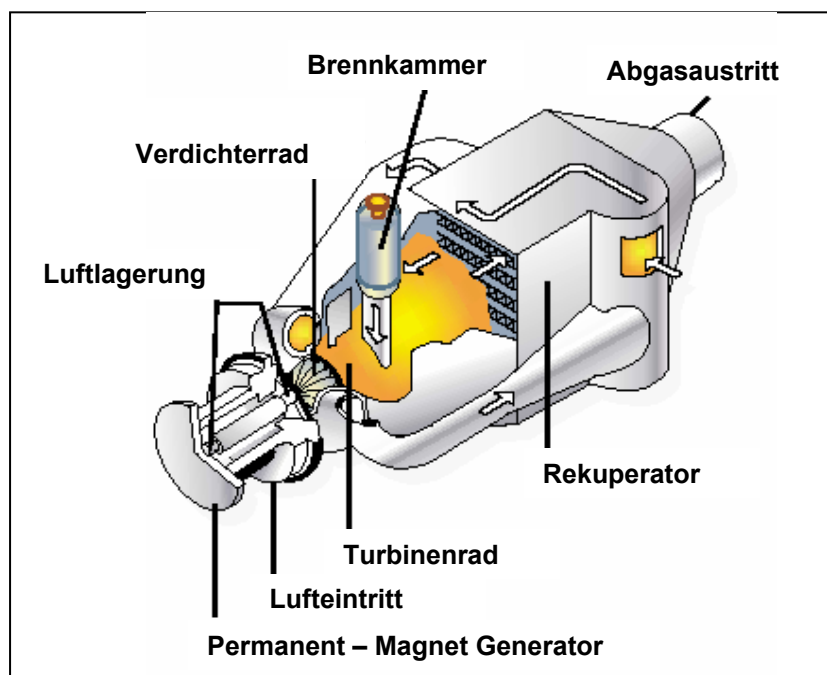


Bild 3.2: Schematische Darstellung des Mikrogasturbinenmoduls [87]

3.2.1 Verdichterdruckverhältnis

Das Verdichterrad ist als ein einfaches radiales einstufiges Rad angenommen, wie es bei den meisten realisierten Mikrogasturbinenmodulen der Fall ist. Es wird als radial durchströmt konzipiert aufgrund des relativ geringen Luftvolumendurchsatzes. Einstufig und möglichst einfach wird das Verdichterrad ausgeführt, um die Herstellungs- und Wartungsaufwendungen niedrig zu halten. Diese verdichterspezifischen konstruktiven Gegebenheiten setzen die Grenzen bei der Festlegung des Verdichterdruckverhältnisses π . Einfach ausgeführte radiale Verdichterräder erreichen üblicherweise Verdichterdruckverhältnisse von $\pi = 2 \dots 5$. In den nachfolgenden Bildern wird der Bereich des Verdichterdruck-

verhältnisses bis auf $\pi = 8$ erweitert, um die Unterschiede zwischen Anlagen mit und ohne Rekuperator erkennbar darzustellen.

Das Verdichterdruckverhältnis π hat eine große Auswirkung auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} der Mikrogasturbine wie im Bild 3.3 und Bild 3.4 graphisch dargestellt ist.

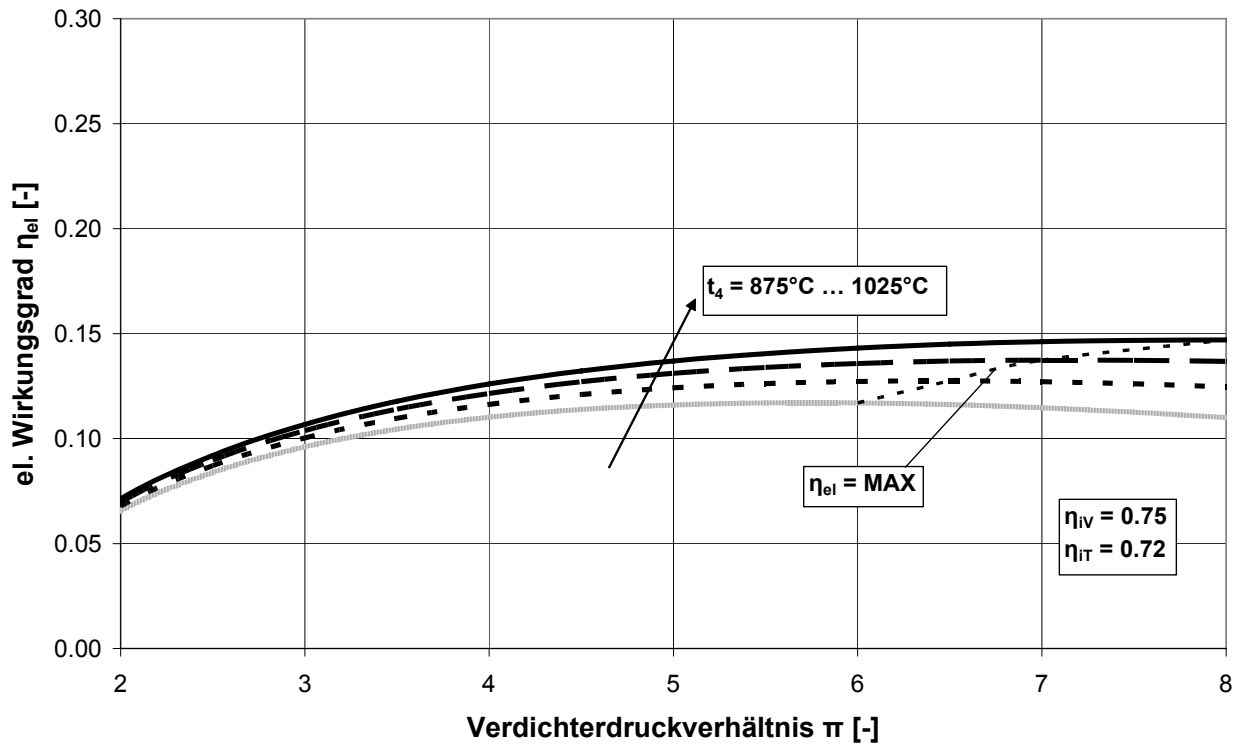


Bild 3.3: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 (ohne Rekuperator)

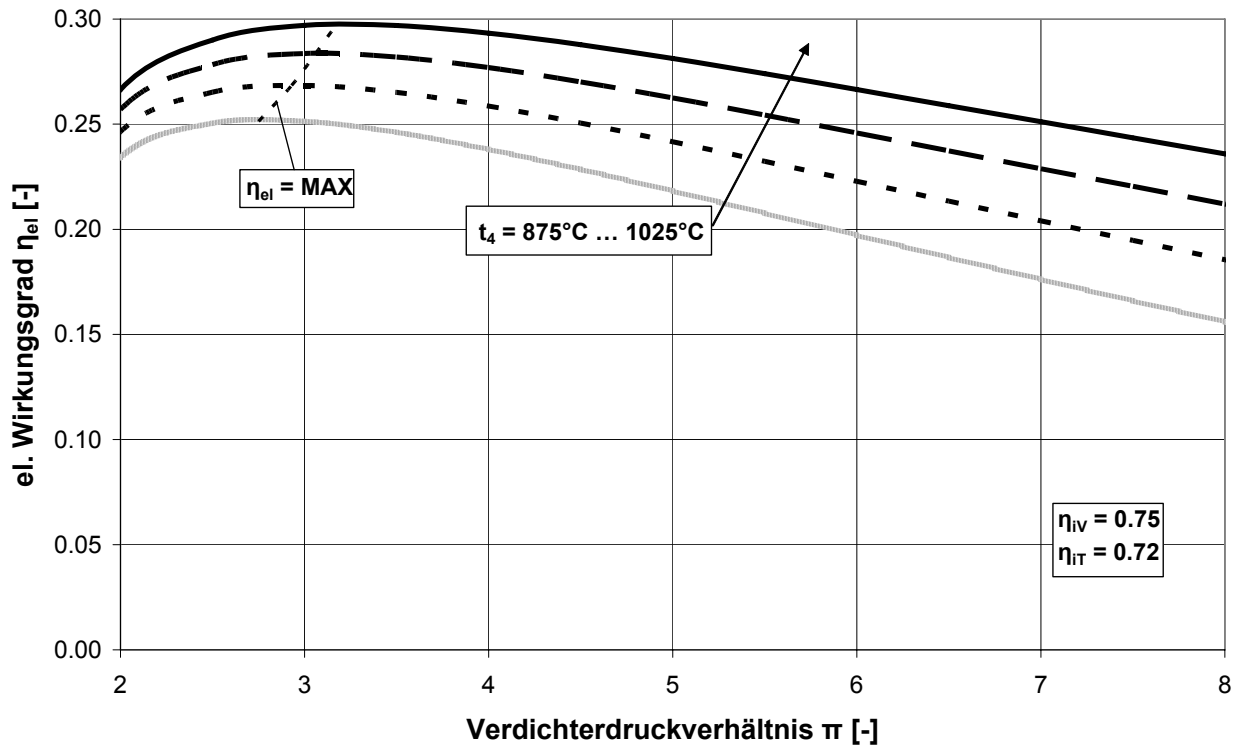


Bild 3.4: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 (mit Rekuperator)

(Es sei angemerkt, dass Bild 3.4 ein Rekuperatorwirkungsgrad von $\eta_{\text{Rek}} = 0.91$ zugrunde liegt.)

Der Grund für den Einsatz eines Rekuperators bei den Mikrogasturbinenanlagen ist es, bei den, wegen des einstufigen radiales Verdichters gegebenen, relativ niedrigen Druckverhältnissen π , angemessen hohe elektrische Wirkungsgrade η_{el} zu erzielen. Wie aus dem nachfolgenden Bild 3.5 ersichtlich ist, führt der Einsatz des Rekuperators nicht nur zu erheblich höherem elektrischen Wirkungsgrad η_{el} der Mikrogasturbinenanlage, sondern es verschiebt sich auch der maximal erreichbare η_{el} zu niedrigeren π – Werte hin.

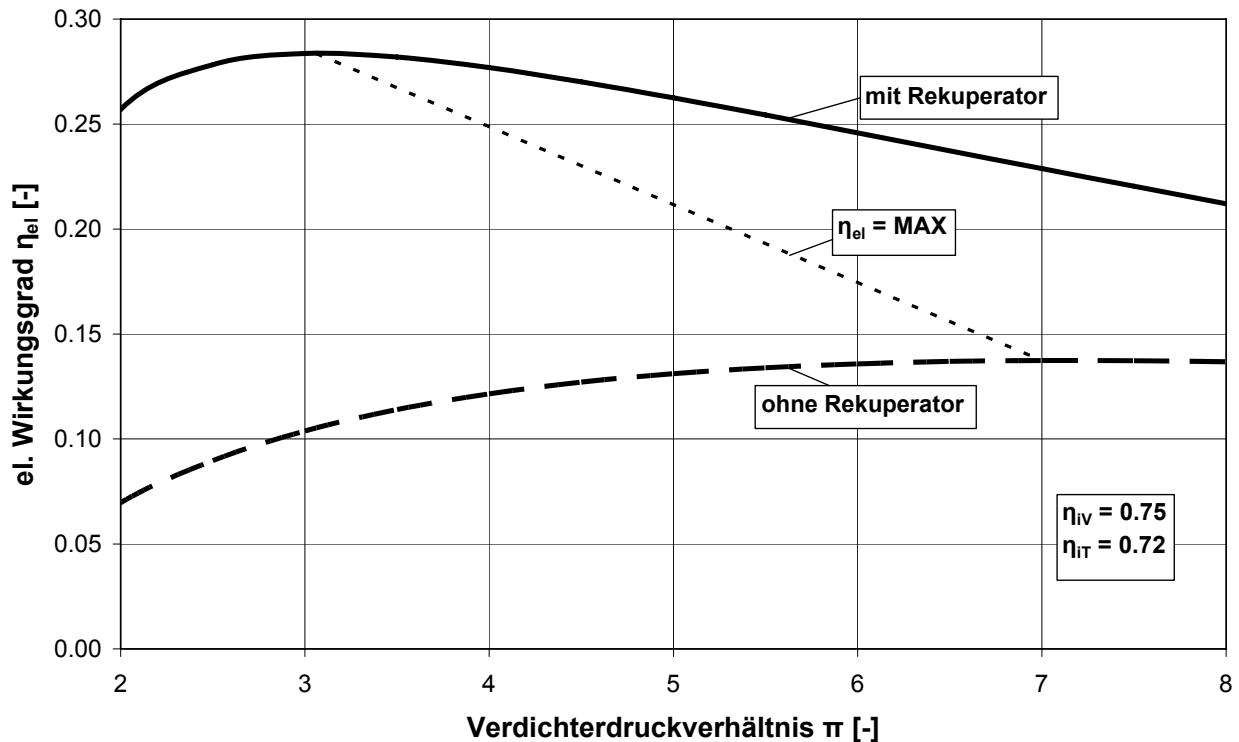


Bild 3.5: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π mit und ohne Rekuperator (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$)

Aus dem Bild 3.5 ist ersichtlich, dass sich durch den Einsatz eines Rekuperators die Wirkungsgradmaxima zu kleineren Werten des Druckverhältnisses hin verlagern.

Aus dem Bild 3.5 ist erkennbar, dass die Festlegung des Druckverhältnisses π bei Anlagen mit Rekuperator genauer getroffen werden muss als bei Anlagen ohne Rekuperator. Der elektrische Wirkungsgrad η_{el} bei Anlagen ohne Rekuperator liegt niedriger und reagiert vergleichsweise unempfindlicher auf Änderungen des Druckverhältnisses als der elektrische Wirkungsgrad rekuperativer Anlagen.

Der maximal-erreichbare Wert des Druckverhältnisses (im weiteren Grenzdruckverhältnis genannt) beim Einsatz eines Rekuperators ist aufgrund der thermodynamischen Gegebenheiten eingeschränkt:

- Bei steigendem Druckverhältnis erhöht sich die Verdichteraustrittstemperatur t_2 (vgl. Bild 8.1 im Kapitel 8 Anhang). Wenn die Verdichteraustrittstemperatur den Wert der Turbinenaustrittstemperatur t_5 (vgl. Bild 8.1, Anhang) erreicht hat ($t_2 = t_5$: Temperaturgrenzwert), kann ab diesem Grenzwert kein Wärmeaustausch mehr im Rekuperator stattfinden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass aufgrund der vorliegenden

geometrischen und strömungstechnischen Verhältnisse eine Grädigkeit von mindestens 15 K einzuhalten ist.

- Somit wird ein Rekuperatoreinsatz spätestens ab dem (anlagenspezifischen) Grenzdruckverhältnis überflüssig [31, 78].

Das Grenzdruckverhältnis hängt von den jeweiligen Anlagenkomponenten und insbesondere vom inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{IV} und der Turbine η_{IT} ab.

Neben dem elektrischen Wirkungsgrad η_{el} wird auch der spezifische Arbeitsmitteldurchsatz σ vom Verdichterdruckverhältnis π direkt beeinflusst wie im Bild 3.6 dargestellt ist. Der spezifische Arbeitsmitteldurchsatz σ gibt den pro gelieferter Leistungseinheit benötigten Arbeitsmitteldurchsatz der Mikrogasturbine wieder.

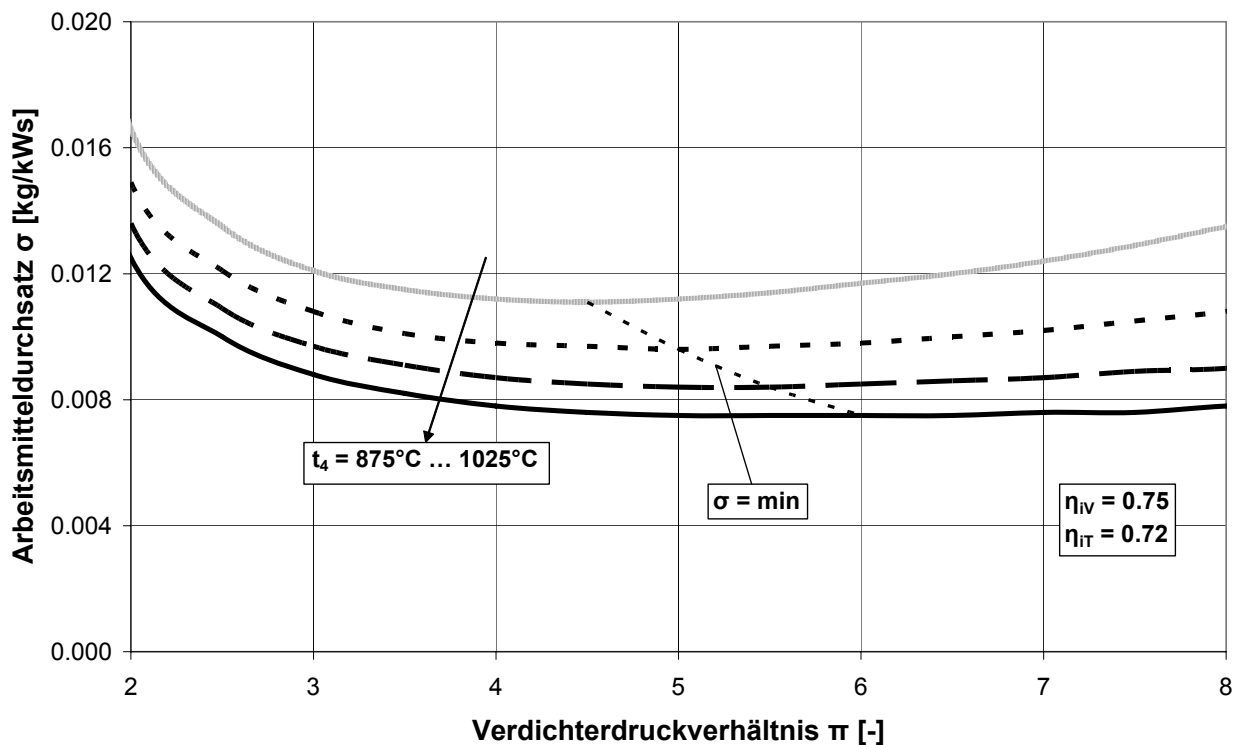


Bild 3.6: Spezifischer Arbeitsmitteldurchsatz σ in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4

Der spezifische Arbeitsmitteldurchsatz σ ist bei gleichem Verdichterdruckverhältnis π und gleicher Turbineneintrittstemperatur t_4 praktisch unabhängig vom Einsatz eines Rekuperators. Grund hierfür ist, dass bei einem nicht rekuperativen Mikrogasturbinenmodul, die zusätzlich benötigte Energie, um die verdichtete Luft auf das gleiche Temperaturniveau, wie beim Einsatz eines Rekuperators vorzuwärmen, durch erhöhte Brennstoffzufuhr kompensiert wird.

Der spezifische Arbeitsmitteldurchsatz σ spiegelt die Baugröße des auszulegenden Mikrogasturbinenmoduls wider (je höher σ , desto grösser das Bauvolumen der Mikrogasturbine). Mit steigender Turbineneintrittstemperatur t_4 sinkt der spezifische Arbeitsmitteldurchsatz σ , sein Minimum verschiebt sich zu höheren Druckverhältnissen π , während die Gradienten der Verläufe in der Nähe der Minima abnehmen (flacherer Kurvenverlauf, vgl. Bild 3.6). Der Kleinstwert des spezifischen Arbeitsmitteldurchsatzes σ , der gleich dem Höchstwert der spezifischen Nutzarbeit w ist, wird bei einem anderen Druckverhältnis π erreicht als der Maximalwert des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} mit und ohne Rekuperator, wie im Bild 3.7 dargestellt ist. Es muss deshalb bei der Auslegung der Mikrogasturbine ein Kompromiss zwischen Baugröße (durch σ repräsentiert) und elektrischem Wirkungsgrad η_{el} getroffen werden.

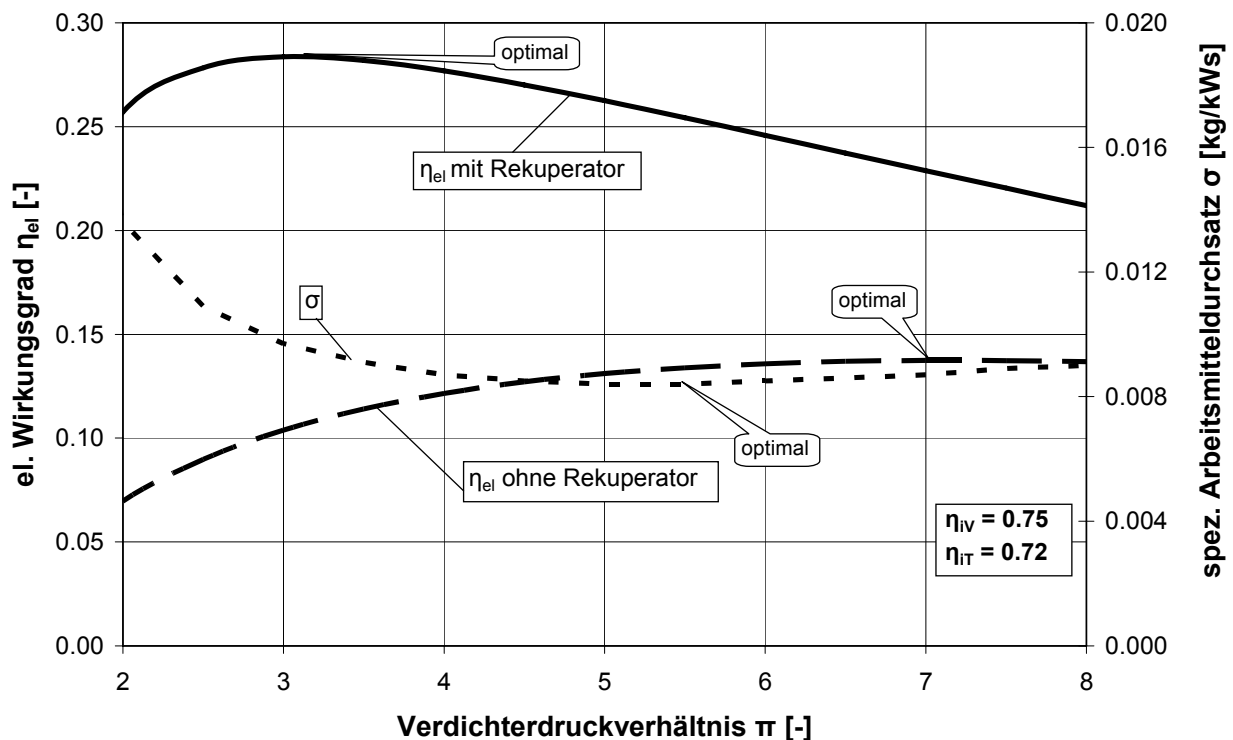


Bild 3.7: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} mit und ohne Rekuperator sowie spezifischer Arbeitsmitteldurchsatz σ in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$)

Aufgrund des relativ flachen Verlaufs der σ -Kurve vor allem im Vergleich zum η_{el} -Kurvenverlauf mit Rekuperator (vgl. Bild 3.7), wird tendenziell ein Kompromiss zu Gunsten vom η_{el} gesucht. Mit anderen Worten, eine geringfügige Änderung des Verdichterdruckverhältnisses π beeinflusst wesentlich stärker den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} der Mikro-

gasturbinenanlage als ihren spezifischen Arbeitsmitteldurchsatz σ ; deshalb wird im Allgemeinen auf die Optimierung des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} fokussiert.

Basierend hierauf und auf den Werten für die einzelnen Komponenten der Mikrogasturbine im Kapitel 3.2.3 (die auch die Grundlage der Bilder 3.3, 3.4, 3.5 darstellen) wurde für die vorliegende Arbeit ein Verdichterdruckverhältnis von $\pi = 3.5$ festgelegt.

3.2.2 Turbineneintrittstemperatur

Die Turbineneintrittstemperatur t_4 ist ein weiteres wesentliches, die Konstruktion beeinflussendes Merkmal der Mikrogasturbine und unterliegt bei der Auslegung hauptsächlich zwei gegenläufigen Tendenzen:

- eine hohe Turbineneintrittstemperatur führt zu einem größeren elektrischen Wirkungsgrad (vgl. Bild 3.3 und Bild 3.4)
- eine hohe Turbineneintrittstemperatur führt bei gleicher Werkstoffauswahl zu einer geringeren Lebensdauer der Brennkammer und des Turbinenrades aufgrund der gestiegenen thermischen Beanspruchung der eingesetzten Werkstoffe bzw. erfordert einen höheren Aufwand für höherwertigen Werkstoff.

Bei der Auslegung der Mikrogasturbine ist entscheidend, diese zwei gegenläufigen Tendenzen in Einklang zu bringen und die optimale Turbineneintrittstemperatur t_4 festzulegen, insbesondere unter dem Aspekt der Anwendung standardisierter und der Vermeidung hoch spezieller Werkstoffe. Die Anstrengung möglichst übliche Legierungen für die Brennkammer und das Turbinenrad einzusetzen liegt nicht zuletzt in dem Ziel der Serienfertigung der Mikrogasturbine, bei der eine Reduzierung des Herstellungsaufwandes angestrebt wird.

Neben den oben erwähnten Bildern 3.3 und 3.4 veranschaulicht Bild 3.8 die Auswirkung der Turbineneintrittstemperatur t_4 auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} bei Anlagen mit und ohne Rekuperator und gleichem Druckverhältnis $\pi = 3.5$. Bild 3.9 zeigt die relative Änderung des Wirkungsgrades η_{el} bei einer relativen Änderung von t_4 .

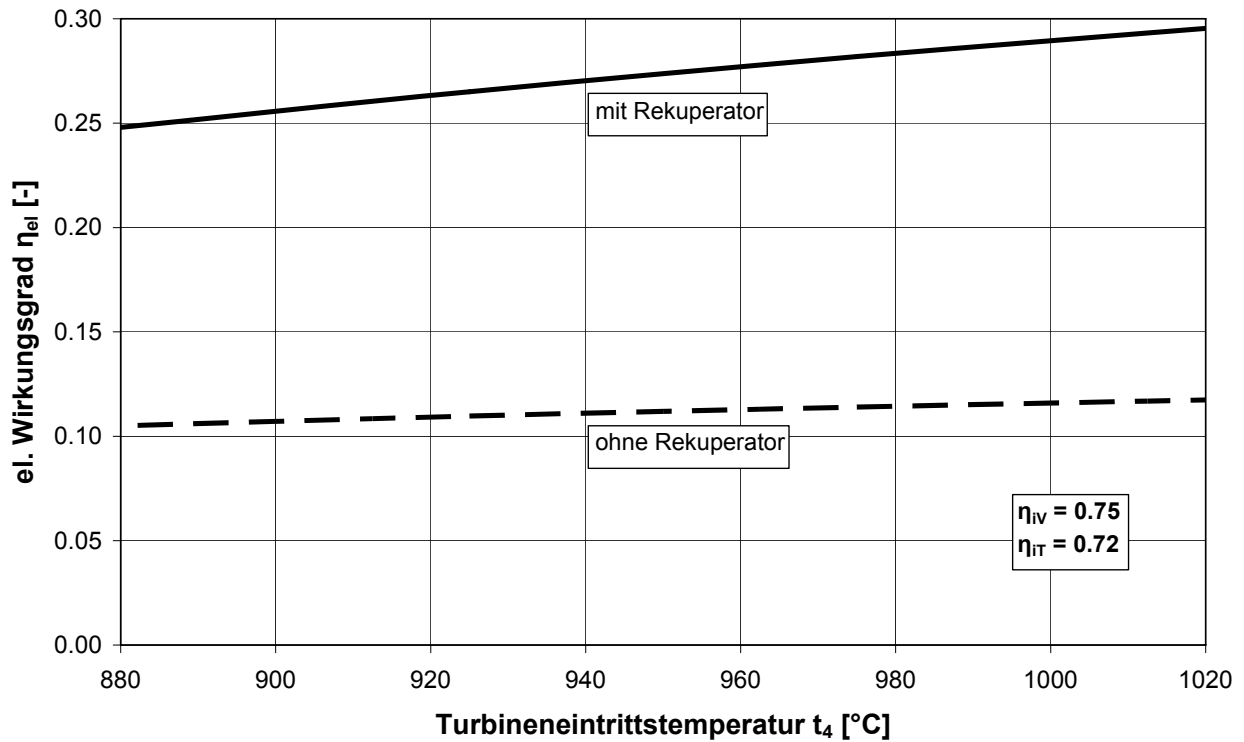


Bild 3.8: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von der Turbineneintrittstemperatur t_4 bei gleichem Verdichterdruckverhältnis $\pi = 3.5$ (mit und ohne Rekuperator)

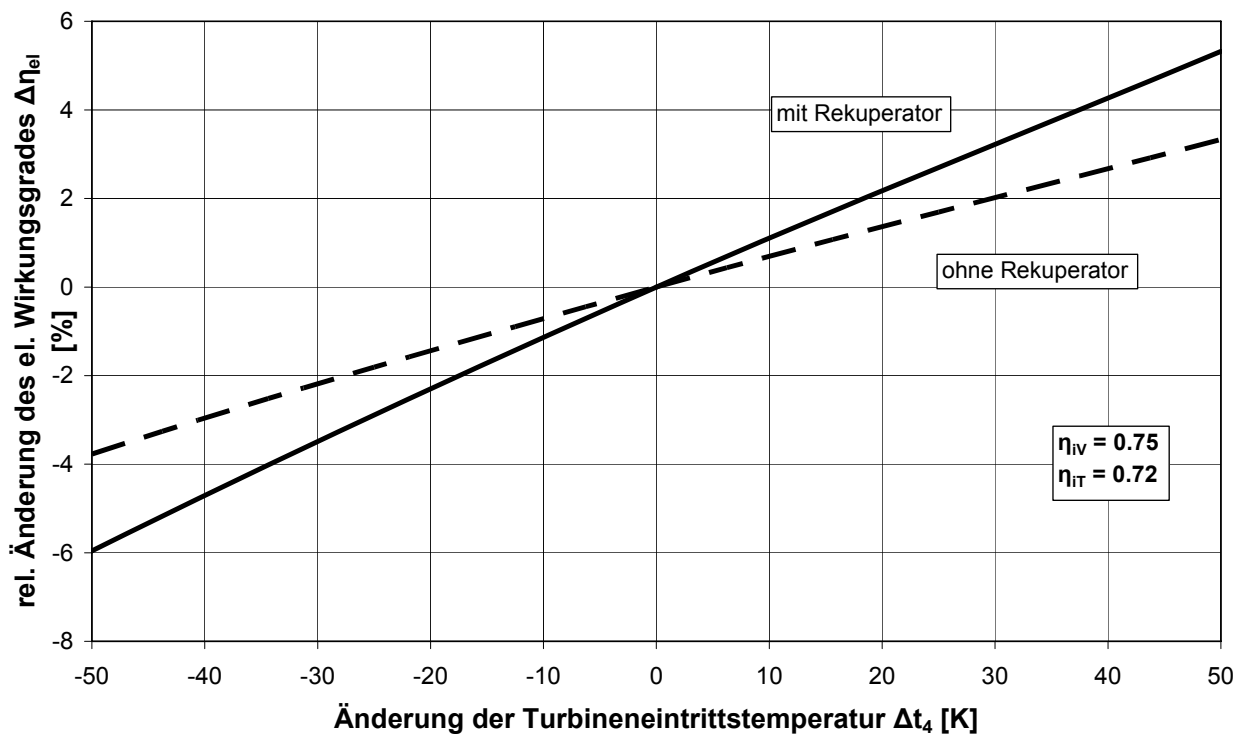


Bild 3.9: Relative Änderung des elektrischen Wirkungsgrades $\Delta \eta_{el}$ (in % des Auslegungs- η_{el}) in Abhängigkeit der Änderung der Turbineneintrittstemperatur Δt_4 (Auslegungs- $t_4 = 975^\circ\text{C}$) bei gleichem Verdichterdruckverhältnis $\pi = 3.5$ (mit und ohne Rekuperator)

Es ist deutlich erkennbar, dass eine Turbineneintrittstemperaturänderung sich wesentlich stärker auf Anlagen mit Rekuperator auswirkt als bei Anlagen ohne Rekuperator. Z. B. führt eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur um 30K, von $t_4 = 975^\circ\text{C}$ auf $t_4 = 1005^\circ\text{C}$, zu einer Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} um 2% (von $\eta_{\text{el}} = 11\%$ auf $\eta_{\text{el}} = 11.2\%$) bei Mikrogasturbinenmodulen ohne Rekuperator und um 3.3% (von $\eta_{\text{el}} = 28\%$ auf $\eta_{\text{el}} = 29\%$) bei Mikrogasturbinenmodulen mit Rekuperator.

Es ist festzustellen, dass es für jede Turbineneintrittstemperatur t_4 ein optimales Verdichterdruckverhältnis π gibt (vgl. Bild 3.3 und Bild 3.4). Mit steigender Turbineneintrittstemperatur t_4 verschiebt sich das optimale Druckverhältnis zu höheren Werten und der Kurvenverlauf wird flacher mit weniger ausgeprägtem Optimum.

Als akzeptabler Kompromiss wird für diese Arbeit die Turbineneintrittstemperatur mit $t_4 = 975^\circ\text{C}$ festgelegt [19, 29, 36].

3.2.3 Komponenten bzw. Sub – Systeme

Das Mikrogasturbinenmodul wird in einzelne Sub – Systeme aufgeteilt, sodass ihr Einfluss auf die gesamte Anlage separat betrachtet werden kann (Bild 3.10). Es handelt sich um die Sub – Systeme Verdichter, Turbine, Rekuperator mit Rekuperatorbypass, Brennkammer sowie, Schaltanlage, bestehend aus Generator, Umrichter / Leistungselektronik und Transformator. Die Druckverluste der Anlage, obwohl sie nicht zu den Komponenten / Sub – Systeme des Mikrogasturbinenmoduls gehören, werden am Ende dieses Kapitels behandelt, um einen gesamten Überblick über alle Einflussfaktoren zu gewinnen.

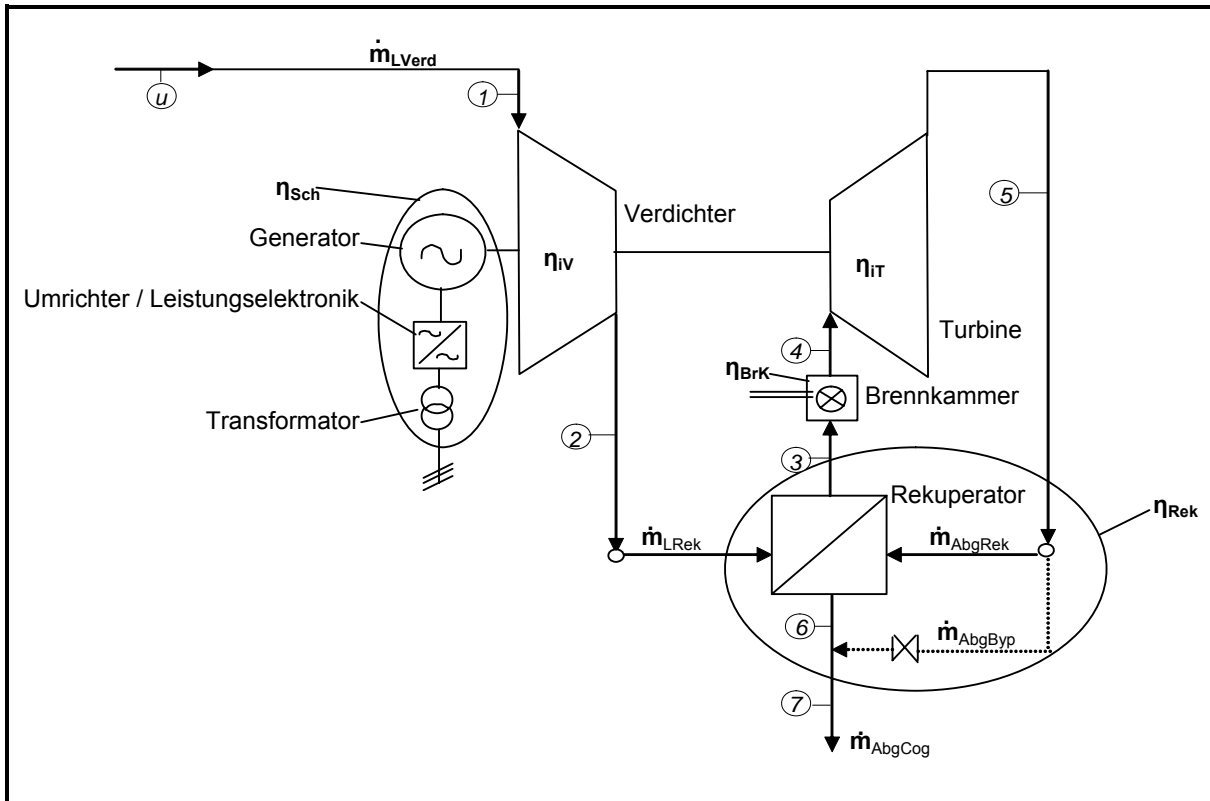


Bild 3.10: Aufteilung des Mikrogasturbinenmoduls in Sub – Systemen

Verdichter

Das Mikrogasturbinenmodul verfügt in der Regel über ein einfaches einstufiges radiales Verdichterrad, welches nicht aufwendig in der Herstellung ist und einen relativ niedrigen inneren Wirkungsgrad η_{iv} aufweist. Der innere Wirkungsgrad des Verdichters η_{iv} , der als

$$\eta_{iv} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{Gl. 3-4})$$

definiert ist, wird mit $\eta_{iv} = 0.75$ am Auslegungspunkt, basierend auf Literaturangaben und Simulationsberechnungen [36], angenommen.

Turbine

Analog zum Verdichter wird auch die Turbine üblicherweise als einstufiges radiales Rad einfacher Konstruktion ausgeführt. Der innere Wirkungsgrad der Turbine η_{iT} , der auch die mechanischen Verluste des Mikrogasturbinenmoduls einschließt, wird, basierend auf

Literaturangaben und Simulationsberechnungen [36], mit dem Wert $\eta_{iT} = 0.72$ am Auslegungspunkt angenommen.

Der innere Wirkungsgrad der Turbine η_{iT} ist definiert als:

$$\eta_{iT} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (\text{Gl. 3-6})$$

Der Einfluss der inneren Wirkungsgrade des Verdichters η_{iV} und der Turbine η_{iT} auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} der Anlage in Zusammenhang mit dem Verdichterdruckverhältnis π ist im Bild 3.11 (ohne Rekuperator) und im Bild 3.12 (mit Rekuperator) graphisch dargestellt. Als Auslegungsintervall für den inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{iV} wurde der Bereich: $\eta_{iV} = 0.69 \dots 0.78$ gewählt, während als Auslegungsintervall für den inneren Wirkungsgrad der Turbine η_{iT} der Bereich: $\eta_{iT} = 0.66 \dots 0.75$ gewählt wurde. Die Aufteilung dieser Bereiche wurde in vier gleichen Schritten von je 0.03 für beide inneren Wirkungsgrade η_{iV} , η_{iT} unternommen.

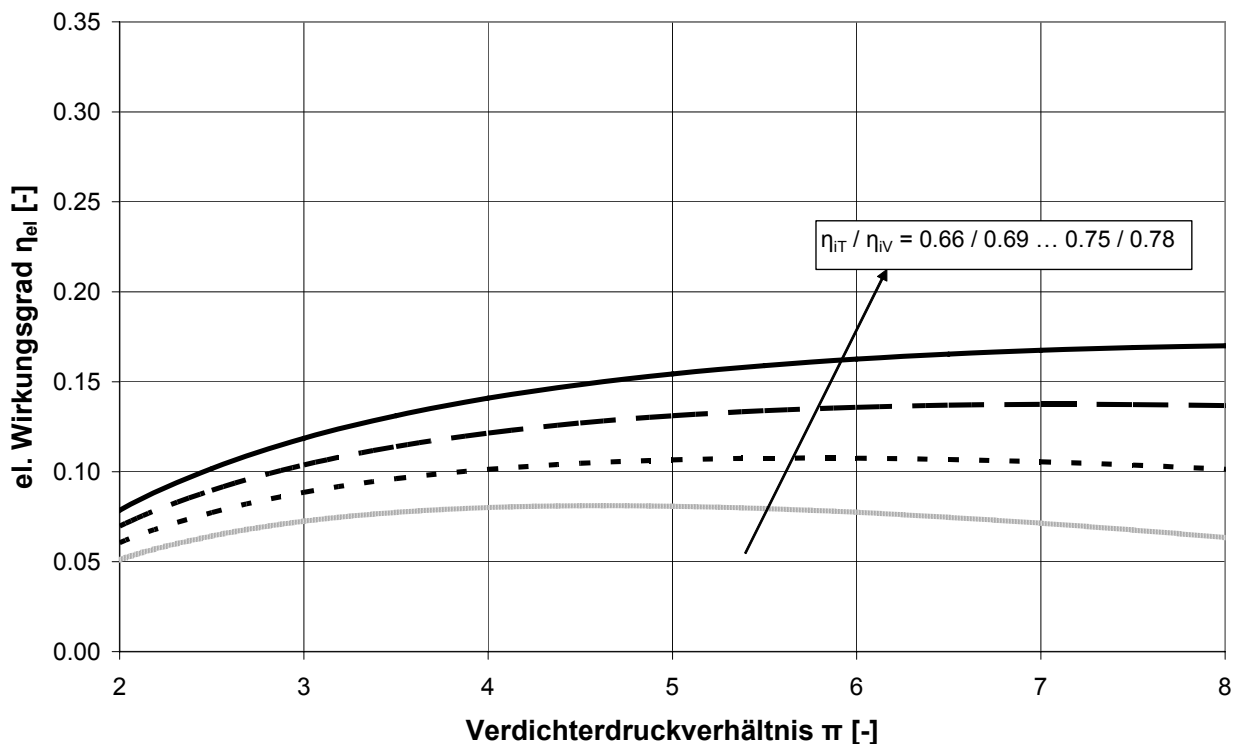


Bild 3.11: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{iV} und der Turbine η_{iT} sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineeintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (ohne Rekuperator)

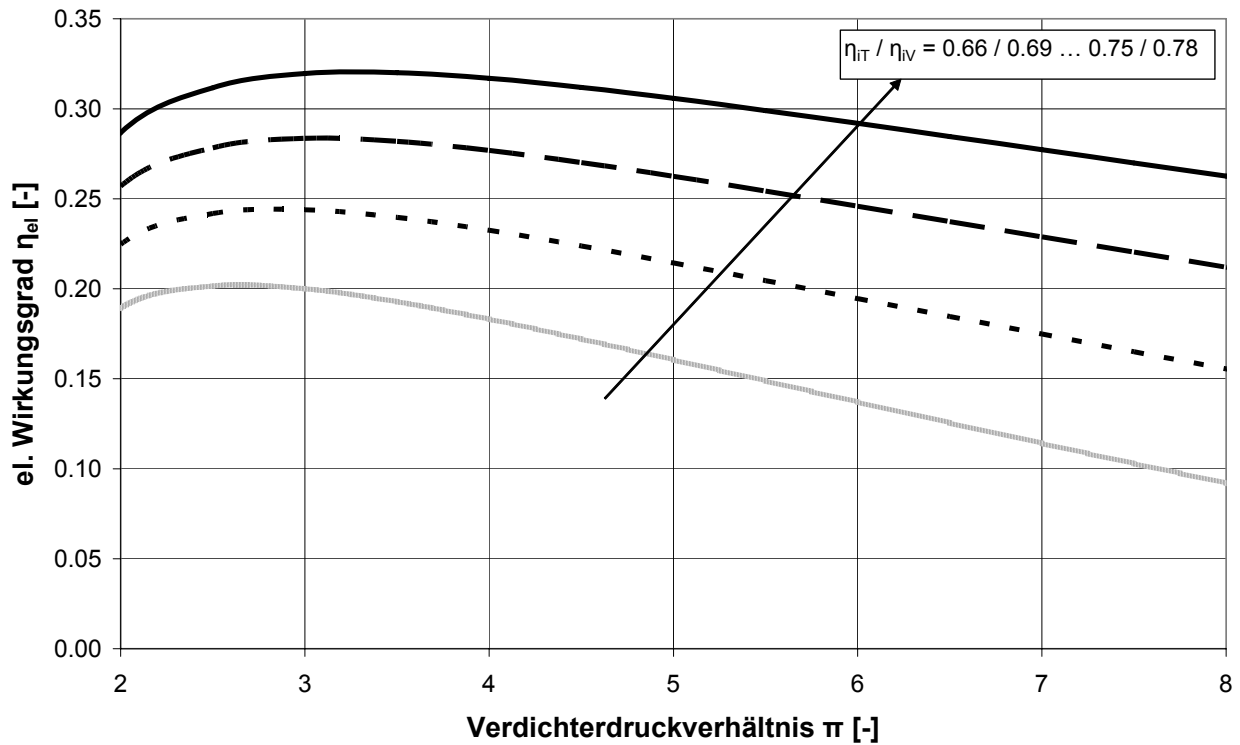


Bild 3.12: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{IV} und der Turbine η_{IT} sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineeintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (mit Rekuperator)

Mit steigendem inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{IV} und der Turbine η_{IT} weisen die Kurvenverläufe folgende Charakteristik auf:

- der elektrische Wirkungsgrad η_{el} des Mikrogasturbinenmoduls steigt und zwar vor Erreichen des optimale Auslegungspunktes (= Maximierung von η_{el}) steiler, nach dem Erreichen des Optimums flacher mit dem Verdichterdruckverhältnis π
- bei Steigerung des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} verschiebt sich der optimale Auslegungspunkt für das Verdichterdruckverhältnis π zu höheren π – Werten
- die Verschiebung des optimalen Auslegungspunktes des Verdichterdruckverhältnisses π bei Mikrogasturbinenmodulen ohne Rekuperator fällt ausgeprägter aus als bei Anlagen mit Rekuperator.

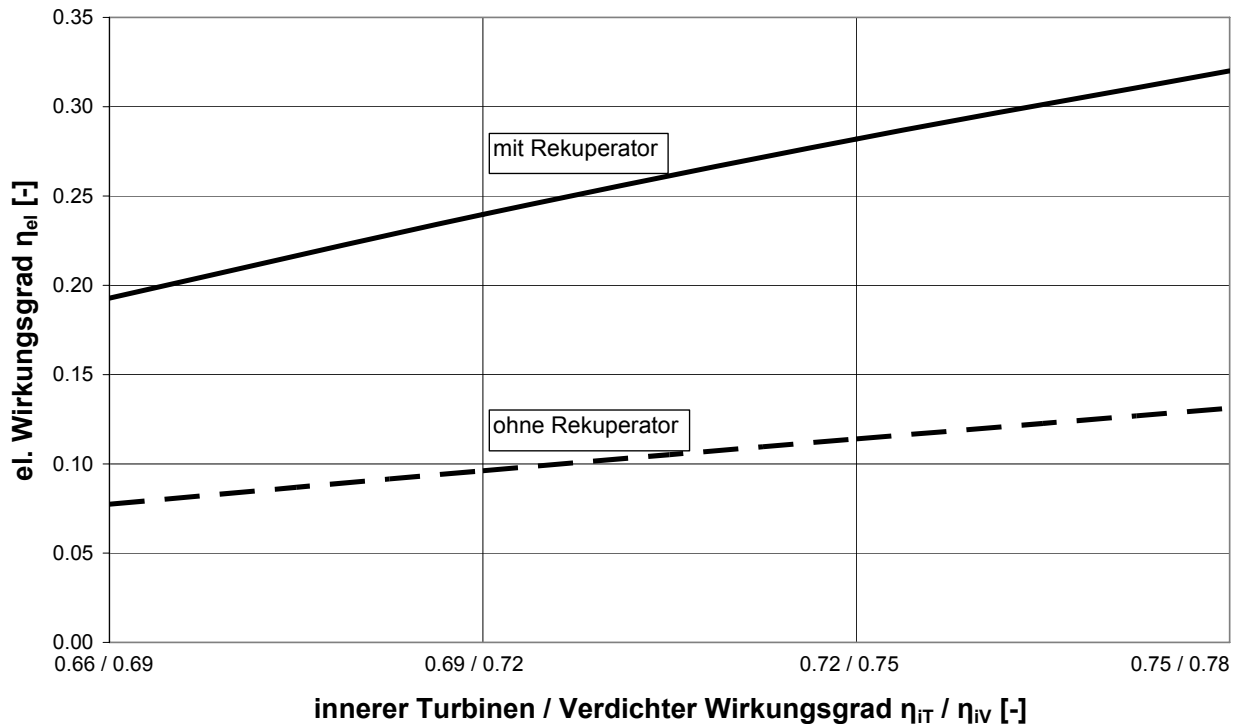


Bild 3.13: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom inneren Wirkungsgrad des Verdichters η_{iV} und der Turbine η_{iT} ($\pi = 3.5$, $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (mit und ohne Rekuperator)

Das Bild 3.13 zeigt, dass eine Erhöhung des inneren Wirkungsgrades des Verdichters η_{iV} und der Turbine η_{iT} wirkungsvoller bei Mikrogasturbinenmodulen mit Rekuperator als ohne Rekuperator stattfindet (höherer Gradient der Kurve mit Rekuperator verglichen mit der Kurve ohne Rekuperator im Bild 3.13 bzgl. Des elektrischen Wirkungsgrades η_{el}).

Bezüglich des Verdichters und der Turbine des Mikrogasturbinenmoduls gilt folgendes:

- Die o.g. „mechanischen Verluste“ der Turbine beinhalten auch die Verluste, die durch den eigenen Energieverbrauch der Anlage (in verschiedenen Energieformen) entstehen, z.B. abhängig von Lagerausführung der Mikrogasturbine, Verluste durch Abzweigung von verdichteter Luft, falls eine Luftlagerung oder Energieverbrauch für das Schmierölsystem bei einer konventionellen Gleitlagerung zum Einsatz kommt. Dies erklärt den relativ niedrig eingesetzten Wert des inneren Turbinenwirkungsgrades η_{iT} .
- Die Energie, die der Einsatz eines Gaskompressors benötigt, wurde nicht in Betracht gezogen, weil eine Entscheidung über einen Gaskompressoreinsatz immer individuell und anwendungsspezifisch getroffen werden muss. Vollständigkeitshalber sei hier erwähnt, dass ca. 6% [36] der erzeugten elektrischen Leistung der Mikrogasturbine für den Gaskompressorantrieb, falls einer nötig ist, verbraucht werden. In den Be-

rechnungen im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Gaskompressor nicht berücksichtigt, weil angenommen wurde, dass das zur Verfügung stehende Gasversorgungsnetz kontinuierlich den benötigten minimalen Betriebsgasdruck (üblicherweise > 6 bar abs [36]) liefert.

Rekuperator

Der Rekuperator stellt eines der wesentlichsten Sub – Systeme des Mikrogasturbinenmoduls dar und hat eine entscheidende Rolle bei seiner Entwicklung gespielt. Nur nachdem die Rekuperatortechnologie einen Entwicklungsschub in den 80er Jahren erlebte [33] und kompakte Rekuperatoren Wirkungsgrade η_{Rek} von deutlich über 90% bei sehr geringen relativen Druckverlusten ($\varepsilon < 0.016$ jeweils auf jede (Abgas-/Luft-) Seite [21], Bild 3.16) erreichten, konnte die Effizienz der Mikrogasturbinen so erhöht werden, dass sie eine Alternative zu vorhandenen, etablierten KWK-Anlagen (z.B. Gasmotor) wurden.

Durch die Entwicklung der Rekuperatortechnologie konnte die Herausforderung, beide Hauptziele der Mikrogasturbine zu erreichen und miteinander zu vereinbaren, nämlich

- hohe Effizienz sowie
- Wirtschaftlichkeit

erst ausreichend erfüllt werden [32].

Um der Mikrogasturbinenanlage eine höhere bedarfsorientierte Flexibilität und ein breites Spektrum an Anwendungsfällen zu gewähren, wird in dieser Arbeit ein Abgas-Bypass vor dem Rekuperator eingeführt. Dieser Rekuperator-Bypass sorgt für eine Regulierung des Abgasmassenstromes durch den Rekuperator und teilt die Abgasmenge in zwei Ströme auf (vgl. Bild 3.1):

- ein Abgasteilstrom \dot{m}_{AbgRek} fließt durch den Rekuperator,
- der zweite Abgasteilstrom $\dot{m}_{\text{AbgBypass}}$ umgeht den Rekuperator und wird dem ersten Teilstrom nach seinem Fluss durch den Rekuperator wieder zugeführt.

Dadurch wird eine Regelung der Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} zur Anpassung an die jeweiligen, auch temporären Abnehmerbedürfnisse erreicht, wenn dabei eine Verschlechterung des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} in Kauf genommen werden muss. Die detaillierte Untersuchung des Betriebsverhaltens der Mikrogasturbinenanlage durch den Einsatz des Rekuperatorbypasses findet im Kapitel 4.2.2 statt. Ein luftseitiger Bypass ist schon aus

materialtechnischen Gründen nicht sinnvoll, weil eine Überhitzung der Wärmetauscherflächen durch die kontinuierliche abgasseitige Vollbeaufschlagung bei verringerten Luftmassendurchsätzen schwierig zu vermeiden wäre. Ein qualitativ höherwertiges Material (z.B. hitzebeständiger) für die Wärmetauscherflächen würde die Herstellungsaufwendungen unnötig erhöhen. Des Weiteren könnte die Kombination eines luftseitigen mit einem abgasseitigen Rekuperator – Bypass den hohen Konstruktions-, Planungs- sowie Regelungsaufwand nicht rechtfertigen. Eine theoretische Betrachtung dieser Kombination befindet sich in [29].

Der Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} wird definiert als das Verhältnis von der im Rekuperator real – übertragenen Wärmemenge zur theoretisch übertragbaren [24, 71].

$$\eta_{\text{Rek}} = \frac{\dot{Q}_{\text{real übertragen}}}{\dot{Q}_{\text{theoretisch übertragbar}}} = \frac{\dot{m}_L * c_{pL} * (t_3 - t_2)}{\dot{m}_{\text{AbgRek}} * c_{p\text{Abg}} * (t_5 - t_2)} \quad (\text{Gl. 3-6})$$

Mit dem Rekuperatorfaktor μ definiert als das Verhältnis vom Abgasmassenstrom durch den Bypass (und folglich nicht durch den Rekuperator) zum gesamten Abgasmassenstrom (vgl. Bild 3.1):

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\text{AbgBypass}}}{\dot{m}_{\text{AbgCogen}}} \quad (\text{Gl. 3-7})$$

mit: $\dot{m}_{\text{AbgBypass}}$: Abgasmassenstrom durch den Bypass,
 \dot{m}_{AbgRek} : Abgasmassenstrom durch den Rekuperator,
 $\dot{m}_{\text{AbgCogen}}$: gesamter Abgasmassenstrom der Mikrogasturbine

ergibt sich der Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} (vgl. Anhang, Kapitel 8):

$$\eta_{\text{Rek}} = \frac{t_3 - t_2}{(1 - \mu) * (t_5 - t_2)} \quad (\text{Gl. 3-8})$$

Als Rekuperatorbeaufschlagungsgrad M wird der Anteil des Abgasmassenstroms, der durch den Rekuperator fließt und zur Luftvorwärmung angewandt wird, zum gesamten Abgasmassenstrom der Mikrogasturbine definiert. Der Rekuperatorbeaufschlagungsgrad M ergibt sich zu:

$$M = 1 - \mu = \frac{\dot{m}_{\text{AbgRek}}}{\dot{m}_{\text{AbgCogen}}} \quad (\text{Gl. 3-9})$$

Damit ist f_3^* in Gl. 2-11 eine Funktion von μ .

Das Bild 3.14 stellt den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} und vom Verdichterdruckverhältnis π bei der Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$ dar, während das Bild 3.15 den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} bei konstantem Verdichterdruckverhältnis $\pi = 3.5$ und bei der Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$ darstellt.

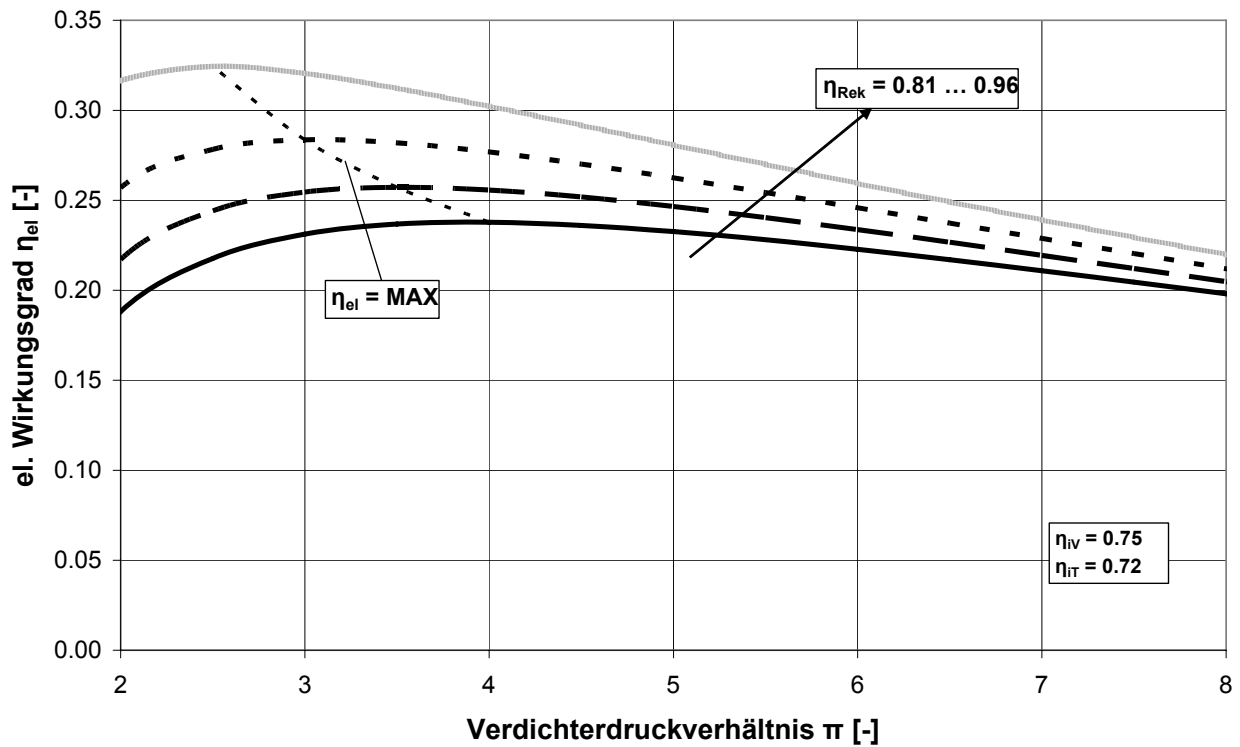


Bild 3.14: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$, Rekuperatorfaktor $\mu = 0$)

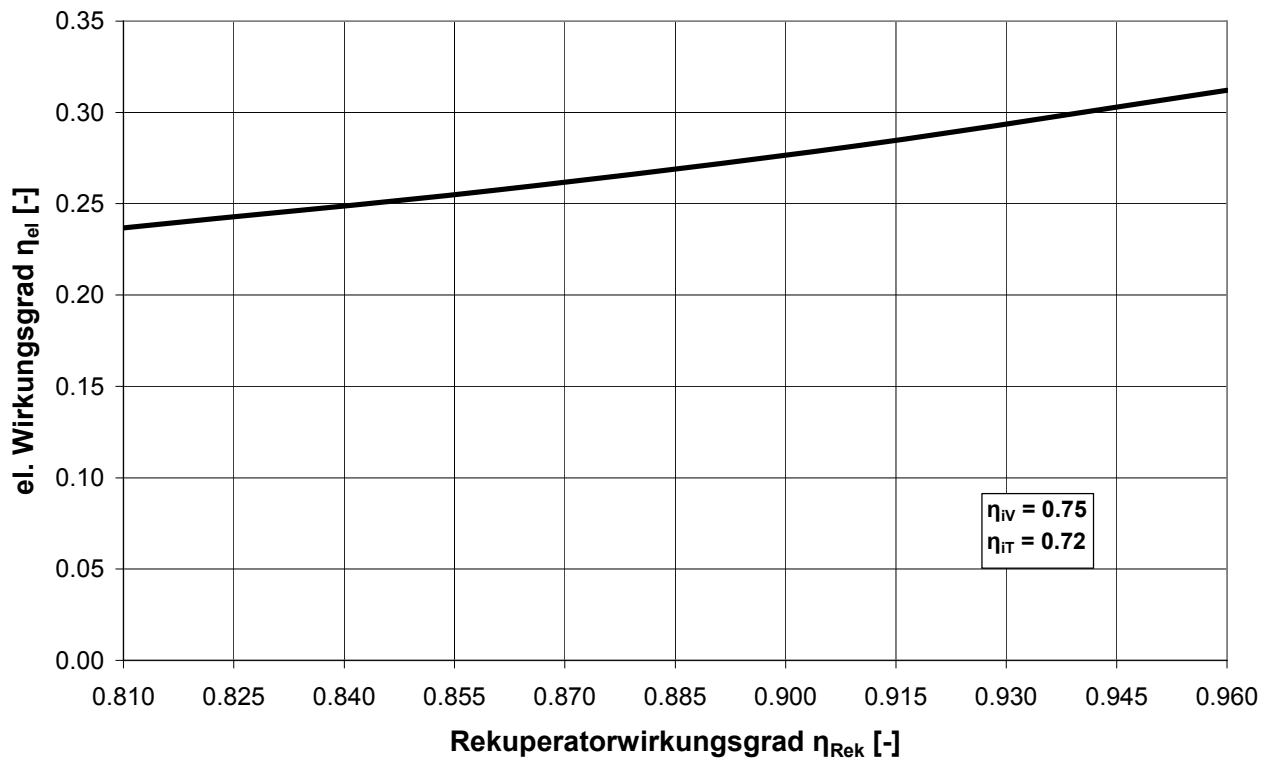


Bild 3.15: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit vom Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} (Verdichterdruckverhältnis $\pi = 3.5$, Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$, Rekuperatorfaktor $\mu = 0$)

Mit steigendem Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} (vgl. Bild 3.14) kann folgendes festgestellt werden:

- der höchste erreichbare elektrische Wirkungsgrad ($\text{Max } \eta_{\text{el}}$) des Mikrogasturbinenmoduls steigt zu niedrigeren Verdichterdruckverhältnissen π an,
- der höchste erreichbare elektrische Wirkungsgrad ($\text{Max } \eta_{\text{el}}$) wird immer ausgeprägter, bezüglich seines korrespondierenden Verdichterdruckverhältnisses π ; der Kurvenverlauf wird steiler im Bereich des Maximums.

Für die Konstruktion des Mikrogasturbinenmoduls mit Rekuperatoren hohen Wirkungsgrades bedeutet dies eine verschärfte Forderung auf genauere Festlegung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses π , um die Vorteile des Einsatzes dieser Rekuperatoren am effizientesten auszunutzen.

Tendenziell lässt sich der Unterschied zwischen Mikrogasturbinenmodulen mit bzw. ohne Rekuperator als Entwicklung von einem rekuperativen Modul ($\mu = 0$) mit sinkendem Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} zu einem nicht rekuperativen Modul ($\mu = 1$) verfolgen (vgl. Bild 3.5 und Bild 3.14). D.h., wenn η_{Rek} den Wert 0 erreicht, bedeutet dies, dass die Mikrogasturbinenanlage ohne Rekuperator ausgeführt wird.

Beim Einsatz eines Rekuperators müssen immer die erhöhten luft- und abgasseitigen Druckverluste gegenüber einem nicht rekuperativen Modul berücksichtigt werden. Sowohl die Druckverluste des Rekuperators ϵ_{Rek} , sowie sein Wirkungsgrad η_{Rek} sind vom Rekuperatorfaktor μ abhängig. Das folgende Bild 3.16 stellt den Zusammenhang zwischen Rekuperatorfaktor μ , Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} und rel. Druckverluste des Rekuperators ϵ_{Rek} (vgl. Tabelle 3.1) für einen repräsentativen Rekuperator dar [21].

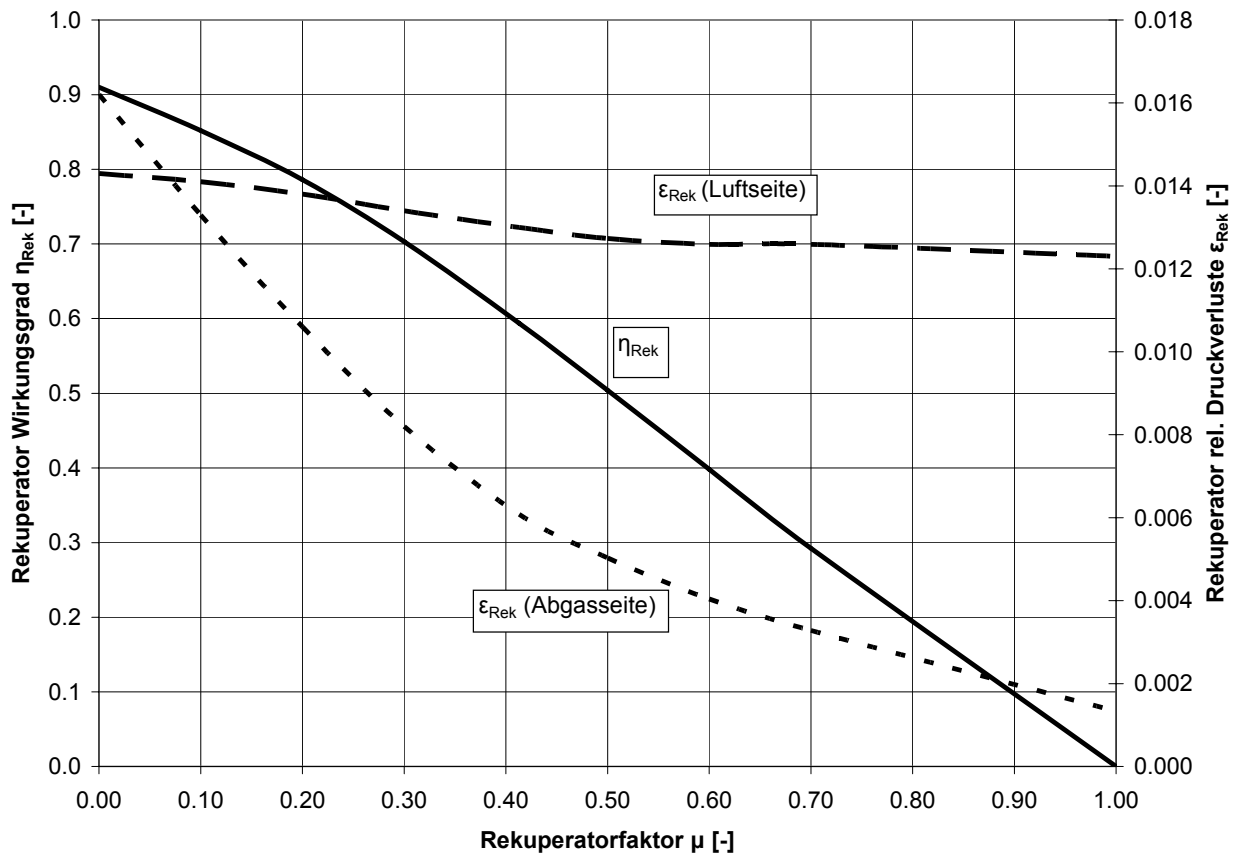


Bild 3.16: Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} und rel. Rekuperatordruckverluste ϵ_{Rek} in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ

Aufgrund des geringen Verdichterdrukverhältnisses, bedingt durch die o.g., unter dem Verdichter ausgeführten Gegebenheiten und unter dem Aspekt der Fokussierung auf einen möglichst hohen elektrischen Wirkungsgrad η_{el} des Moduls, stellt der Rekuperator eine unabdingbare Komponente der Mikrogasturbinenanlage dar, um einen hohen elektrischen Wirkungsgrad η_{el} zu erzielen (vgl. Bild 3.5). Nur in Anwendungsfällen, bei denen das primäre Interesse einem möglichst hohen Nutzwärmestromes gilt, könnte auf einen Rekuperator verzichtet werden.

Der Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} wurde am Auslegungspunkt des Mikrogasturbinenmoduls (bei nomineller Drehzahl $n^* = 1$ und Rekuperatorfaktor $\mu = 0$) mit $\eta_{\text{Rek}} = 0.91$, basierend auf Literaturangaben und Simulationsberechnungen [20, 21, 36], angenommen.

Brennkammer

Die Brennkammer der Mikrogasturbine ist als einfache Topf-Bauart (can-type) ausgeführt. Während schwere Gasturbinen Brennkammerwirkungsgrade η_{BrK} von 0.99 erreichen können, liegen die Werte für die Mikrogasturbinen aufgrund ihrer vereinfachten Ausführung niedriger.

Der Brennkammerwirkungsgrad η_{BrK} wird definiert als:

$$\eta_{BrK} = \frac{(\dot{m}_L + \dot{m}_{Br}) * h_4}{\dot{m}_L * h_3 + \dot{m}_{Br} * H_u} \approx \frac{\dot{m}_L * h_4}{\dot{m}_L * h_3 + \dot{m}_{Br} * H_u} \quad (\text{Gl. 3-10})$$

Aufgrund des geringen Brennstoffmassenstroms \dot{m}_{Br} , verglichen mit dem Luftmassenstrom \dot{m}_L (mit $\dot{m}_{Br} = 0.007 * \dot{m}_L$ im Auslegungspunkt), wurde in der Gleichung (Gl. 3-10) $\dot{m}_L + \dot{m}_{Br} \approx \dot{m}_L$ eingesetzt.

Der Brennkammerwirkungsgrad η_{BrK} wurde mit $\eta_{BrK} = 0.975$, konstant über den gesamten Betriebsbereich des Mikrogasturbinenmoduls, basierend auf Literaturangaben und Simulationsberechnungen [36], angenommen.

Schaltanlage

Eine weitere Besonderheit der Mikrogasturbinenanlage, verglichen mit konventionellen Gasturbinen, ist die spezielle Ausführung ihrer Schaltanlage, aufgrund der eingesetzten Leistungselektronik beim Verzicht auf ein mechanisches Getriebe.

An Stelle des Getriebewirkungsgrades, wie bei konventionellen Gasturbinen geringer Leistung, des Generatorwirkungsgrades, sowie des Transformatorwirkungsgrades, tritt hier der Schaltanlagen-Wirkungsgrad η_{Sch} auf. Dieser berücksichtigt die Verluste durch die Leistungselektronik, die für eine konstante Frequenz des erzeugten Stroms sorgt und die gleich der Netzfrequenz ist, die Sonderausführung des Transformators und des Anfahrmotors/Generators.

Der Schaltanlagen-Wirkungsgrad η_{Sch} wird definiert als das Verhältnis der ins Netz eingespeisten Leistung P_{el} der Anlage zu der vom Generator erzeugten Leistung P_{Gen} :

$$\eta_{Sch} = \frac{P_{el}}{P_{Gen}} \quad (\text{Gl. 3-11})$$

Der Schaltanlagen-Wirkungsgrad η_{Sch} des Mikrogasturbinenmoduls wird im Rahmen dieser Arbeit konstant über den gesamten Betriebsbereich mit $\eta_{\text{Sch}} = 0.97$ basierend auf Literaturangaben und Simulationsberechnungen [29, 36] angenommen. Dieser Wert berücksichtigt sowohl die Sonderausführung der sonst standardisierten Komponenten (Generator, Transformator) als auch die relativ hohen thermischen Verluste der Leistungselektronik (ca. 100°C Betriebstemperatur bei Verlustwärmeabführung mittels Ventilatoren).

Druckverluste der Anlage

Die in der Anlage entstehenden Druckverluste werden als relative Druckverluste $\varepsilon = \Delta p / p$ angegeben und in Druckverluste auf der Hochdruck- (ε_{HD}), sowie auf der Niederdruckseite (ε_{ND}) der Mikrogasturbinenanlage unterteilt. Die Anordnung von Filtermatten [4] am Verdichtereintritt bewirkt zusätzliche Druckverluste, die in den Druckverlusten der Niederdruckseite ε_{ND} berücksichtigt sind.

Die Tabelle 3.1 stellt die Größenordnung der relativen Druckverluste der Anlage zusammen, wie sie im Rahmen der vorliegenden Arbeit berücksichtigt und eingesetzt wurden. Diese Werte stellen Erfahrungswerte dar.

		Variationsbereich
Hochdruckseite (ε_{HD})	bis zum Rekuperator (ε_1)	0.0010 – 0.0040
	im Rekuperator, luftseitig ($\varepsilon_{\text{Rek,HD}}$)	0.0093 – 0.0243
	bis zum Turbineneintritt (ε_{Brk})	0.0050 – 0.0200
Niederdruckseite (ε_{ND})	im Rekuperator, abgasseitig ($\varepsilon_{\text{Rek,ND}}$)	0.0112 – 0.0262
	bis zum Austritt aus dem Warmwassererzeuger ($\varepsilon_{\text{Cogen}}$)	0.0150 – 0.0300
Gesamtdruckverluste	$\Sigma\varepsilon$	0.0415 – 0.1045

Tabelle 3.1: Zusammenstellung der relativen Druckverluste der Mikrogasturbinenanlage

Aus den folgenden Bildern 3.17 und 3.18 (mit einer Aufteilung der Gesamtdruckverluste $\Sigma\varepsilon$ in vier gleichen Schritten von je 0.021) ist ersichtlich, dass die relativen Druckverluste des Mikrogasturbinenmoduls ($\Sigma\varepsilon = \varepsilon_{\text{HD}} + \varepsilon_{\text{ND}}$) seinen elektrischen Wirkungsgrad η_{el} nicht un-

wesentlich beeinflussen. Mit steigenden relativen Druckverlusten sinkt der elektrische Wirkungsgrad η_{el} des Mikrogasturbinenmoduls.

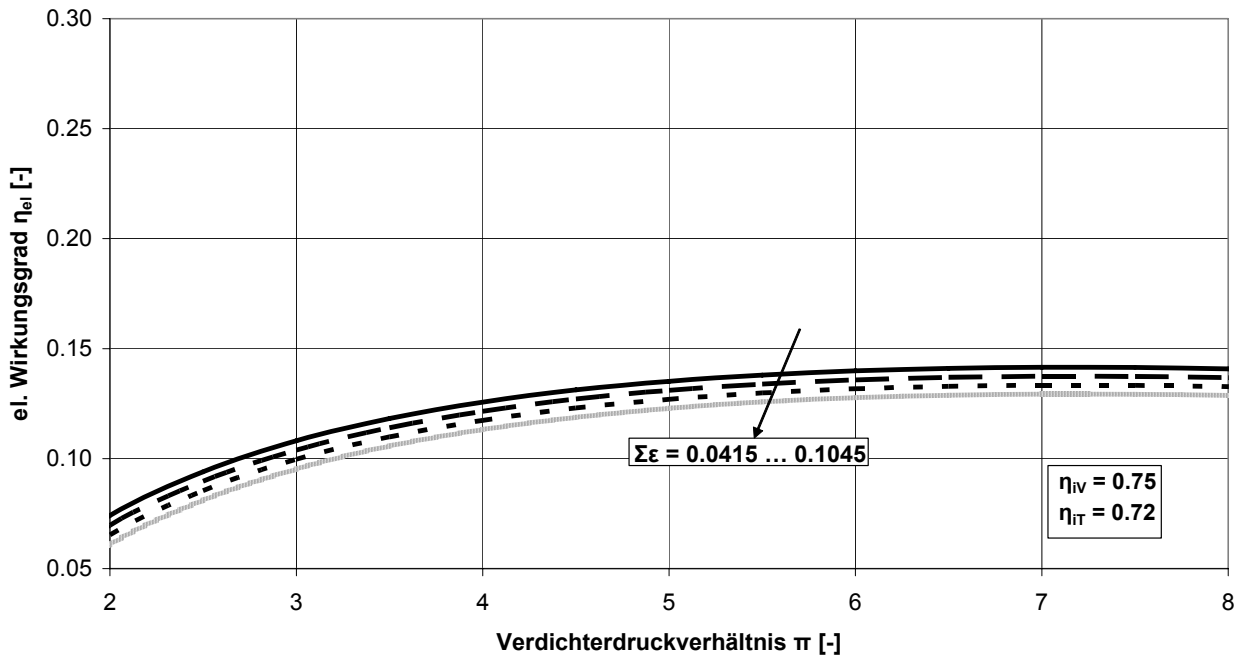


Bild 3.17: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von den rel. Druckverlusten des Mikrogasturbinenmoduls $\Sigma\varepsilon$ sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (ohne Rekuperator, $\mu = 1$)

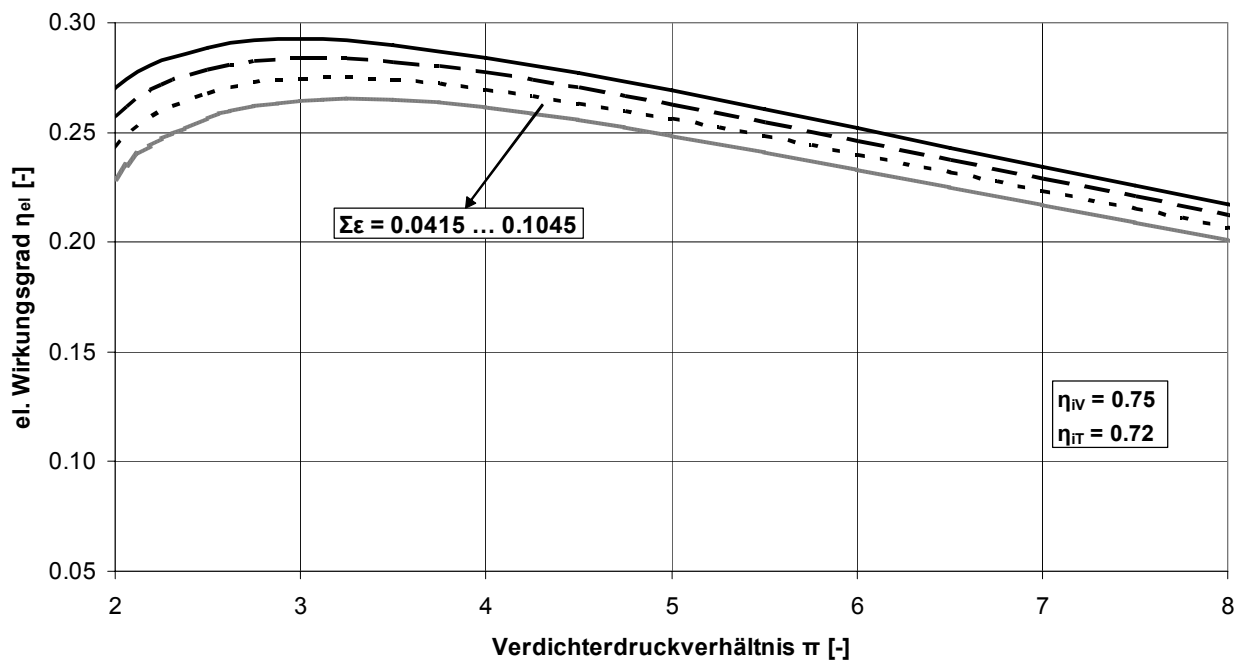


Bild 3.18: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von den rel. Druckverlusten des Mikrogasturbinenmoduls $\Sigma\varepsilon$ sowie dem Verdichterdruckverhältnis π (Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$) (mit Rekuperator, $\mu = 0$)

Mit steigendem Druckverhältnis π sinkt der Einfluss der relativen Druckverluste $\Sigma\varepsilon$ auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} bei Anlagen mit Rekuperator während er bei Anlagen ohne Rekuperator eher konstant bleibt.

Die relativen Druckverluste der Mikrogasturbinenanlage werden im Auslegungszustand basierend auf Literaturangaben und Simulationsberechnungen [29, 36] mit $\Sigma\varepsilon = 0.0625$ angenommen.

3.3 Abwärmenutzungsmodul

Neben dem oben dargestellten Mikrogasturbinenmodul gehört zur KWK – Anlage auch das Abwärmenutzungsmodul, welches für die zur Verfügungstellung von Nutzwärme aus den Abgasen der Mikrogasturbine eingesetzt wird.

3.3.1 Warmwassererzeuger

Es wird davon ausgegangen, dass Nutzwärme in Form von Warmwasser aus der Mikrogasturbinenanlage ausgekoppelt wird und keine Dampferzeugung (z.B. mittels Dampfumformer), aufgrund ihrer aufwendigen Ausführung stattfindet. Beim Warmwassererzeuger (oft auch als Cogen-Modul bzw. Abgaswärmetauscher in der Literatur bezeichnet, vgl. [29]) handelt es sich um einen konventionellen Abgaswärmetauscher einfacher und kompakter Bauart, der im Allgemeinen als Gegenstrom-Wärmetauscher ausgeführt wird.

Üblicherweise weisen solche Wärmetauscher Grädigkeiten von $\delta = 30 - 40$ K auf, wobei $\delta = t_g - t_{RL}$ (vgl. Gleichung 3-16 hiernach und Bild 3.1) ist. Bild 3.19 stellt die typische Charakteristik des Warmwassererzeugers qualitativ dar.

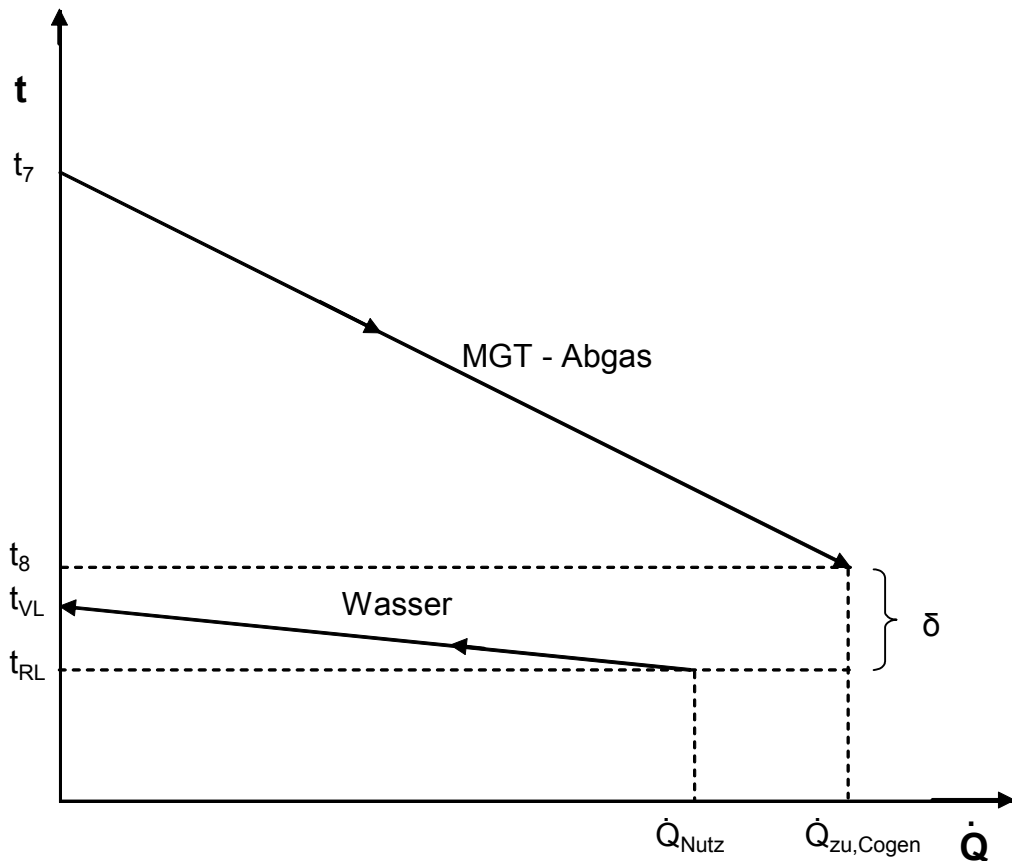


Bild 3.19: $t - Q$ - Diagramm des Warmwassererzeugers der Mikrogasturbinenanlage

In der vorliegenden Arbeit wird von einem Gegenstrom-Warmwassererzeuger ausgegangen, der aufgrund seiner einfachen Bauweise eine Grädigkeit von $\delta = 40 \text{ K}$ aufweist.

Der Wirkungsgrad des Warmwassererzeugers η_{Cogen} ist definiert als:

$$\eta_{\text{Cogen}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{\dot{Q}_{\text{zu,Cogen}}} = \frac{\dot{m}_w * c_{pw} * (t_{\text{VL}} - t_{\text{RL}})}{\dot{m}_{\text{AbgCog}} * c_{p\text{Abg}} * (t_7 - t_8)} \quad (\text{Gl. 3-12})$$

wobei $\dot{Q}_{\text{zu,Cogen}}$ die dem Warmwassererzeuger (Cogen-Modul) zugeführte Abgaswärme ist.

Der Wirkungsgrad des Warmwassererzeugers η_{Cogen} wird am Auslegungspunkt des Mikrogasturbinenmoduls mit $\eta_{\text{Cogen}} = 0.85$, basierend auf Literaturangaben und Simulationsberechnungen [71, 36], angenommen.

Um die Quantität der Nutzwärme den jeweiligen Bedarfsanforderungen anzupassen, ohne die Mikrogasturbinenanlage ein- / ausschalten zu müssen, ist im Mikrogasturbinen-KWK-Konzept ein Rekuperator-Bypass vorgesehen (vgl. Bild 3.1). Ein oft wiederholtes Ein- / Ausschalten der Mikrogasturbinenanlage würde, neben der Reduzierung ihrer erwarteten

Lebensdauer, ihre Einsatzmöglichkeiten in mehreren Fällen in Frage stellen und ihre bereits aufgrund der variablen Drehzahl hohe Bedarfsanpassungsflexibilität, die sie im Vergleich zu den anderen KWK – Systemen (vgl. Kapitel 2.2) auszeichnet, beeinträchtigen. Der Einsatz des Rekuperator-Bypasses bei der Mikrogasturbinenanlage ist ausführlich in den Kapiteln 3.2.3 und 4.2.2 erläutert.

Für den Betriebsfall mit überschüssiger Wärme (z.B. stromgeführter Betrieb, vgl. Kap. 5.1) ist eine Abgasklappe (Cogen-Abgasklappe, vgl. Bild 3.1) vorgesehen, die die Abgase direkt nach dem Mikrogasturbinenmodul in die Atmosphäre leitet ohne den Warmwassererzeuger zu durchströmen.

3.3.2 Auswirkung des Mikrogasturbinenmoduls

Die Auslegung des dem Warmwassererzeuger vorgeschalteten Mikrogasturbinenmoduls beeinflusst durch das Verdichterdruckverhältnis π , die Turbineneintrittstemperatur t_4 , sowie den Rekuperator die Cogen- Leistungscharakteristik erheblich. Die folgenden Bilder 3.20 und 3.21 stellen, analog zu den oben präsentierten Bilder 3.3 und 3.4, den Einfluss des Verdichterdruckverhältnisses π auf den Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von der Turbineneintrittstemperatur t_4 bei Mikrogasturbinenanlagen mit und ohne Rekuperator dar.

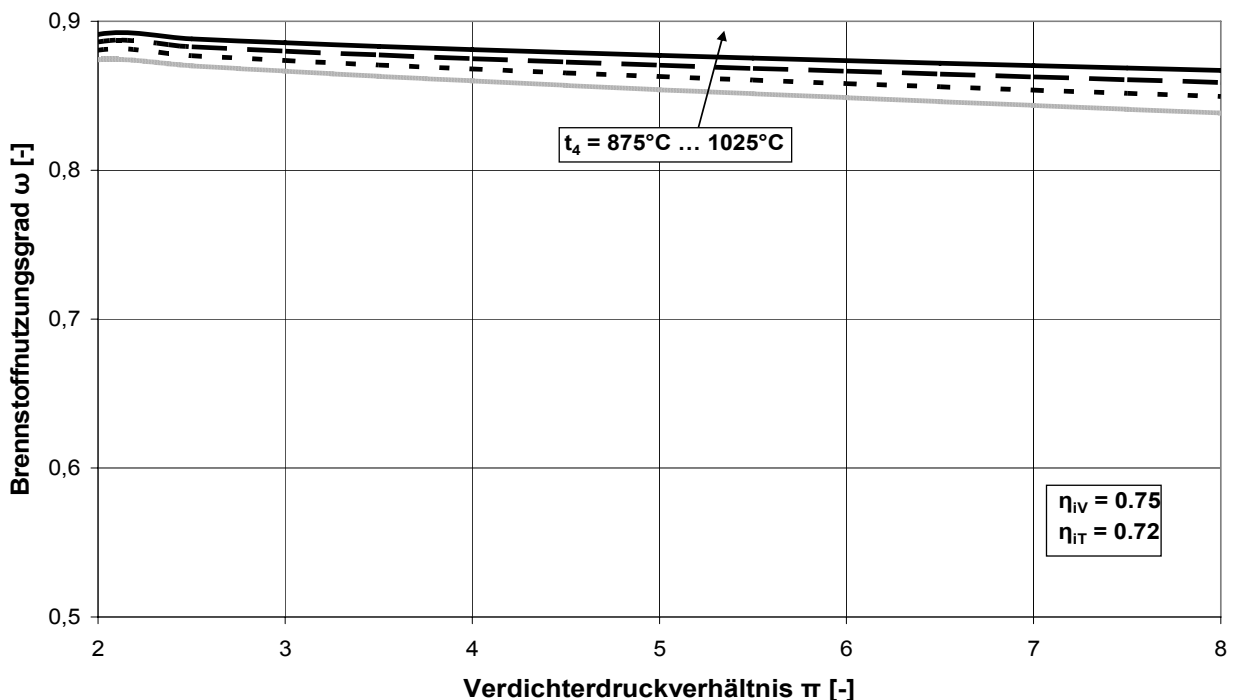


Bild 3.20: Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 (ohne Rekuperator, $\mu = 1$, $t_8 = 100^\circ\text{C}$)

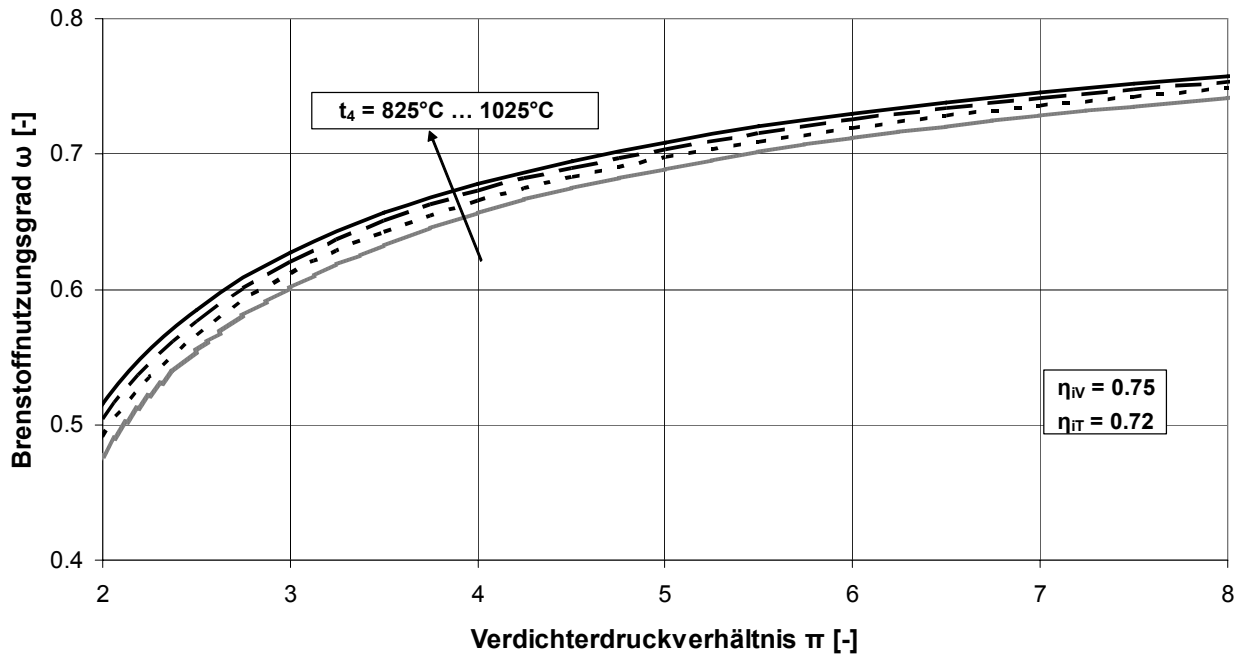


Bild 3.21: Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 (mit Rekuperator, $\mu = 0$, $t_8 = 100^\circ\text{C}$)

Aus den Bildern 3.20 und 3.21 ist ersichtlich, dass der Brennstoffnutzungsgrade ω bei Mikrogasturbinenanlagen mit Rekuperator:

- einen niedrigeren Wert und
- einen mit dem Verdichterdruckverhältnis π steigenden Wert (ohne ausgeprägtes Maximum)

aufweist, als bei Anlagen ohne Rekuperator.

In beiden Fällen, sowohl bei Anlagen mit, als auch ohne Rekuperator, steigt der Brennstoffnutzungsgrad ω mit höheren Turbineneintrittstemperaturen t_4 , weil bei sonst gleich gehaltenen Parametern (π , t_4 , Umgebung) ein grösseres Energiegefälle zur Nutzung steht.

Das oben dargestellte Verhalten, das Anlagen mit Rekuperator, niedrigere Brennstoffnutzungsgrade ω als Anlagen ohne Rekuperator aufweisen, lässt sich dadurch erklären, dass ein wesentlicher Teil der Abgasenergie im Rekuperator zur Luftvorwärmung genutzt wird und folglich dem Warmwassererzeuger nicht zur Verfügung steht. Da der Energieumwandlungsprozess von thermischer zur elektrischen Energie weniger effizient ist als die Umwandlung von thermischer Energie von Abgas ins Wasser im Warmwassererzeuger, wird bei rekuperativen Anlagen, einer insgesamt niedrigerer Brennstoffnutzungsgrad ω erzielt.

Mit steigendem Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} und sonst gleich gehaltenen Parametern (π , t_4 , Umgebung) verstärkt sich die Tendenz zu niedrigeren Brennstoffnutzungsgraden ω rekuperativer Mikrogasturbinenanlagen, wie im nachfolgenden Bild 3.22 dargestellt.

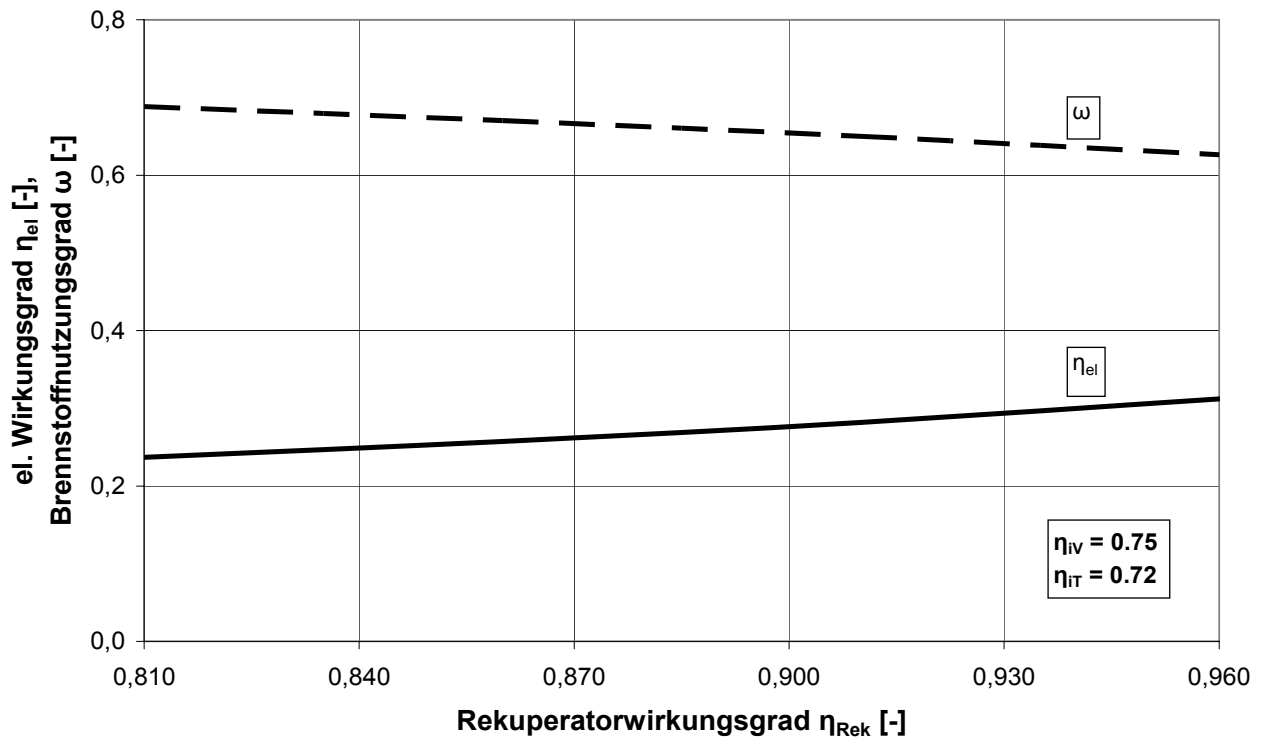


Bild 3.22: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} und Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit vom Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} ($\pi = 3.5$, $t_4 = 975^\circ\text{C}$, $\mu = 0$, $t_8 = 100^\circ\text{C}$)

Der thermische Wirkungsgrad η_{th} der Mikrogasturbinenanlage wird definiert als das Verhältnis der ausgekoppelten Nutzwärme bezogen auf die der Anlage insgesamt zugeführte Wärmemenge:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{\dot{Q}_{\text{Zu}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{\dot{m}_{\text{Br}} * H_u} \quad (\text{Gl. 3-13})$$

Der thermische Wirkungsgrad η_{th} der Mikrogasturbinenanlage ist somit die Ausbeute an Nutzwärme, die die Anlage erreicht. Der thermische Wirkungsgrad η_{th} kann als die normierte Nutzwärme bezogen auf die zugeführte gesamte Wärmemenge interpretiert werden.

Zusammen mit dem elektrischen Wirkungsgrad η_{el} geht Gl. 3-2 über in:

$$\omega = \eta_{\text{el}} + \eta_{\text{th}} \quad (\text{Gl. 3-14})$$

Das Bild 3.23 stellt den Zusammenhang zwischen dem thermischen Wirkungsgrad η_{th} und dem Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis π und sonst gleichen Bedingungen wie bei der Auslegung der Anlage.

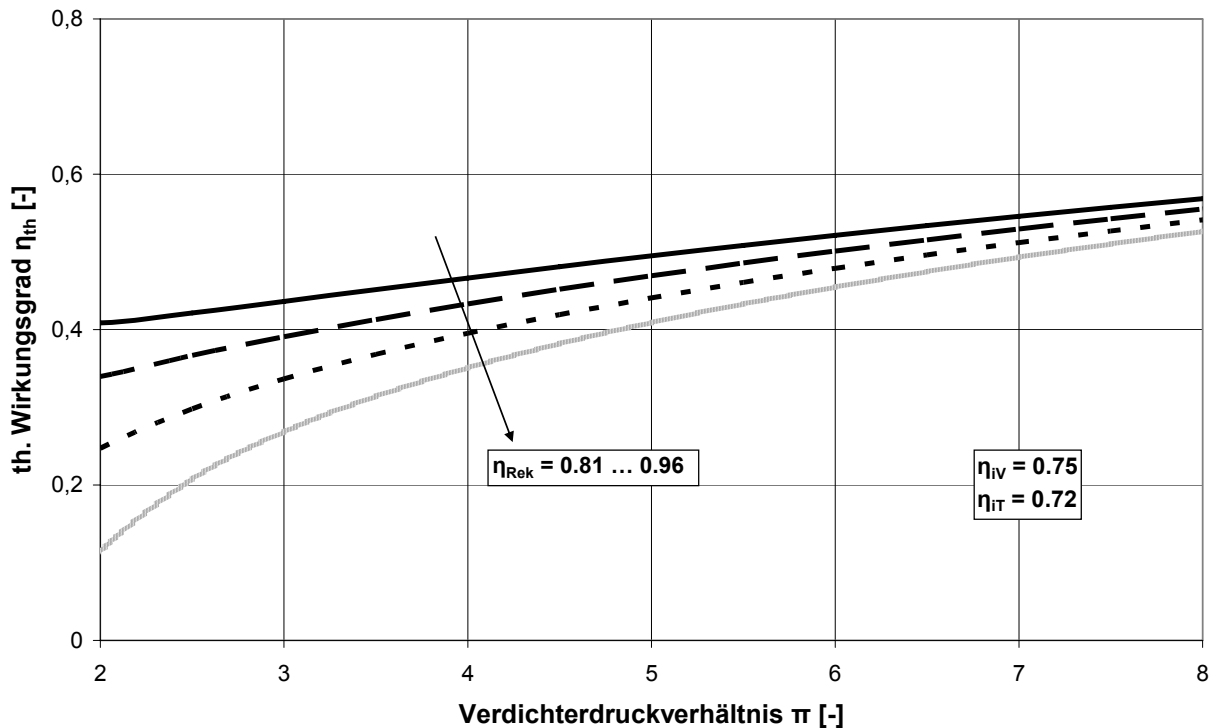


Bild 3.23: Thermischer Wirkungsgrad η_{th} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, $\mu = 0$, $t_8 = 100^\circ\text{C}$)

Ein hoher Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} hat wesentlichen Einfluss auf den thermischen Wirkungsgrad η_{th} nur bei geringen Verdichterdruckverhältnissen π , wie sie bei Mikrogasturbinen anzutreffen sind. Der thermische Wirkungsgrad η_{th} und folglich die Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} sinken mit steigendem Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} aufgrund des geringeren zur Verfügung stehenden Energiegefälles nach dem Rekuperator. Mit steigendem Druckverhältnis π schwindet der Einfluss des Rekuperators und die Kurvenverläufe im Bild 3.23 konvergieren zum Grenzdruckverhältnis, sodass beim Erreichen des Grenzdruckverhältnisses (vgl. Kapitel 3.2.1 und Bild 3.5) sein Einsatz nutzlos wird.

3.3.3 Auswirkung des Wärmebedarfs

Die Nutzwärme, die vom Warmwassererzeuger (vgl. Bild 3.1 und Bild 3.19) zur Verfügung gestellt wird, kann mehrere Anwendungen finden, wie z.B. Warmwasserbereitstellung für Heiz- und Hygienezwecke.

Um den Einfluss der Wasser – Rücklauf­temperatur t_{RL} auf ein breites Spektrum von Verbrauchern zu zeigen, wurde die Rücklauf­temperatur t_{RL} (vgl. Bild 3.1) zwischen 30°C und 90°C variiert. Basierend auf einer Grädigkeit von $\delta = 40\text{ K}$ und der Gleichung 3-16 (vgl. Bild 3.19):

$$t_8 = t_{RL} + \delta \qquad \text{(Gl. 3-16)}$$

bedeutet dies, für den Warmwassererzeuger eine Abgasaustrittstemperatur t_8 von 70°C – 130°C. Die Abgasaustrittstemperatur t_8 ist nicht frei und beliebig wählbar, sondern unterliegt häufig Restriktionen, die brennstoff- und / oder gesetzesabhängig sind, wie der Schwefelgehalt des Brennstoffes, aufgrund der Taupunktkorrosionsgefahr, sowie regionale und nationale Vorschriften. Die in der Praxis üblicherweise angewandten Abgasaustrittstemperaturgrenzen variieren zwischen 70 – 150°C.

Die Rücklauf­temperatur in den Warmwassererzeuger t_{RL} und damit auch die Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 beeinflusst zwar den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} der Mikrogasturbinenanlage nicht, wohl aber ihren Brennstoffnutzungsgrad ω sowie die Stromkennzahl S .

Die folgenden Bilder 3.24, 3.25, 3.26 und 3.27 stellen den Einfluss der Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 zusammen mit dem Verdichterdruckverhältnis π (vgl. auch Kapitel 3.2.1), bei sonst konstanten Parametern, auf den thermischen Wirkungsgrad η_{th} sowie den Brennstoffnutzungsgrad ω dar. Dabei wird zwischen Anlagen mit und ohne Rekuperator differenziert.

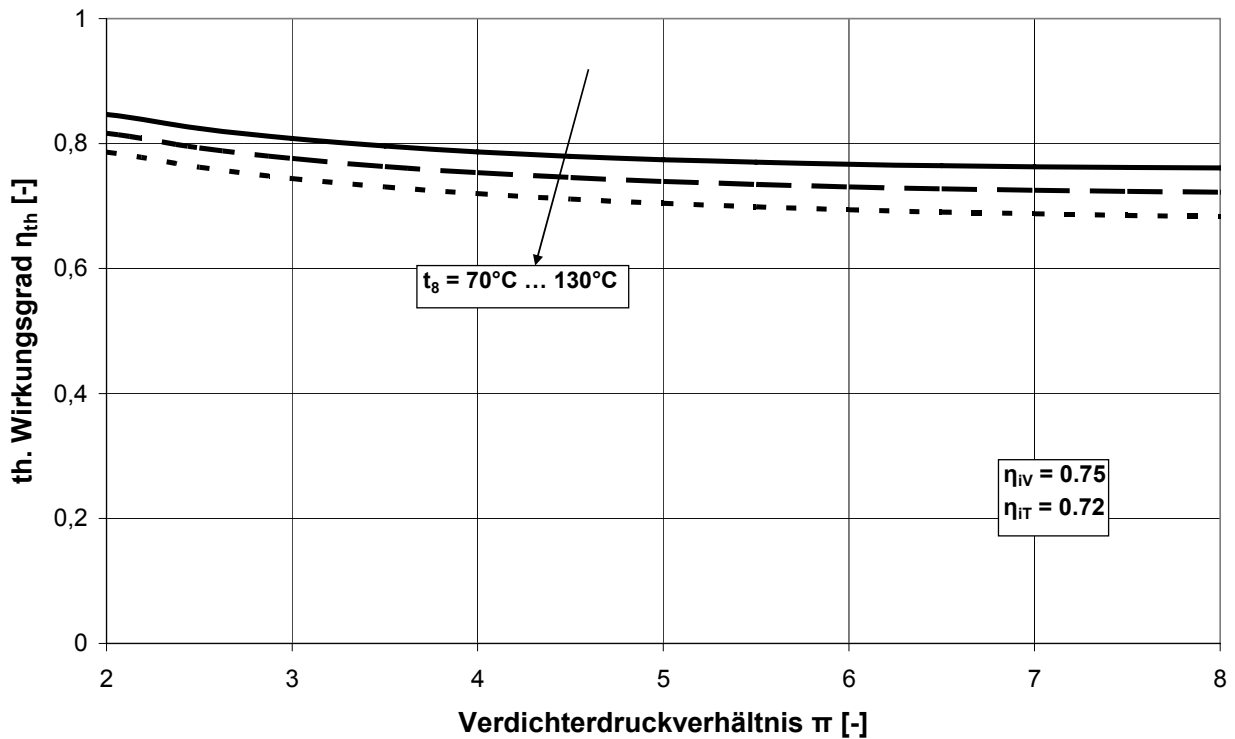


Bild 3.24: Thermischer Wirkungsgrad η_{th} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, ohne Rekuperator, $\mu = 1$)

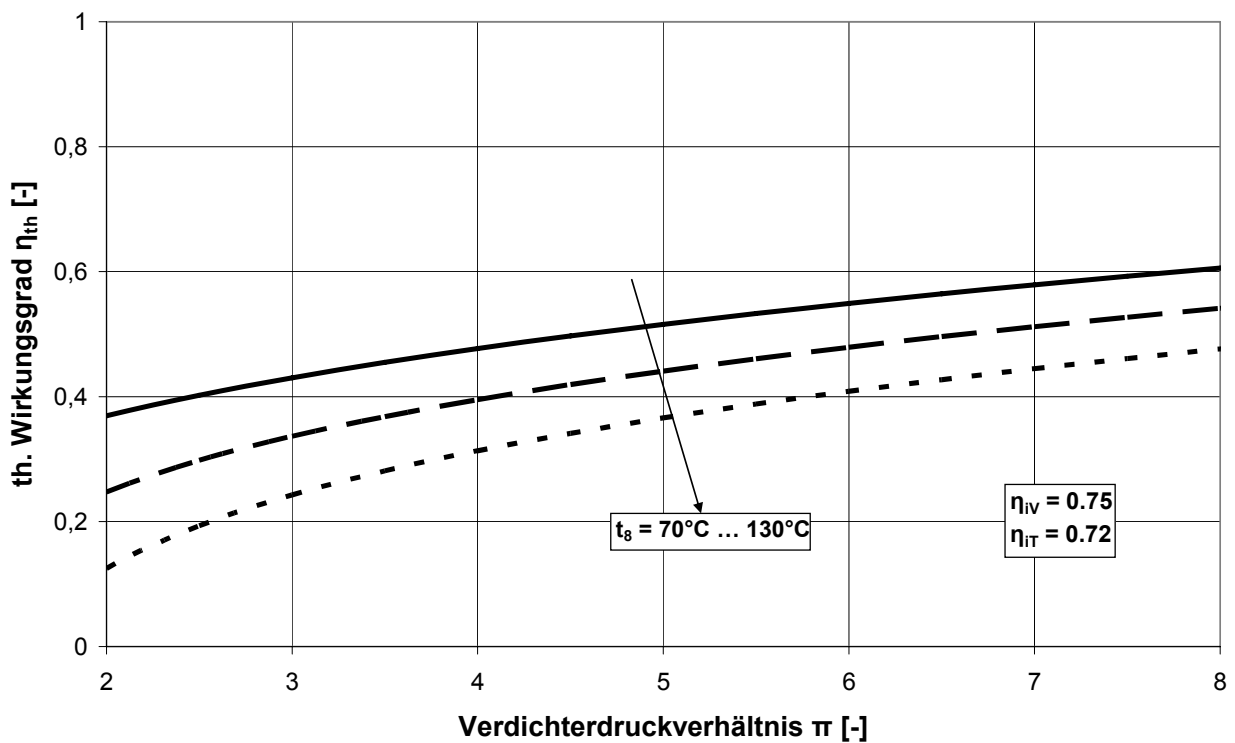


Bild 3.25: Thermischer Wirkungsgrad η_{th} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, mit Rekuperator, $\mu = 0$)

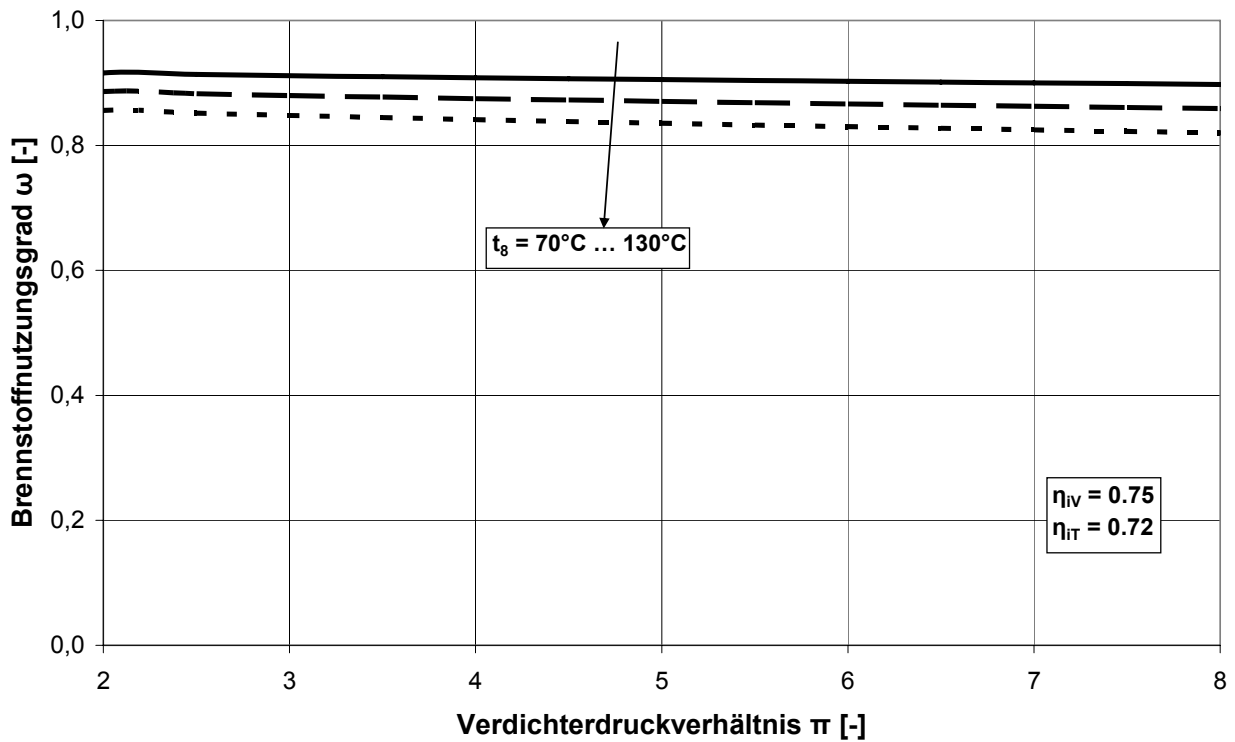


Bild 3.26: Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, ohne Rekuperator, $\mu = 1$)

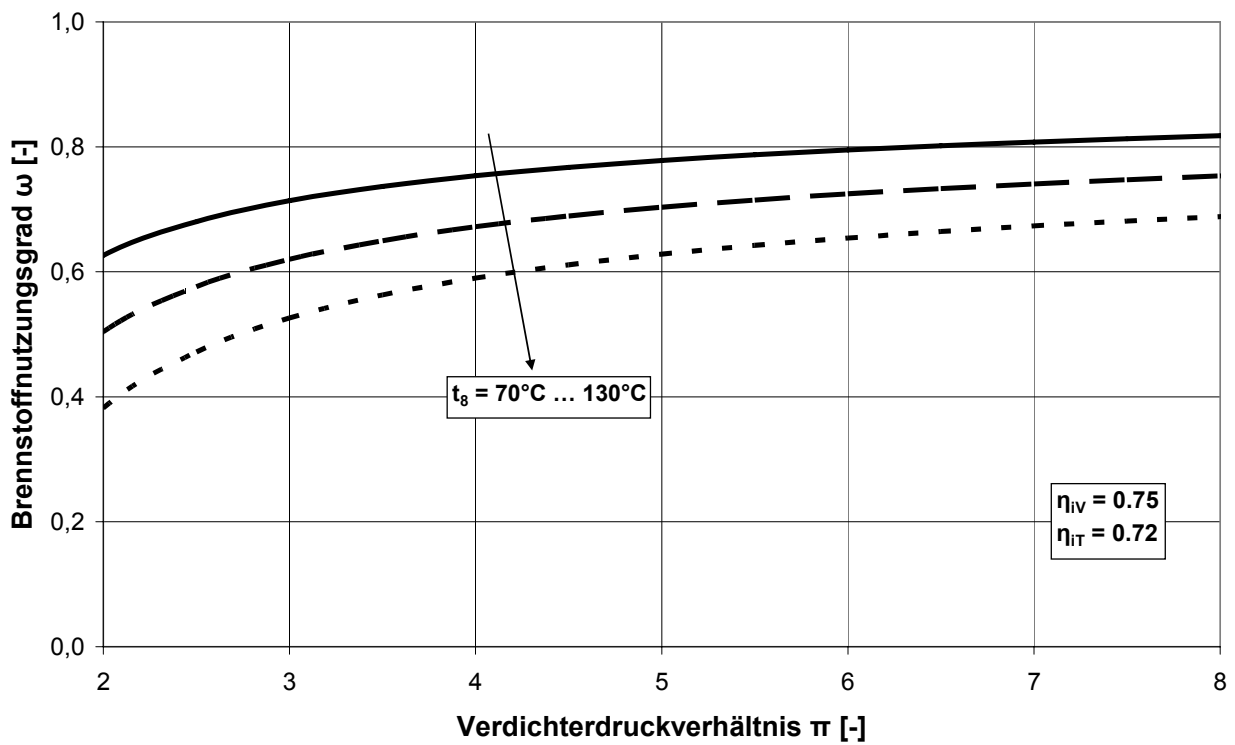


Bild 3.27: Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger t_8 ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, mit Rekuperator, $\mu = 0$)

Aus diesen Bildern ist erkennbar, dass bei steigender Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger:

- die Höhe des thermischen Wirkungsgrades η_{th} und damit auch des Nutzwärmestroms \dot{Q}_{Nutz} der Anlage sinkt, sowohl bei Anlagen mit Rekuperator als auch bei Anlagen ohne Rekuperator,
- der Brennstoffnutzungsgrad ω der Anlage sowohl bei Anlagen mit Rekuperator als auch bei Anlagen ohne Rekuperator (vgl. auch die Bilder 3.20 und 3.21) sinkt

Der Kurvenverlauf des thermischen Wirkungsgrades η_{th} in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis π unterscheidet sich wesentlich bei Anlagen mit und ohne Rekuperator. Während bei steigendem Verdichterdruckverhältnis π bei Anlagen ohne Rekuperator ein stetiger Abfall des thermischen Wirkungsgrades η_{th} festzustellen ist, steigt der thermische Wirkungsgrad η_{th} bei Anlagen mit Rekuperator kontinuierlich. Dieses Verhalten liegt daran begründet, dass bei MGT – Anlagen ohne Rekuperator sowohl die Turbinenaustrittstemperatur t_5 , die gleich der Eintrittstemperatur in den Warmwassererzeuger t_7 ist, als auch der Abgasmassenstrom $\dot{m}_{AbgCogen}$ (bei gleicher elektrischer Leistung P_{el}) sinkt. Bei MGT – Anlagen mit Rekuperator steigt die Eintrittstemperatur in den Warmwassererzeuger t_7 , gleichwohl der Abgasmassenstrom $\dot{m}_{AbgCogen}$ abnimmt. Die Steigung der Eintrittstemperatur in den Warmwassererzeuger t_7 ist in der Auswirkung stärker als die Abnahme des Abgasmassenstroms $\dot{m}_{AbgCogen}$. Der Brennstoffnutzungsgrad ω zeigt eine gegenläufige Tendenz für MGT – Anlagen mit bzw. ohne Rekuperator, da sich dem Verlauf über dem Verdichterdruckverhältnis π des thermischen Wirkungsgrades η_{th} der elektrische Wirkungsgrad η_{el} überlagert, der mit zunehmendem π ansteigt.

Dieses Energiepotential nach dem Mikrogasturbinenmodul wird im Warmwassererzeuger durch die Wärmeauskopplung genutzt. Mit zunehmendem Verdichterdruckverhältnis π nähern sich die Kurven der elektrischen Wirkungsgrade η_{el} der Anlagen ohne und mit Rekuperator (vgl. Bild 3.5) an, sofern das Grenzdruckverhältnis nicht erreicht wird. Dadurch gleichen sich die noch zur Verfügung stehenden Energiepotentiale immer mehr, bis zum Erreichen des Grenzdruckverhältnisses (vgl. Kapitel 3.2.1), wobei beide Anlagearten die gleichen Mengen an Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} liefern. Es sei hier nochmals darauf hingewiesen, dass bei dieser Betrachtung, die Turbineneintrittstemperatur konstant mit $t_4 = 975^\circ\text{C}$ angenommen wurde.

Als Rücklauf­temperatur t_{RL} für die Auslegung des Wärmenutzungsmoduls der Mikrogasturbinenanlage wird $t_{RL} = 60^\circ\text{C}$ gewählt, womit sich eine Abgasaustrittstemperatur aus dem Warmwassererzeuger in die Atmosphäre t_8 von 100°C ergibt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden diese Werte ($t_{RL} = 60^\circ\text{C}$ bzw. $t_8 = 100^\circ\text{C}$) überall dort eingesetzt, wo es nicht anders spezifiziert ist.

3.4 Einfluss der Umgebungsbedingungen

Für Vergleichszwecke werden bei leistungsrelevanten Angaben über Gasturbinen die Normbedingungen nach ISO 3977-2 (vgl. Tabelle 3.2, [32, 90]) für die Umgebungsparameter Lufttemperatur, Luftdruck und relative Luftfeuchtigkeit als Bezugswerte angewandt.

Die Umgebungsparameter sind orts- und jahreszeitabhängig (saisonal) und wirken sich stärker auf das Leistungsverhalten der Mikrogasturbine als bei anderen KWK – Anlagen (wie z.B. Motor) aus. Sollten nicht Gasturbinen allein untereinander verglichen werden sondern auch andere KWK – Anlagen mit in Betracht gezogen werden, dann ist besondere Sorgfalt geboten, weil für unterschiedliche Anlagen, unterschiedliche Normbezugsbedingungen gelten, wie z.B. für Motoren (vgl. Tabelle 3.2, [88, 89]).

Grösse	Wert für Gasturbinen	Einheit	Wert für Motoren
	<i>ISO 3977-2 [90]</i>		<i>ISO 15550 [89]</i>
Umgebungstemperatur (t_u)	15	[°C]	25
Umgebungsdruck (p_u)	101.3	[kPa]	100.0
relative Luftfeuchtigkeit (φ)	60	[%]	30

Tabelle 3.2: Normbezugsbedingungen für Gasturbinen und Motoren

Der Einfluss der Umgebung auf die Mikrogasturbinenanlage wird in den nachfolgenden Unterkapiteln untersucht.

3.4.1 Umgebungstemperatur

Die Umgebungstemperatur t_u ist ein Umweltparameter, der stark variiert, abhängig vom Aufstellungsort der Mikrogasturbinenanlage und von der Jahreszeit.

Die folgenden Bilder 3.28, 3.29, 3.30, 3.31 und 3.32 spiegeln den Einfluss der Umgebungstemperatur t_u zusammen mit dem Verdichterdruckverhältnis π auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} , den Brennstoffnutzungsgrad ω sowie dem spezifischen Arbeitsmitteldurchsatz σ bei Mikrogasturbinenanlagen, sowohl mit als auch ohne Rekuperator, wider.

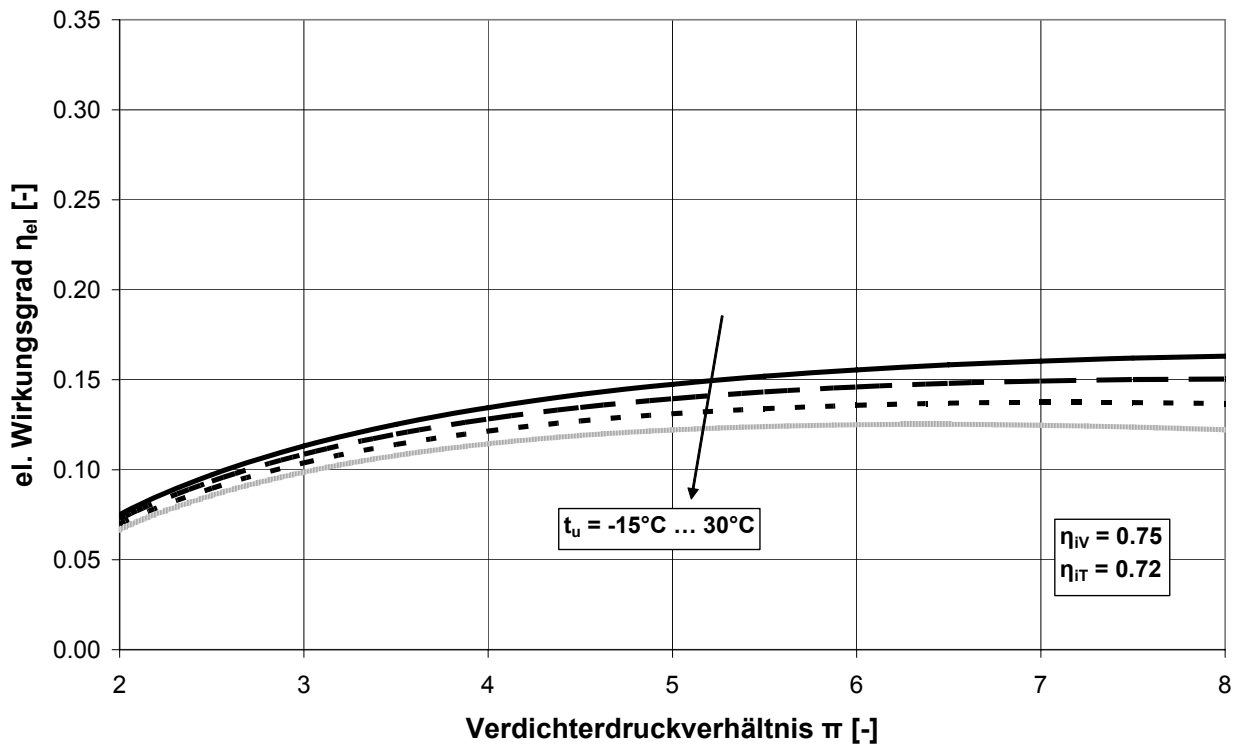


Bild 3.28: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, ohne Rekuperator $\mu = 1$)

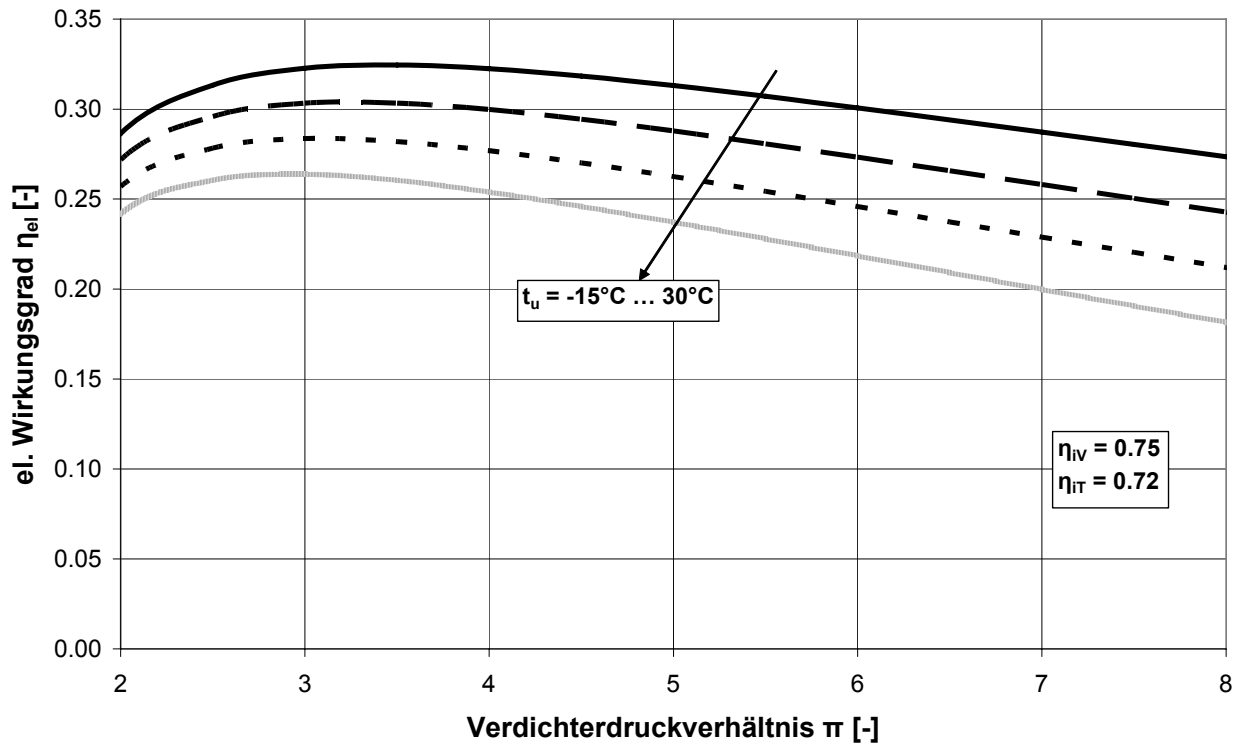


Bild 3.29: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, mit Rekuperator $\mu = 0$)

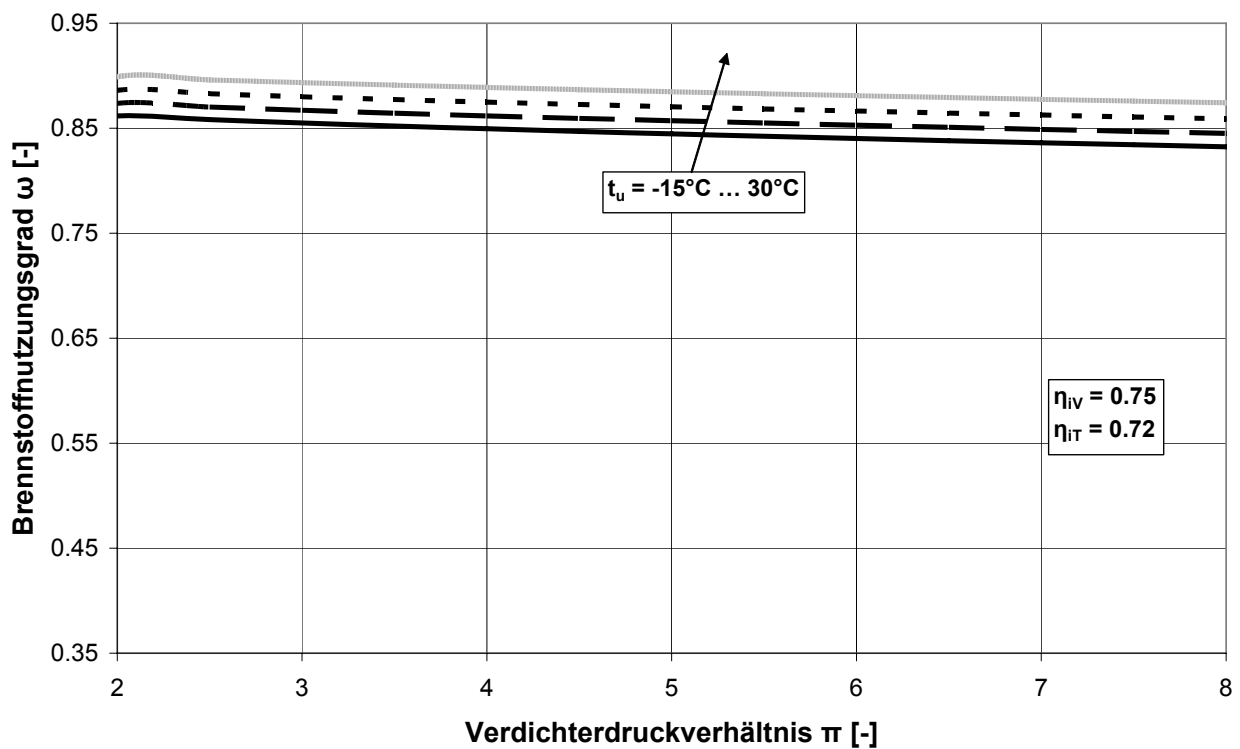


Bild 3.30: Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, ohne Rekuperator $\mu = 1$)

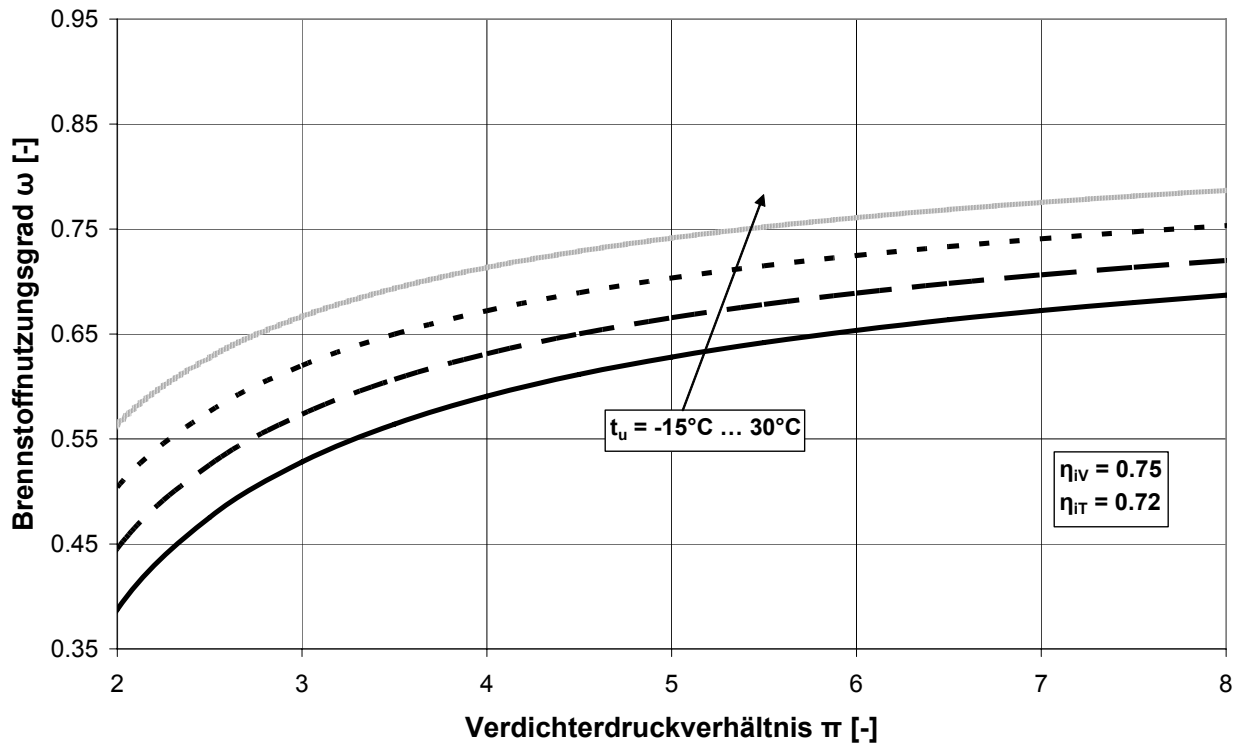


Bild 3.31: Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u ($t_4 = 975^\circ\text{C}$, mit Rekuperator $\mu = 0$)

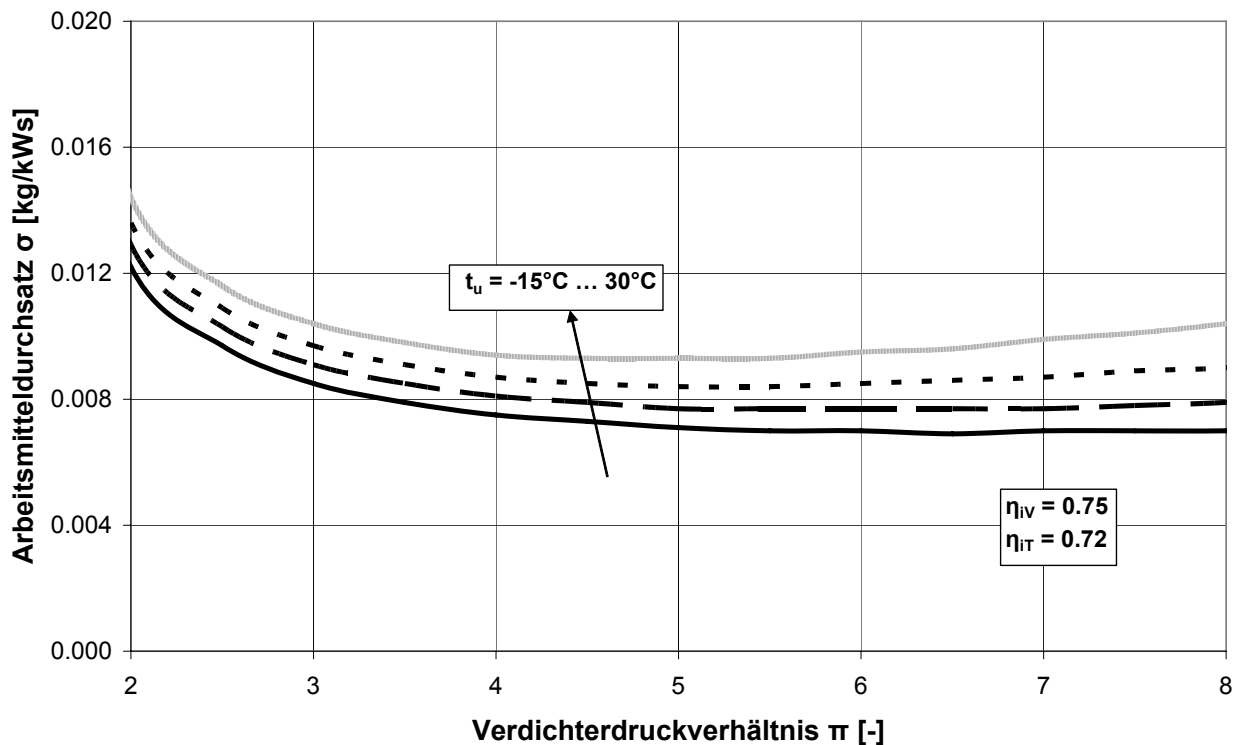


Bild 3.32: Spezifischer Arbeitsmitteldurchsatz σ in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis π und Umgebungstemperatur t_u ($t_4 = 975^\circ\text{C}$)

Es ist erkennbar, dass bei steigender Umgebungstemperatur t_u sowohl bei Anlagen mit Rekuperator als auch bei Anlagen ohne Rekuperator:

- der elektrische Wirkungsgrad η_{el} der Anlage sinkt und zwar steiler mit steigendem Verdichterdruckverhältnis π ,
- der Brennstoffnutzungsgrad ω der Anlage steigt,
- der spezifische Arbeitsmitteldurchsatz σ steigt und zwar steiler mit steigendem Verdichterdruckverhältnis π .

Dieses Verhalten ist damit zu erklären, dass aufgrund der erhöhten Umgebungstemperatur t_u und der dadurch gestiegenen Verdichtereintrittstemperatur t_1 die Verdichterleistung sich stärker gegenüber der Turbinenleistung erhöht. Das Ergebnis ist eine geringere elektrische Leistung, die bei sonst gleichen Parametern zu einem tieferen elektrischen Wirkungsgrad η_{el} führt. Dabei erhöht sich das zur Verfügung stehende Nutzwärmepotential, das zu einem höheren Brennstoffnutzungsgrad ω führt. Die geringere elektrische Leistung, bei sonst gleichen Parametern, erklärt in diesem Zusammenhang auch den Anstieg des Arbeitsmitteldurchsatzes σ .

Der unmittelbare Einfluss der Umgebungstemperatur t_u auf die elektrische Leistung einer Gasturbine ist im Bild 3.33 dargestellt. Eine Umgebungstemperaturerhöhung von 10K bewirkt eine nicht unerhebliche Senkung der elektrischen Leistung P_{el} von 6%.

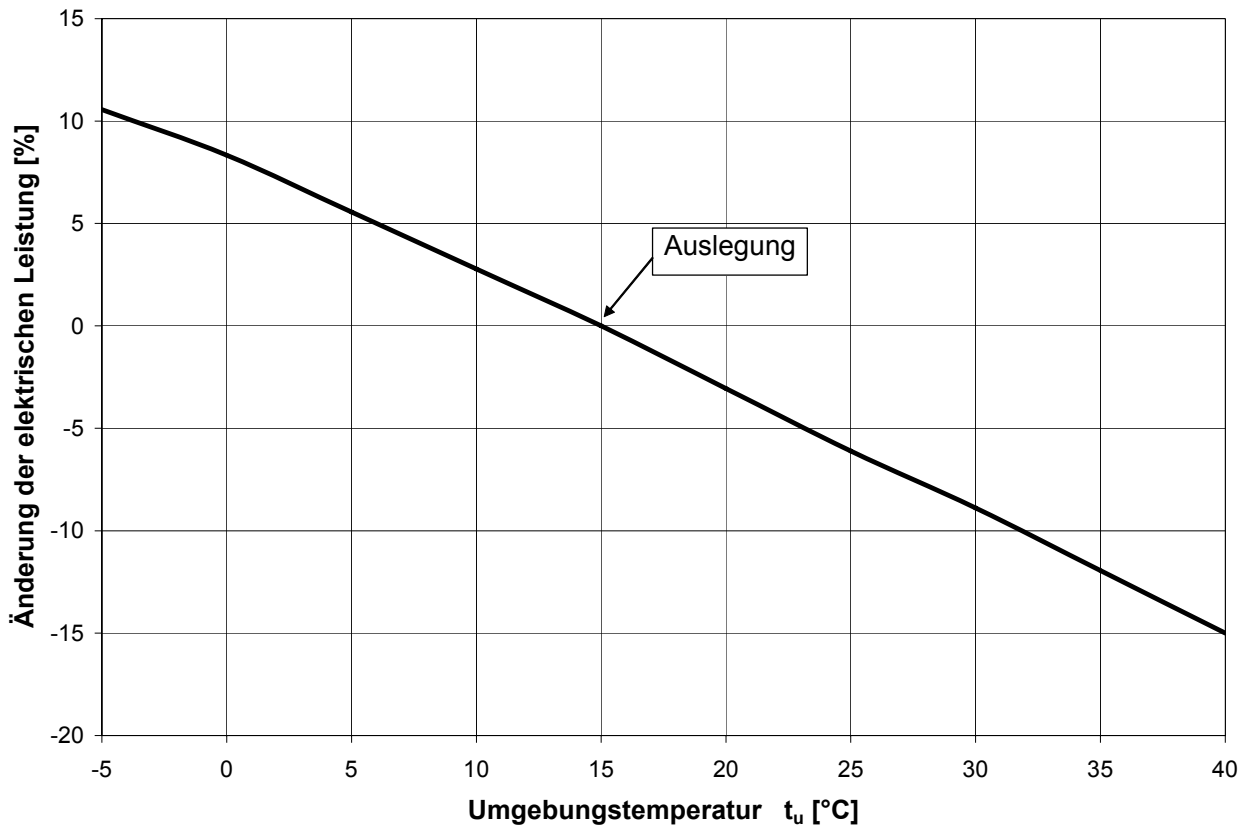


Bild 3.33: Einfluss der Umgebungstemperatur t_u auf die elektrische Leistung (repräsentative Gasturbine [40])

Methoden der Eintrittsluftkonditionierung die darauf zielen, die Luft Eintrittstemperatur zu regeln und somit auch die elektrische Leistung, wie z.B. feuchte Verdichtung (wet compression), Verdunstungskühlung (evaporation cooling), Eintrittsvernebelung / Befeuchtung (fogging / misting), mechanische / absorptions- Eintrittsluftkühlung, werden bei größeren Gasturbinenanlagen manchmal angewandt [27, 83]. Solche Methoden bleiben hier unberücksichtigt aufgrund ihres hohen Aufwandes und des daraus resultierenden unwirtschaftlichen Einsatzes.

Im Rahmen dieser Arbeit wird, außer explizit anders erwähnt, die Umgebungstemperatur der Luft $t_u = 15$ °C entsprechend den ISO Bedingungen für Gasturbinen (vgl. ISO 2533 [32] und Tabelle 3.2), eingesetzt.

3.4.2 Umgebungsdruck

Analog zu der Umgebungstemperatur t_u im vorigen Kapitel ist auch der Umgebungsdruck p_u ein stark variierender Umweltparameter, abhängig vom Aufstellungsort der Mikrogasturbinenanlage.

Eine Aufstellung der Mikrogasturbinenanlage auf höherer geodätischer Ebene bzw. ein niedrigerer Umgebungsdruck führt zu Einbußen der elektrischen Leistung der Anlage. Das ist nachvollziehbar, wenn man zur Kenntnis nimmt, dass bei einer Senkung des Druckniveaus vor dem Verdichter sowie konstantem Druckverhältnis π (im Falle der Mikrogasturbine bedeutet dies konstante Drehzahl) der erreichbare Brennkammerdruck (=Turbineneintritt) tiefer liegt als bei der Auslegung und aufgrund des Isobaren-Verlaufs (vgl. T-s-Diagramm, Bild 8.1 im Kapitel 8, Anhang; die Isobaren divergieren bei steigendem Druck) eine geringere elektrische Nutzleistung erreicht wird als bei den Auslegungsdaten (=ISO). Das Bild 3.34 stellt diesen Einfluss des Umgebungsdrucks auf die elektrische Leistung einer Gasturbine graphisch dar.

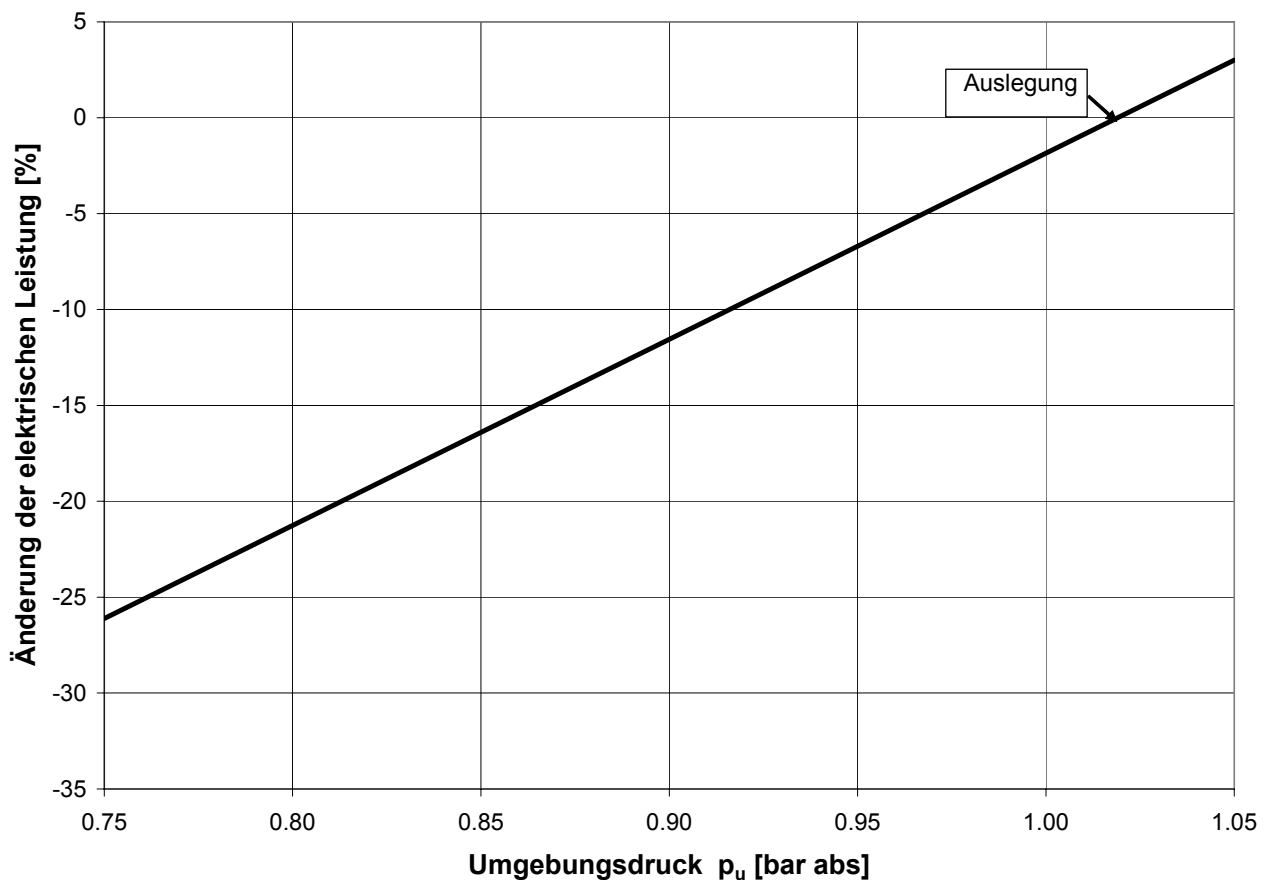


Bild 3.34: Einfluss des Umgebungsdrucks p_u auf die elektrische Leistung (repräsentative Gasturbine [40])

Für Vergleichszwecke wird im Rahmen dieser Arbeit immer der Umgebungsdruck $p_u = 101.3 \text{ kPa (abs)}$ (vgl. ISO 2533 [32] und Tabelle 3.2) eingesetzt. Er entspricht der Aufstellung auf Meeresspiegel-Ebene.

3.4.3 Luftfeuchtigkeit

Auch die relative Luftfeuchtigkeit ϕ der Umgebungsluft ist ein Umweltparameter, der abhängig vom Aufstellungsort der Mikrogasturbinenanlage und von der Jahreszeit stark variieren kann. Die elektrische Leistung der Mikrogasturbinenanlage sinkt mit fallender relativer Luftfeuchtigkeit und zwar umso steiler je höher die Lufteintritts- bzw. Umgebungstemperatur ist. Den Einfluss der relativen Luftfeuchtigkeit auf die elektrische Leistung einer Gasturbine, wenn auch minimal, zeigt das Bild 3.35.

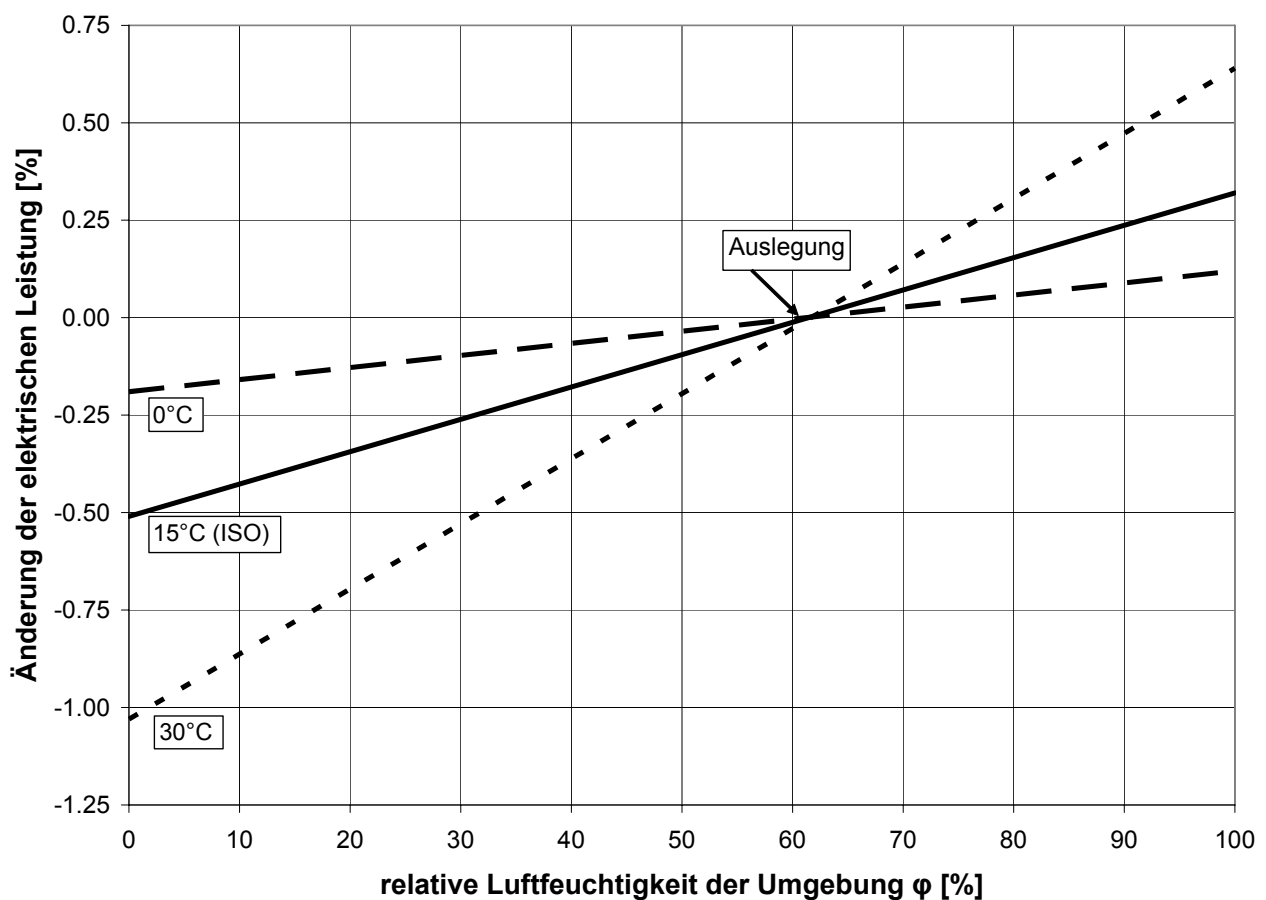


Bild 3.35: Einfluss der relativen Luftfeuchtigkeit ϕ der Umgebung zusammen mit der Umgebungstemperatur t_u auf die el. Leistung (repräsentative Gasturbine [40])

Wie aus dem Bild 3.35 ersichtlich wird, verstärkt sich die Auswirkung der relativen Luftfeuchtigkeit φ auf die elektrische Leistung der Gasturbine mit steigender Umgebungstemperatur t_u wesentlich. Um die Bildung und die weitere Durchleitung von Wassertropfen in die Komponenten der Anlage zu vermeiden, werden verschiedenartige herstellenspezifische Vorrichtungen vor dem Eintritt in den Verdichter eingebaut (z.B. zentrifugale Tropfenabscheider), die die Bildung schädlicher Tropfengrößen verhindern. Größere Wassertropfen könnten zu Unwuchtungen des Verdichterrades führen und die Lagerbeanspruchung erheblich erhöhen.

Für Vergleichszwecke wird im Rahmen dieser Arbeit immer die relative Luftfeuchtigkeit der Umgebungsluft $\varphi = 60\%$ entsprechend den ISO Bedingungen für Gasturbinen (vgl. ISO 2533 [32] und Tabelle 3.2) eingesetzt.

4 Die Mikrogasturbinenanlage im Betrieb

4.1 Zur Verfügung stehende Betriebsalternativen

Für die Anpassung an die Bedarfsdeckung an Strom und Wärme, stehen dem Mikrogasturbinenanlagen-betreiber zwei variierbare Größen zur Verfügung:

- die Drehzahl n
- der Rekuperatorfaktor μ

Die Mikrogasturbinendrehzahl n , die aufgrund der einwelligen Konstruktion gleich für Turbine und Generator ist, kann relativ frei gewählt werden und unterliegt aufgrund des elektronischen Getriebes, das für die Anpassung der Generatordrehzahl an die Netzfrequenz sorgt, kaum Restriktionen. Durch die Variation von Drehzahl n und / oder Rekuperatorfaktor μ ist der Einsatz der Mikrogasturbinenanlage in einem weiten Feld von Bedarfsanforderungen möglich.

Im Folgenden werden folgende Bezeichnungen angewandt:

$$n^* = n / n(0) \quad \text{relative bzw. normierte Drehzahl} \quad (\text{Gl. 4-1})$$

$$\pi^* = \pi / \pi(0) \quad \text{relatives bzw. normiertes Verdichterdruckverhältnis} \quad (\text{Gl. 4-2})$$

4.1.1 Relative Lastzustände der Mikrogasturbinenanlage

Als relative Last δ einer Mikrogasturbinenanlage wird das Verhältnis von elektrischer Leistung P_{el} bzw. Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} zu ihren Nennbetriebs- bzw. Auslegungswerten $P_{el}(0)$ bzw. $\dot{Q}_{Nutz}(0)$ (bei $n^* = 1$ und $\mu = 0$) definiert.

Das Bild 4.1 zeigt die Differenzierung zwischen Stromlast δ_{el} und Nutzwärmelast $\delta_{Q_{Nutz}}$ für die Mikrogasturbinenanlage:

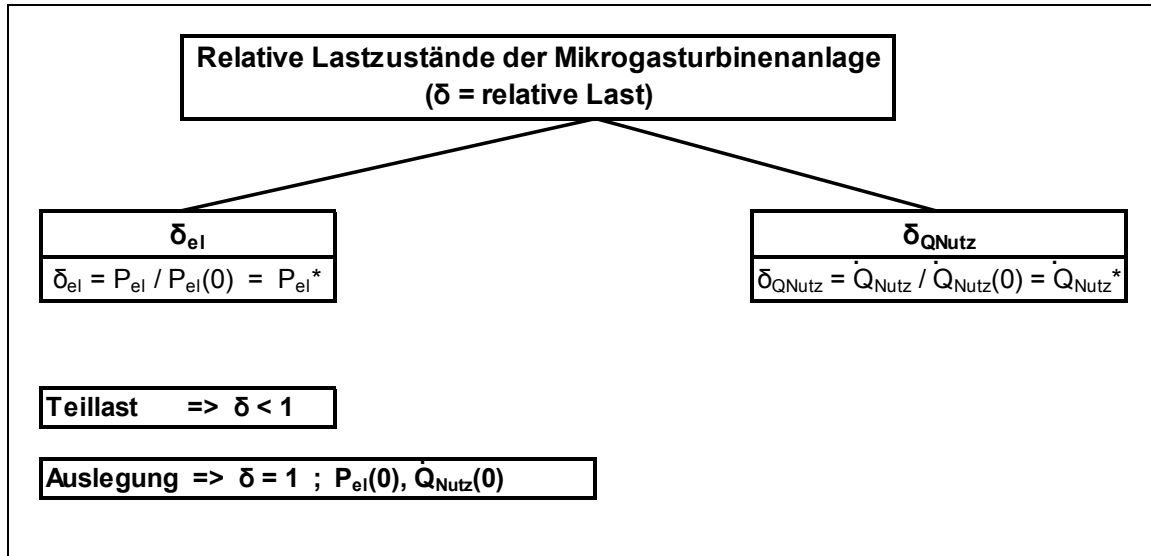


Bild 4.1: Relative Lastzustände der Mikrogasturbinenanlage

Die Stromlast δ_{el} ist definiert als:

$$\delta_{el} = P_{el} / P_{el}(0) = P_{el}^* \quad (\text{Gl. 4-3})$$

Die Nutzwärmelast δ_{QNutz} ist definiert als:

$$\delta_{QNutz} = \dot{Q}_{Nutz} / \dot{Q}_{Nutz}(0) = \dot{Q}_{Nutz}^* \quad (\text{Gl. 4-4})$$

Die relative Last δ einer Mikrogasturbinenanlage kann grundsätzlich Werte grösser und kleiner 1 nehmen. Wenn innerhalb dieser Arbeit von Strom- bzw. Nutzwärmeteillast gesprochen wird, wird impliziert, dass:

$$\begin{aligned} \delta_{el} &< 1 \text{ bzw.} \\ \delta_{QNutz} &< 1 \end{aligned}$$

gilt.

Die Strom- bzw. Nutzwärmeteillast spiegeln den Betriebszustand der Mikrogasturbinenanlage, bei dem die ans Strom- bzw. Wärmenetz oder an Verbraucher gelieferte elektrische Leistung P_{el} bzw. Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} niedriger ist, als die im Auslegungszustand ($P_{el}(0)$ bzw. $\dot{Q}_{Nutz}(0)$) der Anlage.

4.1.2 Möglichkeiten und Grenzen der Betriebsalternativen

Das Bild 4.2 gibt einen Überblick über die zur Verfügung stehenden Betriebsalternativen für eine Mikrogasturbinenanlage mit Rekuperatorbypass.

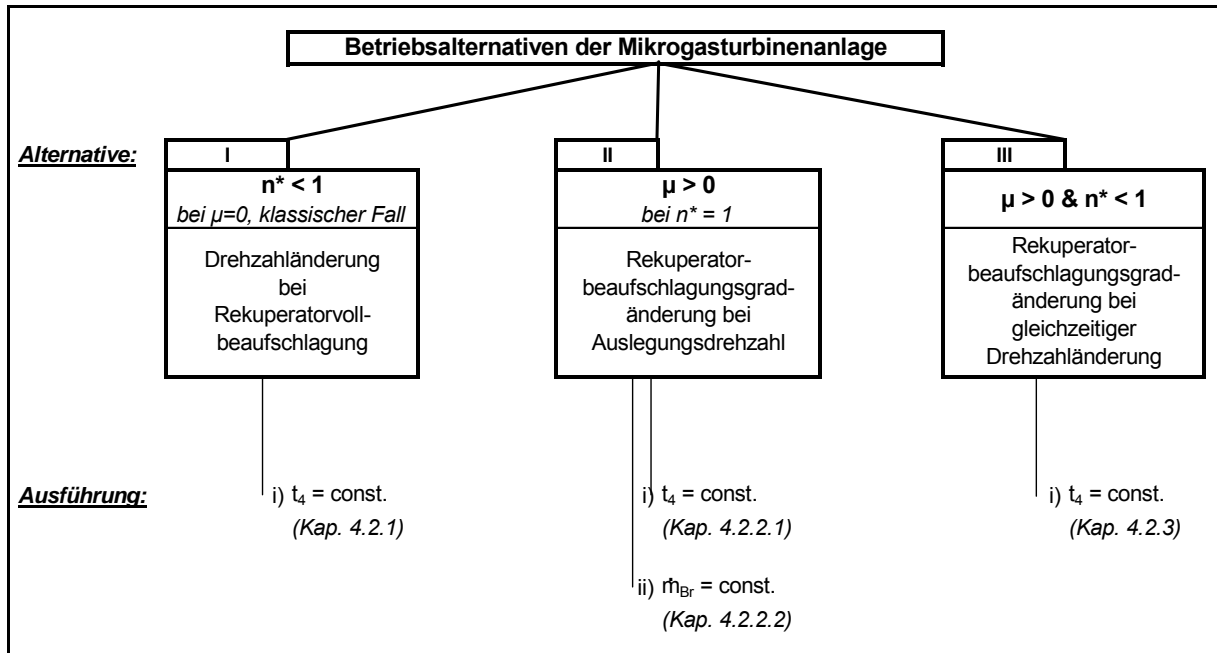


Bild 4.2: Betriebsalternativen der Mikrogasturbinenanlage

Bei einer Drehzahlreduzierung ($n^* < 1$) und sonst konstant gehaltenen Auslegungsparameter (Alternative I im oberen Bild 4.2) befindet sich die Mikrogasturbinenanlage im Teillastbereich. Die elektrische sowie thermische Nutzleistung werden herabgesenkt, wie im Kapitel 4.2.1 dargestellt wird.

Eine Änderung des Rekuperatorfaktors μ kann bei der Auslegungsdrehzahl (Alternative II im oberen Bild 4.2), eine Änderung der elektrischen P_{el} und / oder thermischen Nutzleistung \dot{Q}_{Nutz} der Mikrogasturbinenanlage bewirken, wie im Kapitel 4.2.2 gezeigt wird. Von einer Betriebsalternative mit Turbineneintrittstemperatursenkung wird hier Abstand genommen, aufgrund des steilen Abfallens des elektrischen Wirkungsgrades bei der Einführung einer solchen Maßnahme, wie im Kapitel 3.3.2 erläutert wurde. Eine Turbineneintrittstemperatursenkung kann sich jedoch aus einer anderen betrieblichen Maßnahme ergeben, wie im Kapitel 4.2.2.2 bei der Konstanthaltung der Brennstoffzufuhr dargestellt wird.

Die Auswirkungen einer kombinierten Änderung von Drehzahl n und Rekuperatorbeaufschlagung M (Alternative III im oberen Bild 4.2) auf das Verhalten der Mikrogasturbinenanlage werden im Kapitel 4.2.3 erläutert.

Um bei einer installierten Mikrogasturbinenanlage eine höhere elektrische Leistung als die im Auslegungszustand festgelegte zu erreichen ($\bar{\delta}_{el} > 1$), kämen theoretisch folgende Maßnahmen bei jeweils sonst gleichgehaltenen Parametern in Frage:

- i. Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur (t_4), durch Erhöhung der Brennstoffzufuhr (\dot{m}_{Br}),
- ii. Erhöhung des durchgesetzten Luft-/Abgasmassenstroms (\dot{m}_L bzw. \dot{m}_{Abg}) durch Erhöhung der Drehzahl n ,
- iii. Erhöhung des Druckverhältnisses (π)

zu i):

Eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur t_4 über ihren Auslegungswert hinaus für eine längere Betriebsdauer würde die Lebenserwartung der Brennkammer sowie des Turbinenrades reduzieren. Aus diesem Grunde wird eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur t_4 nicht als Betriebsalternative zur Erhöhung der elektrischen Leistung, von Ausnahmefällen, die nur kurzfristigen Charakter haben wie z.B. Notfälle mit Verbraucherbedarfs- bzw. Netzschwankungen, abgesehen, betrachtet.

zu ii):

Bei einer wesentlichen Erhöhung der ohnehin für die Mikrogasturbinen charakteristischen, hohen Auslegungsdrehzahl während des Betriebs (z.B. $n^* > 1.10$, ausführungsabhängig) besteht die Gefahr des Auftretens unkontrollierter Schaufelschwingungen, sowie hoher Belastung der Schaufelfestigkeit durch die extremen Fliehkräften mit entsprechenden Folgen für die Mikrogasturbinenanlage, falls dieser Betriebszustand über längere Zeit gefahren wird. Dadurch kommt auch eine lang andauernde Drehzahlerhöhung zum Erzielen einer höheren elektrischen Leistung der Mikrogasturbinenanlage nicht in Frage.

zu iii):

Die dritte Möglichkeit zur Erhöhung der elektrischen Leistung einer installierten Mikrogasturbinenanlage, die Erhöhung des Druckverhältnisses π , bleibt irrelevant, da sie nur entweder durch eine Drehzahlerhöhung oder durch konstruktive Änderungen zumindest am Verdichterrad (z.B. Schaufelgeometrie) zu erreichen wäre. Die Drehzahlerhöhung wurde im vorigen Paragraph erläutert und konstruktive Änderungen bei installierten Anlagen bleiben unrealistisch.

Eine dauerhaft höhere elektrische Leistung als die im Auslegungszustand festgelegte zu fahren ist deshalb nicht empfehlenswert.

4.2 Analyse der Betriebsalternativen

Auf dem im vorigen Kapitel 4.1.2 dargestellten Bild 4.2 basierend, werden die Betriebsführungsalternativen in diesem Kapitel erläutert. Das Kapitel 4.2.1 behandelt die Drehzahländerung bei konstantem Auslegungs-Rekuperatorfaktor ($\mu = 0$), das Kapitel 4.2.2 behandelt Änderungen des Rekuperatorfaktors μ bei konstanter Auslegungs-Drehzahl ($n^* = 1$) und das Kapitel 4.2.3 behandelt die gleichzeitige Variation von Drehzahl n und Rekuperatorfaktor μ .

4.2.1 Drehzahländerung

Der Stromlastbereich einer Mikrogasturbinenanlage in ihrer klassischen Ausführung (d.h. ohne Rekuperatorbypass) wird durch eine Drehzahländerung gefahren (Alternative I auf dem Bild 4.2). Dieser Teillastbereich dehnt sich zu wesentlich tieferen Werten aus als die üblichen Teillastbereiche von konventionellen Gasturbinen, die eine Stromlast von $\bar{\delta}_{el} = 0.6$ selten unterschreiten.

Der oberen Stromlastdefinition $\bar{\delta}_{el}$ zufolge sowie die Tatsache berücksichtigend, dass die elektrische Dauerleistung der Mikrogasturbinenanlage den Auslegungswert $P_{el}(0)$ nicht übersteigen darf (vgl. Kapitel 4.1.2), könnte die Stromlast $\bar{\delta}_{el}$ theoretisch Werte im Bereich:

$$0 \leq \bar{\delta}_{el} \leq 1 \quad \text{annehmen.}$$

Obwohl der Betrieb der Mikrogasturbine bis zu minimalen elektrischen Leistungen ($\bar{\delta}_{el} \approx 0$) theoretisch möglich ist, wäre eine Absenkung ihres Stromteillastbereichs unterhalb von $\bar{\delta}_{el} = 0.3 \dots 0.2$ aus technischen Gründen nicht sinnvoll, weil durch den stark reduzierten Luft-/Abgasmassenstrom die Strömungsverhältnisse und die Verbrennung in der Brennkammer so stark beeinträchtigt werden, dass deren Kontinuität neben ihrer Effizienz nicht mehr gewährleistet werden kann [36]. Der Betriebsbereich einer Mikrogasturbine beschränkt sich in der Praxis häufig zwischen den Werten $0.3 \dots 0.2 \leq \bar{\delta}_{el} \leq 1$ bei einer korrespondierenden relativen Drehzahl von $0.8 \dots 0.7 \leq n^* \leq 1$ [36]. Die Drehzahl-, Strom- und Nutzwärmelast – Charakteristik der Mikrogasturbinenanlage der vorliegenden Arbeit ist im Bild 4.3 dargestellt. Diese Charakteristik entspricht Literaturangaben [36] bei voller Rekuperatorbeaufschlagung ($\mu = 0$).

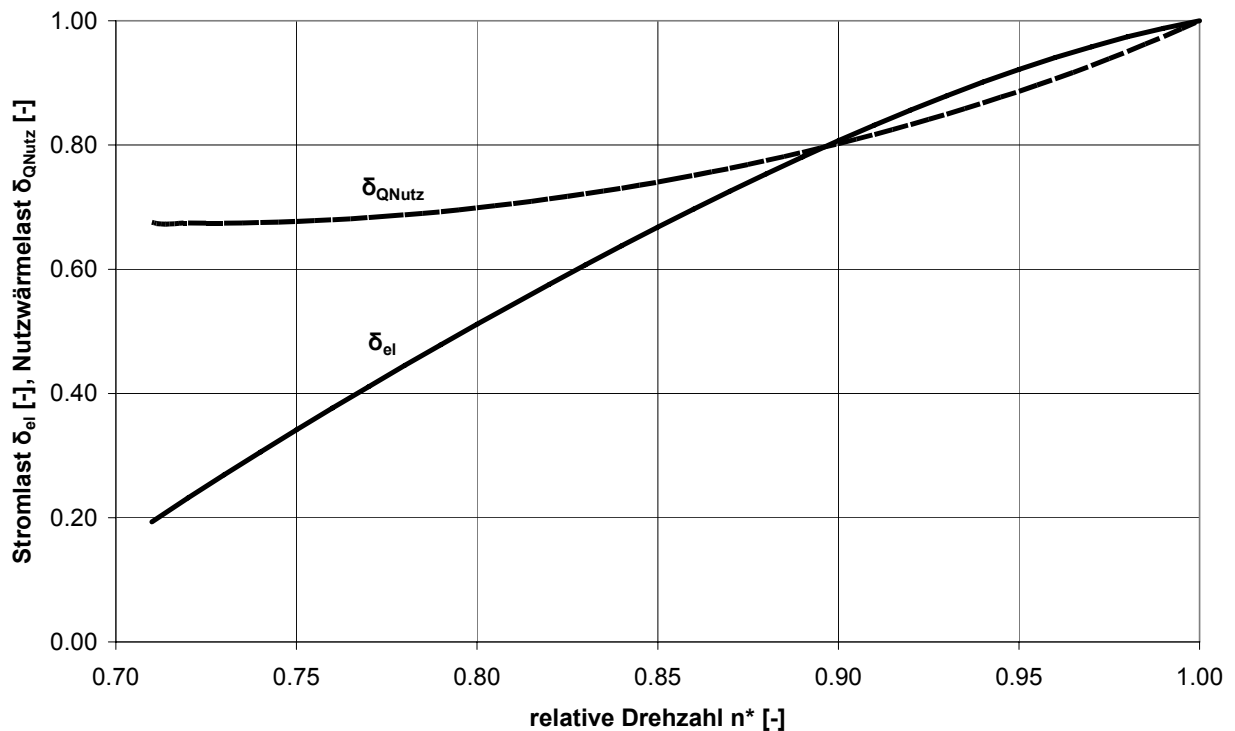


Bild 4.3: Stromlast $\bar{\delta}_{el}$ und Nutzwärmelast $\bar{\delta}_{QNutz}$ in Abhängigkeit von der relativen Drehzahl n^* bei konstantem vollen Rekuperatorbeaufschlagungsgrad ($\mu = 0$) und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur ($t_4 = 975^\circ\text{C}$)

Aus dem Bild 4.3 ist ersichtlich, dass bei geringen Drehzahländerungen relativ hohe Stromlaständerungen erzielt werden, vor allem im unteren Drehzahlbereich der Mikrogasturbine. Diese Art des Kurvenverlaufs ist ein kennzeichnendes Merkmal von Mikrogasturbinen.

Bei einer Drehzahlreduzierung ($n^* < 1$) und von einem kontinuierlich voll beaufschlagtem Rekuperator ($\mu = 0$) ausgehend, ergäben sich zwei Betriebsalternativen für die Stromteillast:

- a. Konstante Turbineneintrittstemperatur ($t_4 = \text{const}$)
- b. Konstante Brennstoffzufuhr ($\dot{m}_{Br} = \text{const.}$)

Die reduzierte Drehzahl ($n^* < 1$) führt zu einem niedrigeren Luftmassenstrom als beim Auslegungszustand ($\dot{m}_L < \dot{m}_L(0)$), der seinerseits bei Konstanthaltung der Brennstoffzufuhr ($\dot{m}_{Br} = \text{const}$) zu höheren Turbineneintrittstemperaturen t_4 führen würde. Eine dauerhafte Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur t_4 könnte Bauteile der Mikrogasturbine wie Brennkammer und Turbinenrad gefährden. Um im Falle des Betriebes bei reduzierter Drehzahl, eine Gefährdung der Mikrogasturbine zu vermeiden, wird die Turbineneintrittstemperatur t_4 auf ihren Auslegungswert begrenzt. Die Begrenzung der Turbineneintrittstemperatur t_4 auf ihren Auslegungswert erfolgt mittels Reduzierung der Brennstoffzufuhr.

Als einzige Betriebsalternative bei einer reinen Drehzahlreduktion ohne Variation des Rekuperatorfaktors μ , der Mikrogasturbine bleibt folglich nur die Konstanthaltung der Turbineneintrittstemperatur t_4 . Die zweite Betriebsalternative, die Konstanthaltung der Brennstoffzufuhr \dot{m}_{Br} wird aus den oben erwähnten Gründen verworfen und in diesem Kapitel nicht mehr betrachtet.

Die Variation des Rekuperatorfaktors μ als unabhängige Betriebsalternative oder in Zusammenhang mit einer Drehzahlvariation wird im Kapitel 4.2.2 und Kapitel 4.2.3 untersucht.

Folgendes Bild 4.4 zeigt den Zusammenhang zwischen dem elektrischen Wirkungsgrad η_{el} , dem Brennstoffnutzungsgrad ω , sowie der Nutzwärmelast δ_{QNutz} und der Stromlast δ_{el} der Mikrogasturbinenanlage mit Rekuperator ($\mu = 0$ kontinuierlich), während das nachfolgende Bild 4.5 zum Vergleich den gleichen Zusammenhang für die gleiche Anlage ohne Rekuperator ($\mu = 1$ kontinuierlich) wiedergibt.

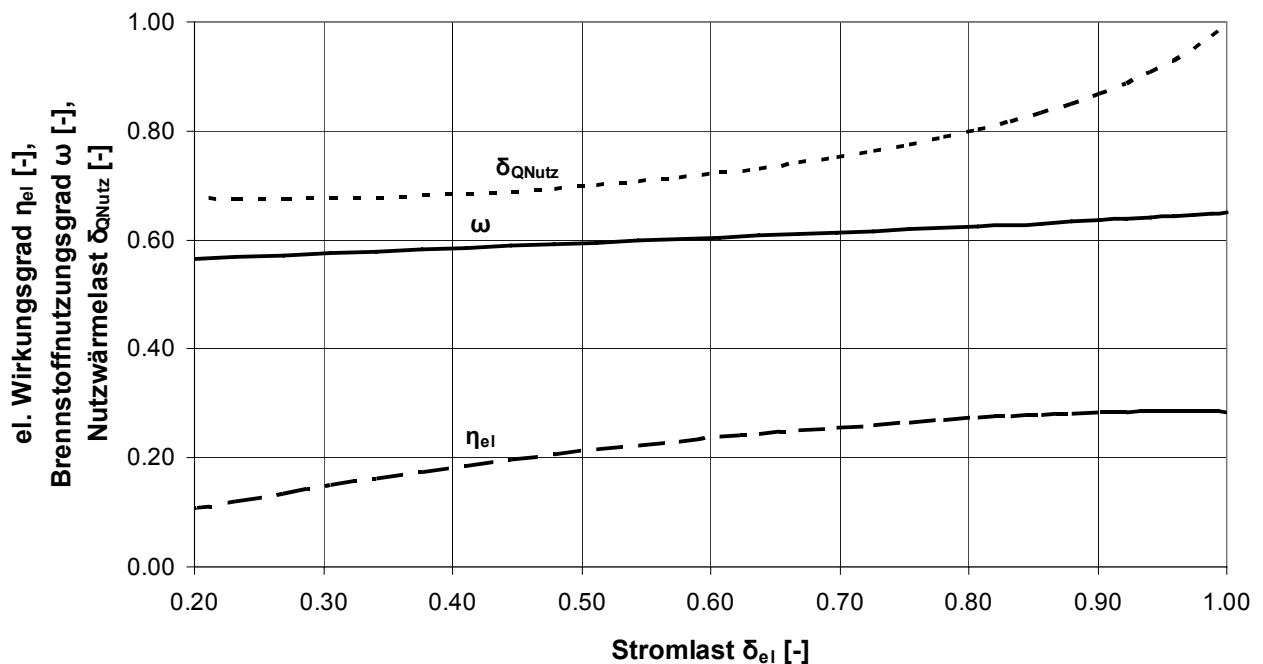


Bild 4.4: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} , Brennstoffnutzungsgrad ω und Nutzwärmelast δ_{QNutz} in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , mit Rekuperator ($\mu = 0$)

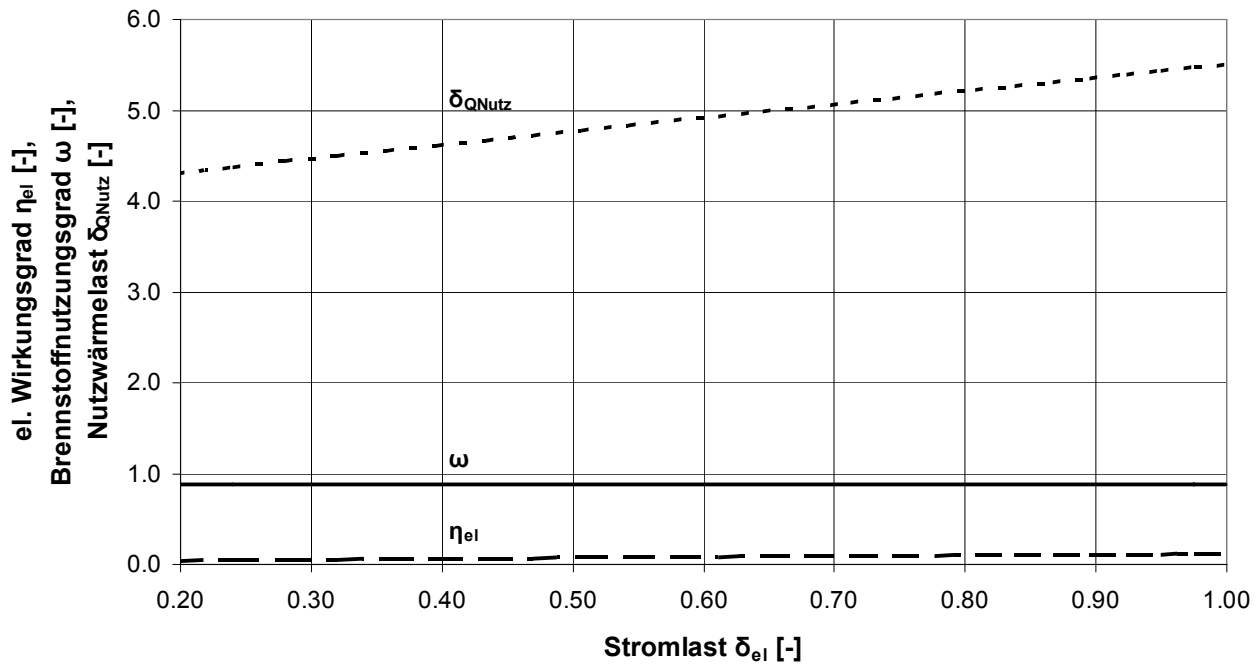


Bild 4.5: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} , Brennstoffnutzungsgrad ω und Nutzwärmelast δ_{QNutz} in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , ohne Rekuperator ($\mu = 1$)

Der Vergleich der Kurvenverläufe der Mikrogasturbinenanlage mit und ohne Rekuperator ergibt neben den Darstellungen im Kapitel 3, dass im Stromteillastbereich:

- die Nutzwärmelast δ_{QNutz} stärker abfällt bei der Anlage mit Rekuperator als bei der Anlage ohne Rekuperator. Diese stärker abfallende Tendenz der Nutzwärmelast δ_{QNutz} bei der Anlage mit Rekuperator ist am Auslegungspunkt ($\delta_{el} = 1$) ausgeprägter als im Bereich der minimalen Stromteillast ($\delta_{el} = 0.2$)
- der Brennstoffnutzungsgrad bei der Anlage mit Rekuperator geringfügig abfällt, während er bei der Anlage ohne Rekuperator praktisch konstant bleibt
- der elektrische Wirkungsgrad der Anlage mit Rekuperator gleichermassen abfällt wie bei der Anlage ohne Rekuperator

Die Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} erreicht erwartungsgemäß wesentlich höhere Werte bei der Mikrogasturbinenanlage ohne Rekuperator. Dies liegt daran, dass das ganze Nutzwärmepotential der Abgase der Mikrogasturbine einzig und allein im Warmwassererzeuger ausgeschöpft wird, ohne einen wesentlichen Teil dieses Potentials im Rekuperator zur Vorwärmung der verdichteten Luft zu verwenden, wie im Falle der rekuperativen Anlage. Der qualitativ unterschiedliche Kurvenverlauf der Nutzwärmelast δ_{QNutz} (vgl. Bild 4.4) der rekuperativen Anlage im Vergleich zu der Anlage ohne Rekuperator lässt sich mit dem Einsatz des Rekuperators erklären. Während bei der rekuperativen Anlage der Rekuperator das Nutzwärmepotential durch die Abgasaustrittstemperatur aus dem Rekuperator t_6 (vgl. Bild 8.1 in Kapitel 8) be-

einflusst, ist das Nutzwärmepotential bei der Anlage ohne Rekuperator von der Turbinenaustrittstemperatur t_5 (vgl. Bild 8.1) abhängig. Die Turbinenaustrittstemperatur t_5 hängt bei konstanter Turbineneintrittstemperatur t_4 vom inneren Turbinenwirkungsgrad η_{IT} (vgl. Kapitel 3.2.3 und Kapitel 8) ab, dessen Teillastcharakteristik unabhängig von einem Rekuperator – Einsatz ist.

4.2.2 Einsatz eines Rekuperatorbypasses

Der Rekuperatorfaktor μ sowie der Rekuperatorbeaufschlagungsgrad M (vgl. Kapitel 3.2.3) sind die repräsentativen Indikatoren für das Ausmass des Einsatzes des Rekuperators im Energieumwandlungsprozess der Mikrogasturbinenanlage. Hohe μ – Werte deuten auf geringen Einsatz des Rekuperators, da der Abgasmassenstrom, der um ihn herum geleitet wird, steigt. Ein Rekuperatorbeaufschlagungsgrad von $M = 100\%$ (bei $\mu = 0$) repräsentiert dagegen den Auslegungszustand (0) der Anlage, wobei der Rekuperator voll beaufschlagt wird und der gesamte Abgasmassenstrom durch ihn fließt.

Der Rekuperatorbeaufschlagungsgrad M wird durch ein Bypassventil geregelt, welches den gesamten Abgasmassenstrom der Mikrogasturbine vor dem Rekuperator in zwei Teilmassenströme aufteilt. Der eine Teilmassenstrom (\dot{m}_{AbgRek}) fließt durch den Rekuperator, während der zweite ($\dot{m}_{AbgBypass}$) durch den Bypass um den Rekuperator geleitet wird (vgl. Bild 3.1 und Kapitel 3.2.3).

Der Rekuperatorfaktor μ beeinflusst direkt den Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} . Der Verlauf des Rekuperatorwirkungsgrades η_{Rek} sowie der relativen Rekuperatordruckverluste ε_{Rek} in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ sind im Bild 3.16 (vgl. Kapitel 3.2.3) dargestellt.

Der Rekuperatorfaktor μ kann Werte zwischen:

$$0 \leq \mu \leq 0.8 \text{ (1.0)}$$

annehmen.

Der Wert $\mu = 0.8$ deutet darauf hin, dass 80% des Abgasmassenstromes durch den Bypass und nicht durch den Rekuperator geleitet wird und dass der Rekuperatorbeaufschlagungsgrad $M = 20\%$ ($M = 1 - 0.8$) beträgt. Die Begrenzung des Bypassflusses auf 80% ($\mu = 0.8$) ist notwendig, weil sonst keine gleichmäßige Beaufschlagung der wärmetauschenden Flächen in Verbindung mit einer erheblichen Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten, bei

höheren Werten des Rekuperatorfaktors μ stattfindet, wie von renommierten Herstellern [20, 21, 22] bestätigt wird. Wenn auch in der Praxis der Bereich von $0.8 \leq \mu \leq 1.0$ vermieden wird, wird es auf den folgenden Bildern der Vollständigkeit halber dargestellt. Einen Rekuperatorbypass vorausgesetzt, wird der Rekuperatorfaktor μ alternativ oder additiv zur Drehzahlvariation (d.h. allein oder als Kombination mit n , vgl. Kapitel 4.2.3) zum Erzielen eines variablen Lastbereichs angewandt, um den Betrieb der gesamten Mikrogasturbinenanlage den Bedarfsanforderungen entsprechend anzupassen.

Für den Fall von variablem Rekuperatorbeaufschlagungsgrad und konstanter, nomineller Drehzahl (= Auslegungsdrehzahl, $n^*=1$; vgl. Alternative II auf der Bild 4.2) ergeben sich zwei Betriebsalternativen:

- i. konstante Turbineneintrittstemperatur ($t_4 = \text{const.}$) vgl. Kapitel 4.2.2.1
- ii. konstante Brennstoffzufuhr ($\dot{m}_{Br} = \text{const.}$) vgl. Kapitel 4.2.2.2

4.2.2.1 Konstante Turbineneintrittstemperatur

Eine konstante Turbineneintrittstemperatur t_4 gleich dem Wert des Auslegungszustands ($t_4 = t_4(0)$) führt bei konstanter nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) zu einer konstanten elektrischen Leistung in Höhe des Auslegungswertes der Anlage ($P_{el} = P_{el}(0)$). Dadurch bleibt auch die Stromlast unverändert konstant bei $\delta_{el} = 1$, unabhängig vom Rekuperatorbypassfaktor μ .

Die elektrische Leistung der Mikrogasturbine ergibt sich zu (vgl. Bild 3.1 und Bild 8.1):

$$P_{el} = P_{Turb} - P_{Verd} = \eta_{Schalt} * [\dot{m}_{Abg} * (h_4 - h_5) - \dot{m}_L * (h_2 - h_1)] \quad (\text{Gl. 4-5})$$

Durch die konstante Drehzahl ($n^*=1$) ergibt sich ein konstanter Luftmassendurchsatz \dot{m}_L . Um bei der Variation des Rekuperatorfaktors μ die Turbineneintrittstemperatur t_4 konstant beim Auslegungswert zu halten wird die Brennstoffzufuhr \dot{m}_{Br} variiert. Mit steigendem Rekuperatorfaktor μ steigt der Brennstoffverbrauch \dot{m}_{Br} , um die fehlende Luftvorwärmung zu kompensieren. Aufgrund der relativ geringen Größenordnung des Brennstoffdurchsatzes im Vergleich zum Abgasmassenstrom ($\dot{m}_{Br} = 0.5 - 2\%$ von \dot{m}_{AbgCog} , abhängig vom Rekuperatorfaktor μ) wird für die praktische Rechnung angenommen, dass Verdichter- und Gasturbinenmassenstrom gleich sind ($\dot{m}_L = \dot{m}_{AbgCog}$).

Weil alle Faktoren der Gleichung 4-5 vom Rekuperatorfaktor μ unabhängig sind, bleibt bei der Rekuperatorfaktorvariation die elektrische Leistung P_{el} konstant und dem Auslegungs-

wert der Mikrogasturbinenanlage gleich. Daraus ergibt sich, dass die Stromlast δ_{el} bei der Rekuperatorfaktorvariation auch konstant ($\delta_{el} = 1$) bleibt.

Das folgende Bild 4.6 stellt den Zusammenhang zwischen Stromlast δ_{el} , Nutzwärmelast δ_{QNutz} , relativem Brennstoffverbrauch \dot{m}^*_{Br} und Rekuperatorfaktor μ dar. Der relative Brennstoffverbrauch \dot{m}^*_{Br} wird definiert als:

$$\dot{m}^*_{Br} = \dot{m}_{Br} / \dot{m}_{Br} (0) \quad (\text{Gl. 4-6})$$

mit $\dot{m}_{Br} (0)$ den nominellen bzw. Auslegungs- Brennstoffverbrauch der Anlage.

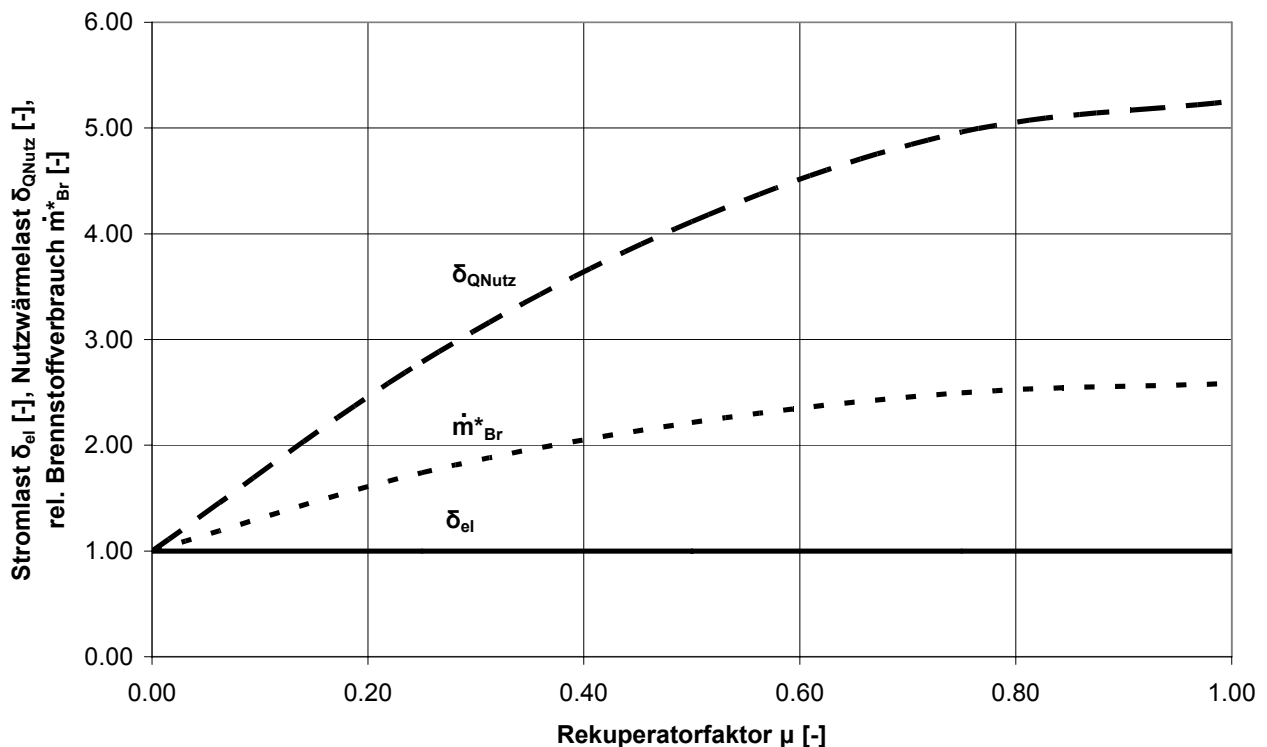


Bild 4.6: Stromlast δ_{el} , Nutzwärmelast δ_{QNutz} und relativer Brennstoffverbrauch \dot{m}^*_{Br} in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur ($t_4 = 975^\circ\text{C}$)

Während die Stromlast δ_{el} konstant über den gesamten Variationsbereich des Rekuperatorfaktors μ bleibt, steigt die Nutzwärmelast δ_{QNutz} mit dem Rekuperatorfaktor μ kontinuierlich an. Der Grund dafür ist das steigende Wärmenutzungspotential, das dem Warmwassererzeuger zur Verfügung gestellt wird, durch die direkte Führung der Abgase nach der Gasturbine, die um den Rekuperator geleitet werden. Der Brennstoffverbrauch \dot{m}_{Br} steigt mit dem Rekuperatorfaktor μ kontinuierlich an, um die aufgrund der Abgasumleitung im Rekuperator fehlende Luftvorwärmung zum Erzielen der nominellen Turbineneintrittstemperatur t_4 zu kompensieren.

Die Darstellung des Zusammenhangs zwischen elektrischem Wirkungsgrad η_{el} und Brennstoffnutzungsgrad ω über den Rekuperatorfaktor μ findet im folgenden Bild 4.7 statt. Aufgrund der konstanten Stromlast ($\delta_{el} = \text{const}$) bei dieser Betriebsalternative wurde im Vergleich zum Kapitel 4.2.1 der Rekuperatorfaktor μ anstatt der Stromlast δ_{el} als variable Größe gewählt.

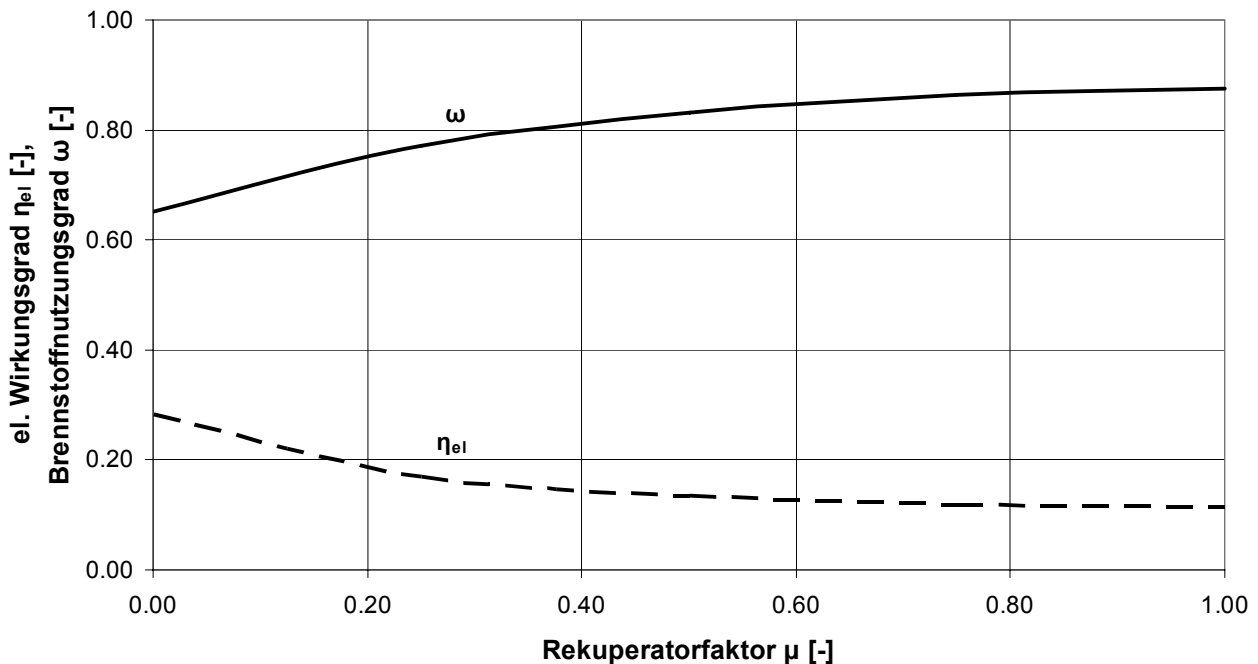


Bild 4.7: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} und Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur ($t_4 = 975^\circ\text{C}$)

Mit der Erhöhung des Abgasmassenstromes um den Rekuperator ($\mu > 0$) sinkt der elektrische Wirkungsgrad η_{el} (vgl. Bild 4.7), weil zur Konstanthaltung der Turbineneintrittstemperatur t_4 , die zur Luftvorwärmung fehlende Abgaswärme durch Erhöhung der Brennstoffzufuhr \dot{m}_{Br} ausgeglichen wird.

Der thermische Wirkungsgrad η_{th} der Mikrogasturbinenanlage steigt mit dem Rekuperatorfaktor μ steil an. Dies ergibt sich aus dem Bild 4.6 und der Gleichung 3-13: Die Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} steigt bis zum ca. 5.5-fachem ihres ursprünglichen, nominellen Wertes an, während der Brennstoffverbrauch \dot{m}_{Br} deutlich unter seinem 3-fachem Ursprungswert bleibt. Der daraus resultierende starke Anstieg des thermischen Wirkungsgrades η_{th} übersteigt die fallende Tendenz des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} und führt zu einem insgesamt steigendem Brennstoffnutzungsgrad ω bei steigendem Rekuperatorfaktor μ (vgl. Bild 4.7).

Durch die konstant gehaltene Turbineneintrittstemperatur t_4 erhöht sich das zur Verfügung stehende Nutzwärmepotential der KWK – Anlage bei niedrigeren Rekuperatorbeaufschlagungsgraden, was sich im Verlauf des Brennstoffnutzungsgrades ω , bemerkbar macht. Der Brennstoffnutzungsgrad ω steigt steil mit dem Rekuperatorfaktor μ (bzw. mit fallendem Rekuperatorbeaufschlagungsgrad M) bis $\mu = 0.4$, um sich beim hohen Niveau ($\omega = 0.8 \dots 0.9$) zu stabilisieren.

Der Vollständigkeit halber ist der Einfluss der Turbineneintrittstemperatur t_4 am Auslegungspunkt des Mikrogasturbinenmoduls auf die Stromlast δ_{el} , Nutzwärmelast δ_{QNutz} , sowie relativen Brennstoffverbrauch \dot{m}^*_{Br} der Anlage bei variierendem Rekuperatorfaktor μ im nachfolgenden Bild 4.8 dargestellt.

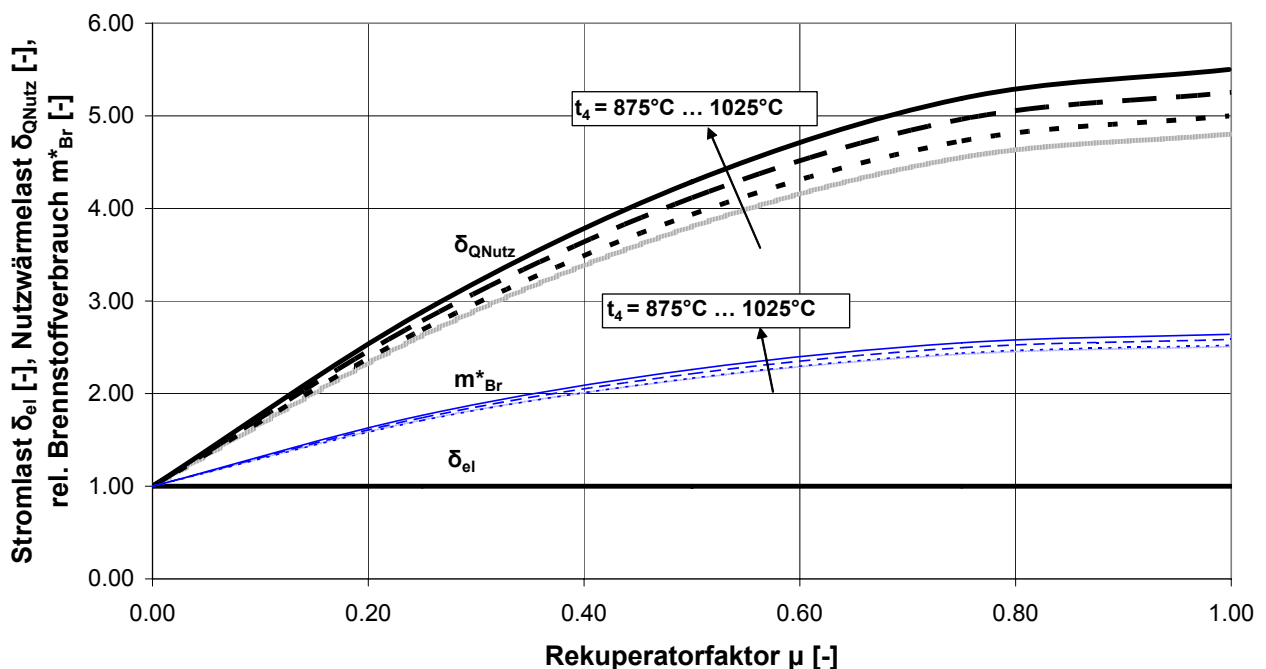


Bild 4.8: Stromlast δ_{el} , Nutzwärmelast δ_{QNutz} und relativer Brennstoffverbrauch \dot{m}^*_{Br} in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und variierender Turbineneintrittstemperatur t_4

Aus dem Bild 4.8 ist ersichtlich, dass mit steigendem Rekuperatorfaktor μ eine Erhöhung des Auslegungswertes der Turbineneintrittstemperatur t_4 eine Erhöhung der verfügbaren Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} , durch die Nutzwärmelast δ_{QNutz} ausgedrückt, bewirkt. Dabei steigt der Brennstoffverbrauch, durch den rel. Brennstoffverbrauch \dot{m}^*_{Br} ausgedrückt, unproportional geringer zur Erhöhung der verfügbaren Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} .

Der Einfluss des Auslegungswertes der Turbineneintrittstemperatur t_4 auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} und den Brennstoffnutzungsgrad ω der Anlage bei variierendem Rekuperatorfaktor μ ist im nachfolgenden Bild 4.9 dargestellt.

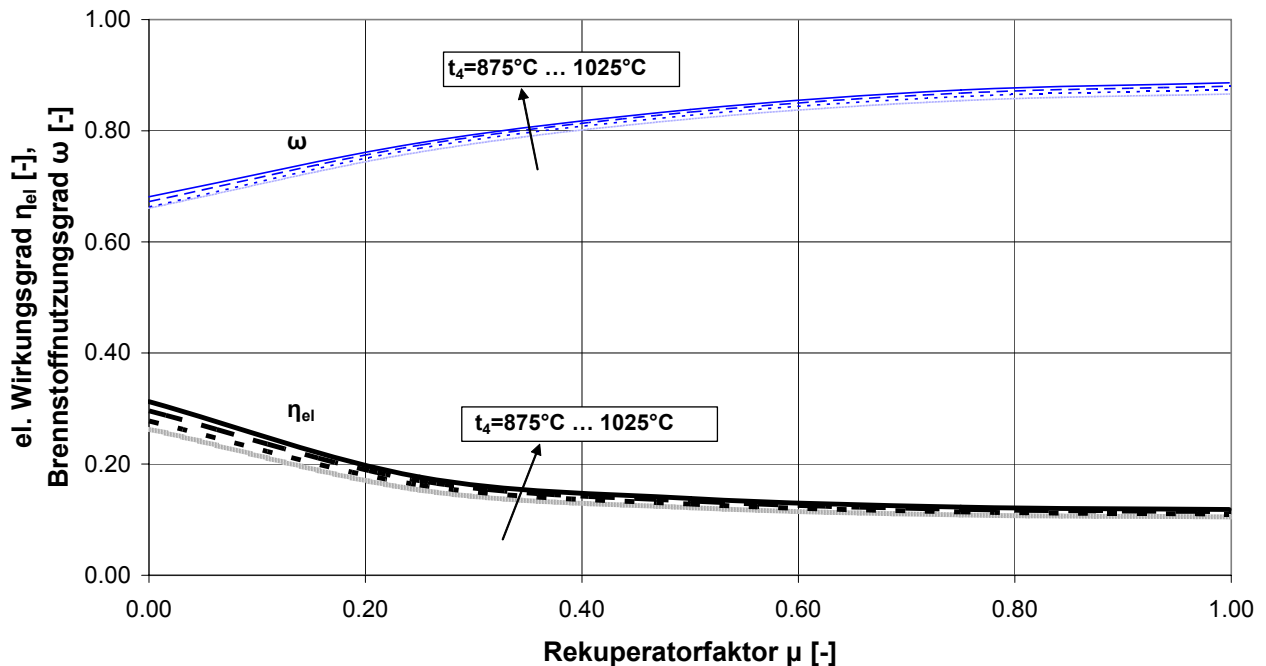


Bild 4.9: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} und Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und variierender Turbineneintrittstemperatur t_4

Aus dem Bild 4.9 ist ersichtlich, dass mit steigendem Rekuperatorfaktor μ eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur t_4 eine minimale, immer geringer werdende Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades der Anlage η_{el} bewirkt. Der Brennstoffnutzungsgrad der Anlage ω steigt dabei minimal aber konstant über den gesamten Variationsbereich des Rekuperatorfaktors μ .

4.2.2.2 Konstante Brennstoffzufuhr

Eine konstante Brennstoffzufuhr ($\dot{m}_{Br} = \text{const.}$ bzw. $\dot{m}_{Br}^* = 1$) bei steigendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter, nomineller Drehzahl ($n^*=1$) führt zu Stromteillast ($\bar{\delta}_{el} < 1$) der Anlage.

Beim Öffnen des Bypasses und der Leitung eines Abgasmassenstromteils um den Rekuperator ($\mu > 0$) sinkt die zur Luftvorwärmung im Rekuperator zur Verfügung stehende Wärmemenge und somit auch die Lufttemperatur vor der Brennkammer (Zustand 3 im

Bild 3.1). Eine unveränderte Brennstoffzufuhr vorausgesetzt ($\dot{m}_{Br} = \text{const.}$), sinkt dadurch die Turbineneintrittstemperatur t_4 und damit die elektrische Leistung P_{el} (vgl. Gleichung 4-5, Kapitel 4.2.2.1). Dagegen steigt die Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} bei steigendem Rekuperatorfaktor μ aufgrund des erhöhten Nutzwärmepotentials, welches im Rekuperator nicht genutzt wird und dem Warmwassererzeuger direkt nach der Gasturbine zur Verfügung gestellt wird.

Erwartungsgemäss und durch die Gleichung 3-1 im Kapitel 3.1 begründet, fällt der elektrische Wirkungsgrad η_{el} der Mikrogasturbinenanlage mit steigendem Rekuperatorfaktor μ bzw. sinkender Stromlast δ_{el} wegen der fallenden elektrischen Leistung P_{el} bei konstanter Brennstoffzufuhr \dot{m}_{Br} . Der Brennstoffnutzungsgrad ω steigt dagegen geringfügig an, aufgrund der steigender Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} und daraus resultierendem steigendem thermischen Wirkungsgrades η_{th} , die die fallende Tendenz des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} überkompensieren (vgl. Gleichung 3-13 und Gleichung 3-14 im Kapitel 3.3.2 bzw. 4.2.2.1).

Diese Zusammenhänge sind in den nachfolgenden Bildern 4.10 und 4.11 visualisiert. Der Zusammenhang zwischen δ_{el} und n^* findet sich im Bild 5.1.

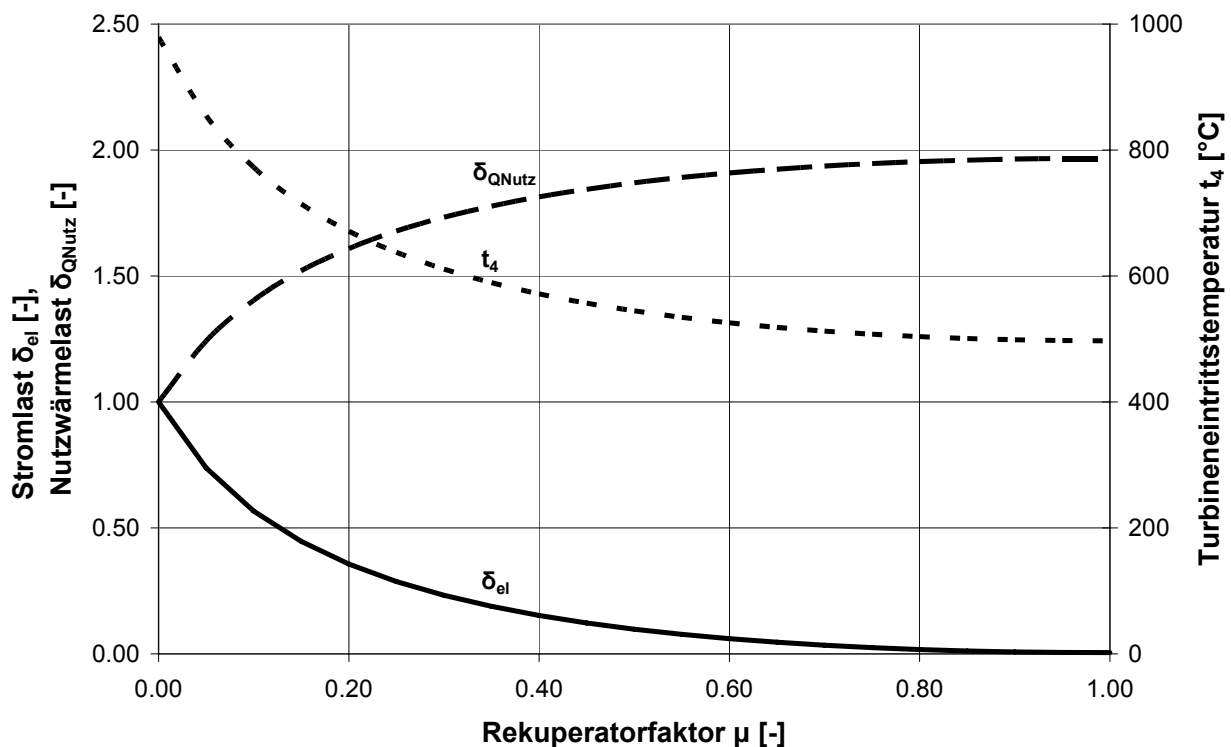


Bild 4.10: Stromlast δ_{el} , Nutzwärmelast δ_{QNutz} und Turbineneintrittstemperatur t_4 in Abhängigkeit vom Rekuperatorfaktor μ , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und konstanter nomineller Brennstoffzufuhr ($\dot{m}^*_{Br} = 1$)

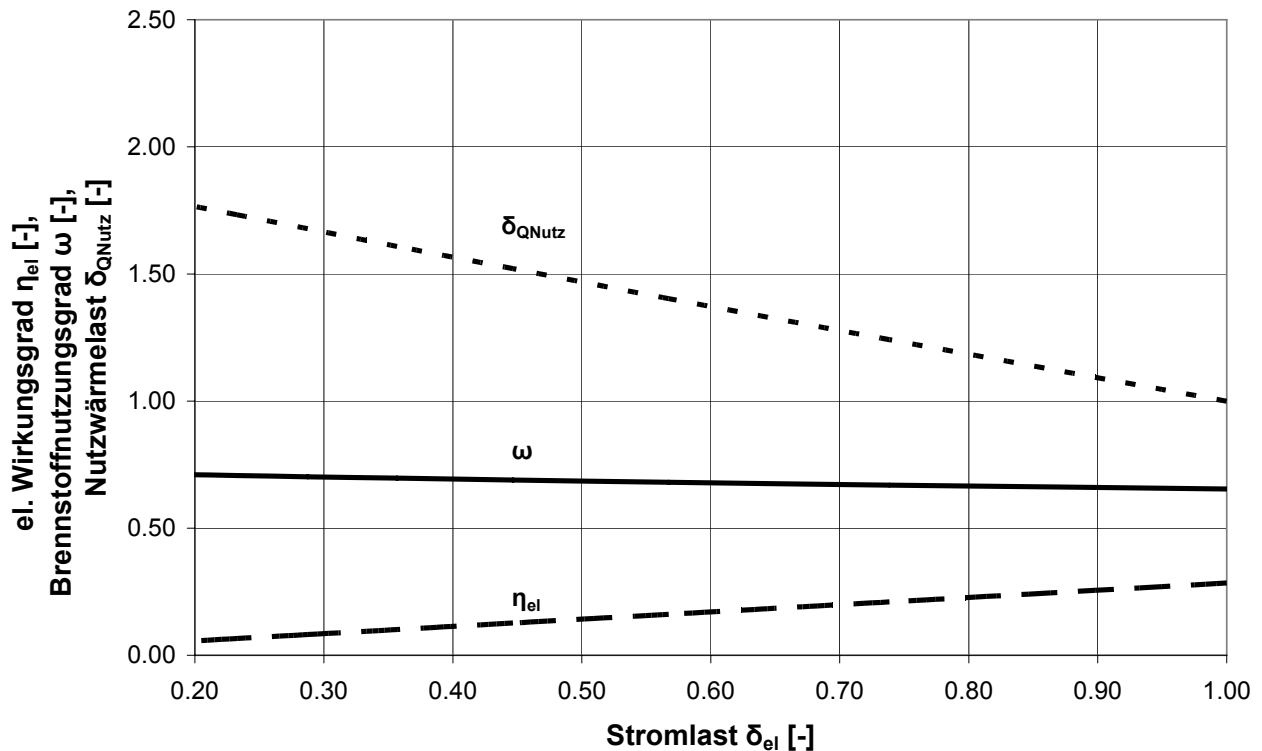


Bild 4.11: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} , Brennstoffnutzungsgrad ω und Nutzwärmebelastung $\delta_{Q_{Nutz}}$ in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei konstanter, nomineller Drehzahl ($n^* = 1$) und konstanter nomineller Brennstoffzufuhr ($\dot{m}^*_{Br} = 1$)

4.2.3 Kombinierte Drehzahl- und Rekuperatorbypassänderung

Eine weitere Betriebsalternative (Alternative III im Bild 4.2) stellt die Kombination von variabler Drehzahl n und variablem Rekuperatorfaktor μ dar.

Aufgrund der variablen Drehzahl ($n^* < 1$) wird, aus den gleichen Gründen wie im Kapitel 4.2.1 aufgeführt, eine konstante Turbineneintrittstemperatur t_4 auch für diese Betriebsalternative gewählt. Die Auswirkungen der kombinierten Variation von Drehzahl n und Rekuperatorfaktor μ auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} , Brennstoffnutzungsgrad ω sowie Stromkennzahl S in Abhängigkeit der Stromlast δ_{el} der Mikrogasturbinenanlage sind in den folgenden Bildern 4.12, 4.13 und 4.14 dargestellt (Stromlaständerung als Ergebnis von Drehzahlvariation).

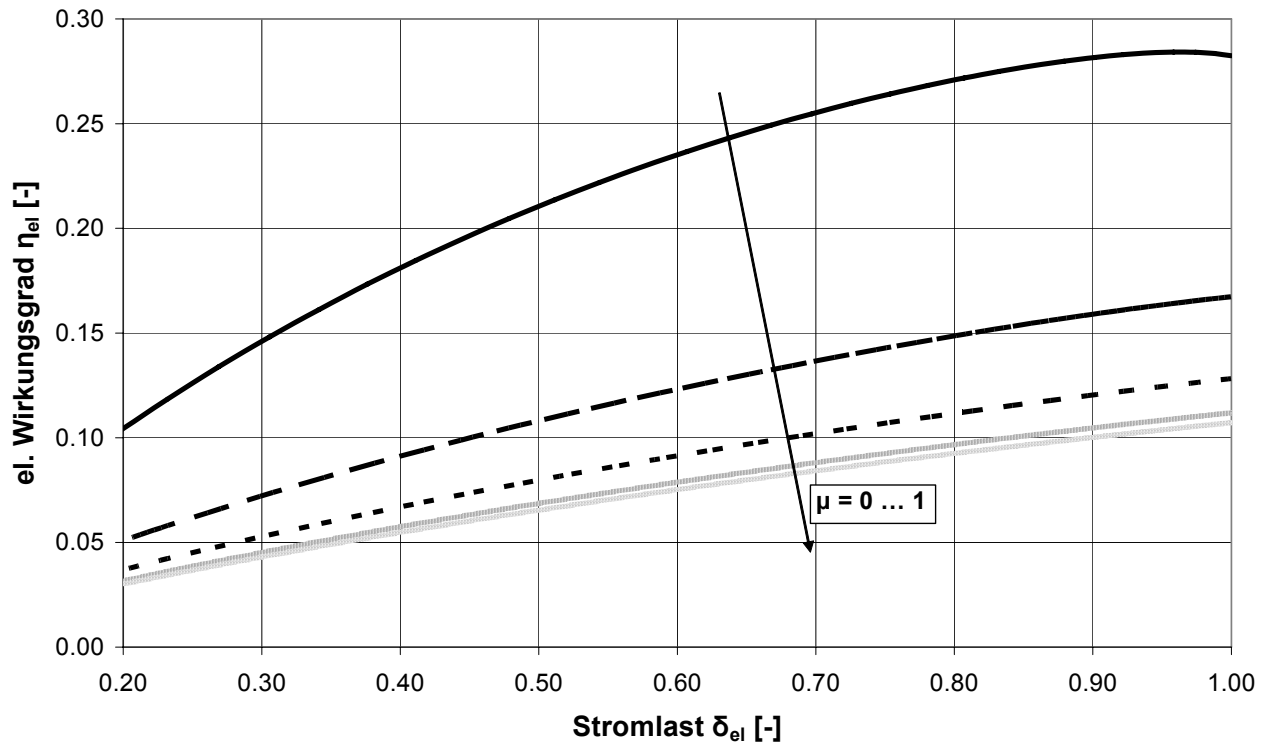


Bild 4.12: Elektrischer Wirkungsgrad η_{el} in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei variierendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$

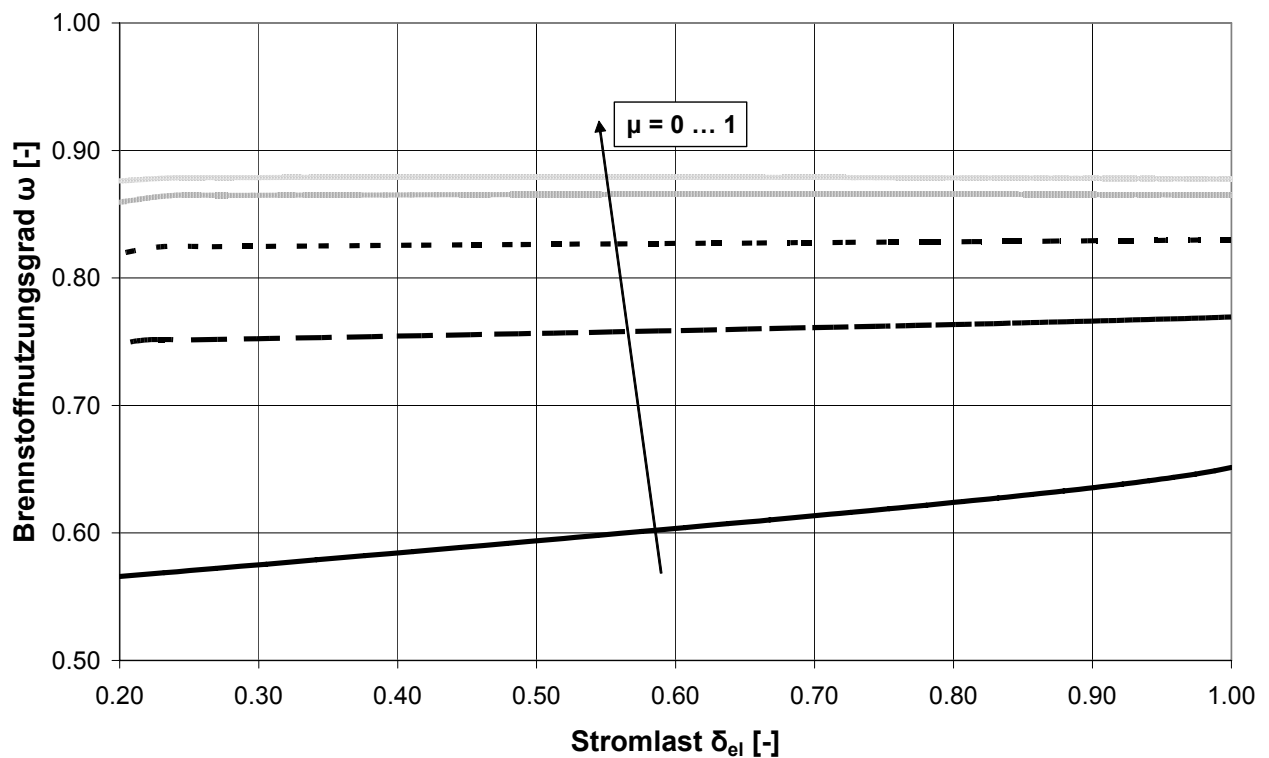


Bild 4.13: Brennstoffnutzungsgrad ω in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei variierendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$

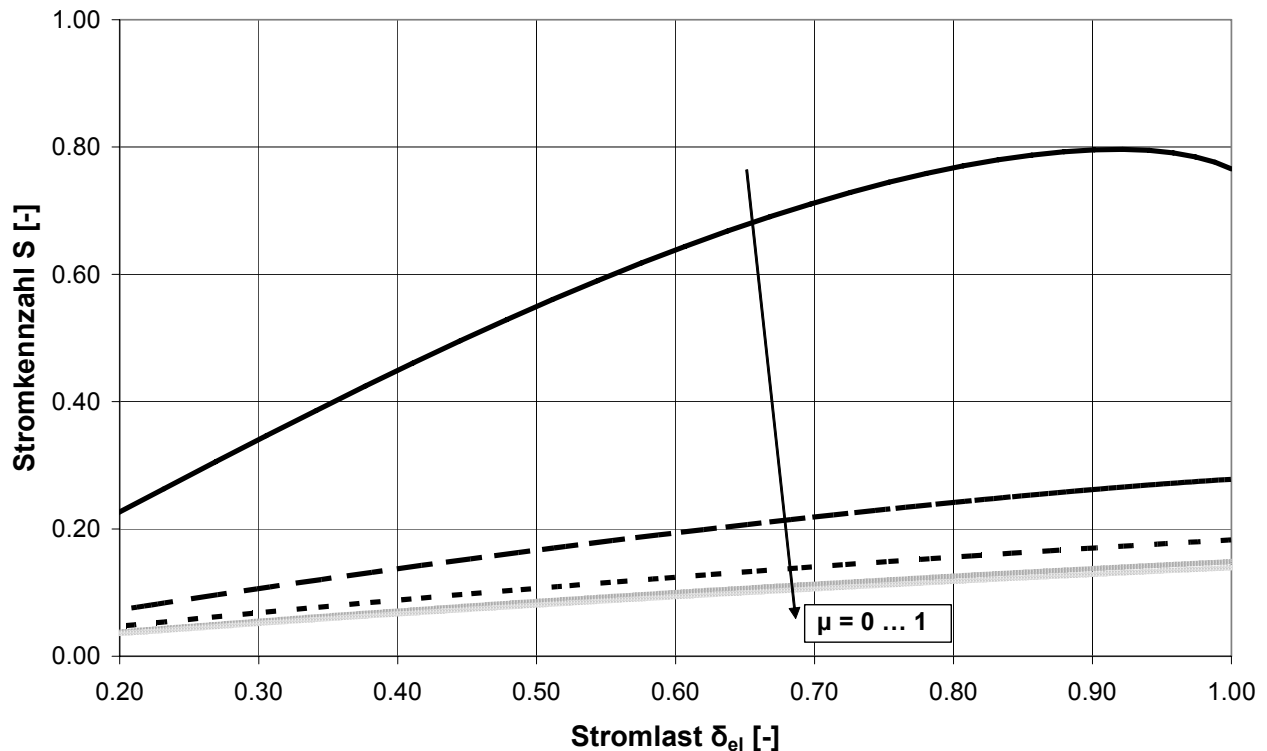


Bild 4.14: Stromkennzahl S in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei variierendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$

Aus den Bildern 4.12, 4.13 und 4.14 wird festgestellt, dass mit sinkender Stromlast ($\delta_{el} < 1$), die eine reduzierte Drehzahl ($n^* < 1$) impliziert:

- der Kurvenverlauf des elektrischen Wirkungsgrades der Anlage η_{el} mit steigendem Rekuperatorfaktor μ flacher wird und die Kurven zu niedrigeren elektrischen Wirkungsgrade η_{el} verschoben werden
- der Kurvenverlauf des Brennstoffnutzungsgrades der Anlage ω mit steigendem Rekuperatorfaktor μ flacher wird und die Kurven zu höheren Brennstoffnutzungsgrade ω verschoben werden
- der Kurvenverlauf der Stromkennzahl der Anlage S mit steigendem Rekuperatorfaktor μ flacher wird und die Kurven zu niedrigeren Stromkennzahlen S verschoben werden

Im folgenden Bild 4.15 ist bei variierendem Rekuperatorfaktor μ der Zusammenhang zwischen Nutzwärmelast $\delta_{Q_{Nutz}}$ und Stromlast δ_{el} als Ergebnis der Drehzahlvariation der Mikrogasturbinenanlage bei konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$ dargestellt.

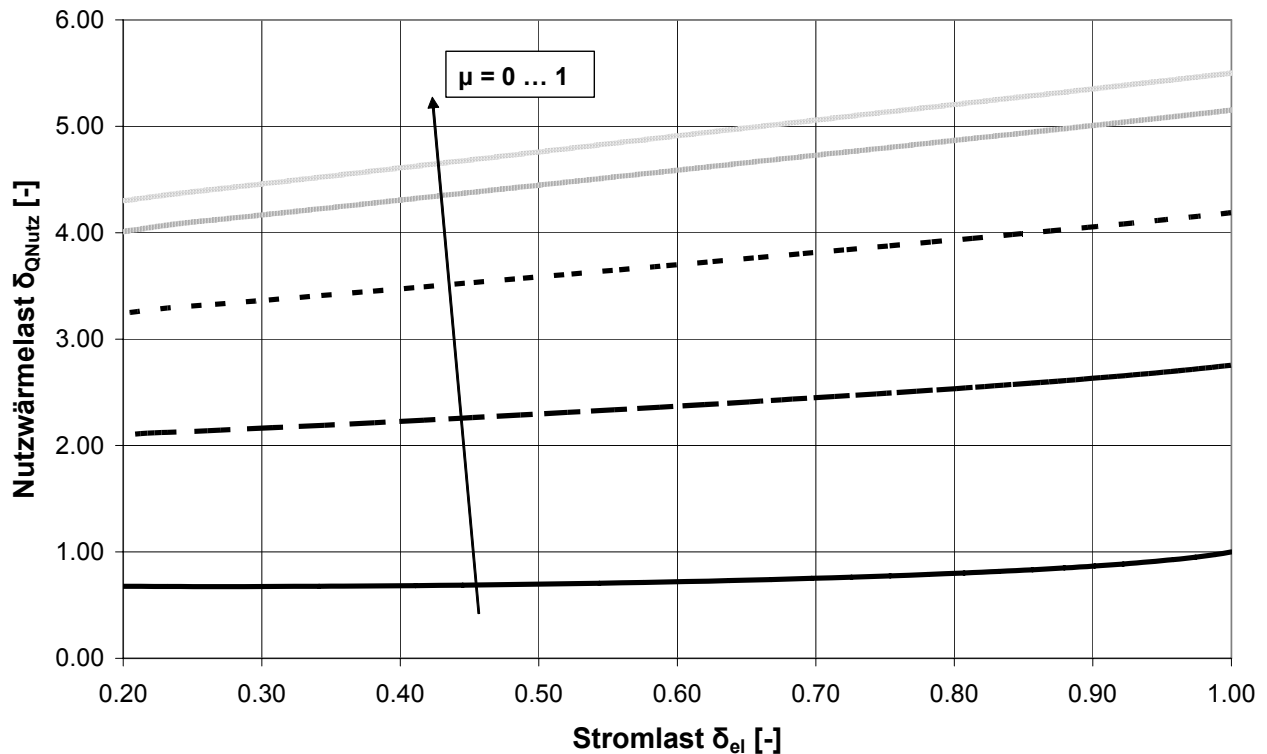


Bild 4.15: Nutzwärmelast $\delta_{Q_{\text{Nutz}}}$ in Abhängigkeit von der Stromlast δ_{el} , bei variierendem Rekuperatorfaktor μ und konstanter nomineller Turbineneintrittstemperatur $t_4 = 975^\circ\text{C}$

Aus dem Bild 4.15 ist ersichtlich, dass mit sinkender Stromlast ($\delta_{\text{el}} < 1$), die das Ergebnis einer reduzierten Drehzahl ($n^* < 1$) ist, die zur Verfügung stehende Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} (ausgedrückt durch die sinkende Nutzwärmelast $\delta_{Q_{\text{Nutz}}}$) der Mikrogasturbinenanlage sinkt und zwar steiler mit steigendem Rekuperatorfaktor μ .

Mit der im Kapitel 4.2 durchgeführten Analyse des Einflusses der Änderung der Drehzahl n und/oder des Rekuperatorfaktors μ ist zugleich die 3-dimensionale Darstellung des Bildes 2.16 quantitativ gegeben. Im Hinblick auf die Übersichtlichkeit bzw. den Vergleich verschiedener BHKW – Konzeptionen (motorisches bzw. MGT – BHKW), erfolgt im Kapitel 4.3 die quantitative Belegung in 2-dimensionaler Darstellung für $n = n(0) = \text{konstant}$.

4.3 Primärenergieaufwand

Mit den in Kapiteln 3 und 4 durchgeführten Parametervariationen für Auslegung und Betrieb, kann der Primärenergieaufwand für die Mikrogasturbinenanlage in Abhängigkeit der reziproken Stromkennzahl $1/S$ (bezogen auf die Nutzenergieströme) quantitativ ermittelt werden und gemäss Bild 2.16 dargestellt werden. Im Bild 4.16 sind für vier ausgewählte BHKWs die Ergebnisse des Primärenergieaufwandes gegenübergestellt.

Es wird angenommen, dass:

- die im Kühlwasser enthaltene Nutzwärme der motorischen BHKWs um ein Drittel geringer als die in den Abgasen enthaltene ist,
- $\frac{3}{4}$ der Abgasenergie der motorischen BHKWs in Nutzwärme umgewandelt wird,
- bei den motorischen BHKWs eine volle Nutzung der Kühlwasserwärme stattfindet
- sowohl für den Verbrennungsmotor als auch für die Mikrogasturbine jeweils konstante Restverluste (Abstrahlung) entstehen und
- der Zusatzwärmeerzeuger den gleichen Wirkungsgrad der Wärmeerzeugung (0.90) für alle betrachteten Alternativen aufweist.

Dadurch gilt:

$$\begin{aligned}c &= 2/3 \quad b && \text{(Gl. 4-7)} \\f_1 &= 0.75 && \text{(Gl. 4-8)} \\f_2 &= 1.0 && \text{(Gl. 4-9)} \\d = d^* &= 0.05 = \text{konst.} && \text{(Gl. 4-10)}\end{aligned}$$

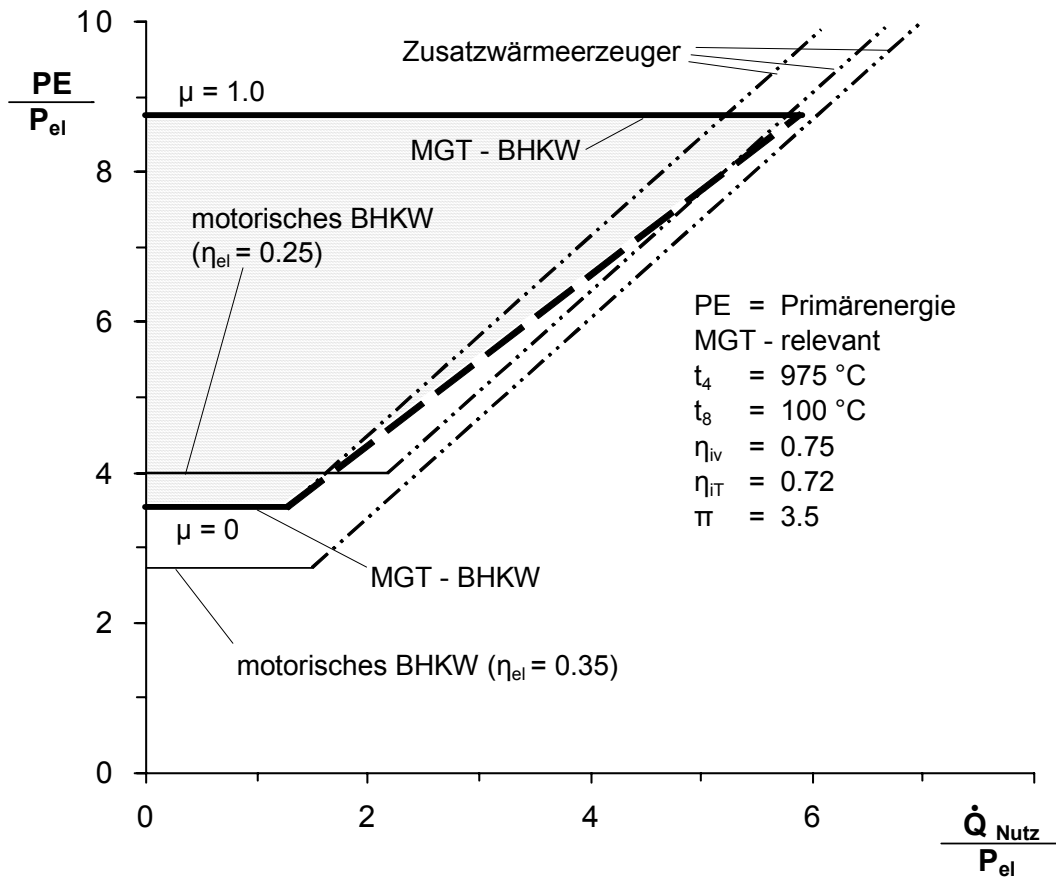


Bild 4.16: Quantitative Gegenüberstellung vom Primärenergieaufwand motorischer und Mikrogasturbinen – BHKWs

Die nachfolgende Tabelle 4.1 zeigt die Ergebniswerte, die zur Erstellung des Bildes 4.16 geführt haben (vgl. Bild 2.10 bzw. 2.14 und Gl. 2-1 bzw. 2-7).

	Verbrennungsmotor		Mikrogasturbine					
	$\eta_{el} =$	0.25	0.35	$\mu =$	0	0	1	1
				$t_4 =$	875°C	975°C	875°C	975°C
a bzw. a*		0.25	0.35		0.248	0.284	0.105	0.114
b bzw. b*		0.42	0.36		0.702	0.666	0.845	0.836
c		0.28	0.24					
d bzw. d*		0.05	0.05		0.05	0.05	0.05	0.05

Tabelle 4.1: Übersicht der angewandten Werte zur Erstellung vom Bild 4.16

5 Betriebsführungsstrategien für Mikrogasturbinenanlagen

Die Betriebsführungsstrategien werden für eine ausgelegte Mikrogasturbinenanlage analysiert. D.h. die thermodynamischen und konstruktiven Parametern sowie die elektrische Nennleistung $P_{el}(0)$ liegen fest. Um den Energiebedarfsschwankungen zu begegnen, werden seitens der MGT – Anlagenbetreiber prinzipiell die zwei klassischen, quasi „standardisierten“ Grundbetriebsstrategien verwendet:

- die Stromführung (auch als stromgeführte Fahrweise bezeichnet) und
- die Wärmeführung (auch als wärmegeführte Fahrweise bezeichnet).

Für eine dezentrale KWK – Anlage auf der Basis MGT kann aufgrund der Anlagentechnologie Abstand von diesen „standardisierten“ Betriebsführungsstrategien genommen werden, um den jeweiligen Bedarf sowohl an Strom als auch an Nutzwärme wirtschaftlich zu erfüllen. Es ergeben sich flexible Strategien, die eine Kombination beider „standardisierten“ Betriebsführungsstrategien umfassen.

5.1 Stromgeführter Betrieb

5.1.1 Ziel und Zweck der Stromführung

Beim stromgeführten Betrieb richtet sich die Energieerzeugung der Mikrogasturbinenanlage ausschließlich nach dem aktuellen Strombedarf, den es primär zu erfüllen gilt.

Diese Orientierung des Betriebs der Mikrogasturbinenanlage am Strombedarf führt zur Forderung nach einer möglichst effizienten Stromerzeugung, die ihrerseits eine Maximierung des elektrischen Wirkungsgrades der Anlage η_{el} erfordert. Die Stromlast δ_{el} (vgl. Kapitel 4) wird als Maß für die erforderliche Stromerzeugung im Verhältnis zur elektrischen Leistung am Auslegungspunkt angewandt. Wie im Kapitel 4 gezeigt wurde, werden bei einer variablen Stromlast δ_{el} die höchsten elektrischen Wirkungsgrade η_{el} mit einem Rekuperatorfaktor $\mu = 0$ (d.h. volle Rekuperatorbeaufschlagung $M = 1$) erzielt (vgl. Bilder 4.2, 4.3 und 4.7 im Kapitel 4). Deshalb wird für eine effiziente Stromführung nur die Drehzahl n variiert und der Rekuperatorfaktor μ gleich seinem Auslegungswert ($\mu = 0$) gehalten.

Ein stromgeführter Betrieb ist auf ökonomische Ziele ausgerichtet und wird, abhängig von den örtlichen Marktpreisstrukturen, temporär und in seltenen Fällen kontinuierlich

angewandt. Aufgrund der Fokussierung auf die Stromerzeugung als primäres Produkt der KWK – Anlage wird die erzeugte Wärme als sekundäres Produkt betrachtet, die im Falle fehlender Verwendungsalternativen an die Umgebung abgegeben, bzw. im Falle einer zu geringen Wärmeauskopplung in einem Zusatzwärmeerzeuger bereitgestellt werden muss. Die für diesen Fall, daraus resultierende Brennstoffnutzung und deren ökonomische Implikationen muss in die gesamte Wirtschaftlichkeit der Mikrogasturbinenanlage über den betrachteten Zeitraum eingerechnet werden.

5.1.2 Eigene Strombedarfsabdeckung

Der Mikrogasturbinenanlagenbetreiber deckt üblicherweise einen Teil seines eigenen Strombedarfs mit der KWK – Anlage, die am Auslegungspunkt betrieben wird. Sollte der Eigenstrombedarf so tief sinken, dass die Mikrogasturbine mehr elektrische Leistung P_{el} erzeugt, als der Eigenbedarf verlangt, hat der Betreiber zwei Handlungsmöglichkeiten:

- die überschüssige elektrische Leistung in das lokale Stromverteilungsnetz einzuspeisen oder
- die elektrische Leistung der Anlage dem Eigenbedarf anzupassen, d.h. im Teillastbetrieb mit einer Stromlast $\bar{\delta}_{el} = \bar{\delta}_{Bedarf}$ zu fahren.

Die beim stromführenden Betrieb erzeugte Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} , die in diesem Fall ein Nebenprodukt der KWK – Anlage darstellt, wird angewandt um:

- den eigenen Wärmebedarf des Betreibers zu decken,
- Wärmeenergie zu speichern (z.B. in einem Warmwasserspeicher),
- in das lokale Fern- / Nahwärmenetz einzuspeisen.

Wenn alle diese Wärmenutzungsmöglichkeiten ausgeschöpft sind und Abwärme immer noch zur Verfügung steht, muss sie ungenutzt in die Atmosphäre geleitet werden. Die Auswirkung dieses Verfahrens auf den Brennstoffnutzungsgrad ω der Mikrogasturbinenanlage muss in die Wirtschaftlichkeitsberechnung des stromorientierten Betriebs einfließen, genauso wie der Vorteil einer vereinfachten und preiswerten Ausführung der Regelelektronik für die Mikrogasturbinenanlage, die nur die Drehzahl der Anlage nach dem jeweiligen Strombedarf regelt. Wenn die erzeugte Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} unterhalb des Wärmebedarfsniveaus liegt, wird ein Zusatzwärmeerzeuger eingesetzt.

5.1.3 Das 2 – Quadranten Diagramm der Stromführung

Bei einer Forderung an die Mikrogasturbinenanlage auf reduzierte elektrische Leistung ($P_{el} < P_{el}(0)$) im stromorientierten Betrieb wird die Drehzahl reduziert ($n^* < 1$, vgl. Kapitel 4.2.1). In welchem Ausmass dies geschieht und welche Auswirkung diese Maßnahme auf die erzeugte Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} hat, kann der Betreiber der KWK – Anlage einem 2 – Quadranten Diagramm entnehmen. Das 2 – Quadranten Diagramm der Stromführung (vgl. nachfolgendes Bild 5.1) ist aus den im Kapitel 4.2.1 dargestellten Bildern entwickelt. Die im Bild 5.1 dargestellten Kennlinien sind spezifisch für die in dieser Arbeit diskutierte Mikrogasturbinenanlage.

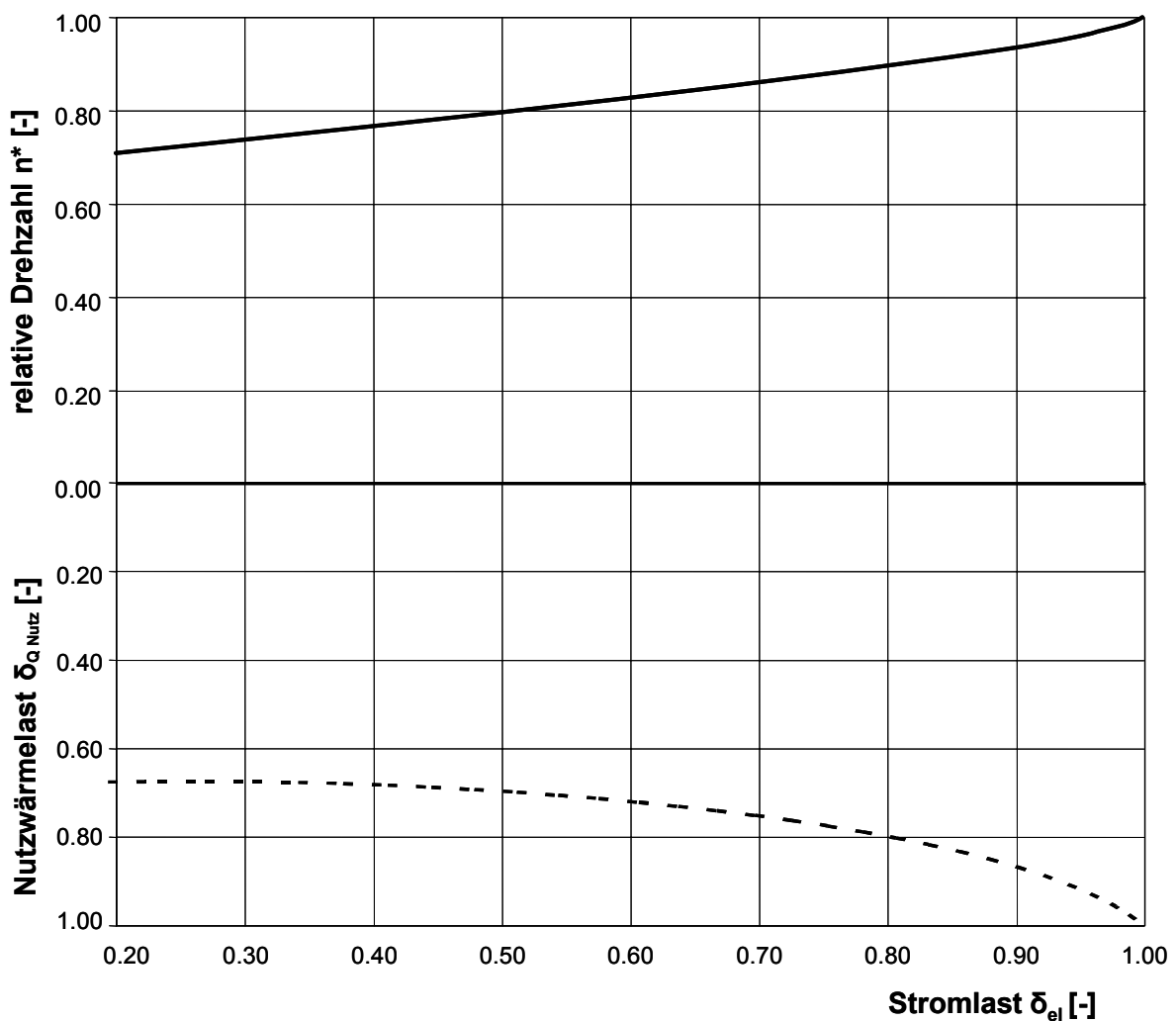


Bild 5.1: Das 2 – Quadranten Diagramm der Stromführung

Die Variation der Drehzahl der Mikrogasturbine findet automatisch, basierend auf der Regelssoftware der Anlage statt. Durch die Kenntnis der noch zur Verfügung stehenden Nutz-

wärme \dot{Q}_{Nutz} kann der Betreiber über ihre Anwendung bzw. den Einsatz eines Zusatzwärmeerzeugers entscheiden.

5.1.4 Fallstudie Stromführung

Aufgrund der derzeitigen energiepolitischen Randbedingungen werden motorische BHKWs auf eine Wärmebedarfsabdeckung von ca. 30% des maximalen Wärmebedarfs (vgl. Kapitel 2.2.2) ausgelegt. Dies bedeutet für die Mikrogasturbinenanlage nachstehende Auslegung und Betriebsführung. Es wird das in Bild 2.1 bzw. Bild 8.2 aufgezeigte Bedarfsprofil als repräsentativ für den Jahresdurchschnitt angenommen.

Aus Bild 8.2 ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\text{Bedarf(MAX)}} \approx 400\text{kW} \quad (\text{Gl. 5-1})$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{\text{Nutz}}(0) = 0.3 * \dot{Q}_{\text{Bedarf(MAX)}} = 120\text{kW} \quad (\text{Gl. 5-2})$$

Unter der Voraussetzung der Verfügbarkeit einer MGT – Anlage mit gleicher Betriebscharakteristik wie die diskutierte in dieser Arbeit, ergibt sich mit:

$$S(0) = 0.75 \quad (\text{vgl. Bild 4.14}) \quad (\text{Gl. 5-3})$$

$$P_{\text{el}}(0) = \dot{Q}_{\text{Nutz}}(0) * S(0) \Rightarrow P_{\text{el}}(0) = 90\text{kW} \quad (\text{Gl. 5-4})$$

Mit $P_{\text{elBedarf(MAX)}} \approx 620\text{kW}$ (vgl. Bild 8.2) (Gl. 5-5)

erhält man, dass die MGT – Anlage bis zu 14% des höchsten Strombedarfs abdecken kann:

$$\frac{P_{\text{el}}(0)}{P_{\text{elBedarf(MAX)}}} = 0.14 \quad (\text{Gl. 5-6})$$

Die Eintragung der Auslegungskennlinien ins Bedarfsprofil ist im folgenden Bild 5.2 a) dargestellt. Die Führung von Drehzahl n und Rekuperatorfaktor μ der MGT – Anlage als Konsequenz des stromführenden Betriebs auf das vorgegebene Bedarfsprofil ist im gleichen Bild 5.2 unter b) bzw. c) präsentiert.

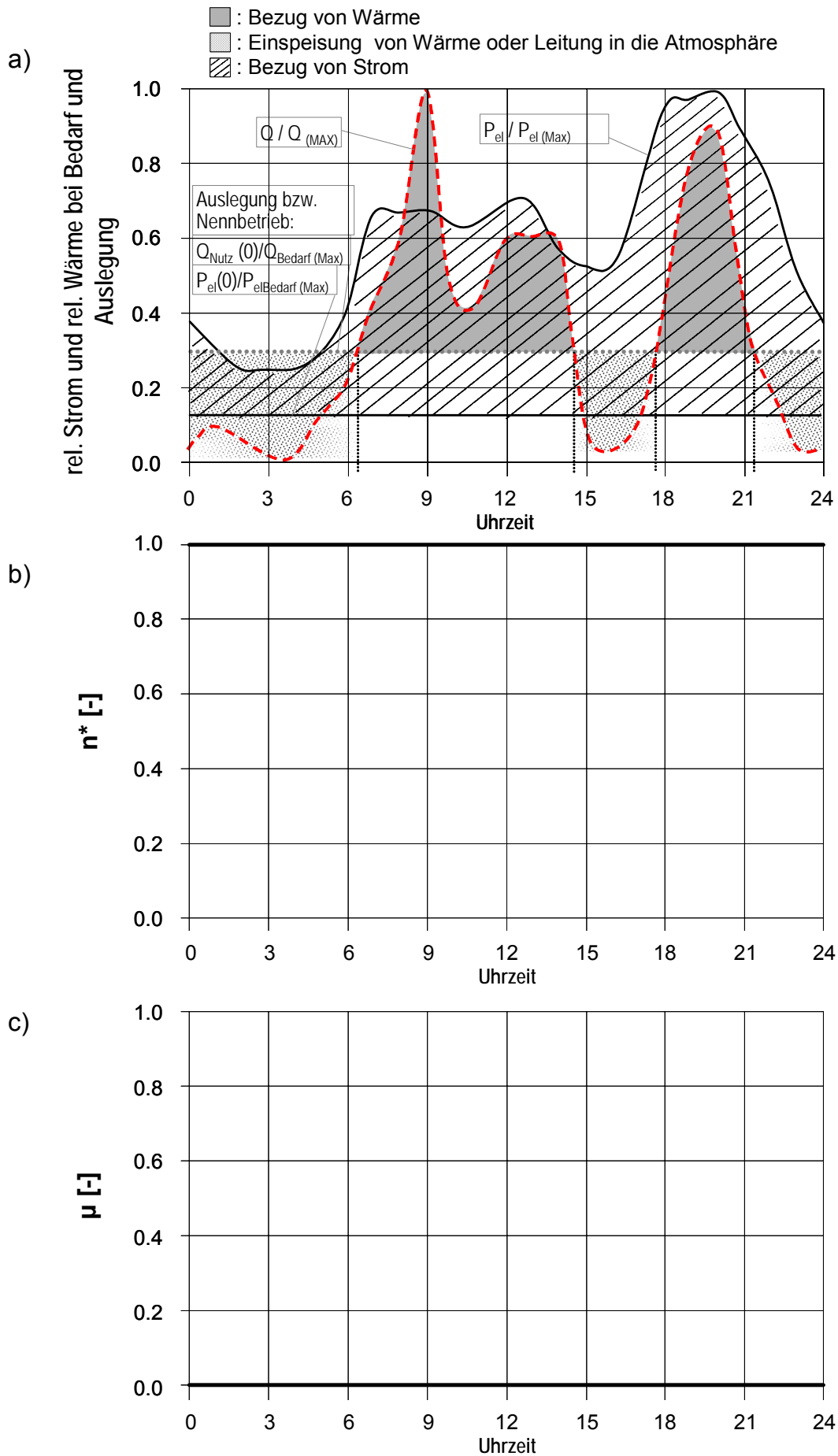


Bild 5.2: Bedarfsorientierte Stromführung der MGT – Anlage

Aus dem Bild 5.2 ist erkenntlich, dass:

- keine Stromeinspeisung ins lokale Stromverteilungsnetz stattfindet. Die gesamte Stromerzeugung der MGT – Anlage wird für den Eigenbedarf genutzt. Strom wird kontinuierlich aus dem lokalen Stromverteilungsnetz bezogen, weil die eigene Stromerzeugung nicht ausreicht um den Eigenbedarf abzudecken. Die höchstmögliche Stromerzeugung wird beim Betrieb der MGT – Anlage bei Nennlast, wie ausgelegt, erzielt. Das führt zum kontinuierlichen Betrieb bei $n^* = 1$ (vgl. Bild 5A b)) und $\mu = 0$ (vgl. Bild 5A c))
- Wärme zeitweise mehr und zeitweise weniger erzeugt wird als für den Eigenbedarf genutzt werden kann. Wärme wird ins lokale Wärmeverteilungsnetz und/oder in einen Wärmespeicher eingespeist und/oder ungenutzt in die Atmosphäre geleitet ca. von 00:00 Uhr bis 06:30 Uhr, von 14:30 Uhr bis 17:30 Uhr und von 21:30 Uhr bis 00:00 Uhr. Bezogen wird Wärme aus dem lokalen Wärmeverteilungsnetz und/oder aus einem Wärmespeicher und/oder aus einem Zusatzwärmeerzeuger ca. von 06:30 Uhr bis 14:30 Uhr und von 17:30 Uhr bis 21:30 Uhr (vgl. Bild 5A a))

Eine Fokussierung der Auslegung der MGT – Anlage mit dem Ziel der vollen Strombedarfsabdeckung, ähnlich einem sogenannten Insel – Betrieb der Anlage, würde zu einem unwirtschaftlichen Betrieb führen. Aufgrund der Stromkennzahl S der MGT – Anlage würden bei fehlenden Möglichkeiten der Wärmeeinspeisung ins lokale Wärmeverteilungsnetz oder in einen hochdimensionierten Wärmespeicher sehr hohe Wärmemengen ungenutzt bleiben. Aus Wirtschaftlichkeitsgründen soll es auch auf standardisierte, „aus dem Regal“ kommende Module fokussiert werden und keine Module bzw. Komponenten neu entworfen oder modifiziert werden. Sollte keine MGT – Anlage dieser Größe verfügbar sein, empfiehlt es sich, sich für eine zu entscheiden die wärmeleistungsmäßig nächst niedriger liegt. Dadurch können bei der Wärmebedarfsabdeckung die erzeugten Wärmeüberschüsse minimiert werden.

5.2 Wärmegeführter Betrieb

Im Falle eines wärmegeführten Betriebs, richtet sich die Energieerzeugung der Mikrogasturbinenanlage nach dem aktuellen Wärmebedarf. Es handelt sich dabei um die „klassische“ Betriebsweise von KWK – Anlagen. Eine hohe Brennstoffnutzung steht primär bei dieser

Betriebsweise im Vordergrund, während der Stromerzeugung eine sekundäre Bedeutung eingeräumt wird.

5.2.1 Ziel und Zweck der Wärmeführung

Das Erreichen eines Mindest-Brennstoffnutzungsgrades ω , nicht zuletzt, um staatliche Fördermittel zu erzielen (vgl. Kapitel 8.6.3), und um die Wirtschaftlichkeit des Betriebs zu erhöhen oder gar die Realisierbarkeit der KWK – Anlage zu ermöglichen, wird bei der wärmeorientierten Betriebsweise priorisiert, mit der Stromerzeugung an zweiter Stelle.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen einem strom- und einem wärmegeführten Betrieb ist, dass:

- beim stromorientierten Betrieb dauerhaft keine elektrische Leistung P_{el} erzielt werden kann, die höher ist, als die des Auslegungspunkts der Anlage, d.h. $0 < \bar{\delta}_{el} < 1$ (vgl. Kapitel 4.2.1), während
- beim wärmeorientierten Betrieb die Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} wesentlich höhere Werte erzielen kann, als am Auslegungspunkt der KWK – Anlage (z.B. bei variiertem Rekuperatorbeaufschlagungsgrad, vgl. Kapitel 4.2.2)

Dieses Charakteristikum der wärmeorientierten Betriebsweise der Mikrogasturbinenanlage führt zu einem vom Niveau des Wärmebedarfs abhängigen differenzierten Einsatz von Betriebsführungsmaßnahmen. Diese Maßnahmen sind abhängig vom jeweiligen Wärmebedarf in der nachfolgenden Tabelle 5.1 dargestellt:

Wärmebedarf	Maßnahmen	
	$\bar{\delta}_{QNutz}$	n^*
< 1	0	< 1
> 1	> 0	1

Tabelle 5.1: Betriebliche Maßnahmen bei der Wärmeführung

Bei der Wärmeführung der Anlage wird auf eine Maximierung des Brennstoffnutzungsgrades ω , der die Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} berücksichtigt, und nicht, wie bei der Stromführung, auf den elektrischen Wirkungsgrad η_{el} fokussiert (vgl. Kapitel 5.1). Diese Fokussierung auf den

Brennstoffnutzungsgrad der Anlage ω führt bei einem höheren Nutzwärmebedarf als am Auslegungspunkt zu einem steigenden Rekuperatorfaktor μ , um durch die Abgasumleitung um den Rekuperator mehr nutzbare Wärme dem Warmwassererzeuger zur Verfügung zu stellen. Eine Drehzahlvariation würde nur das gesamte zur Verfügung stehende Energiegefälle senken und damit auch die Nutzwärme, weil nur eine Reduzierung der Drehzahl in Frage kommt (vgl. Kapitel 4.1.2 und 4.2.1). Bei einem niedrigeren Nutzwärmebedarf als dem, der Auslegung der Anlage entsprechend, muss die Drehzahl reduziert werden, weil die Alternative des erhöhten Rekuperatorfaktors μ zu höheren statt niedrigeren Nutzwärme-werte führen würde. Aufgrund der im Kapitel 4.2.2.2 dargestellten Ergebnisse wird die Alternative einer Turbineneintrittstemperaturabsenkung hier nicht berücksichtigt.

5.2.2 Eigene Wärmebedarfsabdeckung

Am Auslegungspunkt der KWK – Anlage wird ein Teil des eigenen Wärmebedarfs des Betreibers abgedeckt. Üblicherweise liegt dieser Auslegungswärmeanteil bei ca. 25% – 35% des maximal zu erwartenden Wärmebedarfs (vgl. auch Kapitel 2.2.2). Da der eigene aktuelle Wärmebedarf schwanken kann und Werte sowohl höher als auch niedriger als im Auslegungsfall annehmen kann, wird die Wärmeerzeugung beim wärmeführenden Betrieb dem Bedarf angepasst. Die Stromerzeugung spielt dabei eine sekundäre Rolle.

Im Falle niedrigeren eigenen Nutzwärmebedarfs als den der Auslegung, hat der Betreiber die Handlungsmöglichkeiten:

- beim Betrieb am Auslegungspunkt die überschüssige Wärme in das Nah-/Fernwärmennetz oder
- in den Warmwasserspeicher einzuspeisen (falls solche Möglichkeiten gegeben sind) bzw.
- die eigene Wärmeerzeugung zu reduzieren und die Anlage in Teillast zu betreiben, d.h. $\delta_{Q_{\text{Nutz}}} < 1$ (die erforderlichen Maßnahmen für diesen Betriebsfall sind in der Tabelle 5.1 dargestellt).

Im Falle höheren eigenen Nutzwärmebedarfs als den der Auslegung, hat der Betreiber die Handlungsmöglichkeiten:

- beim Betrieb am Auslegungspunkt Wärme aus dem Nah-/Fernwärmennetz oder
- aus dem Warmwasserspeicher zu beziehen (falls solche Möglichkeiten gegeben sind) bzw.

- die eigene Wärmeerzeugung erhöhen (d.h. $\bar{\delta}_{\text{QNutz}} > 1$) und den Betrieb der Anlage am Auslegungspunkt verlassen, (die erforderlichen Maßnahmen für diesen Betriebsfall sind in der Tabelle 5.1 dargestellt).

Die Maximierung des Brennstoffnutzungsgrades ω ist, wie im Kapitel 5.2.1 erläutert, das entscheidende Kriterium für den wärmeführenden Betrieb. Der eigene Strombedarf wird beim wärmeführenden Betrieb durch die eigene Stromerzeugung der KWK – Anlage und ergänzendem Bezug aus dem lokalen Stromverteilungsnetz abgedeckt. Im seltenen Falle des niedrigeren Strombedarfs als die eigene Stromerzeugung der KWK – Anlage wird der überschüssige Strom in das lokale Stromverteilungsnetz eingespeist. Ein auf den eigenen Wärmebedarf orientierter wärmeführender Betrieb der Mikrogasturbinenanlage kann, neben den ökologischen Vorteilen und von den örtlichen Marktpreisstrukturen abhängig, temporär (z.B. bei Strombezug vom lokalen Stromverteilungsnetz während der so genannten niedertariflichen Zonen) auch ökonomische Vorteile erweisen.

Bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung sollte auch die Ausführung der Regelelektronik berücksichtigt werden, die abhängig vom Wärmebedarf entweder nur die Drehzahl n (falls $\bar{\delta}_{\text{QNutz}} < 1$) oder nur den Rekuperatorfaktor μ (falls $\bar{\delta}_{\text{QNutz}} > 1$) regelt.

5.2.3 Das 2 – Quadranten Diagramm der Wärmeführung

Wie bei der Stromführung (vgl. Kapitel 5.1.3) kann die Wärmeführung auch in einem 2 – Quadranten Diagramm visualisiert werden. Das nachfolgende Bild 5.3 stellt die betrieblichen Zusammenhänge der Wärmeführung dar, unter Berücksichtigung der Besonderheit der Wärmeführung verglichen mit der Stromführung (Maßnahmen-differenzierung abhängig vom Wärmebedarfsniveau, vgl. Kapitel 5.2.1), die zu einer y – Doppelachsen – Darstellung führt.

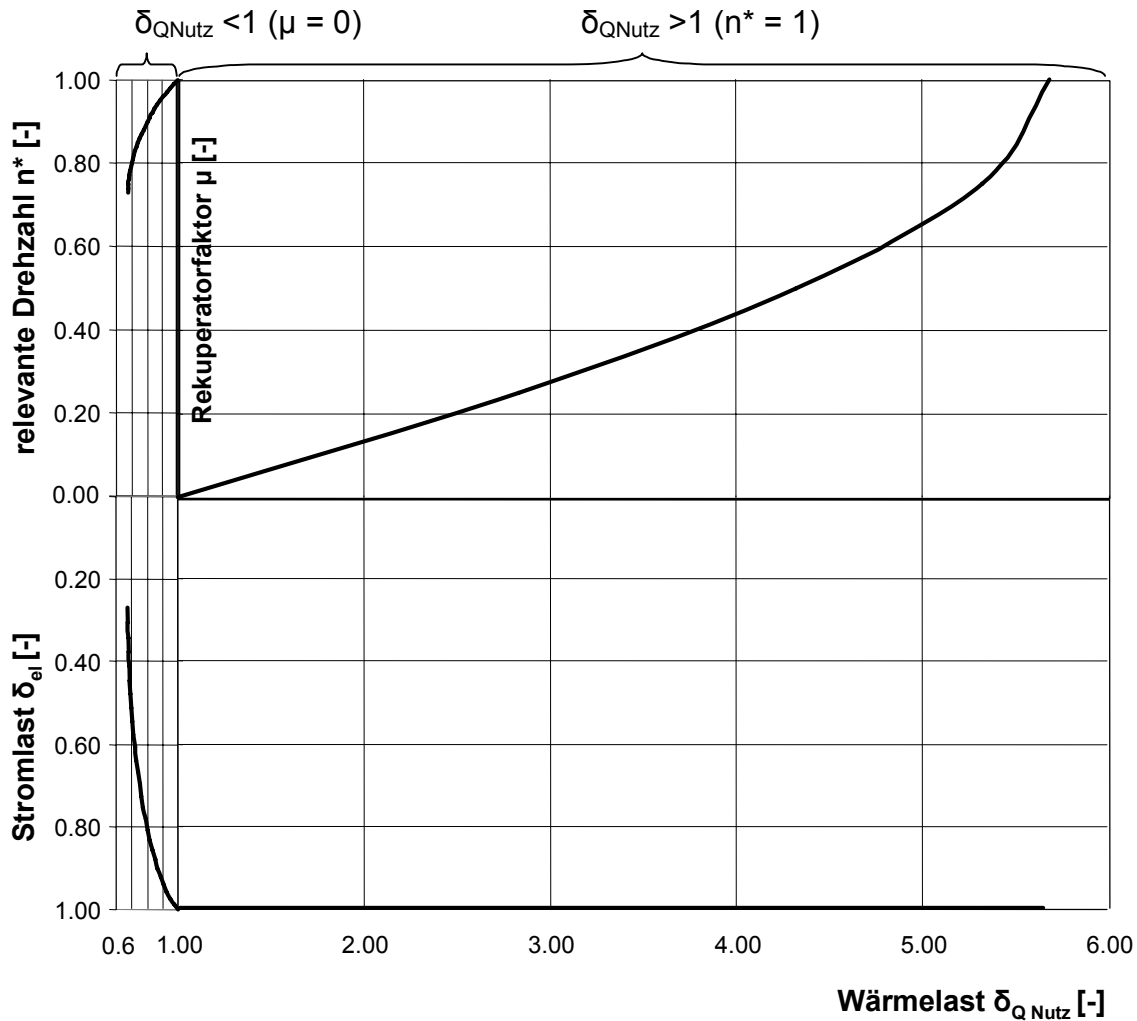


Bild 5.3: Das 2 – Quadranten Diagramm der Wärmeführung

Die im Bild 5.3 dargestellten Kennlinien, wie die des Bildes 5.1 im Kapitel 5.1.3, sind spezifisch für die in dieser Arbeit diskutierte Mikrogasturbinenanlage und ändern sich in Abhängigkeit von der Konstruktion und Auslegung der KWK – Anlage.

5.2.4 Fallstudie Wärmeführung

Basierend auf der gleichen Grundlage wie bei der Stromführung (vgl. Kapitel 5.1.4), wird bei der Fallstudie der Wärmeführung auch von einer MGT – Anlage mit den Auslegungs- bzw. Nennbetriebsdaten: $\dot{Q}_{Nutz}(0) = 120\text{kW}$ und $P_{el}(0) = 90\text{kW}$, sowie vom gleichen Bedarfsprofil (vgl. Bilder 2.1, 8.2) ausgegangen. Mit:

$$0.7 \leq \delta_{Q,Nutz} \leq 5.5$$

(vgl. Bilder 4.3, 4.6)

(Gl. 5-7)

$$\Rightarrow 84\text{kW} \leq \dot{Q}_{\text{Nutz}} \leq 660\text{kW} \quad (\text{Gl. 5-8})$$

Der Bedarf an Wärme ist:

$$4\text{kW} \leq \dot{Q}_{\text{Bedarf}} \leq 400\text{kW} \quad (\text{vgl. Bild 8.2}) \quad (\text{Gl. 5-9})$$

$$\Rightarrow 0.21 \leq \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{\dot{Q}_{\text{Bedarf}(\text{MAX})}} \leq 1.65 \quad (\text{Gl. 5-10})$$

Aus Gl. 5-8, Gl. 5-9 und Gl. 5.10 ist ersichtlich, dass für diese MGT – Anlage gilt:

- die niedrigst mögliche erzeugte Nutzwärme liegt deutlich über den minimalen Wärmebedarf, was die Notwendigkeit der Ausschaltung der MGT – Anlage und den Bezug von Wärme beim geringen Wärmebedarf zur Konsequenz hat. Wärme kann entweder aus dem lokalen Wärmeverteilungsnetz und/oder aus einem Wärmespeicher und/oder aus einem Zusatzwärmeerzeuger bezogen werden,
- die höchst mögliche erzeugte Nutzwärme liegt deutlich über den maximalen Wärmebedarf, wodurch die Möglichkeit der Nutzung des vollen Wärmepotentials der MGT – Anlage nicht ausgeschöpft wird.

Analog zum Bild 5.2 bei der Fallstudie der Stromführung (vgl. Kapitel 5.1.4) ergibt sich für die Fallstudie der Wärmeführung das folgende Bild 5.4.

Aus dem Bild 5.4 ist erkenntlich, dass:

- keine Stromeinspeisung ins lokale Stromverteilungsnetz stattfindet. Die gesamte Stromerzeugung der MGT – Anlage, wenn im Betrieb, wird für den Eigenbedarf genutzt. Strom wird kontinuierlich aus dem lokalen Stromverteilungsnetz bezogen, weil die eigene Stromerzeugung nicht ausreicht um den Eigenbedarf abzudecken. Die höchstmögliche Stromerzeugung wird beim Betrieb der MGT – Anlage bei Nennlast, sowie bei $1 \leq \bar{\delta}_{\text{QNutz}}$, erzielt. Der Fall $\bar{\delta}_{\text{QNutz}} \leq 1$ bedeutet eine Drehzahlreduzierung, die zu einer Absenkung der Stromerzeugung führt.
- Wärme erst ab 21% des maximalen Wärmebedarfs erzeugt wird. Im Falle eines geringeren Wärmebedarfs als 21% des maximalen Wärmebedarfs wird die MGT – Anlage ausgeschaltet, d.h. $n^* = 0$, vgl. Bild 5B b). Das führt dazu, dass die MGT – Anlage nicht betrieben wird ca. von 00:00 Uhr bis 06:00 Uhr, von 14:30 Uhr bis 17:30 Uhr und von 22:00 Uhr bis 24:00 Uhr. In den Zeiten geringen Wärmebedarfs (entsprechend $\bar{\delta}_{\text{QNutz}} < 1$), wenn die MGT – Anlage in Betrieb ist, wird die erzeugte Wärme dem Bedarf mittels der Drehzahl n angepasst. Bei einem Wärmebedarf, der gleich oder höher liegt als die erzeugte Nutzwärme bei Nennlast (entsprechend $\bar{\delta}_{\text{QNutz}} \geq 1$), wird die Nutzwärme durch eine Steigerung des Rekuperatorfaktors μ erhöht (vgl. Bild 5.4 c) und Tabelle 5.1).

Zusammengefasst kann festgestellt werden, dass die oben erwähnte MGT – Anlage, wenn auf Wärmeführung allein fokussiert ist, wärmebedarfsmässig eher überdimensional ausgelegt wurde. Aus diesem Grund und mit dem Ziel der vollen Ausschöpfung der Nutzwärmeliefermöglichkeiten der MGT – Anlage ergibt sich ein differenzierterer Vorgang bei der Auslegung der Anlage unter der Voraussetzung eines wärmegeführten Betriebs. Es empfiehlt sich, statt die Anlage auf 30% des maximalen Wärmebedarfs im Nennlast auszulegen, auf:

$$\dot{Q}_{\text{Bedarf(MAX)}} = \dot{Q}_{\text{Nutz(MAX)}} \quad (\text{Gl. 5-11})$$

zu fokussieren. Dadurch wird sichergestellt, dass die MGT – Anlage Nutzwärme erzeugen wird, die dem Bedarfsprofil in einem grösseren Bereich als bei der ursprünglichen Auslegung abdeckt. Für die Nennlast ergibt sich dann mit:

$$\dot{Q}_{\text{Bedarf(MAX)}} \approx 400\text{kW} \quad (\text{vgl. Gl. 5-1})$$

und $\bar{\delta}_{\text{QNutz(MAX)}} = 5.5 \quad (\text{Gl. 5-12})$

$$\dot{Q}_{\text{Nutz}}(0) = \frac{\dot{Q}_{\text{Bedarf(MAX)}}}{\bar{\delta}_{\text{QNutz(MAX)}}} \approx 73\text{kW} \quad (\text{Gl. 5-13})$$

mit $S(0) = 0.75 \quad (\text{vgl. Gl. 5-3})$

$$P_{el}(0) = \dot{Q}_{Nutz}(0) * S(0) \Rightarrow P_{el}(0) = 55kW \quad (Gl. 5-14)$$

Das bedeutet, dass die nach diesem Verfahren ausgelegte MGT – Anlage auf eine Abdeckung von nur 18% statt 30% des maximalen Wärmebedarfs orientiert ist. Somit wird ein insgesamt breiteres Spektrum des Wärmebedarfs durch die eigene erzeugte Nutzwärme abgedeckt:

$$0.13 \leq \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_{Bedarf(MAX)}} \leq 1 \quad (Gl. 5-15)$$

Dabei soll jedoch berücksichtigt werden, dass die eigene Stromerzeugung auch reduziert wird, wodurch der Anteil des bezogenen Stromes im Vergleich zur ursprünglichen Auslegungsalternative ansteigt.

Das folgende Bild 5.5 zeigt analog zu den Bildern 5.2 und 5.4 die Auswirkungen des letzteren Auslegungsverfahrens, das auf Gl. 5.11 basiert.

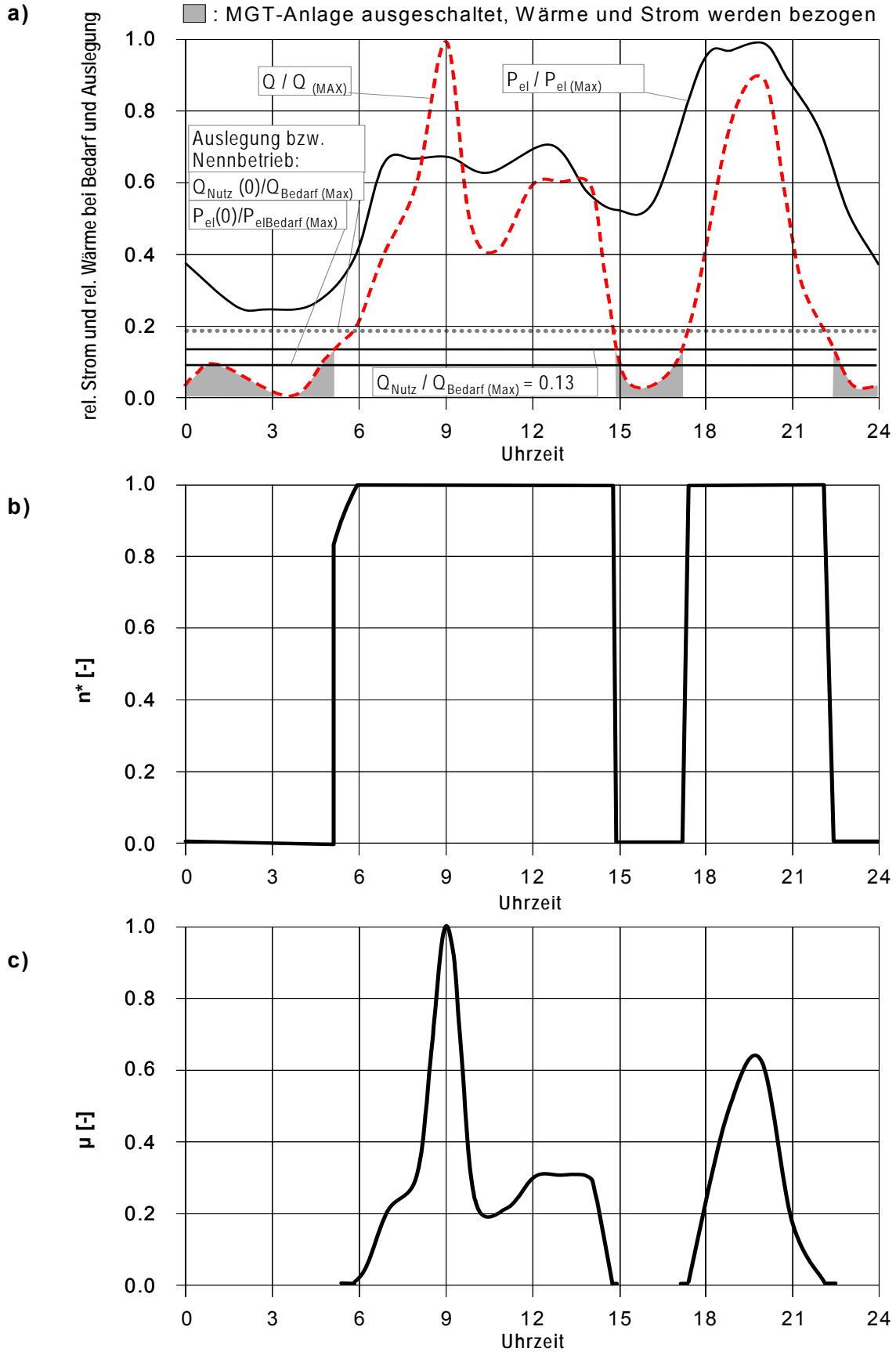


Bild 5.5: Bedarfsorientierte Wärmeführung der MGT – Anlage mit $\dot{Q}_{Bedarf(MAX)} = \dot{Q}_{Nutz(MAX)}$ als Auslegungskriterium

Aus dem Bild 5.5, verglichen mit dem Bild 5.4 ist erkenntlich, dass:

- die Zeit, in der die MGT – Anlage außer Betrieb ist, sich verringert,
- das volle Nutzwärmepotential der MGT – Anlage ausgeschöpft wird und der Rekuperatorfaktor μ den Wert $\mu = 1$ erreicht (vgl. Bild 5C c))

Abschließend zur Wärmeführung lässt sich feststellen, dass sich bei einem reinen wärmegeführten Betrieb die Auslegung bzw. Auswahl der MGT – Anlage nach dem letzteren Verfahren zu orientieren empfiehlt, um ein möglichst breites Spektrum des Wärmebedarfs mit der eigenen Nutzwärme abzudecken.

5.3 Betriebsoptimierung

Bei der Betriebsoptimierung handelt es sich um das Bestreben, den Betrieb der Mikrogasturbinenanlage den Bedarfsforderungen sowohl nach elektrischer Leistung P_{el} als auch nach Nutzwärme \dot{Q}_{Nutz} aus wirtschaftlicher Sicht am Besten zu erfüllen. Es wird ein Kompromiss gesucht, ohne auf standardisierte Betriebsweisen, wie die in den Kapiteln 5.1 und 5.2 erläuterten Strom- bzw. Wärmeführung, zu fokussieren.

5.3.1 Ziel und Zweck der Betriebsoptimierung

Durch oft unvorhersehbare, lang andauernde Energiebedarfsschwankungen kann der Betrieb der MGT – Anlage beeinträchtigt werden, so dass betriebliche Maßnahmen ergriffen werden sollten, um die Kontinuität des Betriebs nach ökonomischen und auch ökologischen Gesichtspunkten zu gewährleisten.

Das Erzielen eines hohen Brennstoffnutzungsgrades ω erfüllt sowohl ökonomische als auch ökologische Zwecke und ermöglicht u.a. den Bezug von staatlicher Förderung. Wenn nach Erreichen des relevanten ω -Grenzwertes (vgl. Kapitel 8.6) auf einen möglichst hohen elektrischen Wirkungsgrad η_{el} fokussiert wird, ohne Absenkung des erreichten ω -Grenzwertes, wird dieser Betrieb der Mikrogasturbinenanlage als optimiert definiert.

Die folgende Tabelle 5.2 fasst die für die Mikrogasturbinenanlage relevanten, möglichen Energiebedarfsschwankungen zusammen und bietet, basierend auf den Erkenntnissen aus Kapitel 4, einen Überblick der potentiellen Maßnahmen an. Aus Wirtschaftlichkeitsgründen,

die nicht zuletzt von staatlichen Fördermitteln unterstützt sind, werden an erster Stelle die Wärmebedarfsschwankungen betrachtet und an zweiter Stelle die Strombedarfsschwankungen.

Energiebedarfsschwankung		Massnahme(n)	Kommentare
Wärme	Strom		
+	+	Wärme- und Strombezug	Wärmebezug falls die Massnahme $\mu > 0$ nicht ausreicht
	=	Wärmebezug	
	-	$\mu > 0$ & ggf. Wärmebezug	
=	+	Strombezug	
	=	-	
	-	$\mu > 0$ & $n^* < 1$	
-	+	$n^* < 1$ & Strombezug	Fallweise ökonomisch bewerten, ob überschüssig erzeugte Wärme zumindest Zeitweise an die Atmosphäre geleitet werden kann
	=	$n^* < 1$ & Strombezug	
	-	$n^* < 1$ & ggf. $\mu > 0$	
Legende:			
	+	erhöhter Bedarf an die MGT-Anlage verglichen mit dem Auslegungspunkt	
	=	gleicher, konstanter Bedarf an die MGT-Anlage verglichen mit dem Auslegungspunkt	
	-	reduzierter Bedarf an die MGT-Anlage verglichen mit dem Auslegungspunkt	
	Wärmebezug:	aus: Wärmespeicher / Fern- Nahwärmenetz / Zusatzwärmeerzeuger	
	Strombezug:	aus: lokalem Stromversorgungsnetz	
	Stromeinspeisung:	ins: lokale Stromversorgungsnetz	

Tabelle 5.2: Energiebedarfsschwankungen und potentielle Abdeckungsmaßnahmen

Die für die Betriebsoptimierung geforderte wesentlich aufwendigere Regelelektronik muss in der Wirtschaftlichkeitsrechnung der Mikrogasturbinenanlage berücksichtigt werden.

5.3.2 Das 5 – Quadranten Umlaufdiagramm

Geht man von einer installierten und in Betrieb befindenden Mikrogasturbinenanlage aus und kombiniert ihre Kennfelder zu einem einheitlichen Bild, mit dem Ziel, eine Hilfe zur Betriebsoptimierung bei Energiebedarfsänderungen zu verschaffen, ergibt sich das im Bild 5.6 dargestellte 5 – Quadranten Umlaufdiagramm.

Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass die im 5 – Quadranten Umlaufdiagramm dargestellten Kennlinien speziell für die, in dieser Arbeit diskutierte Mikrogasturbinenanlage gelten. Die 5 Quadranten des Umlaufdiagramms sind die auf der folgenden Tabelle 5.3 aufgeführten Diagramme:

Quadrant:	Diagramm:
I	$n^* - \bar{\delta}_{\text{QNutz}}$
II	$n^* - \bar{\delta}_{\text{el}}$
III	$n^* - \eta_{\text{el}}$
IV	$\omega - n^*$
V	$S - n^*$

Tabelle 5.3: Zuordnung der einzelnen Diagramme des 5 – Quadranten Umlaufdiagramms

Anmerkungen zum 5 – Quadranten Umlaufdiagramm:

- Durch die „n-Spiegelung“ (= 45° – Gerade) in den Quadranten II und III wird die normierte Drehzahl auf das jeweils gegenüberliegende Diagramm (z.B. von II auf V) gespiegelt. Von Abszisse wird die n^* - Achse dadurch zur Ordinate des gegenüber liegenden Diagramms.
- Die Umgebungstemperatur t_U wurde mit 15°C (= Auslegung = ISO, vgl. Tabelle 3.2) gewählt
- Die Turbineneintrittstemperatur t_4 wurde mit 975°C (= Auslegung) gewählt

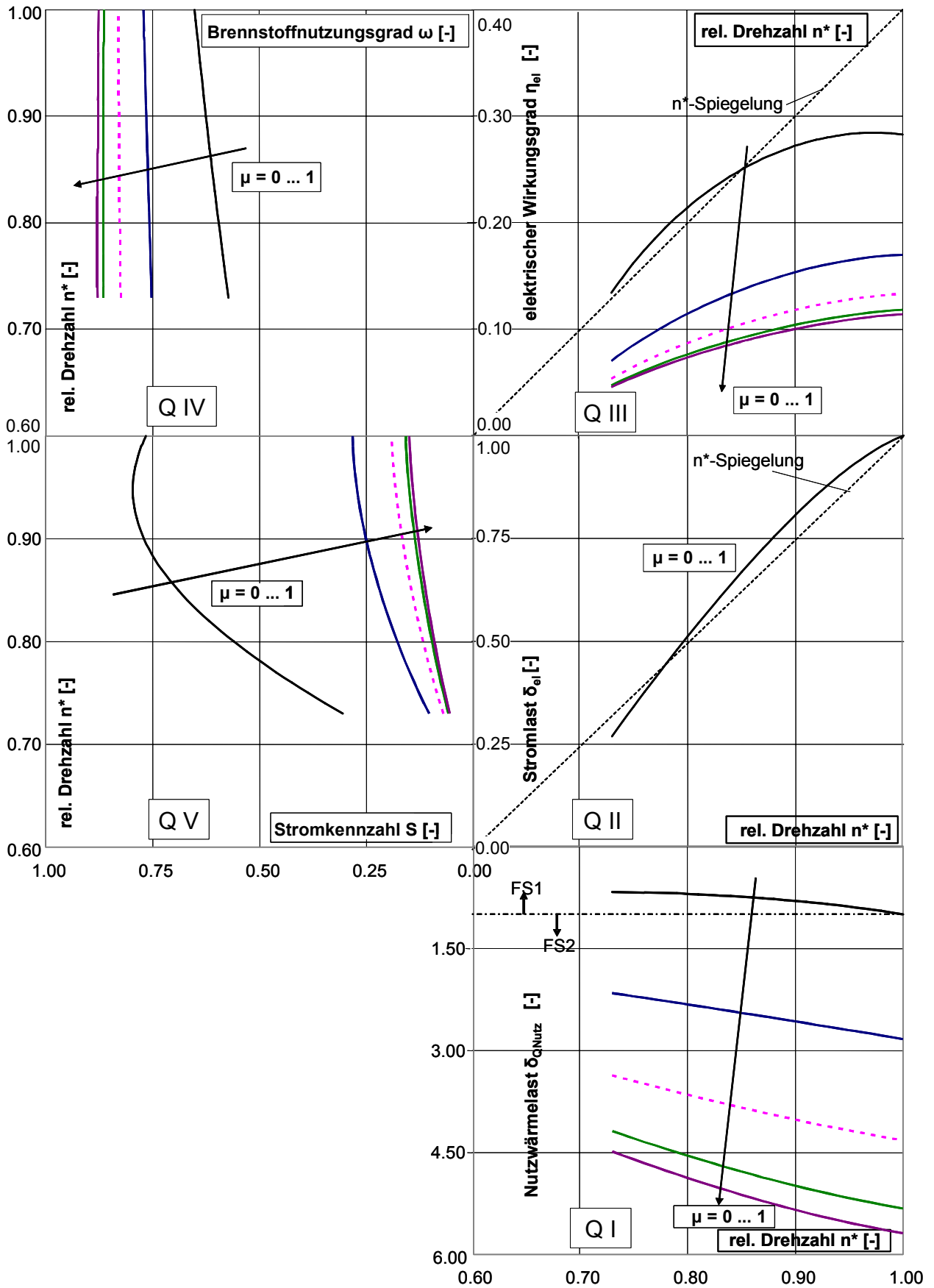


Bild 5.6: Das 5 – Quadranten Umlaufdiagramm der Betriebsoptimierung

Aus diesem Umlaufdiagramm wird deutlich, dass sich das Optimierungspotential für den Betrieb der Mikrogasturbinenanlage ab dem Punkt erheblich steigert, wo der Nutzwärmebedarf \dot{Q}_{Nutz} höher ist als der max. lieferbare beim Betrieb im Auslegungspunkt der Anlage ($\bar{\delta}_{\text{Q}_{\text{Nutz}}} > 1$).

5.3.3 Fallstudien zum 5 – Quadranten Umlaufdiagramm

Die Anwendung des 5 – Quadranten Umlaufdiagramms wird im Folgenden anhand von zwei Fallstudien, FS1 und FS2, untersucht. Bei der ersten Fallstudie FS1 liegt der Wärmebedarf niedriger als am Auslegungspunkt der Anlage und führt zu $\bar{\delta}_{\text{Q}_{\text{Nutz}}} \leq 1$. Für die zweite Fallstudie FS2, gilt $\bar{\delta}_{\text{Q}_{\text{Nutz}}} > 1$ und es wird angenommen, dass der Wärmebedarf höher ist als am Auslegungspunkt der MGT – Anlage. Die Wärmelast $\bar{\delta}_{\text{Q}_{\text{Nutz}}}$ wird zum entscheidenden Kriterium für die Führung der Anlage gewählt, weil das Ausmaß der Wärmenutzung die Wirtschaftlichkeit der MGT – Anlage, im Wesentlichen durch den erzielten Brennstoffnutzungsgrad ω , beeinflusst.

Die folgenden Tabellen 5.4 und 5.5 geben die Aussagen der einzelnen Quadranten Q des 5 – Quadranten Umlaufdiagramms wider:

Q	Eingangs-Grösse	Ausgangs-/Ergebnis- Grösse	Kommentare
I	$\bar{\delta}_{\text{QNutz}}$	<ul style="list-style-type: none"> • μ (MAX) bei $n^* = \min$ • n^*(MAX) bei $\mu = 0$ 	In diesem Diagramm werden die „ <u>Fahrbereichsgrenzen</u> “ (d.h. μ , n^*) festgelegt $\mu(\min) = 0$ gilt für die gesamte Fallstudie 1, wie aus diesem Quadranten Q-I erkenntlich wird
II	μ (MAX) bei $n^* = \min$, n^* (MAX) bei $\mu = 0$	$\bar{\delta}_{\text{el}}$ (min) $\bar{\delta}_{\text{el}}$ (MAX)	Alle Werte zwischen $\bar{\delta}_{\text{el}}$ (min), und $\bar{\delta}_{\text{el}}$ (MAX) sind durch μ – und/oder n – Variation erreichbar
III	μ (MAX) bei $n^* = \min$, n^* (MAX) bei $\mu = 0$	η_{el} (min) η_{el} (MAX)	Alle Werte zwischen η_{el} (min), und η_{el} (MAX) sind durch μ – und/oder n – Variation erreichbar
IV	μ (MAX) bei $n^* = \min$, n^* (MAX) bei $\mu = 0$	ω (min) ω (MAX)	Alle Werte zwischen ω (min), und ω (MAX) sind durch μ – und/oder n – Variation erreichbar <u>Empfehlung:</u> gesetzliche Fördergrenze (vgl. Kapitel 8.6.3) für ω erreichen
V	μ (MAX) bei $n^* = \min$, n^* (MAX) bei $\mu = 0$	S (min) S (MAX)	Alle Werte zwischen S (min), und S (MAX) sind durch μ – und/oder n – Variation erreichbar

Tabelle 5.4: Anwendung des 5 – Quadranten Umlaufdiagramms, Fallstudie 1 (FS 1):

$$\bar{\delta}_{\text{QNutz}} \leq 1$$

Q	Eingangs-Grösse	Ausgangs-/Ergebnis- Grösse	Kommentare
I	$\delta_{Q_{Nutz}}$	<ul style="list-style-type: none"> • μ (MAX) bei $n^* = \min$ • μ (min) bei $n^*(MAX) = 1$ 	In diesem Diagramm werden die „Fahrbereichsgrenzen“ (d.h. μ , n^*) festgelegt $n^*(MAX) = 1$ gilt für die gesamte Fallstudie 2, wie aus diesem Quadranten Q-I erkenntlich wird
II	μ (MAX) bei $n^* = \min$, μ (min) bei $n^*(MAX) = 1$	P_{el} (min), P_{el} (MAX)	Alle Werte zwischen P_{el} (min), und P_{el} (MAX) sind durch μ – und/oder n – Variation erreichbar
III	μ (MAX) bei $n^* = \min$, μ (min) bei $n^*(MAX) = 1$	η_{el} (min) η_{el} (MAX)	Alle Werte zwischen η_{el} (min), und η_{el} (MAX) sind durch μ – und/oder n – Variation erreichbar
IV	μ (MAX) bei $n^* = \min$, μ (min) bei $n^*(MAX) = 1$	ω (min) ω (MAX)	Alle Werte zwischen ω (min), und ω (MAX) sind durch μ – und/oder n – Variation erreichbar <u>Empfehlung:</u> gesetzliche Fördergrenze (vgl. Kap. 8.6.3) für ω erreichen
V	μ (MAX) bei $n^* = \min$, μ (min) bei $n^*(MAX) = 1$	S (min) S (MAX)	Alle Werte zwischen S (min), und S (MAX) sind durch μ – und/oder n – Variation erreichbar

Tabelle 5.5: Anwendung des 5 – Quadranten Umlaufdiagramms, Fallstudie 2 (FS 2):

$$\delta_{Q_{Nutz}} > 1$$

Zusammenfassend lässt sich für die Betriebsoptimierung feststellen:

1. $\omega \geq \omega$ (gesetzl. Fördergrenze):

Das Erreichen der gesetzlich vorgeschriebenen Fördergrenze für den Brennstoffnutzungsgrad ω (vgl. Kommentar zum Q IV auf den obigen Tabellen) ist eine wesentliche Anforderung für den Betrieb, um die KWK-Anlage ökonomisch (nicht zuletzt wegen der Fördermittel) zu betreiben.

2. Maximierung des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} ($n =$ höchstmöglich):

Im Kapitel 4 wurde die Erkenntnis gewonnen, dass die höchstmögliche Drehzahl n aus ökonomischen und ökologischen Gründen vorzuziehen ist. Dies bedeutet, dass erst die Rekuperatorfaktor μ – Variation für die Wärmebedarfsdeckung ausgeschöpft werden sollte, bevor die Drehzahl herabgesetzt wird.

Sollte, z.B. aufgrund sehr niedrigen Wärmebedarfs (wie im Fall FS 1 durchaus möglich ist), $\omega \leq \omega$ (gesetzl. Fördergrenze) ergeben, wird das ökonomische Betreiben der KWK – Anlage für diesen Fall in Frage gestellt und es muss situationsabhängig entschieden werden, ob die Anlage während dieser Periode niedrigen Wärmebedarfs ausgeschaltet wird.

5.3.4 Evolution des Betriebs

Aus dem oben Beschriebenen geht hervor, dass durch die Variation sowohl der Drehzahl n als auch des Rekuperatorfaktors μ die Möglichkeiten des Betriebs der MGT – Anlage erheblich ausgeweitet sind. Ausgehend vom Betrieb im Auslegungspunkt (Nennlastpunkt), entwickelt sich die MGT – Anlage zu einem KWK – System mit zwei Freiheitsgraden bei der Strom- und Wärmeerzeugung.

Somit erweitert sich der Betrieb der Mikrogasturbinenanlage als „*Evolutions-Prozess*“ quasi vom Betrieb in einem einzigen Punkt zur gesamten Fläche – wie in der Tabelle 5.6 aufgeführt:

	Fahrweise	Kommentare
1	am Auslegungspunkt	Dies entspricht nur einem Punkt im Diagramm, der durch $\mu = 0$ und $n^* = 1$ bestimmt ist
2a	Variable n , $\mu = 0$ (Standard für herkömmliche Produkte = Vollbeaufschlagung des Rekuperators)	Der Betrieb findet statt: im Q-I auf der $\mu = 0$ Kennlinie
2b	Variabler μ , $n^* = 1$ (Auslegungsdrehzahl und variable Rekuperatorbeaufschlagung)	Der Betrieb findet statt: im Q-I auf der $n^* = 1$ Grenzlinie (Senkrechte zur n^* - Achse bei $n^* = 1$)
3a	Variation von n und μ bis $\dot{Q}_{\text{Nutz}} (\text{Bedarf}) \leq \dot{Q}_{\text{Nutz}} (0)$ (entspricht FS 1, oben)	Der Betrieb findet statt: im Q-I innerhalb der gesamten Fläche , die von der $\mu = 0$ Kennlinie und der zur n^* - Achse Parallele bei $\dot{Q}_{\text{Nutz}} = \dot{Q}_{\text{Nutz}} (0)$ begrenzt wird
3b	Variation von n und μ bei $\dot{Q}_{\text{Nutz}} (\text{Bedarf}) > \dot{Q}_{\text{Nutz}} (0)$ (entspricht FS 2, oben)	Der Betrieb findet statt: im Q-I innerhalb der gesamten Fläche , die von der n^* - Achse Parallele bei $\dot{Q}_{\text{Nutz}} = \dot{Q}_{\text{Nutz}} (0)$ und der $\mu = 0.8 = \text{MAX}$ -Kennlinie begrenzt wird (vgl. Kap. 4.2.2)

Tabelle 5.6: Der Betrieb der Mikrogasturbinenanlage als „Evolutions-Prozess“

6 Zusammenfassung

Die Erkenntnis der Endlichkeit fossiler Ressourcen in Verbindung mit dem zunehmenden Energiebedarf aufstrebender Ländern wie z.B. China und Indien beschleunigen die Suche nach Konzepten, wie einerseits die vorhandenen Ressourcen besser ausgenutzt und andererseits die Umweltbelastung begrenzt werden können. Eines der Kernfelder dieser Bemühungen ist der Energiesektor, dessen Beitrag sich primär auf die Optimierung der Energieumwandlungsprozesse sowie die Reduzierung des individuellen, spezifischen Energiebedarfs fokussiert. Seit geraumer Zeit steht die dezentrale Kraft – Wärme – Kopplung im Mittelpunkt der Aktivitäten und stellt eines der meist diskutierten Konzepte der Energietechnik und -wirtschaft zur Erreichung dieser Ziele dar.

Neben der inzwischen üblichen Alternative der dezentralen Energieerzeugung, dem Gasmotor, steht die Mikrogasturbine. Aufgrund der Entwicklung bei der Turboladertechnologie und bei den einfachen Hilfsturbinenaggregaten der Luft- und Raumfahrttechnik stellt die Mikrogasturbine eine Alternative zum gasbetriebenen Motor dar. Eine variable Drehzahl, sowie eine variable Rekuperatorbeaufschlagung ermöglichen der Mikrogasturbinenanlage eine voneinander weitgehend unabhängige Erzeugung von Strom und Wärme. Dadurch ist sie in der Lage, bei vielen potentiellen Anwendungen mit wechselnder Stromkennzahl eingesetzt zu werden. Vorausgesetzt wird allerdings, dass die Mikrogasturbinenanlage eine verlässliche, wirtschaftliche und umweltverträgliche Lösung zur Abdeckung des Bedarfs an Strom und Wärme bietet.

Die Auslegungskriterien und das Betriebsverhalten motorischer BHKWs sind erforscht und dokumentiert. Über den Einsatz der Mikrogasturbine und speziell über ihre Betriebsoptimierung ist wenig bekannt; daher liegt der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit in der ingenieurwissenschaftlichen Analyse dieser Punkte. Die Mikrogasturbine unterscheidet sich im Wesentlichen von den leistungsmäßig größeren Gasturbinen (schwere Gasturbine und industrialisierte Flugtriebwerke) durch die variable Drehzahl des Generators sowie die Anwendung eines Rekuperators. Die Wärmeauskopplung findet bei einer Mikrogasturbinenanlage fast ausschließlich zu Warmwassererzeugungszwecken statt. Dagegen werden die größeren KWK – Einheiten auf Gasturbinen – Basis meistens zur Dampferzeugung konzipiert, zur Steigerung der elektrischen Leistung mittels eines angeschlossenen Dampfkreislaufes und/oder zur Nutzung als Prozessdampf. Der Grund für das einfache Konzept der Mikrogasturbinenanlage ist die Fokussierung auf die Minimierung der Herstellungskosten bei einer akzeptablen Lebensdauer und einem relativ hohen Brennstoffnutzungsgrad. Ausgehend von einer mit Erdgas betriebenen Mikrogasturbine für den Einsatz in KWK – Anlagen werden die wesentlichen Einflussparameter und Auslegungskriterien untersucht. Dabei spielt

der Einfluss von klimatischen Bedingungen, wie bei allen Gasturbinen, eine entscheidende Rolle. Nach der Feststellung niedrigerer Effizienzwerte (elektrischer Wirkungsgrad sowie Brennstoffnutzungsgrad) bei Auslegungsbedingungen, verglichen mit dem Gasmotor, wird sich auf die Möglichkeiten des Betriebs der Mikrogasturbinenanlage bei vom Auslegungszustand abweichenden Bedingungen konzentriert. Der große Vorteil der Mikrogasturbinenanlage, die flexible, voneinander relativ unabhängige Erzeugung von Strom und Wärme rückt dadurch in den Vordergrund.

Die drei Leitkennzahlen, elektrischer Wirkungsgrad η_{el} , Brennstoffnutzungsgrad ω und Stromkennzahl S werden angewandt, um die Güte des Betriebsverhaltens der Mikrogasturbinenanlage zu beurteilen. Bei der Auslegung der Mikrogasturbine wird festgestellt, dass die wesentlichen Auslegungsparameter, Verdichterdruckverhältnis π und Turbineneintrittstemperatur t_4 sich in einem engen Rahmen befinden. Aus dem Bestreben, geringe Herstellungskosten für die Mikrogasturbine zu erreichen, ergibt sich eine einfache, einstufige, radiale Ausführung für das Verdichter- und das Turbinenrad. Das Verdichterdruckverhältnis π wird dadurch auf relativ niedrige Werte (unterhalb von $\pi = 5$) eingeschränkt. Der daraus resultierende niedrige elektrische Wirkungsgrad η_{el} macht den Einsatz eines mittels Abgas betriebenen Luftvorwärmers, des sogenannten Rekuperators, notwendig. Auch die Turbineneintrittstemperatur t_4 unterliegt Einschränkungen aufgrund der angestrebten niedrigen Herstellungskosten. Mit steigender Turbineneintrittstemperatur t_4 werden aufwendigere Materialien für Brennkammer und Turbinenrad verlangt, die kostenintensiver sind, oder die Lebensdauer der betroffenen Komponenten wird reduziert, was wiederum die „life-cycle-costs“ der Anlage erhöht. Eine niedrige Turbineneintrittstemperatur t_4 führt zu relativ geringen elektrischen Wirkungsgraden η_{el} , so dass ein Kompromiss zwischen hoher Effizienz und niedrigen Kosten gesucht wird.

Bei einer im Betrieb befindenden Mikrogasturbinenanlage gibt es zur Anpassung an die jeweiligen Strom- und Wärmebedarfsanforderungen zwei Betriebsalternativen: die Variation der Drehzahl und / oder die der Rekuperatorbeaufschlagung. Stromseitig kann die Mikrogasturbinenanlage dauerhaft zwar eine geringere elektrische Leistung als im Auslegungspunkt liefern, aber keine höhere. Wärmeseitig ist die Mikrogasturbinenanlage in der Lage, sowohl eine niedrigere als auch eine höhere Nutzwärmeleistung durch geeignete Regelung der Drehzahl und / oder der Rekuperatorbeaufschlagung zu liefern. Für beide Betriebsalternativen wird festgestellt, dass sich eine konstante Turbineneintrittstemperatur t_4 empfiehlt.

Die zwei für KWK – Systeme klassischen Betriebsstrategien, Strom- oder Wärmeführung, stehen auch für die Mikrogasturbinenanlage zur Verfügung. Im Falle der Stromführung, bei der der Betrieb der Anlage nach dem aktuellen Strombedarf geführt wird, wird eine geringere

Stromerzeugung durch eine Drehzahlreduzierung erreicht. Diese Maßnahme weist die besten Ergebnisse bezüglich des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} und des Brennstoffnutzungsgrades ω auf. Bei der Wärmeführung hängt die Auswahl der Maßnahme vom Bedarfsspektrum ab. Liegt der Wärmebedarf höher als im Auslegungspunkt der Mikrogasturbinenanlage, empfiehlt sich eine Reduzierung der Rekuperatorbeaufschlagung (bzw. Erhöhung des Rekuperatorfaktors μ) bei Konstanthaltung der Drehzahl. Sollte der Wärmebedarf unterhalb der Wärmeerzeugung im Auslegungspunkt sinken, ist eine Reduzierung der Drehzahl bei konstantgehaltener voller Rekuperatorbeaufschlagung die angebrachte Lösung. Beide Betriebsstrategien lassen sich in ein 2 – Quadranten Diagramm der Betriebsführung darstellen.

Es hat sich gezeigt, dass eine Mikrogasturbinenanlage sich insbesondere für wechselreiche Bedarfsanforderungen eignet. Sie erreicht allerdings dabei nicht immer ihre Effizienzhöchstwerte. Ihre Wirtschaftlichkeit hängt vom jeweiligen Anwendungsfall und den potentiellen, jeweils zur Verfügung stehenden Fördermitteln ab. Sieht man von den o. g. klassischen Betriebsweisen ab und wird auf eine Optimierung der Betriebsführung fokussiert, ohne auf standardisierte Betriebsmodelle zu achten, stellt dies eine neue Herausforderung dar. Um ihr zu begegnen, ist das 5 – Quadranten Umlaufdiagramm entwickelt worden. Das 5 – Quadranten Umlaufdiagramm kombiniert die betriebsrelevanten Kennfelder der Mikrogasturbinenanlage zu einem einheitlichen Bild und vereinfacht dadurch für den Betreiber der Anlage die Betriebsoptimierung.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass das Optimierungspotential für den Betrieb der Mikrogasturbinenanlage steigt, wenn der Wärmebedarf höher als im Auslegungspunkt der Anlage mit voll beaufschlagtem Rekuperator ist. Die normierte Drehzahl als Betriebsregelungsparameter sollte möglichst hoch gewählt werden. Das Erreichen des Mindest - Brennstoffnutzungsgrades zur Qualifizierung für staatliche Fördermaßnahmen kann die Wirtschaftlichkeit der Anlage verbessern und es empfiehlt sich, dies anzustreben. Die Fokussierung auf das Erreichen des Mindest - Brennstoffnutzungsgrades darf allerdings nicht zu wesentlichen Einbußen des elektrischen Wirkungsgrades η_{el} führen, weil damit die mit der Einspeisevergütung gegebenen Vorteile unter Umständen kompensiert werden.

7 Literaturverzeichnis

- [1] Umlauft, R.; Lipiak, G.: Betriebserfahrungen und Potentiale der Gasturbinen der dritten Generation. VGB Kraftwerkstechnik 8/2000, S. 39-42.
- [2] N. N.: Mit neuer Gasturbine wieder an der Weltspitze. ABB-Informationsblatt, 1994.
- [3] Farmer, R.: Gas Turbine World. Handbook 1999-2000, Vol. 20.
- [4] N. N.: Gasturbineneinsatz in der Kraft-Wärme-Kopplung. Rationelle Energieversorgung mit Verbrennungs- Kraftmaschinen- Anlagen, Teil V. VDI-GET Informationsschrift, 1993.
- [5] Kehlhofer, R. H.; et al: Combined-Cycle Gas Steam Turbine Power Plants. 2. Auflage, Penn Well Verlag, Tulsa, Oklahoma (USA), 1999.
- [6] Dielmann, K. P.; Ihle, R.; Schieke, N.: Mikro-Gasturbine Entwicklungsstand, Vorteile und Markteinführung. RWTH Aachen, 2000.
- [7] Fiedler, K.: Turbinen und Turboverdichter. Vorlesungsskript, Hochschule der Bundeswehr Hamburg, 1982.
- [8] Dietzel, F.: Gasturbinen. Vogel-Verlag, Würzburg, 1974.
- [9] N. N: Wärmekraftkopplung. Die kombinierte Erzeugung von Wärme und Strom. Wirtschaftlichkeit Technik, Markt. Herausgeber: Schweizerischer Fachverband für Wärmekraftkopplung, April 1996.
- [10] N.N.: BHKW-Grundlagen. Herausgeber: ASUE, 1999.
- [11] Müller, L.: Handbuch der Elektrizitätswirtschaft – Technische, wirtschaftliche und rechtliche Grundlagen. 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin, 2001.
- [12] Pischinger, F.; et al: Der Verbrennungsmotor als Energiewandler, Rationelle Energieversorgung mit Verbrennungs-Motoren-Anlagen. VDI-GET Informationsschrift, VDI-Verlag 1988.
- [13] Stertkamp, J.-H.: Wärmetechnische Auslegung und Bewertung der Energieumwandlung von GuD – Heizkraftwerken mit Zusatzfeuerung. Dissertation, Universität Hannover, 1995.
- [14] Senne, T.: Beitrag zur energietechnischen Bewertung von Mikrogasturbinen ($\leq 200 \text{ kW}_{el}$). Kleine Studienarbeit, Universität Hannover, 2001.
- [15] Postel, D.: Beitrag zur Auslegung von Blockheizkraftwerken mit heissgekühlten Dieselmotoren. Dissertation, Universität Hannover, 1994.
- [16] Gietzelt, M.: Dezentrale Energieversorgungssysteme. Vorlesung an der Universität Hannover, 2000.
- [17] Kruhl, J.: Beitrag zur energiewirtschaftlichen Bewertung des Brennstoffzelleneinsatzes in der Gebäudeenergieversorgung. Dissertation, Universität Hannover, 1999.
- [18] Kruhl, J.: Einsatz von Phosphorsäure-Brennstoffzellen in der dezentralen Energieversorgung. BWK – Brennstoff Wärme Kraft, Band 49, Nr. 6, 1997, S. 60-63.

- [19] Dielmann, K. P.: Mikrogasturbinen, Technik und Anwendung. BWK – Brennstoff Wärme Kraft, Band 53, Nr. 6, 2001, S. 6-11.
- [20] Fa. Solar (USA), in Telefongesprächen erhaltene Informationen zum Rekuperator im Oktober und November 2001.
- [21] Fa. Ingersoll-Rand (USA), in Telefongesprächen erhaltene Informationen zum Rekuperator im Oktober und November 2001.
- [22] Fa. Bosal (Belgien), per Fax und in Telefongesprächen erhaltene Informationen zum Rekuperator im Oktober und November 2001.
- [23] Riess, W.: Gasturbinen. Vorlesung an der Universität Hannover, 1986.
- [24] Richarts, F.: Der Umkehrplatten-Rekuperator für offene Gasturbinen, Dimensionierung – Auslegungsgrenzen – Einsatzchancen. Dissertation, Universität Essen, 1979.
- [25] Brandt, F.: Brennstoffe und Verbrennungsrechnung. 3. Auflage, Vulkan Verlag, Essen, 1999.
- [26] FluidEXL,
http://www.tu-dresden.de/mw/itt/download/FluidEXL_studenten/.
- [27] Johnke, T.; Mast, M.: Power Boosters, Technologies to enhance gas turbine power output on demand. Siemens power journal on line, Mai 2002,
<http://www.pg.siemens.com/en/publication/2002/issue05/article01/index.cfm?session=1312398x31760096>.
- [28] Turbomachinery International, Handbook 2002-2003, Vol. 43, No. 6.
- [29] Hotze, C.: Energietechnische Bewertung von Kraft- (Wärme-) Kälte-Kopplungssystemen mit Mikrogasturbinen und Absorptionskältemaschinen. Diplomarbeit, Universität Hannover, Institut für Energietechnik, 2001.
- [30] N. N.: ISO-Norm 2314 (1989), Gas turbines - Acceptance tests, Amendment 1, 1997.
- [31] Zehner, P.: Vorlesung über Schiffsgasturbinen. Universität Hannover, 1980.
- [32] N. N.: ISO-Norm 2533, Standard atmosphere, 1975.
- [33] McDonald, C. F.: Gas Turbine Recuperator Renaissance. Heat Recovery Systems & CHP. Vol. 10, No. 1, 1990, S. 1-30.
- [34] Watts, J. H.: Recuperator breakthrough. PEi (Power Engineering international), May 2001, S. 75-79.
- [35] Kays, W. M.; London, A. L.: Compact Heat Exchangers. 3. Auflage, McGraw-Hill Book Company, New York, 1984.
- [36] N. N: Aare-Tessin Ltd. for Electricity, Olten in co-operation with Honeywell Inc., Brussels. Microgasturbine Study, Colenco Power Engineering Ltd., Dätwill, Switzerland, March 2001.
- [37] Kotschenreuther, H.; Miermann, L.: Improvement of Output and Efficiency of Coal-fired Plants by Cost-effective Repowering Concepts. VGB PowerTech, 5/2001, S. 67-70.

- [38] Adinegoro, C. P.: Topping und Repowering von Dampfkraftwerken. Diplomarbeit, Universität Hannover, Institut für Energietechnik, 2001.
- [39] Hauenschild, R.; Jury, W.: Combined Cycle Selection for new Plants and Repowering of Existing Steam Plants with the GT24/GT26 Gas Turbines. Technical Paper, ABB Power Generation. Dieses Dokument wurde an der ASME Cogen Turbo Expo 95 in Wien, Österreich präsentiert. 23.-25. August, 1995.
- [40] Joyce, J. S.: How Gas Turbines Can Improve the Operating Economy and Environmental Compatibility of New and Old Steam Generating Stations. Siemens Power Journal, No. 1, Dec. 1992.
- [41] Fischer F.; et al: Kälte aus Wärme – eine wärmetechnische Analyse. Euroheat & Power – Fernwärme international, 4-5/1996, S. 230-244.
- [42] N.N.: Mikro-KWK – Motoren, Turbinen und Brennstoffzellen. Herausgeber: ASUE, 2001.
- [43] Giovando, C. A.: Mercury 50 aims to fill distributed-generation niche. Power, September/October 2000, S. 93-94.
- [44] Perkavec, M.: Gasturbinentechnik für die stationäre Stromerzeugung. BWK – Brennstoff Wärme Kraft, Bd. 53, Nr. 1/2, 2001, S. 54-58.
- [45] Finke, T.: Optimierung dezentraler Energieversorgungsanlagen am Beispiel Blockheizkraftwerk. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 6: Energietechnik, Nr. 339, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996.
- [46] Germeyer, A.: Entwicklung innovativer Energieversorgungskonzepte für einzelne private Haushalte auf der Basis von Brennstoffzellen. Diplomarbeit am Institut für Kältetechnik und Angewandte Wärmetechnik, Universität Hannover, 1997.
- [47] Recknagel, H.; Sprenger, E.; Schramek, E.-R.: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. 71. Auflage, Oldenbourg Verlag, München 2002.
- [48] Ihle, R.; Dielmann, K.: Mikroturbinen – Neue Chancen der Kraft-Wärme-(Kälte-)Kopplung im Leistungsbereich 30 – 200 kW_{el}. VDI-Berichte 1539, Integrierte Energiesysteme, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [49] Adam, J.; Czernik, G.: KWK im Aufwind, Die neue Wirtschaftlichkeit von KWK-Anlagen. BWK – Brennstoff Wärme Kraft, Bd. 54, Nr. 6, 2002, S. 42-45.
- [50] Schrader, K; Krzikalla, N.; Lehmann, N.: Schwächen des neuen Fördergesetzes für Kraft-Wärme-Kopplung. Energiewirtschaftliche Tagesfragen 52. Jg. (2002) Heft 1/2, S. 66-69, 2002.
- [51] www.bkww.de
- [52] www.bhkw-infozentrum.de
- [53] N. N.: KWK-Gesetz 2002, Grundlagen, Fördermechanismus, praktische Hinweise. Herausgeber: ASUE, Verlag Rationeller Erdgaseinsatz, Kaiserslautern, 2002.
- [54] www.bmu.de/download/dateien/taluft.pdf
- [55] Beck, D.; Paetzold, J.; Nilges, J.: Dezentrale Energiesysteme in elektrischen Verteilungsnetzen. BWK – Brennstoff Wärme Kraft, Bd. 53, Nr. 11, 2001, S. 63-66.

- [56] Janke, H.-J.: Dezentrale Anlagen effizient fernsteuern. VGB PowerTech 12/2001, S. 70-73.
- [57] Dietrichs V.; et al: Energieversorgung mit dezentralen Kleinkraftwerken. BWK – Brennstoff Wärme Kraft, Bd. 52, Nr. 7/8, 2000, S. 34-40.
- [58] N. N.: Die „Ökologische Steuerreform“, Vorteil für Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen – Stand: 1.1.2003. ASUE, Verlag Rationeller Erdgaseinsatz, Kaiserslautern, 2003.
- [59] N.N.: VDI-Richtlinie 2067, Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988.
- [60] <http://www.umweltbundesamt.de/laermprobleme/anlagen/talaerm.pdf>
- [61] Melhorn, C.; Brumsickle, W.: I-Grid innovation. PEi (Power Engineering international), June 2003, S. 22-23.
- [62] <http://www.dtetech.com/energynow/microgrids/>
- [63] Babus’Haq, R. F.; et al: Economics of mini-combined heat and power packages for use in hotels. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 10, No. 3, 1990, S. 269-275.
- [64] N.N.: Distributed Generation: Transfer Switch Considerations. Distributed Power, May-June 2000, S. 38-41.
- [65] Leslie, D.: Distributed Generation: The Interconnection Question. Distributed Power (Supplement to Diesel & Gas Magazine), May/June 2000, S. 12-17.
- [66] Osenga, M.: Interconnect Approved for Microturbines. Distributed Power (Supplement to Diesel & Gas Magazine), November/December 2000, S. 10-12.
- [67] http://www.umweltschutzrecht.de/recht/z_pdf/boden/bbodschg.pdf
Bundes-Bodenschutzgesetz – BbodSchG vom 17. März 1998, Inkrafttreten: 1. März 1999.
- [68] http://www.umweltschutzrecht.de/recht/wasser/uete_wa.htm
Sammlung der Immissionsschutz-relevanten Regelungen.
- [69] http://www.umweltschutzrecht.de/recht/luft/bimschg/bim_ges.htm
- [70] N.N.: Energierecht, Energiewirtschaftsgesetz, Erneuerbare-Energien-Gesetz, Kraft-Wärme-Kopplungs-Gesetz, Tarifikunden-Verordnungen, Verbändevereinbarungen. Beck-Texte, Deutscher Taschenbuch Verlag, 1. Auflage, 2001.
- [71] Kuhn, S.; et al: Wärmetauscher zur Abwärmenutzung, IKARUS: Entwicklungsvorhaben des Forschungszentrums Jülich im Auftrag des Bundesministeriums für Forschung und Technologie, Nr. 8-13, Herausgeber: Forschungszentrum Jülich GmbH, 1994.
- [72] N.N.: Die Stromverbraucher im Haushalt. Energiewirtschaftliche Tagesfragen, 53. Jg., Heft 10, 2003, S. 655.
- [73] Mercer, M.: Solar’s Mercury 50 Commercialized. Diesel & Gas Turbine Worldwide, April 2004, S. 46-47.
- [74] Adams, D.; Kalyanaran, K.: 1-20 MW Gas Turbines. Turbomachinery International, January/February 2004, S. 12-14.

- [75] N.N.: EES Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems, Academic Version, F-Chart Software. Internet <http://www.fchart.com/>
1992-2003 S.A. Klein
Academic Versio 6.867-3D (08/08/03) Expiration: 9/1/2004
Licence #657: For educational use by students and Faculty
Fachbereich Maschinenbau, Universität Hannover
User: karavias_e
Windows NT 5.1 (Build 2600: Service Pack 1)
- [76] N.N.: Gasturbinen – Betriebsmanagement. Herausgeber: ASUE, 1991.
- [77] www.maag-gear.com
- [78] Thon, M.: Untersuchung einer Mikrogasturbine im Hinblick auf Wirksamkeit und Optimierung des Kraft-Wärme-Kopplungs-Einsatzes. Diplomarbeit, Fachhochschule Gießen-Friedberg, Juni 2003.
- [79] Gietzelt, M: Kombinierte Gas-Dampf-Antriebsanlagen - eine Möglichkeit zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit von grossen und/oder schnellen seegehenden Handelsschiffen? Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Bd. 66, Springer Verlag, Berlin, 1972, S. 245-260.
- [80] N.N.: Wärme Kraft Kopplung. Die kombinierte Erzeugung von Wärme und Strom. Wirtschaftlichkeit, Politik, Markt. Herausgeber: Schweizerischer Fachverband für Wärmekraftkopplung, Vol. 2, 1998.
- [81] BorgWarner Turbo Systems GmbH, Thermodynamik und Simulation: Verdichter- und Turbinenkennfelder für 80 kW. Per E-Mail und Telefongesprächen erhaltene Informationen im Oktober und November 2003.
- [82] N.N.: The dawn of micropower. The economist, August 5th, 2000, S. 75-77.
- [83] N.N.: Wet Compression Technology for Combustion Turbines. Diesel & Gas Turbine Worldwide, May 2004, S. 26-29.
- [84] O'Hanlon, C.: On-Site Power Market: Packagers vs. OEMs. Diesel & Gas Turbine Worldwide, June 2004, S. 26-27.
- [85] Schwaegerl, P.; Schwärzer, M.; Duschl, A.: Energiewirtschaftliche Bewertung dezentraler KWK-Systeme für die Hausenergieversorgung. Energiewirtschaftliche Tagesfragen 54. Jg. (2004) Heft 5, S. 308-314, 2004.
- [86] Baumann, D.: Energiewirtschaftliche Bewertung der dezentralen Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 6: Energietechnik, Nr. 514, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2004.
- [87] http://www.rsvp.nrel.gov/vpconference/vp2000/vp2000_conference/technology_kurt_naas_ebrochure.pdf
- [88] N. N.: ISO-Norm 3046-1: Reciprocating internal combustion engines – Performance – Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods – Additional requirements for engines for general use. Fifth edition, 2002-05-01.
- [89] N. N.: ISO-Norm 15550: Internal combustion engines – Determination and method for the measurement of engine power – General requirements. First edition, 2002-05-01.

- [90] N. N.: ISO-Norm 3977-2: gas turbines – Procurement – Part 2: Standard reference conditions and ratings. First edition, 1997-06-15.
- [91] Willis, H. L.; Scott, W. G.: Distributed Power Generation, Planning and Evaluation. Marcel Dekker, Inc., New York, 2000.
- [92] <http://www.eva.ac.at/opet/kwk.htm>
Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency
OPET-Austria, Kraft-Wärme-Kopplung in Österreich
- [93] http://www.heiztechnik.buderus.de/sixcms/media.php/1166/bhkw_die_stromerzeugende_heizungsanlage.pdf
ABC der Heizungstechnik: Blockheizkraftwerke Ausgabe 10/2001
Bisher kam der Strom aus der Steckdose. Jetzt kommt der Strom von der Heizung.
Der neue Stromproduzent ist eine Heizung: Buderus Blockheizkraftwerk Loganova.

8 Anhang

Die Grundlagen der Berechnungen sowie das Rechenmodell, die zu den Ergebnissen und Erstellung der Bilder und Tabellen der vorliegenden Arbeit geführt haben, sind in diesem Kapitel, präsentiert. Die in Deutschland geltende aktuelle Gesetzgebung, die Einfluss auf BHKWs hat, wird am Ende dieses Kapitels dargestellt.

8.1 Thermodynamische Grundlagen

Das Anlagenschema der Mikrogasturbinenanlage, die für die nachfolgenden Berechnungen zugrunde gelegt wurde, ist im Bild 3.1 (vgl. Kapitel 3) dargestellt. Die Indizierung der Zustandsgrößen bezieht sich auf die im Bild 3.1 angewandten Zahlen.

Das Arbeitsprinzip des Mikrogasturbinenmoduls, wie bei jeder konventionellen Gasturbine auch, ist im Bild 8.1 dargestellt. Der theoretische Joule – Brayton – Prozess bestehend aus 2 isentropen und 2 isobaren Zustandsänderungen (im Bild 8.1 gestrichelt dargestellt) liefert die beste Annäherung für den realen Gasturbinenprozess. Es wird insbesondere auf die spezifischen Merkmale der Mikrogasturbinenanlage, durch die sie sich von den konventionellen Gasturbinen unterscheidet, nämlich die variable Drehzahl sowie der variable Rekuperatorfaktor μ bzw. Rekuperatorbeaufschlagungsgrad M , fokussiert.

Die thermodynamischen Berechnungen verlaufen der Gasflussrichtung begleitend; es wird beim Eintritt der Umgebungsluft in die Anlage begonnen und mit dem Austritt der Abgase aus der Anlage aufgehört.

Die Auslegungswerte der Mikrogasturbinenanlage sind in der Tabelle 8.2, im nachfolgenden Kapitel 8.5 dargestellt.

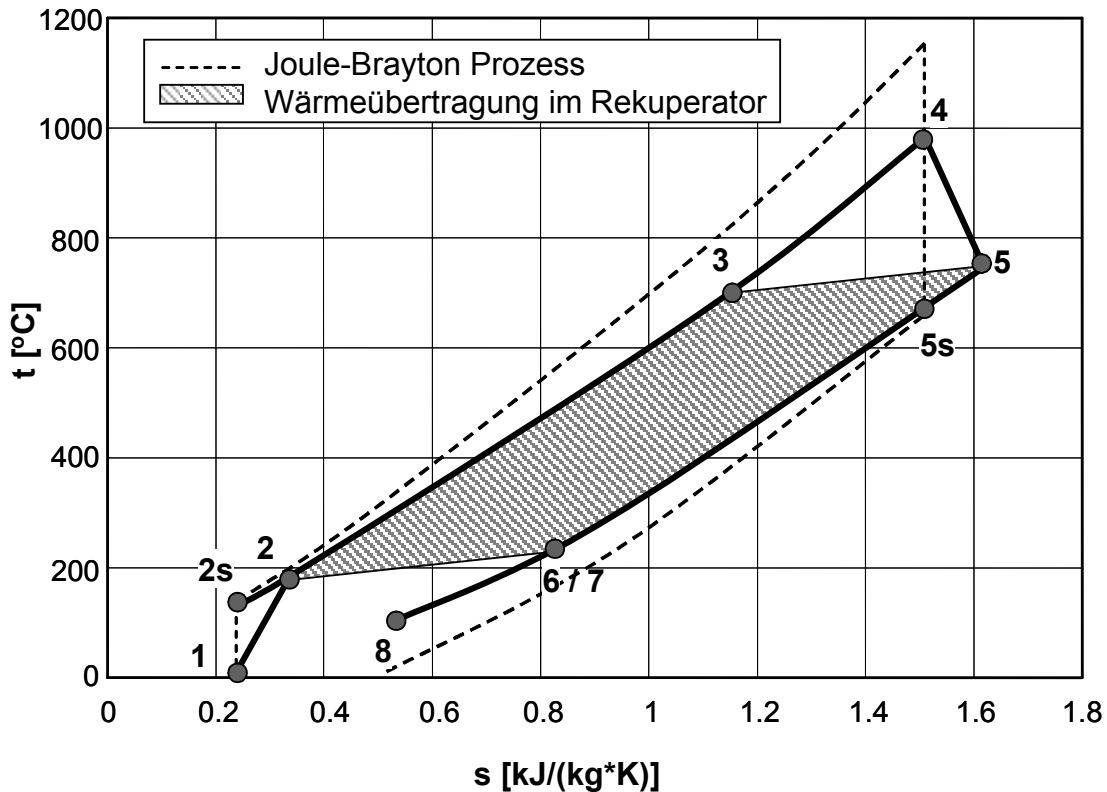


Bild 8.1: Arbeitsprinzip der Mikrogasturbine im t-s- Diagramm dargestellt

VERDICHTER

$$p_1 = p_U \cdot (1 - \varepsilon_1) \quad (\text{Gl. A1})$$

$$t_1 = t_U \quad (\text{Gl. A2})$$

$$h_1 = f(p_1, t_1) \quad (\text{Gl. A3})$$

$$s_1 = f(p_1, t_1) \quad (\text{Gl. A4})$$

Der innere Verdichterwirkungsgrad η_{iv} ist definiert als:

$$\eta_{iv} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{Gl. A5 bzw. Gl. 3-5})$$

Die Abhängigkeit des inneren Verdichterwirkungsgrades η_{iv} von der Drehzahl n wird, basierend auf [81], folgendermassen berücksichtigt:

$$\eta_{iv} = \eta_{iv(0)} \cdot \eta_{iv}^* \quad (\text{Gl. A6})$$

$$\eta_{iv}^* = (-2.378 \cdot n^3) + (1.689 \cdot n^2) + (3.4802 \cdot n) - 1.7912 \quad (\text{Gl. A7})$$

$$n^* = \frac{n}{n(0)} \quad (\text{Gl. A8})$$

Wobei:

- $\eta_{iv}(0)$: innerer Verdichterwirkungsgrad am Auslegungspunkt
 η_{iv}^* : relativer innerer Verdichterwirkungsgrad
 n^* : relative bzw. normierte Drehzahl

Das Verdichterdruckverhältnis (π) ist definiert als:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{Gl. A9})$$

Die Abhängigkeit des Verdichterdruckverhältnisses π von der Drehzahl n wird, basierend auf [81], folgendermassen berücksichtigt:

$$\pi = \pi(0) * \pi^* \quad (\text{Gl. A10})$$

$$\pi^* = (-0.0182 * n^{*3}) + (0.9276 * n^{*2}) - (0.3893 * n^{*3}) + 0.4799 \quad (\text{Gl. A11})$$

Wobei:

$\pi(0)$: Verdichterdruckverhältnis am Auslegungspunkt

π^* : relatives Verdichterdruckverhältnis

Die Abhängigkeit des durch den Verdichter fliessenden Luftmassenstromes \dot{m}_L von der Drehzahl n wird, basierend auf [81], folgendermassen berücksichtigt:

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{L0} * \dot{m}^*_L \quad (\text{Gl. A12})$$

$$\dot{m}^*_L = (-1.1524 * n^{*3}) + (2.4789 * n^{*2}) - (0.6041 * n^*) + 0.2776 \quad (\text{Gl. A13})$$

Wobei:

\dot{m}_{L0} : Luftmassenstrom am Auslegungspunkt

\dot{m}^*_L : relativer Luftmassenstrom

$$p_2 = p_1 * \pi \quad (\text{Gl. A14})$$

$$s_{2s} = s_1 \quad (\text{Gl. A15})$$

$$t_{2s} = f(s_{2s}, p_2) \quad (\text{Gl. A16})$$

$$h_{2s} = f(t_{2s}, p_2) \quad (\text{Gl. A17})$$

$$h_2 = h_1 + ((h_{2s} - h_1) / \eta_{iv}) \quad (\text{Gl. A18})$$

$$t_2 = f(h_2, p_2) \quad (\text{Gl. A19})$$

$$s_2 = f(t_2, p_2) \quad (\text{Gl. A20})$$

REKUPERATOR

$$p_5 = p_8 * (1 + \epsilon_{\text{RekND}} + \epsilon_{\text{Cog}}) \quad (\text{Gl. A21})$$

Die relativen, drehzahl- (Index n) und Rekuperatorfaktor- (Index μ) abhängigen, Druckverluste im Rekuperator (ϵ_{Rek}) werden, basierend auf [21], folgendermassen berechnet (Indizes: HD: Verdichter- bzw. Luftseitig, ND: Turbinen- bzw. Abgasseitig):

$$\epsilon_{\text{RekHD}_n} = 0.0002 * (1 - \dot{m}^*_{L})^3 + 0.012 * (1 - \dot{m}^*_{L})^2 - 0.035 * (1 - \dot{m}^*_{L}) + \epsilon_{\text{RekHD}}(0) \quad (\text{Gl. A22})$$

$$\epsilon_{\text{RekHD}_\mu} = -0.0127 * \mu^4 + 0.0273 * \mu^3 - 0.0157 * \mu^2 - 0.004 * \mu + \epsilon_{\text{RekHD}}(0) \quad (\text{Gl. A23})$$

$$\epsilon^*_{\text{RekHD}_n} = \epsilon_{\text{RekHD}_n} / \epsilon_{\text{RekHD}}(0) \quad (\text{Gl. A24})$$

$$\epsilon^*_{\text{RekHD}_\mu} = \epsilon_{\text{RekHD}_\mu} / \epsilon_{\text{RekHD}}(0) \quad (\text{Gl. A25})$$

$$\epsilon_{\text{RekHD}} = \epsilon_{\text{RekHD}}(0) * \epsilon^*_{\text{RekHD}_n} * \epsilon^*_{\text{RekHD}_\mu} \quad (\text{Gl. A26})$$

$$\epsilon_{\text{RekND}_n} = 0.0002 * (1 - \dot{m}^*_{L})^3 + 0.012 * (1 - \dot{m}^*_{L})^2 - 0.035 * (1 - \dot{m}^*_{L}) + \epsilon_{\text{RekND}}(0) \quad (\text{Gl. A27})$$

$$\epsilon_{\text{RekND}_\mu} = 0.0002 * \mu^3 + 0.0123 * \mu^2 - 0.0304 * \mu + \epsilon_{\text{RekND}}(0) \quad (\text{Gl. A28})$$

$$\epsilon^*_{\text{RekND}_n} = \epsilon_{\text{RekND}_n} / \epsilon_{\text{RekND}}(0) \quad (\text{Gl. A29})$$

$$\epsilon^*_{\text{RekND}_\mu} = \epsilon_{\text{RekND}_\mu} / \epsilon_{\text{RekND}}(0) \quad (\text{Gl. A30})$$

$$\epsilon_{\text{RekND}} = \epsilon_{\text{RekND}}(0) * \epsilon^*_{\text{RekND}_n} * \epsilon^*_{\text{RekND}_\mu} \quad (\text{Gl. A31})$$

Wobei:

$\epsilon_{\text{RekHD}_n}(0)$: relative, luftseitige, drehzahlabhängige Druckverluste im Rekuperator am Auslegungspunkt

$\epsilon_{\text{RekND}_n}(0)$: relative, abgasseitige, drehzahlabhängige Druckverluste im Rekuperator am Auslegungspunkt

$\epsilon_{\text{RekHD}_\mu}(0)$: relative, luftseitige, Rekuperatorfaktor-abhängige Druckverluste im Rekuperator am Auslegungspunkt

$\epsilon_{\text{RekND}_\mu}(0)$: relative, abgasseitige, Rekuperatorfaktor-abhängige Druckverluste im Rekuperator am Auslegungspunkt

$\epsilon^*_{\text{RekHD}_n}$: relative (normierte), luftseitige, drehzahlabhängige Druckverluste im Rekuperator

$\epsilon^*_{\text{RekND}_n}$: relative (normierte), abgasseitige, drehzahlabhängige Druckverluste im Rekuperator

$\epsilon^*_{\text{RekHD}_\mu}$: relative (normierte), luftseitige Rekuperatorfaktor-abhängige Druckverluste im Rekuperator

$\epsilon^*_{\text{RekND}_\mu}$: relative (normierte), abgasseitige Rekuperatorfaktor-abhängige Druckverluste im Rekuperator

Der Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} ist definiert als:

$$\eta_{\text{Rek}} = \frac{\dot{Q}_{\text{real übertragen}}}{\dot{Q}_{\text{theoretisch übertragbar}}} \quad (\text{Gl. A32 bzw. Gl. 3-7})$$

$$= \frac{\dot{m}_L * c_{pL} * (T_3 - T_2)}{\dot{m}_{\text{AbgRek}} * c_{p\text{Abg}} * (T_5 - T_2)} \quad (\text{Gl. A33})$$

Basierend auf Bild 3.1 und mit

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\text{AbgBypass}}}{\dot{m}_{\text{AbgCogen}}} \quad (\text{Gl. A34 bzw. Gl. 3-8})$$

ergibt sich die Massenbilanz um den Rekuperatorbypass:

$$\dot{m}_{\text{AbgRek}} = \dot{m}_{\text{AbgCogen}} - \dot{m}_{\text{AbgBypass}} \Rightarrow \dot{m}_{\text{AbgRek}} = \dot{m}_{\text{AbgCogen}} * (1 - \mu) \quad (\text{Gl. A35})$$

Der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} ist im Vergleich zum Luftmassenstrom \dot{m}_L vernachlässigbar gering ($\dot{m}_{\text{Br}} \approx 0.5 - 2 \% * \dot{m}_L$, vom Rekuperatorfaktor μ abhängig), d.h. $\dot{m}_{\text{Br}}/\dot{m}_L \ll 1$ und es kann eingesetzt werden:

$$\dot{m}_{\text{AbgCogen}} \approx \dot{m}_L \quad (\text{Gl. A36})$$

Im für den Rekuperator relevanten Temperaturbereich (d.h. 500 – 900°C) bleibt die spezifische Wärmekapazität relativ konstant [24], sodass hier eingesetzt werden kann:

$$c_{pL} \approx c_{p\text{Abg}} \quad (\text{Gl. A37})$$

Der Rekuperatorwirkungsgrad ergibt sich dadurch zu:

$$\eta_{\text{Rek}} = \frac{T_3 - T_2}{(1 - \mu) * (T_5 - T_2)} = \frac{t_3 - t_2}{(1 - \mu) * (t_5 - t_2)} \quad (\text{Gl. A38 bzw. Gl. 3-9})$$

Mit Hilfe letzterer Gleichung, lässt sich die Lufttemperatur nach dem Rekuperator bzw. vor Eintritt in die Brennkammer (t_3 , vgl. Bild 3.1) errechnen zu:

$$t_3 = \eta_{\text{Rek}} * (1 - \mu) * (t_5 - t_2) + t_2 \quad (\text{Gl. A39})$$

Hierbei ist zu beachten, dass der Rekuperatorwirkungsgrad η_{Rek} keineswegs konstant über den gesamten Variationsbereich des Rekuperatorfaktors μ bleibt, sondern variabel ist. Sowohl der typische Verlauf der Druckverluste an der Hoch- und Niederdruckseite des

Rekuperators als auch des Rekuperatorwirkungsgrades sind im Bild 3.17 (vgl. Kapitel 3.3.3) wiedergegeben und in den Berechnungen eingeflossen.

Die Abhängigkeit des Rekuperatorwirkungsgrades η_{Rek} von der Drehzahl n sowie dem Rekuperatorfaktor μ wird, basierend auf [21], folgendermassen berücksichtigt:

$$\eta_{\text{Rek}_\mu} = -0.191 \cdot \mu^2 - 0.719 \cdot \mu + \eta_{\text{Rek}}(0) \quad (\text{Gl. A40})$$

$$\eta_{\text{Rek}_n}^* = 0.0133 \cdot \ln(\dot{m} \cdot L) + 1 \quad (\text{Gl. A41})$$

$$\eta_{\text{Rek}_\mu}^* = \eta_{\text{Rek}_\mu} / \eta_{\text{Rek}}(0) \quad (\text{Gl. A42})$$

$$\eta_{\text{Rek}} = \eta_{\text{Rek}}(0) \cdot \eta_{\text{Rek}_n}^* \cdot \eta_{\text{Rek}_\mu}^* \quad (\text{Gl. A43})$$

Wobei:

$\eta_{\text{Rek}}(0)$: Rekuperatorwirkungsgrad am Auslegungspunkt

η_{Rek_μ} : Rekuperatorfaktor-abhängiger Rekuperatorwirkungsgrad

$\eta_{\text{Rek}_n}^*$: relativer, drehzahlabhängiger Rekuperatorwirkungsgrad

$\eta_{\text{Rek}_\mu}^*$: relativer, Rekuperatorfaktor-abhängiger Rekuperatorwirkungsgrad

$$p_3 = p_2 \cdot (1 - \varepsilon_{\text{RekHD}}) \quad (\text{Gl. A44})$$

$$h_3 = f(t_3, p_3) \quad (\text{Gl. A45})$$

$$s_3 = f(t_3, p_3) \quad (\text{Gl. A46})$$

$$p_6 = p_5 \cdot (1 - \varepsilon_{\text{RekND}}) \quad (\text{Gl. A47})$$

Die Wärmeverluste des Rekuperators werden durch den Faktor ζ_{Rek} berücksichtigt, womit sich die Temperatur der Abgase am Rekuperatoraustritt ergibt:

$$t_6 = t_5 - \frac{t_3 - t_2}{(1 - \mu) \cdot (1 - \zeta_{\text{Rek}})} \quad (\text{Gl. A48})$$

$$h_6 = f(t_6, p_6) \quad (\text{Gl. A49})$$

$$s_6 = f(t_6, p_6) \quad (\text{Gl. A50})$$

BRENNKAMMER

$$p_4 = p_3 \cdot (1 - \varepsilon_{\text{Brk}}) \quad (\text{Gl. A51})$$

TURBINE

Der innere Turbinenwirkungsgrad η_{iT} ist definiert als:

$$\eta_{iT} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (\text{Gl. A52 bzw. Gl. 3-6})$$

Die Abhängigkeit des inneren Turbinenwirkungsgrades η_{iT} von der Drehzahl n wird, basierend auf [81], folgendermassen berücksichtigt:

$$\eta_{iT} = \eta_{iT}(0) * \eta_{iT}^* \quad (\text{Gl. A53})$$

$$\eta_{iT}^* = (-0.0189 * n^2) + (0.1155 * n) + 0.9034 \quad (\text{Gl. A54})$$

Wobei:

$\eta_{iT}(0)$: innerer Turbinenwirkungsgrad am Auslegungspunkt

η_{iT}^* : relativer innerer Turbinenwirkungsgrad

$$h_4 = f(t_4, p_4) \quad (\text{Gl. A55})$$

$$s_4 = f(t_4, p_4) \quad (\text{Gl. A56})$$

$$s_{5s} = s_4 \quad (\text{Gl. A57})$$

$$t_{5s} = f(s_{5s}, p_5) \quad (\text{Gl. A58})$$

$$h_{5s} = f(t_{5s}, p_5) \quad (\text{Gl. A59})$$

$$h_5 = h_4 - ((h_4 - h_{5s}) * \eta_{iT}) \quad (\text{Gl. A60})$$

$$t_5 = f(h_5, p_5) \quad (\text{Gl. A61})$$

$$s_5 = f(t_5, p_5) \quad (\text{Gl. A62})$$

WARMWASSERERZEUGER / COGEN

$$p_7 = p_6 \quad (\text{Gl. A63})$$

Der Wirkungsgrad des Warmwassererzeugers (η_{Cogen}) ist definiert als:

$$\eta_{\text{Cogen}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{\dot{Q}_{\text{zu, Cogen}}} \quad (\text{Gl. A64 bzw. Gl. 3-13})$$

Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades des Warmwassererzeugers η_{Cogen} von der Drehzahl n und folglich vom Abgasmassenstrom \dot{m}_{AbgCog} sowie vom Warmwassermassenstrom \dot{m}_w^* wird, basierend auf [71], folgendermassen berücksichtigt:

$$\eta_{\text{Cogen}} = \eta_{\text{Cogen}}(0) * \eta_{\text{Cog_mAbg}}^* * \eta_{\text{Cog_mW}}^* \quad (\text{Gl. A65})$$

$$\eta_{\text{Cog_mAbg}}^* = -0.6608 * (\dot{m}_{\text{AbgCog}}^3) + 2.2655 * (\dot{m}_{\text{AbgCog}}^2) - 3.1799 * \dot{m}_{\text{AbgCog}} + 2.5752 \quad (\text{Gl. A66})$$

$$\eta_{\text{Cog_mW}}^* = -0.3191 * (\dot{m}_W^3) + 0.7958 * (\dot{m}_W^2) - 0.4848 * \dot{m}_W + 1.0081 \quad (\text{Gl. A67})$$

Wobei:

$\eta_{\text{Cogen}}(0)$: Wirkungsgrad des Warmwassererzeugers am Auslegungspunkt

$\eta_{\text{Cog_mAbg}}^*$: relativer Wirkungsgrad des Warmwassererzeugers
(Drehzahl bzw. Abgasmassenstrom abhängig)

$\eta_{\text{Cog_mW}}^*$: relativer Wirkungsgrad des Warmwassererzeugers
(Warmwassermassenstrom abhängig)

$$h_7 = h_6 * (1 - \mu) + h_5 * \mu \quad (\text{Gl. A68})$$

$$t_7 = f(h_7, p_7) \quad (\text{Gl. A69})$$

$$h_8 = f(t_7, p_7) \quad (\text{Gl. A70})$$

Ausgewählte Ergebnisse:

$$\dot{m}_{\text{Br}} = \dot{m}_{\text{L}} / \mu_{\text{L}} \quad (\text{Gl. A71})$$

$$P_{\text{Turb}} = \dot{m}_{\text{AbgCog}} * (h_4 - h_5) \quad (\text{Gl. A72})$$

$$P_{\text{Verd}} = \dot{m}_{\text{L}} * (h_2 - h_1) \quad (\text{Gl. A73})$$

$$P_{\text{el}} = \eta_{\text{Schalt}} * (P_{\text{Turb}} - P_{\text{Verd}}) \quad (\text{Gl. A74})$$

$$\dot{Q}_{\text{zu}} = H_{\text{u}} * \dot{m}_{\text{Br}} \quad (H_{\text{u}} \text{ aus [25]}) \quad (\text{Gl. A75})$$

$$\dot{Q}_{\text{Nutz}} = \eta_{\text{Cogen}} * \dot{m}_{\text{AbgCog}} * (h_7 - h_8) \quad (\text{Gl. A76})$$

$$\eta_{\text{el}} = \frac{P_{\text{el}}}{\dot{Q}_{\text{zu}}} \quad (\text{Gl. A77})$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{\dot{Q}_{\text{zu}}} \quad (\text{Gl. A78 bzw. Gl. 3-14})$$

$$\omega = \eta_{\text{el}} + \eta_{\text{th}} \quad (\text{Gl. A79 bzw. Gl. 3-15})$$

$$S = \frac{\eta_{\text{el}}}{\eta_{\text{th}}} \quad (\text{Gl. A80})$$

$$\sigma = \frac{\dot{m}_{\text{AbgCog}}}{P_{\text{el}}} \quad (\text{Gl. A81})$$

8.2 Modellierung des Mikrogasturbinenprozesses

Die im vorigen Kapitel 8.1 dargestellten thermodynamischen Grundlagen wurden in Berechnungsalgorithmen umgewandelt, die mit Hilfe standardisierten Rechengestützten Softwareprogramme zu den Ergebnissen sowie Bildern in den Kapiteln 3 bis 5 geführt haben.

Der Engineering Equation Solver (EES) wurde angewandt, um die Berechnungsalgorithmen zu verarbeiten [75]. EES ist ein Softwarepaket zur numerischen Lösung algebraischer Gleichungssystemen. Unterstützende Bibliotheken sowie Unterprogramme wurden [29] entnommen. Sie kompensieren auch die Ungenauigkeiten des EES bei der Berechnung kalorischer Zustandsgrößen, sowohl für feuchte Luft als auch für Verbrennungsgase, im Rahmen der für die Mikrogasturbinenanlage relevanten Druck- und Temperaturbereichen. Dennoch liegt die Ergebnisgenauigkeit von Berechnungsreihen im Bereich von $\pm 8\%$ aufgrund des angewandten EES – Iterationsverfahrens.

Auf eine detaillierte Beschreibung des EES – Berechnungsverfahren wird an dieser Stelle verzichtet und an die einschlägige Literatur [75, 29] verwiesen.

Ausdruck der kompilierten Version:

```

$INCLUDE Gasgemisch.lib
$INCLUDE Verbrennungsrechnung.lib

{INPUTS:}

KennNr          =    19
                 {ÜBERNAHME / Kenn-Nr. des Erdgases in Lookup Table 'Erdgase.lkt'}
p_U             =    1.013 [bar]

t_U_C          =    15   [C]      {-15, 0, 15=Nenn, 30}

phi             =    0.6  [-]     {Auslegung}

PI_V0          =    3.5  [-]     {1.5 - 20 / 3.5=Nenn / Auslegung}

t_4_C          =    975  [C]     {875, 925, 975=Nenn, 1025}

```

p_8_0	=	1.02 [bar]	{Auslegung}
t_8_C	=	100 [C]	{70, 100=Nenn, 130, 160}
n star	=	1	{0.7...1}
mu	=	0	{0...1 : MIT, OHNE Rekuperator}
m_dot_L0	=	0.673 [kg/s]	{Auslegung}
H_u	=	LOOKUP('Erdgase', KennNr, 'H_u') * 1000	[kJ/kg]
epsilon_1	=	0.002 [-]	{0.001, 0.002, 0.003, 0.004 / =const! bei n* =var}
			{relativer Druckverlust, berücksichtigt Filtermatten am Verdichtereintritt}
epsilon_RekHD_0	=	0.0143 [-]	{0.0093, 0.0143, 0.0193, 0.0243 / nicht const bei n* =var}
epsilon_RekND_0	=	0.0162 [-]	{0.0112, 0.0162, 0.0212, 0.0262 / nicht const bei n* =var}
epsilon_BrK	=	0.01 [-]	{0.005, 0.01, 0.015, 0.02 / =const bei n* =var}
epsilon_Cog	=	0.02 [-]	{0.015, 0.02, 0.025, 0.03 / =const bei n* =var}
Zeta_Rek	=	0.008	{=const Rekuperator-Wärme-Strahlungsverluste aufgrund nicht perfekter Isolierung}
ETA_iV0	=	0.75	{0.69, 0.72, 0.75, 0.78 / Auslegung}
ETA_Rek_0	=	0.91	{nicht const / Auslegung}
ETA_BrK	=	0.975	{=const}
ETA_iT0	=	0.72	{0.66, 0.69, 0.72, 0.75 / Auslegung}
ETA_Cog0	=	0.85	{nicht const / Auslegung}
ETA_Schalt	=	0.98	{=const}

"VERDICHTER"

$$p_1 = p_U * (1 - \epsilon_1)$$

$$t_{1_C} = t_{U_C}$$

$$T_1 = 273.15 \text{ [K]} + t_{1_C}$$

$$h_1 = h|o_G('L', t_{1_C})$$

$$s_1 = s|o_G('L', t_{1_C}, p_1)$$

$$\text{ETA}|star_iV = (-2.378 * n|star^3) + (1.689 * n|star^2) + (3.4802 * n|star) - 1.7912$$

$$\text{ETA}_{iV} = \text{ETA}_{iV0} * \text{ETA}|star_iV$$

$$\text{PI}|star_V = (-0.0182 * n|star^3) + (0.9276 * n|star^2) - (0.3893 * n|star) + 0.4799$$

$$\text{PI}_V = \text{PI}_{V0} * \text{PI}|star_V$$

$$m_dot_|star_L = (-1.1524 * n|star^3) + (2.4789 * n|star^2) - (0.6041 * n|star) + 0.2776 \quad [-]$$

$$m_dot_L = m_dot_L0 * m_dot_|star_L$$

$$p_2 = p_1 * \text{PI}_V$$

$$s_{2s} = s_1$$

$$t_{2s_C} = t|sp_G('L', s_{2s}, p_2)$$

$$h_{2s} = h|o_G('L', t_{2s_C})$$

$$h_2 = h_1 + ((h_{2s} - h_1) / \text{ETA}_{iV})$$

$$t_{2_C} = t|h_G('L', h_2)$$

$$s_2 = s|o_G('L', t_{2_C}, p_2)$$

"REKUPERATOR"

$$T_2 = t_{2_C} + 273.15 \text{ [K]}$$

$$p_8 = p_{8_0}$$

$$p_5 = p_8 * (1 + \text{epsilon_RekND} + \text{epsilon_Cog})$$

$$T_5 = t_{5_C} + 273.15 \text{ [K]}$$

{relative Druckverluste im Rekuperator; HD: Verdichterseitig / Luft, ND: Turbinenseitig / Abgas}

$$\text{epsilon_RekHD}_n = 0.0002 * (1 - m_{\text{dot_|star_L}})^3 + 0.012 * (1 - m_{\text{dot_|star_L}})^2 - 0.035 * (1 - m_{\text{dot_|star_L}}) + \text{epsilon_RekHD}_0$$

$$\text{epsilon_RekHD}_\mu = -0.0127 * \mu^4 + 0.0273 * \mu^3 - 0.0157 * \mu^2 - 0.004 * \mu + \text{epsilon_RekHD}_0$$

$$\text{epsilon|star_RekHD}_n = \text{epsilon_RekHD}_n / \text{epsilon_RekHD}_0$$

$$\text{epsilon|star_RekHD}_\mu = \text{epsilon_RekHD}_\mu / \text{epsilon_RekHD}_0$$

$$\text{epsilon_RekHD} = \text{epsilon_RekHD}_0 * \text{epsilon|star_RekHD}_n * \text{epsilon|star_RekHD}_\mu$$

$$\text{epsilon_RekND}_n = 0.0002 * (1 - m_{\text{dot_|star_L}})^3 + 0.012 * (1 - m_{\text{dot_|star_L}})^2 - 0.035 * (1 - m_{\text{dot_|star_L}}) + \text{epsilon_RekND}_0$$

$$\text{epsilon_RekND}_\mu = 0.0002 * \mu^3 + 0.0123 * \mu^2 - 0.0304 * \mu + \text{epsilon_RekND}_0$$

$$\text{epsilon|star_RekND}_n = \text{epsilon_RekND}_n / \text{epsilon_RekND}_0$$

$$\text{epsilon|star_RekND}_\mu = \text{epsilon_RekND}_\mu / \text{epsilon_RekND}_0$$

$$\text{epsilon_RekND} = \text{epsilon_RekND}_0 * \text{epsilon|star_RekND}_n * \text{epsilon|star_RekND}_\mu$$

$$\text{ETA_Rek}_\mu = -0.191 * \mu^2 - 0.719 * \mu + \text{ETA_Rek}_0$$

$$\text{ETA|star_Rek}_n = 0.0133 * \text{LN}(m_{\text{dot_|star_L}}) + 1$$

$$\text{ETA|star_Rek}_\mu = \text{ETA_Rek}_\mu / \text{ETA_Rek}_0$$

$$\text{ETA_Rek} = \text{ETA_Rek}_0 * \text{ETA|star_Rek}_n * \text{ETA|star_Rek}_\mu$$

{OUTPUTS:}

$$p_3 = p_2 * (1 - \text{epsilon_RekHD})$$

$$T_3 = \text{ETA_Rek} * (1 - \mu) * (T_5 - T_2) + T_2$$

$$t_{3_C} = T_3 - 273.15$$

$$h_3 = h|o_G('L', t_{3_C})$$

$$s_3 = s|o_G('L', t_{3_C}, p_3)$$

```

p_6          =    p_5 * (1-epsilon_RekND)
T_6          =    T_5 - ((T_3 - T_2) / ((1 - mu) * (1- Zeta_Rek)))
t_6_C        =    T_6 - 273.15
h_6          =    h|o_G('G', t_6_C)
s_6          =    s|o_G('G', t_6_C, p_6)

```

"BRENNKAMMER"

```

T_4          =    t_4_C + 273.15
p_4          =    p_3 * (1- epsilon_BrK)

```

```

mu_dot_R_L   =    1.0      "[-]"
              {Anteil des den Rekuperator durchströmenden Luftmassenstroms}
mu_dot_R_G   =    1.0 - mu  "[-]"
              {Anteil des den Rekuperator durchströmenden Rauchgasmassenstroms}

```

{--- Berechnung der Zusammensetzung der feuchten Luft am Verdichtereintritt -----}

```
CALL    HumidAIR (t_U_C, p_U, phi: x_H2O_LT)
```

```
{    OUTPUTS    }
```

```
CALL    STCombCAL(KennNr, x_H2O_LT: mu_Lo, mu_Go)
```

```
CALL    ExcessAIR (KennNr, t_3_C, t_4_C, mu_Lo, mu_Go, ETA_BrK: lambda)
```

```
CALL    LCombCAL (x_H2O_LT, lambda, p_4: mu_L, mu_G, t_T_G)
```

"TURBINE"

```
ETA|star iT  =    (-0.0189*n|star ^2) + (0.1155*n|star) + 0.9034
```

```
ETA_iT       =    ETA_iT0 * ETA|star iT
```

```
{OUTPUTS:}
```

$$\begin{aligned}
h_4 &= h|o_G('G', t_4_C) \\
s_4 &= s|o_G('G', t_4_C, p_4) \\
s_{5s} &= s_4 \\
t_{5s} &= t|sp_G('G', s_{5s}, p_5) \\
h_{5s} &= h|o_G('G', t_{5s}) \\
h_5 &= h_4 - ((h_4 - h_{5s}) * \text{ETA}_{iT}) \\
t_{5_C} &= t|h_G('G', h_5) \\
s_5 &= s|o_G('G', t_{5_C}, p_5)
\end{aligned}$$

"COGEN"

$$\begin{aligned}
p_7 &= p_6 \\
m_dot_Abgas_0 &= 0.6783582 \quad [\text{kg/s}] \\
&\quad \{\text{ÜBERNAHME aus Unterprogramm BRENNKAMMER, hier erst für } n^* = 1\} \\
m|star_dot_Abgas &= m_dot_Abgas / m_dot_Abgas_0 \\
m|star_dot_H2O &= 1 \quad \{\text{EINGABE}\} \\
\text{ETA}|star_Cog_mAbg &= (-0.6608 * (m|star_dot_Abgas ^3)) + (2.2655 * \\
&\quad (m|star_dot_Abgas ^2)) - (3.1799 * m|star_dot_Abgas) \quad + 2.5752 \\
\text{ETA}|star_Cog_mH2O &= (-0.3191 * (m|star_dot_H2O ^3)) + (0.7958 * \\
&\quad (m|star_dot_H2O ^2)) - (0.4848 * m|star_dot_H2O) + 1.0081 \\
\text{ETA}_Cog &= \text{ETA}_Cog0 * \text{ETA}|star_Cog_mAbg * \text{ETA}|star_Cog_mH2O
\end{aligned}$$

{OUTPUTS:}

$$\begin{aligned}
h_7 &= h_6 * (1 - \mu) + h_5 * \mu \\
t_{7_C} &= t|h_G('G', h_7) \\
h_8 &= h|o_G('G', t_{8_C}) \\
t_{RL} &= t_{7_C} - ((t_{7_C} - t_{8_C}) / \text{ETA}_Cog)
\end{aligned}$$

=====

{ OUTPUTS: }

$$\begin{aligned} m_{\dot{\text{Br}}} &= m_{\dot{\text{L}}} / \mu_{\text{L}} \\ m_{\dot{\text{Abgas}}} &= m_{\dot{\text{L}}} + m_{\dot{\text{Br}}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{Turb}} &= m_{\dot{\text{Abgas}}} * (h_4 - h_5) \\ P_{\text{Verd}} &= m_{\dot{\text{L}}} * (h_2 - h_1) \\ P_{\text{el}} &= \text{ETA}_{\text{Schalt}} * (P_{\text{Turb}} - P_{\text{Verd}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\dot{\text{zu}}} &= H_{\text{u}} * m_{\dot{\text{Br}}} \\ Q_{\dot{\text{Nutz}}} &= \text{ETA}_{\text{Cog}} * m_{\dot{\text{Abgas}}} * (h_7 - h_8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ETA}_{\text{el}} &= P_{\text{el}} / Q_{\dot{\text{zu}}} \\ \text{ETA}_{\text{th}} &= Q_{\dot{\text{Nutz}}} / Q_{\dot{\text{zu}}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Omega} &= \text{ETA}_{\text{el}} + \text{ETA}_{\text{th}} \\ S &= \text{ETA}_{\text{el}} / \text{ETA}_{\text{th}} \\ \text{Sigma} &= m_{\dot{\text{Abgas}}} / P_{\text{el}} \end{aligned}$$

{ END OUTPUTS }

8.3 Bedarfsprofile

Ein typisches Strom- und Wärme- Bedarfsprofil eines repräsentativen Wohngebäudes mit 20 Wohneinheiten (WE) während eines Werktags ist im Bild 8.2 dargestellt [17] und im Kapitel 2.1 erläutert.

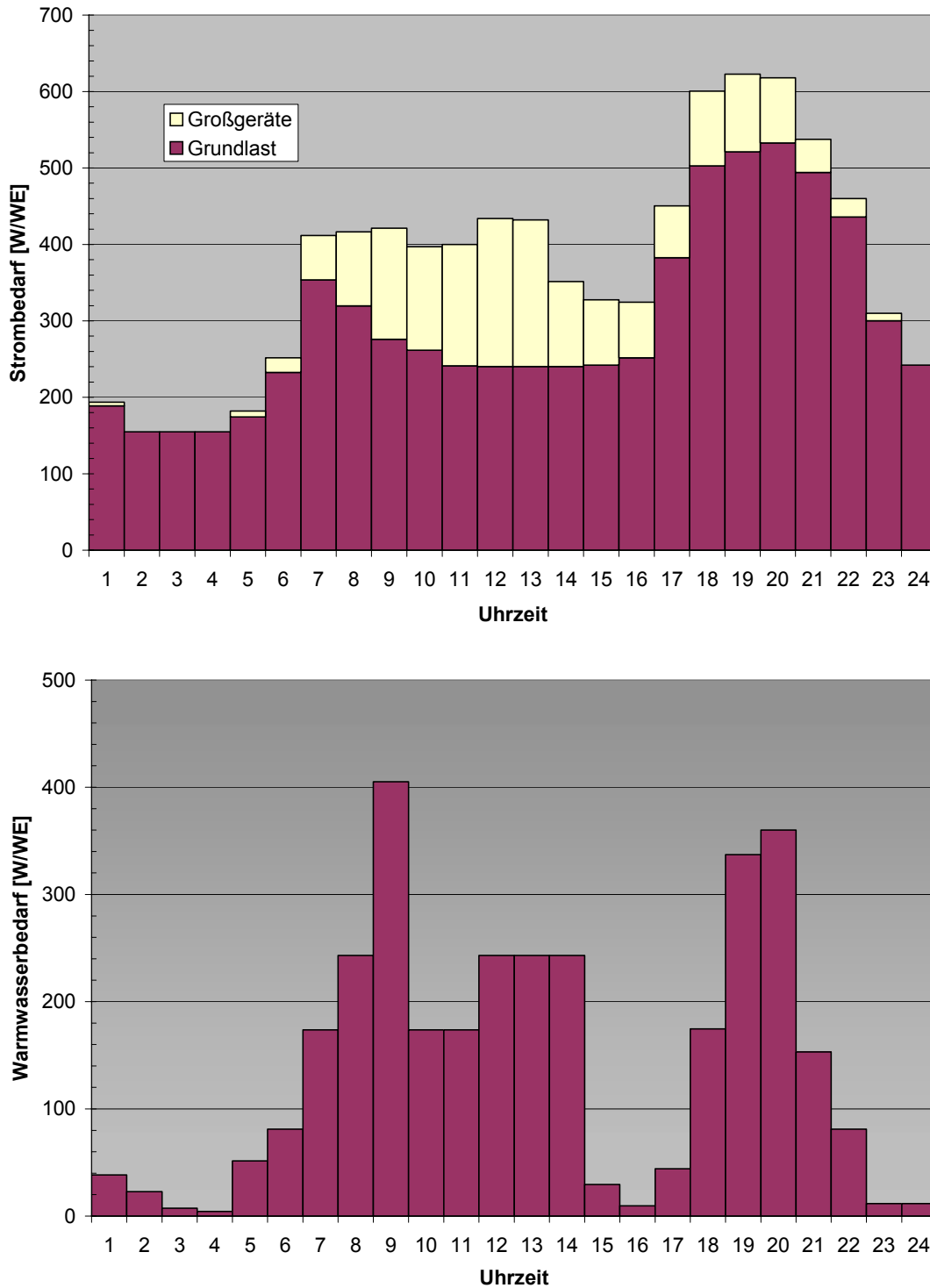


Bild 8.2: Repräsentatives Bedarfsprofil (Strom & Wärme) eines Wohngebäudes an einem Werktag im Sommer

8.4 Brennstoffanalyse

In der vorliegenden Arbeit wird eine erdgasgefeuerte Mikrogasturbinenanlage zu Grunde gelegt. Als Brennstoff wird ein in Deutschland verfügbares schwefelarmes Erdgas [25], dessen Zusammensetzung in der Tabelle 8.1 angegeben ist, angenommen.

<i>Analyse</i>	<i>kg/kg</i>
H ₂	0.0000
O ₂	0.0000
N ₂	0.0000
CO	0.0000
CO ₂	0.0102
H ₂ S	0.0000
CH ₄	0.8564
C ₂ H ₂	0.0000
C ₂ H ₄	0.0000
C ₂ H ₆	0.0800
C ₃ H ₆	0.0000
C ₃ H ₈	0.0464
C ₄ H ₈	0.0000
C ₄ H ₁₀	0.0070
C ₅ H ₁₂	0.0000
C ₆ H ₁₄	0.0000

Tabelle 8.1: Brennstoffanalyse des verwendeten Erdgases (Kenn-Nr. 19, [25])

8.5 Parameter des Auslegungszustandes der MGT – Anlage

Die Tabelle 8.2 gibt eine Übersicht der Parameter des Auslegungszustandes (auch als nominelle Werte bezeichnet), die für die vorliegende Arbeit festgelegt und angewandt wurden.

Grösse	Auslegungswert bzw. Bezugsbedingung (0)	Einheit
t_1	15 (ISO, vgl. Tabelle 3.2)	[°C]
t_4	975	[°C]
t_8	100	[°C]
φ	60 (ISO, vgl. Tabelle 3.2)	[%]
π	3.5	[-]
ε_{ND}	0.0625	[-]
ε_{HD}	0.0625	[-]
η_{Rek}	0.91	[-]
η_{Cogen}	0.85	[-]
η_{iV}	0.75	[-]
η_{iT}	0.72	[-]
η_{BrK}	0.975	[-]
η_{Schalt}	0.98	[-]
n^*	1.0	[-]
μ	0	[-]
P_{el}	70	[kW]
\dot{Q}_{Nutz}	95	[kW]

Tabelle 8.2: Auslegungswerte und Bezugsbedingungen der Mikrogasturbinenanlage

8.6 Legislativer Rahmen

Die Legislative im nationalen, sowie internationalen Rahmen beeinflusst zunehmend die Systeme hinsichtlich einer umweltgerechten Energieumwandlung und Nutzung.

Ausgehend von einem Netzanschluss-Betrieb, parallel zum öffentlichen Stromnetz (keine Insellösung, vgl. Kapitel 2.3), ist für die Installation und Betrieb einer Kraft – Wärme – Kopplungs – Anlage eine Vielfalt von gesetzlichen Bestimmungen und Vorschriften zu beachten. Als Beispiel für Deutschland seien hier die folgenden erwähnt:

- Bundes-Immissionsschutzgesetz
- Energiewirtschaftsgesetz (EnWG)
- Verordnung über Gashochdruckleitungen
- Wasserhaushaltsgesetz
- Landesbauordnungen & kommunale Bauvorschriften

Für mehr Angaben sowie die Gesetzestexte sei an dieser Stelle an die im Kapitel 7 angegebene Literatur verwiesen, vgl. [67-70].

Die Lieferung von Strom an die lokalen Energieversorgungsunternehmen (Netzeinspeisung) unterliegt oft individuell vereinbarten Vertragsregelungen, die für das gesamte Bundesdeutsche Gebiet nicht verallgemeinert werden können [45]. In den meisten Fällen handelt es sich um strukturierte Bezugs- und Einspeisetarife die tageszeitlich sowie saisonal abhängig sind und aus zwei Komponenten bestehen:

- Arbeitskomponente
- Leistungskomponente

Individuelle lokale Vereinbarungen sind jedoch im Zusammenhang mit den geltenden Fördermaßnahmen (vgl. Kapitel 3.2.3) zu bewerten.

8.6.1 Umweltschutzanforderungen

Dezentrale Energieerzeugungseinheiten (vgl. Kapitel 2.3) erfahren nicht zuletzt auch aufgrund ihres umweltverträglichen Einsatzes eine zunehmende Beachtung.

Auf Mikrogasturbinenanlagen bezogen, lässt sich folgendes feststellen:

- Mikrogasturbinen – insbesondere die gasgefeuerten Anlagen – erreichen niedrige Luftemissionswerte (z.B. NO_x-Werte < 50 ppm), verglichen mit alternativen KWK – Anlagen wie der Gasmotor und die schwere Gasturbine [6, 36].
- Die gasgefeuerten Mikrogasturbinen erfüllen die verschärften Bedingungen der in Deutschland seit dem 1.10.2002 geltenden neuen TA Luft in vollem Umfang [54].
- Weil die Mikrogasturbinen kein Kühlwasser benötigen und oft auch (Herstellerspezifisch) kein Schmierölsystem, haben die Boden- und Wasserregelungen [67, 68] eine geringere Bedeutung als die TA Luft, wenn sie auch voll erfüllt werden müssen.
- Aufgrund der kontinuierlichen Verbrennung in der Brennkammer, sowie der rein rotierenden Bewegung der Mikrogasturbine, lässt sich ihr Lärmpegel mittels einer einfachen Schutzhaube leicht und effektiv eindämmen. Dadurch werden Installationen in gängigen Räumen (z.B. Dach oder Keller) von Wohngebäuden, Hotels und Krankenhäuser erleichtert. Bei Gasmotoren, die eine diskontinuierliche Verbrennung, sowie oszillierende Bewegungen aufweisen, verlangt deren Lärmpegel anspruchsvollere Dämmungsmassnahmen.

Zusammenfassend sind für eine Mikrogasturbinenanlage im Rahmen der Umweltschutzanforderungen an erster Linie folgende Regelungen zu beachten (vgl. auch: Bundes-Immissionsschutzgesetz [69]):

- TA Luft [54]
- TA Lärm [60]
- Bundes – Bodenschutzgesetz [67]
- Wasser – Regelungen [68]

8.6.2 Technologieanforderungen

Lokale sowie regionale Institutionen müssen oft in den Entscheidungs- und Genehmigungsprozess eingebunden werden. Ihre Vorschriften und Richtlinien sind meistens obligatorisch und müssen befolgt werden, um eine zuverlässige und stabile Stromversorgung aller angeschlossenen Stromverbraucher zu gewährleisten.

Auf folgende Institutionen sei hier hingewiesen:

- Deutsche Verbundgesellschaft e.V. (DVG)
- Arbeitsgemeinschaft Regionaler Energieversorgungsunternehmen e.V. (ARE)
- Verband kommunaler Unternehmen e.V. (VKU)

Mit zunehmender Anzahl von Anschlüssen dezentraler Energieerzeugungsanlagen an das Stromversorgungsnetz, ändern sich das Profil und die Aufgaben der Netzbetreiber vom bislang passiven Beobachter zum aktiven Verwalter. Die Integration mehrerer dezentraler Energieerzeugungseinheiten, deren gesamte elektrische Leistung zur lokalen Netzlast nicht mehr vernachlässigbar ist, beeinflusst den elektrischen Lastgang von Mittelspannungsabgängen und Ortsnetzstationen, sowie die Schutztechnik und stellt neue und erhöhte Anforderungen an ihre Fernsteuerung [55, 56, 64, 65, 66].

Die Qualität der erzeugten und ins Netz eingespeisten elektrischen Energie muss mit zunehmender Anzahl von Netzteilnehmern und der Bildung von so genannten Mikro-Netzen (Micro-Grids) streng überwacht werden [61, 62].

8.6.3 Fördermaßnahmen

Neben dem Gesetz zur Förderung der Energiewirtschaft vom 21.07.1979 ist in Deutschland am 1. April 2002 das neue Kraft – Wärme – Kopplungs – Gesetz (KWKModG) in Kraft getreten, welches zur Förderung von KWK – Anlagen dient. Danach wird der von den KWK – Anlagen erzeugte Strom, der in das allgemeine Stromversorgungsnetz eingespeist wird, gefördert [51, 52, 53].

Die Ziele dieses Gesetzes sind:

- Schutz und Modernisierung bestehender KWK-Anlagen
- Ausbau der Stromerzeugung mit kleinen KWK-Anlagen
- Unterstützung von KWK-Anlagen geringer elektrischer Leistung ($< 50\text{kW}_{el}$)
- Unterstützung von Brennstoffzellenanlagen

Die nachfolgende Tabelle 8.3 gibt einen Überblick über die Fördermöglichkeiten nach diesem Gesetz.

KWK - Anlagentyp	Förderbetrag [€-Ct / kWh]	Förderdauer
Alte Bestandsanlagen <i>(Inbetriebnahme bis 31.12.1989)</i>	1.53	2002 & 2003
	1.38	2004 & 2005
	0.97	2006
Neue Bestandsanlagen <i>(Inbetriebnahme ab 01.01.1990)</i>	1.53	2002 & 2003
	1.38	2004 & 2005
	1.23	2006 & 2007
	0.82	2008
	0.56	2009
Modernisierte Anlagen <i>(Investitionen > 50% der Neuinvestitionen)</i>	1.74	2002 - 2004
	1.69	2005 & 2006
	1.64	2007 & 2008
	1.59	2009 - 2010
Neuanlagen mittlerer Leistung <i>($\leq 2\text{ MW}_{el}$)</i>	2.56	2002 & 2003
	2.40	2004 & 2005
	2.25	2006 & 2007
	2.10	2008 & 2009
	1.94	2010
Neuanlagen kleiner Leistung <i>($\leq 50\text{ kW}_{el}$)</i>	5.11	10 Jahre ab Inbetriebnahme
Brennstoffzellenanlagen <i>($\leq 50\text{ kW}_{el}$)</i>	5.11	10 Jahre ab Inbetriebnahme

Tabelle 8.3: Überblick der Förderungen nach dem neuen KWK Gesetz (KWKModG, [49])

Zur Förderung des von KWK-Anlagen erzeugten Stroms, der nicht in das allgemeine Versorgungsnetz eingespeist wird (wg. Eigenverbrauchs), kann die Ökosteuern angewandt werden [58]. Die so genannte ökologische Steuerreform ist am 01.01.2003 in Kraft getreten. Danach entfallen z.B. für Erdgas-gefeuerte KWK – Anlagen mit einer elektrischen Leistung bis zu 2000 kW_{el} und einen Jahres- bzw. Monatsnutzungsgrad von mindestens 70%:

- Stromsteuer
- Öko-Mineralölsteuer
- Mineralölsteuer

Einen für KWK-Anlagen relevanten Überblick zur Anwendung der „ökologischen Steuerreform“ gibt die nachfolgende Tabelle 8.4 wider.

KWK - Kriterium	Einsparung	Aufgrund der Befreiung von der
elektrische Leistung ($\leq 2'000 \text{ kW}_{el}$)	2.05 [€-Ct / kWh _{el}]	Stromsteuer
Jahresnutzungsgrad ($\geq 60\%$)	0.366 [€-Ct / kWh (H _o)]	Öko-Mineralölsteuer bei Erdgas
Jahres- bzw. Monatsnutzungsgrad ($\geq 70\%$)	0.184 [€-Ct / kWh (H _o)]	Mineralölsteuer bei Erdgas
Bei Erfüllung der Kriterien können die Einsparungen addiert werden		

Tabelle 8.4: Vorteile für KWK-Anlagen durch die ökologische Steuerreform

Sollte eine KWK-Anlage mit Biogas statt Erdgas betrieben werden, dann findet speziell für erneuerbare Energien das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG), welches am 25. Februar 2000 in Kraft getreten ist, Anwendung [57]. Wenn allerdings die KWK-Anlage bereits nach dem EEG gefördert wird, kann keine zusätzliche Förderung nach KWKModG stattfinden.

Oft unterhalten Bundesländer Energieagenturen, die über die finanziellen Fördermaßnahmen hinaus wirken und u.a. Dienstleistungen zur Energieeinsparung anbieten.

Für ausführlichere Informationen sei es auf die einschlägige Literatur [vgl. 49 – 54, 58] hingewiesen.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Geburtsdatum /-ort: 14.12.1962 in Athen
Familienstand: geschieden, zwei Kinder
Staatsangehörigkeit: deutsch und griechisch
Beruf: Diplom Ingenieur, Diplom Wirtschaftsingenieur

Ausbildung

1989 - 1994 BWL-Zusatzstudium an der Fernuniversität Hagen (berufsbegleitend)
Abschluss: Diplom-Wirtschaftsingenieur

1981 - 1987 Maschinenbau-Studium an der Universität Hannover,
Abschluss: Diplom-Ingenieur Maschinenbau und
 Schiffsmaschinenbau (erweiterter Abschluss)

1974 – 1980 Mittelstufe (Gymnasium) und Oberstufe (Lyzeum) an der “Ionidios
Musterschule” (Elite Schule) in Piräus, Griechenland
Abschluss: Abitur

1968 – 1974 Grundschule in Athen, Griechenland

Beruflicher Werdegang

Seit 2000 **Atel Gruppe:**
Seit .2002 Atel AG, Olten, Schweiz
Senior Key Account Manager, Süd-/Ost-Europa

2000 – 2002 COLENCO Power Engineering AG, Baden, Schweiz
Projektleiter, Thermische Kraftwerke und dezentrale Energieanlagen

1995 – 1999 **ABB Turbinen Nürnberg**
1997 – 1999 ABB Power Inc., Manila, Philippinen (entsandt)
Business Development Manager, thermische Kraftwerke

1996 – 1997 ABB Power Generation Sdn Bhd, Kuala Lumpur, Malaysia (entsandt)
Area Sales Manager, Industrie – Dampfturbinenkraftwerke

1995 – 1996 ABB Turbinen Nürnberg GmbH, Nürnberg
Vertriebsingenieur, Industrie – Dampfturbogeneratoren

1990 – 1995 **Howaldtswerke-Deutsche Werft AG, Kiel**
Projektleiter Vertrieb, Unterwasserseeboote

1988 – 1989 **Technische Universität Hamburg-Harburg**, Arbeitsbereich
Wärmeanlagen und Schiffsmaschinen
Wissenschaftlicher Mitarbeiter

1984 – 1985 **Universität Hannover**, Arbeitsgruppe “Schiffstechnik”
Wissenschaftliche Hilfskraft