

Christopher Huber

Modellierung und Simulation des stationären Betriebsverhaltens einer modernen Großgasturbine

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs

Studienrichtung: Energie- und Umwelttechnik im Maschinenbau

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz HEITMEIR

Betreuer:

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang SANZ
Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Ing. Robert Riedl
Energie AG

Graz, Oktober 2010

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Modellbildung und Simulation des stationären Betriebsverhaltens einer modernen Großgasturbine in der Simulationsumgebung von IPSEpro und wurde im Unternehmen Energie AG Oberösterreich Kraftwerke GmbH erarbeitet.

Ziel war es, ein realitätsnahes Gasturbinenmodell zu erstellen, in dem das Verhalten bei unterschiedlichen Umgebungs- und Betriebszuständen möglichst genau wiedergegeben wird. Das Modell soll für die Nachrechnung von Betriebsmessdaten sowie für die Vorhersage- und Optimierungsrechnung des Gesamtkreislaufes angewendet werden.

Die Nenndaten der Gasturbine bei ISO-Bedingungen wurden durch Kalibrierung des Modelles an einem Referenzpunkt erfasst. Das Teillastverhalten der einzelnen Modellkomponenten wird mit Betriebskennfeldern abgebildet. Diese konnten durch die Auswertung der Messdaten gewonnen werden. Die Simulationsergebnisse wurden anhand realer Abnahmelastfälle in Voll- und Teillast kontrolliert.

Der Einfluss des Regelungsverhaltens aus der Leittechnik auf die Gasturbine wird vereinfacht im Modell abgebildet. Es beinhaltet die Berechnung des Regelsollwertes und die wichtigsten Betriebsarten des realen Gas- und Dampfturbinen-Kombinationskraftwerkes. Das Modell verfügt weiters über eine Alterungsfunktion, um Auswirkungen durch den Betrieb von Reinigungsvorgängen sowie Wartungsarbeiten der Anlage berücksichtigen zu können.

Abstract

This diploma thesis deals with the modelling and simulation of the operational behaviour of an industrial gas turbine within the software package IPSEpro. It has been done in cooperation with the Energie AG Oberösterreich Kraftwerke GmbH, which is an Upper Austrian energy utility company.

The objective was to develop a realistic gas turbine model which reflects as exactly as possible the performance of different operating conditions. The model shall be used for the evaluation of measured data as well as for predicting and optimizing calculations of the combined cycle.

The design data of the gas turbine at ISO conditions were gathered by calibrating the model at a reference point. The analysis of the measured data resulted in performance charts which show the off-design (part-load) behaviour of various model components. The simulation output was controlled by acceptance tests at specific loads and power plant conditions. The instrumentation and control of the gas turbine are represented in a simplified manner in the model. It contains the calculation of the control set-point and the most important duty types of the combined cycle power plant. Furthermore the model comprises an aging function in order to be able to consider the influences of compressor offline washing and maintenance.

Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als angegebene Quellen nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Ich versichere, dass ich diese Arbeit bisher weder im In- noch im Ausland einem Beurteiler oder einer Beurteilerin in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe.

Graz, Oktober 2010

Unterschrift

Ich danke allen, die mir dieses Studium ermöglicht und mich dabei unterstützt haben.

Ferner möchte ich mich für die Möglichkeit der Abfassung meiner Diplomarbeit und die Unterstützung im Rahmen meiner Arbeit bei allen MitarbeiterInnen der Engineeringabteilung in der Energie AG OÖ Kraftwerke GmbH herzlich bedanken. Insbesondere gilt mein Dank meinen Betreuern Ing. Robert Riedl und Ing. Manfred Rieder aus Wien, die mir mit Rat und Tat zur Seite standen.

Zum Abschluss möchte ich noch das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik unter der Führung von Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir erwähnen und mich bei meinem Betreuer Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Sanz am Institut für die Unterstützung bedanken.

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung.....	1
1.1.	Allgemeines	1
1.2.	Anforderungen und Ziele.....	1
1.3.	Lösungsweg	2
2.	Simulationsprogramm IPSEpro	3
3.	Grundlagen der Gasturbinenmodellierung.....	4
3.1.	Thermodynamische Grundlagen.....	4
3.1.1.	Der offene Joule-Prozess.....	4
3.1.2.	Polytrope Zustandsänderung und Sonderfälle.....	6
3.1.3.	Isentroper und polytroper Wirkungsgrad	7
3.1.4.	Der reale Gasturbinenprozess.....	9
3.1.5.	Gasturbinenprozess als Abnahmeprüfung nach ISO 2314:2009.....	10
3.2.	Betriebsverhalten einer Gasturbine in Voll- und Teillast	16
4.	Modellbildung der Komponenten und Regelung.....	21
4.1.	Feuchte Luft.....	22
4.2.	Erdgas	24
4.2.1.	Heizwert des Erdgases.....	29
4.3.	Filter.....	31
4.4.	Schalldämpfer bis Verdichtereintritt.....	34
4.5.	Verdichter	34
4.6.	Brennkammer.....	39
4.6.1.	Energiebilanz.....	40
4.6.2.	Berechnung der Stoffumwandlung.....	44
4.6.3.	Bestimmung der Emissionsindizes EI_{CO} und EI_{UHC}	46

4.6.4.	Umrechnung der Abgaszusammensetzung.....	47
4.6.5.	Druckverlustberechnung.....	48
4.7.	Turbine.....	49
4.7.1.	ISO-Turbineneintrittszustand	52
4.8.	Abgasdiffusor.....	53
4.9.	Generator	55
4.10.	Regelung.....	58
4.11.	Automatisierung.....	60
4.12.	Alterung	62
5.	Auswertung der Simulationsergebnisse	65
5.1.	Nachrechnen von Betriebszuständen (Abnahmelastfälle).....	68
5.2.	Vorhersage vom Gasturbinenverhalten für unterschiedliche Randbedingungen.....	75
5.3.	Alterung	80
5.4.	Offline-Wäsche	83
6.	Zusammenfassung und Ausblick	86
7.	Literaturverzeichnis	88
A.I.	Bilanzierung der Gasturbine nach ISO 2314:2009	A-1
A.II.	Baugrößen und Bemessungswerte von typischen GT-Generatoren.....	A-10
A.III.	Code der einzelnen Modellkomponenten	A-10

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Zustandsänderungen, offener Joule-Prozess [3]	5
Abbildung 2: Polytrope Zustandsänderungen [8]	6
Abbildung 3: Verdichter- / Turbinenwirkungsgrad [3]	7
Abbildung 4: Realer Joule-Prozess [3]	10
Abbildung 5: Schema Gasturbine mit Generator, Kontrollvolumen [2]	11
Abbildung 6: Korrekturkurven Leistung für variierende Temperatur und relative Feuchte [3]	14
Abbildung 7: Gasturbinenmodell für Energie- und Stoffstrombilanz [2]	16
Abbildung 8: Offener Gasturbinenprozess mit versch. Umgebungstemperaturen, T-s-Diagramm [3]	17
Abbildung 9: Typisches Axialverdichterkennfeld mit Vollastbetriebslinie [3]	18
Abbildung 10: Teillast einer stationären Gasturbine, typisches Betriebsparameterverhalten [3]	19
Abbildung 11: Typischer Emissionsverlauf einer konventionellen Fluggasturbine [15]	20
Abbildung 12: Übersicht Komponenten des Gasturbinenmodells	21
Abbildung 13: Typische Erdgasaggregatzustände im p-t-Diagramm [18]	24
Abbildung 14: Filtertypen im Luftansaugtrakt; Nebelabscheider, Vor-, Feinfilter [23]	31
Abbildung 15: Feinfilter, Compatex TMPC-F8-610-N, Druckverlustkurven	33
Abbildung 16: Skizze der Siemensgasturbine SGT5-4000F [10]	34
Abbildung 17: Verdichterkennfeld, Ansaugmassenstromabhängigkeit	36
Abbildung 18: Typisches Axialverdichterkennfeld, Wirkungsgrad [3]	37
Abbildung 19: Ringbrennkammer der Siemens SGT _x -4000F-Reihe [3]	39
Abbildung 20: Energetische Bilanzierung der BK mit Berücksichtigung der Stoffumwandlung [3]	41
Abbildung 21: Betriebsbereich einer BK für Magerverbrennung gasförmiger Brennstoffe [15]	42
Abbildung 22: Einfluss der Brennkammerbeladung auf die Emissionsindizes für das CF6-50C2-Triebwerk [28]	43
Abbildung 23: Verhältnis Brennkammeremissionen aus ICAO-Datenbank mit CFM56-Triebwerk [27]	44
Abbildung 24: Rotor und Turbinenbeschaukelung der Siemens SGT5-4000F [10]	49

Abbildung 25: Verdichterkennfeld mit Turbinenschlucklinien bei Variation der TIT [3]	50
Abbildung 26: Verschiedene Darstellungen des Kegelgesetzes: Einzelne Mündung (Links), Turbine mit wenigen Stufen (Mitte), Große Stufenanzahl (rechts) [31]	51
Abbildung 27: Ermitteltes Kennfeld des relativen Turbinenwirkungsgrades der SGT5-4000F	52
Abbildung 28: Zustandsänderung im T-s-Diagramm einer un- bzw. gekühlten Turbine [26]	53
Abbildung 29: Zustandsänderung Diffusor im h-s-Diagramm [26]	54
Abbildung 30: Widerstandsbeiwert von erweiterten Rohrstücken in Abhängigkeit vom Öffnungswinkel und vom Verhältnis der Rohrdurchmesser [33]	55
Abbildung 31: Längsschnitt eines typischen wasserstoffgekühlten Generators der 400-MVA- Klasse mit indirekt gekühlter Ständerwicklung [3]	56
Abbildung 32: V-Kurve einer Synchronmaschine [35]	57
Abbildung 33: Typisches Generatorleistungsdiagramm mit Bemessungs- $\cos(\varphi)=0.8$ [3]	58
Abbildung 34: Berechnung Sollwert-Turbinenaustrittstemperatur bei Volllast	59
Abbildung 35: Leistungsverluste durch Verschmutzung und Alterung der GT [3]	63
Abbildung 36: Vergleich Mess-/Simulationswerte mit/ohne Kalibrierung der ISO-Daten	67
Abbildung 37: Schema Simulationsmodell für Nachrechnungen von realen Betriebspunkten	69
Abbildung 38: Vergleich Mess-/Simulationswerte von versch. Voll-/Teillastabnahmeläufen	70
Abbildung 39: Vergleich Mess-/Simulationswerte von versch. Minimallastabnahmeläufen	70
Abbildung 40: Vergleich Mess-/Simulationswerte zweier Minimallastfälle mit unterschiedlicher Definition des Kegelgesetzes	72
Abbildung 41: Korrelation EI(UHC)-EI(CO) aus versch. Betriebspunkten der SGT5-4000F	73
Abbildung 42: Ermittlung des Emissionsindex aus Messwerten in Abhängigkeit der Brennkammerbeladung	74
Abbildung 43: Schema Simulationsmodell für Vorhersagerechnungen bei unterschiedlichen Randbedingungen	76
Abbildung 44: Prognose einiger Betriebsparameter der GT-Simulation bei Nennbedingungen, Teil 1	77
Abbildung 45: Prognose einiger Betriebsparameter der GT-Simulation bei Nennbedingungen, Teil 2	77
Abbildung 46: Leistungs-/Wirkungsgradänderung bei variierender Temperatur und relativer Feuchte der Umgebungsluft	79
Abbildung 47: Leistungs-/Wirkungsgradänderung bei variierendem Umgebungsdruck	79
Abbildung 48: Simulation der Leistungs-/Wirkungsgradänderung infolge Alterung	81

Abbildung 49: Änderung der Alterungsfaktoren in Abhängigkeit der Wartung und Betriebsdauer	82
Abbildung 50: Vergleich der Abweichungen von Mess-/Simulationswerte vor und nach einem Offline-Waschvorgang im Grundlastbetrieb	83
Abbildung 51: Bestimmung des Rückgewinns durch einen Offline-Waschvorgang	84

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Sonderfälle der polytropen Zustandsänderung [8]	6
Tabelle 2: Annahmen für Abschätzung des thermischen Wirkungsgrades eines realen Gasturbinenprozesses	10
Tabelle 3: Bezeichnung der Messstellen einer Gasturbine [2]	12
Tabelle 4: Standard-Referenzbedingungen nach ISO2314	13
Tabelle 5: Leistungsdaten der Gasturbine SGT 5-4000F [10]	13
Tabelle 6: Übersicht der Korrekturfaktoren [2]	15
Tabelle 7: Massenanteile der trockenen Luft und molare Masse	23
Tabelle 8: Vergleich der feuchten Luft für unterschiedliche Umgebungsbedingungen	23
Tabelle 9: Gültigkeitsbereich für versch. Erdgaskomponentenanteile [7]	25
Tabelle 10: Erdgaszusammensetzung beim Gasturbinenabnahmelauf	28
Tabelle 11: Vergleich der Dichte und Enthalpie des Erdgasgemisches beim Abnahmelauf bei versch. Bedingungen und unterschiedlichen Berechnungsmethoden	28
Tabelle 12: Verwendete Erdgaskomponenten für die Heizwertberechnung	29
Tabelle 13: Bezugsbedingungen Heizwertberechnung [22]	30
Tabelle 14: Referenzbedingung Luftfilterprüfung nach EN779 [24]	32
Tabelle 15: Wahrheitstabelle mit sinnvollen Schaltungen	60
Tabelle 16: Übersicht benötigte Leittechnikmessdaten für Nachrechnung von Betriebszuständen bzw. Ermittlung der Alterung	66
Tabelle 17: Beispielhafte Korrekturfaktoren zur Umrechnung zwischen zwei Betriebszuständen	80

Nomenklatur

Abkürzungsverzeichnis

p-v-	Druck – spezifisches Volumen
p-t-	Druck – Temperatur
T-s-	Temperatur - Entropie
ABHDE	Abhitzedampferzeuger
BK	Brennkammer
CO	Kohlenmonoxid
DT	Dampfturbine
FAR	Brennstoff-Luft-Verhältnis (engl. fuel to air ratio)
EG	Erdgas
EI	Emissionsindex
EOH	äquivalente Betriebsstunden
GuD TM	Gas- und Dampfturbinenkraftwerk
GDK	Gas- und Dampfturbinen-Kombinationskraftwerk
GT	Gasturbine
HD	Hochdruck
IGV	Vorleitreihe (engl. Inlet Guide Vane)
ISO	International Organization for Standardization (auch Standard-Referenzbedingungen)
LCF	Kurzzeitfestigkeit (engl. low cycle fatigue)
MD	Mitteldruck
Min	Minimum
MVA	Mega-Voltampere
SGT	Siemens Gas Turbine
SSV	Schnellschlussventil
TIT	Turbine Inlet Temperature
TOT	Turbine Outlet Temperature
UHC	unburned Hydrocarbons
WT	Wärmeübertrager

Formelzeichen

Bezeichnung	Größe	Einheit
α	Öffnungswinkel	[°]
δ	reduzierte Dichte	[m ⁶ kg/kmol ³]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
φ	relative Feuchte	[%]
φ	dimensionslose freie Energie	-
η	Wirkungsgrad	-
λ	Luftverhältnis	-
κ	Isentropenexponent	-
τ	reduzierte Temperatur	[1/K]
ζ_d	Verlustbeiwert	-
v	Volumsanteile	[vol/vol]
μ	Massenanteil, dynamische Viskosität	[kg/kg], [Pa s]
Ω	Brennkammerbeladung	[kg/bar ^{1.8} m ³ s]
Π	Druckverhältnis	-
$\Delta\eta$	Wirkungsgraddifferenz	-
Δh	Enthalpiedifferenz	[kJ/kg]
Δp	Druckdifferenz	[bar]
ΔT	Temperaturdifferenz	[K]
a,b,c,d,f	Gewichtungsfaktoren	-
A	Fläche	[m ²]
A	Rechengröße	-
B	2. Virialkoeffizient	-
c	Absolutgeschwindigkeit	[m/s]
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck	[kJ/(kgK)]
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konst. Volumen	[kJ/(kgK)]
C	Koeffizient für Leistungs-, Wirkungsgrad-, Temperaturänderung, Realgasberechnung	-
$\cos(\varphi)$	Leistungsfaktor	-
D	Durchmesser	[m]
EI	Emissionsindex	[g/kg _{fuel}]l
EM	gewichtete Emissionszahl	[mg/Nm ³]

EV	volumetrische Emissionszahl	[ppm]
f_0	idealer spezifischer Anteil der freien Energie	[kJ/kg]
F	Freie Energie	[kJ]
FAR	Brennstoff-Luft-Verhältnis	[kg _{air} /kg _{fuel}]
h	spez. Enthalpie	[kJ/kg]
H^0	gewichteter unterer Heizwert	[kJ/kg]
\bar{H}^0	molarer unterer Heizwert	[kJ/kmol]
\tilde{H}^0	volumetrischer unterer Heizwert	[kJ/m ³]
I	Strom	[A]
k	Koeffizient Polynomansatz	-
K	Korrekturfaktor	-
K	Parameter Mischungsgröße	[m ³ /kmol]
m	C-Atomanzahl im charakteristischen Brennstoff	-
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
M	molare Masse	[kg/kmol]
M_a	Machzahl	-
n	Stoffmenge	[mol]
n	Polytropenexponent, Exponent Polynomansatz	-
n	H-Atomanzahl im charakteristischen Brennstoff	-
N	Anzahl	-
n_{ar}	Flächenverhältnis	-
\dot{Q}	Wärmeleistung	[kW]
p	Druck	[bar, mbar, Pa]
P	Leistung	[kW]
q	spezifische Wärmemenge	[kJ/kg]
r	Radius	[m]
R	spezifische Gaskonstante	[kJ/(kgK)]
$R_{e,0}$	Kaltwiderstand	[Ohm]
t	Temperatur	[°C]
T	Temperatur	[K]
s	spez. Entropie	[kJ/(kgK)]
S	Entropie	[kJ/K]
u	spez. innere Energie	[kJ/kg]
U	innere Energie	[kJ]

U	Spannung	[V]
v	spezifisches Volumen	[m ³ /kg]
V	Volumen	[m ³]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
x	C-Atomanzahl im charakteristischen Kohlenwasserstoffes im Abgas	-
x	Molanteile	[mol/mol]
X	Zusammensetzung	-
y	H-Atomanzahl im charakteristischen Kohlenwasserstoffes im Abgas	-
Z	Realgasfaktor	-

Indexverzeichnis

*	reduzierte Größe
θ	Referenzbedingungen
0	(Standard-)Referenz- / Auslegungsbedingungen
amb	Umgebung (engl. ambient)
aus	Austritt
äqui	äquivalent
A	Anker
b	Bürste
BK	Brennkammer
calc	Berechnung (engl. Calculation)
e	Erregung
ein	Eintritt
el	elektrisch
EG	Erdgas
fe	Eisen
Fein	Feinfilter
fL	feuchte Luft
fw	Reibung und Lüftung
gen	Generator
i	i-ter Teil / Komponente
k	Konstante

krit	kritisch
kühl	Kühlluft
L	Luft
LL	lastabhängige Verluste (engl. load losses)
LuVo	Luftvorwärmer
meas	Messung (engl. Measuring)
mech	mechanisch
mix	Mischung
N	Bemessung- / Auslegung
ref	Referenzbedingungen (engl. reference)
RL	Rücklauf
p	polytrop
s	isentrop, gesättigt
sc	Kurzschluss (engl. short circuit)
SPW	Speisewasser
th	thermisch
trL	trockene Luft
T	Turbine
T	Totalverlust
V	Verdichter
VL	Vorlauf
Vor	Vorfilter
VW	Vorwärmung

1. Einleitung

1.1. Allgemeines

Die weltweiten Ziele zur Senkung der CO₂-Emissionen in die Umwelt haben zu mehreren Ansätzen geführt. Einerseits beschließt der Gesetzgeber verschiedene Maßnahmen, um jede Person oder Institution eines Staates zum sorgsamem Umgang mit der Natur aufzufordern und andererseits wird durch die Information über Medien das Bewusstsein der Menschen sensibilisiert. Somit müssen auch Energieversorgungsunternehmen (EVU) immer mehr Maßnahmen setzen, um diese Ziele der Kundenzufriedenheit, der wirtschaftlichen Energieerzeugung und des möglichst ressourcenschonenden Umgang zu erreichen. Aus diesem Grund werden auch von den EVUs oft „alte“ Braun-/Steinkohlekraftwerke, welche mit einer relativ niedrigen Effizienz und hohem CO₂-Ausstoß betrieben wurden, stillgelegt oder nur noch für den Reservebetrieb verwendet. Als Ersatz werden kleine nachhaltige Anlagen errichtet, aber auch Gas- und Dampfkombinationskraftwerke, welche derzeit den besten Wirkungsgrad mit annähernd 60% erreichen. Die Energie AG Oberösterreich Kraftwerke GmbH errichtete gemeinsam mit der Schweizer Group E AG ein erdgasbefeuertes GuD-Kraftwerk mit einer Nennleistung von etwa 400MW in Timelkam, Oberösterreich und nahm dieses im Jahr 2008 in Betrieb. Die Energie AG simulierte bereits in der Planungsphase mit einem einfachen thermodynamischen Modell, um die gewünschten Anforderungen des Unternehmens an das Kraftwerk zu ermitteln. Im Zuge der voranschreitenden Kraftwerksplanung und –errichtung wurde dieses Modell immer detaillierter. Die Idee der Simulation eines möglichst realen Verhaltens des Kraftwerks zur Durchführung von Prognose-/Optimierungsrechnungen sowie einer detaillierten Berechnung der Stromgestehungskosten und die Erfassung des Kraftwerk-Istzustandes mittels des Simulationsmodells erforderte ein präziseres Modell des Gasturbinenverhaltens. Das bisher verwendete Gasturbinenmodell war für diese Anforderungen nur in gewissen Bereichen ausreichend, deshalb entschloss sich das EVU für die Modellbildung und Simulation der realen Kraftwerksgasturbine in der Kreislaufrechnung des Gas- und Dampfturbinen-Kombinationskraftwerkes (GDK) eine Diplomarbeit anzubieten. In dieser Diplomarbeit soll ein Modell erstellt werden, das für die Errichtungs- und Betriebsoptimierung verwendet wird und dazu dient, dass der Gasturbinenzustand in den wichtigsten Betriebsarten bei gegebenen Randbedingungen möglichst realistisch simuliert wird.

1.2. Anforderungen und Ziele

Die Anforderungen an dieses Modell wurden wie folgt definiert:

- Simulation des Teillastverhaltens der Hauptkomponenten einer Gasturbine
- Berücksichtigung der Änderung von Randbedingungen (Umgebung, Erdgas, Betriebsmodi)

- Auswirkung von Alterung, Reinigungs-Vorgängen (vor allem Offline-Wäsche) und Wartung auf die Gasturbine
- Abbilden des maßgebenden Regelverhaltens der Leittechnik auf das Modell (Berechnung des Regelsollwertes und Änderung der Betriebsmodi)
- Berücksichtigung einer Filterverschmutzung im Luft-Ansaugtrakt
- Vergleich der Modellsimulation mit Messdaten und Garantierechnungen für ausgewählte Abnahmefälle
- Kombination des Gasturbinenmodelles mit dem Wasser-Dampf-Kreislauf der Gesamtsimulation

Zusammengefasst soll ein ingenieurmäßiges, übersichtlich anzuwendendes Modell für die Simulation der jeweiligen Betriebszustände entstehen, welches mit Messdaten abgeglichen und gegebenenfalls korrigiert werden kann. Ferner ist das Modell so auszuführen, dass auch andere Gasturbinentypen durch Verändern der Referenzdaten und Kalibration mit Messwerten simuliert werden können.

1.3. Lösungsweg

Im ersten Schritt wurde die Gasturbine in einfache Teilsysteme zerlegt. Für die Teilsysteme wurden Gleichungen, welche die Charakteristiken der Teillast meist thermodynamisch beschreiben, gesucht. Anschließend wurde das Gasturbinenmodell unter Verwendung von Messdaten kalibriert. Als letzter Punkt wurde das Modell mit Abnahmemessungen unter Verwendung einer Spezialinstrumentierung verglichen. Die Berechnung der wichtigsten Regelparameter wurde der Leittechnik, die diese mit logischen Bausteinen ermittelt, entnommen und möglichst einfach im Simulationsprogramm abgebildet. Die Simulation der Gasturbine in den wichtigsten Betriebsarten erfolgt mit logischen Verknüpfungen, welche einen definierten Betriebsmodus ermöglichen.

2. Simulationsprogramm IPSEpro

Die Dokumentation aus dem Teilmodul MDK (Model Development Kit) beschreibt das Simulationsprogramm wie folgt:

„IPSEpro ist eine hoch flexible und umfassende Umgebung für die Modellierung und Analyse von Prozessen in der Energietechnik, Verfahrenstechnik, und vielen anderen Bereichen. IPSEpro ist mit dem Ziel entwickelt worden, um Netzwerke von diskreten Bauteilen und deren miteinander bestehenden Verbindungen lösen zu können. Mit IPSEpro erstellen Sie Modelle von beliebigen Prozesssystemen mit Komponenten aus einer Standard-Bibliothek oder mit Hilfe von Modellen, die man selbst erstellt hat. Keine vordefinierten Prozessregelungen schränken die Flexibilität des Pakets ein.“ [1]

IPSEpro bietet somit Flexibilität einerseits auf der Komponentenebene, andererseits auf der Prozessebene.

- Komponentenebene:

„IPSEpro bietet unbegrenzte Flexibilität bei der Definition der Merkmale für die Modellkomponenten, die zur Modellierung von Prozessen eingesetzt werden. Dies ermöglicht Ihnen, Komponenten-Modellbibliotheken, die genau den Anforderungen Ihrer Anwendung entsprechen, zu bauen. Der Modellbau ist einfach und interaktiv. Sie gestalten Ihre Modelle mathematisch und grafisch innerhalb IPSEpro's Model Development Kit (MDK). Sie können auch vorhandene Komponenten von der Standard-Modellbibliothek verändern und anpassen, falls erforderlich.“ [1]

- Prozessebene:

„IPSEpro ermöglicht eine sehr hohe Freiheit bei der Anordnung der verfügbaren Komponenten, um ein Verfahrensschema zu konstruieren. Eine grafische Benutzeroberfläche vereinfacht und beschleunigt erheblich die Entwicklung von Prozessen, Regelungen und die Präsentation der Berechnungsergebnisse. Um ein Prozessmodell mit IPSEpro's Process Simulation Environment (PSE) zu erzeugen, kann das Komponentensymbol aus der Bibliotheksleiste in das Projektfenster gelegt werden und durch definiertes Verknüpfen mit Strömen und anderen Komponenten zu einem Verfahrensschema ausgebaut werden. Numerische Daten des Prozesses gibt man ein und Ergebnisse der Berechnungen werden direkt im Projektfenster übersichtlich angezeigt.“ [1]

Zusammenfassend kann man sagen, dass in IPSEpro das Verhalten einzelner Bausteine in einem Prozess, von Teilprozessen und/oder von kompletten Anlagen simuliert werden kann. Überdies verfügt IPSEpro über eine effiziente Datenverwaltung und benutzt robuste Algorithmen, um kurze Rechenzeiten zu erreichen. [1]

3. Grundlagen der Gasturbinenmodellierung

In diesem Kapitel werden die verwendeten Modellkomponenten, die für eine Voll- bzw. Teillastsimulation einer in Betrieb befindlichen stationären Gasturbinenanlage benötigt werden, beschrieben. Zunächst werden die thermodynamischen Grundlagen für den Gasturbinenprozess und der Abnahmetest für Gasturbinenanlagen nach ISO 2314:2009 [2] erläutert. Anschließend werden die Modellbildung der Regelparameter für die Gasturbine und die Parameter für die wichtigsten Betriebsarten hergeleitet.

3.1. Thermodynamische Grundlagen

Grundsätzlich wird in dieser Arbeit die Berechnung des Gasturbinenprozesses als 0-dimensionales Verfahren durchgeführt. Nach Lechner C, Seume J. [3] kann dieser Berechnungsprozess als Verfahren beschrieben werden, welcher in der Regel für Konzeptphasen bzw. für Prozessstudien eingesetzt wird. Kennzeichnend für diese Verfahren ist, dass sie als Interpolationsverfahren innerhalb bestehender Charakteristiken angesehen werden können.

Somit ist es möglich, den Ein- bzw. Austritt aus einer Modellkomponente zu beschreiben, ohne den genauen geometrischen Aufbau des Bauteiles zu kennen. Grundsätzlich werden die Zustandsvariablen Druck, Temperatur und Enthalpie als Totalgröße beschrieben. Bei einigen Modellkomponenten ist jedoch die Aufteilung des Totalzustandes in einen statischen und dynamischen Anteil notwendig.

Um das Gasturbinenmodell anschließend ohne Änderungen in das GuD-Gesamtmodell einfügen zu können, wird die Datenbank der physikalischen Eigenschaften aus dem bestehenden Modell verwendet. In dieser Datenbank berechnen sich die physikalischen Eigenschaften von Wasser und Dampf nach IAPWS IF97 [4],[5] bzw. die anderen möglichen Gaskomponenten nach JANAF [4],[6]. Die thermodynamischen Zustandsgrößen werden in den JANAF-Tabellen als ideale Gase betrachtet. Der Druck- und Temperaturbereich des Luft- bzw. Abgaspfades entspricht dem Gültigkeitsbereich dieser Annahme. Da das Erdgas erheblich von den günstigen Zustandsbedingungen niedriger Druck und hohe Temperatur für Idealgas-Eigenschaften abweicht, werden in dieser Arbeit die physikalischen Eigenschaften für den Erdgaspfad nach ISO 20765-1:2005 [7] verwendet.

3.1.1. Der offene Joule-Prozess

Der teilideale Vergleichsprozess für die Zustandsänderungen in einer stationären Gasturbine wird als offener Joule-Prozess bezeichnet. Dieser Kreislauf (Abbildung 1) ist charakterisiert durch eine isentrope Verdichtung, gefolgt von einer isobaren Wärmezufuhr und einer isentropen Expansion des Gases. Der Endpunkt der Expansion ist gleich dem Druck am Eintritt des Verdichters.

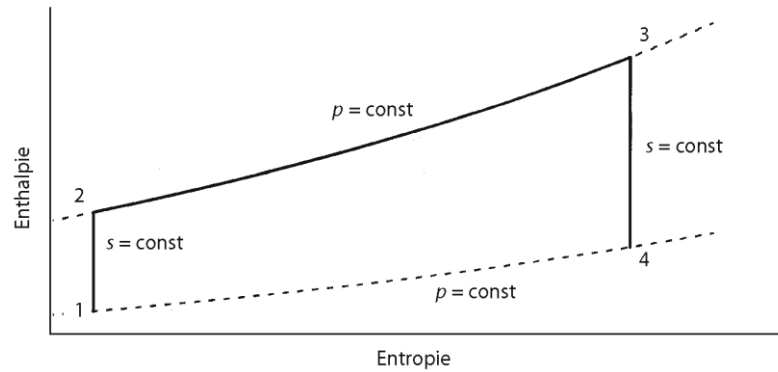


Abbildung 1: Zustandsänderungen, offener Joule-Prozess [3]

Zustandsänderungen des offenen Joule-Prozesses:

- Von 1 nach 2: isentrope Kompression der Luft im Verdichter
- Von 2 nach 3: isobare Wärmezufuhr in der Brennkammer
- Von 3 nach 4: isentrope Expansion des Heißgases in der Turbine

Der Vergleichsprozess ist definiert für ideale Gaseigenschaften, welche durch die Idealgasgleichung beschrieben werden [8].

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (3.1)$$

Unter der Annahme einer mittleren konstanten Wärmekapazität zwischen den Zustandsänderungen kann die zu- bzw. abgeführte Wärmemenge berechnet werden.

$$\Delta h = \bar{c}_p \cdot \Delta T \quad (3.2)$$

$$q_{zu} = \int_2^3 c_p \cdot dT = \bar{c}_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.3)$$

Mit der Definition der isentropen Zustandsänderung und des Wirkungsgrades als Nutzen zu Aufwand kann der thermische Wirkungsgrad nach Gleichung (3.5) unter anderem für den offenen Joule-Prozess ermittelt werden [9].

$$p \cdot v^\kappa = konst. \quad (3.4)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (3.5)$$

Unter Verwendung des Druckverhältnisses zwischen Hoch- und Niederdruck kann der Wirkungsgrad laut Gleichung (3.5) in Gleichung (3.7) umgeformt werden.

$$\Pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad (3.6)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (3.7)$$

Beispielsweise kann für ein gewähltes Druckverhältnis $\Pi=18$ und einen Isentropenexponenten $\kappa=1,4$ ein thermischer Wirkungsgrad des offenen Joule-Prozess $\eta_{th}=56\%$ erreicht werden.

3.1.2. Polytrope Zustandsänderung und Sonderfälle

Die Zustandsänderungen eines Idealgases werden oft durch eine allgemeine Hyperbel mit Gleichung (3.8) beschrieben. Diese Änderung nennt man Polytrope und den Exponenten n Polytropenexponent. Der Isentropenexponent κ ist eine Zustandsgröße, der Polytropenexponent n ist von der Art der Zustandsänderung abhängig und daher keine Zustandsgröße [8].

$$p \cdot v^n = \text{konst.} \quad (3.8)$$

Im Skriptum Thermodynamik [8] wird für eine Polytrope folgende Aussage hergeleitet:

„Die Polytrope ist also eine Zustandsänderung mit konstanter Wärmekapazität.“

Durch geeignete Wahl des Polytropenexponent n können bestimmte Sonderfälle bei den Zustandsänderungen exakt festgelegt werden (siehe Tabelle 1).

Tabelle 1: Sonderfälle der polytropen Zustandsänderung [8]

Zustandsänderung	Polytropenexponent	Charakteristik
isochor	$n = \pm \infty$	$v = \text{konst.}$
isobar	$n = 0$	$p = \text{konst.}$
isotherm	$n = 1$	$T = \text{konst.}$
isentrop	$n = \kappa$	$s = \text{konst.}$

In Abbildung 2 sind die Zustandsänderungen im p - v - und T - s -Diagramm dargestellt.

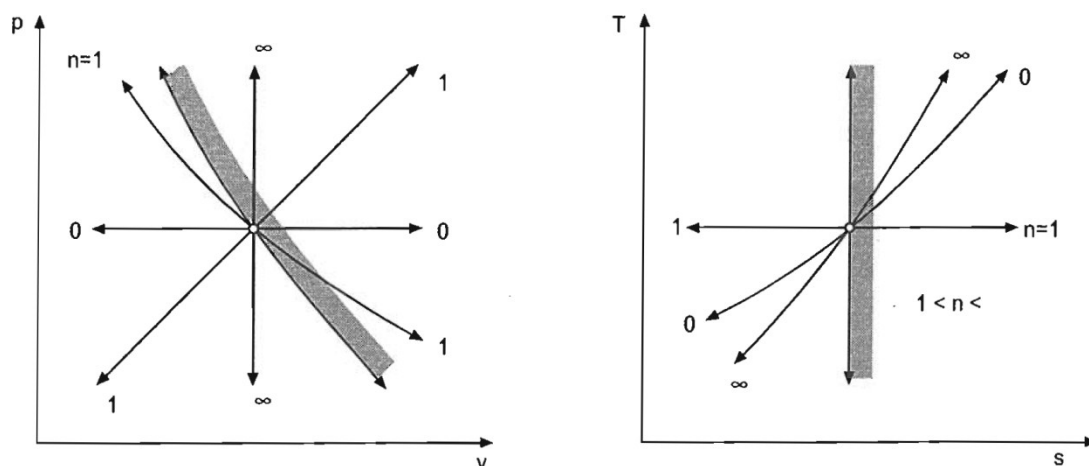


Abbildung 2: Polytrope Zustandsänderungen [8]

Bei Verwendung von Idealgaseigenschaften wird der Isentropenexponent κ über das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten definiert. Die Differenz der spezifischen Wärmekapazitäten berechnet die spezifische Gaskonstante, welche für das jeweilige Gasgemisch konstant ist.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.9)$$

$$c_p - c_v = R \quad (3.10)$$

Mit den Gleichungen (3.1), (3.2), (3.4), (3.9) und (3.10) kann für jedes ideale Gasgemisch und einem bestimmten Temperaturbereich der Isentropenexponent berechnet werden.

3.1.3. Isentroper und polytroper Wirkungsgrad

„Zur Beurteilung der Güte von adiabaten Zustandsänderungen können der polytrope und der isentrope Wirkungsgrad verwendet werden. Während der isentrope Wirkungsgrad reale und ideale technische Arbeit und damit Enthalpiedifferenzen ins Verhältnis setzt, werden beim polytrophen Wirkungsgrad Entropiedifferenzen zur Definition benutzt. Beide Definitionen haben in verschiedenen Anwendungen ihre Vorteile und man erhält selbstverständlich auch nicht die gleichen Zahlenwerte, grundsätzlich eignen sich aber beide gleichermaßen zur Beschreibung der Güte einer Verdichtung oder Entspannung.“ [3]

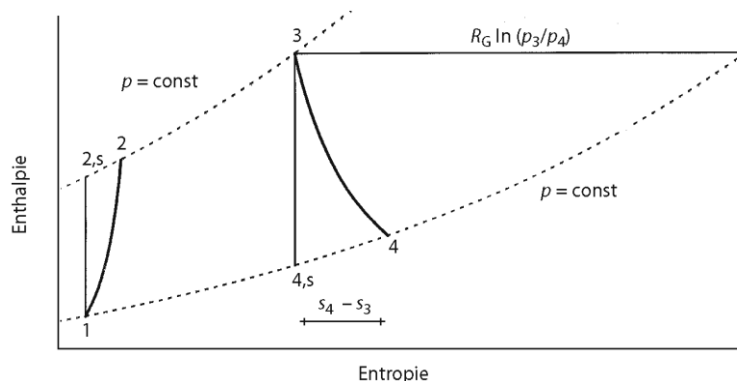


Abbildung 3: Verdichter- / Turbinenwirkungsgrad [3]

„Der isentrope Wirkungsgrad gibt bei der Expansion das Verhältnis der tatsächlich geleisteten technischen Arbeit zur maximal möglichen technischen Arbeit bei einer reversiblen Zustandsänderung an“ (Gleichung (3.11)). „Beide lassen sich bei einer adiabaten Zustandsänderung als Enthalpiedifferenz darstellen“ (Abbildung 3). [3]

$$\eta_{s,T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} \quad (3.11)$$

Die Definition (Gleichung (3.11)) berechnet sich analog für den isentropen Verdichterwirkungsgrad (Gleichung (3.12)), wobei der Index „s“ immer den Endpunkt einer isentropen Zustandsänderung kennzeichnet.

$$\eta_{s,v} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.12)$$

Unter Verwendung von Gleichung (3.9) und (3.10) kann Gleichung (3.13) formuliert werden.

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \quad (3.13)$$

Durch Einsetzen der idealen Gasgleichung (3.1) in die isentrope Zustandsänderung (3.4) für einen Verdichter kann Gleichung (3.14) ermittelt werden.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.14)$$

Die isentrope Enthalpiedifferenz kann nun durch Benutzung von Gleichung (3.1), (3.2), (3.13) und (3.14) ausgedrückt werden als

$$h_{2,s} - h_1 = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot (p_1 \cdot v_1) \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3.15)$$

Für die reale Zustandsänderung kann eine Kompressions- oder Expansionslinie zwischen dem Ein- und Austritt des Verdichters bzw. der Turbine gelegt werden, die über alle Stufen einen konstanten Wirkungsgrad aufweist. Die Zustandsänderung lässt sich mit einer Polytropen annähern. Unter Verwendung von Gleichung (3.4) und (3.8) kann die differentielle isentrope Zustandsänderung mit Gleichung (3.16) und die polytrope mit Gleichung (3.17) beschrieben werden [38].

$$\frac{dp}{p} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{dT_s}{T} \quad (3.16)$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{n}{n - 1} \cdot \frac{dT_p}{T} \quad (3.17)$$

Der Kompressions- bzw. Expansionswirkungsgrad kann für eine polytrope Zustandsänderung nach Gleichung (3.18) bestimmt werden. Die Gleichungen (3.18) bis (3.20) werden aus „Thermische Turbomaschinen“ [38] entnommen.

$$\frac{dh_V}{dh_{s,V}} = \frac{1}{\eta_{p,V}}, \quad \frac{dh_T}{dh_{s,T}} = \eta_{p,T} \quad (3.18)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (3.16) und (3.17) in die Gleichung (3.18) wird der polytrope Wirkungsgrad für die Expansion nach Gleichung (3.21) ermittelt.

$$\eta_{p,T} = \frac{dT_p}{dT_s} = \frac{T \cdot \frac{dp}{p} \cdot \frac{n-1}{n}}{T \cdot \frac{dp}{p} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.19)$$

Der polytrope Verdichterwirkungsgrad wird analog dem Expansionswirkungsgrad nach Gleichung (3.22) bestimmt.

$$\frac{n-1}{n} = \frac{1}{\eta_{p,V}} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa} \quad (3.20)$$

3.1.4. Der reale Gasturbinenprozess

Im Allgemeinen unterscheidet sich der reale Gasturbinenprozess vom idealen dadurch, dass bei allen Zustandsänderungen nichtreversible Vorgänge den Prozess bestimmen. Somit kann der Ausgangszustand nie erreicht werden, auch deshalb nicht, weil ein Wärmestrom immer vom heißeren zum kälteren Körper fließt und deshalb eine Gesamtentropieerhöhung feststellbar ist. Jede nichtreversible Zustandsänderung führt zu einem Verlust gegenüber dem idealen Prozess. Vor allem folgende Verluste führen zur nichtreversiblen Zustandsänderung [3]:

- Reibungsverluste
- Verluste durch endliche Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung (Grädigkeit)
- Mischungsverluste
- Verluste durch die chemische Umsetzung bei der prozessinternen Verbrennung
- Wärmeverluste an die Umgebung ohne Arbeitsleistung

Der thermische Wirkungsgrad des Basisfalles $\eta_{th,0}$ (Gleichung (3.23), keine Druckverluste in Ansaugtrakt und Brennkammer) wird mit der Rechengröße A , welche die Ansaug- und Brennkammerdruckverlust berücksichtigt, zum Wirkungsgrad des realen Prozesses nach Gleichung (3.21) abgemindert. Für die genaue Herleitung und Beschreibung dieses verlustbehafteten Wirkungsgrades soll an dieser Stelle auf weiterführende Literatur [3] verwiesen werden.

$$\eta_{th} = \frac{\eta_{th,0} - A}{1 - A} \quad (3.21)$$

$$m = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \quad (3.22)$$

$$\eta_{th,0} = \frac{\frac{T_3}{T_1} \cdot \eta_{s,V} \cdot \eta_{s,T} - \Pi^m}{\left(\frac{T_3}{T_1} \cdot \eta_{s,V} - \Pi^m\right) + (1 - \eta_{s,V})} \cdot \frac{\Pi^m - 1}{\Pi^m} \quad (3.23)$$

$$A \approx m \cdot \Pi^m \cdot \frac{\left(\frac{\Delta p}{p}\right)_1 + \left(\frac{\Delta p}{p}\right)_2}{\eta_{s,V} \cdot \left(\frac{T_3}{T_1} - 1\right) - (\Pi^m - 1)} \quad (3.24)$$

Der Index „1“ bezeichnet den normierten Ansaugdruckverlust, mit Index „2“ wird der normierte Brennkammerdruckverlust gekennzeichnet. Das Druckverhältnis Π muss in Gleichung (3.22) und (3.24) gleich gesetzt werden. Die Temperatur T_3 entspricht der Brennkammeraustrittstemperatur und T_1 der Verdichtereintrittstemperatur.

Tabelle 2: Annahmen für Abschätzung des thermischen Wirkungsgrades eines realen Gasturbinenprozesses

Bezeichnung	Variable	Wert	Einheit
Druckverhältnis	Π	18	-
Brennkammeraustrittstemperatur	T_{3T}	1520	K
Verdichtereintrittstemperatur	T_1	288	K
Isentropenexponent	κ	1,4	-
Isentroper Verdichter-WG	$\eta_{s,V}$	80	%
Isentroper Turbinen-WG	$\eta_{s,T}$	85	%
Brennkammerdruckverlust	$\left(\frac{\Delta p}{p}\right)_2$	2,8	%
Ansaugdruckverlust	$\left(\frac{\Delta p}{p}\right)_1$	1,5	%
Thermischer Wirkungsgrad	η_{th}	33,4	%

Im Vergleich zu Kapitel 3.1.1 (idealer Wirkungsgrad $\eta_{th}=56\%$) erhält man nun bei Annahme von zusätzlichen Prozessgrößen einen thermischen Wirkungsgrad von etwa 33,4% für einen realen Gasturbinenprozess.

Abbildung 4 stellt den realen Prozessverlauf unter der vorher genannten Irreversibilität verschiedener Zustandsänderungen dar.

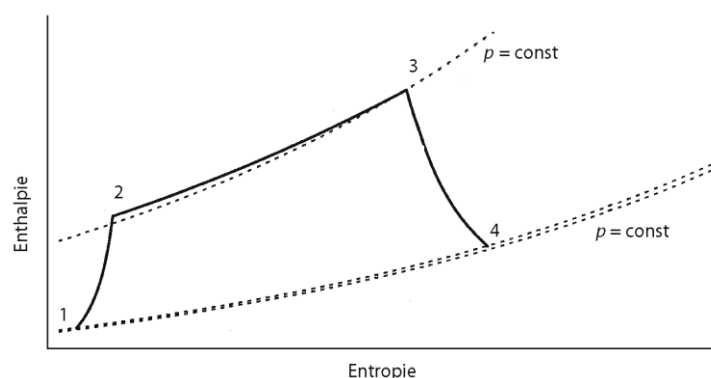


Abbildung 4: Realer Joule-Prozess [3]

3.1.5. Gasturbinenprozess als Abnahmeprüfung nach ISO 2314:2009

Für Gasturbinenkraftwerke, die mit offenen, geschlossenen oder halb-geschlossenen Gasturbinenprozessen beschrieben werden können, oder für Kombinationskraftwerke kann die Norm ISO 2314:2009 zur Abnahmeprüfung der Anlage verwendet werden. Ziel der Norm ist es, vertraglich garantierte Gasturbinenparameter wie elektrische oder mechanische Leistung, Wirkungsgrad und Abgasenergie für die jeweiligen Randbedingungen zu ermitteln sowie auf Referenzbedingungen umzurechnen.

Im Anwendungsbereich dieser Norm werden die Merkmale wie folgt beschrieben:

„Diese Internationale Norm beschreibt Messverfahren, die entsprechend eingesetzten Instrumente und deren Kalibrierung, Anordnung und Handhabung. Es enthält Bestimmungen für die Vorbereitung und Durchführung eines Leistungstests, definiert Betriebsbedingungen der Gasturbine, Randbedingungen und deren Grenzen sowie Standard-Bedingungen, die als Referenz verwendet werden sollen, wenn keine anderen Bedingungen zum Zeitpunkt des Kaufs vereinbart sind. Darüber hinaus enthält sie Bestimmungen für die Messdatenerfassung und Handhabung, Methoden zur Berechnung und Korrektur der Testergebnisse sowie die Entwicklung der Unsicherheiten von diesen. Die Internationale Norm ist nicht auf Testtoleranzen ausgerichtet, denn aus kommerzieller Sicht wird eine statistische Analyse von Messergebnissen nicht berücksichtigt. Es ist notwendig, dass die Methodik im Vertrag festgelegt wird, wie Toleranzen für die Abnahmemessung eingehalten werden, um die Unsicherheit der Garantiewerte abschätzen zu können.

Für die optionale Prüfung zur Bestimmung der Abgasenergie wird dieser Wert aus einer Energiebilanz um die Gasturbine bestimmt. Die Werte der Unsicherheiten können durch das Einhalten von Grenzen, wie in dieser Internationalen Norm für die wichtigsten Parameter in der Energiebilanz definiert, minimiert werden.“ [2].

In Abbildung 5 ist ein typisches Gasturbinenmodell mit Generator skizziert. Für die Hauptkomponenten der GT und des Generators ist ein Kontrollvolumen, das die Stoff- und Energieströme bilanziert, definiert.

Die wesentlichen Bauteile für eine thermodynamische Betrachtung einer Gasturbinenanlage sind wie folgt:

- a Luftfilter
- b Verdichter
- c Brennkammer
- d Turbine
- e Generator
- f Kontrollvolumen für Betrachtung der Stoff- und Energieströme

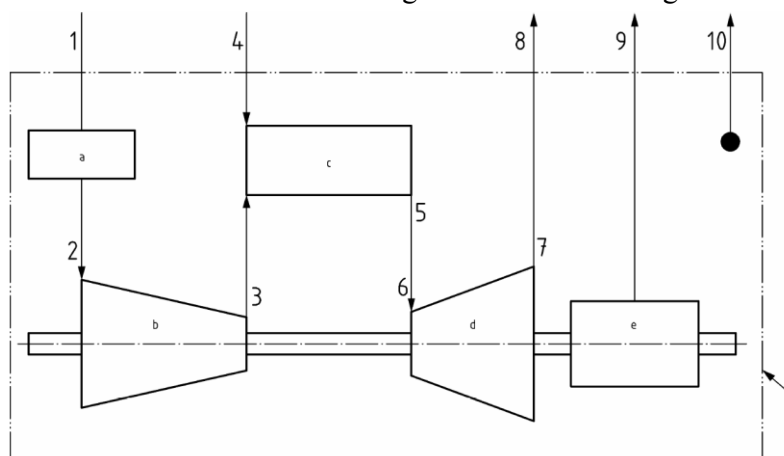


Abbildung 5: Schema Gasturbine mit Generator, Kontrollvolumen [2]

Die Bezeichnung der Messstellen und die entsprechend relevanten Messgrößen für eine Gasturbinenanlage ist in Tabelle 3 aufgeführt. Mit diesen Messstellen kann eine vollständige Bilanzierung der Gasturbine und deren Komponenten durchgeführt werden.

Tabelle 3: Bezeichnung der Messstellen einer Gasturbine [2]

Nr.	Messposition:	Messstelle
1	Umgebungsluft	Temperatur, Druck, relative Luftfeuchte
2	Verdichtereintritt	Temperatur, Druck
3	Verdichteraustritt	Temperatur, Druck
4	Brennstoff	Massenstrom, Temperatur, Druck, kalorische Eigenschaften
5	Brennkammeraustritt	N/A
6	Turbineneintritt	N/A
7	Turbinenaustritt	Temperatur, Druck
8	Kaminaustritt	Temperatur
9	Elektrische Leistung	Wirkleistung, Leistungsfaktor, Frequenz, Spannung, Strom
	Wellenleistung	Drehmoment, Drehzahl
10	Verluste	Thermisch, mechanisch, elektrisch

Die Referenzbedingungen werden von den Garantiewerten definiert, welche die Basis für Korrekturlinien bilden. Es sollten alle Anstrengungen unternommen werden, um den Test unter den angegebenen Bedingungen oder so nah wie möglich an den vorgegebenen Bedingungen absolvieren zu können, um die Wirkung von Korrekturen zu minimieren. Die garantierten Leistungsdaten, die in den Vertragsunterlagen vereinbart wurden und bei angegebenen Referenzbedingungen und Brennstoff erreicht werden, beziehen sich auf die GT-Generator Einheit [2].

Definierte Referenzbedingungen, z.B ISO-(Umgebungs-)Bedingungen, sind in Tabelle 4 angeführt.

Tabelle 4: Standard-Referenzbedingungen nach ISO2314

Bezeichnung	Wert	Einheit
Umgebungsdruck	1.01325	bar
Umgebungstemperatur	15	°C
Relative Feuchte	60	%
Drehzahl		Hz
Leistungsfaktor		-
Totaldruckverlust Luftansaugtrakt	0	mbar
Statischer Druckverlust am Turbinenaustritt	0	mbar
Unterer Heizwert des Brennstoffes		kJ/kg
Mittlere Brennstofftemperatur am Brennkammereintritt		°C
Brennstoffdruck am Brennkammereintritt		bar
C/H-Verhältnis		mol-% / mol-%
Zusammensetzung des Brennstoffes		mol-%

Der Kraftwerksplaner, -errichter und -hersteller Siemens AG gibt für die Großgasturbine SGT5-4000F ebenfalls ISO-Daten, die in Tabelle 5 angeführt sind, in einer Broschüre [10] an. Dieser Gasturbinentyp sollte insbesondere deswegen erwähnt werden, da sich dieses Modell in Timelkam befindet und das stationäre Betriebsverhalten in den nachfolgenden Kapiteln modelliert und simuliert wird. Derselbe Gasturbinentyp wird an weiteren österreichischen Standorten in den „neuen“ GDKs verwendet, welche nachfolgend kurz angeführt werden:

- GuD™-Timelkam, Energie AG OÖ, 2008¹, 405MW_{el}² [11]
- GuD™-Simmering, Wien Energie GmbH, 2009, 820MW_{el} [12]
- GDK-Mellach, Verbund AG, 2011, 832MW_{el} [13]

Tabelle 5: Leistungsdaten der Gasturbine SGT 5-4000F [10]

Bezeichnung	Wert	Einheit
Umgebungsdruck	1,0132	bar
Umgebungstemperatur	15	°C
Relative Feuchte	60	%
Drehzahl	50	Hz
Leistungsfaktor		-
Totaldruckverlust Luftansaugtrakt	0	mbar

¹ Bezeichnet das Jahr der (voraussichtlichen) Inbetriebnahme

² Ist die angegebene Bruttoleistung bei Nennbedingungen im Kondensationsbetrieb

Bezeichnung	Wert	Einheit
Statischer Druckverlust am Turbinenaustritt	0	mbar
Abgastemperatur	577	°C
Abgasmassenstrom	689	kg/s
Druckverhältnis	17,9	-
Bruttoleistung	287	MW
Bruttowirkungsgrad	39,5	%

Da die Einhaltung der vertraglich fixierten Nennbedingungen während der Abnahmemessung oft nicht gegeben ist, werden für die garantierten Leistungsdaten Korrekturkurven für verschiedene Parameter angegeben. Somit kann die gemessene Leistung (Definition im Vertrag, z.B. Wellen-, Brutto-, Bruttoleistung abzüglich Erregerbedarf) um den Summenfaktor der Korrekturen der einzelnen Einflussparameter korrigiert und mit den Garantiedaten verglichen werden.

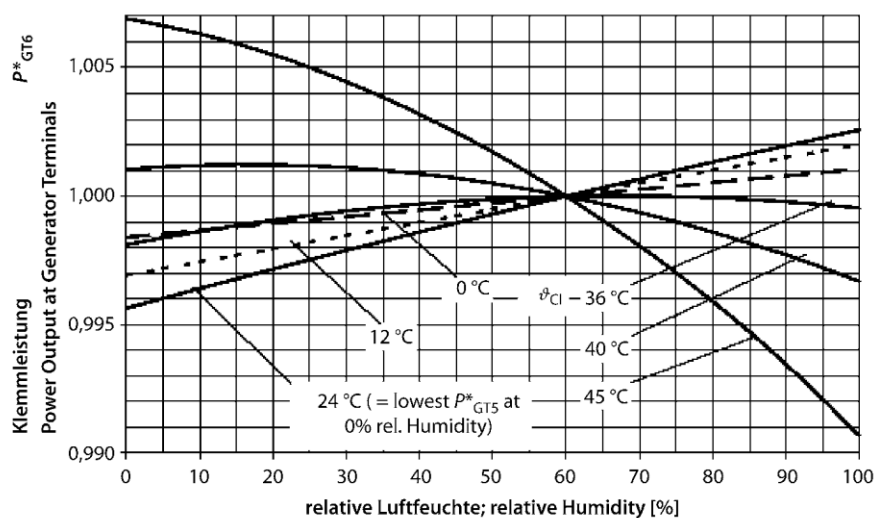


Abbildung 6: Korrekturkurven Leistung für variierende Temperatur und relative Feuchte [3]

Als Beispiel zeigt Abbildung 6 die Änderung der Klemmleistung, veranschaulicht durch einen relativen Korrekturfaktor, in Abhängigkeit von variiertem Umgebungstemperatur und relativer Luftfeuchte. Da aus Datenschutzgründen die Vertragsdaten der untersuchten Gasturbine nicht verwendet werden können, wird in dieser Abbildung der qualitative Verlauf aus der Literatur dargestellt. Es zeigt sich jedoch auch bei der realen Anlage, dass die Leistungsänderung durch Temperatur einen wesentlich größeren Einfluss hat als jener durch Änderung der relativen Feuchte.

Die mathematische Formulierung dieser Korrektur für Leistung, Wirkungsgrad und Turbinenaustrittstemperaturänderung (TOT) bei Nennbedingungen kann wie folgt beschrieben werden [2]:

$$P_{\text{calc}} = P_{\text{meas}} \cdot \prod_{i=1}^N C_{P,i} \quad (3.25)$$

$$\eta_{\text{calc}} = \eta_{\text{meas}} \cdot \prod_{i=1}^N C_{\eta,i} \quad (3.26)$$

$$\text{TOT}_{\text{calc}} = \text{TOT}_{\text{meas}} - \sum_{i=1}^N \Delta\text{TOT}_i \quad (3.27)$$

Eine Übersicht möglicher Korrekturfaktoren nach ISO 2314:2009 wird in Tabelle 6 aufgelistet.

Tabelle 6: Übersicht der Korrekturfaktoren [2]

berücksichtigte Parameter	Leistung	Wirkungsgrad	Turbinenaustritts- temperatur
Umgebungsdruck	$C_{P,1}$	$C_{\eta,1}$	$\Delta\text{TOT}_{,1}$
Umgebungstemperatur	$C_{P,2}$	$C_{\eta,2}$	$\Delta\text{TOT}_{,2}$
Relative Feuchte	$C_{P,3}$	$C_{\eta,3}$	$\Delta\text{TOT}_{,3}$
Leistungsfaktor des Generators	$C_{P,4}$	$C_{\eta,4}$	$\Delta\text{TOT}_{,4}$
Drehzahl Generator	$C_{P,5}$	$C_{\eta,5}$	$\Delta\text{TOT}_{,5}$
Druckverlust Luftansaugtrakt	$C_{P,6}$	$C_{\eta,6}$	$\Delta\text{TOT}_{,6}$
Austrittsdruckverlust	$C_{P,7}$	$C_{\eta,7}$	$\Delta\text{TOT}_{,7}$
Flüssigkeits-Einspritzung	$C_{P,8}$	$C_{\eta,8}$	$\Delta\text{TOT}_{,8}$
Brennstoffzusammensetzung	$C_{P,9}$	$C_{\eta,9}$	$\Delta\text{TOT}_{,9}$
Wärmeauskopplung	$C_{P,10}$	$C_{\eta,10}$	$\Delta\text{TOT}_{,10}$
Alterung	$C_{P,11}$	$C_{\eta,11}$	$\Delta\text{TOT}_{,11}$

Um diese Korrekturfaktoren bzw. –kurven zu erhalten, kann ein thermodynamisches Modell entwickelt werden, welches die Betriebscharakteristik der wesentlichen Bauteile (z.B. bei Veränderung des Luftzustandes, der Erdgaseigenschaften, der Ansaug-, Austrittsverluste, TOT durch Regeleingriffe und die Hauptkomponenten Verdichter, Brennkammer, Turbine) der betrachteten Gasturbine abbildet. Das Modellieren dieser Bausteine wird in Kapitel 4 detailliert behandelt. Eine Möglichkeit, wie das thermodynamische Modell der Gasturbine aussehen kann, zeigt Abbildung 7. Für die detaillierte Betrachtung der Energiebilanzen und die Ermittlung des Verdichtermassenstroms, der Brennkammerenergiebilanz und der Turbineneintrittstemperatur soll an dieser Stelle auf die Norm ISO 2314:2009 bzw. auf Anhang A.I, in dem ein entsprechender Auszug aus der Norm zitiert wird, verwiesen werden.

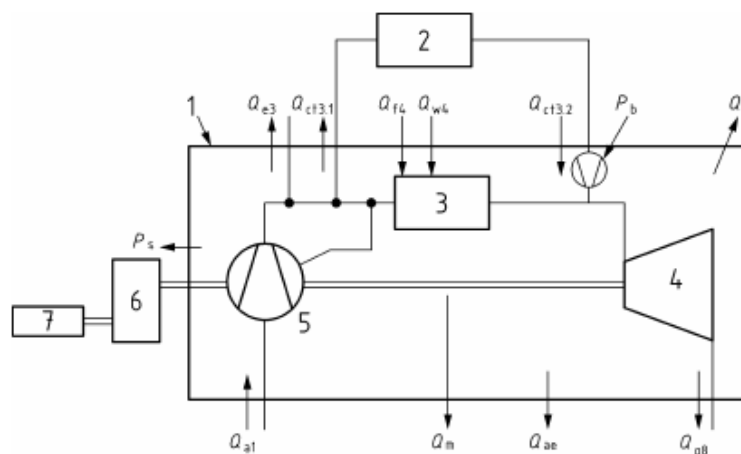


Abbildung 7: Gasturbinenmodell für Energie- und Stoffstrombilanz [2]

Bevor in dieser Arbeit zur Komponentenmodellierung übergeleitet wird, soll im nachfolgenden Kapitel noch kurz das wesentliche Betriebsverhalten einer Gasturbine erläutert werden. Dabei soll nicht nur die Änderung der Voll- oder Grundlast abhängig von den Randbedingungen diskutiert werden, sondern es werden auch zwei Möglichkeiten zur Teillastregelung einer GT erläutert.

3.2. Betriebsverhalten einer Gasturbine in Voll- und Teillast

In diesem Kapitel wird das stationäre Betriebsverhalten einer Gasturbine in Voll- bzw. Teillast kurz erläutert. Eine sehr ausführliche Darstellung dieser Thematik ist im Buch „Stationäre Gasturbinen“ [3] in einem separaten Kapitel angeführt. Auszugsweise sollen wesentliche Sachverhalte aus dieser Literaturquelle nun erwähnt werden.

Ein Gasturbinen- oder Kombinationskraftwerk wird kaum bei Nennbedingungen betrieben, wenn die statische Aufzeichnung von Messwerten für die Randbedingungen (Umgebung, Erdgas, Alterung, Fernwärmeauskopplung) des Prozesses betrachtet wird. So wird auch die Gasturbine, die eine hohe Abhängigkeit von Umgebungsbedingungen hat, eigentlich nie am Nenn- oder Auslegungspunkt betrieben. Weil Neuentwicklungen von Gasturbinen und Anpassungen an Kundenwünsche sehr kostenintensiv sind, wird eine höchstmögliche Standardisierung eingeführt. D.h. die GT wird von den Herstellern für einen Auslegungspunkt, z.B. Standard-Referenzbedingungen, konstruiert und optimiert. An den jeweiligen Standorten werden die Nennbedingungen (übliche Umgebungsparameter) des Kraftwerkes im Vertrag definiert. Bei Abweichung der Nenn- von den Standard-Referenzparametern wird eine andere Leistung bei anderem Wirkungsgrad erzeugt, obwohl das Kraftwerk in diesem Betriebszustand unter voller Last betrieben wird. Dieser Zustand wird Voll- oder Grundlast genannt. Die maximale Turbineneintrittstemperatur ist der begrenzende Parameter, da die gasberührenden Werkstoffe der Turbine nur für begrenzte Heißgastemperaturen eine entsprechende Lebensdauer besitzen. Die Turbineneintrittstemperatur ist nur eingeschränkt messbar, deshalb wird die Turbinenausstrittstemperatur gemessen und als Regelgröße herangezogen, um eine Überbelastung der heißgasführenden Bauteile zu vermeiden. Abbildung 8 zeigt den offenen

Gasturbinenprozess bei drei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen im T-s-Diagramm mit der beschränkten Turbineneintrittstemperatur. Die unterschiedlichen Ein- und Austrittszustände bei der jeweiligen Umgebungstemperatur am Verdichter bzw. an der Turbine lassen ein unterschiedliches Arbeitspotential an der Welle erkennen.

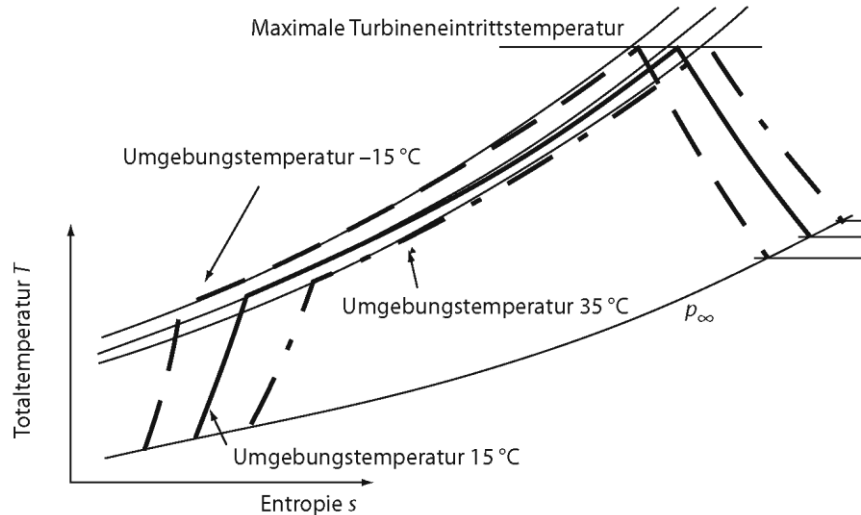


Abbildung 8: Offener Gasturbinenprozess mit versch. Umgebungstemperaturen, T-s-Diagramm [3]

Die Arbeitsweise eines typischen Axialverdichters kann in einem dimensionslosen Kennfeld dargestellt werden. Dazu wird das relative Druckverhältnis über dem reduzierten Ansaugmassenstrom aufgetragen (siehe Abbildung 9). Durch nachfolgende Überlegungen kann der reduzierte Massenstrom ermittelt werden. Der Verdichter zeigt ein ähnliches Betriebsverhalten, wenn die Machzahlen (Verhältnis Umfangs- zu Schallgeschwindigkeit) als wichtigste Einflussgröße gleich sind. Daraus folgt, dass sich die Geschwindigkeitsdreiecke ähneln und die Machkenngröße konstant bleibt.

$$M_a = \frac{u}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_0}} = konst. \quad (3.28)$$

$$u = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (3.29)$$

Unter der Annahme von konstanten Stoffkenngrößen kann die Gleichung (3.28) erfüllt werden, wenn die reduzierte Drehzahl konstant ist (Gleichung (3.30)).

$$n^* = \frac{n}{n_0} \cdot \sqrt{\frac{T_{V,ein,0}}{T_{V,ein}}} \quad (3.30)$$

Bei Ausführung des Antriebstranges in Einwellenbauweise, d.h. Gasturbine, Generator und gegebenenfalls Dampfturbine sind auf einer Welle miteinander verbunden, ist die Drehzahl mit der Netzfrequenz gegeben. Diese ist nur minimalen Schwankungen unterworfen. Der Verdichter kann als konstanter Volumenförderer gesehen werden.

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot c \cdot A \quad (3.31)$$

Bei konstanten Stoffgrößen, konstanter reduzierter Drehzahl und der Ähnlichkeitsbeziehung kann der dimensionslose reduzierte Massenstrom angeschrieben werden als

$$m^* = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \cdot \frac{p_{V,ein,0}}{p_{V,ein}} \cdot \sqrt{\frac{T_{V,ein,0}}{T_{V,ein}}} \quad (3.32)$$

Das relative Verdichterdruckverhältnis kann als Druckverhältnis bei aktuellen Bedingungen gegenüber Auslegungsbedingungen definiert werden (Gleichung (3.33)).

$$\Pi_V^* = \frac{\Pi_V}{\Pi_{V,0}} \quad (3.33)$$

Abbildung 9 zeigt, dass entlang einer Volllast-Arbeitslinie für verschiedene Verdichtereintrittstemperaturen der relative reduzierte Ansaugmassenstrom gegenüber den Auslegungsbedingungen erhöht oder reduziert wird. Dabei stellt sich ein entsprechendes Verdichterdruckverhältnis ein. Dies kann dadurch erklärt werden, dass sich eine mehrstufige Turbine hinsichtlich des Massenstromes wie eine durchströmte Düse verhält - es gilt das Kegelgesetz nach Traupel [14]. D.h. bei gegebenem Austrittszustand der Turbine, Verdichtermassenstrom und Turbineneintrittstemperatur sind der Turbineneintrittsdruck und damit der Verdichtergegendruck festgelegt.

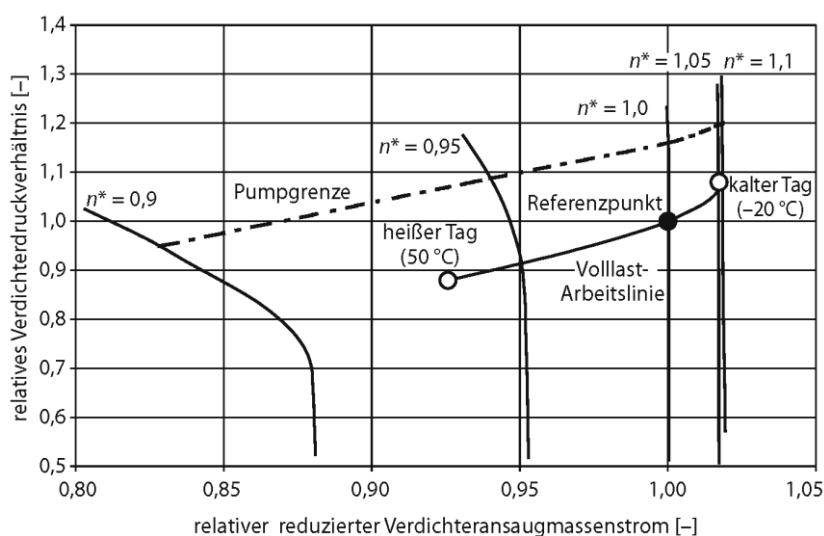


Abbildung 9: Typisches Axialverdichterkennfeld mit Volllastbetriebslinie [3]

Bei konstant gehaltener Turbineneintrittstemperatur, Wellendrehzahl und Austrittsparameter der Turbine wird für eine erhöhte Umgebungstemperatur der angesaugte Verdichtermassenstrom geringer. Dadurch muss auch der Turbineneintrittsdruck geringer werden, um das Kegelgesetz zu erfüllen.

Als Merkgeregeln werden nach Bauer, Rofka [3] folgende Aussagen getroffen:

- „Der Massenstrom durch die Gasturbine wird durch das Betriebsverhalten des Axialverdichters bestimmt.“
- Das Verdichterdruckverhältnis im Betrieb wird durch das Schluckvermögen der Turbine bestimmt.“

Das Teillastverhalten einer Gasturbine ist bei besonderer Fahrweise des Kraftwerkes sehr wichtig. Als Beispiel kann die Kraftwerksleistung in der Nacht, bei wenig Strombedarf im elektrischen Netz, auf eine geringe Last gesenkt werden, um die Anlage nicht außer Betrieb nehmen zu müssen. Weiters gibt es spezielle Betriebsweisen, z.B. Einspeisung in das Eisenbahnnetz mit einem definierten Leistungsbereich, in dem die Gasturbine geregelt werden muss. Ein Teillastbetrieb kann auch durch Bereitstellen von Regelleistung für die Primärregelung erreicht werden. Beim An- und Abfahren der Gasturbine wird die Gasturbine ebenfalls in Teillast betrieben, wengleich diese Betriebsweise meist transient ist.

In dieser Arbeit kann die betrachtete Gasturbine die Leistung durch Verstellung der Vorleitreihe (Ansaugmassenstromänderung) und durch die Regelung der Turbinenausstrittstemperatur (TOT) (Brennstoffmassenstromänderung) verändern. Als Anmerkung soll festgehalten werden, dass die Änderung der Turbineneintrittstemperatur (TIT) (bei fixer Vorleitreihenposition) implizit durch die Veränderung des Brennstoffflusses bewirkt und dabei die gemessene TOT mit der Solltemperatur als Regelgröße verwendet wird.

Das qualitative Teillastverhalten verschiedener Betriebsparameter zeigt Abbildung 10, in welcher die Veränderung der relativen Parameter (Turbinenausstrittstemperatur, Ansaugmassenstrom, Wirkungsgrad,...) über der relativen Last dargestellt ist.

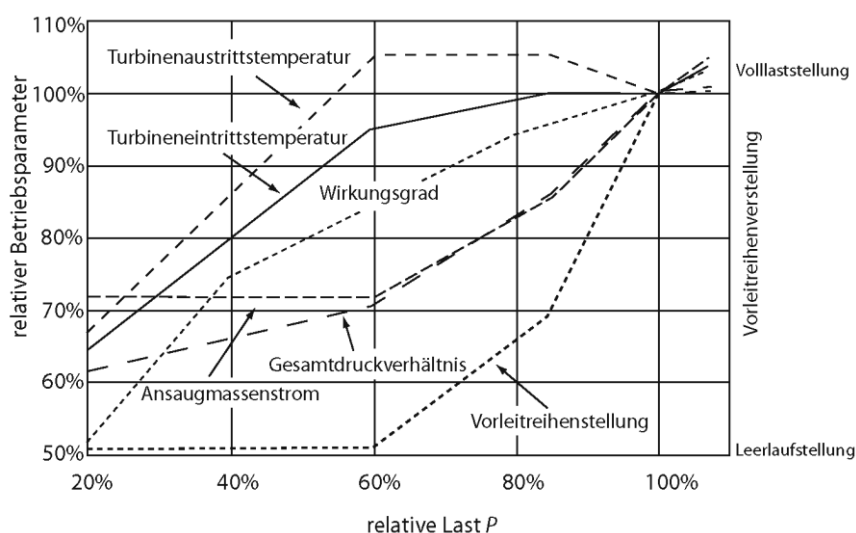


Abbildung 10: Teillast einer stationären Gasturbine, typisches Betriebsparameterverhalten [3]

Diese Abbildung beschreibt eine Gasturbine, die sowohl den Verdichtermassenstrom wie auch die Turbinenausstrittstemperatur regelt. Eine Anhebung der Turbinenausstrittstemperatur in der Teillast ist aufgrund des niedrigeren Abgasmassenstromes möglich, da die Gefahr der

„Überfeuerung“ nicht gegeben ist. Diese Erhöhung der Temperatur kann nur verwirklicht werden, wenn der Ansaugmassenstrom geregelt wird und fördert günstigere Dampfparameter am nachgeschalteten Abhitzekessel bei GDK. Bis etwa 80% der Nennleistung kann der Ansaugmassenstrom bei fast gleichbleibender Turbineneintrittstemperatur reduziert werden, ohne dass der Wirkungsgrad sehr stark abfällt. Zwischen 80% und 60% der Nennlast wird die TOT konstant gehalten und die TIT durch Verringerung der Brennstoffzufuhr moderat abgesenkt. Dies bewirkt eine größere Wirkungsgradabnahme sowie eine Verringerung des Gesamtdruckverhältnisses. Bei weiterer Drosselung der Leistung, kann die Vorleitreihe nicht weiter geschlossen werden und es wird die TOT und TIT durch Reduzierung des Brennstoffmassenstromes abgesenkt. Durch den gleichbleibenden Ansaugmassenstrom wird das Luft-Brennstoff-Verhältnis somit größer. Dies bedeutet auch ein weiteres Verringern des Druckverhältnisses, welches in eine Wirkungsgradverschlechterung resultiert. Ein weiterer Effekt der Wirkungsgradverschlechterung entsteht durch zunehmende Ausbrandverluste je kleiner die Teillast wird, da Kohlenwasserstoff-Verbindungen aufgrund der niedrigeren Temperaturen nicht mehr vollständig umgesetzt werden können und so deutlich messbare Anteile an Kohlenmonoxid (CO) und unverbrannte KW (UHC) im Abgas ausgestoßen werden.

Abbildung 11 zeigt den qualitativen Verlauf der Schadstoffemissionen CO, UHC und NO_x bei unterschiedlichen Brennkammerbelastungen im Bereich von Leerlauf bis Volllast einer konventionellen Fluggasturbine. Diese Abbildung soll einen Überblick der zu erwartenden Schadstoffemissionen bei entsprechender Last geben.

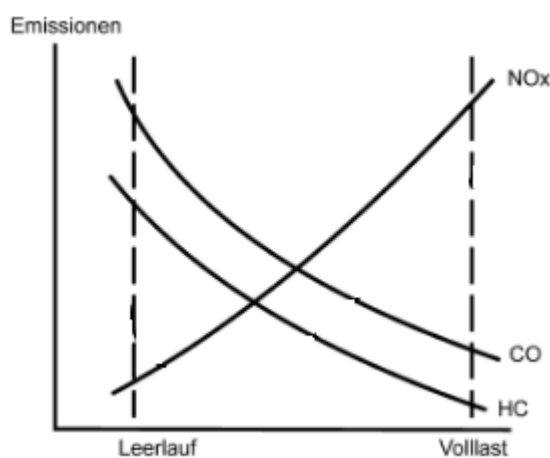


Abbildung 11: Typischer Emissionsverlauf einer konventionellen Fluggasturbine [15]

Im nächsten Kapitel wird die Modellierung der einzelnen Gasturbinenkomponenten besprochen. Durch Kalibrierung des Gesamtmodelles sollen möglichst realitätsnahe Simulationen erreicht und dadurch auch Aussagen über künftige Teillastzustände getätigt werden.

4. Modellbildung der Komponenten und Regelung

Dieses Kapitel beschäftigt sich eingehend mit der Modellierung von Bauteilen für eine thermodynamische Simulation. Es werden vorwiegend diejenigen Modellkomponenten erläutert, die in dieser Form nicht in der Standard Modellbibliothek „APP_Lib“ [4] enthalten sind. Vorab soll Abbildung 12 die Gasturbine als vereinfachtes Modell darstellen, um einen Überblick der Anlagenkonfiguration zu geben.

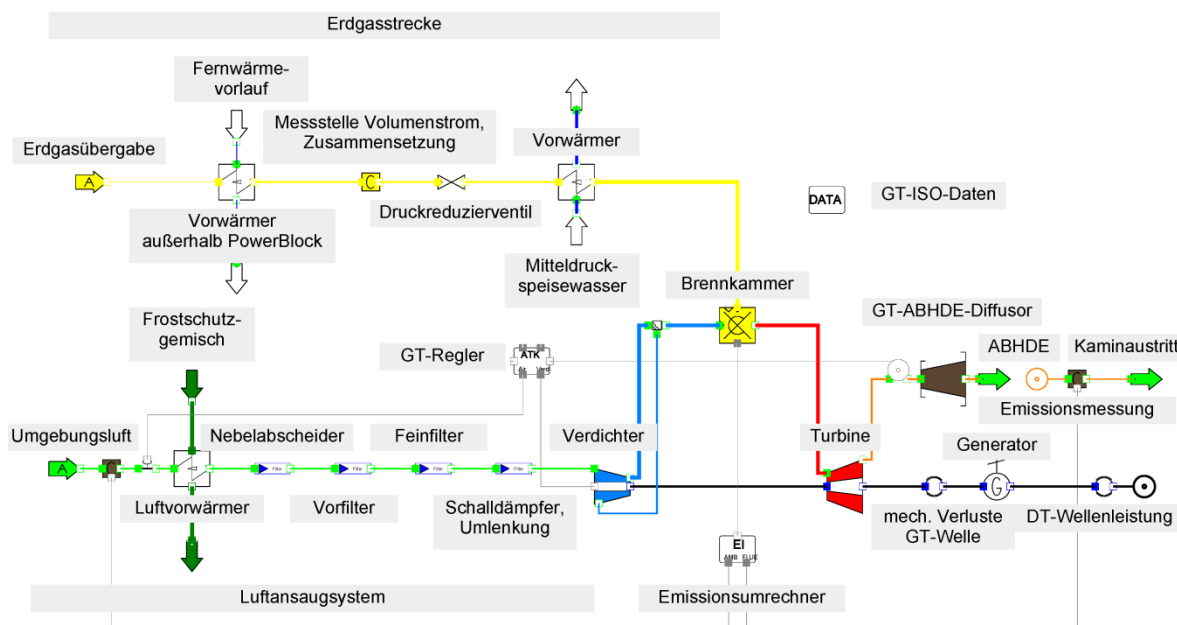


Abbildung 12: Übersicht Komponenten des Gasturbinenmodells

Der Kern des Simulationsmodelles ist die Gasturbine mit Verdichter, Brennkammer, Kühlluftleitung und Turbine. Das Luftansaugsystem (engl. Air Intake System) besteht aus dem Eintritt der Umgebungsluft in die Wetterhaube, dem Luftvorwärmer (minimiert das Vereisungspotential des Verdichters), dem Filtersystem, bestehend aus Nebelabscheider, Vor- und Feinfilter sowie dem Schalldämpfer und dem Beschleunigungskanal. An der Übergabestation wird das Erdgas über einen Vorwärmer geführt, um mit einer Mindesttemperatur in das Krafthaus (engl. PowerBlock) zu strömen. Entlang des Erdgaspfades wird zuerst der Volumenstrom ermittelt, danach strömt das Erdgas über ein Druckreduzierventil und wird im zweiten Vorwärmer auf eine bestimmte Brenngastemperatur erwärmt. Aus der Turbine strömt das heiße Abgas durch den Gasturbinendiffusor in den Abhitzedampferzeuger (ABHDE). Am Ende des Abhitzekessels werden die Emissionen des abgekühlten Abgases noch durch eine kontinuierliche Messung erfasst, ehe es durch den Kamin in die Umgebung ausströmt. Der Emissionssumrechner (kurz EMI-Rechner) wandelt die Emissionen im Abgas mit den Umgebungsbedingungen in Kenngrößen für die Brennkammer um und stellt diese Daten der BK bereit. Ein globales Element verwaltet die ISO-Daten der Gasturbine, welches die charakteristischen Parameter der Gasturbinensimulation bei Standard-Referenzbedingungen beinhaltet und diese den anderen Modellkomponenten für die

Berechnung zur Verfügung stellt. Die Gasturbinenregelung wird durch eine eigene Modellkomponente, die Informationen aus anderen Komponenten benötigt, realisiert. Der Verdichter wird über eine Welle mit der Turbine verbunden. Die mechanischen Verluste der Gasturbine werden durch ein Reibungsmodell abgebildet. Der Generator ist mit der Gas- und Dampfturbine mit je einer Welle verbunden und die Dampfturbine wird dabei als mechanische Wellenleistung dargestellt.

4.1. Feuchte Luft

Die angesaugte Umgebungsluft wird für die Simulation als ideales Gas-Dampf-Gemisch betrachtet. Das Gas ist in diesem Fall die trockene Luft bestehend aus Stickstoff, Sauerstoff, Argon, Kohlendioxid und der Dampf als Realgas entspricht Wasser. Die Zusammensetzung der Luft ist aus zweierlei Sicht wichtig. Einerseits können die Temperatur, die relative Feuchte und der Druck messtechnisch sehr gut erfasst und somit die Zusammensetzung des Gas-Dampf-Gemisches einfach ermittelt werden. Andererseits ist die Bestimmung des angesaugten Luftmassenstroms mit Verwendung der Messung des Restsauerstoff- und Kohlendioxidgehaltes des Abgases sensibel auf Parametervariation. D.h. eine Änderung des Restsauerstoffgehaltes um 1% ergibt eine Luftmassenstromveränderung von ca. 2%³. Deshalb soll die Zusammensetzung der feuchten Luft so genau als möglich betrachtet werden. Die Massenanteile der einzelnen Gaskomponenten können nach Baehr [16] wie folgt bestimmt werden:

Die relative Feuchte ist definiert als der Partialdruck beim Ist-Zustand (p_{amb} , t_{amb}) zu Sättigungsdruck beim Ist-Zustand (Gleichung (4.1)).

$$\varphi = \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2O,s}} \quad (4.1)$$

Der Sättigungsdruck des Wasserdampfes kann nach der Antoine-Gleichung für 2 Temperaturbereiche durch Gleichung (4.2) und (4.3) wiedergegeben werden.

$$t \geq 0,01: \ln(p_{H_2O,s}) = 19,016 - \frac{4064,95}{t + 236,25} \quad (4.2)$$

$$t < 0,01: \ln\left(\frac{p_{H_2O,s}}{0,611657}\right) = 22,509 \cdot \left(1 - \frac{273,16}{T}\right) \quad (4.3)$$

Die Summe der Luftzusammensetzung muss 100% ergeben (Gleichung (4.4)). Die Massenanteile der trockenen Luft sind in Tabelle 7 angeführt.

$$\sum_i \mu_i = 1 \quad (4.4)$$

³ Durch Parametervariation bei Kalibrierung des Simulationsmodells für den Referenz-Abnahmetest ermittelt

Tabelle 7: Massenanteile der trockenen Luft und molare Masse

Bezeichnung	chem. Symbol	Massenanteil in %	Molare Masse in kg/kmol
Stickstoff	N ₂	75,539	28,012
Sauerstoff	O ₂	23,145	31,997
Argon	Ar	1,265	39,946
Kohlendioxid	CO ₂	0,051	44,008
Wasser(-dampf)	H ₂ O	-	18,014

Der Wasserdampfmassenanteil wird über das Partialdruckverhältnis zur trockenen Luft bestimmt (Gleichung (4.5)).

$$\mu_{H_2O,fL} = 0,622 \cdot \left(\frac{p_{H_2O}}{p_{amb} - p_{H_2O}} \right) \cdot (\mu_{N_2,fL} + \mu_{O_2,fL} + \mu_{Ar,fL} + \mu_{CO_2,fL}) \quad (4.5)$$

Da Gleichung (4.4) auch für die feuchte Luft gelten muss, werden die einzelnen Massenanteile über das Stickstoffverhältnis von feuchter zu trockener Luft nach Gleichung (4.6) bestimmt.

$$\mu_{i,fL} = \mu_{i,trL} \cdot \frac{\mu_{N_2,fL}}{\mu_{N_2,trL}} \quad (4.6)$$

Die molare Masse des Gas-Dampf-Gemisches berechnet sich nach Gleichung (4.7).

$$M_{fL} = \sum_i \mu_{i,fL} \cdot M_i \quad (4.7)$$

Für beliebige Umgebungsbedingungen können nun die physikalischen Eigenschaften mit Hilfe der Stoffdaten errechnet werden. Tabelle 8 zeigt für zwei exemplarische Umgebungsbedingungen den Unterschied in den Massenanteilen sowie in der molaren Masse bzw. der spezifischen Gaskonstante.

Tabelle 8: Vergleich der feuchten Luft für unterschiedliche Umgebungsbedingungen

Bezeichnung	Symbol	ISO-Bedingungen	Nennbedingungen	Einheit
Druck	p _{amb}	1,0132	0,98	bar
Temperatur	t _{amb}	15	10	°C
Relative Feuchte	φ	60	80	%
Stickstoff	N ₂	75,062	75,066	Gew.-%
Sauerstoff	O ₂	22,999	23,000	Gew.-%
Argon	Ar	1,2570	1,2571	Gew.-%
Kohlendioxid	CO ₂	0,050678	0,050681	Gew.-%
Wasser(-dampf)	H ₂ O	0,63099	0,62628	Gew.-%
Molare Masse	M _{fL}	28,851	28,852	kg/kmol
Gaskonstante	R _{fL}	288,17	288,16	kJ/kgK
Dichte	ρ	1,220	1,201	kg/m ³

Die praktische Umsetzung der Modellierung von feuchter Luft ist im Anhang A.III unter der Rubrik Globals als „GT_Ambient“ beschrieben.

4.2. Erdgas

Die Berechnung der physikalischen und kalorischen Eigenschaften von Erdgas hat eine große Bedeutung in dieser Arbeit. Da dieses Gasturbinen- bzw. Gesamtmodell nicht nur für die Abrechnung des Erdgasverbrauches, sondern auch für Garantierechnungen bei Abnahmeläufen verwendet werden soll, ist der Erdgaspfad in der Energiebilanz des Kontrollvolumens durch Verwendung von kalibrierten Messmitteln am genauesten bestimmt. Die Anforderung an eine genaue Beschreibung des Erdgases mittels einer entsprechenden Zustandsgleichung soll so erfüllt werden, dass sie für Gase mit hohem Methananteil, einem Temperaturbereich zwischen 0°C und 200°C und einem Druck zwischen 30bar und 60bar gültig ist. Dadurch sind die üblichen Erdgaszustände im Kraftwerk abgedeckt. Weiters soll die Zustandsgleichung die üblichen Erdgasbestandteile beinhalten. Zusätzlich wird die Information der chemisch gebundenen Energie (unterer Heizwert) für das jeweilige Gasmisch benötigt. Abbildung 13 zeigt die Aggregatzustände in Abhängigkeit des Druckes und der Temperatur für ein typisches Erdgasgemisch. Die strichlierte Linie zeigt den Bereich für die Zustandsgleichung nach AGA 8 DC92 [17], die in der Norm „ISO 20765-1:2005“ [7] beschrieben ist.

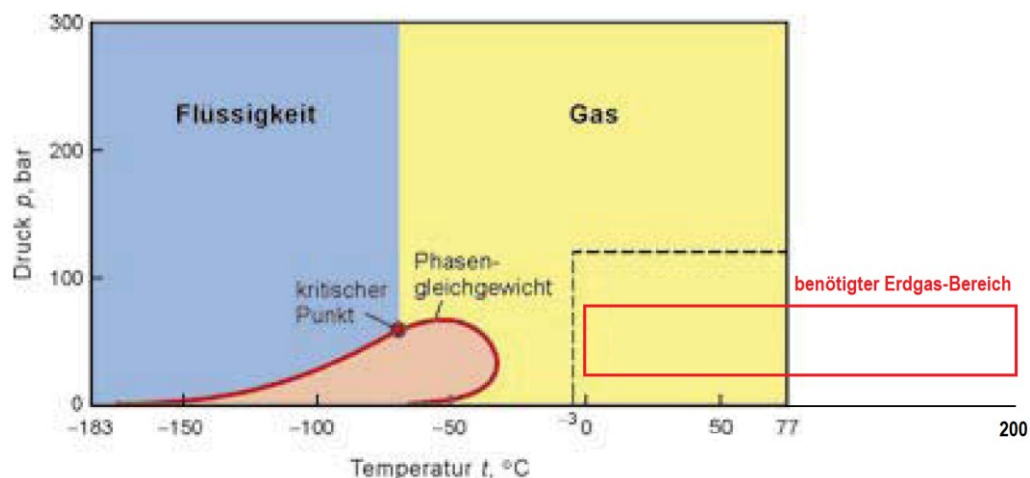


Abbildung 13: Typische Erdgasaggregatzustände im p-t-Diagramm [18]

Im Bericht „The GERG-2004 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures“ [19] wird der Anwendungsbereich wie folgt definiert:

„Der Geltungsbereich umfasst die Gasphase bei Temperaturen $143K < T < 673K$ und Drücken bis $280MPa$. Aufgrund der Datenlage ist eine fundierte Abschätzung der Unsicherheit in der Beschreibung der thermischen Eigenschaften von natürlichen Gasen nur im Temperaturbereich $250K < T < 350K$ bei Drücken bis $30MPa$ möglich.“

Tabelle 9: Gültigkeitsbereich für versch. Erdgaskomponentenanteile [7]

Nummer i	Komponente	Gültigkeitsbereich Molanteil
1	Stickstoff	$0 \leq x_{N_2} \leq 0,20$
2	Kohlenstoffdioxid	$0 \leq x_{CO_2} \leq 0,20$
3	Methan	$0,7 \leq x_{CH_4} \leq 1,00$
4	Ethan	$0 \leq x_{C_2H_6} \leq 0,10$
5	Propan	$0 \leq x_{C_3H_8} \leq 0,035$
6+7	n-Butan + ISO-Butan	$0 \leq x_{C_4H_{10}} \leq 0,015$
8+9	n-Pentan + ISO-Pentan	$0 \leq x_{C_5H_{12}} \leq 0,005$
10	n-Hexan	$0 \leq x_{C_6H_{14}} \leq 0,001$
11	n-Heptan	$0 \leq x_{C_7H_{16}} \leq 0,0005$
12+13+14	n-Oktan + n-Nonan + n-Dekan	$0 \leq x_{C_{8+}} \leq 0,0005$
15	Wasserstoff	$0 \leq x_{H_2} \leq 0,1$
17	Kohlenstoffmonoxyd	$0 \leq x_{CO} \leq 0,03$
18	Wasser	$0 \leq x_{CO} \leq 0,03$
20	Helium	$0 \leq x_{He} \leq 0,005$
16	Sauerstoff	$0 \leq x_{O_2} \leq 0,0002$
19	Schwefelwasserstoff	$0 \leq x_{H_2S} \leq 0,0002$
21	Argon	$0 \leq x_{Ar} \leq 0,0002$

Für den verwendeten Bereich des Erdgases in dieser Arbeit sind die Unsicherheiten für die Eigenschaften wie folgt [7]:

- Realgasfaktor des Erdgasgemisches $\pm 0,1\%$
- Enthalpie des Erdgasgemisches $\pm 2\text{kJ/kg}$

Um diese Unsicherheit zu gewährleisten, dürfen die Molanteile der Erdgaskomponenten nur in den genannten Gültigkeitsbereichen aus Tabelle 9 liegen.

Im nachfolgenden Absatz sollen die elementaren Gleichungen für die Beschreibung der thermodynamischen Eigenschaften erläutert werden. Für die freie Energie des Gases als Funktion der Dichte ρ , Temperatur T und Zusammensetzung X (Anm.: Die Zusammensetzung X beschreibt ein beliebiges Erdgasgemisch im Gültigkeitsbereich nach Tabelle 9 mit den Stoffanteilen x_i der enthaltenen Komponenten) können alle thermodynamischen Eigenschaften aus einer Grundgleichung abgeleitet werden [20] (Gleichung (4.8)).

$$F(\rho, T, X) = U - T \cdot S \quad (4.8)$$

D.h. die freie Energie kann bei einer isothermen Zustandsänderung, vorausgesetzt die Stoffzusammensetzung ändert sich nicht, als der in Form von Arbeit freiwerdenden Energieanteil gesehen werden. Die Gleichungen (4.9) bis (4.22) wurden aus der Norm

„ISO 20765-1:2005“ [7] entnommen. Die freie Energie kann in einen Real- und einen Idealgasanteil zerlegt werden. Mit der Beziehung für die Enthalpie wird der Idealgasanteil nach Gleichung (4.9) beschrieben.

$$f_0(\rho, T, X) = h_0(T, X) - R \cdot T - T \cdot s_0(\rho, T, X) \quad (4.9)$$

$$\delta = K^3 \cdot \rho \quad (4.10)$$

$$\tau = \frac{1}{T} \quad (4.11)$$

Mit der Definition der reduzierten Dichte δ und Temperatur τ nach Gleichung (4.10) und (4.11) kann die (Helmholtz) freie Energie als Summe eines idealen und eines realen Gasverhaltens in dimensionsloser Form beschrieben werden (Gleichung (4.12)).

$$\varphi(\delta, \tau, X) = \varphi_0(\delta, \tau, X) + \varphi_r(\delta, \tau, X) \quad (4.12)$$

Unter Verwendung der Gleichungen (4.9) - (4.11) und den Definitionen für Enthalpie und Entropie kann der dimensionslose ideale Gasanteil $\varphi_0(\delta, \tau, X)$ angeschrieben werden als

$$\begin{aligned} \varphi_0(\delta, \tau, X) = & -\tau \int \frac{c_{0,p}}{R \cdot \tau^2} \cdot d\tau + \frac{h_{0,\theta} \cdot \tau}{R} - 1 + \int \frac{c_{0,p}}{R \cdot \tau^2} \cdot d\tau + \ln\left(\frac{\delta}{\delta_0}\right) \\ & + \ln\left(\frac{\tau_0}{\tau}\right) - \frac{s_0}{R} + \sum_{i=1}^N x_i \cdot \ln(x_i) \end{aligned} \quad (4.13)$$

Der Referenzpunkt Θ , welcher zugleich als Nullpunkt verwendet wird, ist bei der Temperatur $T_\Theta=298,15\text{K}$ und dem Druck $p_\Theta=1,01325\text{bar}$ definiert. In der Norm „ISO 20765-1:2005“ [7] wird der Ansatz zur Bestimmung des Realgasfaktors aus dem Bericht „AGA 8 DC 92“ [17] entnommen (Gleichung (4.14)). Die Koeffizienten B , C_n , b_n , c_n , k_n sind spezifisch für jeden Gaskomponentenanteil und werden in der Norm „ISO 20765-1:2005“ [7] angegeben.

$$Z = 1 + \frac{B \cdot \delta}{K^3} - \delta \cdot \sum_{n=13}^{18} C_n \cdot \tau^{u_n} + \sum_{n=13}^{58} C_n \cdot \tau^{u_n} \cdot \delta^{b_n} \cdot (b_n - c_n \cdot k_n \cdot \delta^{k_n}) \cdot e^{(-c_n \cdot \delta^{k_n})} \quad (4.14)$$

Mit der Beziehung des realen Anteils der freien Energie für den Realgasfaktor (Gleichung (4.15)) wird das reale Gasverhalten der freien Energie bestimmt (Gleichung (4.16)).

$$Z = 1 + \delta \cdot \varphi_{r,\delta} \quad (4.15)$$

$$\varphi_r(\delta, \tau, X) = \frac{B \cdot \delta}{K^3} - \delta \cdot \sum_{n=13}^{18} C_n \cdot \tau^{u_n} + \sum_{n=13}^{58} C_n \cdot \tau^{u_n} \cdot \delta^{b_n} \cdot e^{(-c_n \cdot \delta^{k_n})} \quad (4.16)$$

Mit Gleichung (4.12), (4.13) und (4.16) kann die dimensionslose Helmholtz'sche freie Energie bestimmt werden. Ableitungen der dimensionslosen Form der freien Energie repräsentieren die thermodynamischen Eigenschaften, die in den nachfolgenden Gleichungen dargestellt werden.

$$\varphi_\tau = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \tau}\right)_{\delta, X} \quad \varphi_\delta = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \delta}\right)_{\tau, X} \quad (4.17)$$

$$Z = \delta \cdot \varphi_{\delta} \quad (4.18)$$

Der Realgasfaktor Z ist nach Gleichung (4.18) sowie die molare Dichte ρ nach Gleichung (4.19) definiert.

$$\rho = \frac{p}{Z \cdot R \cdot T} \quad (4.19)$$

In Gleichung (4.20) wird die molare innere Energie, in Gleichung (4.21) die Enthalpie beschrieben.

$$\frac{u}{R \cdot T} = \tau \cdot \varphi_{\tau} \quad (4.20)$$

$$\frac{h}{R \cdot T} = \tau \cdot \varphi_{\tau} + \delta \cdot \varphi_{\delta} \quad (4.21)$$

Die Berechnung der Entropie ist in Gleichung (4.22) dargestellt.

$$\frac{s}{R} = \tau \cdot \varphi_{\tau} - \varphi \quad (4.22)$$

Mit dieser Methode können die thermodynamischen Eigenschaften für ein Gemisch der 21 wichtigsten Erdgaskomponenten, die in Tabelle 9 aufgelistet sind, berechnet werden. Für die praktische Berechnung der Eigenschaften des idealen Gasverhaltens kann Gleichung (4.13) in eine Summation von Koeffizienten für reine Gase und der idealen Mischungsformel übergeführt werden. Auf die praktische Vorgehensweise zur Berechnung der freien Energie und deren Ableitungen wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen und es soll auf die Norm „ISO 20765-1:2005“ [7] verwiesen werden. Die Berechnung der Realgaseigenschaften für Erdgas wurde in einer Tabellenkalkulation modelliert und für typische Ergaszusammensetzungen am Kraftwerksstandort ausgewertet. Die Ergebnisse für die Enthalpie, Dichte und Realgasfaktor bei Variation der Temperatur und des Druckes sind mittels Interpolationstabelle in IPSEpro integriert worden.

In Tabelle 10 ist eine typische Erdgaszusammensetzung für den Kraftwerksstandort angegeben. Das Gasgemisch wird anhand verschiedener Berechnungsmethoden bezüglich der Eigenschaften Dichte und Enthalpie verglichen (Tabelle 11). Als Methoden wurden die Berechnung nach „ISO 20765-1:2005“ [7], die Realgasdaten für Methan nach „NIST“ [21] und die idealen Gaseigenschaften aus „JANAF“ in der Datenbank „APP_Lib“ [4] verwendet.

Die Idealgasdaten weichen erheblich von den realen ab, die NIST-Daten für reines Methan sind noch im Bereich der Berechnungen nach „ISO 20765-1:2005“, jedoch außerhalb der angegebenen Unsicherheit vom AGA 8 DC 92-Verfahren. Je genauer die Energiebilanzen in den Erdgaswärmetauschern erfasst werden können, desto genauer wird das Simulationsergebnis für den Dampfkreislauf.

Tabelle 10: Erdgaszusammensetzung beim Gasturbinenabnahmelauf

Komponente	Wert	Einheit
Helium	0.0129	Mol-%
Kohlenstoffdioxid	0.1314	
Stickstoff	0.8659	
Sauerstoff+Argon	0.01	
Wasserstoff	0.0015	
Methan	97.4317	
Ethan	1.0527	
Propan	0.3502	
n-Butan	0.0603	
i-Butan	0.0577	
n-Pentan	0.0092	
i-Pentan	0.0134	
neo-Pentan	0.0012	
Hexane	0.0075	
Heptane	0.0041	
Oktane	0.0009	
Nonane	0.0003	
C10 und höhere KW	0.0002	
Benzol	0.0003	
Toluol	0.0002	
Xylole	0.0001	

Tabelle 11: Vergleich der Dichte und Enthalpie des Erdgasgemisches beim Abnahmelauf bei versch. Bedingungen und unterschiedlichen Berechnungsmethoden⁴

Berechnungsmethode	Variable	Temperatur Einheit	Druck		
			1bar	30bar	50bar
ISO 20765-1:2005	Enthalpie in kJ/kg	298.15 K	21.81	23.84	25.53
		373.15 K	193.67	206.14	215.82
		473.15 K	451.34	471.21	486.10
NIST 100%CH ₄		298.15 K	22.21	24.19	25.84
		373.15 K	197.04	209.19	218.66
		473.15 K	458.84	478.29	492.86
JANAF		298.15 K		21.91	
		373.15 K		195.49	
		473.15 K		452.31	
ISO 20765-1:2005	Dichte in kg/m ³	298.15 K	0.68	21.08	36.42
		373.15 K	0.54	16.28	27.45
		473.15 K	0.43	12.62	21.05
NIST 100%CH ₄		298.15 K	0.65	20.45	35.27
		373.15 K	0.52	15.81	26.64
		473.15 K	0.41	12.26	20.44
JANAF		298.15 K	0.69	20.33	
		373.15 K	0.53	15.69	n.A.
		473.15 K	0.42	12.38	

⁴ Die Gaszusammensetzung ist einer Analyse entnommen worden. Der Nullpunkt für die Enthalpie wird für die Berechnung nach „ISO 20765-1:2005“ und den Daten von „NIST“ nach „ISO 2314:2009“ auf 15°C und 1.01325bar gesetzt. Der Enthalpienullpunkt bei Verwendung der „JANAF“-Daten liegt bei 0°C.

4.2.1. Heizwert des Erdgases

Die chemisch gebundene Energie des Erdgases hat als gespeicherte Wärme an der Energieeinbringung in die Brennkammer einen wesentlich höheren Anteil als die sensible Wärme durch z.B. Erdgasvorwärmung. Deshalb ist es notwendig, möglichst exakte Angaben über den Heizwert zu tätigen. Als Stand der Technik gilt derzeit die Berechnung des Brenn- und Heizwertes für Erdgas nach der Norm „ÖNORM EN ISO 6976:2005“ [22]. Die Unsicherheit der Berechnung für den molaren (unteren) Heizwert wird mit 0,01%, der volumenbezogene Heizwert mit 0,1% angegeben. Die detaillierte Auswertung der Gasanalyse vom Gaslieferanten beinhaltet nicht alle Komponenten, die in der Norm erwähnt sind. Für die Berechnung des Heizwertes werden die in Tabelle 12 angeführten Erdgasbestandteile berücksichtigt.

Tabelle 12: Verwendete Erdgaskomponenten für die Heizwertberechnung

Nr. in ISO6976	Komponenten	chem. Zeichen
1	Methan	CH ₄
2	Ethan	C ₂ H ₆
3	Propan	C ₃ H ₈
4	n-Butan	n-C ₄ H ₁₀
5	iso-Butan (2-Methylpropan)	i-C ₄ H ₁₀
6	n-Pentan	n-C ₅ H ₁₂
7	iso-Pentan (2- Methylbutan)	i-C ₅ H ₁₂
8	Neopentan (2,2-Dimethylpropan)	neo-C ₅ H ₁₂
9	n-Hexan	n-C ₆ H ₁₄
14	n-Heptan	n-C ₇ H ₁₆
15	n-Octan	n-C ₈ H ₁₈
16	n-Nonan	n-C ₉ H ₂₀
17	n-Decan	n-C ₁₀ und höher
35	Benzol (Benzen)	o-C ₆ H ₆
36	Toluol (Toluen)	o-C ₇ H ₈
38	o-Xylol	o-C ₈ H ₁₀
41	Wasserstoff	H ₂
42	Wasser	H ₂ O
43	Schwefelwasserstoff (Dihydrogensulfid)	H ₂ S
46	Kohlenstoffmonoxid	CO
49	Helium	He
51	Argon	Ar
52	Stickstoff	N ₂
53	Sauerstoff	O ₂
54	Kohlenstoffdioxid	CO ₂
55	Schwefeldioxid	SO ₂

Eine weitere Vorgabe für diese Arbeit war, dass unterschiedliche Analysen (im Wesentlichen Online-Gaschromatographie und Gasentnahme in Messbehälter) zum Einsatz kommen sollen.

Dies bedingt eine unterschiedliche Eingabe der Zusammensetzung in Mol-, Gewichts- oder Volumsanteile. Weiters sollen die beiden anderen Zusammensetzungsarten in der Simulation immer mitberechnet werden, um die Ergebnisse der Gasanalysen untereinander vergleichen zu können. Je nach Angabe der Zusammensetzung soll der Heizwert berechnet werden können. Die wesentlichen Berechnungsgleichungen wurden aus „ÖNORM EN ISO 6976:2005“ [22] entnommen und sind in den folgenden Gleichungen (4.23) bis (4.29) angeführt. Grundsätzlich werden die kalorischen Eigenschaften für ein reales Gasgemisch berechnet. Nach „ÖNORM EN ISO 6976:2005“ [22] wird der molare und massenbezogene Heizwert für ein ideales Gas berechnet, da durch diese Vereinfachung die entstehende Ungenauigkeit einen maximalen Fehler von ca. $\pm 0,05 \text{ kJ/mol}$ aufweist.

Der ideale molare Heizwert des Erdgasgemisches wird nach Gleichung (4.23) ermittelt. Über die molare Masse des Gemisches (Gleichung (4.24)) kann der massenbezogene Heizwert (Gleichung (4.25)) berechnet werden.

$$\bar{H}^0(t_1) = \sum_{i=1}^N x_j \cdot \bar{H}_j^0(t_1) \quad (4.23)$$

$$M = \sum_{i=1}^N x_j \cdot M_j \quad (4.24)$$

$$H^0(t_1) = \frac{\bar{H}^0(t_1)}{M} \quad (4.25)$$

Da alle Parameter für die Berechnung aufeinander abgestimmt sind, wird der Realgasfaktor nach Gleichung (4.26) berechnet. Der benötigte Summenfaktor $\sqrt{b_j}$ wird für die jeweilige EG-Komponente in der „ÖNORM EN ISO 6976:2005“ [22] angegeben.

$$Z_{mix}(t_2, p_2) = 1 - \left[\sum_{i=1}^N x_j \cdot \sqrt{b_j} \right]^2 \quad (4.26)$$

Der volumenbezogene Heizwert wird über die Umrechnung mit der Realgasgleichung ermittelt (Gleichung (4.27)).

$$\tilde{H}^0[t_1, V(t_2, p_2)] = \frac{H^0(t_1)}{Z_{mix}(t_2, p_2)} \cdot \frac{p_2}{R \cdot T_2} \quad (4.27)$$

Die Verbrennungstemperatur $t_1=15^\circ\text{C}$ wird nach „ISO 2314:2009“ festgesetzt, die Referenzbedingungen der Volumenermittlung sollen mit den anderen verwendeten Stoffwerten in IPSEpro konform sein (Tabelle 13). Deshalb wird der Nullpunkt für die Stoffwerte mit 0°C und 1,0132bar festgelegt.

Tabelle 13: Bezugsbedingungen Heizwertberechnung [22]

Bezeichnung	Variable	Wert	Einheit
Verbrennungstemperatur	t_1	15	$^\circ\text{C}$

Referenztemperatur für Volumenmessung	t_2	0	°C
Referenzdruck für Volumenmessung	p_2	1,0132	bar

Der Massenanteil der Komponente i wird über das Molverhältnis Stoff zu Gemisch gebildet (Gleichung (4.28)).

$$\mu_i = x_i \cdot \frac{M_i}{M} \quad (4.28)$$

Die volumenbezogenen Komponentenanteile werden mit den spezifischen Realgasfaktoren aus der molaren Zusammensetzung ermittelt (Gleichung (4.29)).

$$v_i = x_i \cdot Z_i(t_2, p_2) \cdot \sum_{j=1}^N \frac{v_j}{Z_j(t_2, p_2)} \quad (4.29)$$

Für die benötigten Tabellenwerte (Heizwert, Realgasfaktor, usw.) wird auf die detaillierte Beschreibung in der Norm [22] verwiesen. In dieser sind auch Werte bei alternativen Referenzbedingungen angegeben. Das Global „GT_NG_composition“, der Stream „GT_NG_stream“ und die Unit „GT_connector“ (Anhang A.III) bilden den Sachverhalt aus diesem Kapitel im Modell mit Ausnahme der Berechnung der Realgaseigenschaften (wird in einer externen Tabellenkalkulation durchgeführt) nach „ISO 20765-1:2005“ ab.

4.3. Filter

Um die Schäden der GT, im Speziellen des Verdichters, zu minimieren, wird im Luftansaugtrakt eine Filtereinheit eingesetzt. Das Kraftwerk, welches in dieser Arbeit betrachtet wird, verfügt über drei Filterstufen. Zuerst ist in Strömungsrichtung ein Koaleszenzfilter oder Nebelabscheider eingebaut, der flüssige Tropfen aus der feuchten Luft abscheidet, danach wird die Luft über zwei Filterstufen geführt, welche Partikel mechanisch abscheiden. Beispielhaft sind diese drei Filtertypen in Abbildung 14 dargestellt.



Abbildung 14: Filtertypen im Luftansaugtrakt; Nebelabscheider, Vor-, Feinfilter [23]

Für die Beurteilung des Abscheidegrades und des entstehenden Druckverlusts bei Durchströmung der Filter mit Luft kann eine Prüfung nach der Norm „ÖNORM EN 779:2002“ [24] durchgeführt werden. Ein Aufgabenpunkt dieser Arbeit war es, in das Simulationsmodell

eine Komponente zu integrieren, welche den zunehmenden Druckverlust durch die Verschmutzung des Filtergewebes und den Strömungszustand wiedergibt. Weiters soll in dieser Komponente, ein Austausch von Filterelementen abbildbar sein. Diese Anforderungen werden benötigt, um eine Leistungs- und Wirkungsgradabnahme bei zunehmender Verschmutzung simulieren und dadurch auch Optimierungsrechnungen durchführen zu können und so den wirtschaftlichsten Zeitpunkt des Filtertausches zu ermitteln.

Die Berechnung der Druckdifferenz nach „ÖNORM EN 779:2002“ [24] erscheint für diese Aufgabenstellung am geeignetsten, da Anzahl und Typ der Filterelemente bekannt sind und ein Prüfprotokoll für die Normprüfung vorhanden ist. Im Gegensatz zur Norm, in welcher die Staubbeladung in Gramm g angegeben wird, ist für diesen Anwendungsfall nur der Zustand des Filters (neu, teilweise gebraucht, verbraucht) wesentlich, d.h. die absolute Staubbeladung wird relativ in Form eines Alterungsfaktors A angegeben. Die Normprüfung des Filters wird bei definiertem Umgebungs- und Strömungszustand durchgeführt. Eine Umrechnung auf die Referenzbedingungen wird in Tabelle 14 angegeben. Der Volumenstrom bei der Prüfung des Abscheidegrades und Druckverlustes bei Staubaufgabe beträgt 3400m³/h pro Filterelement.

Tabelle 14: Referenzbedingung Luftfilterprüfung nach EN779 [24]

Bezeichnung	Variable	Wert	Einheit
Temperatur	t_{ref}	20	°C
Druck	p_{ref}	1,0132	bar
relative Feuchte	φ_{ref}	50	%
Dichte	ρ_{ref}	1,1987	kg/m ³
Viskosität	μ_{ref}	18,097e-6	Pa s

Der Druckverlust eines Filters (Gleichung (4.30)) berechnet sich aus einem strömungsabhängigen Anteil und einem Beiwert, welcher dem Maß der Staubbeladung entspricht.

$$\Delta p_{Filter} = \Delta p_{Strömung} + \Delta p_{Staub} \quad (4.30)$$

Der verschmutzungsabhängige Druckverlust wird über ein Polynom 3.Grades mit dem dimensionslosen Alterungsfaktor A nach dem Prüfergebnis approximiert (Gleichung (4.31)).

$$\Delta p_{Staub} = \sum_{i=1}^4 (c_{i-1} \cdot A^{i-1}) \quad (4.31)$$

Die folgenden Gleichungen (4.32) bis (4.34) sind aus der „ÖNORM EN 779:2002“ [24] entnommen. Bevor der Filter auf den Druckverlust durch Staubaufgabe geprüft wird, ermittelt man den Druckverlust infolge Strömung mit reiner Luft bei verschiedenen Volumenströmen. Die Druckdifferenz durch reine Strömung kann mit einem Potenzansatz ($\Delta p = c \cdot (\dot{V})^n$) angenähert werden (Gleichung (4.32)). Dieser gemessene Druckverlust kann auf einen Referenzdruckverlust bei Referenzprüfbedingungen nach Gleichung (4.33) und (4.34) umgerechnet werden. Die exakten Prüfbedingungen können praktisch nie erreicht werden,

deshalb wird diese Umrechnung angegeben. Gleichung (4.33) stellt den Einfluss der Temperatur auf die dynamische Viskosität dar, welche wiederum einen Einfluss auf den Druckverlust des Filters hat. Die Luftdichte ändert sich ebenfalls mit unterschiedlichen Umgebungsbedingungen. Der Koeffizient k und die Potenz n kann bei der Filterprüfung durch die Umrechnung des Druckverlustes auf Referenzbedingungen beim jeweiligen Volumenstrom ermittelt werden.

$$\Delta p_{ref} = k \cdot \mu_{ref}^{(2-n)} \cdot \rho^{(n-1)} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right)^n \quad (4.32)$$

$$\mu = 1,455 \cdot 10^{-6} \frac{\sqrt{T}}{1+110,4/T} \quad (4.33)$$

$$\Delta p_{Strömung} = \Delta p_{ref} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}} \right)^{(2-n)} \cdot \left(\frac{\rho_{ref}}{\rho} \right)^{(n-1)} \quad (4.34)$$

In Abbildung 15 wird beispielhaft das Prüfergebn bei Referenzbedingungen für die Druckverlustmessung dargestellt. Die strichlierte Linie stellt den Druckverlust für verschiedene Volumenströme ohne Verschmutzung dar und die durchgezogene Linie beschreibt den Druckverlustverlauf bei einem fixen Volumenstrom von 3400m³/h und zusätzlich definierter Staubaufgabe bis eine zulässige Druckdifferenz von 450Pa (abhängig vom Filtertyp) erreicht und somit ein Filteraustausch notwendig ist.

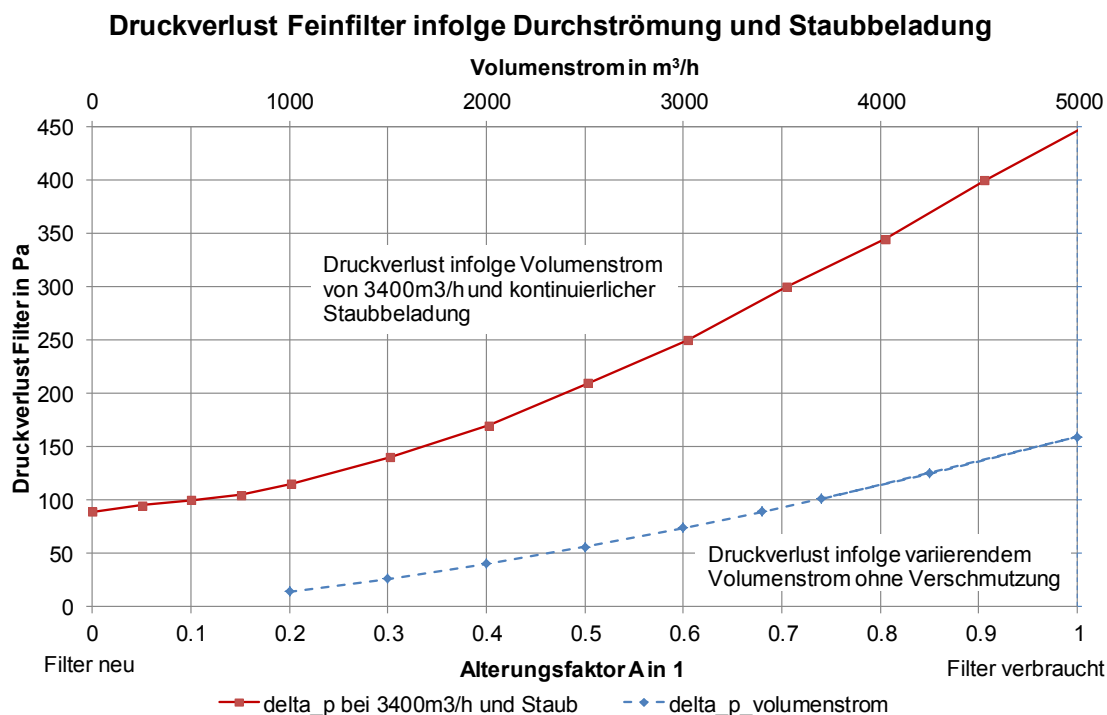


Abbildung 15: Feinfilter, Compatex TMPC-F8-610-N, Druckverlustkurven

Im Anhang A.III ist in der Unit „GT_Air_Filter_EN779_static“ der Modellcode für die Filterelemente angegeben.

4.4. Schalldämpfer bis Verdichtereintritt

Die Strecke von der letzten Filterstufe bis zum Verdichtereintritt (beinhaltet auch den Schalldämpfer) wird als druckverlustbehaftetes Rohr modelliert, da keine Messstellen für diesen Teilabschnitt installiert sind bzw. die Charakteristik bezüglich des Schalldämpferdruckverlusts nicht bekannt ist. Diese Modellkomponente ist in der Modellbibliothek „APP_Lib“ [4] verfügbar.

4.5. Verdichter

Der Gasturbinenverdichter ist eine der Kernkomponenten in der Modellierung und es ist zugleich relativ schwierig mit vereinfachenden Annahmen ein ausreichend genaues Abbild des realen Verdichters abzubilden. Die genauen Konstruktionsdaten des Verdichters sind oft nicht bekannt und die Daten der Kühlluftanzapfungen bzw. -mengen für die Brennkammer bzw. Turbine werden von den Herstellern ebenfalls gut gehütet. Weiters fehlen Messstellen bei der realen Anlage, um die Verdichterstufen in ihrem Verhalten detailliert erfassen zu können. Dies gilt ebenso für die Kühlluft. In dieser Arbeit wird das Betriebsverhalten der Siemens SGT5-4000F (Abbildung 16) als thermodynamisches Modell abgebildet. Der verwendete Axialverdichter beinhaltet 15 Verdichterstufen und eine verstellbare Vorleitreihe für die Massenstromregelung. Am Verdichter sind mehrere Kühlluftanzapfstellen angebracht, die bei unterschiedlichem Druckniveau Kühlluft für die Brennkammer bzw. die Turbinenstufen bereitstellen.

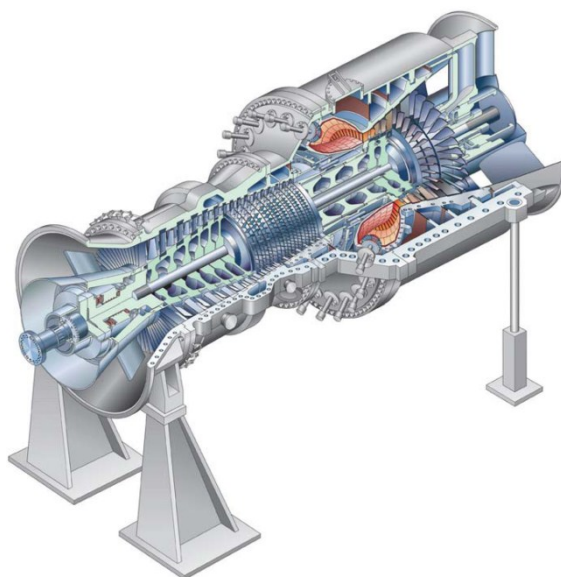


Abbildung 16: Skizze der Siemensgasturbine SGT5-4000F [10]

Je zwei Leitungen für die Kühlung der zweiten und dritten Turbinenleitschaufel werden außerhalb des GT-Gehäuses geführt. An diesen Leitungen sind Druckmessstellen angebracht, die eine regelbare Kühlluftklappe steuern.

Im Einlaufgehäuse bzw. im Austrittsdiffusor sind Temperatur- und Druckmessstellen eingebaut, die den Zustand des Verdichters in der Leittechnik erfassen.

Folgende Annahmen werden getroffen:

- Messstelle Austrittsdruck und Austrittstemperatur als Totalgröße
- Messstelle Eintrittsdruck als statische und Eintrittstemperatur als Totalgröße
- Eine Gesamtcharakteristik beschreibt das Verdichterverhalten
- Die entnommene Kühlluft wird als äquivalenter Kühlluftmassenstrom vor dem Verdichter abgezogen (d.h. nach Norm „ISO2314:2009 ist es möglich, die Kühlluftentnahme so zu modellieren. Durch diese nicht realitätsnahe Abzweigung soll die aufgenommene Verdichterleistung der realen benötigten Wellenleistung entsprechen) [2].

Im nachfolgenden Absatz soll die thermodynamische Formulierung der Verdichtercharakteristik unter der Verwendung der formulierten Vereinfachungen erläutert werden. Die Berechnungsgleichungen (4.35) bis (4.43) wurden aus dem „Handbuch Stationäre Gasturbinen“ [3] entnommen. In Kapitel 3.2 ist der dimensionslose Verdichtermassenstrom bereits hergeleitet worden. Für die Modellierung wird die Gleichung (3.32) noch mit dem Verhältnis der spezifischen Gaskonstanten bei Betriebsbedingungen zu Standard-Referenzbedingungen erweitert (Gleichung (4.35)).

$$m_V^* = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_{V,0}} \cdot \frac{p_{V,ein,0}}{p_{V,ein}} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T_{V,ein}}{R_0 \cdot T_{V,ein,0}}} \quad (4.35)$$

$$m_V^* = f(IGV, n_V^*) \quad (4.36)$$

Der dimensionslose Verdichtermassenstrom wird mittels Auswertung von Messdaten und Simulationen in Abhängigkeit der Vorleitreibenposition (IGV) und der aerodynamischen Drehzahl generiert. In Abbildung 17 ist das verwendete Kennfeld aus Gleichung (4.36) für drei Leitschaufelpositionen dargestellt. Der IGV-Wert 100% entspricht einer voll geöffneten Vorleitreihe, bei IGV= 80% ist der Öffnungswinkel bereits geringer. Einen stark reduzierten Ansaugmassenstrom gegenüber voll geöffneten Leitschaufel zeigt die Vorleitreibenposition mit 20%. Bei einem IGV-Wert von -13% ist die Vorleitreihe auf Minimal-Stellung, was eine spezielle Betriebsart („TurnDown-Modus“) des Kraftwerkes bedeutet.

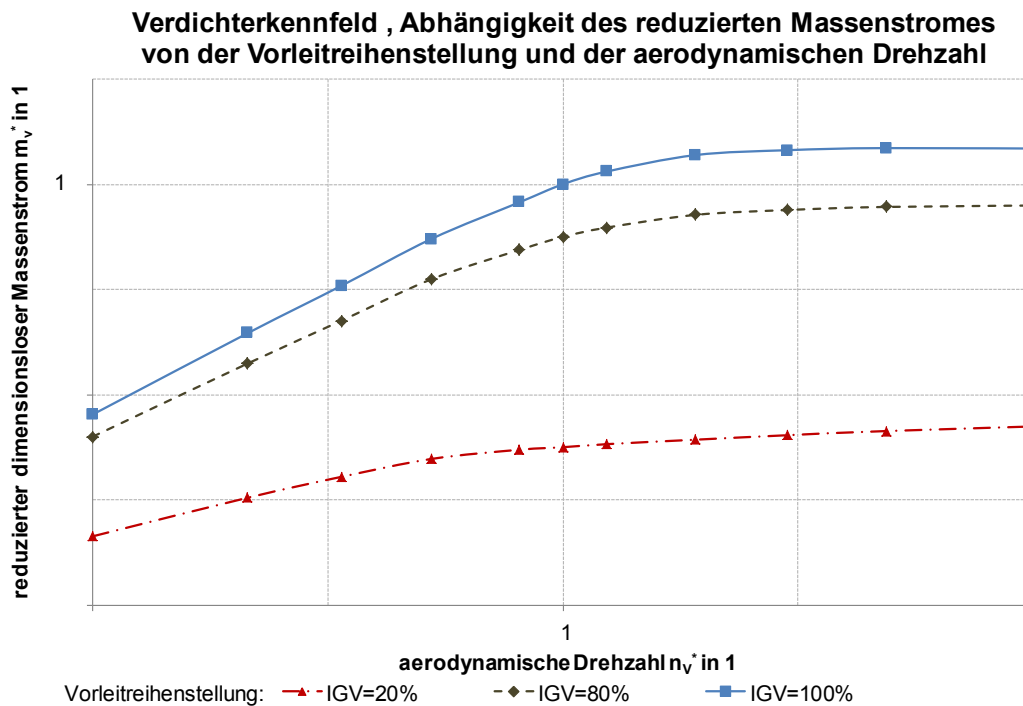


Abbildung 17: Verdichterkennfeld, Ansaugmassenstromabhängigkeit

Das Verdichterdruckverhältnis (Gleichung (4.37)) wird aus dem Verhältnis Totalaustritts- zu Totaleintrittsdruck gebildet. Der dimensionslose isentrope Verdichterkennwert (Gleichung (4.38)) wird berechnet aus dem Verhältnis bei Betriebsbedingungen zu Standard-Referenzbedingungen unter Verwendung der Definition des isentropen Wirkungsgrades aus Kapitel 3.1.3 (Gleichung (4.39)).

$$\Pi_V = \frac{p_{V,aus}}{p_{V,ein}} \quad (4.37)$$

$$\eta_{s,V}^* = \frac{\eta_{s,V}}{\eta_{s,V,0}} \quad (4.38)$$

$$\eta_{s,V} = \frac{h_{V,aus,s} - h_{V,ein}}{h_{V,aus} - h_{V,ein}} \quad (4.39)$$

$$\eta_{p,V} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{\ln(\Pi_V)}{\ln\left(\frac{T_{V,aus}}{T_{V,ein}}\right)} \quad (4.40)$$

Der polytrope Wirkungsgrad kann für den jeweiligen Betriebszustand aus Gleichung (4.40) berechnet werden. Der dimensionslose isentrope Verdichterkennwert kann wie beim reduzierten Massenstrom als Kennfeld in Abhängigkeit von Variablen definiert werden (Gleichung (4.41)). Als zusätzliche Dimension wird das reduzierte Druckverhältnis benötigt, um den Zustand des Verdichters zu bestimmen. Dieses Verdichterkennwertkennfeld wird ebenfalls aus Messdaten unter Verwendung des Simulationsmodells ermittelt.

$$\eta_{s,v}^* = f(IGV, \Pi_V^*, n_V^*) \quad (4.41)$$

Abbildung 18 stellt ein typisches Wirkungsgradkennfeld (Muscheldiagramm) für einen Axialverdichter dar. Als Begrenzung ist die Stabilitäts- und Sperrgrenze eingetragen. Die Linien gleichen Wirkungsgrades sind als geschlossene Kurven in Muschelform eingezeichnet. Aus der Abbildung erkennt man die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Vorleitriehenposition, die exemplarisch für zwei Zustände eingezeichnet ist, von der aerodynamischen Drehzahl und dem Verdichterdruckverhältnis.

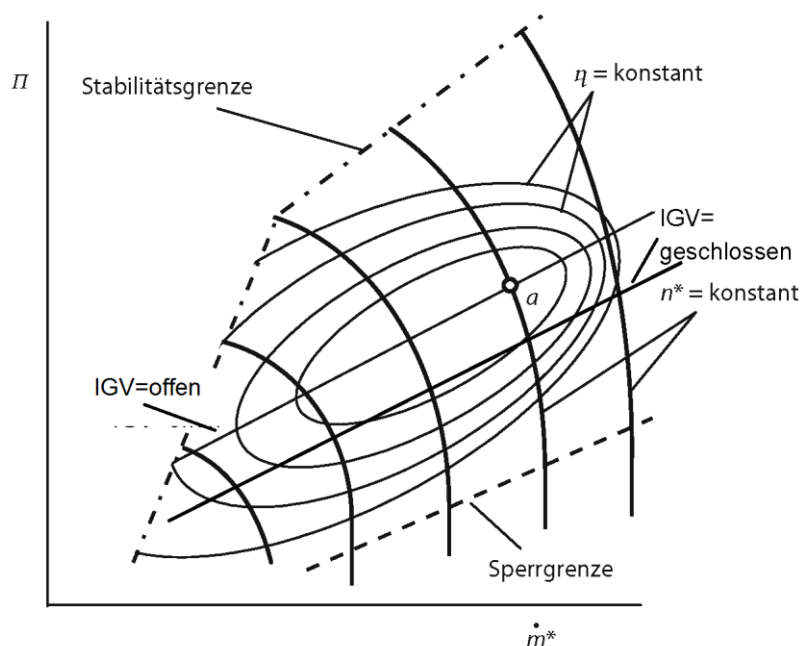


Abbildung 18: Typisches Axialverdichterkennfeld, Wirkungsgrad [3]

Der Totaldruck ist vereinfacht definiert aus einem statischen und einem dynamischen Anteil (Gleichung (4.42)). Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit kann für einen bei bekanntem Querschnitt und Luftzustand (Temperatur, Druck) an der Messebene berechnet werden (Gleichung (4.43)).

$$p_{V,ein} = p_{V,ein,stat} + \rho_{V,ein,stat} \cdot \frac{c_{ein}^2}{2} \quad (4.42)$$

$$c_{ein} = \frac{\dot{m}_V}{\rho_{V,ein,stat} \cdot A_{V,ein}} \quad (4.43)$$

Wie vorher erwähnt, wird der Ansaugmassenstrom am Verdichtereintritt in einen äquivalenten Kühlluftanteil, welcher aus dem Kontrollvolumen mit dem Ansaugluftzustand austritt und einen Anteil, der auf Austrittsdruck entsprechend dem Betriebsverhalten des Verdichters erhöht wird, aufgeteilt. Die beschreibenden Gleichungen (4.44) und (4.45) werden aus der Norm „ISO 2314:2009“ [2] verwendet.

$$\dot{m}_V = \dot{m}_{V,aus} + \dot{m}_{Kühl,\ddot{a}qui} \quad (4.44)$$

Die Berechnung des äquivalenten Kühlluftmassenanteils soll ausgehend von einem gewählten (realistischen) Wert bei Standard-Referenzbedingungen für abweichende Betriebszustände angenähert durchgeführt werden. Die Modellierung des Verhaltens der Massenstromänderung ist nach einem Bericht von Merkler R.S., Staudacher S. und Schmidt K.-J. [25] durchgeführt worden. Dieser angeführte Bericht beschreibt ein vereinfachtes Verfahren für die Modellierung des Kühlluftsystems von Turboflugtriebwerken. Der Durchfluss bei Verwendung von kompressiblen Medien wird mit der Ausflussfunktion für eine isentrope Strömung berechnet. Die genaue Beschreibung und Herleitung des Zusammenhanges zwischen den variierenden Durchflüssen wird in dieser Arbeit nicht näher erläutert, denn es soll an dieser Stelle auf den Bericht [25] verwiesen werden. Je nach Leitschaufelposition wird bei Standard-Referenzbedingungen ein definierter Massenstrom gefördert. Der äquivalente Kühlluftanteil wird über einen Kühlfaktor $f_{Kühl,äqui}$ für diese Bedingungen festgesetzt (Gleichung (4.45)).

$$\dot{m}_{Kühl,0} = f_{Kühl,äqui} \cdot m_V^*(IGV, n_V^* = 1) \cdot \dot{m}_{V,0} \quad (4.45)$$

Der Kühlluftanteil bei abweichenden Betriebsbedingungen berechnet sich nach Gleichung (4.46) und (4.47) [25].

$$\dot{m}_{Kühl,äqui} = \dot{m}_{Kühl,0} \cdot \frac{\sqrt{T_{V,ein,0}}}{p_{V,ein,0}} \cdot \frac{p_{V,ein}}{\sqrt{T_{V,ein}}} \cdot \frac{f\left(\kappa, R, \frac{p_{V,ein}}{p_{V,ein,stat}}\right)}{f\left(\kappa, R, \frac{p_{V,ein}}{p_{V,ein,stat}}\right)_0} \quad (4.46)$$

$$f\left(\kappa, R, \frac{p_{V,ein}}{p_{V,ein,stat}}\right) = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_{V,ein}}{p_{V,ein,stat}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{V,ein}}{p_{V,ein,stat}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad (4.47)$$

Die benötigte Wellenleistung des Verdichters, um die Luft von Eintrittsbedingungen auf Austrittszustand zu bringen, wird aus der Enthalpiedifferenz zwischen der ein- und der austretenden Luft mit dem verdichteten Luftmassenstrom und dem mechanischen Wirkungsgrad berechnet (Gleichung (4.48)) und wird mit der Definition des Verdichtersmodells aus der Standard-Modellbibliothek „APP_Lib“ [4].

$$P_{mech} = \frac{(h_{V,ein} - h_{V,aus}) \cdot \dot{m}_{V,aus}}{\eta_{mech,V}} \quad (4.48)$$

In Abbildung 12 ist ersichtlich, dass die verdichtete Luft am Verdichteraustritt mit der äquivalenten Kühlluft gemischt wird. Dieses Mischungsmodell ist in der Modellbibliothek „APP_Lib“ [4] verfügbar und entspricht der Massen- und Energieerhaltung. In Abstimmung mit der Norm „ISO2314:2009“ [2] ist diese Modellierung möglich. Danach wird die Luft in die Brennkammer, die im nächsten Kapitel detailliert erörtert wird, geleitet.

Der aus diesen Ansätzen entwickelte Programmcode ist im Anhang A.III in der Unit „GT_compressor“ mit zusätzlicher Verwendung des Globals „GT_data“ für die ISO-Daten angeführt.

4.6. Brennkammer

Eine Skizze der Brennkammer (BK) der betrachteten Gasturbine ist in Abbildung 19 dargestellt. Es handelt sich um eine Ringbrennkammer für die Gasturbinenfamilie SGTx-4000F von Siemens. In der Abbildung ist links unten der Austritts- bzw. Umlenkdiffusor des Verdichters zur BK eingezeichnet. Ein Teil der verdichteten Luft strömt außen am Flammrohr vorbei, um dieses zu kühlen. Der Großteil der Luft wird der Verbrennung über die Hybridbrenner, die gleichmäßig am Umfang angeordnet sind, zugeführt. Im Flammrohr, welches in Strömungsrichtung als ringförmige Düse ausgebildet ist, finden die verschiedenen Stufen der Oxidation statt. Das erzeugte Heißgas strömt am Ende der BK in das erste Leitrad der Turbine.

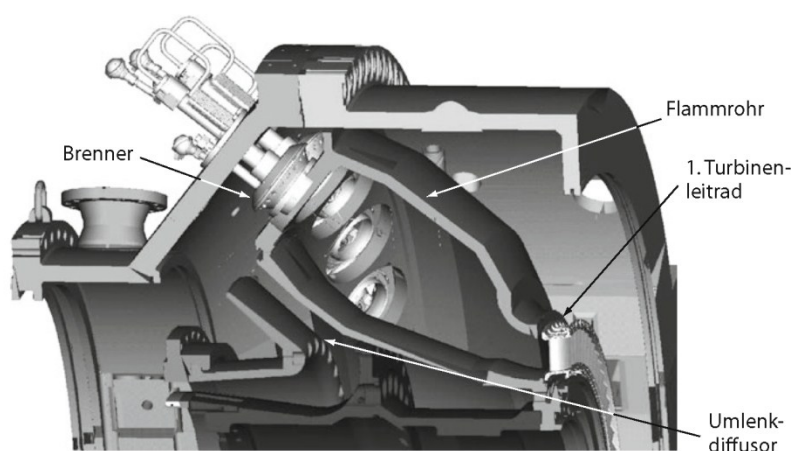


Abbildung 19: Ringbrennkammer der Siemens SGTx-4000F-Reihe [3]

Bitterlich, Ausmeier und Lohmann [26] beschreiben die wesentliche Funktion einer BK in Gasturbinen sehr einfach und treffend:

„Die Brennkammer hat die Aufgabe, durch Verbrennen eines Brennstoffes (Gas oder Öl) mit der verdichteten Luft die Temperatur des resultierenden Verbrennungsgases so zu steigern, dass bei der nachfolgenden Entspannung in der Turbine eine - im Vergleich zur Verdichterleistung - möglichst hohe Turbinenleistung erzielt wird.“ [26]

Sattelmayer definiert noch weitere Aufgaben einer BK zusätzlich zur Energieumwandlung in „Grundlagen der Verbrennung in stationären Gasturbinen“ [3]. Zwei dieser zusätzlichen Funktionen sollen erwähnt werden:

- Betriebsverhalten

„Der breite Betriebsbereich der stationären Gasturbine mit den transienten Vorgängen beim Hochfahren stellt an die Brennkammertechnologie weitere Anforderungen und bestimmt maßgeblich die Komplexität heutiger Lösungen. Im ganzen Betriebsbereich von der Zündung bis zur Vollast, besonders aber im höheren Lastbereich, muss der Brennstoff mit der Luft optimal zu CO_2 und H_2O umgesetzt werden. Obwohl das thermodynamische Gleichgewicht hier Grenzen hinsichtlich des Minimums von

Zwischenprodukten der Verbrennung im Heißgas setzt, ist ein in energetischer Hinsicht praktisch vollständiger Umsatz im höheren Lastbereich erreichbar.“ [3]

- Umweltverträglichkeit
„Im Vergleich mit der Forderung nach einer hohen Brennstoffausnutzung sind die Emissionsgrenzen für unverbrannte Kohlenwasserstoffe (unverbrannter Brennstoff und Kohlenwasserstoff-Zwischenprodukte) sowie v. a. für CO eine wesentlich größere Herausforderung an die Verbrennungstechnik moderner Gasturbinen. Vor allem aber die stetige Absenkung der zulässigen Stickoxidemissionen hat zur Revolutionierung der Verbrennungsverfahren bei stationären Gasturbinen geführt und erfordert auch in Zukunft die Weiterentwicklung der neuen Verbrennungsverfahren.“ [3]

Als Vorgabe war die Entwicklung eines Verbrennungsmodells gefordert, welches das Betriebsverhalten der realen BK hinsichtlich Druckverlust und Brennstoffausnutzungsgrad wiedergibt und auch die Energie- und Stoffumwandlung im Reaktionsraum berücksichtigt. Die Modellierung der Komponente sollte unter Beachtung der zur Verfügung stehenden Messdaten erfolgen, welche nachstehend angeführt werden.

- Totalzustand der Luft am Austritt des Verdichters (Temperatur, Druck und Zusammensetzung)
- Totalzustand des Erdgases vor der Brennkammer (Temperatur, Druck, Volumenstrom und Zusammensetzung)
- Differenzdruck über das Bauteil Brennkammer
- Bestandteile des Abgases am Abhitzekesselaustritt durch Emissionsmessung (dauernde Bestimmung des Restsauerstoff- und Kohlendioxidgehaltes, temporäre Messung von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen)

Da dieser Modellbaustein sehr umfangreich ist, wird die Beschreibung des Modells in mehrere Unterkapitel aufgeteilt. Entsprechend Kapitel 4.6.1, 4.6.2 und 4.6.5 wird in IPSEpro die Komponente „Brennkammer“ aufgebaut, welche als Programmcode im Anhang A.III in der Unit „GT_combustor_ng“ mit Verwendung des Globals „GT_data“ verfügbar ist. Das Kapitel 4.6.3 entspricht der Komponente „Emissionsrechner“. Dieser ist im Anhang A.III in der Unit „GT_emission_calculator“ als Modellcode beschrieben und benötigt als Informationsleitung den Stream „GT_control“. Die Umrechnung der Abgaszusammensetzung wird in Kapitel 4.6.4 erläutert und durch die Unit „GT_fluegas_connector“ als Programmcode in Anhang A.III angeführt.

4.6.1. Energiebilanz

Das Kontrollvolumen der BK mit den ein- und austretenden Strömen ist in Abbildung 20 dargestellt. Die Energiebilanz mit Berücksichtigung des Brennstoffausnutzungsgrades / Ausbrenngrades η_{BK} und einem Wärmeverlust infolge Strahlung, Konvektion nach außen und Kühlung der BK mit Verdichterluft wird in Gleichung (4.49) angeführt. [16]

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,BK, \text{ein}} \cdot h_{L,BK, \text{ein}} + \dot{m}_{EG,BK, \text{ein}} \cdot \eta_{BK} \cdot (H^0(t_1) + h_{EG,BK, \text{ein}}) \\ = \dot{Q}_{BK} + \dot{m}_{BK, \text{aus}} \cdot h_{BK, \text{aus}} \end{aligned} \quad (4.49)$$

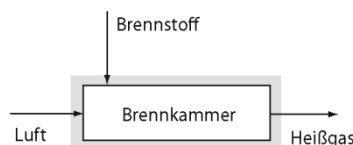


Abbildung 20: Energetische Bilanzierung der BK mit Berücksichtigung der Stoffumwandlung [3]

Die Verlustleistung durch nicht vollständige Umsetzung der chemisch gebundenen Energie im Erdgasstrom beschreibt Gleichung (4.50).

$$\dot{Q}_{V, \eta_{BK}} = \dot{m}_{EG, BK, \text{ein}} \cdot (1 - \eta_{BK}) \cdot H^0(t_1) \quad (4.50)$$

Der Ausbrenngrad wird in Gleichung (4.51) nach Wulff [27] definiert, welcher den Wärmemengenanteil des oxidierten Brennstoffes angibt. Der Restanteil der chemisch gebundenen Energie im Brennstoff wird nicht in Wärmeenergie umgesetzt und mit dem Heißgas als „Unverbranntes“ abgeführt. Für die Beurteilung werden das Kohlenmonoxid CO und der charakteristische Kohlenwasserstoff des Brennstoffes UHC verwendet. Als quantifizierbare Menge des Unverbrannten wird die Definition des Emissionsindex EI herangezogen. Der EI_p in der Einheit [g_p/kg_{Fuel}] beschreibt den Massenanteil der Komponente p im Heißgas im Verhältnis zur eingesetzten Brennstoffmasse.

$$1 - \eta_{BK} = \frac{EI_{CO} \cdot H_{CO}^0(t_1) + EI_{UHC} \cdot H_{UHC}^0(t_1)}{1000 \cdot H^0(t_1)} \quad (4.51)$$

Das Emittieren von Stickoxiden wird heutzutage sehr stark reguliert, deshalb haben die Gasturbinenhersteller besonders schadstoffarme Brennkammern entwickelt. Ein Konzept für stationäre Gasturbinen ist die Magerverbrennung gasförmiger Brennstoffe, die in „Technische Verbrennung“ [15] wie folgt beschrieben ist.

„Grundsätzlich bieten sich für den NO_x-armen Betrieb unter niederen Verbrennungstemperaturen nur zwei sehr beschränkte Bereiche des Äquivalenzverhältnisses an: der durch Brennstoffüberschuss gekennzeichnete fette Betriebsbereich um $\Phi=1,4$ und der magere Bereiche mit Äquivalenzverhältnissen um $\Phi=0,6$ (Abbildung 21). Neue Verbrennungstechniken (DLE, dry low emission) müssen unter allen Betriebsbedingungen in diesen Bereichen operieren, so dass auch bei der Regelung der Brennkammer neue Wege einzuschlagen sind, um einen ausreichenden Regelbereich zwischen Leerlauf und Volllast gewährleisten zu können.“ [15]

Im Bereich des Leerlaufs sinkt die Verbrennungstemperatur, wie in Abbildung 21 dargestellt. Da die Temperatur absinkt und sich die Zündzeiten dadurch verlängern, ist die Verweildauer des Luft-Brennstoffgemisches in der Brennkammer zu kurz und der Brennstoff kann deshalb nicht vollständig umgesetzt werden. Das Kraftwerk, welches in dieser Arbeit betrachtet wird, ist für sehr geringe Teillastbetriebsfälle ausgelegt. Im Minimallastbetrieb, d.h. die minimale Leistung ist durch eine Grenze, welche die Leittechnik in Abhängigkeit der

Umgebungstemperatur vorgibt, definiert, emittiert die Gasturbine durch sehr geringe Teillast hohe Werte an CO und UHC. Deshalb ist es für die Simulation dieser Betriebsart notwendig, diese Emissionen und den dadurch entstehenden Ausbrandverlust zu berücksichtigen.

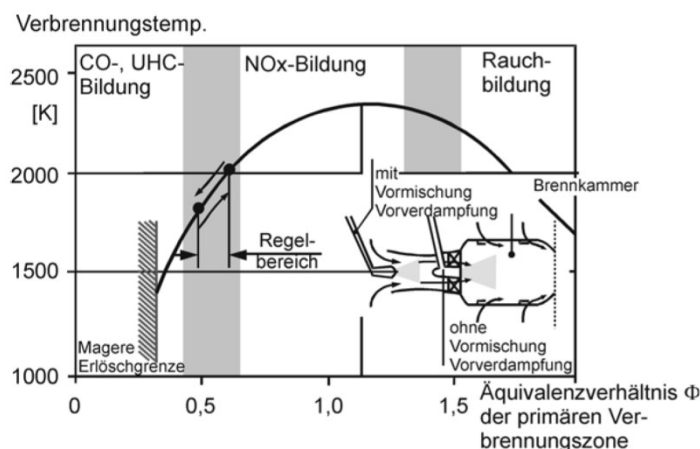


Abbildung 21: Betriebsbereich einer BK für Magerverbrennung gasförmiger Brennstoffe [15]

Für unterschiedliche Betriebszustände abweichend von den Standard-Referenzbedingungen werden die Emissionen durch „Unverbranntes“ ebenfalls variieren. In „ICAO Annex 16, Volume 2“ [28] wird eine Methode beschrieben, welche einen Korrekturfaktor für den Emissionsindex bei unterschiedlichen Betriebspunkten gegenüber dem Standard-Referenzpunkt bildet. Dieser Ansatz wird in Gleichung (4.52) beschrieben, die in weiterer Folge auch im Modell verwendet wird. Abweichend zu der Definition nach „ICAO“ wird in diesen Korrekturterm noch ein zusätzliches Glied für variierende Brennstoffeintrittstemperatur integriert. Die Variablen a, b, c, d, f entsprechen Konstanten, die den Einfluss der jeweiligen Parameter auf den Korrekturterm steuern. Der Korrekturterm K ist eine Funktion des BK-Eintrittsdruckes $p_{L,BK,ein}$, des Brennstoff-Luftverhältnisses FAR, der BK-Eintrittstemperatur $T_{L,BK,ein}$, des Wasserdampfanteiles der eintretenden Luft h und der Vorwärmtemperatur des Brennstoffes $T_{EG,BK,ein}$. Das Brennstoff-Luftverhältnis FAR ist nach Gleichung (4.53) definiert.

$$K = \left(\frac{p_{V,aus,0}}{p_{L,BK,ein}} \right)^a \cdot \left(\frac{FAR_0}{FAR} \right)^b \cdot e^{\left(\frac{|T_{V,aus,0} - T_{L,BK,ein}|}{c} \right)} \cdot e^{(d \cdot |h - h_0|)} \cdot e^{\left(\frac{|T_{EG,BK,ein,0} - T_{EG,BK,ein}|}{f} \right)} \quad (4.52)$$

$$FAR = \frac{\dot{m}_{EG,BK,ein}}{\dot{m}_{L,BK,ein}} \quad (4.53)$$

Als weitere Charakteristik zur Quantifizierung des Brennkammerzustandes wird die Definition der Brennkammerbeladung Ω nach Münzberg und Kurzke [29] verwendet. Damit können die Emissionen mit dem Zustand der Brennkammer korreliert werden und es ist dadurch eine Aussagemöglichkeit über die erwarteten Emissionen für den jeweiligen Betriebszustand möglich.

$$\Omega = \frac{\dot{m}_{L,BK,ein}}{V_{BK} \cdot p_{L,BK,ein}^{1,8} \cdot e^{\frac{T_{L,BK,ein}}{300}}} \quad (4.54)$$

Der Zusammenhang zwischen Emissionsindex und Brennkammerbeladung kann aus der Literatur, z.B. Fluggasturbinen-Datenbank oder durch Simulation der Brennkammer mit Messdaten einer Gasturbine berechnet werden. Nach Döpelheuer und Lecht [30] wird die Korrelation des EI mit dem Produkt ($\Omega \cdot V_{BK}$) gebildet. Dies entspricht einer gültigen Annahme, weil das BK-Volumen V_{BK} meist nicht bekannt ist und dieses konstant bleibt (Gleichung (4.55)).

$$EI_{CO,korr} = f(\Omega \cdot V_{BK}) \quad (4.55)$$

Die Umrechnung des EI für aktuelle Betriebsparameter wird mit dem Korrekturfaktor K aus Gleichung (4.52) durchgeführt (Gleichung (4.56)).

$$EI_{CO} = K \cdot EI_{CO,korr} \quad (4.56)$$

Der Verlauf der Emissionsindizes für CO und UHC des Flugtriebwerkes CF6-50C2, veröffentlicht in „ICAO engine exhaust emissions data bank“ [28] wird in Abbildung 22 gezeigt. Bei Volllast ist der Parameter ($\Omega \cdot V_c$) klein und wird bei zunehmender Teillast immer größer.

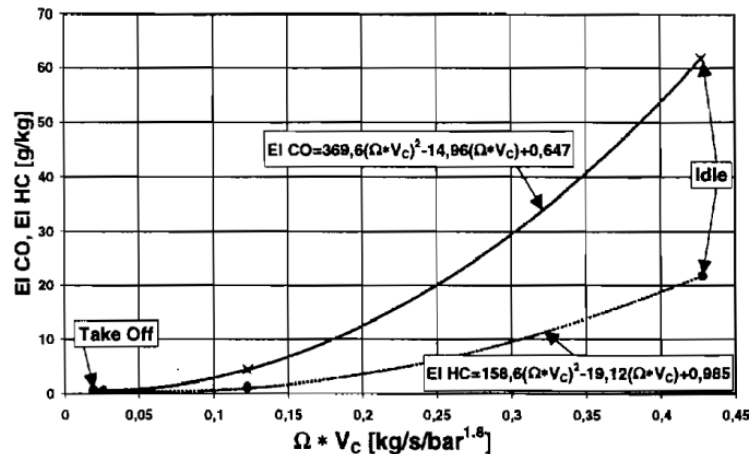


Abbildung 22: Einfluss der Brennkammerbeladung auf die Emissionsindizes für das CF6-50C2-Triebwerk [28]

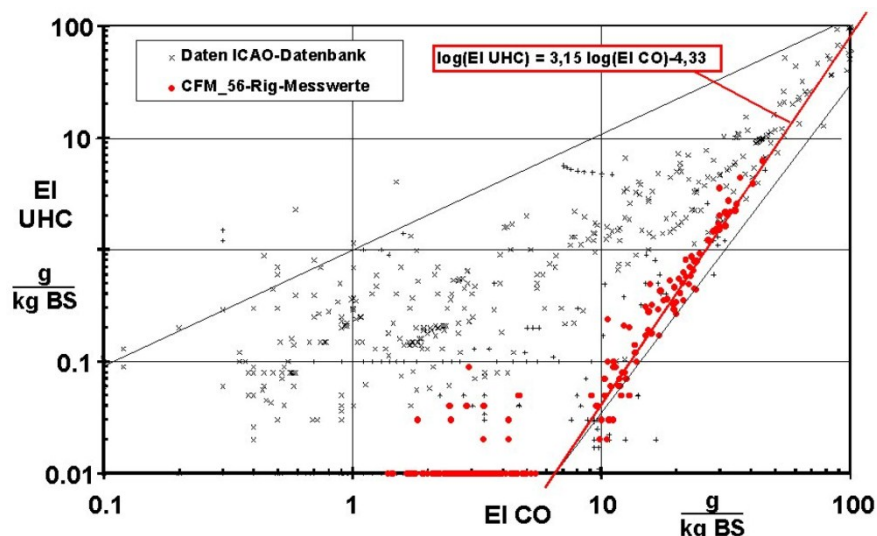


Abbildung 23: Verhältnis Brennkammeremissionen aus ICAO-Datenbank mit CFM56-Triebwerk [27]

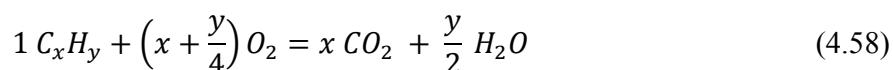
Abbildung 23 stellt das Verhältnis des EI_{UHC} zu EI_{CO} für viele Triebwerksdaten im doppellogarithmischen Maßstab dar. Die Messdaten des Flugtriebwerks CFM56 sind rot hervorgehoben. Aus dieser Punktvolke hat Wulff [27] das Verhalten der beiden Emissionsindizes zueinander nach Gleichung (4.57) approximiert.

$$\log(EI_{UHC}) \approx k_1 \cdot \log(EI_{CO}) + k_2 \quad (4.57)$$

Die detaillierte Berechnung des Emissionsindex aus der Abgaszusammensetzung wird in Kapitel 4.6.3 beschrieben.

4.6.2. Berechnung der Stoffumwandlung

Die Ermittlung der Stoffzusammensetzung des Heißgases ist aus mehreren Gründen wünschenswert. Einerseits kann die Abhängigkeit der Abgasenthalpie von der Temperatur dadurch besser bestimmt werden, was eine genauere Aussage über die übertragene Wärmeleistung im ABHDE ermöglicht. Andererseits benötigt das Brennkammermodell die Betrachtung der Stoffumwandlung, um den Ausbrenngrad aus Messdaten simulieren zu können. Die Reaktionsgleichung für die stöchiometrische Verbrennung eines Kohlenwasserstoffes lautet:



Wie Abbildung 21 zeigt, findet bei modernen Gasturbinen die Verbrennung mit Luftüberschuss ($\lambda > 1$) statt. Je geringer die Last an der GT wird, desto größer wird das Luftverhältnis λ , da bei stationären Gasturbinen der Ansaugmassenstrom nur bis zu einem gewissen Grad reduziert werden kann (siehe Abbildung 10). Bei weiterer Absenkung der Leistung wird der Brennstoffmassenstrom noch weiter gedrosselt, damit sinkt die Verbrennungstemperatur ab und die Emissionen von „Unverbrannten“ steigen an, wie in Kapitel 4.6.1 bereits erläutert.

D.h. im Gegensatz zur unvollständigen Verbrennung ($\lambda < 1$) ergibt die „unterfeuerte“ Teillast ein sehr hohes Luftverhältnis und Anteile von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Heißgas. (Bei einer erdgasbefeuerten Gasturbine wird CH_4 als charakteristisches UHC angenommen.) Über die Korrelation des Emissionsindex mit der Brennkammerbeladung können die Emissionsindizes der entsprechenden Komponenten in die Abgasanteile umgerechnet werden.

In IPSEpro sind die Zusammensetzungen der Stoffströme standardmäßig in Gewichtsanteilen angegeben. Um eine unnötige Umrechnung in Molanteile zu vermeiden, werden die nachfolgenden Gleichungen unter Verwendung der Gewichtsanteile beschrieben. Die Stoffumwandlung, welche in den Gleichungen (4.60) bis (4.65) angeführt wird, ist aus „Thermodynamik“ [16] entnommen.

Das Luftverhältnis λ wird aus dem Brennkammermodell in der Standard-Modellbibliothek „APP_Lib“ [4] nach Gleichung (4.59) berechnet.

$$\lambda = \frac{\mu_{BK,aus,O_2} \cdot \dot{m}_{BK,aus}}{\mu_{L,BK,ein,O_2} \cdot \dot{m}_{L,BK,ein} - \mu_{BK,aus,O_2} \cdot \dot{m}_{BK,aus}} \quad (4.59)$$

Die Gewichtsanteile des Restsauerstoffs, Schwefeldioxids, Kohlenstoffdioxids und Wasserdampfes im Heißgas wird unter Verwendung der Gleichung (4.58) für die stöchiometrische Verbrennung der oxidierbaren Komponenten berechnet. Mittels dem „Emissionsumrechner“ werden die Emissionen CO und UHC im Abgags je nach BK-Zustand vorgegeben. D.h. in Abhängigkeit des Betriebszustandes der Brennkammer werden mehr oder weniger Schadstoffe emittiert und dadurch die oxidierbaren Brennstoffanteile nicht vollständig umgesetzt.

$$\begin{aligned} & \left(\mu_{O_2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{CO}} \cdot \mu_{CO} + 2 \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{CH_4}} \cdot \mu_{CH_4} \right)_{BK,aus} \cdot \dot{m}_{BK,aus} = \mu_{L,BK,ein,O_2} \cdot \dot{m}_{L,BK,ein} \\ & + \left(\begin{aligned} & \mu_{O_2} - \sum_{i=1}^N \left(\left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot \frac{M_{O_2}}{M_i} \cdot \left(\mu_{C_xH_y} \right)_i \right) \\ & - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{M_{O_2}}{M_{CO}} \cdot \mu_{CO} + \frac{M_{O_2}}{M_{H_2}} \cdot \mu_{H_2} \right) - \frac{3}{2} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{H_2S}} \cdot \mu_{H_2S} \end{aligned} \right)_{EG,BK,ein} \cdot \dot{m}_{EG,BK,ein} \end{aligned} \quad (4.60)$$

Der Restsauerstoffgehalt im Heißgas wird nach (4.60) ermittelt. Auf der linken Seite der Gleichung ist der O₂-Massenanteil am BK-Austritt angegeben. Dieser ist abhängig vom Ausbrandverlust der BK, welcher mit den Gewichtsanteilen CO und CH₄ angegeben wird. Auf der rechten Seite der Gleichung sind die eintretenden BK-Ströme mit den oxidierbaren Komponenten des Brennstoffes angeführt. Die Anteile des Argons und des Stickstoffes im Heißgas ergeben sich nach Gleichung (4.61) und (4.62). Diese Komponenten werden als inert behandelt.

$$\mu_{BK,aus,Ar} \cdot \dot{m}_{BK,aus} = \mu_{L,BK,ein,Ar} \cdot \dot{m}_{L,BK,ein} + \mu_{EG,BK,ein,Ar} \cdot \dot{m}_{EG,BK,ein} \quad (4.61)$$

$$\mu_{BK,aus,N_2} \cdot \dot{m}_{BK,aus} = \mu_{L,BK,ein,N_2} \cdot \dot{m}_{L,BK,ein} + \mu_{EG,BK,ein,N_2} \cdot \dot{m}_{EG,BK,ein} \quad (4.62)$$

In Gleichung (4.63) wird der Schwefeldioxidgehalt nach demselben Prinzip, wie bei Gleichung (4.60) angeführt, berechnet.

$$\mu_{BK,aus,SO_2} \cdot \dot{m}_{BK,aus} = \mu_{L,BK,ein,SO_2} \cdot \dot{m}_{L,BK,ein} + \left(\mu_{SO_2} + \frac{M_{SO_2}}{M_{H_2S}} \cdot \mu_{H_2S} \right)_{BK,ein} \cdot \dot{m}_{EG,BK,ein} \quad (4.63)$$

Die Oxidation des Kohlenstoffes in der Brennkammer wird mit Gleichung (4.64) beschrieben. Auf der linken Seite der Gleichung wird die unvollständige Umsetzung der Kohlenstoffatome dargestellt. Auf der rechten Seite der Gleichung sind nur die oxidierbaren C-Atome im Brennstoff angegeben, da die eintretende Verdichterluft keine Kohlenwasserstoffe oder -monoxid beinhaltet.

$$\left(\mu_{CO_2} + \frac{M_{CO_2}}{M_{CO}} \cdot \mu_{CO} + \frac{M_{CO_2}}{M_{CH_4}} \cdot \mu_{CH_4} \right)_{BK,aus} \cdot \dot{m}_{BK,aus} = \mu_{L,BK,ein,CO_2} \cdot \dot{m}_{L,BK,ein} + \left(\mu_{CO_2} + \sum_{i=1}^N \left(x \cdot \frac{M_{CO_2}}{M_i} \cdot (\mu_{C_xH_y}) \right)_i + \frac{M_{CO_2}}{M_{CO}} \cdot \mu_{CO} \right)_{EG,BK,ein} \cdot \dot{m}_{EG,BK,ein} \quad (4.64)$$

Der Wasserdampfanteil im Heißgas ergibt sich nach Gleichung (4.65) und wird nach demselben Prinzip wie Gleichung (4.64) ermittelt.

$$\left(\mu_{H_2O} + 2 \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_{CH_4}} \cdot \mu_{CH_4} \right)_{BK,aus} \cdot \dot{m}_{BK,aus} = \mu_{L,BK,ein,H_2O} \cdot \dot{m}_{L,BK,ein} + \left(\mu_{H_2O} + \sum_{i=1}^N \left(\frac{y}{2} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_i} \cdot (\mu_{C_xH_y}) \right)_i + \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \cdot \mu_{H_2} + \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2S}} \cdot \mu_{H_2S} \right)_{EG,BK,ein} \cdot \dot{m}_{EG,BK,ein} \quad (4.65)$$

Alle Anteile der restlichen Komponenten wie Wasser, höhere Kohlenwasserstoffe, Schwefelwasserstoff und Wasserstoff sind im Heißgas nicht vorhanden.

4.6.3. Bestimmung der Emissionsindizes EI_{CO} und EI_{UHC}

Die Berechnung der Emissionsindizes erfolgt nach der Methode aus „ICAO Annex 16, Volume 2“ [28], welche in den nachfolgenden Gleichungen angegeben ist. Die Nomenklatur wurde wegen der Reproduzierbarkeit in der Literatur ebenfalls aus der „ICAO“ verwendet. Die Emissionsindizes werden für CO und UHC ermittelt, wie sich aus Gleichung (4.66) und (4.67) zeigt. Dabei entsprechen die Variablen $v_{i,wet}$ dem nassen Volumengehalt der Komponenten i pro Volumen Abgas. Die Variable T stellt den Volumenanteil des Kohlendioxids in der trockenen Luft dar. Die charakteristische Zahl der Atome im Brennstoff wird mit dem Parameter m für Kohlenstoff und dem Parameter n für

Wasserstoff angegeben. Der Nenner mit der Summe von Molmassen in Gleichung (4.66), (4.67) und (4.68) bedeutet die molare Masse des charakteristischen Brennstoffes.

$$EI(CO) = \frac{v_{CO,wet}}{v_{CO_2,wet} + v_{CO,wet} + v_{HC,wet}} \cdot \frac{1000 \cdot M_{CO}}{M_C + \frac{n}{m} \cdot M_H} \cdot \left(1 + T \cdot \frac{P_0}{m}\right) \quad (4.66)$$

$$EI(HC) = \frac{v_{HC,wet}}{v_{CO_2,wet} + v_{CO,wet} + v_{HC,wet}} \cdot \frac{1000 \cdot M_{HC}}{M_C + \frac{n}{m} \cdot M_H} \cdot \left(1 + T \cdot \frac{P_0}{m}\right) \quad (4.67)$$

Die Variable P_0 wird als Verhältnis der Molanzahl trockener Luft pro Mol charakteristischen Brennstoff am Beginn des Luft-Brennstoffgemisches definiert. Mit den molaren Massen kann aus Gleichung (4.69) das Brennstoff-Luft-Verhältnis FAR berechnet werden (Gleichung (4.68)).

$$FAR = \left(\frac{P_0}{m}\right) \cdot \frac{M_{L,dry}}{M_C + \frac{n}{m} \cdot M_H} \quad (4.68)$$

$$\left(\frac{P_0}{m}\right) = \frac{2 \cdot Z - \frac{n}{m}}{4 \cdot \left(1 + h - \left|\frac{T \cdot Z}{2}\right|\right)} \quad (4.69)$$

Der Wasserdampfanteil der feuchten Luft wird mit der Variable h in Volumenanteil Wasserdampf pro Volumen trockener Luft beschrieben. Der Faktor Z in Gleichung (4.70) ist ein Zwischenergebnis für die Berechnung der Variable P_0 , die Konstanten x und y entsprechen den Anteilen des charakteristischen Kohlenwasserstoffes im Abgas, wobei x für die Atomanzahl des Kohlenstoffes und y für die Anzahl an Wasserstoffatomen verwendet wird.

$$Z = \frac{2 - v_{CO,wet} - \left(\left|\frac{2}{x}\right| - \left|\frac{y}{2 \cdot x}\right|\right) \cdot v_{HC,wet}}{v_{CO_2,wet} + v_{CO,wet} + v_{HC,wet}} \quad (4.70)$$

Für die Ermittlung der EI wird die volumetrische Konzentration einiger Komponenten des feuchten Abgases benötigt. Wie schon in Kapitel 4.6.2 erwähnt, werden in IPSEpro die Zusammensetzungen in Massenanteile für die Berechnung herangezogen. Deshalb wird in Kapitel 4.6.4 die Umrechnung der Abgaszusammensetzung kurz erläutert.

4.6.4. Umrechnung der Abgaszusammensetzung

Da das Heißgas bzw. in späterer Folge das Abgas mit idealen Gaseigenschaften betrachtet wird, ist die molare Zusammensetzung gleich der volumetrischen (Gleichung (4.71)) [16].

$$x_i = v_i \quad (4.71)$$

Für die Durchführung und Ermittlung der Abgasemissionen bei Gasturbinen ist der internationale Standard „ISO 11042-1:1996“ [30] gültig, in welchem die Gleichungen (4.72) bis (4.75) definiert sind. Die Abgasemissionen werden oft in der Einheit ppm bzw. mg/Nm³ angegeben. Gleichung (4.72) bis (4.74) beschreibt die Umrechnung der molaren Zusammensetzung in die vorher genannten Einheiten. Für erdgasbefeuerte

Gasturbinenanlagen kann die Emissionszahl der Komponente i auch auf 15% Restsauerstoffgehalt normiert angegeben werden (Gleichung (4.72)).

$$EV_{i,15\%,dry} = x_i \cdot \frac{20,95 - 15}{20,95 - x_{O_2,dry}} \quad (4.72)$$

$$EV_{i,dry} = x_{i,dry} \cdot 1000 \quad (4.73)$$

$$EM_{i,dry} = EV_{i,dry} \cdot \frac{M_i}{V_{i,mn}} \quad (4.74)$$

Die Berechnung der molaren Zusammensetzung ausgehend von den Gewichtsanteilen wird mit Gleichung (4.28) beschrieben. Gleichung (4.75) zeigt die Auswertung der trockenen Zusammensetzung des Abgases.

$$x_{i,dry} = x_i \cdot \frac{1}{1 - x_{H_2O}} \quad (4.75)$$

Als fehlender Teil der Brennkammermodellierung wird in Kapitel 4.6.5 noch die Ermittlung des Druckverlustes besprochen.

4.6.5. Druckverlustberechnung

Der Druckverlust über die Brennkammer wird als Totaldruckverlust zwischen den Zuständen Ein- und Austritt nach Gleichung (4.76) definiert.

$$p_{L,BK,ein} = p_{BK,aus} + \Delta p_{BK} \quad (4.76)$$

Joos beschreibt in „Technische Verbrennung“ [15] die Gründe für den erzeugten Druckverlust in einer BK wie folgt:

„Zur intensiven Mischung von Luft und Brennstoff, zur Erzeugung eines Strömungsfeldes, zur Flammenstabilisierung und bedingt durch den Dichteabfall der Verbrennungsgase (Beschleunigung eines Volumenstromes), ist in der Brennkammer ein Totaldruckabfall $\frac{\Delta p_{BK}}{p_{L,BK,ein}}$

erforderlich. Er setzt sich aus einem aerodynamischen Anteil (k_{kalt}) und einem Anteil bedingt durch die Aufheizung (k_{warm}) zusammen.“ [15]

Die Formulierung des BK-Druckverlustes nach Joos kann für unterschiedliche Betriebsbedingungen in Gleichung (4.77) umgeschrieben werden.

$$\Delta p_{BK} = \Delta p_{BK,0} \cdot \frac{p_{L,BK,ein}}{p_{V,aus,0}} \cdot \frac{k_{kalt} + k_{warm} \cdot \left(\frac{T_{BK,aus}}{T_{L,BK,ein}} - 1 \right)}{k_{kalt} + k_{warm} \cdot \left(\frac{T_{BK,aus,0}}{T_{V,aus,0}} - 1 \right)} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{L,BK,ein} \cdot p_{V,aus,0}}{\dot{m}_{V,0} \cdot p_{L,BK,ein}} \cdot \sqrt{\frac{T_{L,BK,ein}}{T_{V,aus,0}}} \right)^2 \quad (4.77)$$

Der Mischverlustbeiwert der aerodynamischen Strömung k_{kalt} und der heiße Verlustbeiwert k_{warm} werden in der Kalibrierung des Simulationsmodelles mit Messdaten bestimmt.

Somit sind alle benötigten Elemente für die Bestimmung des BK-Verhaltens in Voll- und Teillast bekannt. Das durch die Charakteristik der BK erzeugte Heißgas, wird nun in der Turbine bis zum Austrittspunkt entspannt. Die Beschreibung der Turbine erfolgt im nächsten Kapitel.

4.7. Turbine

Die Turbine entspannt das unter hohem Druck und hoher Temperatur stehende Heißgas in einigen wenigen Stufen. Dabei ist es wichtig einen möglichst guten Wirkungsgrad zu erzielen, um die Gesamtanlage möglichst wirtschaftlich betreiben zu können. In Abbildung 24 wird der Rotor mit der Verdichter- und Turbinenbeschaukelung und die Schaufeln der vier Turbinenstufen der Siemens SGT5-4000F gezeigt.

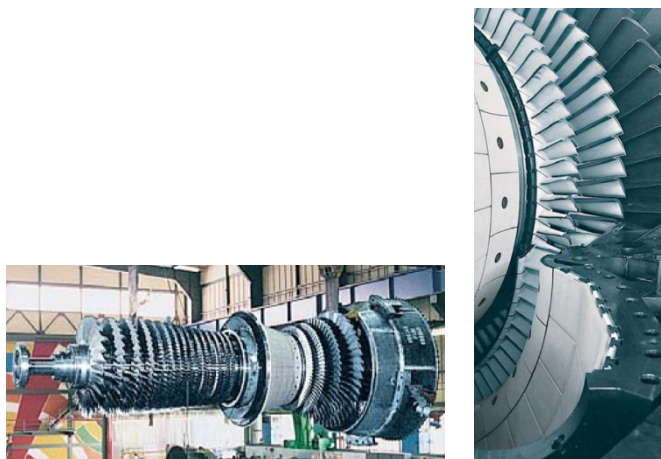


Abbildung 24: Rotor und Turbinenbeschaukelung der Siemens SGT5-4000F [10]

Als die zwei wesentlichen Unterschiede einer stationären Gasturbine zu einem Flugtriebwerk werden nach Bals und Vogeler [3] folgende Punkte angegeben:

- „Die stationäre Anlage läuft einen großen Teil ihrer Lebenszeit unter Vollast. Damit wird die Beschaukelung fast ständig der maximalen Auslegungstemperatur am Brennkammeraustritt ausgesetzt. Dagegen muss die Triebwerksturbine praktisch nur während der Startphase und damit nur einen sehr kleinen Bruchteil ihrer gesamten Einsatzdauer unter diesen Extrembedingungen arbeiten.“
- Die dadurch für den industriellen Einsatz notwendige robustere Konstruktion bedingt höhere Wärmespannungen mit entsprechend negativem Einfluss auf die LCF-Lebensdauer.“ [3]

Die Energiebilanz einer Turbine kann mit Gleichung (4.78) relativ einfach realisiert werden. Mit der Definition des isentropen Wirkungsgrades der Turbine aus Gleichung (3.11) kann die Zustandsänderung ermittelt werden.

$$P_{T,mech} = \dot{m}_{BK,aus} \cdot (h_{BK,aus} - h_{T,aus}) \cdot \eta_m \quad (4.78)$$

Die Turbinenaustrittstemperatur wird von der Leittechnik, der Turbinenaustrittsdruck wird von der Charakteristik des nachgeschalteten Abgaskanals (ABHDE) bestimmt. Im Kapitel 3.2 ist bereits festgelegt worden, dass das Verdichterdruckverhältnis und damit auch der Turbineneintrittsdruck vom Schluckvermögen der Turbine abhängig ist, wie Abbildung 25 zeigt. Es ist ersichtlich, dass bei gleichem reduzierten Verdichtermassenstrom und einer steigenden Turbineneintrittstemperatur das Verdichterdruckverhältnis zunimmt.

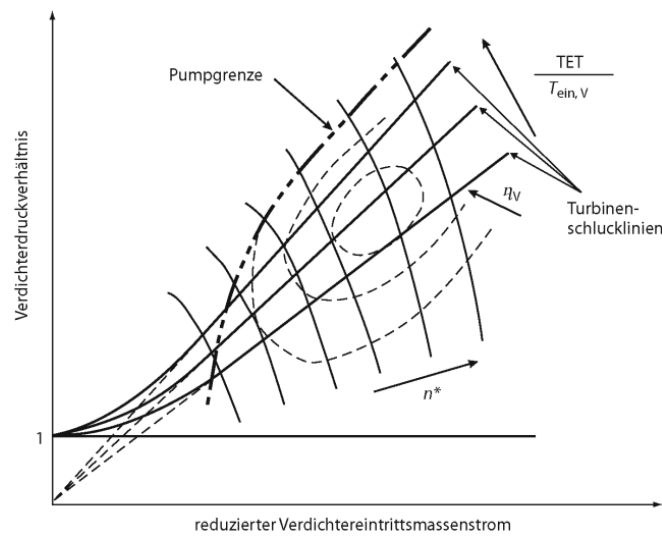


Abbildung 25: Verdichterkennfeld mit Turbinenschlucklinien bei Variation der TIT [3]

Den Zusammenhang zwischen Massenstrom, Eintrittszustand (Temperatur, Druck), Austrittsdruck und Drehzahl in einer mehrstufigen Beschaufelung leitet Traupel [31] als das „Kegelgesetz“ her. Auf die Herleitung dieses Gesetzes wird in dieser Arbeit verzichtet und es soll an dieser Stelle auf das Buch „Thermische Turbomaschinen“ [31] verwiesen werden. Die Gleichung (4.79) definiert das „Kegelgesetz“ für ein ideales Gas und sehr großer Stufenanzahl.

$$\frac{\dot{m}_{BK,aus}}{\dot{m}_{BK,aus,0}} = \frac{p_{BK,aus}}{p_{V,aus,0} - \Delta p_{BK,0}} \cdot \frac{\left(1 - \frac{1}{\Pi_T}\right)^{\frac{n+1}{n}}}{\left(1 - \frac{1}{\Pi_{T,0}}\right)^{\frac{n+1}{n}}} \cdot \sqrt{\frac{R_{BK,aus,0} \cdot T_{BK,aus,0}}{R_{BK,aus} \cdot T_{BK,aus}}} \quad (4.79)$$

Für Turbinen mit einer kleinen Stufenzahl kann das „Kegelgesetz“ mit dem Durchflussgesetz einer Düsenmündung noch detaillierter betrachtet werden. Die Gleichungen (4.80) bis (4.82) beschreiben das Kegelgesetz nach „Traupel“ [31] für eine kleine Anzahl N an Turbinenstufen.

$$\pi_{T,krit} = \left(\left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right)^{2 \cdot N} \quad (4.80)$$

$$E = \begin{cases} \sqrt{\frac{(1 - \pi_{T,krit})^{\frac{n+1}{n}}}{(1 - \pi_{T,krit})^{\frac{n+1}{n}} - \left(\frac{1}{\Pi_{T,0}} - \pi_{T,krit}\right)^{\frac{n+1}{n}}}} & \Pi_T > \frac{1}{\pi_{T,krit}} \\ \sqrt{\frac{(1 - \pi_{T,krit})^{\frac{n+1}{n}} - \left(\frac{1}{\Pi_T} - \pi_{T,krit}\right)^{\frac{n+1}{n}}}{(1 - \pi_{T,krit})^{\frac{n+1}{n}} - \left(\frac{1}{\Pi_{T,0}} - \pi_{T,krit}\right)^{\frac{n+1}{n}}}} & \Pi_T < \frac{1}{\pi_{T,krit}} \end{cases} \quad (4.81)$$

$$\frac{\dot{m}_{BK,aus}}{\dot{m}_{BK,aus,0}} = \frac{p_{BK,aus}}{p_{V,aus,0} - \Delta p_{BK,0}} \cdot \sqrt{\frac{R_{BK,aus,0} \cdot T_{BK,aus,0}}{R_{BK,aus} \cdot T_{BK,aus}}} \cdot E \quad (4.82)$$

Das kritische Druckverhältnis $\pi_{T,krit}$ wird mit der Anzahl der Turbinenstufen (Anm.: eine Stufe entspricht zwei kritische Düsen) bestimmt. Dann wird eine Fallunterscheidung durchgeführt, ob die Strömung unter- oder überkritisch ist. Daraus wird der Ellipsenfaktor E berechnet, der im erweiterten Kegelgesetz (Gleichung (4.82)) eingesetzt wird. Der benötigte Polytropenexponent wird mit Gleichung (3.20) und dem Polytropenwirkungsgrad der Turbine aus Gleichung (4.83) bestimmt.

$$\eta_{p,T} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1}{\Pi_T}\right)}{\ln\left(\frac{T_{T,aus}}{T_{BK,aus}}\right)} \quad (4.83)$$

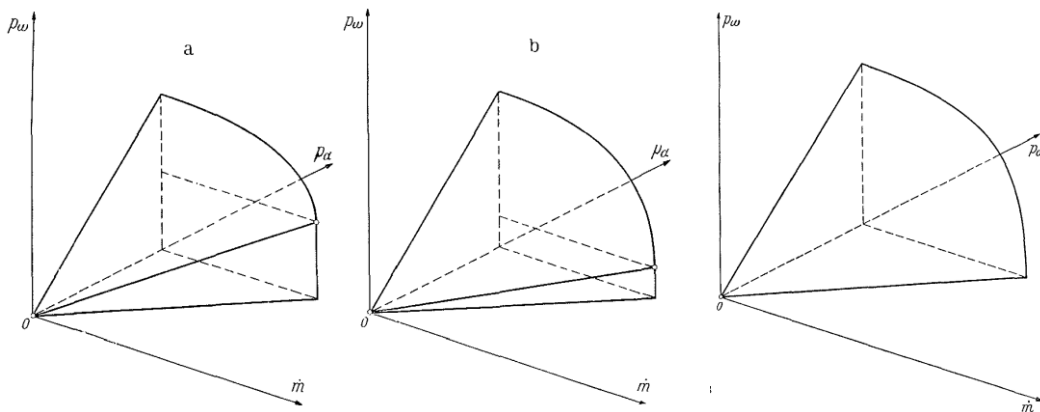


Abbildung 26: Verschiedene Darstellungen des Kegelgesetzes:

Einzelne Mündung (Links), Turbine mit wenigen Stufen (Mitte), Große Stufenanzahl (rechts) [31]

Die Ergebnisse der unterschiedlichen Berechnungsmöglichkeiten für das Kegelgesetz wird in Abbildung 26 gezeigt.

In „Thermische Turbomaschinen 2“ [31] wird weiters gezeigt, dass das Verhalten einer Turbinenschaufelung für den Wirkungsgrad nach Gleichung (4.84) gekennzeichnet werden kann.

$$\eta_{s,T}^* = f(\Pi_T^*, n_T^*) \quad (4.84)$$

$$\eta_{s,T}^* = \frac{\eta_{s,T}}{\eta_{s,T,0}} \quad (4.85)$$

Mit Gleichung (4.85) wird der relative Wirkungsgrad für den jeweiligen Betriebszustand mit dem ISO-Turbinenwirkungsgrad bestimmt. Das Wirkungsgradkennfeld der Turbine kann mit entsprechenden Messstellen ermittelt werden. Das bestimmte Kennfeld des relativen Wirkungsgrades der SGT5-4000F ist in Abbildung 27 mit den abhängigen Variablen des reduzierten Turbinendruckverhältnisses Π_T^* (Gleichung (4.86)) und der aerodynamischen Turbinendrehzahl (Gleichung (4.87)) dargestellt.

$$\Pi_T^* = \frac{p_{BK,aus}}{p_{T,aus}} \quad (4.86)$$

$$n_T^* = \frac{n}{n_0} \cdot \sqrt{\frac{R_{BK,aus,0} \cdot T_{BK,aus,0}}{R_{BK,aus} \cdot T_{BK,aus}}} \quad (4.87)$$

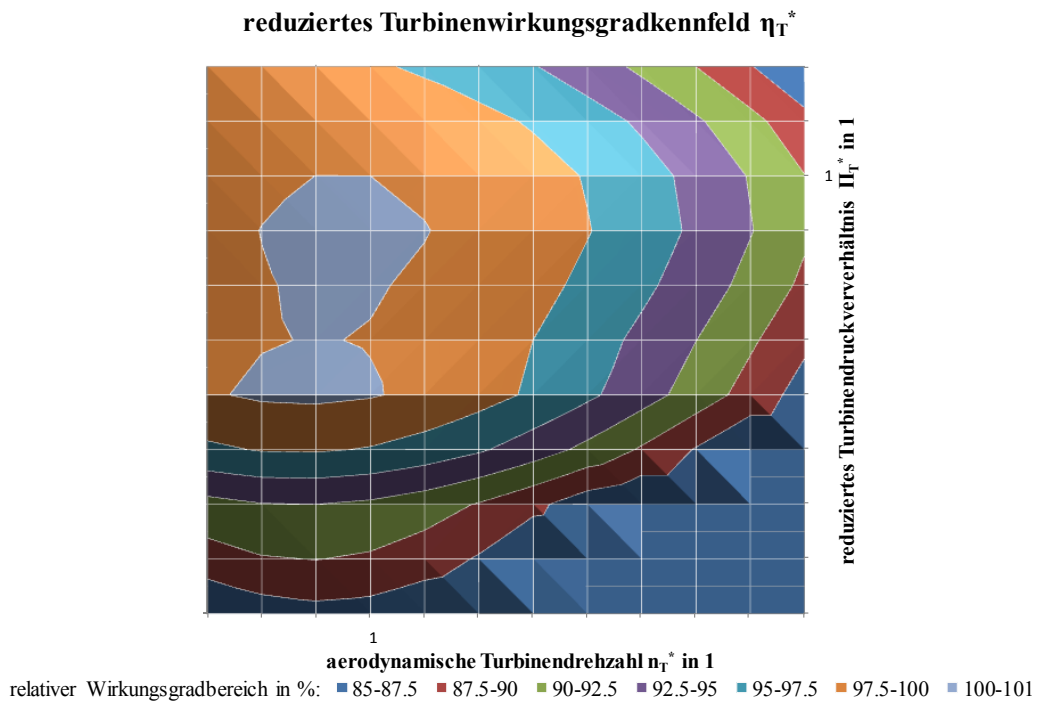


Abbildung 27: Ermitteltes Kennfeld des relativen Turbinenwirkungsgrades der SGT5-4000F

Im Anhang A.III wird mit der Unit „GT_turbine“ und dem benötigten Global „GT_data“ der Modellcode für das Turbinenverhalten aus diesem Kapitel angegeben.

4.7.1. ISO-Turbineneintrittszustand

Die bisher in Kapitel 4.7 angewandte Vorgehensweise beschreibt die Zustandsänderung bzw. die Energiebilanz einer ungekühlten Turbinenstufe mit einer Vergleichstemperatur am

Turbineneintritt. Diese Methode wird in der Simulation verwendet, da keine quantitative Aussage mit Messdaten über die Kühlluft getätigt werden kann. Der Temperaturbereich am Turbineneintritt nach ISO-Definition ist für diese betrachtete Gasturbine vom GT-Hersteller bekannt gegeben worden. In diesem Abschnitt soll das Resultat zwischen einer Modellierung der Kühlluft in der Turbine und einer ungekühlten Beschau felung erläutert werden. Bitterlich, Ausmeier und Lohmann [26] erörtern diesen Sachverhalt sehr anschaulich.

„Da die Berechnung der Zustandsänderung in der gekühlten Turbine sehr aufwendig ist und sich Turbinen mit unterschiedlicher Kühlintensität nur schwer vergleichen lassen, wurden die ISO-Zustände am Turbineneintritt definiert.

Es wird eine ungekühlte (adiabate) Turbine (Index ISO) zu Grunde gelegt, die den gleichen Austrittszustand wie die gekühlte Turbine hat, die gleiche Leistung und die von einem in der Turbine konstanten Gesamtmassenstrom gleich dem Austrittsmassenstrom der gekühlten Turbine durchströmt wird. Der Totaldruck am Turbineneintritt soll gleich sein, ebenso die Geschwindigkeit, nicht aber die Totalenthalpie und die vor allem interessierende Totaltemperatur $T_{ITE-ISO}$. Die Gaszusammensetzung in der Turbine soll selbstverständlich der Zusammensetzung der gekühlten Turbine am Austritt entsprechen.

Es kann auch der ISO-Wirkungsgrad η_{T-ISO} der Turbine bestimmt werden, der in jedem Fall schlechter als der Strömungswirkungsgrad η_{IT} der gekühlten Turbine ist.“ (Abbildung 28) [26]

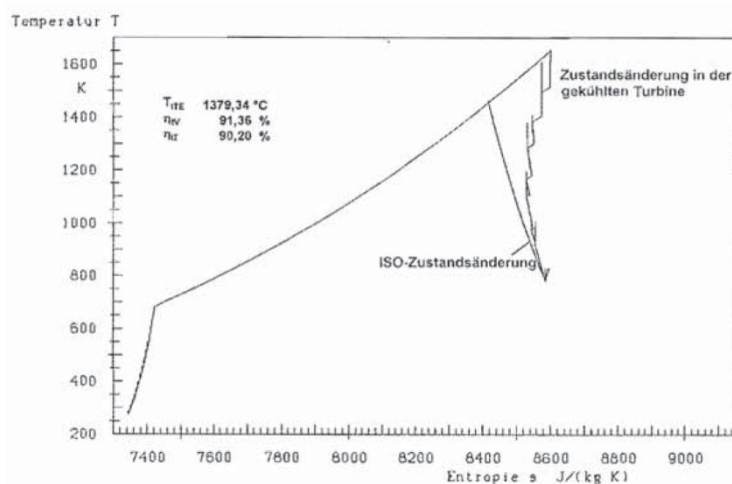


Abbildung 28: Zustandsänderung im T-s-Diagramm einer un- bzw. gekühlten Turbine [26]

4.8. Abgasdiffusor

Zwischen der Gasturbine und dem Abhitzekeessel ist oft ein Diffusor angebracht. Bei einem vertikalen Kessel ist dieser Diffusor in ein konisches Element und in einen Krümmer, welcher auch von einem zylindrischen Querschnitt in einen Rechtecksquerschnitt überleitet, aufgeteilt. Die Aufgabe des Diffusors ist die Austrittsgeschwindigkeit abzubauen und dadurch den statischen Druckanteil zu erhöhen (Abbildung 29). Durch den geringeren statischen Druck am

Turbinenaustritt ist die erzielbare Nutzleistung größer. Jedoch kann diese Geschwindigkeitsverzögerung nicht verlustfrei durchgeführt werden.

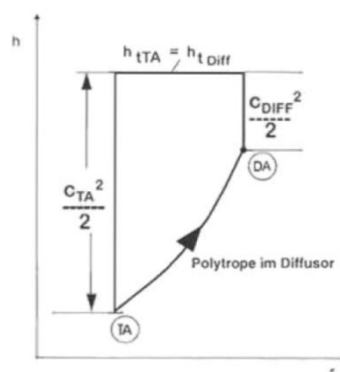


Abbildung 29: Zustandsänderung Diffusor im h-s-Diagramm [26]

Die Massenbilanz über das Kontrollvolumen Diffusor zeigt Gleichung (4.88). Über die Kontinuitätsgleichung kann auf die Geschwindigkeit am Ein- bzw. Austritt geschlossen werden (Gleichung (4.89)).

$$\dot{m}_{ein} = \dot{m}_{aus} = const. \quad (4.88)$$

$$\dot{m}_{ein} = \rho_{stat,ein} \cdot v_{ein} \cdot A_{ein} \quad (4.89)$$

Für sehr viele Varianten von Diffusoren gibt es Widerstandsbeiwerte im Buch „Handbook of Hydraulic Resistance“ [32]. Die Definition des Rückgewinnungsgrads, d.h. wieviel an kinetischer Energie bei gegebenem Flächenverhältnis in statischen Druck aufgebaut werden kann, wird in Gleichung (4.90) und (4.92) beschrieben. Das Flächenverhältnis n_{ar} wird in Gleichung (4.91) definiert.

$$\eta_d = \frac{p_{aus} - p_{ein}}{(p_{aus} - p_{ein})_{ideal}} \quad (4.90)$$

$$n_{ar} = \frac{A_{aus}}{A_{ein}} \quad (4.91)$$

$$\eta_d \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{ar}^2}\right) = \left(1 - \frac{1}{n_{ar}^2}\right) - \zeta_d \quad (4.92)$$

Für einen sich stetig erweiterten Diffusor kann der Verlustbeiwert ζ_d in Abhängigkeit des Öffnungswinkels (Gleichung (4.93)) und des Flächenverhältnisses angegeben werden (Gleichung (4.94))

$$\tan(\alpha) = \frac{\frac{D_{aus} - D_{ein}}{2}}{L} \quad (4.93)$$

$$\zeta_d = f(\alpha, \sqrt{n_{ar}}) \quad (4.94)$$

Im „VDI-Wärmeatlas“ [33] ist der Verlustbeiwert ζ_d eines sich stetig erweiternden Rohrstücks für den Öffnungswinkel 2α in Abbildung 30 dargestellt.

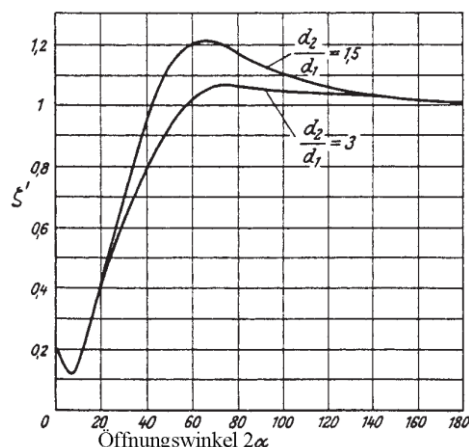


Abbildung 30: Widerstandsbeiwert von erweiterten Rohrstücken in Abhängigkeit vom Öffnungswinkel und vom Verhältnis der Rohrdurchmesser [33]

Der statische Druckaufbau im Diffusor kann mit Gleichung (4.95) errechnet werden.

$$p_{stat,aus} - p_{stat,ein} = \rho_{stat,ein} \cdot \frac{v_{ein}^2}{2} \cdot \left(\left(1 - \frac{1}{n_{ar}^2} \right) - \zeta_d \right) \quad (4.95)$$

Anmerkung:

Für die Simulationen in dieser Arbeit wurde die Komponente Diffusor nur für die statische Druckauswertung am Ende des Diffusors angewandt, da derzeit keine Instrumente an den Messstellen am Turbinenausstritt angebracht waren.

Die Modellbeschreibung in Form des Programmcodes ist für das Diffusormodell in Anhang A.III in der Unit „GT_DIFFUSER“ ersichtlich.

4.9. Generator

Der Generator wandelt die Wellenleistung der Dampf- und Gasturbine in einem GDK in elektrische Leistung um. Für das betrachtete Kraftwerk wird ein fremderregter Synchrongenerator mit Wasserstoffkühlung in der 500MVA-Klasse verwendet. Ein typischer Aufbau dieses Generortyps ist in Abbildung 31 dargestellt und beschrieben. Im Anhang A.II ist eine Tabelle angeführt, in welcher vier typische Baugrößen für Gasturbinengeneratoren mit den Hauptparameter und -abmessungen dargestellt werden.

Für das Simulationsmodell der Gasturbine wird für die Kalibrierung des Modells eine Aussage über die abgeführte Wellenleistung der GT benötigt. Zusätzlich kann im Kombibetrieb (Anm.: Gas- und Dampfturbine sind auf der Welle eingekuppelt) die GT-Leistung nicht direkt aus dem Generator berechnet werden, da die Dampfturbine auch einen Leistungsanteil liefert. Weiters sind keine Messmittel zur Bestimmung der Wellenleistung installiert, jedoch werden einige elektrische Größen des Generators aufgezeichnet.

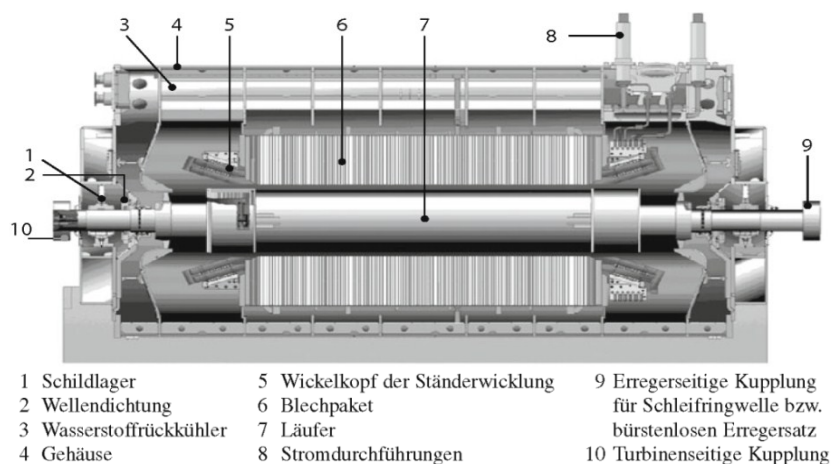


Abbildung 31: Längsschnitt eines typischen wasserstoffgekühlten Generators der 400-MVA-Klasse mit indirekt gekühlter Ständerwicklung [3]

Dieses Modell soll mit den vorhandenen Messdaten und Generatorcharakteristiken die Wellenleistung für jeden zulässigen Betriebszustand ermitteln. Die Berechnung der Verluste wird mit der Methode für die Wirkungsgradbestimmung nach dem Einzelverlustverfahren aus der Norm „ÖVE/ÖNORM EN 60034-2.1:2008“ [34] durchgeführt und in den Gleichungen (4.96) bis (4.105) angeführt

Die Ermittlung der Scheinleistung S sowie Wirkleistung P_{el} mittels des Leistungsfaktors $\cos(\varphi)$ wird in Gleichung (4.96) und (4.97) gezeigt.

$$S = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \quad (4.96)$$

$$\cos \varphi = \frac{P_{el}}{S} \quad (4.97)$$

Die konstanten Verluste berechnen sich nach Gleichung (4.98) und (4.99), wobei die Höhe der konstanten Verlustleistung abhängig von der Klemmenspannung U ist. Für die bekannten Bemessungswerte der Generatordaten (aus dem Typenblatt) ist der Index N an die Variable angehängt.

$$P_k = P_{fe} + P_{fw} \quad (4.98)$$

$$P_k = P_{k,N} \cdot (U - U_N) \cdot k_k \quad (4.99)$$

Der Eisenverlust P_{fe} und der Reibungs- und Lüftungsverlust P_{fw} definieren die konstanten Verluste P_k , wobei der Reibungs- und Lüftungsverlustanteil laut Norm als konstant betrachtet werden kann. Die Kurzschlussverlustleistung P_{SC} berechnet sich nach Gleichung (4.100) mit der Umrechnung für den jeweiligen Ankerstrom I_A . Dieser Strom ist für eine Nachrechnung aus Betriebsmessdaten verfügbar. Für vorhersagende Leistungsberechnungen wird dieser Ankerstrom aus angegebenen V-Kurven in Abhängigkeit des Leistungsfaktors und des Erregerstromes I_e ermittelt (Gleichung (4.101)).

Durch Betreiben einer Synchronmaschine mit konstanter Netzspannung im Phasenschieberbetrieb können die V-Kurven, welche nach ihrer Kurvenform benannt sind, aufgenommen werden [35].

$$P_{sc} = P_{sc,N} \cdot \left(\frac{I_A}{I_{A,N}} \right)^2 \quad (4.100)$$

$$I_A = f(\cos \varphi, I_e) \quad (4.101)$$

Abbildung 32 zeigt eine Skizze der V-Kurven für eine Synchronmaschine. Begrenzt werden diese Linien durch die Stabilitätsgrenze, an welcher der Bemessungsstrom erreicht wird. Je nach Leistungsfaktor und Belastung des Generators können der Anker- und der Erregerstrom ermittelt werden. Diese V-Kurven sind dem Generatordatenblatt beigelegt.

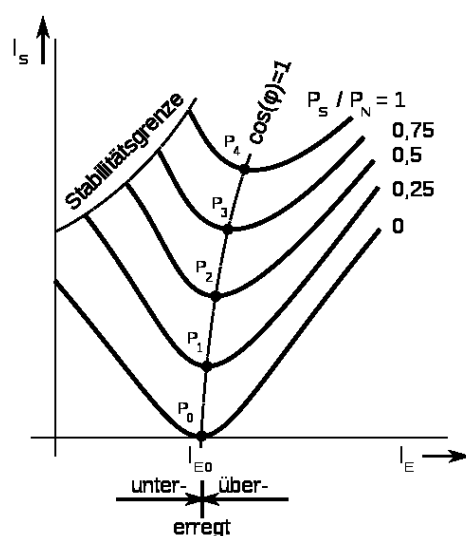


Abbildung 32: V-Kurve einer Synchronmaschine [35]

Die Erregerverluste P_e werden in Gleichung (4.102) mit einem temperaturabhängigen Korrekturfaktor $k_{R_e, \theta}$, dem Kaltwiderstand der Erregerwicklung $R_{e,0}$ und dem Erregerstrom gebildet. Bei Verwendung von Kohlebürsten kann der Spannungsabfall $U_b=1,0V$ gesetzt werden, die elektrischen Bürstenverluste P_b ergeben sich nach Gleichung (4.103).

$$P_e = k_{R_e, \theta} \cdot R_{e,0} \cdot I_e^2 \quad (4.102)$$

$$P_b = 2 \cdot U_b \cdot I_e \quad (4.103)$$

Der lastabhängige Zusatzverlust P_{LL} wird mit Gleichung (4.104) ausgehend vom Bemessungswert umgerechnet. Dieser beinhaltet die Verluste im aktiven Eisen und anderen metallischen Teilen und Wirbelstromverluste in Ankerleitern, welche durch die Generatorlast verursacht werden.

$$P_{LL} = P_{LL,N} \cdot \left(\frac{I_A}{I_{A,N}} \right)^2 \quad (4.104)$$

Alle Abminderungen der eingebrachten Leistung werden summiert und als Gesamtverlust P_T bezeichnet (Gleichung (4.106)). Der Generatorwirkungsgrad ist nach Gleichung (4.107)

definiert und inkludiert die benötigte Erregerleistung (Anm.: Infolge Fremderregung beinhaltet die Leistungsmessung an der Klemme noch die benötigte Erregerleistung). Die Wellenleistung P_{mech} kann somit mit den Gesamtverlusten und der Klemmenleistung berechnet werden (Gleichung (4.105)).

$$P_{mech} = P_{el} + (P_T - P_e) \quad (4.105)$$

$$P_T = P_k + P_{sc} + P_e + P_b + P_{LL} \quad (4.106)$$

$$\eta_{gen} = \frac{P_{el} - P_e}{P_{mech}} \quad (4.107)$$

Mit dieser Berechnungsmethode kann das Generatorverhalten in einem Lastpunkt ermittelt werden. In Abbildung 33 werden die Grenzen der Generatorbelastung bei eingestelltem Leistungsfaktor durch die dick durchgezogene Linie gekennzeichnet. Diese Grenze darf für ein stabiles Betriebsverhalten nicht überschritten werden und muss bei der Simulation von Vorhersagen kontrolliert werden.

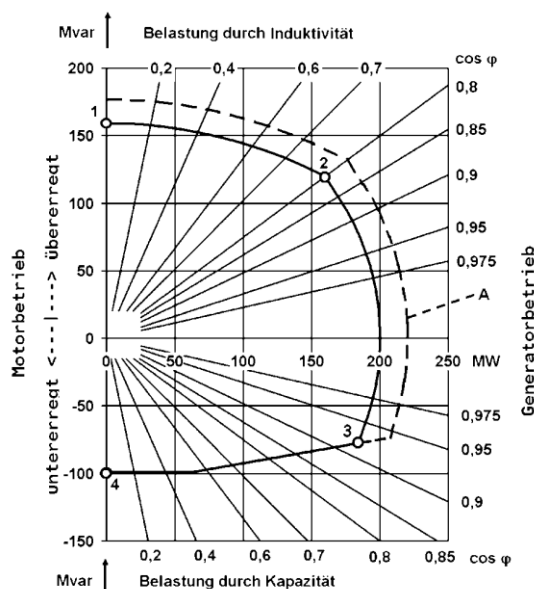


Abbildung 33: Typisches Generatorleistungsdiagramm mit Bemessungs- $\cos(\varphi)=0.8$ [3]

Der Modellcode mit den Berechnungsgleichungen für den Generator sind im Anhang A.III in der Unit „GT_GENERATOR“ angegeben.

4.10. Regelung

Dieses Kapitel beinhaltet die Regelparameter für die Simulation der Leistung. D.h. die Gasturbine gleicht bei aktiver Temperaturregelung den Leittechnikswert der Turbinenaustrittstemperatur mit den Messwerten am Austritt ab und regelt diese Temperatur durch Brennstoffmassenänderung. Es wurden keine Sicherheitsregelparameter der GT-Überwachung in dieses Modell mitübernommen. Die Sollturbinenaustrittstemperatur $t_{T,aus}$ wird mit der Beziehung in Gleichung (4.108) approximiert.

$$t_{T,aus} = t_p(P_{norm}) - (\Delta t_{amb}(t_{V,ein}) + k_T) \quad (4.108)$$

Die Grundtemperatur t_p ist von der relativen Gasturbinenleistung P_{norm} (Verhältnis zwischen tatsächlicher zur maximal möglichen Leistung) abhängig (Gleichung (4.109)). Ebenfalls wird die Grundtemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur, welcher den größten Einflussfaktor auf die Temperaturregelung darstellt, verändert (Gleichung (4.110) und (4.111)). Der Verdichtereintrittstemperaturabhängige Koeffizient wird mit den Konstanten A, b, c als ein Polynom 2.Grades dargestellt. Diese standortspezifische Struktur der Temperaturregelung kann in der Kraftwerksleittechnik eingesehen werden. Aus Datenschutzgründen werden an dieser Stelle jedoch keine genaueren Angaben getätigt.

$$t_p = f(P_{norm}) \quad (4.109)$$

$$\Delta t_{amb} = f(t_{V,ein}) \quad (4.110)$$

$$k_T = A \cdot \left(\sum_{i=1}^2 \left(\frac{t_{V,ein} + b}{b^{2 \cdot i}} \right)^{i+1} \right) + \sum_{j=1}^3 c_j \cdot t_{V,ein}^j \quad (4.111)$$

In Abbildung 34 wird die Soll-Temperatur $t_{T,aus}$ in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur t_{amb} bzw. der Verdichtereintrittstemperatur $t_{V,ein}$, da die Luftvorwärmung nicht aktiv ist, dargestellt. Die zusätzlichen Randbedingungen für diesen Temperaturverlauf sind ebenfalls in dieser Abbildung angeführt.

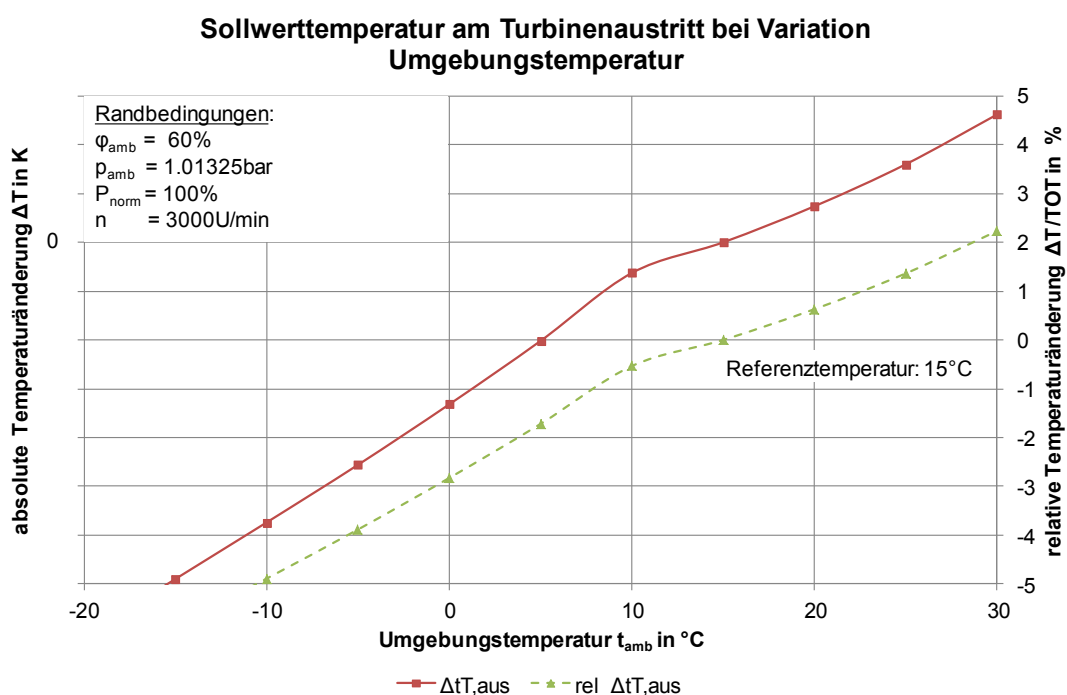


Abbildung 34: Berechnung Sollwert-Turbinenausrittstemperatur bei Volllast

Im Diagramm beschreibt die durchgezogene (rote) Linie die absolute Änderung der Turbinenausrittstemperatur ausgehend von der Referenztemperatur im Volllastbetrieb,

während die strichlierte (grüne) Linie die relative Temperaturänderung mit der TOT bei ISO-Bedingungen charakterisiert.

Mit dieser Methode kann die Turbinenaustrittstemperatur für Vorhersagesimulation des Gasturbinenprozesses bei entsprechenden Randbedingungen ausreichend genau bestimmt werden.

Die Berechnung der Regeltemperatur sowie der (Teil-)Automatisierung des Simulationsmodells sind im Anhang A.III in der Unit „GT_Controller“, welches zusätzlich das Global „GT_data“ und den Stream „GT_control“ benötigt, als Programmcode angeführt.

4.11. Automatisierung

Eine weitere Aufgabenstellung in dieser Arbeit war es, dass das GT-Modell teilautomatisierte Simulationen durchführt. Um diese Fragestellung bearbeiten zu können, müssen zuerst die relevanten Betriebsarten der GT bzw. des Kombibetriebes bekannt sein. Diese Betriebsmodi sind wie folgt:

- Grundlastbetrieb mit voll geöffneten Vorleitreihe und aktiver Turbinenaustrittstemperaturregelung (ATK)
- Betrieb am Leitschaufeleckpunkt mit Vorleitreihenstellung 0% und aktiver ATK-Regelung
- Minimallastbetrieb mit Vorleitreihenstellung 0% und Leistungsvorgabe (unterfeuerte Gasturbine)
- Minimallastbetrieb mit geschlossener Leitschaufel (IGV=-13%) und Leistungsvorgabe (unterfeuerte Gasturbine)
- Teillastbetrieb mit aktiver ATK-Regelung und Leistungsvorgabe (Vorleitreihenposition bewegt sich zwischen 100 und 0%)

In Tabelle 15 sind diese wichtigsten Betriebsarten nochmals dargestellt. Für die externe Steuerung mittels eines Skripts können diese Betriebsweisen mittels eines binären Modus von vier Schaltern abgebildet werden. D.h. die Schalter weisen die Stellungen „ein=1“ und „aus=0“ auf.

Tabelle 15: Wahrheitstabelle mit sinnvollen Schaltungen⁵

Variante Nr.:	1	3	7	8	10
Bezeichnung:	Grundlast IGV = 100% mit ATK	Leitschaufel - eckpunkt IGV = 0% mit ATK	MinLast IGV = 0%	MinLast IGV = -13% turndown	Teillast IGV = 100-0%
Schalter Nr. Stellung					
IGV ein 1 aus = 0	x	x	x	x	
ATK-Regler ein 1 ein = 1					x
ATK-Regler ein 2 aus = 0	x	x			
Leistung Vorgabe ein 2 ein = 1			x	x	x
IGV 100% 3 aus = 0	x				
IGV Min% 3 ein = 1		x	x	x	x
IGV 0% 4 aus = 0	x	x	x		x
IGV -13% 4 ein = 1				x	

⁵ Anmerkung: Der Grundlastfall kann mit zwei Schalterstellungen erreicht werden, da Schalter 4 für diese Betriebsweise nicht benötigt wird.

Mit dem binären Prinzip und 4 Schaltern würde es 2^4 mögliche Positionen geben, wovon nur 9 Stellungen erlaubt und 6 Kombinationen sinnvoll sind. Diese Schaltungskombinationen sind ebenfalls in Tabelle 15 eingezeichnet. Den einzelnen Schaltern müssen nun noch entsprechende Funktionen zugewiesen werden, die in den Gleichungen (4.112) bis (4.115) dargestellt sind. Schalter 1 kann die Turbinenaustritts-temperaturregelung oder die Vorleitriehregelung aktivieren. Schalter 2 regelt die Leistungsvorgabe oder die Turbinenaustrittstemperatur. Der Schalter 3 gibt für die Vorleitreihe des Verdichters die Position „Minimum“ oder „voll offen“ vor. Mit dem Schalter 4 wird nur aktiv eingegriffen, wenn Schalter 3 auf „Minimum“ steht, dann kann die Vorleitriehstellung auf „geschlossen (-13%)“ oder „0%“ gesetzt werden. Es soll noch angemerkt werden, dass die Vorleitriehstellung „geschlossen“ in Wirklichkeit nicht vollständig geschlossen ist, sondern für dieses Kraftwerk die absolute Minimalstellung in Kombination mit der Betriebsweise „TurnDown“ darstellt. Zur Erklärung der Gleichungen (4.112) und (4.113) wird hingewiesen, dass es die zwei unterschiedlichen Betriebsarten „Grund- und Teillast“ gibt, bei welchen die Austrittstemperaturregelung ATK aktiv ist. Der Unterschied ist jedoch, dass bei Grundlast die Leitschaufeln voll geöffnet sind und das Kraftwerk die maximal zulässige Leistung erzeugt. Im Gegensatz dazu wird bei Teillast die Bruttoleistung am Generator vorgegeben und die Vorleitreihe wird in einem gewissen Verstellbereich von der Leittechnik geregelt.

$$\text{Schalter 1} = \begin{cases} \text{ein} \rightarrow \text{ATK}_{\text{aktiv}} \\ \text{aus} \rightarrow \text{IGV}_{\text{aktiv}} \end{cases} \quad (4.112)$$

$$\text{Schalter 2} = \begin{cases} \text{ein} \rightarrow \text{Leistung}_{\text{aktiv}} \\ \text{aus} \rightarrow \text{ATK}_{\text{aktiv}} \end{cases} \quad (4.113)$$

$$\text{Schalter 3} = \begin{cases} \text{ein} \rightarrow \text{IGV} = \text{Min.} \\ \text{aus} \rightarrow \text{IGV} = 100\% \end{cases} \quad (4.114)$$

$$\text{Schalter 4} = \begin{cases} \text{ein} \rightarrow \text{IGV} = -13\% \\ \text{aus} \rightarrow \text{IGV} = 0\% \end{cases} \quad (4.115)$$

Mit diesem Verfahren kann die Simulation für die Gasturbine nun beliebig viele Messpunkte in den unterschiedlichen Betriebsarten automatisiert berechnen und analysieren.

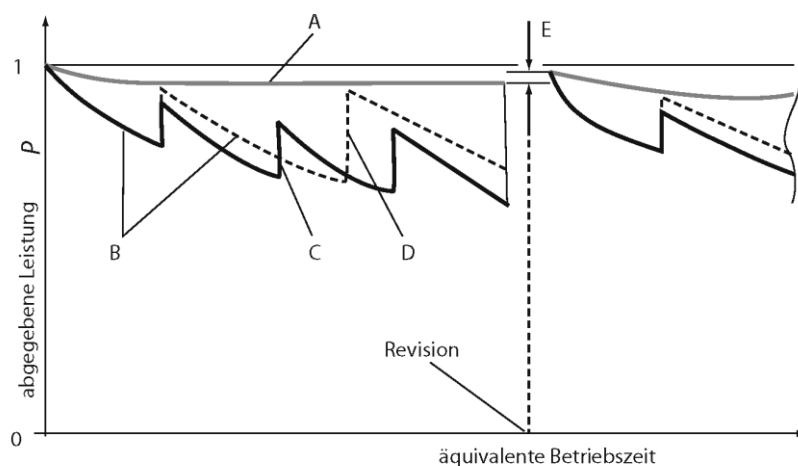
Die Modellbeschreibung der (Teil-)Automatisierung wird in Anhang A.III in der Unit „GT_controller“ angegeben.

4.12. Alterung

Bei vielen technischen Anwendung, welche nicht mit einem hochreinen Fluid bzw. einem rückstandslosen Oxidationsprozess betrieben werden, kommt es nach einer längeren Betriebszeit zu Prozessverschlechterung, da die Bauteile abgenutzt werden. Auch beim Gasturbinenprozess ist die sogenannte „Alterung (engl. Degradation)“ ein Thema. Darum ist ein einfaches Alterungsverhalten in den maßgeblichen Modellkomponenten im Rahmen dieser Arbeit zu integrieren.

Böhrenkämper stellt die Effekte und Gründe der GT-Alterung sehr gut dar, welche an dieser Stelle zitiert werden sollen.

„Die heute üblicherweise dem Verdichter vorgeschalteten Ansaugluftfilter verhindern zwar weitgehend den Eintrag der gröbereren Schmutzpartikeln, hohe Anteile von Feinstäuben mit kleinerem Korndurchmesser als ca. 5µm können jedoch die Filterung passieren und den Verdichter verschmutzen (fouling). In den vorderen Verdichterstufen werden in der Ansaugluft vorhandene Wasser und Ölbestandteile aufgrund der niedrigen Temperatur noch flüssig abgeschieden, sodass Feinstäube abhängig von ihrer Zusammensetzung und von der Betriebszeit feuchte und gegebenenfalls klebrige Beläge bilden können. Solche Beläge verkleinern den Strömungskanal und reduzieren dadurch Verdichtermassenstrom und Verdichterdruckverhältnis. Infolge des abgesenkten Druckverhältnisses nimmt – in Verbindung mit dem Regelungskonzept konstant geregelter korrigierter Abgastemperatur – die (rechnerische ISO-) Turbineneintrittstemperatur ab. Die im Anlieferungszustand („new and clean“) hydraulisch glatten Strömungsprofile werden infolge der Beläge rau, die Profilform wird verändert und somit der Verdichtereffizienzgrad verschlechtert. [...] Leistung und Wirkungsgrad der GT wie auch der Dampfturbine im Kombiprozess sinken deutlich. Bezogen auf die GT-Leistung wird über Einbußen bis hin zu 11% berichtet [...]. Der Abfall der abgegebenen GT-Leistung in Abhängigkeit von der Betriebszeit wird schematisch in“ Abbildung 35 *„gezeigt, der Verlauf der Wirkungsgradeinbuße ist analog. Als Faustformel lässt sich angeben: Bei einem um 1% verringerten Massenstrom (gemeinsam mit den Effekten verringert Verdichtereffizienzgrad, abgesenktes Verdichterdruckverhältnis und reduzierte Turbineneintrittstemperatur) ist mit ca. 2% Leistungsverlust und mit ca. 0,5% höherem Brennstoffverbrauch zu rechnen [...]. „Mit zunehmender Verdichterverschmutzung verringert sich außerdem der Sicherheitsabstand der betrieblichen Fahrlinie von der Pumpgrenze des Verdichters.“ [3]*



- A Leistungsminderung durch Alterung (u.a. Aufrauung von Oberflächen)
- B Leistungsminderung durch Verschmutzung des Kompressors zusätzlich zur Alterung
- C Rückgewinn von Leistung durch Onlinewäsche
- D Rückgewinn von Leistung durch Wäsche mit Einweichen (Offlinewäsche)
- E Rückgewinn von Leistung durch eine Revision/Heißeilinspektion

Abbildung 35: Leistungsverluste durch Verschmutzung und Alterung der GT [3]

Um die Alterungserscheinungen im Gasturbinenmodell näherungsweise simulieren zu können, werden die Komponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine abgeändert. In der Komponente Filter ist bereits der Druckverlustanstieg infolge Verschmutzung mit einer Polynomfunktion angenähert worden.

Wie im Wesentlichen oben beschrieben, werden den Modellkomponenten folgende Eigenschaften hinzugefügt:

- Verdichter: Veränderung des absoluten Ansaugmassenstromes bei ISO-Bedingungen
- Verdichter: Veränderung des absoluten isentropen Verdichterwirkungsgrades bei ISO-Bedingungen
- Brennkammer: Abänderung des absoluten Druckverlustes bei ISO-Bedingungen
- Turbine: Veränderung des absoluten isentropen Turbinenwirkungsgrades bei ISO-Bedingungen

Diese vier Maßnahmen sollen die Alterungseigenschaften nach Abbildung 35 wiedergeben. Die entsprechenden Modellbeschreibungen werden wie folgt abgeändert:

Der Ansaugmassenstrom bei Standard-Referenzbedingungen (ISO-) wird um einen Differenzbetrag in Abhängigkeit der äquivalenten Betriebsstunden EOH verkleinert (Gleichung (4.116) und (4.117)). Gleichung (4.35) wird durch die neue Beziehung adaptiert (Gleichung (4.118)).

$$\dot{m}_{V,deg,0} = \dot{m}_{V,0} - \Delta\dot{m}_{V,deg} \quad (4.116)$$

$$\Delta\dot{m}_{V,deg} = f(EOH) \quad (4.117)$$

$$m_V^* = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_{V,deg,0}} \cdot \frac{p_{V,ein,0}}{p_{V,ein}} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T_{V,ein}}{R_0 \cdot T_{V,ein,0}}} \quad (4.118)$$

Der isentrope ISO-Verdichterwirkungsgrad wird ähnlich wie der Ansaugmassenstrom mit den Gleichungen (4.119) und (4.120) angepasst. Die Gleichung (4.38) wird durch die neue Beziehung in Gleichung (4.121) ersetzt.

$$\eta_{s,V,deg,0} = \eta_{s,V,0} - \Delta\eta_{s,V,deg} \quad (4.119)$$

$$\Delta\eta_{s,V,deg} = f(EOH) \quad (4.120)$$

$$\eta_{s,V}^* = \frac{\eta_{s,V}}{\eta_{s,V,deg,0}} \quad (4.121)$$

Die Erhöhung des Brennkammertotaldruckverlustes durch Abnutzung wird mit Gleichung (4.122) beschrieben und in Gleichung (4.123) eingesetzt.

$$\Delta p_{BK,deg,0} = \Delta p_{BK,0} - \Delta p_{BK,deg} \quad (4.122)$$

$$\Delta p_{BK} = \Delta p_{BK,0} \cdot \frac{p_{L,BK,ein}}{p_{V,aus,0}} \cdot \frac{k_{kalt} + k_{warm} \cdot \left(\frac{T_{BK,aus}}{T_{L,BK,ein}} - 1 \right)}{k_{kalt} + k_{warm} \cdot \left(\frac{T_{BK,aus,0}}{T_{V,aus,0}} - 1 \right)} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{L,BK,ein} \cdot p_{V,aus,0}}{\dot{m}_{V,0} \cdot p_{L,BK,ein}} \cdot \sqrt{\frac{T_{L,BK,ein}}{T_{V,aus,0}}} \right)^2 \quad (4.123)$$

Die Berechnung des ISO-Turbinenwirkungsgrades erfolgt analog des Verdichterwirkungsgrads in den Gleichungen (4.119) bis (4.121).

Der Programmcode für die Beschreibung der Alterungsfunktion wird in den drei Modellkomponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine integriert.

5. Auswertung der Simulationsergebnisse

Mit den in Kapitel 4 entwickelten Modellbeschreibungen kann das Simulationsmodell „Gasturbine“ für eine Vielzahl von Anwendungen verwendet werden. Die Beschreibung der Modellkomponenten ist so gewählt und gefordert worden, dass die Auswertung des Betriebsverhaltens für verschiedene Gasturbinen von verschiedenen Herstellern analysiert werden kann. Für geeignete Berechnungen unter Verwendung eines anderen GT-Typs müssen außer den ISO-Daten die Charakteristiken des Verdichters, der Turbine, der Brennkammer sowie der Regelung der TOT angepasst werden. Mit Hilfe von Kreislaufrechenprogrammen der GT-Hersteller können diese Daten beispielsweise gewonnen werden. Dies ermöglicht nicht nur eine Aussage der GT-Effizienz / -Leistung für einzelne Lastpunkte, die vertraglich definiert sind, sondern auch den Vergleich und die Bewertung der Gesamtcharakteristik von verschiedenen GT untereinander und kann dadurch im Vergabeverfahren für das Kraftwerk maßgeblich sein. Für ein bestehendes Kraftwerk ermöglicht dieses Modell verschiedene Simulationsarten, welche nachfolgend angeführt werden:

- Nachrechnung von Abnahmelastfällen
- Vorhersage des Gasturbinenverhaltens bzw. der erzielbaren Leistung für variierende Randbedingungen
- Bestimmung der Alterung der GT und der wichtigsten leistungsverändernden Komponenten über die Betriebsdauer
- Ermittlung des Leistungsgewinnes bzw. der Effizienzsteigerung durch Reinigungs- und Wartungsmaßnahmen
- Optimierungsrechnungen bez. Steuerung der Wartungsmaßnahmen und Festlegung des angepassten Kraftwerkbetriebes entsprechend der Stromgestehungskosten am europäischen Markt
- Online-Betriebsüberwachung des Kraftwerkes, um bevorstehende Schäden an Bauteilen nach Möglichkeit zu erfassen

In den folgenden Teilkapiteln werden nun einige Ergebnisse der verschiedenen Simulationsmöglichkeiten dargestellt und erläutert. Zuvor werden die benötigten Eingabedaten für das Modell in Tabelle 16 angeführt, welche für die Nachrechnung von Betriebszuständen, Vorhersagerechnungen und Bestimmung der GT-Alterung notwendig sind. Die Daten, welche in der Tabelle gelb markiert sind, werden für eine vollständig bestimmte Berechnung benötigt, die zusätzlichen Angaben (grüne Markierung) können zur Überprüfung der Simulationsgenauigkeit des Modelles oder zur Kalibrierung der Alterungskurve (siehe Abbildung 35) verwendet werden. Wie in Kapitel 4.11 bereits gezeigt wurde, so sind für automatisierte oder Vorhersagesimulationen je nach Lastfall unterschiedliche Randbedingungen notwendig. Für den Betrieb des Kraftwerkes in Grundlast oder in Minimallast wird die Vorleitriehenposition benötigt.

Der Minimallastpunkt und die Teillast mit IGV=0–100% benötigt zusätzlich die Vorgabe der Klemmenleistung, da der ATK-Regler nicht aktiv ist und das Modell deshalb einen Freiheitsgrad mehr hat.

Tabelle 16: Übersicht benötigte Leittechnikmessdaten für Nachrechnung von Betriebszuständen bzw. Ermittlung der Alterung

Bauteilbezeichnung	Art der Messung	Variable	Einheit	
Umgebungsluft	Temperatur	t_{amb}	°C	notwendige Messdaten aus Leittechnik um Betriebszustände nachrechnen zu können
	Feuchtigkeit	φ_{amb}	%	
	Druck	p_{amb}	bar	
Luftvorwärmung	Anti-Icing, Glykol Vorlauf	$t_{LuVo,VL}$	°C	
	Anti-Icing, Glykol Rücklauf	$t_{LuVo,RL}$	°C	
	Anti-Icing, Druck Rücklauf	$p_{LuVo,RL}$	bar	
	Temperatur Verdichtereintritt	$t_{V,ein}$	°C	
	Druck vor Verdichter	$p_{V,ein}$	bar	
Verdichter	Leitschaufelstellung	IGV	%	
Turbinenaustritt	Temperaturmittelwert	$t_{T,aus}$	°C	
Abgaszusammensetzung	NOx-Wert	EM_{NOx}	mg/m ³	
	CO-Wert	EM_{CO}	mg/m ³	
	Abgastemp Kamin	t_{Kamin}	°C	
	Differenzdruck Abhitzekeessel	Δp_{ABHDE}	mbar	
Erdgas vor Druckreduzierung	Druck	$p_{EG,HD}$	bar	
Erdgasanalyse	Heizwert vol	LHV_{vol}	MJ/Nm ³	
	CO ₂	v_{CO}	vol/vol	
	N ₂	v_{N2}	vol/vol	
	C ₂ H ₆	v_{C2H6}	vol/vol	
	C ₃ H ₈	v_{C3H8}	vol/vol	
	andere Komponenten nur bei vollständiger Analyse	v_i	vol/vol	
Brenngasvorwärmer	MD-Speisewasser EG-VW	$t_{SPW,MD}$	°C	
	Erdgasvorwärmung Rücklauf	t_{EG-VW}	°C	
	Druck Rücklauf	p_{EG-VW}	bar	
Erdgas nach Druckreduzierung	Temperatur nach Druckreduzierung	$t_{EG,MD}$	°C	
	Druck nach Reduzierung	$p_{EG,MD}$	bar	
	Temperatur Brenngas Auslass	$t_{EG,BK,ein}$	°C	
Generator	Drehzahl	f	Hz	
	Spannung 20kV	U	V	
	Erregerstrom	I_e	A	
	Leistungsfaktor	$\cos(\varphi)$	-	
	Bruttoleistung (Messwandler)	P_{el}	kW	
Nebelabscheider	Diff.-Druck	Δp_{Nebel}	mbar	zusätzliche Messdaten um das Modell evaluieren bzw. die Alterung berechnen zu können
Vorfilter	Diff.-Druck	Δp_{Vor}	mbar	
Feinfilter	Diff.-Druck	Δp_{Fein}	mbar	
Gesamtdruckverlust Intake	Diffdruckmessung Anti-Icing +3xFilter	$\Delta p_{Luftansaug}$	mbar	
Verdichteraustritt	Temperatur	$t_{V,aus}$	°C	
	Druck	$p_{V,aus}$	bar	
Brennkammer	Differenzdruck	Δp_{BK}	bar	
Abgaszusammensetzung	vol. Restsauerstoffgehalt	$\varphi_{O2,dry}$	vol.O ₂ / vol.tr Abgas	
Erdgas vor Druckreduzierung	Temperatur	$t_{EG,HD}$	°C	
EG Volumenstrom	Volumenstrom	$\dot{V}_{EG,norm}$	Nm ³ /h	
EG Analyse	CH ₄ -Wert	v_{CH4}	vol/vol	
WT-Gasvorwärmer MD	Massenstrom MD-Sp	$\dot{m}_{SPW,MD}$	kg/s	
EG BKeintritt	Druck vor EG-SSV	$p_{EG,BK,ein}$	bar	

Zuvor sollte noch die Ermittlung der Grunddaten kurz erläutert werden. In Abbildung 36 zeigt ein Vergleich verschiedener repräsentativer Parameter (z.B. Verdichteraustrittsdruck $p_{V,aus}$, Verdichteraustrittstemperatur $t_{V,aus}$, Erdgasvolumenstrom \dot{V}_{EG} , Leistung an der DT-Welle $P_{Welle,DT}$, volumetrischer Restsauerstoffgehalt $\varphi_{O_2,dry}$, Brennkammerdruckverlust Δp_{BK} und Brutto-Wirkungsgrad am Generator $\eta_{Brutto,gen}$) für unterschiedliche ISO-Gasturbinendaten (Charakteristische Werte bei Standard-Referenzbedingungen) die relativen Abweichungen zum Messwert für einen bestimmten Betriebspunkt. Dieser Betriebspunkt wurde nach den Kriterien aus der Norm „ISO 2314:1989“ [36] mit der Gasturbine im Solobetrieb (Anm. Solobetrieb bedeutet, dass die Dampfturbine von der Generatorwelle abgekuppelt und die Leistung im Generator nur von der Gasturbine umgewandelt wird) ermittelt und stellt die Kalibrierbasis für die ISO-Daten der Gasturbine ohne Alterung (engl. „Basic new and clean“) dar. Die Ergebnisse dieser Kalibrierung sind in Abbildung 36 mit den blauen Balken angeführt. Die orangen Balken zeigen die Ergebnisse der Simulation mit ISO-Gasturbinendaten nach Literatur [10]. Der Vergleich dieser beiden unterschiedlichen Simulationen lässt die Wichtigkeit einer spezifischen Kalibrierung des Simulationsmodells mit der realen Anlage erkennen, wenn man in Abbildung 36 die Dampfturbinenwellenleistung $P_{Welle,DT}$ betrachtet. Da die DT in diesem Betriebspunkt ausgekuppelt ist, sollte die Simulation keinen Leistungsanteil am Generator durch die DT berechnen. Durch Verwendung von nichtanlagenspezifischen Kenndaten wird ein Fehlbetrag ermittelt, welcher das Ergebnis verfälscht.

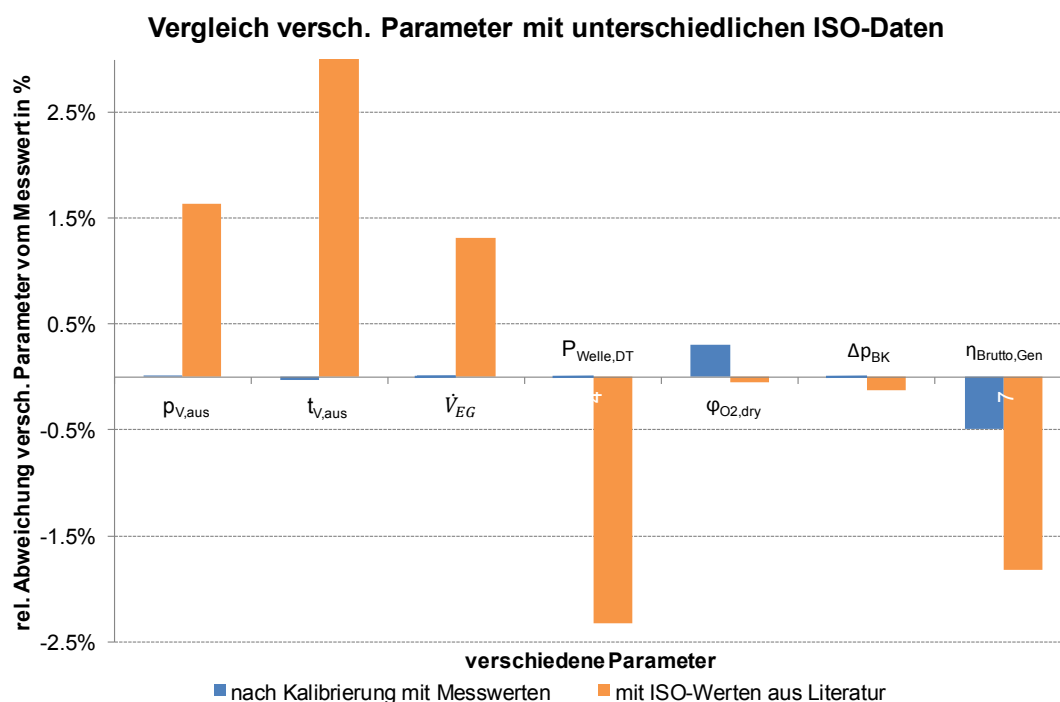


Abbildung 36: Vergleich Mess-/Simulationsergebnisse mit/ohne Kalibrierung der ISO-Daten⁶

⁶ Die Dampfturbinenwellenleistung $P_{Welle,DT}$ wird mit der Klemmenleistung am Generator ins Verhältnis gesetzt, da die DT bei diesem Betriebspunkt ausgekuppelt ist und deshalb keinen Leistungsanteil am Generator liefert.

Für die nachfolgenden Simulationen in Kapitel 5.1 und 5.2 wurde das Gasturbinenmodell mit Betriebsmesswerten kalibriert.

5.1. Nachrechnen von Betriebszuständen (Abnahmelastfälle)

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse mehrerer Abnahmelastfälle, die nach Kriterien der „ISO 2314:1989“ [36] mit Messdaten erfasst wurden, verglichen. Alle betrachteten Lastfälle unterscheiden sich in den Randbedingungen (Umgebungsbedingungen, Erdgaszusammensetzung, Fernwärmeauskoppelung,...). Die definierten Lastfälle setzen sich aus Grundlastfällen, einem Teillastfall mit ATK-Regelung und Leistungsvorgabe und mehreren Minimallastfällen im Kombibetrieb (Anm. Gas- und Dampfturbine führen den Generator mechanische Leistung zu) zusammen.

In Abbildung 37 wird zum leichteren Verständnis das Gasturbinenmodell aus Kapitel 4 (Abbildung 12) mit dem in IPSEpro üblichen Anzeigeergebnis für die jeweiligen Datenströme dargestellt. Zusätzlich sind an bestimmten Punkten des Prozesses Messwerte den Simulationsergebnissen in Tabellenform gegenübergestellt. Anhand dieses Schemas können Unterschiede zwischen der realen Anlage und dem Simulationsmodell gut erfasst werden.

Die Ergebnisse der Simulation einiger Abnahmeläufe mit dem Gasturbinenmodell werden in Abbildung 38 und Abbildung 39 gezeigt. Abbildung 38 beschreibt drei Grundlastfälle und einen Teillastbetrieb mit etwa 80% der Nennleistung. Ausgewählte Minimallastfälle, d.h. die Leittechnik berechnet eine minimale Bruttoleistung im Kombibetrieb (etwa 25% der Nennleistung) und regelt die Gasturbine danach, sind in Abbildung 39 angeführt.

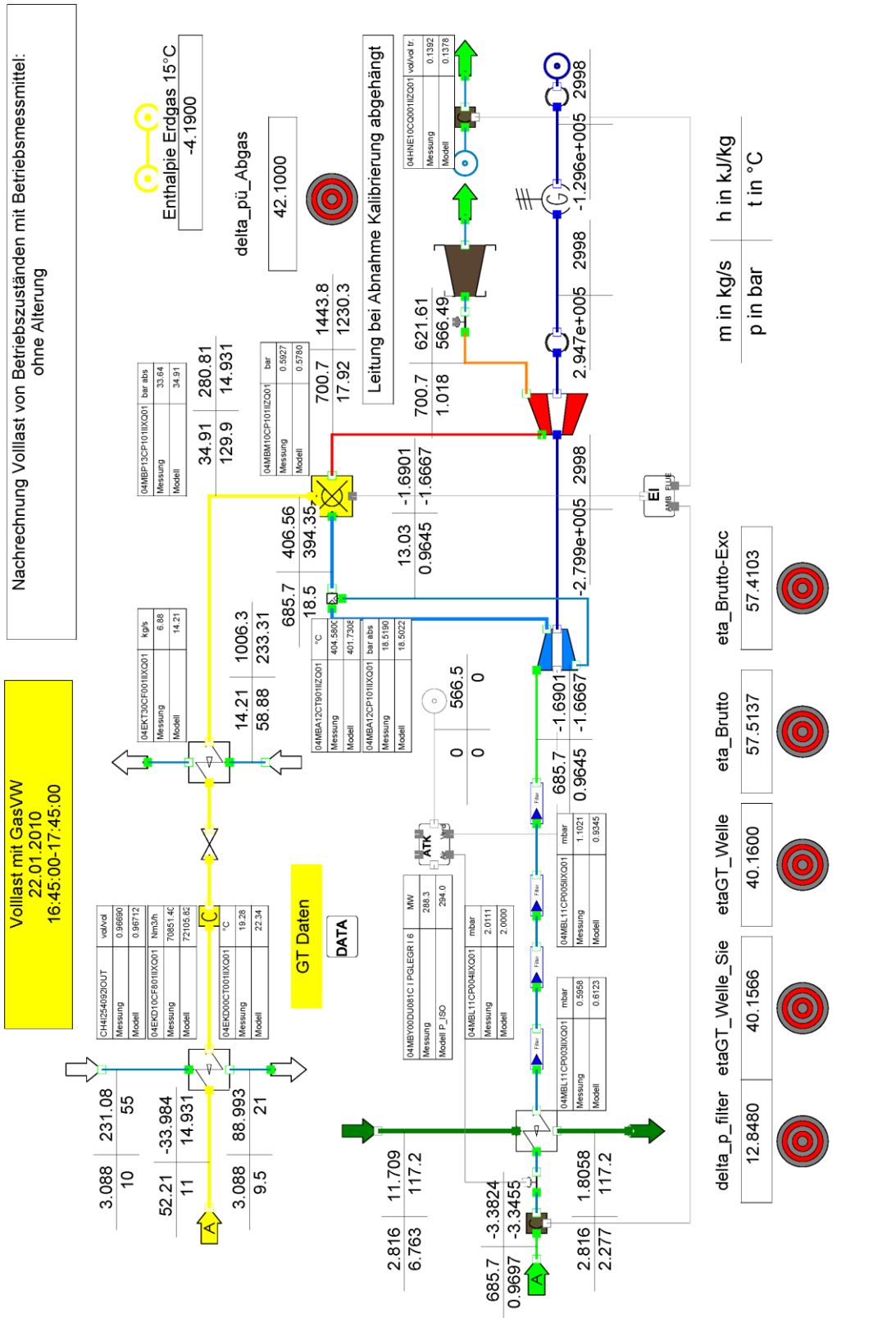


Abbildung 37: Schema Simulationsmodell für Nachrechnungen von realen Betriebspunkten

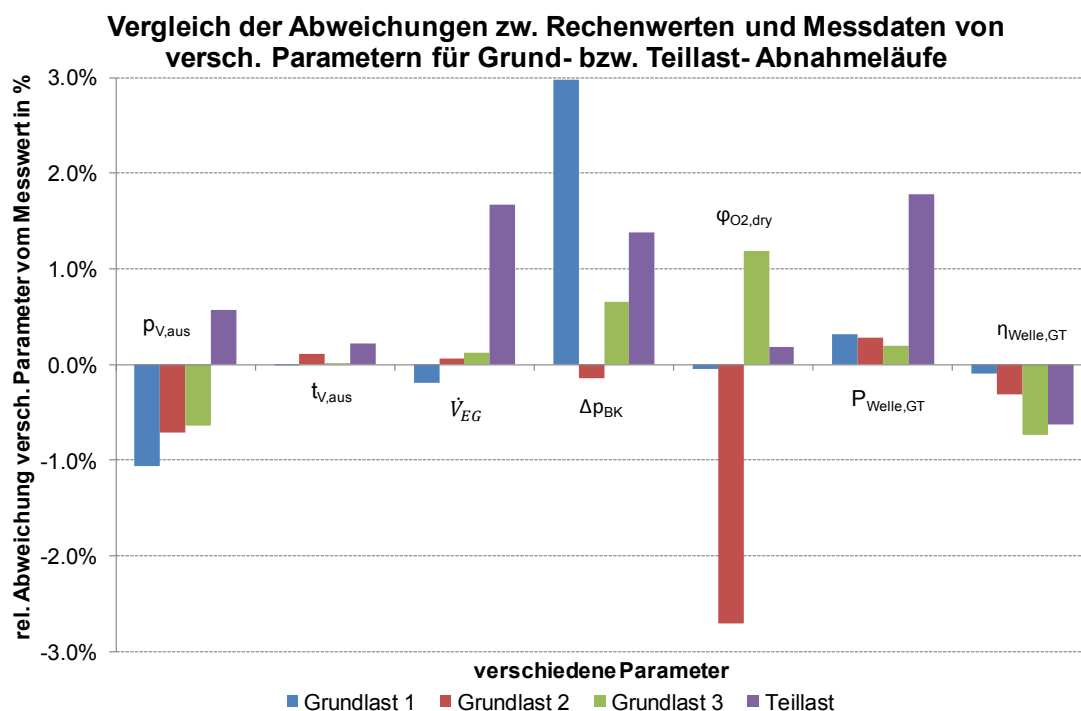


Abbildung 38: Vergleich Mess-/Simulationswerte von versch. Voll-/Teillastabnahmeläufen⁷

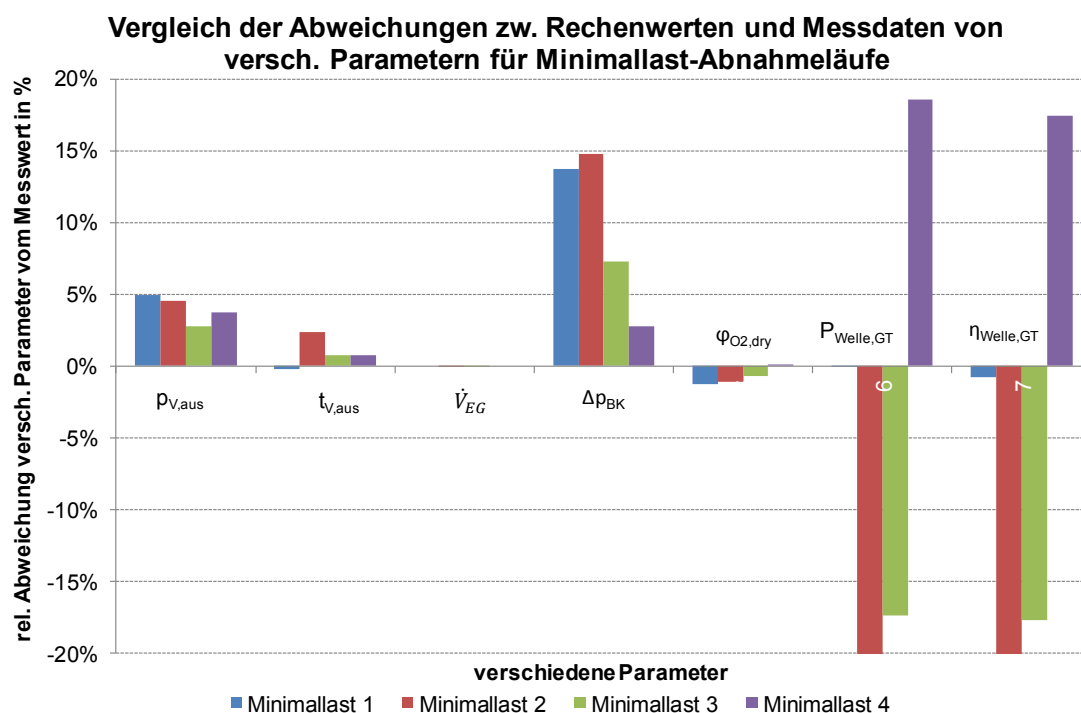


Abbildung 39: Vergleich Mess-/Simulationswerte von versch. Minimallastabnahmeläufen⁷

⁷ Das Simulationsergebnis der Wellenleistung und des Wellenwirkungsgrad der Gasturbine wird in Verhältnis zur Validierungsrechnung nach VDI2048 eines beauftragten Unternehmens gesetzt.

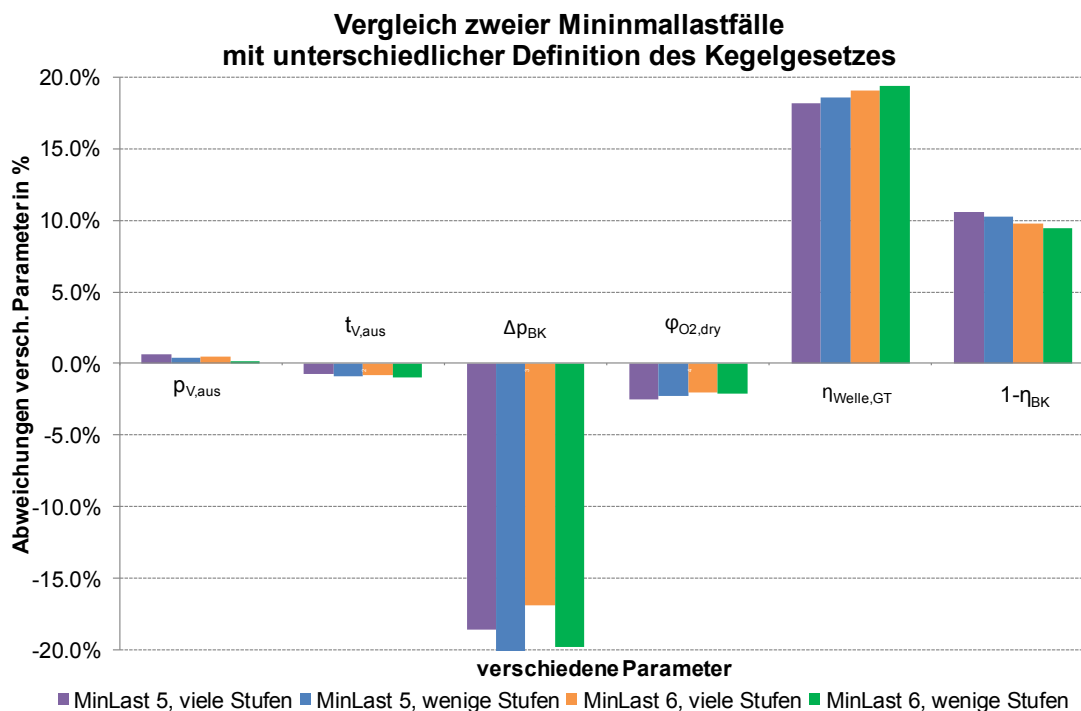
Für diese Abnahmeläufe wurden von einem extern beauftragten Unternehmen Kreislaufrechnungen des GDK vorgenommen, welche die Stoff- und Energieströme bilanzierten. Danach wurden diese Kreislaufrechnungen mit dem Verfahren nach „VDI 2048“ [37] validiert. Die validierten Bezugsgrößen „Wellenleistung Gasturbine $P_{\text{Welle,GT}}$ “ und Wellenwirkungsgrad Gasturbine $\eta_{\text{Welle,GT}}$ “ werden für das Verhältnis als Referenzwerte zu den Simulationsergebnissen verwendet, da die Wellenleistung der GT an den Generator mit keiner Messstelle erfasst wird. Als Vergleichswert werden für diese zwei Parameter die Validierungsergebnisse, welche die Toleranzen der Messstellen beinhalten, herangezogen. In den Minimallastfällen sind die relativen Abweichungen dieser beiden Parameter groß. Der Grund liegt im Ausbrandverlust der Brennkammer, da die Validierungsrechnungen nur Verluste durch Kohlenmonoxid beinhalten und bei den Simulationsrechnungen nur die Vorhersagekurven verwendet werden können, da die Emissionen CO und UHC bei den Abnahmeläufen nicht erfasst wurden.

Die anderen Vergleichsparameter, welche in den Abbildungen eingetragen sind, werden aus der Einleitung des Kapitels 5 übernommen. Wie in Kapitel 3.2 bereits erläutert, wird der Verdichteraustrittsdruck von der Turbinencharakteristik bestimmt. Für Grund- und Teillast weichen die Simulationsergebnisse zu den Messwertem weniger als 1% ab. Die Abweichung der Verdichteraustrittstemperatur vom Messwert gibt den in der Simulation angenommen Wirkungsgrad wieder. Auch hier sind die Abweichungen der Simulationsergebnisse für Grund- und Teillast kleiner als 0,5%. Der berechnete Erdgasvolumenstrom in der Simulation unterscheidet sich von der Messung für den Grundlastfall um weniger als 0,2%. Diese bedeutet, dass bei einer Brennstoffwärmeleistung von 700MW die Abweichung in der Simulation weniger als 1,4MW beträgt. Die Aufgabenstellung war es, möglichst genaue Angaben für den Volllastfall machen zu können und für alle anderen Lastfälle gute Aussagen mit den vorliegenden Daten zu entwickeln. Im 80% Teillastfall weicht die Simulation um etwa 10MW von der realen Brennstoffwärmeleistung ab. Die Charakteristik des Brennkammerdruckverlustes kann mit etwa $\pm 3\%$ angegeben werden. Der Restsauerstoffgehalt im trockenen Abgas differiert ebenfalls weniger als 3%. Hierbei sollte man noch erwähnen, dass dies die relative Abweichung vom Messwert darstellt. Die absolute Differenz ist für diese Lastfälle im geringen %-Bereich. Da bei Voll- oder hoher Teillast kaum Ausbrandverluste zu erwarten bzw. in den Messwerten zu erkennen sind, können die Parameter $P_{\text{Welle,GT}}$ und $\eta_{\text{Welle,GT}}$ durchaus zu Aussagen verwendet werden. Die Abweichung zwischen dem Simulationsmodell „Gasturbine“ und der Validierungsrechnung des Gesamtkreislaufes weicht in Volllast weniger als 1% ab. Es ergibt sich damit eine Bestätigung der Validierungsrechnung mit einem komplett anderen Ansatz zur Ermittlung der Gasturbinenleistung.

Für die Minimallastfälle differieren die Abweichungen zwischen der Simulation und den Messwerten bzw. den Ergebnissen aus den Validierungsrechnungen wesentlich mehr. Dies hat mehrere Gründe. Es wurden keine „unverbrannten“ Emissionen gemessen, deshalb ist die Vorhersage der Emissionen, für welche die Daten aus zeitlich später durchgeführten Messungen ermittelt wurden, relativ schwierig. In der Zwischenzeit wurde die Betriebsstrategie der Gasturbine noch abgeändert. Ein weitere Ursache liegt in einem

ungenaueren Kennfeld des Verdichters und der Turbine hinsichtlich Wirkungsgrad und Ansaugmassenstrom, da es wenige aufgezeichnete stationäre Betriebsfälle in der Mindestlast gab. Für diese Simulation wurde das Kegelgesetz (KG) für eine große Anzahl an Düsenmündungen verwendet. Wie nachfolgend noch erläutert wird, ergeben Simulationen mit einer geringen Anzahl an kritischen Düsen unterschiedliche Ergebnisse, welche auch kurz angeführt werden sollen. Die Interpretation der Parameter kann wie für den Grundlastfall betrachtet werden. Lediglich soll angemerkt werden, dass die Parameter $P_{\text{Welle,GT}}$ und $\eta_{\text{Welle,GT}}$ für den Mindestlastfall aus oben genannten Gründen keine Aussagekraft haben bzw. auch die festgestellte Leistung und der Wirkungsgrad in dem Validierungsergebnis angezweifelt werden kann. Für die Simulation ist der Erdgasvolumenstrom gesetzt und das Verhältnis der CO-/UHC-Emissionen. Die Größe der CO-Emission wird berechnet.

In Abbildung 40 werden die Ergebnisse der Simulation von zwei Betriebspunkten in Minimallast mit einer unterschiedlichen Definition des Kegelgesetzes (siehe Kapitel 4.7) dargestellt. Die Parameter Verdichteraustrittsdruck, -temperatur, Brennkammerdruckverlust und volumetrischer Restsauerstoffgehalt werden als relative Abweichung der Simulation zum Messwert angegeben. Der Wellenwirkungsgrad GT und der Ausbrandverlust $1-\eta_{\text{BK}}$ sind absolute Simulationsergebnisse. Durch die Integration der beiden Berechnungsvarianten für das Kegelgesetz kann in weiterer Folge mit sehr vielen Nachrechnungen von Minimallast-Betriebszuständen festgestellt werden, welche Definition des Kegelgesetzes genauere Ergebnisse liefert. Für diese Feststellung sind vor allem Betriebszustände in geringer Teillast von Interesse.



**Abbildung 40: Vergleich Mess-/Simulationsergebnisse zweier Minimallastfälle
mit unterschiedlicher Definition des Kegelgesetzes**

Da das Kraftwerk zu diesem Zeitpunkt im Kombibetrieb lief, war der reale Wellenwirkungsgrad am Generator bedeutend größer. Dies soll angemerkt werden, damit nicht der Eindruck entsteht, dass das Kraftwerk mit einem Wirkungsgrad von ca. 20% in Minimallast betrieben worden sei. Mit Ausnahme des BK-Druckverlustes, welcher in der Simulation zu niedrig berechnet wird (Anm. absolute Abweichung ist etwa 50mbar), differieren die anderen relativen Parameter nur sehr wenig. Der Betriebspunkt „MinLast 5“ ist die niedrigste mögliche Last für die gegebenen Randbedingungen. Der Punkt „MinLast 6“ ist zeitlich anschließend an Lastpunkt 5 aufgezeichnet worden. Die Klemmenleistung ist von 25% auf etwa 27% erhöht worden. D.h. die Turbineneintrittstemperatur steigt in der Simulation um etwa 20K an. Durch diese geringfügige Leistungserhöhung sinken sofort die Ausbrandverluste merklich ab, wie in der Abbildung ersichtlich ist. Dies sind auch Ziele zukünftiger Optimierungsrechnungen für einen Kosten-Leistungsoptimierten-Betrieb für die Minimallast. Für diese zwei Lastpunkte wurden die Simulationen jeweils für die Definition des Kegelgesetzes mit einer sehr großen Anzahl an Düsenmündungen (Definition: einfaches KG) und dem Kegelgesetz mit einigen wenigen Stufen (Definition: erweitertes KG) gerechnet. Die Abweichungen der Simulation gegenüber den Messwerten des Verdichteraustrittsdrucks und des Restsauerstoffgehaltes im trockenen Abgas sind gegenüber dem einfachen KG geringer, der Wellenwirkungsgrad ist höher und der Ausbrandverlust etwas geringer. Die simulierte Verdichteraustrittstemperatur bleibt in etwa gleich. Nur die Abweichung des BK-Druckverlustes nimmt bei Verwendung des erweiterten Kegelgesetzes zu. Dieser Vergleich lässt vermuten, dass das erweiterte Kegelgesetz für Minimallastsimulationen besser geeignet scheint. Um diesen Sachverhalt zu belegen, sind noch umfangreiche Auswertungen der Simulation von stationären Betriebspunkten notwendig.

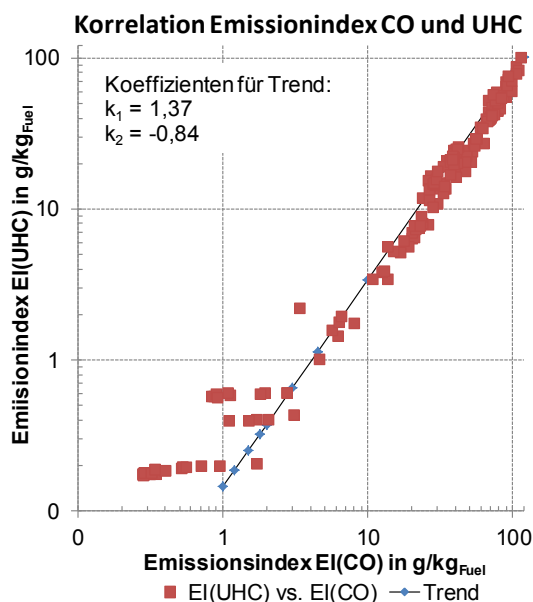
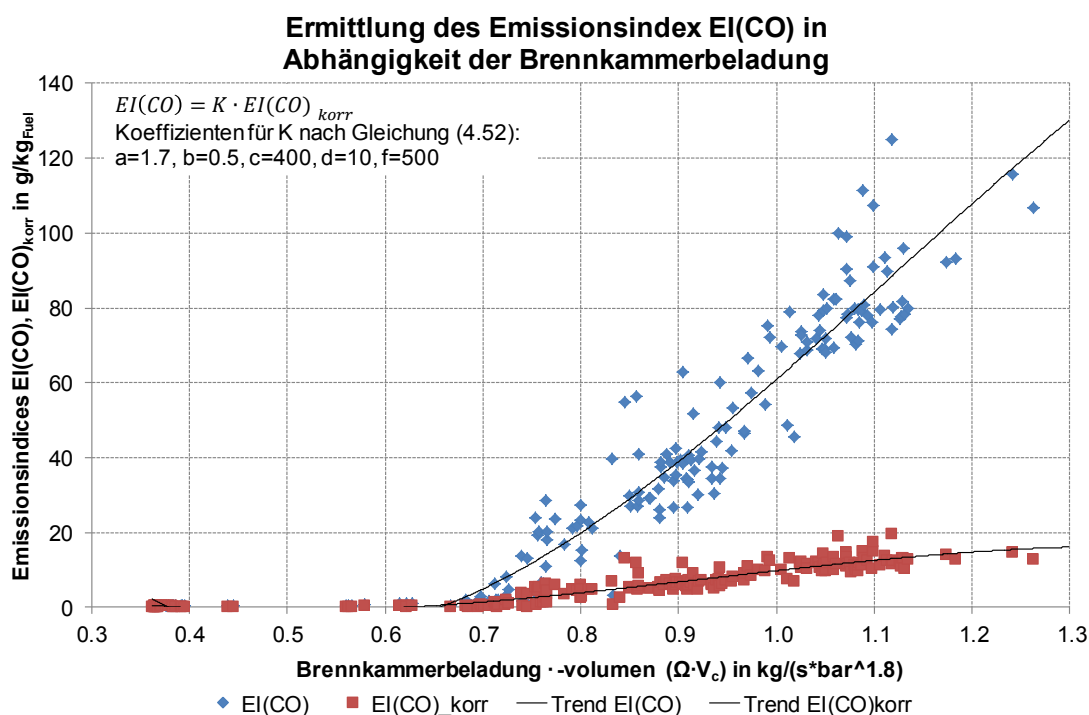


Abbildung 41: Korrelation EI(UHC)-EI(CO) aus versch. Betriebspunkten der SGT5-4000F

Für die Simulationen der Minimallastfälle sollen an dieser Stelle noch zwei Sachverhalte ergänzt werden. In Abbildung 41 ist das Ergebnis einer Korrelation des Emissionsindex

EI(UHC), welchem dem EI(CO) gegenübergestellt wird, angegeben. Die Datenbasis für diese Analyse waren etwa 100 stationäre Betriebspunkte (rote Punkte im Diagramm). Die Annahme, dass der EI(UHC) im doppellogarithmischen Maßstab dem EI(CO) wie bei Fluggasturbinen (Abbildung 23) folgt, kann nach der Darstellung in Abbildung 41 für stationäre Gasturbinen mit einer Ringbrennkammer bestätigt werden. Weiters sind in diesem Diagramm die Koeffizienten sowie die Trendlinie selbst angegeben.

Die Schwierigkeit der Emissionsvorhersage bei sehr geringer Teillast und damit implizit die Prognose des Ausbrandverlustes soll Abbildung 42 vermitteln. Es wurden dieselben Datenpunkte wie bei Abbildung 41 verwendet. Die Größe der Emissionsindizes EI(CO) (blaue Punkte) und des korrigierten EI(CO)_{korrr} (rote Markierungen) werden über die BK-Beladung x Volumen ($\Omega \cdot V_c$) aufgetragen (Vergleiche Kapitel 4.6.1). Bei zunehmender Brennkammerbeladung steigen die Emissionen an. D.h. im linken Diagrammbereich ist die CO-Emission bei Volllast und im rechten Abschnitt der CO-Ausstoß bei geringer Teillast dargestellt. Die blauen Punkte zeigen zusätzliche unterschiedliche Betriebsbedingungen (z.B. Erdgasvorwärmtemperatur, Brennstoff-Luft-Verhältnis,...) der Brennkammer, welche nicht durch die Brennkammerbeladung erfasst sind. Diese Abweichungen der zusätzlich einfließenden Parameter soll durch den Korrekturfaktor K berücksichtigt werden sollen. Die Gewichtung der einzelnen Parameter ist mit den Koeffizienten, welche rein empirisch ermittelt wurden, in dieser Abbildung dargestellt.



**Abbildung 42: Ermittlung des Emissionsindex aus Messwerten in
Abhängigkeit der Brennkammerbeladung**

Als Ergebnis dieser Untersuchung kann festgestellt werden, dass für eine Nachrechnung von Abnahmelastfällen bei gegebenen Randbedingungen bereits gute Ergebnisse erzielt werden, jedoch für die Prognosesimulation der Minimallast und die exakte Zustandserfassung der Gasturbine noch zusätzliche Daten benötigt werden. Deshalb wurde bei der Nachrechnung von Minimallastsimulationen der Erdgasvolumenstrom angegeben und es konnte dadurch die Größe des Emissionsindex $EI(CO)$ berechnet werden. Die dabei erreichte Größenordnung der Emissionen CO und UHC konnte mit weiteren Messdaten verifiziert werden.

5.2. Vorhersage vom Gasturbinenverhalten für unterschiedliche Randbedingungen

In diesem Kapitel werden einige Simulationsergebnisse des Gasturbinenprozesses bei variierenden Randbedingungen betrachtet. Als ein mögliches Schema wird in Abbildung 43 gezeigt, wie das Gasturbinenmodell für eine teilautomatisierte Simulation in IPSEpro aussehen kann. Für die Berechnung werden einige Annahmen zu den Randbedingungen, welche fast den oberen Teil der Tabelle 16 entspricht, benötigt. Das Verhalten des ABHDE wird in dieser Berechnungsmethode durch einen Druckverlust (abhängig von der Durchströmung) mit Wärmeabfuhr approximiert. In Abbildung 43 ist das Ergebnis der Teillastsimulation bei geschlossener Vorleitreihe und Leistungsvorgabe, was der „unterfeuerten“ GT entspricht, ersichtlich. Die Anzeigergebnisse der Datenströme sind ebenfalls zum Teil eingeblendet, um den Kreislauf leichter zu erfassen. Im unteren Teil des Bildes sind die Wirkungsgrade der GT im Solobetrieb und die Klemmenleistung angegeben. Aus Kapitel 4.11 ist noch die Wahrheitstabelle für die wichtigsten Betriebsweisen angefügt.

Mit diesem Vorhersagemodell können nun für unterschiedliche Randbedingungen oder Betriebsarten Simulationen durchgeführt werden. Ein aufbereitetes Ergebnis der GT-Simulation bei Nennbedingungen unter Variation der Wellenleistung ist in Abbildung 44 und Abbildung 45 ersichtlich. Ähnlich wie in Kapitel 3.2 angeführt, können die wahrscheinlichen Betriebsparameter ausgehend von der Vollast als relative Größen dargestellt werden.

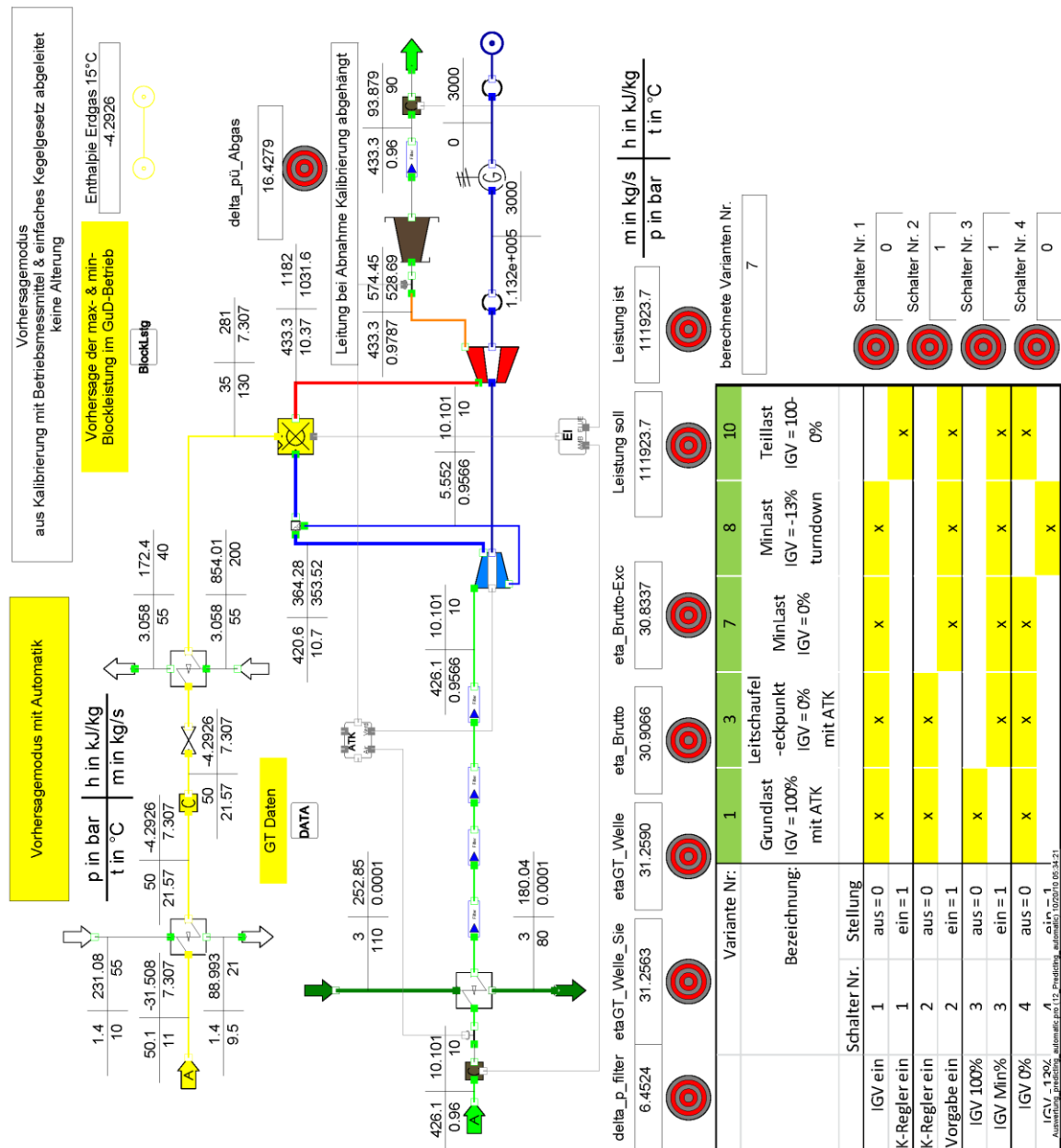


Abbildung 43: Schema Simulationsmodell für Vorhersagerechnungen bei unterschiedlichen Randbedingungen

In Abbildung 44 wird mit zunehmender Teillast die Vorleitriehenposition immer mehr geschlossen, bis bei etwa 50% der Nennleistung die Leitschaufel auf der Minimalposition fixiert ist. Bis zu diesem Punkt ist auch die Turbinenausrittstemperaturregelung aktiv, wie man an dem Knick im Verlauf erkennen kann. Bei weiterer Abnahme der Wellenleistung bleibt der Ansaugmassenstrom konstant, während der Abgasmassenstrom weiter abnimmt, wie auch der Erdgasvolumenstrom bestätigt. Das Abfallen des Verdichterdruckverhältnisses wird durch den kleiner werdenden Abgasmassenstrom und der sinkenden Turbineneintrittstemperatur begründet.

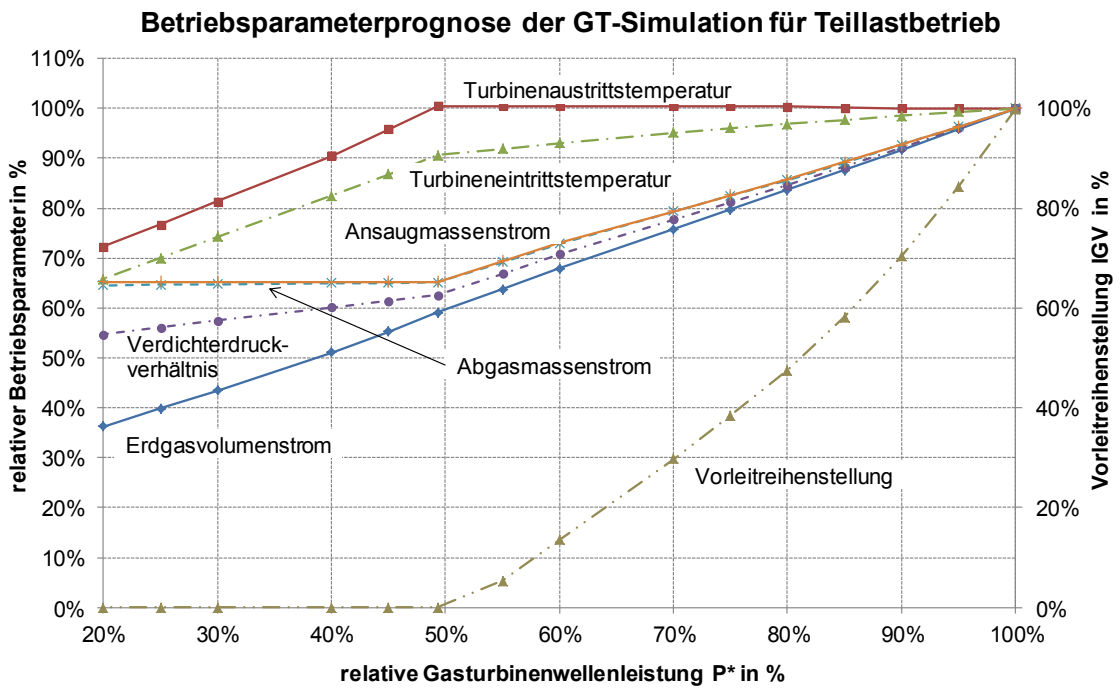


Abbildung 44: Prognose einiger Betriebsparameter der GT-Simulation bei Nennbedingungen, Teil 1

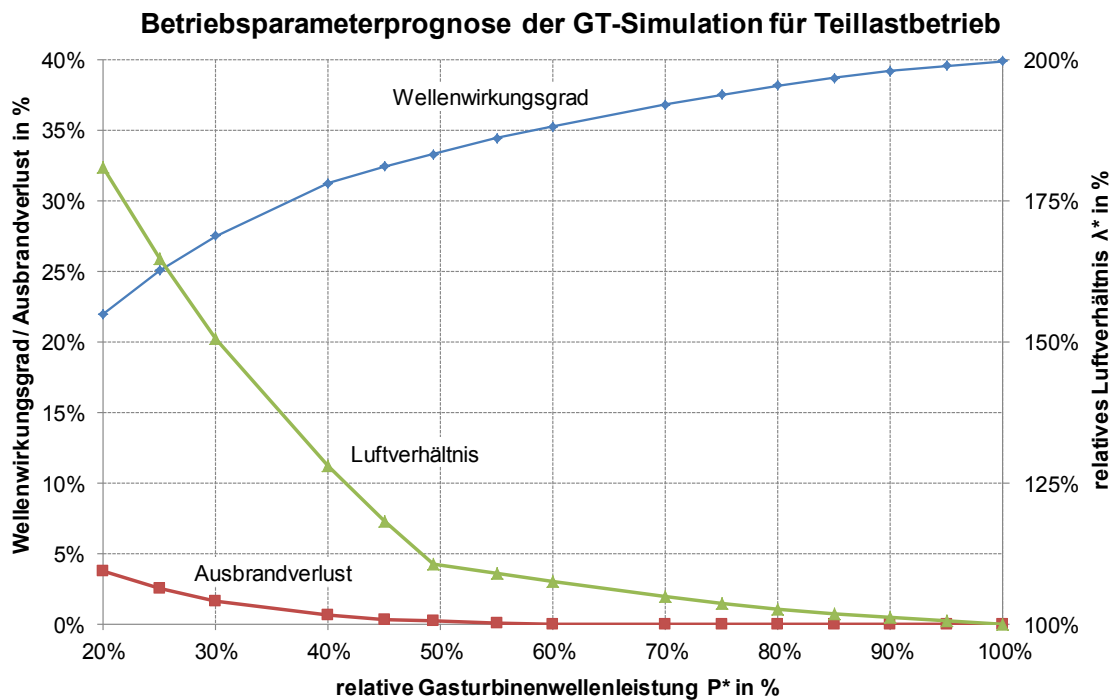


Abbildung 45: Prognose einiger Betriebsparameter der GT-Simulation bei Nennbedingungen, Teil 2

In Abbildung 45 sind die Betriebsparameter GT-Wellenwirkungsgrad, Ausbrandverlust sowie das Luftverhältnis in der Brennkammer über die relative Last aufgetragen. Auch in diesem Diagramm ist die Minimalstellung der Vorleitreibenposition erkennbar. Am besten zeigt die Zunahme des Luftverhältnisses diesen Eckpunkt. Ausgehend von Volllast wird unter

gleichzeitiger Verringerung der Vorleitriihenstellung und Senken des Brennstoffflusses das Luftverhältnis in etwa konstant gehalten. Ab dem Zeitpunkt der Minimalposition kann zur weiteren Leistungsverringerung nur noch der Erdgasvolumenstrom gesenkt werden, was zu einem überproportionalen Anstieg des Luftverhältnisses führt. Durch die geringere Verbrennungstemperatur bei sinkender Last nehmen auch die Ausbrandverluste vor allem durch „Unverbranntes“ zu. Der Wirkungsgrad wird für diese Simulation an der Gasturbinenwelle ermittelt, da der Generator im Solobetrieb eine sehr niedrige mechanische Leistung bei Teillast umwandelt, welche in der Realität durch den Kombibetrieb nie erreicht wird und deshalb die Generatorverluste zu groß wären.

Als weitere Nutzungsmöglichkeit des Vorhersagemodells kann die Veränderung der Leistung und des Wirkungsgrades bei variierenden Randbedingungen im Vollastbetrieb berechnet werden. Das Ziel dieser Simulationen ist es, die Korrekturkurven bzw. -faktoren zu bestimmen, welche in Kapitel 3.1.5 bei Abnahmeläufen nach „ISO 2314:2009“ zur Anwendung kommen. Abnahmeläufe dienen dazu, um das Leistungsvermögen und die Effizienz eines Prozesse zu ermitteln und mit den vertraglichen Bedingungen zwischen Auftraggeber und -nehmer zu vergleichen. Da der Anlagenprozess von vielen variierenden Bedingungen abhängt, besteht oftmals nicht die Möglichkeit, die im Vertrag definierten Bedingungen zu erreichen. Deshalb vereinbaren beide Vertragspartner Korrekturkurven für verschiedene Parameter, um ausgewählte Kennzahlen, z.B. Leistung, Wirkungsgrad, vom gemessenen Wert während des Abnahmelaufes auf Vertragsbedingungen umrechnen zu können.

Diese Berechnung der relativen Korrekturkurven ausgehend von den Nennbedingungen, wie in Kapitel 3.1.5 bereits dargestellt, soll exemplarisch für die drei Parameter Umgebungstemperatur, -druck und relative Luftfeuchte durchgeführt werden. Der entsprechende relative Korrekturfaktor für die Umrechnung der Leistung und des Wirkungsgrades kann direkt aus dem Diagramm übernommen werden. Alle anderen Randbedingungen entsprechen den definierten Nennbedingungen und werden während der Simulation nicht verändert. Die Berechnungsergebnisse sind in Abbildung 46 und Abbildung 47 angegeben. In Abbildung 46 wird die Leistungs- und Wirkungsgradänderung für die relativen Luftfeuchten 10,40, 80 und 100% über den Umgebungstemperaturbereich von -15°C bis +30°C dargestellt. Die Leistungsänderung durch variierende Luftfeuchte unterscheidet sich nur im kleinen %-Bereich, während die Wirkungsgradänderung ab Nennbedingungen hin zu höheren Temperaturen in Abhängigkeit der Luftfeuchte differiert. Die Leistung nimmt bei niedrigerer Temperatur zu, da die Dichte in der angesaugten Luft steigt und dadurch mehr Masse angesaugt wird, der umgekehrte Effekt tritt bei höheren Temperaturen als Nennbedingungen ein. Die Leistungs- und Wirkungsgradänderung in Abhängigkeit des Umgebungsdruckes zwischen 900 und 990mbar bei Nennbedingungen zeigt Abbildung 47. Sowohl der Verlauf der relativen Leistungs- als auch der Wirkungsgradänderung kann als linear angenommen werden. In der realen Anlage sind in der Leittechnik noch Regelungen für eine Leistungsbegrenzung bezüglich maximalen Erdgasverbrauches bzw. eine Vorwärmung

der Ansaugluft bei gewissen Umgebungszuständen eingebaut, welche dieses abgebildete Verhalten verändern können. In dieser Arbeit war dieses Regelverhalten keine Aufgabenstellung (Dieses wird im Gesamtkreislauf des Kraftwerksmodells berücksichtigt).

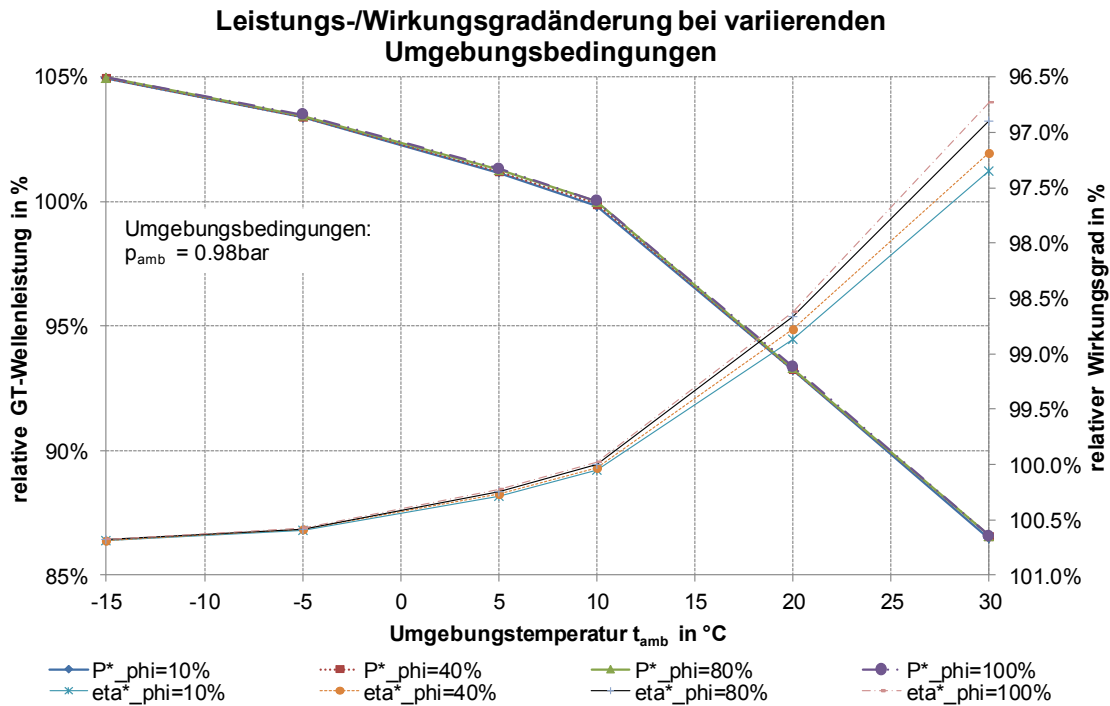


Abbildung 46: Leistungs-/Wirkungsgradänderung bei variierender Temperatur und relativer Feuchte der Umgebungsluft

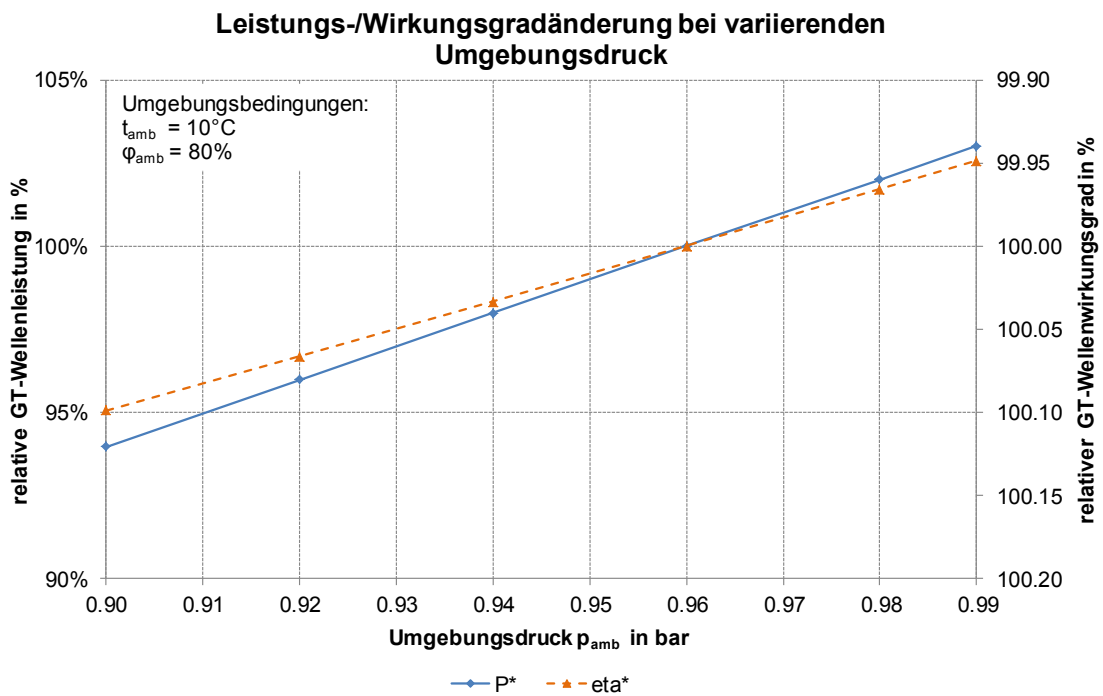


Abbildung 47: Leistungs-/Wirkungsgradänderung bei variierendem Umgebungsdruck

Beispielhaft sollen die Faktoren, welche die Leistungs- und Wirkungsgradänderung bestimmen, aus den Korrekturkurven für die Umrechnung auf folgendem Umgebungszustand ermittelt werden:

- Umgebungstemperatur 20°C
- Relative Luftfeuchte 40%
- Umgebungsdruck 0.92bar

Tabelle 17: Beispielhafte Korrekturfaktoren zur Umrechnung zwischen zwei Betriebszuständen

Bezeichnung	Variable	nach Korrekturkurven	Direkt aus Simulationsmodell
P: t_{amb} , φ_{amb}	$C_{P,2,3}$	93,27%	-
P: p_{amb}	$C_{P,1}$	95,97%	-
Produkt über C_P	C_P	89,51%	89,50%
η : t_{amb} , φ_{amb}	$C_{\eta,2,3}$	98,78%	-
η : p_{amb}	$C_{\eta,1}$	100,07%	-
Produkt über C_η	C_η	98,85	98,84%

Die Korrekturfaktoren nach Tabelle 6 können für den oben genannten Umgebungszustand in Tabelle 17 gefunden werden. In dieser Tabelle sind Vergleichswerte für die Leistungs- und Wirkungsgradänderung angegeben, welche direkt aus dem Modell unter Verwendung der neuen Randbedingungen ermittelt wurden. Der Unterschied zwischen des Korrekturfaktors aus der Bestimmung mit einzelnen Korrekturfaktoren (Abbildung 46 und Abbildung 47) und aus der direkten Ermittlung des Koeffizienten mit dem GT-Simulationsmodell unter Berücksichtigung aller variierenden Randbedingungen ist sehr gering, jedoch differieren die Werte in der zweiten Kommastelle, was gegebenenfalls Einfluss auf die Evaluation des Vertrages haben könnte.

Ein weiterer Vertragsbestandteil ist die Korrektur der maßgebenden Kennzahlen in Abhängigkeit von der Betriebsdauer, da die Bauteile betriebsbedingt mit steigender Einsatzdauer sich verschlechtern und dies zu einer Leistungs- und Wirkungsgradabnahme der Anlage führen. Die Evaluierung der Alterung soll in den nächsten zwei Kapiteln kurz erläutert werden.

5.3. Alterung

Durch den Betrieb der Anlage nutzen sich einzelne Bauteile ab und dies resultiert in einer vermindernden Leistungsfähigkeit bzw. Effizienz des Kraftwerkes. Um einen möglichst wirtschaftlichen Betrieb zu ermöglichen, ist die Kenntnis des Anlagenverhaltens (hier: Gasturbinenverhalten) in Abhängigkeit der Betriebsstunden (Alterung) für den Betreiber sehr wichtig. Deshalb sind aussagekräftige Prognosen der zwei wichtigsten Parameter

Leistungsverminderung und Brennstoffbedarf über die Betriebszeit für die wirtschaftliche Kalkulation (Erlöse/Kosten) notwendig. Eine weitere Anwendung des Alterungsverhaltens ist die optimale Steuerung von Wartungs- und Reparaturmaßnahmen bzw. die Ermittlung einer optimierten Betriebsstrategie (Reinigungsvorgänge des Verdichters). Deshalb werden bei der Auftragsvergabe für eine Anlage oftmals prognostizierte Alterungskurven für die Leistungs-/Wirkungsgradänderung im Vertrag festgehalten. In Abbildung 48 wird das voraussichtliche Alterungsverhalten (Herstellerangaben) der Leistung und des Wirkungsgrades bei Nennbedingungen als Linie dargestellt⁸.

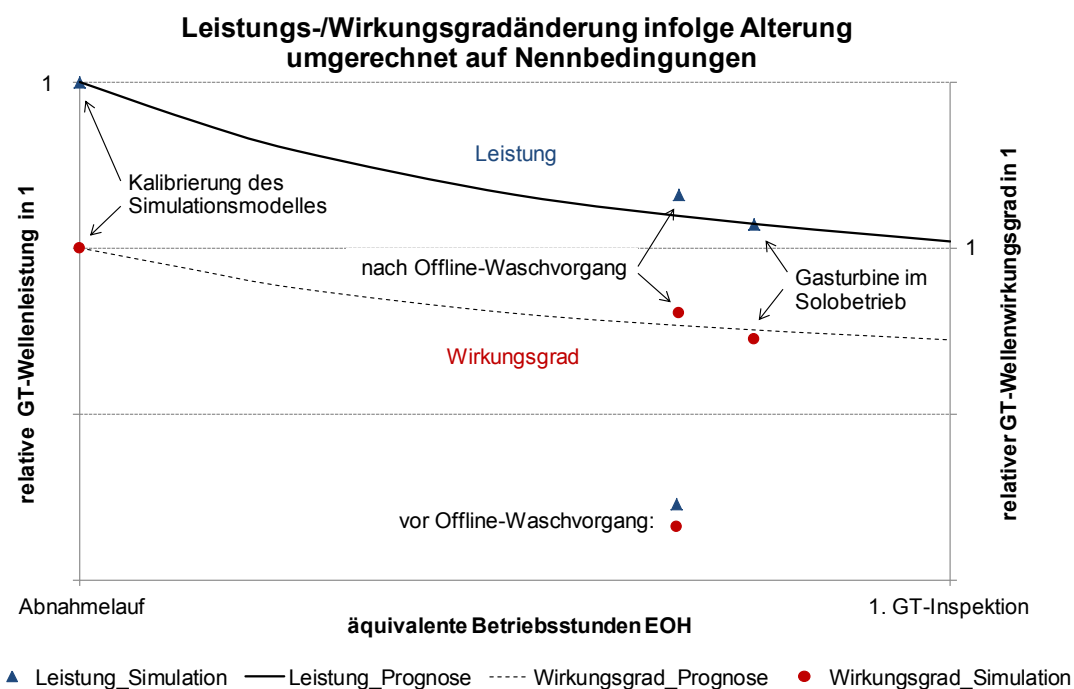


Abbildung 48: Simulation der Leistungs-/Wirkungsgradänderung infolge Alterung

Mit dem Simulationsmodell aus Kapitel 5.1 können für stationäre Betriebspunkte (Gasturbine ist vollständig durchgewärmt und Randbedingungen werden annähernd konstant gehalten) die Kreislaufparameter unter Verwendung der jeweilig benötigten Messdaten ermittelt werden. Bei Nutzung des Modelles mit integrierter Alterungsfunktion wie in Kapitel 4.12 beschrieben, werden die entsprechenden Alterungskoeffizienten festgelegt. Mit den bestimmten Alterungsfaktoren Verdichterwirkungsgradänderung $\Delta\eta_{V,0}$, Ansaugmassenstromänderung $\Delta m_{V,0}$, BK-Druckverluständerung $\Delta p_{BK,0}$ und Turbinenwirkungsgradänderung $\Delta\eta_{T,0}$ bei ISO-Bedingungen kann nun im Vorhersagesimulationsmodell aus Kapitel 5.2 die gealterte GT-Wellenleistung und der Wellenwirkungsgrad berechnet werden. Für drei exemplarische Vollast-Betriebspunkte wurde in dieser Arbeit die Bestimmung der Alterungsfaktoren durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 48 eingetragen. Der Alterungsbeginn wurde mit der Kalibrierung des Simulationsmodelles beim Abnahmelauf festgesetzt. Als spezielle

⁸ Der Verlauf der Prognosekurven für die GT-Leistungs- und Wirkungsgradänderung entspricht aus Datenschutzgründen nicht der Realität.

Betriebspunkte wurden diejenigen gewählt, welche vor und nach einem Reinigungsvorgang der Gasturbine im Speziellen des Verdichters bei Stillstand des Kraftwerkes (Offline-Waschvorgang) liegen. Das Ziel des Offline-Waschvorganges, die Verbesserung der Leistungsausbeute bei höherer Effizienz, konnte aus der Simulation eindeutig festgestellt werden. Als weiterer Betriebspunkt wurde ein Vollast-Gasturbinen-Solobetrieb, welche einige Zeit nach dem Offline-Waschvorgang liegt, zur Berechnung der Alterung verwendet. Dieser Punkt hat den Vorteil, dass über die elektrischen Messgrößen am Generator direkt auf die GT-Wellenleistung (wegen ausgekuppelter DT) geschlossen werden kann. Somit muss für die Bestimmung der Alterungsfaktoren der Erdgasvolumenstrom nicht verwendet werden und kann als Qualitätsmerkmal des Simulationsmodelles eingesetzt werden.

Für diesen Lastpunkt konnte eine relative Abweichung des Brennstoffflusses zwischen Simulation und Messwert von 0,044% berechnet werden. D.h. das Betriebsverhalten der realen Gasturbine wurde im Simulationsmodell sehr gut angenähert.

Der sägezahnförmige Verlauf der Alterungskurve kann mit diesen wenigen Punkten bereits abgeschätzt werden.

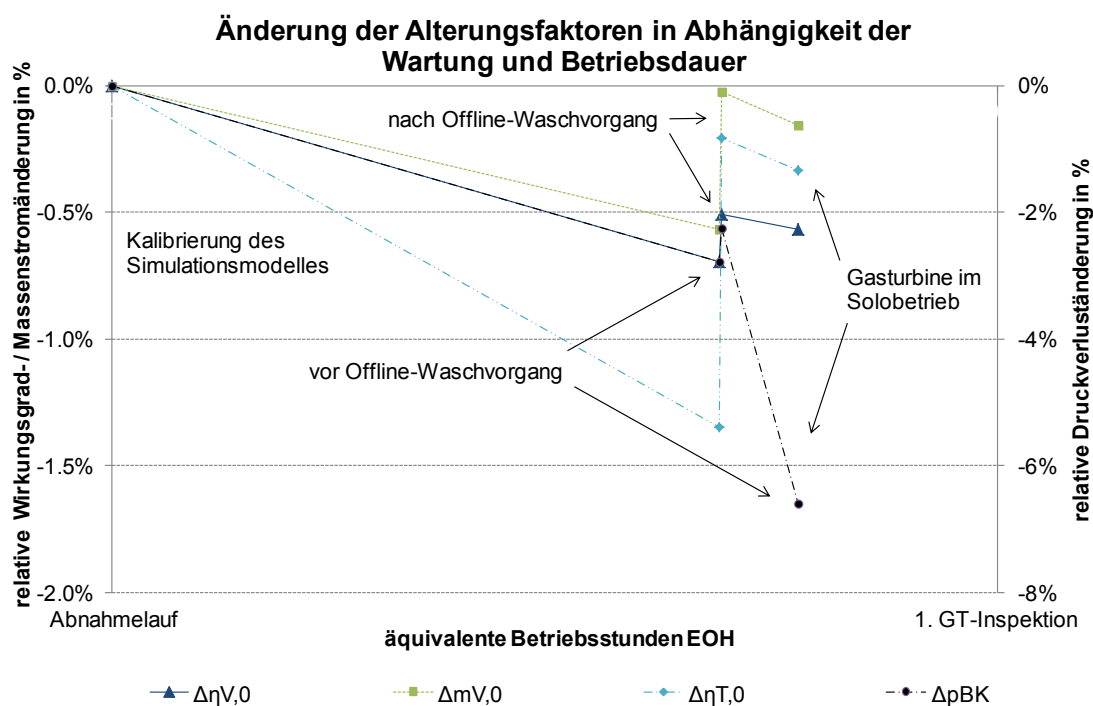


Abbildung 49: Änderung der Alterungsfaktoren in Abhängigkeit der Wartung und Betriebsdauer

In Abbildung 49 werden die Änderungen der vier Alterungsfaktoren, welche in der Simulation bestimmt und durch die das Ergebnis in Abbildung 48 angegeben werden kann, über die Betriebsdauer in Form der äquivalenten Betriebsstunden EOH dargestellt. Die Parameteränderung über die Betriebszeit infolge Alterung zeigt einen ähnlichen Verlauf wie bei der Leistungsänderung. Als Grund für die starke BK-Druckverluständerung nach dem Offline-Waschvorgang kann das Öffnen der GT-Brennkammer durch den Hersteller in einer Kraftwerksstillstandzeit genannt werden. Durch das Entfernen bzw. Wiederanbringen des

Messaufnehmers könnte eine veränderte Differenzdruckanzeige bewirkt worden sein. Im nachfolgenden Kapitel soll die Analyse des Waschvorganges noch untersucht werden.

5.4. Offline-Wäsche

In diesem Abschnitt werden die Auswirkungen der Offline-Wäsche des GT-Verdichters anhand von zwei repräsentativen Betriebspunkten erläutert. Grundsätzlich wird wie im vorigen Kapitel schon erwähnt, die Offline-Wäsche als Reinigungsvorgang des Verdichters mit einer speziellen Flüssigkeit bei annäherndem Wellenstillstand (Rotorblättern drehen sich langsam durch das Bad) definiert. Das Ziel des Reinigungsvorganges ist es, eine deutliche Leistungs- und Wirkungsgradverbesserung der Gasturbine im Lebenszyklus zwischen zwei großen Serviceintervallen zu erzielen. Als Alternative gibt es noch die sogenannte „Online-Wäsche“, bei welcher die Last etwas reduziert wird und vor dem Verdichter Wasser zum Entfernen der leicht anhaftenden Verschmutzungen eingedüst wird. Die Analyse der Wirkung einer Online-Wäsche auf die GT wurde in dieser Arbeit nicht behandelt, jedoch war es eine Aufgabenstellung zu untersuchen, ob eine Aussage über den Gewinn bei gezielt durchgeführten Offline-Wäschen möglich ist. Wie schon als Ergebnis im vorigen Kapitel angemerkt wurde, konnte der Leistungs- und Wirkungsgradgewinnes durch diese Reinigungsmaßnahme mit der Simulation nachgewiesen werden. Nun sollen noch einige Aspekte des Vergleichs der Simulation mit den Messdaten und die daraus erzielten Ergebnisse erklärt werden.

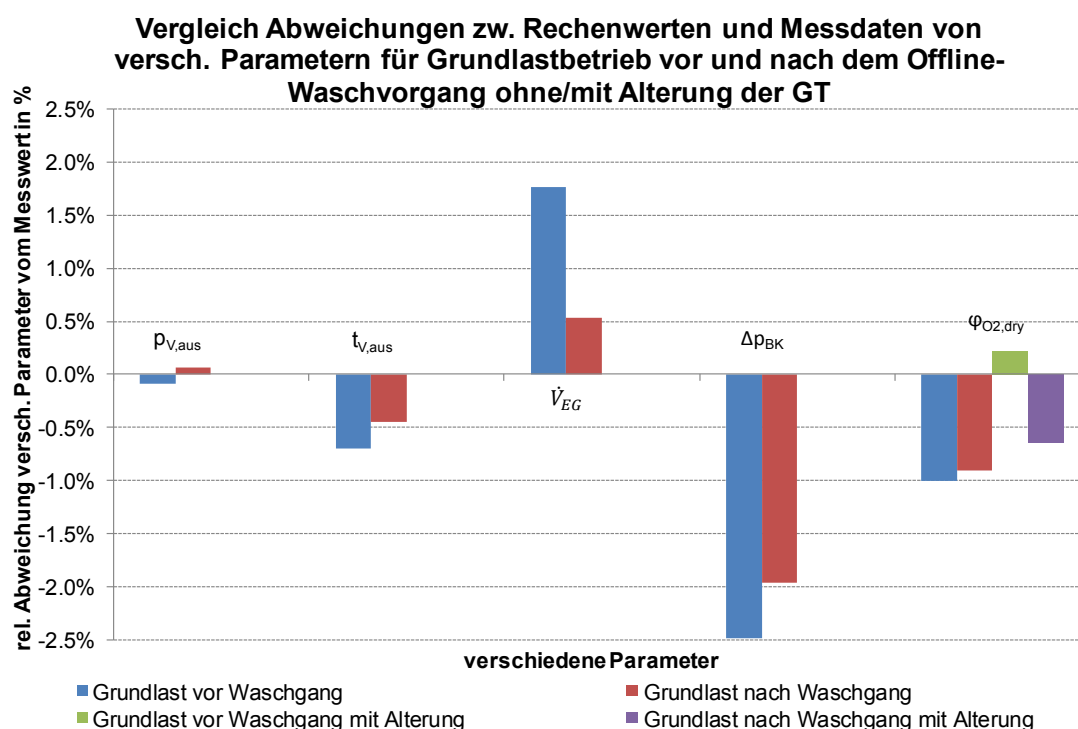


Abbildung 50: Vergleich der Abweichungen von Mess-/Simulationswerte vor und nach einem Offline-Waschvorgang im Grundlastbetrieb

In Abbildung 50 sind einige charakteristische Betriebsparameter, mit welchen die Genauigkeit des Simulationsmodelles gegenüber den Messdaten analysiert werden kann, dargestellt. Die

verwendeten Betriebspunkte wurden für einen stationären Betriebszustand bei Vollast im Kombibetrieb vor und nach dem Offline-Waschvorgang ausgewählt. Die Abbildung zeigt die relative Abweichung für die Parameter Verdichteraustrittsdruck $p_{V,aus}$, Verdichteraustrittstemperatur $t_{V,aus}$, Erdgasvolumenstrom \dot{V}_{EG} , BK-Druckverlust Δp_{BK} und für den volumetrischen Restsauerstoffgehalt der trockenen Luft $\varphi_{O_2,dry}$. Dieser letztgenannte Parameter wurde auch für die Bewertung der Simulationsergebnisse der beiden Betriebspunkte unter Verwendung der Alterungsfunktion herangezogen (grüner bzw. violetter Balken in Abbildung 50), da die anderen Messwerte zur Kalibrierung der Alterungsfaktoren benötigt wurden. Sowohl vor als auch nach der Offline-Wäsche zeigt der Parameter $\varphi_{O_2,dry}$ geringere Abweichungen gegenüber dem Ergebnis ohne Alterung. Die Ergebnisse der Simulation ohne Berücksichtigung der Alterung sind mit den blauen Balken (vor der Wäsche) und den roten Balken (nach der Wäsche) gekennzeichnet. Bei Betrachtung des Unterschiedes der Abweichung kann festgehalten werden, dass die Parameter nach der Wäsche weniger vom Messwert in Bezug auf die ungealterte Gasturbine (Basic New&Clean) als vor dem Reinigungsvorgang differieren. D.h. das Simulationsmodell für den Fall Basic New&Clean berechnet die erreichbare Wellenleistung nach der Wäsche genauer. Nun können für beide Betriebspunkte die Alterungsfaktoren unter Verwendung der Parameter $p_{V,aus}$, $t_{V,aus}$, \dot{V}_{EG} und Δp_{BK} , wie in Kapitel 5.3 beschrieben, ermittelt und danach das Modell mit den Alterungseigenschaften simuliert werden.

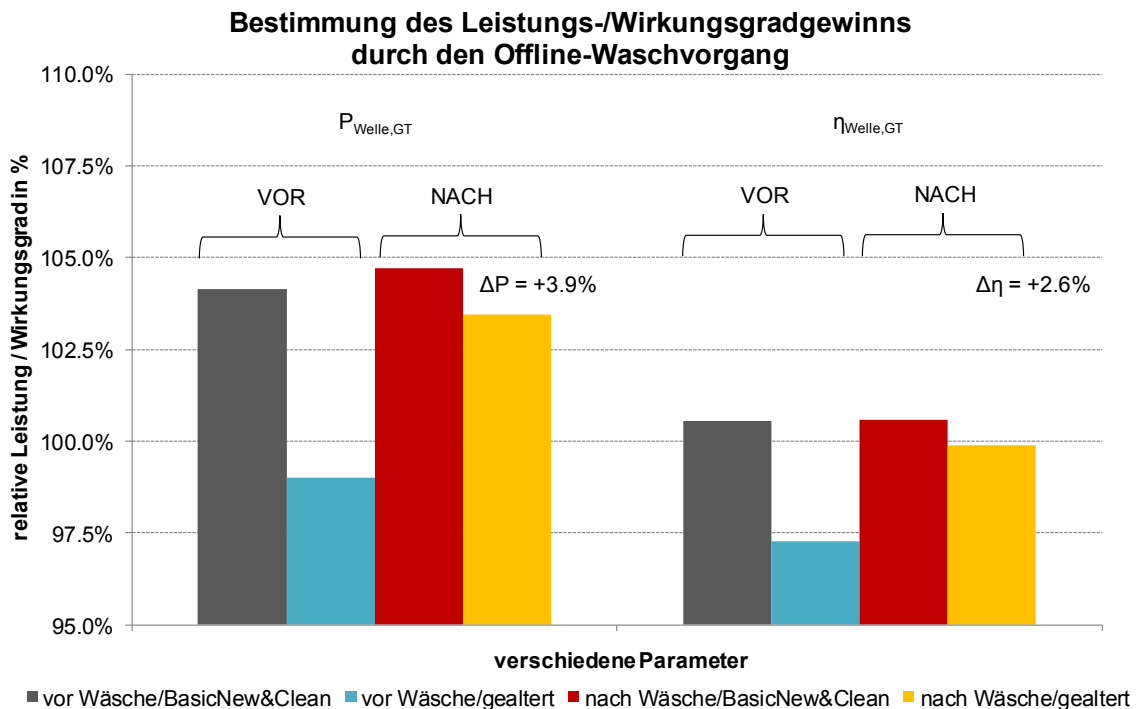


Abbildung 51: Bestimmung des Rückgewinns durch einen Offline-Waschvorgang

Die Abbildung 51 stellt die Ergebnisse GT-Wellenleistung und Wellenwirkungsgrad der Simulationen mit und ohne Alterung sowie vor und nach dem Offline-Waschvorgang dar. Die Balken repräsentieren die Leistung bzw. den Wirkungsgrad, welche ausgehend von den Nennbedingungen für den jeweiligen Betriebspunkt im nicht oder im gealterten Zustand

berechnet werden. D.h. mit einer neuen GT könnte bei den Randbedingungen vor der Wäsche eine Leistung von ca. 104% erreicht werden, durch die Alterung wird jedoch nur mehr eine Leistung von ca. 99% umgesetzt. Durch den Offline-Waschvorgang verringert sich die Differenz zwischen neuer und gealterter GT.

Mit dem Reinigungsvorgang kann für diese betrachteten Betriebspunkte ein Rückgewinn von 3,9%-Punkten für die Leistung und 2,6%-Punkten für den Wirkungsgrad ermittelt werden. Dies entspricht einer Erhöhung der Wellenleistung um etwa 10MW.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein Modell zur Simulation des stationären Betriebsverhaltens von modernen Großgasturbinen entwickelt. Als Softwareumgebung wurde das Programm „IPSEpro“ verwendet, welches eine sehr großzügige Gestaltung der Modelleigenschaften zulässt sowie einen schnellen und robusten Lösungsalgorithmus beinhaltet. Für das Modell war gefordert, dass ein möglichst reales Verhalten der Gasturbine in der Simulation erreicht wird und alle wichtigen Betriebsarten des Kraftwerkes eingestellt werden können. Ein wirklichkeitsnahes Verhalten der benötigten Modellkomponenten wurde erreicht, indem die zur Verfügung stehenden Messstellen aus dem GDK-Kraftwerk modernster Bauart bei der Entwicklung berücksichtigt wurden. Das 0-dimensionale Modell wurde aus einem Luftansaugtrakt mit eingebauten Filtern, einem Verdichter mit Kühlluftleitung, einer Brennkammer, einer Erdgasstrecke mit Brenngasvorwärmung, einer Turbine mit Diffusor und einem imitierenden ABHDE sowie einer anlagenspezifischen GT-Regelung und Teilautomatisierung aufgebaut. Die GT-Anlage wurde möglichst herstellerunabhängig modelliert, damit die Simulation des charakteristischen Betriebsverhaltens unterschiedlichster stationärer Gasturbinenfabrikate mit Verwendung entsprechender Daten möglich ist. Dies ermöglicht die Nutzung des Modells nicht nur für die bestehende Anlage, sondern auch zur Überprüfung von Angebotsdaten der GT-Lieferanten bei Kraftwerksneubauten oder Modernisierungen. Das Simulationsmodell wurde so gestaltet, dass die Ermittlung von Korrekturfaktoren für die Leistungs- und Wirkungsgradumrechnung nach der Norm „ISO 2314:2009“ möglich ist. Optimierte Betriebsstrategien mit Bezug auf den erzielbaren Erlös am freien Strommarkt können mit dem Prognosemodus des Simulationsmodells gesucht werden. Ebenso ist eine einfache Alterungsfunktion der GT-Bauteile im Modell integriert, sodass die Leistungs- und Wirkungsgradverminderung mit zunehmender Betriebsdauer erfasst und die Auswirkungen von geplanten Reinigungsvorgängen des Verdichters (Offline-Waschvorgang) simuliert werden können.

In dieser Arbeit wurde die Simulationsgenauigkeit des Modelles an verschiedenen Abnahmeläufen in Voll- und Teillast bei unterschiedlichen Randbedingungen überprüft. Es konnten sehr gute Übereinstimmungen im Bereich der Grundlast sowohl im Kombi- als auch im GT-Solo-Betrieb erreicht werden. Der Teillastbereich, welcher mit der verstellbaren Vorleitreihe des Verdichters geregelt wird, erzielte gleichermaßen gute Ergebnisse. Ein besonders Merkmal dieser betrachteten GT ist es, dass sie in sehr geringer Teillast (etwa 20% der Nennleistung) betrieben wird. In diesem kleinen Bereich wurden zwar gute Ergebnisse gefunden, jedoch besteht hier noch ein wesentliches Verbesserungspotential. Fehlende oder ungenaue Messdaten können als einer der Gründe für diese Abweichungen angegeben werden. Indessen konnte die Alterung der GT basierend auf Messdaten gut modelliert werden und auch der Rückgewinn an Leistung und Wirkungsgrad nach einer Offline-Wäsche war in der Simulation deutlich erkennbar.

Zukünftig soll die computerunterstützte und automatisierte Auswertung vieler stationärer Betriebspunkte eine noch präzisere Charakteristik des GT-Verhaltens ermöglichen.

Gleichzeitig werden dadurch Alterungskurven der maßgeblichen Bauteile ermittelt und eine optimierte Wartung infolge des Alterungsverhaltens erhöht die Wirtschaftlichkeit der Anlage. Im Zusammenspiel mit dem Simulationsmodell des nachgeschalteten Dampfteils kann das GDK-Kraftwerk als gesamtes abgebildet werden. Dies ermöglicht beispielsweise eine Vielzahl von Optimierungsrechnungen für die Fernwärmeauskoppelung mit den anderen Kraftwerken an diesem Standort.

Dieses Modell soll auch dazu beitragen, dass die Betriebsweise optimiert und mögliche Verbesserungspotentiale des Kraftwerkes gefunden werden. Als Resultat kann die Wirtschaftlichkeit durch Verringerung des CO₂-Ausstoßes und Absenken der Stromgestehungskosten erhöht werden. Viel essentieller ist, dass durch die Steigerung der Effizienz die Umwelt weniger belastet wird und so das Ziel des Lebens in einem nachhaltigen System ein Stück näher rückt.

7. Literaturverzeichnis

- [1] SimTech, IPSEpro Process Simulator, Model Development Kit Manual Version 4.0.001, Simulation Technology, 2003.
- [2] International Organization for Standardization, "Gas turbines - Acceptance tests, ISO 2314:2009," Dez. 2009.
- [3] Lechner, C., Seume, J., *Handbuch Stationäre Gasturbinen*, 2.Auflage, Springer-Verlag Berlin, 2009.
- [4] SimTech, IPSEpro Process Simulator, Advanced Power Plant Library Manual Version 4.0.002, Simulation Technology, 2003.
- [5] Wagner Wolfgang und Kretschmar Hans-Joachim, *International Steam Tables - Properties of Water and Steam based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97*, Springer-Verlag, 2008.
- [6] M.W. Chase, National Institute of Standards and Technology, und Joint Army Navy Air Force, *NIST JANAF thermochemical tables 1 Al - Co*, Woodbury, NY: American Inst. of Physics [u.a.], 1998.
- [7] International Organization for Standardization, "Natural gas - Calculation of thermodynamic properties - Part 1: Gas phase properties for transmission and distribution applications, ISO20765-1:2005," Sep. 2005.
- [8] Eichlseder, Helmut, Skriptum "Thermodynamik," TU Graz, Institut für Thermodynamik und Verbrennungsmaschinen, Sep. 2004.
- [9] Menny, K., *Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*, 5.Auflage, ViewegTeubner Wiesbaden, 2006.
- [10] Siemens AG, "Siemens Gas Turbine - SGT5-4000F - Advanced performance", URL: <http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/gas-turbines/downloads/SGT5-4000F.pdf> (01.10.2010)
- [11] Energie AG OÖ Kraftwerke GmbH, "GuD-Timelkam.", URL: http://www.energieag.at/eag_at/page/339536979223644121_593479839214310582~593479989806601884_596006753209026418.de.html (01.10.2010)
- [12] Wien Energie GmbH, "Kraftwerk Simmering.", URL: <http://www.wienenergie.at/we/ep/programView.do/channelId/-22748/programId/13138/pageTypeId/11894> (01.10.2010)
- [13] Verbund AG, "GDK-Mellach: Höchstmöglicher Wirkungsgrad bei der Stromerzeugung!," URL: http://www.verbund.at/cps/rde/xchg/internet/hs.xsl/194_9744.htm?lev=5 (01.10.2010)
- [14] Traupel, W., *Thermische Turbomaschinen Band 1- Thermodynamisch-strömungs-technische Berechnung*, 4.Auflage, Springer-Verlag Berlin, 2001.

- [15] Joos, F., *Technische Verbrennung Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*, SpringerLink (Online service) Berlin, 2006.
- [16] Baehr, H.D., Kabelac, S., *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*, 14.Auflage, Springer-Verlag Berlin, 2009.
- [17] Starling, K.E., Savidge, J.L., American Gas Association. Operating Section, *Compressibility factors of natural gas and other related hydrocarbon gases*, Arlington, Va.: American Gas Association, Operating Section, 1992.
- [18] Wagner, W., Kunz, O., "Die ganze (thermodynamische) Wahrheit steckt in einer Formel - Erdgas-Zustandsgleichung als internationaler Standard,"-Beitrag 11, maschinenbau RUBIN, 2004.
- [19] Kunz, O., "The GERG-2004 wide range equation of state for natural gases and other mixtures GERG TM15 2007", VDI-Verlag Düsseldorf, 2007.
- [20] Schwabl, F., *Statistische Mechanik*, 3.Auflage, Springer-Verlag Berlin, 2006.
- [21] NIST, "Isobaric Properties of Methane.", URL: [http://webbook.nist.gov/cgi/fluid.cgi?Action=Load&ID=C74828&Type=IsoBar&Digits=5&P=0.101325&THigh=200&TLow=0&TInc=5&RefState=DEF&TUnit=C&PUnit=MPa&DU nit=kg%2Fm3&HUnit=kJ%2Fkg&WUnit=m%2Fs&VisUnit=uPa*s&STUnit=N%2Fm \(02.10.2010\)](http://webbook.nist.gov/cgi/fluid.cgi?Action=Load&ID=C74828&Type=IsoBar&Digits=5&P=0.101325&THigh=200&TLow=0&TInc=5&RefState=DEF&TUnit=C&PUnit=MPa&DU nit=kg%2Fm3&HUnit=kJ%2Fkg&WUnit=m%2Fs&VisUnit=uPa*s&STUnit=N%2Fm (02.10.2010)
- [22] Österreichisches Normungsinstitut, "Erdgas - Berechnung von Brenn- und Heizwert, Dichte, relativer Dichte und Wobbeindex aus der Zusammensetzung, ÖNORM EN ISO 6976:2005" Okt. 2005.
- [23] Vokes-Air Group, "Vokes-Air Group - Produkte.", URL: [http://www.vokesair.com/index.php?id=products&no_cache=1&L=3 \(02.10.2010\)](http://www.vokesair.com/index.php?id=products&no_cache=1&L=3 (02.10.2010)
- [24] Österreichisches Normungsinstitut, "Partikel-Luftfilter für die allgemeine Raumluftechnik - Bestimmung der Filterleistung Fassung ÖNORM EN 779:2002", 2003.
- [25] Merkler, R., Staudacher, S. Schmidt, K., "Modellierung des Luftsystems von Turboflugtriebwerken für die Anwendung in Leistungssyntheseprogrammen", Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart, DGLR Stuttgart, 2003.
- [26] Bitterlich W., Ausmeier, S., Lohmann, U., *Gasturbinen und Gasturbinenanlagen : Darstellung und Berechnung; mit 60 Tabellen und ausführlichen Berechnungsbeispielen*, Teubner Wiesbaden, 2002.
- [27] Wulff A., "Entwicklung eines Verbrennungsmodells für Brennkammern von Fluggasturbinen," Dissertation - Technische Universität Berlin, 2001.
- [28] International Civil Aviation Organization, ICAO engine exhaust emissions data bank, International Civil Aviation Organization Montreal, Quebec, Canada, 1995.
- [29] Münzberg, H., Kurzke, J., *Gasturbinen: Betriebsverhalten und Optimierung*, Springer-Verlag Berlin, 1977.

- [30] International Organization of Standardization, "Gas turbines - Exhaust gas emission. Part 1: Measurement and evaluation, ISO11042-1:1996," Aug. 1996.
- [31] Traupel, W., *Thermische Turbomaschinen Band 2- Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, mechanische Probleme, Temperaturprobleme.*, 3.Auflage, Springer-Verlag Berlin, Springer, 1982.
- [32] Idekchik, I.E., *Handbook of hydraulic resistance*, CRC press Boca Raton, Fla, 1994.
- [33] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen., *VDI-Wärmeatlas*, Springer-Verlag Berlin, 2006.
- [34] Österreichisches Normungsinstitut und Österreichischer Verband für Elektrotechnik, "Drehende elektrische Maschinen, Teil 2-1 Standardverfahren zur Bestimmung der Verluste und des Wirkungsgrades von drehenden elektrischen Maschinen aus Prüfungen (ausgenommen Maschinen für Schienen- und Straßenfahrzeuge), ÖVE/ÖNORM EN 60034-2-1:2008," Okt. 2008.
- [35] Wikipedia, "Drehstrom-Synchronmaschine," Drehstrom-Synchronmaschine, URL: http://de.wikipedia.org/wiki/Drehstrom-Synchronmaschine#V-Kurve_der_Synchronmaschine (05.10.2010)
- [36] International Organization for Standardization, "Gas turbines Acceptances tests = Turbines à gaz, ISO 2314:1989," 1989.
- [37] VDI Handbuch Energietechnik, "Messunsicherheiten bei Abnahmemessungen an energie- und kraftwerkstechnischen Anlagen 1, Grundlagen, VDI 2048:2000," Berlin-Verlag 2000.
- [38] Jericha, H., Skriptum "Thermische Turbomaschinen," 3.Auflage, TU Graz, Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Sep. 1994.

Anhang A

A.I. Bilanzierung der Gasturbine nach ISO 2314:2009

Dieser Anhang ist aus der Norm ISO 2314:2009 entnommen und beschreibt die Bilanzierung der Gasturbine in Energie- und Stoffströme sowie Berechnung der Größen Verdichtermassenstrom, Brennkammerenergiebilanz und Turbineneintrittstemperatur [2].

In this section following subjects will be dealt with:

- Gas Turbine Energy Balance
- Compressor Inlet Air Mass Flow
- Combustion Chamber Energy Balance
- Turbine Inlet Gas Temperature

Due to technical developments some parameters can only be determined with help of manufacturer's data and complicated calculations. Therefore the equations underneath, referring to the last two subjects, will act as guidelines. The use of appropriate non-dimensional correction curves is permitted.

8.3.2 Gas turbine energy balance

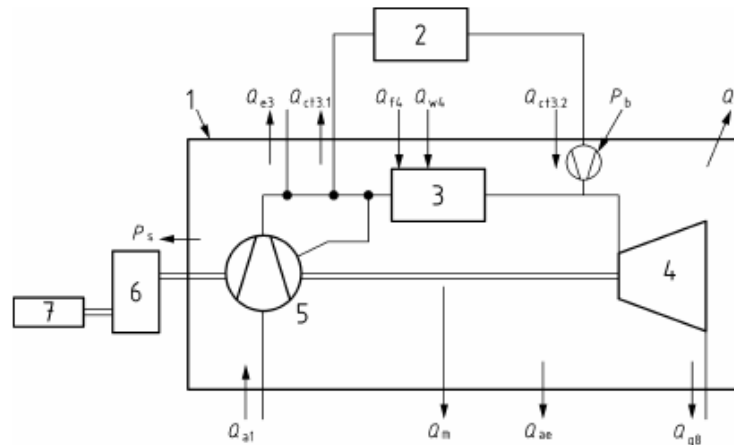


Figure 4 – Control Volume for Gas Turbine Energy Balance

- | | |
|------------------|--------------|
| 1 Control volume | 5 Compressor |
| 2 Air cooler | 6 Gear box |
| 3 Heat source | 7 Load |
| 4 Turbine | |

Gas turbine energy balance:

$$Q_{a1} + Q_{f4} + Q_{w4} + Q_{ct3.2} + P_b = P_s + Q_{e3} + Q_{ct3.1} + Q_r + Q_{g8} + Q_{ae} + Q_m$$

...(23)

where

$Q_{a1} = \dot{m}_{a1} \cdot h_{a1}$	compressor air inlet
$Q_{f4} = \dot{m}_{f4} \cdot (Q_{lo} + h_{f4} - h_0)$	fuel
$Q_{w4} = \dot{m}_{w4} \cdot h_{w4}$	water / steam
$Q_{ct3.2} = \dot{m}_{ct3} \cdot h_{ct3.2}$	cooling air cooler outlet
P_b	booster power consumption
$P_s = P_{e9} + Q_{GB} + Q_G$	shaft power output
$Q_{e3} = \dot{m}_{e3} \cdot h_{a3}$	external air extraction
$Q_{ct3.1} = \dot{m}_{ct3} \cdot h_{a3}$	cooling air cooler inlet
$Q_r = (1 - \eta_{rc}) \cdot \dot{m}_{f4} \cdot (Q_{lo} + h_{f4} - h_0)$	radiation and convection heat losses
$Q_{g8} = \dot{m}_{g8} \cdot h_{g8}$	turbine exhaust gas
$Q_{ac} = \dot{m}_{ac} \cdot h_{ac}$	leakage from the control volume
Q_m	mechanical losses

where

\dot{m}_{a1}	is the compressor inlet mass flow, in kilograms per second;
h_{a1}	is the specific enthalpy of air at temperature T_{a1} entering the compressor, in kilojoules per kilogram;
\dot{m}_{f4}	is the fuel mass flow entering the control volume, in kilograms per second;
Q_{lo}	is the lower heating value (LHV) of the fuel at 15°C and constant pressure, in kilojoules per kilogram;
h_{f4}	is the specific enthalpy of the fuel at temperature T_{f4} entering the heat source (combustion chamber), in kilojoules per kilogram;
h_0	is the specific enthalpy of the fuel at 15°C, in kilojoules per kilogram;
\dot{m}_{w4}	is the injected water or steam mass flow entering the control volume, in kilograms per second;
h_{w4}	is the specific enthalpy of the injected water or steam mass flow at temperature T_{w4} entering the control volume, in kilojoules per kilogram; consideration of evaporation of water can lead to negative values for specific enthalpy

- \dot{m}_{cr3} is the air mass flow to the external cooler leaving and entering the control volume, in kilograms per second;
- $h_{cr3,2}$ is the specific enthalpy of the air flow from the external cooler at temperature $T_{cr3,2}$ entering the control volume, in kilojoules per kilogram;
- P_b is the cooling air booster power consumption, in kilowatt;
- P_s is the shaft power output of the gas turbine, in kilowatt;
- Q_G are the generator losses, in kilowatt
- Q_{GB} are the gear box losses, in kilowatt
- P_{e3} is the electrical output at generator terminals. in kilowatt
- \dot{m}_{c3} is the mass flow of extracted compressor discharge air, in kilograms per second;
- h_{a3} is the specific enthalpy of the air at compressor discharge temperature T_{a3} , in kilojoules per kilogram;
- η_{lc} is the combustion chamber efficiency, taken into account the total radiation and convection heat losses
- \dot{m}_{g8} is the mass flow of the turbine exhaust gases, in kilograms per second;
- h_{g8} is the specific enthalpy of exhaust gases at temperature T_{g8} , in kilojoules per kilogram.
- \dot{m}_{ae} is the mass flow of sealing and or leakage air leaving the control volume, in kilograms per second;
- h_{ae} is the specific enthalpy of air at temperature T_{ae} leaking from the control volume, in kilojoules per kilogram.

- Notes
- (1) Reference temperature to be stated, e. g. 0°C or 15°C.
 - (2) Station 1 –air inlet and Station 2 – Compressor Inlet may be interchangeable, where applicable.
 - (3) Station 7 –gas turbine exhaust and Station 8 –Stack exhaust may be interchangeable, where applicable.
 - (4) m_{c3} can also be determined from a heat exchanger balance.

8.3.3 Compressor inlet air mass flow

The exhaust gas mass flow \dot{m}_{g8} at turbine outlet is defined as:

$$\dot{m}_{g8} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{f4} + \dot{m}_{w4} - \dot{m}_{e3} - \dot{m}_{ae} \quad \dots(24)$$

The Gas Turbine Energy Balance is obtained from Figure 4:

$$\begin{aligned}
 & \dot{m}_{a1} \cdot h_{a1} + \dot{m}_{f4} \cdot \left(Q_{lo} + h_{f4} - h_0 \right) + \dot{m}_{w4} \cdot h_{w4} + \dot{m}_{ct3} \cdot h_{ct3.2} + P_b - \\
 & P_s + \dot{m}_{e3} \cdot h_{e3} + \dot{m}_{ct3} \cdot h_{a3} + (1 - \eta_{tc}) \cdot \dot{m}_{f4} \cdot \left(Q_{lo} + h_{f4} - h_0 \right) + \dot{m}_{g8} \cdot h_{g8} + \dot{m}_{ae} \cdot h_{ae} + Q_m
 \end{aligned} \quad \dots(25)$$

By inserting the equation (24) into the equation (25) the following equation for the calculation of the air mass flow at compressor inlet is obtained:

$$\dot{m}_{a1} = \frac{\dot{m}_{f4} \cdot \eta_{tc} \cdot \left(Q_{lo} + h_{f4} - h_0 - \frac{h_{g8}}{\eta_{tc}} \right) - \dot{m}_{w4} \cdot \left(h_{g8} - h_{w4} \right) - \dot{m}_{ct3} \cdot \left(h_{a3} - h_{ct3.2} \right) + \dot{m}_{e3} \cdot \left(h_{g8} - h_{a3} \right) + \dot{m}_{ae} \cdot \left(h_{g8} - h_{ae} \right) - P_s + P_b - Q_m}{h_{g8} - h_{a1}} \quad \dots(26)$$

With equation (24) the turbine exhaust gas flow can be determined.

Other methods for the determination of the compressor inlet air flow or the turbine exhaust gas flow can also be used, e.g. based on the energy balance of the coupled HRSG, the oxygen content measurement in the gas turbine or the HRSG stack, the direct air flow measurement at the compressor inlet venturi. The impact of the uncertainty of the result depends on the applied method.

8.3.4 Combustion chamber energy balance

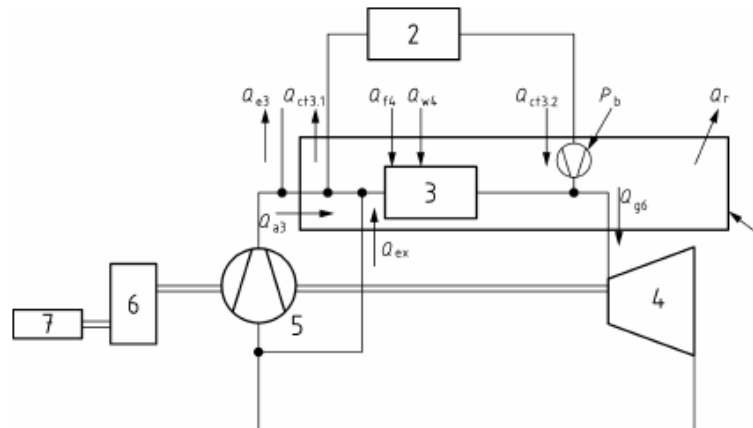


Figure 5 – Control volume for combustion chamber energy balance

- | | |
|------------------|--------------|
| 1 Control volume | 5 Compressor |
| 2 Air cooler | 6 Gearbox |
| 3 Heat Source | 7 Load |
| 4 Turbine | |

Combustion chamber energy balance:

$$Q_{a3} + Q_{f4} + Q_{w4} + Q_{ct3.2} + P_b + Q_{ex} = Q_{ct3.1} + Q_r + Q_{g6}$$

...(27)

where

$Q_{a3} = (\dot{m}_{a3} - \dot{m}_{e3}) \cdot h_{a3}$	compressor air outlet
$Q_{f4} = \dot{m}_{f4} \cdot (Q_{lo} + h_{f4} - h_0)$	fuel
$Q_{w4} = \dot{m}_{w4} \cdot h_{w4}$	water / steam
$Q_{ct3.2} = \dot{m}_{ct3} \cdot h_{ct3.2}$	cooling air cooler outlet
P_b	cooling air booster power consumption
Q_{ex}	cooling air extraction equivalent
$Q_{ct3.1} = \dot{m}_{ct3} \cdot h_{a3}$	cooling air cooler inlet
$Q_r = (1 - \eta_{rc}) \cdot \dot{m}_{f4} \cdot (Q_{lo} + h_{f4} - h_0)$	radiation and convection heat losses
$Q_{g6} = \dot{m}_{g6} \cdot h_{g6}$	turbine inlet gas

where

- \dot{m}_{a3} is the compressor discharge air mass flow, in kilograms per second;
- h_{a3} is the specific enthalpy of air at temperature T_{a3} at compressor discharge, in kilojoules per kilogram;
- \dot{m}_{g6} is the gas mass flow entering the turbine, in kilograms per second;
- h_{g6} is the mean specific enthalpy of gases at temperature T_{g6} entering the turbine, in kilojoules per kilogram.

Note: Radiation and convection heat losses for the combustion chamber (or combustion system) are assumed to be equal to the radiation and convection heat losses for the whole gas turbine system (as in section 8.3.2).

Many gas turbines use turbine cooling air that is not only extracted from compressor discharge but from different extraction stages of the compressor. In order to simplify the consideration of the compressor a cooling air extraction equivalent Q_{ex} is introduced.

$$Q_{ex} = (\dot{m}_{a1} - \dot{m}_{eq}) \cdot h_{a1} \quad \dots(28)$$

$$\dot{m}_{eq} = \frac{P_{COMP}}{h_{a3} - h_{a1}} \quad \dots(29)$$

$$P_{COMP} = \dot{m}_{a1} \cdot (h_{a3} - h_{a1}) - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{ex,i} \cdot (h_{a3} - h_{ex,i}) \quad \dots(30)$$

where

\dot{m}_{eq} is the air inlet mass flow of an equivalent compressor without cooling air extraction, but with the same power consumption as the actual compressor, in kilograms per second;

$\dot{m}_{ex,i}$ is the mass flow for air, extracted from the compressor stage i , in kilogram per second

$h_{ex,i}$ is the specific enthalpy of air at temperature $T_{ex,i}$ extracted from the compressor stage i , in kilojoules per kilogram.

The difference in inlet mass flow m_d between the equivalent and the actual compressor, as a ratio, can be defined as:

$$\dot{m}_d = \frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{eq}} - 1 \quad \dots(31)$$

The parameter m_d can be set to zero, if the compressor extraction lines shall not be considered.

According to the definition of the ISO turbine inlet temperature (see Clause 3):

- The turbine cooling air flows shall be added to the control volume of the combustion chamber energy balance.
- Gas mass flow at turbine inlet equals gas mass flow at turbine outlet.

8.3.5 Turbine inlet gas temperature

8.3.5.1 General

Generally, gas turbines are designed on the basis of turbine inlet temperature. Direct measurement of the physical temperature at the turbine inlet, however, is in most cases not feasible. Thus, common method for the determination of the turbine inlet temperature is by means of heat balance calculation.

The described method yields to a virtual value of the turbine inlet temperature before the first stage stationary blades. It represents the equivalent mean temperature of an uncooled turbine with the assumption that the total turbine cooling air mass flows, including sealing air flows, is mixed with the gas mass flow from combustion prior to entering the first stage stationary blades. Thus it takes into account the relationship between the physical turbine inlet temperature (see Figure 6) and the amount of cooling air flows for the turbine. The result is a turbine inlet temperature that an uncooled turbine with the same inlet pressure and exhaust parameters would have, in order to produce the same power output as the actual turbine.

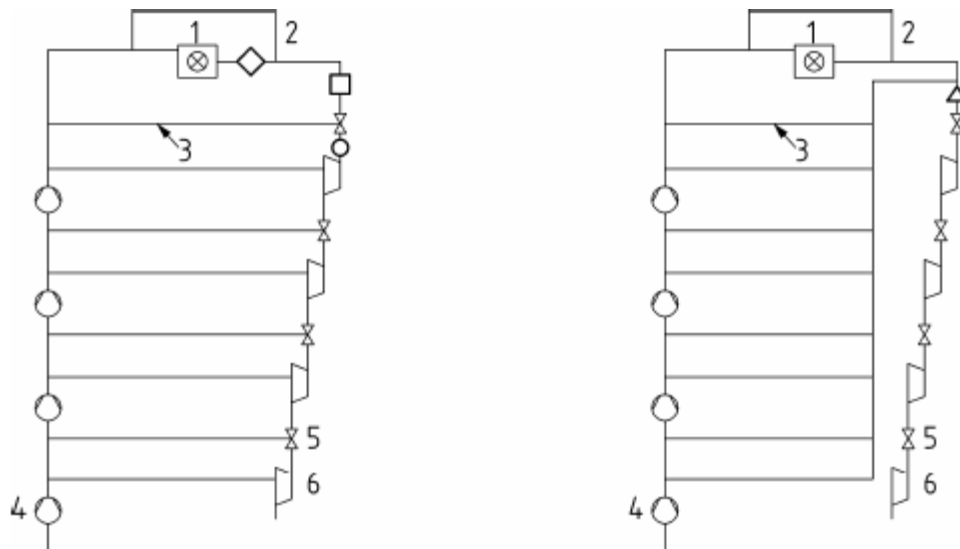


Figure 6 – Schematic showing the relationship between the turbine inlet gas temperature and cooling air flows inside the gas turbine

- 1 Combustion chamber
 - 2 Combustion chamber cooling air
 - 3 Turbine cooling & leakage air
 - 4 Compressor stage group
 - 5 Stationary turbine row
 - 6 Rotating turbine row
-
- ◇ Combustion temperatur (flame temperature)
 - Turbine inlet temperature in front of 1st stationary row (TIT)
 - Firing temperature (in front of 1st rotating row (RIT))
 - △ Turbine inlet temperature according to this code

Table 11 – Different definitions of the turbine inlet gas temperature

General: $h_{g6} = \frac{\dot{m}_{a3} \cdot h_{a3} + \dot{m}_{f4} \cdot \eta_{ic} \cdot (Q_{to} + h_{f4} - h_0)}{\dot{m}_{a3} + \dot{m}_{f4}}$	
Combustion (flame) temperature:	$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} - \dot{m}_{CA,T} - \dot{m}_{CA,CC}$
Temperature in front of 1st stationary row (TIT):	$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} - \dot{m}_{CA,T}$
(Firing) temperature in front of 1st rotating row (RIT):	$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} - \dot{m}_{CA,T} + \dot{m}_{CA,1stV}$
Temperature according to ISO 2314:	$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1}$
\dot{m}_{a1} compressor inlet air mass flow	\dot{m}_{f4} fuel mass flow
\dot{m}_{a3} combustion chamber inlet air mass flow	h_{g6} specific enthalpy at turbine inlet
$\dot{m}_{CA,T}$ total turbine cooling air mass flow	h_{a3} specific enthalpy at combustion chamber inlet
$\dot{m}_{CA,1stV}$ cooling air mass flow for 1 st turbine vane row	Q_{to} net specific energy of the fuel (LHV)
$\dot{m}_{CA,CC}$ combustion chamber cooling air mass flow	h_{f4} specific enthalpy of the fuel
η_{ic} combustion chamber efficiency	h_0 specific enthalpy of the fuel at reference temperature

Table 11 shows the different definitions of turbine inlet gas temperature as used by the manufacturer of the gas turbines.

For this purpose the energy balances of the whole gas turbine (Figure 4) and of the combustion chamber (Figure 5) shall be used.

The selected configuration can only serve as an example. In order to enable a simple adaptation of the balances to the actual gas turbine configuration, the scheme contains special features as synonyms for certain kinds of energy and mass flows that cross the border of the control volume, e.g. an external air cooler (thermal energy), a cooling air booster (mechanical energy), air extraction or water injection (mass flow changes).

Table 11 shows all energy flows entering and leaving the chosen control volume. Additionally it is shown how the energy flows can be deducted from measured or specified values.

In a first step the energy balance of the whole gas turbine is used to determine the compressor inlet air mass flow. The result of this calculation can directly be used for the equation being derived out of the combustion chamber balance, which leads to the mean specific enthalpy at the turbine inlet. Depending on the gas composition and with the help of gas property tables the final result then is the ISO turbine inlet gas temperature.

As many gas turbines use air extractions before the compressor discharge in order to cool turbine parts, a simplification is necessary, if the balances still shall be used without knowing all necessary cooling air flows, e.g. from measurements. For this purpose a value m_d is introduced. To define it, the following assumption is made: A compressor without air extraction, but with the same power consumption as the actual compressor, would have an air inlet mass flow \dot{m}_{eq} . As defined in equation (31), \dot{m}_d is the relative difference between actual and the equivalent compressor inlet mass flow.

8.3.5.2 ISO turbine inlet gas temperature

The combustion chamber energy balance from equation (27) can be written as follows:

$$\begin{aligned} (\dot{m}_{a3} - \dot{m}_{e3}) \cdot h_{a3} + \dot{m}_{f4} \cdot (Q_{lo} + h_{f4} - h_0) + \dot{m}_{w4} \cdot h_{w4} + \dot{m}_{ct3} \cdot h_{ct3,2} + P_b + (\dot{m}_{a1} - \dot{m}_{e1}) \cdot h_{a1} = \\ \dot{m}_{g6} \cdot h_{g6} + (1 - \eta_{ic}) \cdot \dot{m}_{f4} \cdot (Q_{lo} + h_{f4} - h_0) + \dot{m}_{g6} \cdot h_{g6} \end{aligned} \quad \dots(32)$$

with

$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{eq} \quad \dots(33)$$

$$\dot{m}_{g6} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{f4} + \dot{m}_{w4} - \dot{m}_{e3} - \dot{m}_{ae} \quad \dots(34)$$

the calculation of the ISO turbine inlet gas temperature can be obtained by inserting equations (33) and (34) into equation (32):

$$h_{g6} = \frac{\dot{m}_{a1} \cdot h_{a1} + \dot{m}_{eq} \cdot (h_{a3} - h_{a1}) - \dot{m}_{e3} \cdot h_{a3} + \dot{m}_{w4} \cdot h_{w4} - \dot{m}_{ct3} \cdot (h_{a3} - h_{ct3,2}) + \dot{m}_{f4} \cdot \eta_{ic} \cdot (Q_{lo} + h_{f4} - h_0) + P_b}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{f4} + \dot{m}_{w4} - \dot{m}_{e3} - \dot{m}_{ae}} \quad \dots(35)$$

The temperature T_{p6} depends on h_{p6} and the composition of the exhaust gas.

In general, the specific enthalpy of the air and the combustion gases can be calculated as a function of temperature and composition, using the tables of gas property data for the pure component gases and water vapours. The most important references for the gas property data, that it is possible to found in the bibliography, are:

VDI 4670 (2003)

JANAF (1985)

NASA (1994)

ASME PTC4.4(1981)

Landolt & Börnstein (1967/1971) or later date of publishing.

The choice of the gas property data is in the responsibility of the gas turbine manufacturer and should be mentioned as a reference with the performance data.

A.II. Baugrößen und Bemessungswerte von typischen GT-Generatoren

Dieser Anhang ist aus dem Buch „Handbuch stationärer Gasturbinen“ entnommen und beschreibt die typischen Parameter von vier verschiedenen Generatoren sowie deren Bauweise und Abmessungen [3].

Scheinleistung	140	300	450	550	MVA
Wirkleistung	112	240	360	440	MW
Leistungsfaktor	0,8	0,8	0,8	0,8	–
Frequenz	50	50	50	50	Hz
Drehzahl	3000	3000	3000	3000	min ⁻¹
Spannung	10,5	15,75	22	21	kV
Wärmeklasse	155 (F)	155 (F)	155 (F)	155 (F)	
Ausnutzung nach	130 (B)	130 (B)	130 (B)	130 (B)	
Aufstellungshöhe über Normalnull	< 1000	< 1000	Beliebig	Beliebig	m
Norm	IEC 60034	IEC 60034	IEC 60034	IEC 60034	
Subtransiente Reaktanz (x_d'')	17,9	15,9	19,2	18,9	%
Transiente Reaktanz (x_d')	26,3	24,1	28,0	26,2	%
Leerlauf-Kurzschluss-Verhältnis	0,48	0,47	0,54	0,481	p. u.
Kühlmittel allgemein	Luft	Luft	H ₂	H ₂	
Druck (p_{abs})	1,0	1,0	6,0	6,0	bar
Kühlungsart Läuferwicklung	Radial	Radial	Radial	Axial	
Kühlmittel	Luft	Luft	H ₂	H ₂	
Kühlungsart Ständerwicklung	Indirekt	Indirekt	Indirekt	Direkt	
Kühlmittel	Luft	Luft	H ₂	H ₂ O	
Läuferballendurchmesser	1000	1150	1075	1075	mm
Blechkpaket-Bohrungsdurchmesser	1110	1284	1255	1230	mm
Blechkpaketlänge	3600	5200	5450	5300	mm
Gehäuselänge	6700	8720	9090	9090	mm
Läufergewicht	34	57	54	52	Mg
Ständergewicht, einschl. Lager und Kühler	150	260	303	293	Mg
Erregerspannung	293	412	426	487	V
Erregerstrom	1194	1359	3503	4153	A
Stromwärmeverluste Läuferwicklung	316	490	1410	1940	kW
Ständerstrombelag	119	131	180	211	kA/m
Stromwärmeverluste Ständerwicklung	335	418	680	1035	kW
Gesamtverluste	1528	3470	4275	5465	kW
Volllastwirkungsgrad	98,65	98,58	98,83	98,77	%

A.III. Code der einzelnen Modellkomponenten

In diesem Anhang befindet sich die Dokumentation des entwickelten Modellcodes der einzelnen Komponenten für die Gasturbinensimulation. Dieser Modellcode wurde im MDK von IPSEpro erstellt. Die Theorie zu den einzelnen Komponenten ist in Kapitel 4 angeführt. Es wurden nur diejenigen Modelle eingefügt, welche nicht standardmäßig in der Modellbibliothek „APP_Lib“ [4] verfügbar sind.

- **Globals:**

- **GT_NG_composition**

- Purpose**

- Represents the chemical composition of a working medium

- GT_NG_composition**

- Purpose**

- Represents the chemical composition of a working medium

- Model equations**

- # DA Huber, March 2010

- # Berechnung der realen Erdgaseigenschaften für ein Gemisch

- # Jene Stoffanteile werden angeführt, die bei einer Erdgasanalyse bis C10 zu erwarten sind.

- # Berechnung der Erdgaseigenschaften für ein reales Gasgemisch:

- # Die Größen h, rho, Z wurden für ein geeignetes Gasgemisch nach ISO 20765-1:2005 extern berechnet.

- # Summe der Stoffanteil muss 100% sein

- #f_sum:

- $$\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_6 + \text{C}_3\text{H}_8 + n\text{C}_4\text{H}_{10} + i\text{C}_4\text{H}_{10} + n\text{C}_5\text{H}_{12} + i\text{C}_5\text{H}_{12} + \text{neoC}_5\text{H}_{12} + n\text{C}_6\text{H}_{14} + n\text{C}_7\text{H}_{16} + n\text{C}_8\text{H}_{18} + n\text{C}_9\text{H}_{20} + n\text{C}_{10} + o\text{C}_6\text{H}_6 + o\text{C}_7\text{H}_8 + o\text{C}_8\text{H}_{10} + \text{H}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{H}_2\text{S} + \text{CO} + \text{He} + \text{AR} + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{CO}_2 + \text{SO}_2 = 1.0;$$

- # Enthalpie des realen Erdgasgemisch ist abhängig vom Druck p (bar) und Temperatur t (°C). Der Enthalpienullpunkt wurde bei 0°C und 1.01325bar gewählt.

- # Präzision bzw. Gültigkeit der Werte siehe Norm

- # 250K < T < 350K -> +-1kJ/kg

- # 350K < T < 700K -> +-2kJ/kg

- #f_h_EG: $h = t_h(p, t);$

- #Berechnung des Realgasfaktors

- #f_Z_EG: $Z = t_Z(p, t);$

- # Berechnung des spez. Volumens

- #f_v_EG: $v = 1 / t_rho(p, t);$

- # Test conditions: All variables representing mass fractions must be in the range 0.0-1.0

- tmin_nC4H10: test(nC4H10 >= 0.0);

- tmax_nC4H10: test(nC4H10 <= 1.0);

- tminAR: test(AR >= 0.0);

- tmaxAR: test(AR <= 1.0);

- tminC2H6: test(C2H6 >= 0.0);

- tmaxC2H6: test(C2H6 <= 1.0);

- tminC3H8: test(C3H8 >= 0.0);

- tmaxC3H8: test(C3H8 <= 1.0);

- tminCH4: test(CH4 >= 0.0);

- tmaxCH4: test(CH4 <= 1.0);

- tminCO: test(CO >= 0.0);

- tmaxCO: test(CO <= 1.0);

tminCO2:	test(CO2 >= 0.0);
tmaxCO2:	test(CO2 <= 1.0);
tminH2:	test(H2 >= 0.0);
tmaxH2:	test(H2 <= 1.0);
tminH2O:	test(H2O >= 0.0);
tmaxH2O:	test(H2O <= 1.0);
tminH2S:	test(H2O >= 0.0);
tmaxH2S:	test(H2S <= 1.0);
tminN2:	test(N2 >= 0.0);
tmaxN2:	test(N2 <= 1.0);
tminO2:	test(O2 >= 0.0);
tmaxO2:	test(O2 <= 1.0);
tminSO2:	test(SO2 >= 0.0);
tmaxSO2:	test(SO2 <= 1.0);

Variables

CH4	mass fraction of CH4
C2H6	mass fraction of C2H6
C3H8	mass fraction of C3H8
nC4H10	mass fraction of n-C4H8, n-Butan
iC4H10	mass fraction of i-C4H10, iso-Butan
nC5H12	mass fraction of n-C5H12, n-Pentan
iC5H12	mass fraction of iso-C5H12, iso-Pentan
neoC5H12	mass fraction of neo-C5H12, neo-Pentan
nC6H14	mass fraction of n-C6H14, n-Hexan
nC7H16	mass fraction of n-C7H16, n-Heptan
nC8H18	mass fraction of n-C8H18, n-Octan
nC9H20	mass fraction of n-C9H20, n-nonan
nC10	mass fraction of n-C10H22 and higher, n-decan and higher
oC6H6	mass fraction of o-C6H6, Benzol (Benzen)
oC7H8	mass fraction of o-C7H8, Toluol (Toluen)
oC8H10	mass fraction of o-C8H10, o-Xylol
H2	mass fraction of H2
H2O	mass fraction of H2O
H2S	mass fraction of H2S
CO	mass fraction of CO
He	mass fraction of He, Helium
AR	mass fraction of Argon
N2	mass fraction of N2
O2	mass fraction of O2
CO2	mass fraction of CO2
SO2	mass fraction of SO2
LHV	LHV wird in GT_NG_connector berechnet; Referenz 0°C, 1.01325bar

Characteristics

t_h	Allows to define enthalpy by table(p,t)
t_v	Allows to define spec. volume by table(p,t)
t_Z	Allows to define real gas factor by table(p,t)

○ GT_ambient

Purpose

Ambient conditions. Allows to define pressure or altitude, temperature and relative humidity. Calculates the respective air composition.

GT_ambient

Purpose

Ambient conditions. Allows to define pressure or altitude, temperature and relative humidity. Calculates the respective air composition.

Model equations

```
# Author:          geändert, Huber Chr., 2009.10
# Revision:        -

# relationship between altitude and pressure
# (according to ISO 2533)
f1:      p = 1.01325*(1- 0.0065*altitude/288.15)^5.25588;

# definition of relative humidity
f10:     phi / 100.0 = p_H2O/p_H2Os;

# Equation for calculating the pressure of saturation
f11:     if (t>=0.01) then
          ln(p_H2Os*1000.0) = 19.0160 - 4064.95/(t+236.25);
        else
          ln (p_H2Os/(611.657/100000)) = 22.5090*(1.0 - 273.16/(273.15+t));

# Equations for calculating the composition
# assumptions: dry air mass fractions !
# laut Baehr, Thermodynamik, 14.Auflage, Seite 272 , Springer 2009:
# trockene Luft, Massenanteile:   N2:0.75539, CO2:0.00051, Ar: 0.01265, O2:0.23145

f20:     myH2O + myO2 + myN2 + myAR + myCO2 = 1.0;
f21:     myH2O = 0.622 * p_H2O/(p-p_H2O) * (myO2+myN2+myAR+myCO2);
f22:     myO2/0.23145  = myN2/0.75539;
f23:     myAR/0.01265  = myN2/0.75539;
f24:     myCO2/0.00051 =myN2/0.75539;

# The saturation equation f11 is only valid for -50°C <= t <= 70 °C
t_tmin:  test (-50.0 <= t)  warning "temperature below valid range, result may be incorrect";
t_tmax:  test (t <= 70)    warning "temperature above valid range, result may be incorrect";

# relative humidity is limited to 0.0<=phi <= 100
t_phi_min:  test (0.0 <= phi)  error "phi < 0 %";
t_phi_max:  test (phi <= 100.0)  error "phi > 100 %";
```

Variables

```
p          ambient pressure
altitude   Altitude above sea level. Can be set alternatively to the pressure.
t          ambient temperature
```

phi	relative humidity
p_H2O	partial pressure of H2O
p_H2Os	partial pressure of H2O, saturation point
myH2O	mass fraction of H2O in humid air
myO2	mass fraction of O2 in humid air
myN2	mass fraction of N2 in humid air
myAR	mass fraction of Argon in humid air
myCO2	mass fraction of CarbonDioxide in humid air

○ **GT_data**

Purpose

Ambient conditions. Allows to define pressure or altitude, temperature and relative humidity. Calculates the respective air composition.

GT_data

Purpose

Ambient conditions. Allows to define pressure or altitude, temperature and relative humidity. Calculates the respective air composition.

Model equations

```
# Author:          Huber Chr., 2009.10
# Revision:        -
# Beschreibung der Gasturbine bei ISO-Bedingungen

# Übergabe der globalen Parameter (Angabe der ISO-Parameter) an die einzelnen Units
# Bei Automatisierung übergibt der GT_Regler den Wert der Leitschaufelstellung bzw. koppelt die
Bedingung IGVsoll = IGVist oder Power_soll = Power_geno
```

Variables

EOH	äquivalente Betriebsstunden der Gasturbine
p10	Verdichtereintrittsdruck bei ISO-Bedingungen
t10	Verdichtereintrittstemperatur bei ISO-Bedingungen
phi0	relative Luftfeuchtigkeit bei ISO-Bedingungen
mV0	auslegungsverdichtermassenstrom bei ISO-Bedingungen
p20	Verdichterenddruck bei ISO-Bedingungen
t20	Verdichteraustrittstemperatur bei ISO-Bed.
mBR0	Erdgasmassenstrom bei ISO-Bedingungen
t30	BK-Austrittstemperatur ISO, auch ISO-Turbinenaustrittstemperatur
n0	Drehzahl bei ISO-bedingungen
dpBK0	Differenzdruck in der Brennkammer bei ISO-Bedingungen
R_amb0	spez. Gaskonstante der feuchten Luft bei Isobedingungen p=1.01bar, t=15°C, phi=60%
R_exh0	spez. Gaskonstante des Verbrennungsgases bei Isobedingungen p=1.01bar, t=15°C, phi=60%, Brennstoff: 100% Methan, vollständige Verbrennung
IGVsoll	Übergabeparameter des Settings für den Leitschaufeleinkel
IGVist	Übergabeparameter des Settings für den Leitschaufelwinkel an den Verdichter

Power_soll	Power_soll ist der eingestellte Sollwert, der im Falle einer Leistungsvorgabe wirksam wird. Dieser soll mit FreeEquations auf das Global verknüpft werden.
Power_geno	ist die Leistung auf Generatorseite nach Definition (z.Bp. Wellenleistung, Brutto exkl. Erreger, Brutto, Netto). Dieser wird mit Schaltung auf Leistungsvorgabe mit Power_soll verknüpft und soll seinerseits mit FreeEquations auf den Generator verknüpft werden.
compressor_pi	Schalter zwischen 0 und 1 für Kennfeld, Kompressor bzw. Kegelgesetz nach Traupel

- **Streams:**

- **GT_NG_stream**

- **Purpose**

- Transfer of mass. The chemical composition of the transfered medium is represented by a composition object.

- **Global objects**

- GT_NG_composition: GT_NG_Composition chemical composition of the stream

- **GT_NG_stream**

- **Purpose**

- Transfer of mass. The chemical composition of the transfered medium is represented by a composition object.

- **Model equations**

- # DA Huber, March 2010

- # Übergabe der Erdgaseigenschaften an den Stream von GT_NG_Composition

- f_h: $h = \text{GT_NG_Composition.t_h}(p, t);$

- f_z: $Z = \text{GT_NG_Composition.t_Z}(p, t);$

- f_v: $v = \text{GT_NG_Composition.t_v}(p, t);$

- t1: test (mass >=0.0);

- **Variables**

- p pressure

- t temperature

- h enthalpy

- v specific volume

- mass mass flow

- Z Realgasfaktor des Erdgasgemisches; Vergleich zwischen Realgas und Idealgas Eigenschaften

○ **GT_control**

Purpose

Transmission of measurement values from measuring units to control units as well as transmission of control signals from control units to actuators

GT_control

Purpose

Transmission of measurement values from measuring units to control units as well as transmission of control signals from control units to actuators

Variables

value1	Erster übertragbarer Wert
value2	Erster übertragbarer Wert
value3	Erster übertragbarer Wert
value4	Erster übertragbarer Wert
value5	Erster übertragbarer Wert

○ **SHAFT**

Purpose

Transfer of mechanical energy and rotational speed.

SHAFT

Purpose

Transfer of mechanical energy and rotational speed.

Model equations

TURBINE SHAFT

Author: Huber,Chr., 2010.01

Revision: -

t_shaft_speed_1: test (speed>0) warning "Negative speed of rotation";

t_shaft_speed_2: test (speed<20000) warning "Excessively high speed of rotation";

Variables

power	transferred mechanical energy
speed	shaft rotational speed
speed0	rotational speed at design point

- **Units:**

- **GT_Air_pipe**

- Purpose**

- pipe



- Connections**

- stream: feed

- stream: drain

- GT_Air_Filter_EN779_static**

- Purpose**

- off-design model

- Model equations**

- # DA Hr. Huber, 2010.03

- # Berechnung des Filterdruckverlustes nach EN779:2002

- # Mass Balance

- f_mass: feed.mass = drain.mass;

- # Totaltemperatur

- f_temp: feed.t = drain.t;

- # Berechnung der "statischen" Dichte

- f_rho_stat: $\rho_{\text{stat}} = (1 / \text{feed.Composition.fv}((\text{feed.p} - \rho_{\text{stat}} * (\text{feed.mass} / (\rho_{\text{stat}} * \text{area_per_element} * N))^2 / (2 * 1e5))), (\text{feed.h} - (\text{feed.mass} / (\rho_{\text{stat}} * \text{area_per_element} * N))^2 / (2 * 1000)))));$

- # pressure drop equations

- # pressure drop meint einen Anteil vom Einspeisedruck feed.p und ist daher nicht in der Einheit bar

- f_p_drop: $(1.0 - \text{pressure_drop}) * \text{feed.p} = \text{drain.p};$

- f_delta_p_total: $\text{feed.p} - \text{delta_p} / 1000 = \text{drain.p};$

- # Berechnung des Druckverlustes nach EN779:2002, Anhang D

- # Druckverlust aus Anteil durch Strömung ohne Staub und Anteil durch Staubfilterung.

- # Anteil verursacht durch Volumenstrom:

- f_delta_pflow: $\text{delta_pflow} = \text{delta_pref} * (\text{viscosity} / 18.097e-6)^{(2 - n)} * (\rho_{\text{stat}} / (1.1987))^{(n - 1)};$

- # Anteil verursacht durch Staub:

- f_delta_p_dust: $\text{delta_p_dust} = (c3 * (\text{aging_factor})^3 + c2 * (\text{aging_factor})^2 + c1 * (\text{aging_factor}) + c0) / 100;$

- #Gesamtdruckverlust: Summe der Einzelteile

- f_delta_p: $\text{delta_p} = \text{delta_pflow} + \text{delta_p_dust} - \text{p_offset};$

- # Turboverdichter ist ein näherungsweise ein Konstantvolumenverdichter!

- # D.h. bei gegeben Umgebungsbed. fördert er selben Volumenstrom.

```
f_delta_pref:      delta_pref = k * 18.097e-6^(2 - n) * (rho_stat)^(n - 1) *
                   ( feed.mass / ( rho_stat * N ) * 3600 )^n / 100;

# Berechnung der dynamischen Viskosität:
# Achtung: kleiner Fehler durch Berechnung mit Totaltemperatur und nicht stat. Temperatur, jedoch
# Strömungsgeschw. am Eintritt rel. klein=> Staudruck in etwa 5-10Pa
f_viscosity:      viscosity = 1.455e-6 * sqrt( feed.t + 273.15 ) / ( 1 + 110.4 / ( feed.t + 273.15 ) );

# test conditions
t1:               test(delta_p>=0.0) warning "pressure drop negative";
```

Parameters

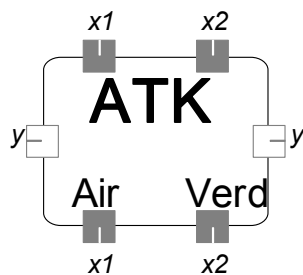
N Number of Filterelemente

Variables

delta_p absolute pressure drop
aging_factor Alterungskoeffizient, wenn dieser auf 1 steht, dann ist der Filter verbaucht.
bei aging_factor=0 wird kein Druckverlust durch Verschmutzung erzeugt
n Exponenten-Faktor für Druckverlust infolge Volumenstrom
k Proportionalitätskonstante für Druckverlust infolge Volumenstrom
p_offset Offsetwert für den Druckverlust an unverschmutzten Filter. Prüfung nach
EN779 erfolgt ohne stat. Aufladung-> höherer Druckverlust
c0 coefficient * x^0 für Druckverlust infolge Verschmutzung
c1 coefficient * x^1 für Druckverlust infolge Verschmutzung
c2 coefficient * x^2 für Druckverlust infolge Verschmutzung
c3 coefficient * x^3 für Druckverlust infolge Verschmutzung
delta_pflow Druckverlust infolge Volumenstrom
delta_p_dust Druckverlust im Filter, verursacht durch Staubbelastung
delta_pref Druckdifferenz des unverschmutzten Filter bei Referenzbedingungen: 20°C,
50%, 1.01325bar
pressure_drop relative pressure drop
viscosity Viskosität der feuchten Luft bei Umgebungsbedingungen
area_per_element Fläche eines Filtereinsatzes
rho_stat statische Dichte an der Messstelle

○ **GT_Controller**

Purpose



Connections

control: x1
GT_control: x2

GT_control: y

Global objects

GT_data: GT_Data

controller_ATK_100IGV0

Purpose

Regler für Korrektur der Austrittstemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperaturen

Model equations

#Verknüpft Verdicheransaugtemperatur mit Absenkschema und Sollwert der Turbineneintrittstemperatur

x2 ... Verdichtereintrittstemperatur, PVI, n, n0

y2 ... reduzierte Turbineneintrittstemperatur

x1 ... Umgebungszustand

x1.value2 ... Lufttaupunkttemperatur in °C

x2.value1 ... Verdichtereintrittstemperatur in °C

x2.value2 ... Verdichtereintrittsdruck in bar abs

x2.value3 ... aktuelle Drehzahl in rpm

x2.value4 ... Referenzdrehzahl in rpm

x2.value5 ... Verdichteraustrittsdruck in bar abs

Um keine Probleme bei den verschiedenen Betriebsarten zu bekommen, wird ein Schalter on_off_ATK eingebaut.

TurnDown = 1 (true), dann wird TT2 von ATK-soll entkoppelt, ansonsten wird TT2 aus Berechnung vorgegeben

TT2: Temperatur auf value2

Schaltung auf ATK=ein oder IGV=ein

f_sw_1: if (out_Switch_1 > limit_value) then

TT2soll - y.value2 = 0.0;

else

GT_Data.IGVsoll - GT_Data.IGVist = 0.0;

Schaltung auf ATK=ein oder Power=ein

f_sw_2: if (out_Switch_2 > limit_value) then

GT_Data.Power_soll - GT_Data.Power_gen0 = 0.0;

else

TT2soll - y.value2 = 0.0;

f_ATK: ATK = TempSW;

f_TT2soll: TT2soll = ATK - KORR;

f_TempSW: TempSW = (dT_pnorm(Pnorm) - dT(x2.value1));

Berechnung der Korrekturfaktoren für ATK: TT2 = TempSW(ATK) - KORR

f_KORR: KORR = Kamb + Knorm;

```
f_Kamb:      Kamb = (...)9

f_Knorm:    Knorm = (...)9

f_Pnorm:    Pnorm = PGTC / (...)9

# !!! Achtung: In der Leittechnik ist eine Maximumauswahl zw. ATK und 350°C implementiert!
f_PGTC:     PGTC = k_PGT_TVI(x2.value1) * (...)9

# Schalter für Tabellenberechnung im Turndown-Modus:
# Kontrolle: Wenn Anlage im Turndown-Modus ist, dann schaltet die Berechnung um!!!
f_LSVA:     if ( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
              out_Switch_4 > 0.5 )
              then
                LSVA = td_true(...)9
              else
                LSVA = td_false(...)9

ifl ref(y) then
    f_valueout1:  y.value1 = 0.0;
    #f_valueout2:  y.value2 = 0.0;
    f_valueout3:  y.value3 = 0.0;
    f_valueout4:  y.value4 = 0.0;
    f_valueout5:  y.value5 = 0.0;
endifl

#Eigentlich ein Umschalter bzw über "weder_noch" ein echter Ausschalter für 2 Kopplungen
#auto...Wert von Parameter auto entscheidet
#ein...ein_1 und ein_2 sind gekoppelt - auto egal
#aus...aus_1 und aus_2 sind gekoppelt - auto egal
#weder_noch...weder 1 noch 2 ist gekoppelt

# Funktionen Schalter 1:
# Schalter 1 = 0 (aus) -> IGV-Regelung ein;
# Schalter 1 = 1 (ein) -> ATK-Regelung ein;

ifl ( Switch_1 == ein ) then
    f_SW1_ein:    out_Switch_1 = 1;
endifl

ifl ( Switch_1 == aus ) then
    f_SW1_aus:    out_Switch_1 = 0;
endifl
```

⁹ Der genaue Modellcode wird aus Datenschutzgründen nicht detailliert dargestellt.

```
ifl ( Switch_1 == auto ) then
    f_auto_SW_1:  if( auto_Switch_1 > limit_value ) then
                    out_Switch_1 = 1;
                else
                    out_Switch_1 = 0;
            endifl

endifl

# Funktionen Schalter 2:
# Schalter 2 = 0 (aus) -> ATK-Regelung ein;
# Schalter 2 = 1 (ein) -> Leistungsvorgabe ein;
ifl ( Switch_2 == ein ) then
    f_SW2_ein:    out_Switch_2 = 1;
endifl

ifl ( Switch_2 == aus ) then
    f_SW2_aus:    out_Switch_2 = 0;
endifl

ifl ( Switch_2 == auto ) then
    f_auto_SW_2:  if( auto_Switch_2 > limit_value ) then
                    out_Switch_2 = 1;
                else
                    out_Switch_2 = 0;
            endifl

endifl

# Funktionen Schalter 3:
# Schalter 3 = 0 (aus) -> IGV-Stellung 100%;
# Schalter 3 = 1 (ein) -> IGV-Stellung Minimal;
ifl ( Switch_3 == ein ) then
    f_SW3_ein:    out_Switch_3 = 1;
endifl

ifl ( Switch_3 == aus ) then
    f_SW3_aus:    out_Switch_3 = 0;
endifl

ifl ( Switch_3 == auto ) then
    f_auto_SW_3:  if( auto_Switch_3 > limit_value ) then

                    out_Switch_3 = 1;
                else
                    out_Switch_3 = 0;
            endifl

endifl
```

```
# Funktionen Schalter 4:
# Schalter 4 = 0 (aus) -> IGV-Stellung 0%;
# Schalter 4 = 1 (ein) -> IGV-Stellung -13%;
ifl ( Switch_4 == ein ) then
    f_SW4_ein:    out_Switch_4 = 1;
endifl

ifl ( Switch_4 == aus ) then
    f_SW4_aus:    out_Switch_4 = 0;
endifl

ifl ( Switch_4 == auto ) then
    f_auto_SW_4:  if( auto_Switch_4 > limit_value ) then
                    out_Switch_4 = 1;
                else
                    out_Switch_4 = 0;
endifl

# Bestimmung des IGV-Winkels:
f_igv_SW_3:    if( out_Switch_3 < limit_value ) then
                GT_Data.IGVsoll = 100;
            else if( out_Switch_4 < limit_value ) then
                GT_Data.IGVsoll = 0.0;
            else
                GT_Data.IGVsoll = -13.0;
endifl

# Angabe der Berechnungsvariante nach Wahrheitstabelle:
f_Variant: if( out_Switch_1 < 0.5 && out_Switch_2 < 0.5 && out_Switch_3 < 0.5 && out_Switch_4
    < 0.5 ) then    Variant = 1.;
            else if( out_Switch_1 < 0.5 && out_Switch_2 < 0.5 && out_Switch_3 < 0.5 &&
                out_Switch_4 > 0.5 ) then Variant = 2.;
            else if( out_Switch_1 < 0.5 && out_Switch_2 < 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
                out_Switch_4 < 0.5 ) then Variant = 3.;
            else if( out_Switch_1 < 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
                out_Switch_4 < 0.5 ) then Variant = 7.;
            else if( out_Switch_1 < 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
                out_Switch_4 > 0.5 ) then Variant = 8.;
            else if( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
                out_Switch_4 < 0.5 ) then Variant = 10.;
            else if( out_Switch_1 < 0.5 && out_Switch_2 < 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
                out_Switch_4 > 0.5 ) then Variant = 4.;
            else if( out_Switch_1 < 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 < 0.5 &&
                out_Switch_4 < 0.5 ) then Variant = 5.;
            else if( out_Switch_1 < 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 < 0.5 &&
                out_Switch_4 > 0.5 ) then Variant = 6.;
            else if( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
                out_Switch_4 > 0.5 ) then Variant = 9.;
            else if( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 < 0.5 &&
```

```

out_Switch_4 > 0.5 ) then Variant = 11.;
else if( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 > 0.5 && out_Switch_3 < 0.5 &&
out_Switch_4 < 0.5 ) then Variant = 12.;
else if( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 < 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
out_Switch_4 > 0.5 ) then Variant = 13.;
else if( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 < 0.5 && out_Switch_3 > 0.5 &&
out_Switch_4 < 0.5 ) then Variant = 14.;
else if( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 < 0.5 && out_Switch_3 < 0.5 &&
out_Switch_4 > 0.5 ) then Variant = 15.;
else if( out_Switch_1 > 0.5 && out_Switch_2 < 0.5 && out_Switch_3 < 0.5 &&
out_Switch_4 < 0.5 ) then Variant = 16.;
else      Variant = 0;

```

Varianten, die verboten bzw. nicht sinnvoll sind, müssen noch definiert werden.

Test für Schaltungen:

```

t01:    test( Variant !=0 ) error " ungueltige Schaltungskombination ! ";
t02:    test( Variant != 5 ) warning " Schaltungskombination ist nicht sinnvoll !!! ";
t03:    test( Variant != 6 ) warning " Schaltungskombination ist nicht sinnvoll !!! ";
t04:    test( Variant != 9 ) warning " Schaltungskombination ist nicht sinnvoll !!! ";
t05:    test( Variant !=4 ) error " Schaltungskombination ist Verboten !!! ";
t06:    test( Variant != 11 ) error " Schaltungskombination ist Verboten !!! ";
t07:    test( Variant != 12 ) error " Schaltungskombination ist Verboten !!! ";
t08:    test( Variant != 13 ) error " Schaltungskombination ist Verboten !!! ";
t09:    test( Variant != 14 ) error " Schaltungskombination ist Verboten !!! ";
t10:    test( Variant != 15 ) error " Schaltungskombination ist Verboten !!! ";
t11:    test( Variant != 16 ) error " Schaltungskombination ist Verboten !!! ";

```

Variables

TT2soll	Soll-Turbinenausstrittstemperatur
ATK	Turbinenausstrittstemperatur korrigiert
KORR	Korrekturfaktor zur ATK
Std_wasch	Betriebsstunden seit letztem (?Online-)Waschvorgang
P_ISO	ISO-Gasturbinenleistung als Bezugsgröße (kommt von internen Rechenprogramm in der Leittechnik); kann über FreeEquation mit dem Schattenmodell Vollast gekoppelt werden.
Pnorm	normierter Leistungsfaktor aus Leittechnik (Berech. d. bez. Leistung)
PGTC	intern berechnete Gasturbinenleistung aus Leittechnik
LSVA	Faktor, der den aktuellen Zustand des Verdichters und damit GT beschreibt
TempSW	Temperatur Sollwertvorgabe für ATK! Wenn ATK-Regler ausgeschaltet ist, dann wird diese Vorgabe nicht weitergegeben.
Kamb	Einflussfaktor Ambient auf die Turbinenausstrittstemperatur; aus der Leittechnik
Knorm	Einflussfaktor Norm auf die Turbinenausstrittstemperatur; aus der Leittechnik
Variant	gibt die Berechnungsvariante laut Wahrheitstabelle zurück
auto_Switch_1	Wertvorgabe des Schalters 1 im Automatikmodus = 0 oder 1
auto_Switch_2	Schalter für Variable 2; wird z.Bp. extern gesetzt Wertvorgabe des Schalters 2 im Automatikmodus = 0 oder 1

auto_Switch_3	Schalter für Variable 3; wird z.Bp. extern gesetzt Wertvorgabe des Schalters 3 im Automatikmodus = 0 oder 1
auto_Switch_4	Schalter für Variable 4; wird z.Bp. extern gesetzt Wertvorgabe des Schalters 4 im Automatikmodus = 0 oder 1
limit_value	Grenzvariable für das Umschalten zwischen 0 und 1; diese Maßnahme ist Konvergenzfördernd
out_Switch_1	Schalter 1: Ausgang
out_Switch_2	Ausgang am Schalter 2
out_Switch_3	Ausgang Schalter 3
out_Switch_4	Ausgang: Schalter 4

Switches

Switch_1 (aus, auto, ein, weder_noch)	Schalter 1: Stellung 0(aus), Leitschaufelregelung aktiv Stellung 1(ein), ATK-Regler aktiv
Switch_2 (aus, auto, ein, weder_noch)	Schalter 2: Stellung 0(aus), ATK-Regler aktiv Stellung 1(ein), Leistungsvorgabe aktiv
Switch_3 (aus, auto, ein, weder_noch)	Schalter 3: Stellung 0(aus), IGV-Stellung = 100% Stellung 1(ein), IGV-Stellung = minimal
Switch_4 (aus, auto, ein, weder_noch)	Schalter 4: Stellung 0(aus), IGV-Stellung = 0% Stellung 1(ein), IGV-Stellung = -13%

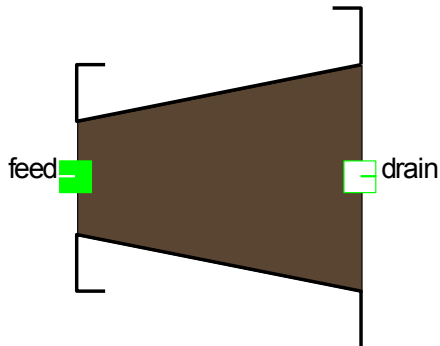
Characteristics

k_Std_wasch	Kennfeld für Abminderung bei Berechnung der bez. Leistung in Abhängigkeit der Zeit vom letztem Waschvorgang
dT	Absenkung der ATK in Abhängigkeit der Verdichtereintrittstemperatur
dT_pnorm	Gibt den Temperatur Sollwert in Abhängigkeit der Gasturbinenleistung gegenüber Nennlast an. um extrapolation unter Pnorm, =0.2 und über Pnorm = 1.1 zu vermeiden, wurden 0.05 und 1.2 zusätzlich hinzugefügt
k_TVI	Tabelle für Korrekturfaktor für Pnorm in abhängigkeit der Verdichtereintrittstemperatur
k_PGT_TVI	Kennfeld aus Ber GT Lst 04MBY10DE051C
td_true	Tabelle für Korrekturfaktor für LSVA, wenn turn down =1 (true)
td_false	Tabelle für Korrekturfaktor für LSVA, wenn turn down = 0 (false)

○ GT_DIFFUSER

Purpose

Gas turbine diffuser model. To be used for compressor and turbine diffusers.



Connections

stream: feed

stream: drain

Diffuser_straight

Purpose

offdesign model

Model equations

```
#DA Huber Chr., 2010.03
```

```
# Diffusormodell nach Buch-Quelle: Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition,  
I.E.Idelchik, 1994, Chapter 5., page 254ff
```

```
# Massenbilanz:
```

```
f_mass_1:      feed.mass = drain.mass;
```

```
# Bilanz der Totalenthalpie:
```

```
f_enthalpy_1:  feed.h = drain.h;
```

```
# Geometriedaten:
```

```
f_alpha:      alpha * 3.141592654 / 180 = atan( ( ( Daequi_out - Daequi_in ) / 2 ) / ( length ) ) *  
2;
```

```
# Berechnung der Eintrittsgeschwindigkeit:
```

```
f_area_in_1:  feed.mass / rho_stat_in = inlet_area * velocity_in;
```

```
f_area_in_2:  4 * inlet_area = 3.141592654 * Daequi_in^2;
```

```
f_area_ratio: area_ratio * inlet_area = outlet_area;
```

```
# Berechnung des Diffusorwirkungsgrades:
```

```
f_eta_d:      eta_d * ( 1 - 1 / area_ratio^2 ) = 1 - 1 / area_ratio^2 - zeta_d;
```

```
# Widerstandsbeiwert zeta_d wird aus Tabelle berechnet:
```

```
# Quelle: VDI-Wärmeatlas, 10.Auflage 2006, Abschnitt: Druckverlust in Leitungen mit  
Querschnittsänderung, Seite: Lac3
```

```
ifl ( zeta_option == zeta_from_table ) then
```

```

f_zeta_d_a:      zeta_d = diffuser_zeta( alpha , sqrt( area_ratio ) );
f_delta_p_a:     p_stat_out - p_stat_in = rho_stat_in * velocity_in^2 / 2 *
                 ( 1 - zeta_d - ( 1 / area_ratio^2 ) ) * 1e-5;

endifl

# Widerstandsbeiwert od. Diffusorwirkungsgrad wird vorgegeben:
ifl ( zeta_option == zeta_from_user ) then
    f_delta_p_b:  p_stat_out - p_stat_in = rho_stat_in * velocity_in^2 / 2 *
                 ( 1 - zeta_d - ( 1 / area_ratio^2 ) ) * 1e-5;
endifl

# Berechnung des statischen Eintrittsdruckes
f_p_stat_in:     ( feed.p - p_stat_in ) * 1e5 = rho_stat_in / 2 * velocity_in^2;

# Berechnung des Totaldruckes am Austritt:
f_pt_out:       ( drain.p - p_stat_out ) * 1e5 = rho_stat_in / 2 * velocity_out^2;

# Berechnung der statischen Temperatur am Austritt:
f_rho_stat:     1 / rho_stat_in = feed.Composition.fv( p_stat_in , ( drain.h - velocity_in^2 / ( 2 *
31000 ) ) );
f_Tstat_out:    t_stat_out = drain.Composition.ft( p_stat_out , ( drain.h - velocity_out^2 / ( 2 *
1000 ) ) );

# Berechnung der Austrittsgeschwindigkeit
f_outlet_1:     4 * outlet_area = 3.141592654 * Daequi_out^2;
f_outlet_vel:   drain.mass * drain.v = outlet_area * velocity_out;

test_1:         test(area_ratio>1.14)    warning "DIFFUSER: Very low Area ratio value has
                                         been entered, Increase above 1.15";
test_2:         test(area_ratio<4.9)     warning "DIFFUSER: Very high Area ratio value has
                                         been entered, Decrease below 4.8";

```

Variables

Daequi_in	äquivalenter Eintrittsdurchmesser
Daequi_out	Äquivalenter Austrittsdurchmesser
length	Length of diffuser
eta_d	Diffusorwirkungsgrad
zeta_d	Pressure Loss coefficient for the 'optimum' diffuser
rho_stat_in	statische Dichte am Diffusoreintritt
p_stat_in	Inlet static pressure
velocity_in	Eintrittsgeschwindigkeit in den Diffusor
p_stat_out	statischer Austrittsdruck
velocity_out	Austrittsgeschwindigkeit aus Diffusor
t_stat_out	statische Temperatur am Diffusoraustritt
area_ratio	Outlet area / Inlet area
inlet_area	Area at the inlet of the diffuser
outlet_area	Area at the outlet of the diffuser
alpha	

Switches

zeta_option (zeta_from_table, zeta_from_user)

Characteristics

diffuser_zeta Widerstandsbeiwert von erweitereten Rohrstücken

Diffuser_zeta_or_eta

Purpose

offdesign model

Model equations

DA, Huber Chr., 2010.03

Zwischenmodell für Diffuser

Zum Anwenden für den Diffusor am Kesseleintritt für eine Umlenkung von 90°

Bilanzen:

f_mass: feed.mass = drain.mass;

f_enthalpy: feed.h = drain.h;

f_rho_stat_in: 1 / rho_stat_in = feed.Composition.fv(p_stat_in , h_stat_in);

f_h_in: feed.h = h_stat_in + velocity_in^2 / (2 * 1000);

f_h_out: drain.h = h_stat_out + velocity_out^2 / (2 * 1000);

f_p_in: (feed.p - p_stat_in) * 1e5 = rho_stat_in * velocity_in^2 / 2;

f_p_out: (drain.p - p_stat_out) * 1e5 = rho_stat_in * velocity_out^2 / 2;

f_velocity_in: velocity_in = feed.mass / (rho_stat_in * inlet_area);

f_velocity_out: velocity_out = feed.mass / (rho_stat_in * outlet_area);

f_delta_p: (p_stat_out - p_stat_in) * 1e-5 = rho_stat_in * velocity_in^2 / 2 *
((1 - (1 / area_ratio)^2) - zeta_d);

f_eta_d: eta_d = 1 - zeta_d / (1 - 1 / area_ratio^2);

f_t_out: t_stat_out = feed.Composition.ft(p_stat_out , h_stat_out);

f_t_in: t_stat_in = feed.Composition.ft(p_stat_in , h_stat_in);

f_area_ratio: area_ratio = outlet_area / inlet_area;

f_inlet_area: inlet_area = Daequi_in^2 * 3.141592654 / 4;

f_outlet_area: outlet_area = Daequi_out^2 * 3.141592654 / 4;

Variables

Daequi_in äquivalenter Eintrittsdurchmesser

Daequi_out Äquivalenter Austrittsdurchmesser

eta_d Diffusorwirkungsgrad

zeta_d Pressure Loss coefficient for the 'optimum' diffuser

rho_stat_in statische Dichte am Eintritt des Diffusors

p_stat_in Inlet static pressure

velocity_in Eintrittsgeschwindigkeit in den Diffusor

t_stat_in statische Temperatur am Diffusoraustritt

h_stat_in	
p_stat_out	statischer Austrittsdruck
velocity_out	Austrittsgeschwindigkeit aus Diffusor
h_stat_out	statische Austrittsenthalpie
t_stat_out	statische Temperatur am Diffusoraustritt
area_ratio	Outlet area / Inlet area
inlet_area	Area at the inlet of the diffuser
outlet_area	Area at the outlet of the diffuser

Fluegas_exit_Turbine

Purpose

Model equations

DA, Huber Chr., 2010.03

#Auswertung der statischen Anteil an einen definierten Querschnitt: z.Bp.: Ende des geraden Diffusorstückes

f_mass:	feed.mass = drain.mass;
f_h:	feed.h = drain.h;
f_p:	feed.p = drain.p;
f_rho_stat:	$1 / \rho_{\text{stat}} = \text{feed.Composition.fv}(p_{\text{stat}}, h_{\text{stat}});$
f_h_stat:	$\text{feed.h} = h_{\text{stat}} + (\text{velocity})^2 / (2 * 1000);$
f_p_stat:	$\text{feed.p} = p_{\text{stat}} + \rho_{\text{stat}} * (\text{velocity})^2 / (2 * 1e5);$
f_t_stat:	$t_{\text{stat}} = \text{feed.Composition.ft}(p_{\text{stat}}, h_{\text{stat}});$
f_velocity:	$\text{velocity} = \text{feed.mass} / (\rho_{\text{stat}} * \text{area});$
f_area:	$\text{area} = \text{Daequi}^2 * 3.141592654 / 4;$

Variables

Daequi	äquivalenter Durchmesser
p_stat	static pressure
velocity	Geschwindigkeit
t_stat	statische Temperatur am Messquerschnitt
h_stat	statischer Enthalpieanteil
rho_stat	statische Dichte an der Messstelle
area	Area at the Section

○ **GT_Data**

Purpose



Global objects

GT_data: GT_data

GT_Data

Purpose

Regler für Korrektur der Austrittstemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperaturen

Model equations

```
# Diplomarbeit Huber Chr., 2010.05
# Anzeige der ISO-Settings für die jeweilige Gasturbine aus den Globaldaten
# Modell muss über das Global gekoppelt werden.
```

```
f_EOH: EOH - GT_data.EOH = 0.0;
f_p10: p10 - GT_data.p10 = 0.0;
f_t10: t10 - G_data.t10 = 0.0;
f_phi0: phi0 - GT_data.phi0 = 0.0;
f_mV0: mV0 - GT_data.mV0 = 0.0;
f_p20: p20 - GT_data.p20 = 0.0;
f_t20: t20 - GT_data.t20 = 0.0;
f_mBR0: mBR0 - GT_data.mBR0 = 0.0;
f_t30: t30 - GT_data.t30 = 0.0;
f_n0: n0 - GT_data.n0 = 0.0;
f_Ramb0: R_amb0 - GT_data.R_amb0 = 0.0;
f_Rexh0: R_exh0 - GT_data.R_exh0 = 0.0;
f_dpBK0: dpBK0 - GT_data.dpBK0 = 0.0;
```

```
# Für die Automatisierung werden noch folgende Größen aus dem Global abgebildet:
```

```
f_IGVsoll: IGVsoll - GT_data.IGVsoll = 0.0;
f_IGVist: IGVist - GT_data.IGVist = 0.0;
f_P_soll: Power_soll - GT_data.Power_soll = 0.0;
f_P_gen0: Power_gen0 - GT_data.Power_gen0 = 0.0;
```

Variables

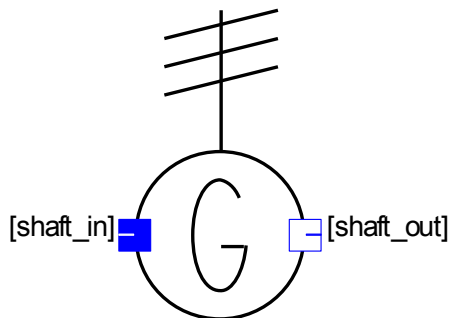
EOH	äquivalente Betriebsstunden der Gasturbine
p10	ISO-Verdichtereintrittsdruck total
t10	Verdichtereintrittstemperatur bei ISO-Bedingungen
phi0	relative Luftfeuchtigkeit bei ISO-Bedingungen
mV0	auslegungsverdichtermassenstrom bei ISO-Bedingungen
p20	ISO-Verdichteraustrittsdruck
t20	Verdichteraustrittstemperatur bei ISO-Bed.
mBR0	Erdgasmassenstrom bei ISO-Bedingungen

dpBK0	Brennkammerdruckverlust total bei ISO-Bedingungen
t30	ISO-Turbineneintrittstemperatur TIT
n0	Drehzahl bei ISO-bedingungen
R_amb0	spez. Gaskonstante der feuchten Luft bei Isobedingungen p=1.01bar, t=15°C, phi=60%
R_exh0	spez. Gaskonstante des Verbrennungsgases bei Isobedingungen p=1.01bar, t=15°C, phi=60% , Brennstoff: 100% Methan, vollständige Verbrennung
IGVsoll	Verdichterleitschaufelstellung in %; 100% = voll offen, -13% = auf Minimalstellung
IGVist	aktuelle Leitschaufelstellung vom Verdichter; wenn IGV-Regelung aktiv ist, dann ist IGVsoll=IGVist
Power_soll	eingestellte Sollleistung (z.Bp. Welle-GT, Block-Welle, Block-brutto, GT- brutto, ...)
Power_gen0	ist ein frei definierbare Leistung! muss über FreeEquation gekoppelt werden. Kann z.bp. Block-Brutto, -Netto, Welle-GT, Welle-GuD sein, je nach Definition

○ **GT_GENERATOR**

Purpose

Gas turbine engine electric generator.



Connections

SHAFT: shaft_in
 SHAFT: shaft_out
 SHAFT: shaft_in
 SHAFT: shaft_out

GT_generator_TK_siemens

Purpose

Model equations

```
# DA, Huber Chr., 201.03
# Umrechnungsmodell für aktuellen und Referenz-cos(phi)
# Bestimmung der Verluste nach Siemens bzw. OENORM EN 60034-2.1, Wirkungsgradbestimmung
# bei Synchrongeneratoren, Punkt 9.2.2 Einzelverlustverfahren

# Ankupplung der Wellen beidseitig, links od. rechts
# shaft only from left
ifl ref(shaft_in) && !ref(shaft_out) then
```

```
        fla:    shaft_power= shaft_in.power;
        fn_a:    f * 60 = shaft_in.speed;
    endifl

# shaft only from right
ifl !ref(shaft_in) && ref(shaft_out) then
    flb:    shaft_power = -shaft_out.power;
    fn_b:    f * 60 = shaft_out.speed;
endifl

# shaft from both sides
ifl ref(shaft_in) && ref(shaft_out) then
    flc:    shaft_power = shaft_in.power-shaft_out.power;
    fn_c:    f * 60 = shaft_in.speed;
    fn_c2:   f * 60 = shaft_out.speed;
endifl

# Berechnung der aktuellen Scheinleistung:
f_kVA_act:    kVA_output_act = sqrt( 3 ) * voltage_gross_act * current_gross_act * 1e-3;
# Berechnung cos(phi)
f_pfn_act: cos_phi * kVA_output_act = power_gross_act;

# Addition der konstanten Verluste bei Leerlauf ( Reibung + Eisen ), ändert sich mit einem
Konstantenfaktor bei Änderung der Spannung
# Entspricht Formulierung in der Norm 60034-2.1:2007, Punkt 9.2.2.3, Seite 53
f_sum_loss_char: const_loss_char = friction_loss_pfn + iron_loss_pfn;

# Berechnung der
# konstanten Verluste infolge Reibung + Lüftung sowie Eisen, in Abhängigkeit der Abweichung der
Spannung von Nennbedingungen
# Entspricht Formulierung in der Norm 60034-2.1:2007, Punkt 9.2.2.3, Seite 53
f_const_act:    const_loss_act - const_loss_char = ( voltage_gross_act - voltage_char ) *
k_const_loss;
# Eisenverluste:
f_IR_act:    const_loss_act = friction_loss_act + iron_loss_act;
# Kurzschlussverluste
f_SCN_act:    short_circuit_loss_act = short_circuit_loss_char * ( current_gross_act /
current_char )^2;

# Schalter zur Koppelung von Läufer- und Ständerstrom über die V-Kurven vom Datenblatt:
(benötigt für Predicting-Rechnungen)
ifl switch_current == vee_curves_current then
    f_Iexc_act: current_gross_act = vee_curves( cos_phi , current_excit_act );
endifl

# Erregerverluste
f_excit_act:    excit_loss_act = 1e-3 * k_rotor_winding * resistance_rotor_char *
current_excit_act^2;
```



```

# Übergangsverluste
f_C_act:      transition_loss_act = 2 * current_excit_act * 1e-3;
# Zusatzverluste, Abweichend von Prozedur seitens Siemens nach Norm 60034-2.1:2007, Seite 55
# P_LL = P_LL_N * ( I / I_N)^2
f_LL_act:      load_loss_act = load_loss_char * ( current_gross_act / current_char )^2;
# Summe der Verluste:
f_total_act:   total_loss_act = friction_loss_act + iron_loss_act + short_circuit_loss_act +
excit_loss_act + transition_loss_act + load_loss_act;
# aktueller Generatorwirkungsgrad
f_eta_act: eta_gen_act * ( shaft_power ) = power_gross_act - excit_loss_act;

# Umrechnung auf Referenz cos(phi):
# Berechnung des
# Generatorständerstromes @pfn
f_I_pfn:      current_gross_pfn = power_gross_act / ( sqrt(3) * pfn_char * voltage_char * 1e-3 );
# Scheinleistung @pfn
f_kVA_pfn:    kVA_output_pfn = sqrt(3) * current_gross_pfn * voltage_char * 1e-3;
# Berechneter Läuferstrom aus Generatrdatenblatt (siehe Table)
f_I_excit_pfn: current_gross_pfn = vee_curves( pfn_char , current_excit_pfn );
# Kurzschlussverluste @pfn
f_SCN_pfn:    short_circuit_loss_pfn = short_circuit_loss_char * ( current_gross_pfn /
current_char )^2;
# Erregerverluste @pfn
f_excit_pfn:  excit_loss_pfn = 1e-3 * k_rotor_winding * resistance_rotor_char *
current_excit_pfn^2;
# Übergangsverluste @pfn:
f_C_pfn:      transition_loss_pfn = 2 * current_excit_pfn * 1e-3;
# Zusatzverluste, Abweichend von Prozedur seitens Siemens nach Norm 60034-2.1:2007, Seite 55
# P_LL = P_LL_N * ( I / I_N)^2
f_LL_pfn:      load_loss_pfn = load_loss_char * ( current_gross_pfn / current_char )^2;
# Summe der Verluste:
f_total_pfn:   total_loss_pfn = friction_loss_pfn + iron_loss_pfn + short_circuit_loss_pfn +
excit_loss_pfn + transition_loss_pfn + load_loss_pfn;
# Wirkleistung auf pfn bezogen:
f_P_gross_pfn: power_gross_pfn = shaft_power - ( total_loss_pfn - excit_loss_pfn );
# Generatorwirkungsgrad @pfn:
f_eta_pfn: eta_gen_pfn * ( shaft_power ) = ( power_gross_pfn - excit_loss_act );

# Kupplungsleistung am Generator:
f_P_shaft: shaft_power = power_gross_act + total_loss_act - excit_loss_act;

```

Variables

power_gross_act	electrical power output; Klemmenleistung (Messstelle)
voltage_gross_act	aktuelle Generatorspannung
current_gross_act	aktueller Ständerstrom
current_excit_act	aktueller Läuferstrom, entweder durch Messung eingeben od. über V-Kurven ermittelt
kVA_output_act	aktuelle Scheinleistung, Apparent output

cos_phi	aktueller Leistungsfaktor
resistance_rotor_char	Auslegungswiderstand des Rotors
eta_gen_char	Nenn-Generatorwirkungsgrad
voltage_char	Nenn-Spannung
current_char	Nenn-Strom
pfn_char	Nenn-cos(phi)
current_excit_char	Nenn-Erregerstrom
kVA_output_char	Nenn-Scheinleistung
short_circuit_loss_char	Kurzschlussverlust
const_loss_char	konstante Verluste bei Auslegungsbedingungen im Leerlauf; entspricht Reibungs+Lüftungsverluste + Eisenverluste
load_loss_char	
const_loss_act	konstante Verluste (Reibung+Eisen) bei aktueller Spannung
friction_loss_act	aktuelle Reibungsverluste
iron_loss_act	aktuelle Eisenverluste
short_circuit_loss_act	aktuelle Kurzschlussverluste
excit_loss_act	aktuelle Erregerverluste
transition_loss_act	aktueller Übergangsverlust
load_loss_act	aktuelle ladungsabhängige Verluste
total_loss_act	aktuelle Gesamtverluste inkl. Erregung
current_gross_pfn	Auf p*fn bezogener Generatorstrom
kVA_output_pfn	Auf p*fn bezogene Scheinleistung
current_excit_pfn	Auf p*fn bezogener Läuferstrom
friction_loss_pfn	Auf p*fn bezogener Reibungsverlust
iron_loss_pfn	Eisenverluste
short_circuit_loss_pfn	Kurzschlussverlust
excit_loss_pfn	Erregerverluste
transition_loss_pfn	Übergangsverlust
load_loss_pfn	
total_loss_pfn	
power_gross_pfn	Brutto-Wirkleistung (Klemmenleistung ohne Abzug der Erregung) ohne Eigenbedarf bei p*fn bez. Bedingungen
shaft_power	Mechanical power on shaft
eta_gen_act	Generatorwirkungsgrad bei aktuellen Messbedingungen
eta_gen_pfn	auf pfn bezogener Generatorwirkungsgrad
f	Frequenz des Generators
k_const_loss	Proportionalitätsfaktor für die Änderung der konstante Verluste im Leerlauf durch Veränderung der Spannung
k_rotor_winding	Korrekturfaktor für die Rotorwicklung wie in IEC 34 für 95°C =1.294 für 75°C = 1.21

Switches

switch_current (meas_current, vee_curves_current) Schalter zwischen den V-Kurven und gemessener Läufer- und Ständerstrom

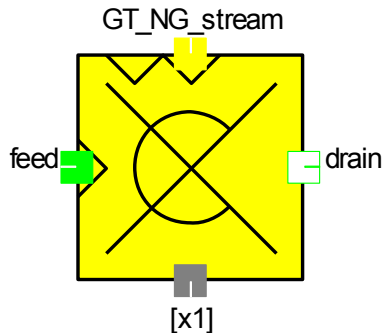
Characteristics

vee_curves V-Kurven, ergeben Korrelation zwischen Ständer- und Läuferstrom; sind aus Typenblatt ermittelt

○ GT_combustor_ng

Purpose

A combustion chamber where the fuel is given as chemical composition.



Connections

GT_NG_stream: GT_NG_stream
 stream: feed
 stream: drain
 GT_control: x1

Global objects

GT_data: GT_data

GT_combustor_offdes_ng_gl_age

Purpose

Brennkammermodell für globale Modelldaten mit Berechnung des Druckverlustes, Ausbrenngrades sowie chem. Zusammensetzung für Voll- und Teillast mit Alterungsfunktion des Brennkammerdruckverlustes

Model equations

```
# DA Huber, March 2010
# vollständige bzw. nicht vollständige Verbrennung mit Luftüberschuss, Ausbrandverlust wird durch
# die Variable "omegaVc", das die Brennkammerbelastung * Volumen repräsentiert, gesteuert
# Alterung der Brennkammer durch erhöhten Druckverlust berücksichtigt

# Tests and Warnings for the compulsory variables (input)
t_delta_p:      test (delta_pBK >= 0.0)  warning "main stream has negative pressure drop";
t_delta_p_comb: test (delta_pBK >= 0.0)  warning "NG pressure must be >= main stream
pressure";
tLambda:       test (lambda >= 1.0)     error "combustor_NG only operates with excess air";
tNG_LHV_1:     test (GT_NG_stream.GT_NG_Composition.LHV > 1000)  warning "NG inlet
stream has very low
LHV ";
tNG_LHV_2:     test (GT_NG_stream.GT_NG_Composition.LHV < 55000)  warning "NG inlet
stream has very high
LHV ";
tNG_p:         test (GT_NG_stream.p > feed.p)  error " pressure
natural gas lower
than compressed
air";
```

```

# Übergabe des LHV's für Bedingungen Verbrennung t1=0°C, p1=1.01325bar
f_lhv:          LHV = GT_NG_stream.GT_NG_Composition.LHV;

# Aufstellung der Energiebilanz für die Brennkammer nach ISO 2314:
f_energy:      feed.mass * feed.h + GT_NG_stream.mass * etaBK * ( LHV + GT_NG_stream.h )
               = drain.mass * drain.h + QBK;

f_QBr:         Q_Br = GT_NG_stream.mass * ( LHV + GT_NG_stream.h );

f_Qamb:        Q_amb = feed.mass * feed.h;

f_QAbg:        Q_Abg = - drain.mass * drain.h;

f_Qeta_loss:   - Q_eta_loss = Q_amb + Q_Br + Q_Abg - QBK;

# Übergabe der äquivalenten Betriebsstunden vom Global-Modell:
f_EOH:         EOH - GT_data.EOH = 0.0;

# Berechnung der Turbinenalterung als Abnahme des isentropen ISO-Wirkungsgrades:
# Fälle: Berechnung nach Tabellenfunktion durch Abstimmung von Ausgleichskurve aus Messdaten
# oder Bestimmung des Korrekturfaktors für delta_etaT_deg bei Solobetrieb
# Für die Veränderung des Massenstromes infolge Fouling gilt dieselbe Berechnungsweise wie für
# den Wirkungsgrad:

ifl BerAlterung == ageing_table then
    f_berAge1:   dpBK0_deg = GT_data.dpBK0 + delta_pBK_deg;
    f_berAge2:   delta_pBK_deg = delta_pBK_deg_table( EOH );
endifl

ifl BerAlterung == ageing_meas then
    f_berAge3:   dpBK0_deg = GT_data.dpBK0 + delta_pBK_deg;
endifl

# Definition des Druckverlustes in der BK über Ein-/Austritt und Alterung der Maschine:
f_deltaBK_air:  feed.p - delta_pBK = drain.p;

# Definiert den Druckverlust über die Brennkammer durch kalten und heißen Koeffizienten:
# Formulierung wurde aus Technische Verbrennung, Franz Joos, SpringerVerlag, Kapitel 18.1.4, Seite
# 642 übernommen

f_deltaBK_Air_koeff:  delta_pBK = feed.p * ( dpBK0_deg / GT_data.p20 ) *
                    ( ( coeff_cold + coeff_hot * ( ( drain.t+273.15 ) / ( feed.t+273.15 ) - 1 ) ) /
                      ( coeff_cold + coeff_hot * ( ( GT_data.t30 +273.15 ) / ( GT_data.t20
+273.15 ) - 1 ) ) ) * ( ( feed.mass * sqrt( feed.t+273.15 ) / feed.p ) /
                      ( GT_data.mV0 * sqrt( GT_data.t20 +273.15 ) / GT_data.p20 ) )^2;

# LAMBDA DEFINITION Quelle: Baehr,Thermodynamik.6.Auflage,p290,Springer,1988

```

###See also:Fortschr.-Ber.VDI Reihe6Nr.243,p17,VDI-Verlag1990

fLambda: feed.Composition.O2 * feed.mass * (lambda - 1.0) = lambda *
 drain.Composition.O2 * drain.mass;

no WATER (everything must be H2O)

fWATER: drain.Composition.WATER * drain.mass = 0.0;

Da He auch ein Edelgas ist, wird es wegen den extern definierten Stoffeigenschaften, zur Hälfte zu Argon verwandelt.

Da R_He sehr groß ist, wird die andere Hälfte zu H2 konvertiert.

fAR: drain.Composition.AR * drain.mass = feed.Composition.AR * feed.mass
 + GT_NG_stream.GT_NG_Composition.AR * GT_NG_stream.mass
 + GT_NG_stream.GT_NG_Composition.He * GT_NG_stream.mass / 2;

fC2H6: drain.Composition.C2H6 * drain.mass = 0.0;

fC3H8: drain.Composition.C3H8 * drain.mass = 0.0;

Über den Emissionsindex EI und EI-Rechner werden die Stoffmengenanteile an UHC als CH4 bzw. CO berechnet!

fCO2: (drain.Composition.CO2 / 44.01 + drain.Composition.CO / 28.01 +
drain.Composition.CH4 / 16.0426) * drain.mass = feed.Composition.CO2 / 44.01 * feed.mass (1 /
44.01 *
 GT_NG_stream.GT_NG_Composition.CO2
 + 1 / 16.0426 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.CH4
 + 2 / 30.070 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.C2H6
 + 3 / 44.097 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.C3H8
 + 4 / 58.123 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC4H10
 + 4 / 58.123 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.iC4H10
 + 5 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC5H12
 + 5 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.iC5H12
 + 5 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.neoC5H12
 + 6 / 87.177 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC6H14
 + 7 / 100.204 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC7H16
 + 8 / 114.231 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC8H18
 + 9 / 128.258 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC9H20
 + 10 / 142.285 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC10
 + 6 / 78.114 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC6H6
 + 7 / 92.141 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC7H8
 + 8 / 106.167 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC8H10
 + 1 / 28.010 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.CO) *
 GT_NG_stream.mass;

fH2: drain.Composition.H2 * drain.mass = GT_NG_stream.GT_NG_Composition.He *
 GT_NG_stream.mass / 2;

fH2O: drain.Composition.H2O * drain.mass = feed.Composition.H2O * feed.mass
 +(2 * 18.0153 / 16.0426 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.CH4

```

+ 3 * 18.0153 / 30.0694 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.C2H6
+ 4 * 18.0153 / 44.097 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.C3H8
+ 5 * 18.0153 / 58.123 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC4H10
+ 5 * 18.0153 / 58.123 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.iC4H10
+ 6 * 18.0153 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC5H12
+ 6 * 18.0153 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.iC5H12
+ 6 * 18.0153 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.neoC5H12
+ 7 * 18.0153 / 87.177 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC6H14
+ 8 * 18.0153 / 100.204 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC7H16
+ 9 * 18.0153 / 114.231 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC8H18
+ 10 * 18.0153 / 128.258 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC9H20
+ 11 * 18.0153 / 142.285 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC10
+ 3 * 18.0153 / 78.114 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC6H6
+ 4 * 18.0153 / 92.141 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC7H8
+ 5 * 18.0153 / 106.167 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC8H10
+ 1 * 18.0153 / 2.0159 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.H2
+
+          GT_NG_stream.GT_NG_Composition.H2O
+ 1 * 18.0153 / 34.082 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.H2S ) *
GT_NG_stream.mass
- 2 * 18.0153 / 16.0426 * drain.Composition.CH4 * drain.mass;

```

fH2S: drain.Composition.H2S * drain.mass = 0.0;

fN2: drain.Composition.N2 * drain.mass = feed.Composition.N2 * feed.mass +
GT_NG_stream.GT_NG_Composition.N2 * GT_NG_stream.mass;

zur Info: nach Baehr, Thermodynamik.6.Auflage, Springer, 1988, Seite 456 Tabelle 7.3

$O_{min,i} = a_{Ci} + 1/4a_{Hi} + a_{Si} - 1/2 a_{Oi}$

fO2: drain.Composition.O2 * drain.mass = feed.Composition.O2 * feed.mass
+ GT_NG_stream.GT_NG_Composition.O2 * GT_NG_stream.mass
- (2.00 * 31.9988 / 16.0426 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.CH4
+ 3.50 * 31.9988 / 30.0694 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.C2H6
+ 5.00 * 31.9988 / 44.097 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.C3H8
+ 6.50 * 31.9988 / 58.123 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC4H10
+ 6.50 * 31.9988 / 58.123 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.iC4H10
+ 8.00 * 31.9988 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC5H12
+ 8.00 * 31.9988 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.iC5H12
+ 8.00 * 31.9988 / 72.150 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.neoC5H12
+ 9.50 * 31.9988 / 87.177 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC6H14
+ 11.0 * 31.9988 / 100.204 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC7H16
+ 12.5 * 31.9988 / 114.231 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC8H18
+ 14.0 * 31.9988 / 128.258 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC9H20
+ 15.5 * 31.9988 / 142.285 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.nC10
+ 7.50 * 31.9988 / 78.114 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC6H6
+ 9.00 * 31.9988 / 92.141 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC7H8
+ 10.5 * 31.9988 / 106.167 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.oC8H10
+ 0.50 * 31.9988 / 28.010 *GT_NG_stream.GT_NG_Composition.CO

```

+ 0.50 * 31.9988 / 2.0159 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.H2
+ 1.50 * 31.9988 / 34.082 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.H2S ) *
GT_NG_stream.mass
+ 0.50 * 31.9988 / 28.010 * drain.Composition.CO * drain.mass;

fSO2:      drain.Composition.SO2 * drain.mass = feed.Composition.SO2 * feed.mass
+ ( GT_NG_stream.GT_NG_Composition.SO2
+ 64.065 / 34.082 * GT_NG_stream.GT_NG_Composition.H2S ) *
GT_NG_stream.mass;

# Übernahme der Parameter vom EI-Rechner:
ifl ref(x1) then
    f_in1:  x1.value1 = EI_CO;
    f_in2:  x1.value2 = EI_HC;
    f_in3:  x1.value3 = AFR;
    f_in4:  x1.value4 = h;
endifl

# Berechnung des Verbrennungswirkungsgrades (Ausbrenngrad, Brennkammerwirkungsgrad):
# Proportionalitätsfaktoren nach "Influence of engine performance in emission characteristics" von
Döpelheuer 1998
# 100 - eta_c(Ausbrenngrad) = ( EI(CO)*Hu,CO + EI(UHC)*Hu,UHC ) / ( 10* Hu, BS )
# Hier Annahme: Charakteristisches Kohlenwasserstoff = CH4, Verbrennungstemperatur t1=15°C,
Heizwerte aus ISO 6976
f_eta_c:      etaBK0 - etaBK = ( EI_CO * 10.10*1e3 + EI_HC * 50.035*1e3 ) / ( 1000 * LHV
);

f_o_Vc:      omega_Vc = feed.mass / ( feed.p^1.8 * exp( ( feed.t +273.15 ) / 300 ) );

f_K:      K = ( GT_data.p20 / feed.p )^a * ( ( GT_data.mBR0 / GT_data.mV0 ) / FAR )^b *
exp( abs( GT_data.t20 - feed.t ) / c ) * exp( d * abs( h - 6.350297e-3 ) ) * exp( abs(
tBr0 - GT_NG_stream.t ) / f );

# Berechnung des Emissionsindices EI(CO)_korr über Annäherung eines Polynoms 3.Grades,
welches aus einer Messreihe bestimmt wurde und in Tabellenform eingefügt wird.
# Umrechnungsfaktoren wurde dabei nach ICAO, Annex 16, Volume 2 Punkt 7.1.3, Seite 23
angewendet.
# Berechnungsmethoden für korrigierte und unkorrigierte Emissionsindices CO
# unkorrigierte Vorhersage des EI(CO):
ifl calc_EI == EI_CO then
    f_EI1:  EI_CO = EICO( omega_Vc );
    f_EI2:  EI_CO_korr = 0;
    f_HC1:  if EI_CO < 1.2 then
        EI_HC = 0.05;
    else
        log( EI_HC ) = k1 * log( EI_CO ) + k2;
endifl

```

```

# korrigierte Vorhersage des EI(CO):
ifl calc_EI == EI_CO_korr then
    f_EI3: EI_CO_korr = EICO_korr( omega_Vc );
    f_EI4: EI_CO_korr * K = EI_CO;
    f_HC2: if EI_CO < 1.2 then
        EI_HC = 0.05;
    else
        log( EI_HC ) = k1 * log( EI_CO ) + k2;
endifl

# Auswertung des Ausbrandverlustes bei gemessenen EM(CO):
ifl calc_EI == EI_CO_meas then
    f_EI5: EI_CO_korr * K = EI_CO;
endifl

f_HC_korr: EI_HC_korr * K = EI_HC;

f_FAR: FAR = GT_NG_stream.mass / feed.mass;

# No fuel component in feed
tH2_feed: test (feed.Composition.H2 == 0.0) error "No H2 allowed in feed stream";
# Tests for valid feed composition
tCH4_feed: test (feed.Composition.CH4 == 0.0) error "No CH4 allowed in feed
stream"; # Some LHV in the fuel stream
tC2H6_feed: test (feed.Composition.C2H6 == 0.0) error "No C2H6 allowed in feed
stream";
tC3H8_feed: test (feed.Composition.C3H8 == 0.0) error "No C3H8 allowed in feed
stream";
tH2S_feed: test (feed.Composition.H2S == 0.0) error "No H2S allowed in feed
stream";

```

Parameters

tBr0 Referenz-Vorwärmtemperatur des Brennstoffes

Variables

EOH äquivalente Betriebsstunden
LHV lower heating value of the fuel at conditions (1.0 bar/ 0°C)
QBK Wärmeverluste durch Strahlung, Konvektion nach außen und Kühlung der Brennkammer mit Verdichterluft
lambda air ratio
delta_pBK pressure drop of air inlet to outlet.
dpBK0_deg Druckverlust der Brennkammer bei ISO-Bedingungen in Abhängigkeit der Betriebsdauer seit Inbetriebnahme Gasturbine
delta_pBK_deg Veränderung der Druckdifferenz zwischen Gasturbine Basic New&Clean und Alterung
coeff_cold kalter Druckverlustkoeffizient, entspricht dem aerodynamischen Anteil
coeff_hot heißer Druckverlustbeiwert durch Verbrennung hervorgerufen
etaBK Ausbrenngrad der Brennkammer in Abhängigkeit der Emissionen: CO, CO₂, NO_x,... Berechnung über Emissionsindex
Q_Br eingebrachte Brennstoffwärmeleistung (chemisch + sensibel)

Q_amb	eingebraachte sensitive Wärmeleistung durch Luft
Q_Abg	Wärmeleistungsverlust durch Abgasstrom
Q_eta_loss	Leistung des Ausbrandverlustes der BK-> chem. Energie bleibt im Abgas
omega_Vc	Brennkammerbelastung * -volumen: repräsentiert den Betriebszustand der BK (Volllast, Teillast, Unterfeuerung) und dient als Berechnungsgröße für den Ausbrandverlust
EI_CO	Emissionsindex CO
EI_HC	Emissionsindex UHC
EI_CO_korr	Emissionsindex CO korrigiert um Einflussfaktoren
EI_HC_korr	Emissionsindex UHC korrigiert um Einflussfaktoren
FAR	Fuel-Air-Ratio = Brennstoff-Luft-Verhältnis beta
AFR	Air to Fuel Ratio
K	Proportionalitätsfaktor für EI(CO): Berechnet sich aus den Einflussgrößen für jeweiligen BK-Zustand
h	Massenanteil Wasserdampf/ trockener Luft
a	Potenzfaktor für das Druckverhältnis
b	Potenzfaktor für das Brennstoff-Luft-Verhältnis FAR
c	Gewichtungsfaktor für die Brennkammereintrittstemperatur
d	Gewichtungsfaktor für die Luftfeuchtigkeit am BK-Eintritt
f	Gewichtungsfaktor für die Brennstoffvorwärmung
k1	Proportionalitätsfaktor für Zusammenhang EI(UHC) vs EI(CO) im doppellogarithmischen Maßstab.
k2	Offset für Zusammenhang EI(UHC) vs EI(CO) im doppellogarithmischen Maßstab.
etaBK0	Ausbrenngrad bei ISO-Grundlast

Switches

BerAlterung (ageing_meas, ageing_table)	Wählen des Berechnungsmodus für die Alterung: Entweder über Zusammenhang $\eta_{age}=f(\text{EOH})$ od. über Messungen die Alterung berechnen
calc_EI (EI_CO, EI_CO_korr, EI_CO_meas)	Berechnungsverfahren für die Voraussage des Emissionsindices CO

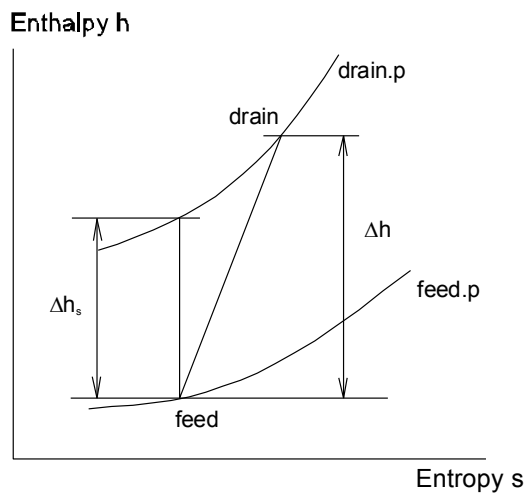
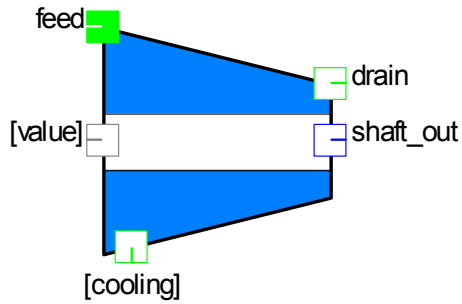
Characteristics

EICO	Aus Messreihe entwickeltes Polynom 3.Grades, das in Abhängigkeit der Brennkammerbelastung*Volumen die Emission CO voraussagt.
EICO_korr	Aus Messreihe entwickeltes Polynom 3.Grades, das in Abhängigkeit der Umgebungszustände korrigiert wurde. Sagt in Abhängigkeit der Brennkammerbelastung*Volumen die Emission CO voraus.
delta_pBK_deg_table	Definierte Alterungsfunktion der Brennkammer in Abhängigkeit von den äquivalenten Betriebsstunden (EOH)

○ **GT_compressor**

Purpose

Compressor for single shaft gas turbine engine.



Compressor, hs-diagram

Connections

SHAFT: shaft_in
 SHAFT: shaft_out
 stream: cooling
 stream: feed
 stream: drain
 GT_control: value

Global objects

composition: Composition
 GT_data: GT_data

GT_compressor_gl_pl_age

Purpose

Compressor :
 Part load compressor model for single shaft gas turbine engines with ageing

Model equations

Diplomarbeit Huber Chr., 2010.01

TESTS AND WARNINGS

t1: test ((drain.p - feed.p) >= 0.0) error "COMPRESSOR: Outlet pressure lower than inlet

```

pressure";
t2:      test ( eta_iV >= 0.0 )      error "COMPRESSOR: Isentropic efficiency <0.0";
t3:      test ( eta_iV >= 0.5 )      error "COMPRESSOR: Very low isentropic efficiency
<0.5";
t4:      test ( eta_iV <= 1.0 )      error "COMPRESSOR: Isentropic efficiency >1.0";
t8:      test ( beta_i < 65 )        warning "COMPRESSOR: Operation below lower end
of engine working line, Increase IGV setting";
t9:      test ( beta_i > 7.5 )        warning "COMPRESSOR: Operation above upper end
of engine working line, Decrease IGV setting";

# Berechnung des Leitschaufelwinkel in °
f_igv:      beta_i = t_IGV_beta( igv_set );
f_LSV:      LSV = t_beta_LSV( beta_i );

# Änderung zu Basic New&Clean: Luftmassenstrom wird bei Alterung weniger!
fmV_st1:    t_MV_st( LSV , nV_st ) = ( feed.mass / mV0_deg ) * ( GT_data.p10 / feed.p ) *
sqrt ( ( ( feed.t + 273.15 ) * feed.Composition.R ) / ( ( GT_data.t10 + 273.15 ) *
GT_data.R_amb0 / 1000 ) );

# nur für Entwicklungszwecke!
f_mV_st:    mV_st = t_MV_st( LSV , nV_st );

# Schalter, ob Kegelgesetz verwendet wird oder Kennfeld für geg. Feuerungstemp.
Berechnung reduziertes Verdichterdruckverhältnis, wird aus Kennfeld ermittelt:
fpiV_st1:   if GT_data.compressor_pi > 0.5 then
              PiV = t_piV_st( LSV , nV_st ) * PiV0 ;
            else
              PiV = ( drain.p / feed.p );

# Berechnung des Auslegungsdruckverhältnisses von den globalen Daten:
f_PiV0:     GT_data.p20 / GT_data.p10 = PiV0;

# Berechnung des reduzierten Verdichterdruckverhältnisses:
f_PiV_st:   PiV_St = ( drain.p / feed.p ) / PiV0;
f_nV_st:    nV_st = shaft_out.speed / GT_data.n0 * sqrt( ( ( GT_data.t10 + 273.15 ) *
GT_data.R_amb0 / 1000 ) / ( ( feed.t + 273.15 ) * feed.Composition.R ) );

# Berechnung der thermodynamischen Verdichtereigenschaften:
# Übergabe der äquivalenten Betriebsstunden vom Global-Modell:
f_EOH:      EOH - GT_data.EOH = 0.0;

# Berechnung der Verdichteralterung als Abnahme des isentropen ISO-Wirkungsgrades und des
angesaugten Massenstromes:
# Fälle: Berechnung nach Tabellenfunktion durch Abstimmung von Ausgleichskurve aus Messdaten
oder Bestimmung des Korrekturfaktors für delta_etaT_deg bei Solobetrieb
# Für die Veränderung des Massenstromes infolge Fouling gilt dieselbe Berechnungsweise wie für
den Wirkungsgrad:

```

```

ifl BerAlterung == ageing_table then
    f_berAge1:    etaV0_deg = etaV0 - delta_etaV_deg;
    f_berAge2:    delta_etaV_deg = delta_etaV_deg_table( EOH );
    f_berAge3:    mV0_deg = GT_data.mV0 - delta_mV0_deg;
    f_berAge4:    delta_mV0_deg = delta_mV0_deg_table( EOH );
endifl

ifl BerAlterung == ageing_meas then
    f_berAge5:    etaV0_deg = etaV0 - delta_etaV_deg;
    f_berAge6:    mV0_deg = GT_data.mV0 - delta_mV0_deg;
endifl

# isentroper Verdichterwirkungsgradberechnung, siehe später

# Dimensionieren des isentropen Verdichterwirkungsgrades
f_etas_st:      etas_st * etaV0_deg = eta_iV ;

f_h2_eta_iV:    eta_iV = ( h2s - feed.h ) / ( drain.h - feed.h );
f_polyP:        ( drain.t + 273.15 ) = ( feed.t + 273.15 ) * ( drain.p / feed.p )^( R_cp / etaP );

# Untenstehende Berechnung siehe Strömungsmaschinen, Menny, TeubnerVerlag, Kapitel
# Gasturbinen-Realer Prozess
# Berechnung des Isentropenexponenten: Kappa-1/Kappa
f_h2s:          feed.Composition.fs( feed.p , feed.h ) = drain.Composition.fs( drain.p , h2s );
f_Kappa:        cp_mittel = ( h2s - feed.h ) / ( drain.Composition.ft( drain.p , h2s ) - feed.t );
f_Rcp:          R_cp = drain.Composition.R / cp_mittel * k_Rcp;

# Verdichtereintritt
f_p_stat:       feed.p - 1 / feed.Composition.fv( p1_stat , ( feed.h - ( velocity_in )^2 / ( 2 * 1000 ) ) )
                *
                ( velocity_in )^2 / ( 2 * 1e5 ) = p1_stat;
f_velocity:     velocity_in = feed.mass / ( 1 / feed.Composition.fv( p1_stat , ( feed.h - (
                velocity_in )^2 / ( 2 * 1000 ) ) ) * A_mess );

# Massenbilanz
fmb:            feed.mass = drain.mass + cooling.mass;

# Berechnung äquivalenter Kühlluftmassenstrom nach ISO2314 bzw. "Modellierung des Luftsystems
# von Turboflugtriebwerken für die Anwendung in Leistungssyntheseprogrammen" von Staudacher,
# MTU
ifl ref( cooling ) then
    f_cool:       cooling.mass = ( mk0 / 100 ) * GT_data.mV0 * ( t_MV_st( LSV, 1.0 ) )
                *
                sqrt( ( 273.15 + GT_data.t10 ) / ( 273.15 + feed.t ) ) * feed.p /
                GT_data.p10 *
                ( ( sqrt( 2 / ( Composition.R * 1000 * R_cp ) ) * sqrt( ( feed.p / p1_stat )^
                ( -2 / ( 1 / ( 1 - R_cp ) ) ) - ( feed.p / p1_stat )^( - ( ( 1 / ( 1 - R_cp ) ) + 1 ) /
                ( 1 / ( 1 - R_cp ) ) ) ) ) ) / ( ( sqrt( 2 / ( GT_data.R_amb0 * R_cp0 ) ) *
                sqrt( ( GT_data.p10 / p10_stat )^( -2 / ( 1 / ( 1 - R_cp0 ) ) ) -

```

```

( GT_data.p10 / p10_stat )^( - ( ( 1 / ( 1 - R_cp0 ) ) + 1 ) / ( 1 / ( 1 - R_cp0
) ) ) );
f4f:    feed.h = cooling.h;
fpc:    cooling.p = feed.p;

endifl

# Berechnung des isentropen Wirkungsgrades aus dem Verdichter kennfeld
(Muscheldiagramm) als f( LSV , n* , PiV* ):
# erfolgt mittels 3D-Tabellen eta=f(PiV*, n*) und lineare Interpolation zw. den LSV's
# 87.87 < LSV
f_LSV1:    if LSV >= 87.87 then
            etas_st = eta_s_88( ( PiV_St - f_deltaPiV( 87.87, nV_st ) ), nV_st ) +
            ( eta_s_100( ( PiV_St - f_deltaPiV( 100, nV_st ) ), nV_st ) -
            eta_s_88( ( PiV_St - f_deltaPiV( 87.87, nV_st ) ), nV_st ) ) / ( 100 - 87.87 ) *
            ( LSV - 87.87 );
# 78.25 <= LSV < 87.87
            else if ( LSV >= 78.25 && LSV < 87.87 ) then
            etas_st = eta_s_78( ( PiV_St - f_deltaPiV( 78.25, nV_st ) ), nV_st ) +
            ( eta_s_88( ( PiV_St - f_deltaPiV( 87.87, nV_st ) ), nV_st ) -
            eta_s_78( ( PiV_St - f_deltaPiV( 78.25, nV_st ) ), nV_st ) ) / ( 87.87 - 78.25 ) *
            ( LSV - 78.25 );
# 68.44 <= LSV < 78.25
            else if ( LSV >= 68.44 && LSV < 78.25 ) then
            etas_st = eta_s_68( ( PiV_St - f_deltaPiV( 68.44, nV_st ) ), nV_st ) +
            ( eta_s_78( ( PiV_St - f_deltaPiV( 78.25, nV_st ) ), nV_st ) -
            eta_s_68( ( PiV_St - f_deltaPiV( 68.44, nV_st ) ), nV_st ) ) / ( 78.25 - 68.44 ) *
            ( LSV - 68.44 );
            else
# LSV < 68.44
            etas_st = eta_s_61( ( PiV_St - f_deltaPiV( 61.35, nV_st ) ), nV_st ) +
            ( eta_s_68( ( PiV_St - f_deltaPiV( 68.44, nV_st ) ), nV_st ) -
            eta_s_61( ( PiV_St - f_deltaPiV( 61.35, nV_st ) ), nV_st ) ) / ( 68.44 - 61.35 ) *
            ( LSV - 61.35 );

# Wellenleistung
ifl ref(shaft_out) then
    pwr:    shaft_out.power = ( feed.h - drain.h ) * ( feed.mass - cooling.mass ) /
    etaM;

endifl

# Messgrößenabfrage für ATK Bestimmung: TVI, PVI, n, n0
ifl ref(value) then
    f_meas1:    value.value1 = feed.t;
    f_meas2:    value.value2 = feed.p;
    f_meas3:    value.value3 = shaft_out.speed;
    f_meas4:    value.value4 = GT_data.n0;
    f_meas5:    value.value5 = drain.p;

endifl

```

Variables

EOH	äquivalente Betriebsstunden
igv_set	Setting of the inlet guide vanes. Allows the Off Design operation of the engine. TO be set by all users -13% bei Minimallast 100% bei Volllast
beta_i	Leitschaufelstellung von % in ° umgerechnet; entspricht Winkel Profilschne zu Wellenachse
LSV	interne Luftmassenstromumrechnung: LSV entspricht Massenstromäquivalent
nV_st	reduced rounds per minute
eta_iV	Part load Isentropic Efficiency
etaM	mechanischer WG des Verdichters
mk0	äquivalenter Kühlluftanteil, damit Modellverdichter dieselbe Leistung benötigt wie realer Verdichter, siehe ISO2314:2009 8.3, seite 46ff
PiV0	Verdichterdruckverhältnis bei ISO-Bedingungen
mV0_deg	ist der reduzierte Massenstrom bei ISO-Bedingungen hervorgerufen durch Alterung, Fouling des Verd.
delta_mV0_deg	ist die Differenzgröße zwischen ISO-Luftmassenstrom Basis New&Clean und Alterung
etaV0	isentropen Verdichterwirkungsgrad bei ISO-Bedingungen. entspricht einem Skalierungsfaktor im dimensionslosen Teillastkennfeld
etaV0_deg	ist der gealterte isentropen Verdichterwirkungsgrad bei ISO-Bedingungen
delta_etaV_deg	ist die Differenzgröße zwischen isentropen Wirkungsgrad Basis New&Clean und gealterten
A_mess	Messstellenfläche am Verdichtereintritt; hier ist es der Querschnitt bei dem die Abnahmemessmittel angebracht wurden
velocity_in	Berechnung der Eintrittsgeschwindigkeit vorm Verdichtereintritt an den Messstellen für Druck und Temperatur
R_cp	isentropic coefficient as $(\kappa-1/\kappa)$
k_Rcp	Korrekturfaktor für R/cp wegen Stoffwerte; kann konst. gelassen werden
cp_mittel	mittlerer cp-Wert des Verdichters; berechnet aus Aus-/Eintrittstemperatur
h2s	isentropic enthalpy
etaP	polytropic compressor efficiency
etas_st	relativer isentropen Verdichterwirkungsgrad = $f(\text{LSV}, \text{PiV_st}, \text{nV_st})$
PiV_St	reduziertes Verdichterdruckverhältnis auf ISO-Bedingungen bezogen
mV_st	reduzierter Massenstrom (dimensionslos); ist abhängig von den Ansaugbedingungen (p,t,phi) und der Leitschaufelstellung (LSV)
PiV	aktuelles Verdichterdruckverhältnis
p1_stat	statischer Eintrittsdruck in den Verdichter
R_cp0	isentropic coefficient as $(\kappa-1/\kappa)$ at ISO-Conditions
p10_stat	statischer Eintrittsdruck in den Verdichter bei ISO-Bedingungen

Switches

BerAlterung (ageing_meas, ageing_table) Wählen des Berechnungsmodus für die Alterung: Entweder über Zusammenhang $\eta_{age}=f(\text{EOH})$ od. über Messungen die Alterung berechnen; dasselbe gilt für den Massenstrom

Characteristics

delta_etaV_deg_table	Definierte Alterungsfunktion des Verdichters in Abhängigkeit von den äquivalenten Betriebsstunden (EOH); Absolutwert
delta_mV0_deg_table	Definierte Alterungsfunktion des Verdichters in Abhängigkeit von den äquivalenten Betriebsstunden (EOH); Absolutwert
t_MV_st	Kennfeld für den red. Verdichtermassenstrom in Abhängigkeit der Leitschaukelstellung (LSV, IGV) und der red. Drehzahl (NV_st)
t_piV_st	Kennfeld für den red. Verdichterdruckverhältnis in Abhängigkeit der Leitschaukelstellung (LSV, IGV) und der red. Drehzahl (NV_st)
f_deltaPiV	wird benötigt um vollständiges Kennfeld für $\eta_s=f(\text{LSV}, \text{NV_st}, \text{PiV})$ zu erhalten
eta_s_100	Berechnung des relativen IsentropenWG, in Abhängigkeit von LSV, PiV*, nV* für LSV 100
eta_s_88	Berechnung des relativen IsentropenWG, in Abhängigkeit von LSV, PiV*, nV* für LSV 87.87
eta_s_78	Berechnung des relativen IsentropenWG, in Abhängigkeit von LSV, PiV*, nV* für LSV 78.25
eta_s_68	Berechnung des relativen IsentropenWG, in Abhängigkeit von LSV, PiV*, nV* für LSV 68.35
eta_s_61	Berechnung des relativen IsentropenWG, in Abhängigkeit von LSV, PiV*, nV* für LSV 61.35
t_beta_LSV	Aus Abnahmeversuchen ermittelter Zusammenhand zw. Leitschaukelpos. beta_i und LSV bei n*=1
t_IGV_beta	Aus Abnahmeversuchen ermittelter Zusammenhang zwischen IGV-Stellung und Winkel beta_i

○ **GT_connector**

Purpose

Connector element that removes the redundant mass balance equation from closed loops.



Connections

GT_NG_stream: feed
 GT_NG_stream: drain

GT_NG_connector

Purpose

Molanteile, Volumenanteile in Massenanteile konvertieren, Berechnung des Heizwertes für die Komponenten der Ruhrgas Analyse

Model equations

```
#DA Huber, March 2010 abgeänderter SimTech Gas_Analyzer_Lib vom 06.10.2006
# Berechnung der Mol-, Volums-, Massenanteile im Erdgas und des Heizwertes nach
ISO 6976:2005
# Jene Stoffanteile werden angeführt, die bei einer Erdgasanalyse bis C10 zu erwarten sind.
# Berechnung der Erdgaseigenschaften für ein reales Gasgemisch.
```

```
# mass balance
f_mass: feed.mass = drain.mass;
# pressure
f_p: feed.p = drain.p;
# enthalpy
f_h: feed.h = drain.h;
# norm volume flow
f_V_n: V_n = feed.mass / rho_norm * 3600;

# Umrechnung auf massebezogener Heizwert; wie in Anmerkung 6.2 der Norm gilt auch für den
realen LHV die Idealgas-Zusammensetzung
f_LHV: LHV = LHV_mol * 1000 / MG;
f_LHV_1: feed.GT_NG_Composition.LHV = LHV;

# molarer Heizwert bei Verbrennungstemperatur t1=15°C, nach Norm ist dieser Heizwert des Idealen
Gases auch der Heizwert des realen Gasgemisches
f_LHV_mol: LHV_mol = ( n_CH4 * 802.82 +
                    n_C2H6 * 1429.12 +
                    n_C3H8 * 2043.71 +
                    n_nC4H10 * 2658.45 +
                    n_iC4H10 * 2648.83 +
                    n_nC5H12 * 3272.45 +
                    n_iC5H12 * 3265.54 +
                    n_neoC5H12 * 3251.28 +
                    n_nC6H14 * 3887.71 +
                    n_nC7H16 * 4502.28 +
                    n_nC8H18 * 5116.73 +
                    n_nC9H20 * 5732.17 +
                    n_nC10 * 6346.88 +
                    n_oC6H6 * 3169.81 +
                    n_oC7H8 * 3772.42 +
                    n_oC8H10 * 4376.8 +
                    n_H2 * 241.56 +
                    n_H2O * 0 +
                    n_H2S * 517.87 +
                    n_CO * 282.8 +
                    n_He * 0 +
                    n_AR * 0 +
                    n_N2 * 0 +
                    n_O2 * 0 +
                    n_CO2 * 0 +
                    n_SO2 * 0 );

# volumenbezogener Heizwert: Hier geht der Realgasfaktor des Gasgemisches ein! die
Volumenmessung wird für diese Messung auf t2=0°C und p2=1,01325bar gesetzt.

f_LHV_vol: LHV_vol = ( LHV_mol * 1.01325 * 100000 / ( 8.31451 * 273.15 * 1000 ) ) /
Zmix_norm;
```


Dichte des realen Gasgemisches im Normzustand:

$$f_rho_norm: \quad rho_norm * Zmix_norm = ((n_CH4 * 16.043 +$$

$$n_C2H6 * 30.07 +$$

$$n_C3H8 * 44.097 +$$

$$n_nC4H10 * 58.123 +$$

$$n_iC4H10 * 58.123 +$$

$$n_nC5H12 * 72.150 +$$

$$n_iC5H12 * 72.150 +$$

$$n_neoC5H12 * 72.150 +$$

$$n_nC6H14 * 87.177 +$$

$$n_nC7H16 * 100.204 +$$

$$n_nC8H18 * 114.231 +$$

$$n_nC9H20 * 128.258 +$$

$$n_nC10 * 142.285 +$$

$$n_oC6H6 * 78.114 +$$

$$n_oC7H8 * 92.141 +$$

$$n_oC8H10 * 106.167 +$$

$$n_H2 * 2.0159 +$$

$$n_H2O * 18.0153 +$$

$$n_H2S * 34.082 +$$

$$n_CO * 28.010 +$$

$$n_He * 4.0026 +$$

$$n_AR * 39.948 +$$

$$n_N2 * 28.0135 +$$

$$n_O2 * 31.9988 +$$

$$n_CO2 * 44.01 +$$

$$n_SO2 * 64.065) * 1.01325 * 100000 / (8314.51 * 273.15));$$

relative Dichte des realen Gases für $t_2=0^\circ\text{C}$, $p_2=1,01325\text{bar}$ nach Gleichung (14)

MLuft=28.9626 Zluft(0°C , $p=1,01325\text{bar}$)=0,99941

$$f_rel_rho: \quad rel_rho = ((n_CH4 * 16.043 +$$

$$n_C2H6 * 30.07 +$$

$$n_C3H8 * 44.097 +$$

$$n_nC4H10 * 58.123 +$$

$$n_iC4H10 * 58.123 +$$

$$n_nC5H12 * 72.150 +$$

$$n_iC5H12 * 72.150 +$$

$$n_neoC5H12 * 72.150 +$$

$$n_nC6H14 * 87.177 +$$

$$n_nC7H16 * 100.204 +$$

$$n_nC8H18 * 114.231 +$$

$$n_nC9H20 * 128.258 +$$

$$n_nC10 * 142.285 +$$

$$n_oC6H6 * 78.114 +$$

$$n_oC7H8 * 92.141 +$$

$$n_oC8H10 * 106.167 +$$

$$n_H2 * 2.0159 +$$

$$n_H2O * 18.0153 +$$

$$n_H2S * 34.082 +$$

$$\begin{aligned}
 & n_{\text{CO}} * 28.010 + \\
 & n_{\text{He}} * 4.0026 + \\
 & n_{\text{AR}} * 39.948 + \\
 & n_{\text{N2}} * 28.0135 + \\
 & n_{\text{O2}} * 31.9988 + \\
 & n_{\text{CO2}} * 44.01 + \\
 & n_{\text{SO2}} * 64.065) / 28.9626) * 0.99941 / Z_{\text{mix_norm}};
 \end{aligned}$$

Berechnung des Molekulargewichtes vom Erdgasgemisch wird laut Norm wie für ein ideales Gas durchgeführt.

$$\begin{aligned}
 f_{\text{MG}}: \quad \text{MG} = & (n_{\text{CH4}} * 16.043 + \\
 & n_{\text{C2H6}} * 30.07 + \\
 & n_{\text{C3H8}} * 44.097 + \\
 & n_{\text{nC4H10}} * 58.123 + \\
 & n_{\text{iC4H10}} * 58.123 + \\
 & n_{\text{nC5H12}} * 72.150 + \\
 & n_{\text{iC5H12}} * 72.150 + \\
 & n_{\text{neoC5H12}} * 72.150 + \\
 & n_{\text{nC6H14}} * 87.177 + \\
 & n_{\text{nC7H16}} * 100.204 + \\
 & n_{\text{nC8H18}} * 114.231 + \\
 & n_{\text{nC9H20}} * 128.258 + \\
 & n_{\text{nC10}} * 142.285 + \\
 & n_{\text{oC6H6}} * 78.114 + \\
 & n_{\text{oC7H8}} * 92.141 + \\
 & n_{\text{oC8H10}} * 106.167 + \\
 & n_{\text{H2}} * 2.0159 + \\
 & n_{\text{H2O}} * 18.0153 + \\
 & n_{\text{H2S}} * 34.082 + \\
 & n_{\text{CO}} * 28.010 + \\
 & n_{\text{He}} * 4.0026 + \\
 & n_{\text{AR}} * 39.948 + \\
 & n_{\text{N2}} * 28.0135 + \\
 & n_{\text{O2}} * 31.9988 + \\
 & n_{\text{CO2}} * 44.01 + \\
 & n_{\text{SO2}} * 64.065);
 \end{aligned}$$

Berechnung des Realgasfaktors nach Gleichung 3, ISO 6976:2005 für $t_2=0^\circ\text{C}$, $p_2=1,01325\text{bar}$

$$\begin{aligned}
 f_{\text{Zmix_norm}}: \quad Z_{\text{mix_norm}} = & 1 - (\\
 & n_{\text{CH4}} * 0.049 + \\
 & n_{\text{C2H6}} * 0.1 + \\
 & n_{\text{C3H8}} * 0.1453 + \\
 & n_{\text{nC4H10}} * 0.2069 + \\
 & n_{\text{iC4H10}} * 0.2049 + \\
 & n_{\text{nC5H12}} * 0.2864 + \\
 & n_{\text{iC5H12}} * 0.251 + \\
 & n_{\text{neoC5H12}} * 0.2387 + \\
 & n_{\text{nC6H14}} * 0.3286 + \\
 & n_{\text{nC7H16}} * 0.4123 +
 \end{aligned}$$

```

n_nC8H18 * 0.5079 +
n_nC9H20 * 0.6221 +
n_nC10 * 0.7523 +
n_oC6H6 * 0.3017 +
n_oC7H8 * 0.3886 +
n_oC8H10 * 0.5128 +
n_H2 * -0.004 +
n_H2O * 0.2646 +
n_H2S * 0.1 +
n_CO * 0.0265 +
n_He * 0.0006 +
n_AR * 0.0316 +
n_N2 * 0.0224 +
n_O2 * 0.0316 +
n_CO2 * 0.0819 +
n_SO2 * 0.1549 )^2;

```

Summe der Stoffanteil muss 100% sein

```

f_sum_n:      n_CH4+n_C2H6+n_C3H8+n_nC4H10+n_iC4H10+n_nC5H12+n_iC5H12+
              n_neoC5H12+n_nC6H14+n_nC7H16+n_nC8H18+n_nC9H20+n_nC10+
              n_oC6H6+n_oC7H8+n_oC8H10+n_H2+n_H2O+n_H2S+n_CO+n_He+
              n_AR+n_N2+n_O2+n_CO2+n_SO2 = 1.0;

```

showing the composition data in local variables

```

f_w_CH4:      feed.GT_NG_Composition.CH4 = w_CH4;
f_w_C2H6:     feed.GT_NG_Composition.C2H6 = w_C2H6;
f_w_C3H8:     feed.GT_NG_Composition.C3H8 = w_C3H8;
f_w_nC4H10:   feed.GT_NG_Composition.nC4H10=w_nC4H10;
f_w_iC4H10:   feed.GT_NG_Composition.iC4H10=w_iC4H10;
f_w_nC5H12:   feed.GT_NG_Composition.nC5H12=w_nC5H12;
f_w_iC5H12:   feed.GT_NG_Composition.iC5H12=w_iC5H12;
f_w_neoC5H12: feed.GT_NG_Composition.neoC5H12=w_neoC5H12;
f_w_nC6H14:   feed.GT_NG_Composition.nC6H14=w_nC6H14;
f_w_nC7H16:   feed.GT_NG_Composition.nC7H16=w_nC7H16;
f_w_nC8H18:   feed.GT_NG_Composition.nC8H18=w_nC8H18;
f_w_nC9H20:   feed.GT_NG_Composition.nC9H20=w_nC9H20;
f_w_nC10:     feed.GT_NG_Composition.nC10=w_nC10;
f_w_oC6H6:    feed.GT_NG_Composition.oC6H6=w_oC6H6;
f_w_oC7H8:    feed.GT_NG_Composition.oC7H8=w_oC7H8;
f_w_oC8H10:   feed.GT_NG_Composition.oC8H10=w_oC8H10;
f_w_H2:       feed.GT_NG_Composition.H2 = w_H2;
f_w_H2O:      feed.GT_NG_Composition.H2O = w_H2O;
f_w_H2S:      feed.GT_NG_Composition.H2S = w_H2S;
f_w_CO:       feed.GT_NG_Composition.CO = w_CO;
f_w_He:       feed.GT_NG_Composition.He = w_He;
f_w_AR:       feed.GT_NG_Composition.AR = w_AR;
f_w_N2:       feed.GT_NG_Composition.N2 = w_N2;
f_w_O2:       feed.GT_NG_Composition.O2 = w_O2;

```

f_w_CO2: feed.GT_NG_Composition.CO2 = w_CO2;
 f_w_SO2: feed.GT_NG_Composition.SO2 = w_SO2;

conversion into mol fractions

f_w_sum: w_CH4+w_C2H6+w_C3H8+w_nC4H10+w_iC4H10+w_nC5H12+w_iC5H12
 +w_neoC5H12+w_nC6H14+w_nC7H16+w_nC8H18+w_nC9H20+w_nC10+w_o
 C6H6+w_oC7H8+w_oC8H10+w_H2+w_H2O+w_H2S+w_CO+w_He+
 w_AR+w_N2+w_O2+w_CO2+w_SO2 = 1.0;

f_n_CH4: n_CH4 / MG = w_CH4 / 16.043;
 f_n_C2H6: n_C2H6 / MG = w_C2H6 / 30.07;
 f_n_C3H8: n_C3H8 / MG = w_C3H8 / 44.097;
 f_nC4H10: n_nC4H10 / MG = w_nC4H10 / 58.123;
 f_iC4H10: n_iC4H10 / MG = w_iC4H10 / 58.123;
 f_nC5H12: n_nC5H12 / MG = w_nC5H12 / 72.150;
 f_iC5H12: n_iC5H12 / MG = w_iC5H12 / 72.150;
 f_neoC5H12: n_neoC5H12 / MG = w_neoC5H12 / 72.150;
 f_nC6H14: n_nC6H14 / MG = w_nC6H14 / 87.177;
 f_nC7H16: n_nC7H16 / MG = w_nC7H16 / 100.204;
 f_nC8H18: n_nC8H18 / MG = w_nC8H18 / 114.231;
 f_nC9H20: n_nC9H20 / MG = w_nC9H20 / 128.258;
 f_nC10: n_nC10 / MG = w_nC10 / 142.285;
 f_oC6H6: n_oC6H6 / MG = w_oC6H6 / 78.114;
 f_oC7H8: n_oC7H8 / MG = w_oC7H8 / 92.141;
 f_oC8H10: n_oC8H10 / MG = w_oC8H10 / 106.167;
 f_n_H2: n_H2 / MG = w_H2 / 2.0159;
 f_n_H2O: n_H2O / MG = w_H2O / 18.0153;
 f_n_H2S: n_H2S / MG = w_H2S / 34.082;
 f_n_CO: n_CO / MG = w_CO / 28.010;
 f_n_He: n_He / MG = w_He / 4.0026;
 f_n_AR: n_AR / MG = w_AR / 39.948;
 # Summe der Massenanteile für Stickstoff auf 1
 #f_n_N2: n_N2 / MG = w_N2 / 28.0135;
 f_n_O2: n_O2 / MG = w_O2 / 31.9988;
 f_n_CO2: n_CO2 / MG = w_CO2 / 44.01;
 f_n_SO2: n_SO2 / MG = w_SO2 / 64.065;

Berechnung des Summenfaktors Volanteil durch Realgasfaktor nach EN ISO 6976:2005, S.35,
 gleichung C.1

f_sum_yZ: sum_y_Z = v_CH4 / 0.9976
 + v_C2H6 / 0.99
 + v_C3H8 / 0.9789
 + v_nC4H10 / 0.9572
 + v_iC4H10 / 0.958
 + v_nC5H12 / 0.918
 + v_iC5H12 / 0.937
 + v_neoC5H12 / 0.943

$+ v_{nC6H14} / 0.892$
 $+ v_{nC7H16} / 0.83$
 $+ v_{nC8H18} / 0.742$
 $+ v_{nC9H20} / 0.613$
 $+ v_{nC10} / 0.434$
 $+ v_{oC6H6} / 0.909$
 $+ v_{oC7H8} / 0.849$
 $+ v_{oC8H10} / 0.737$
 $+ v_{H2} / 1.0006$
 $+ v_{H2O} / 0.93$
 $+ v_{H2S} / 0.99$
 $+ v_{CO} / 0.9993$
 $+ v_{He} / 1.0005$
 $+ v_{AR} / 0.999$
 $+ v_{N2} / 0.9995$
 $+ v_{O2} / 0.999$
 $+ v_{CO2} / 0.9933$
 $+ v_{SO2} / 0.976;$

Summe der Volumsanteile muss 100% sein

$f_{sum_vol}: v_{CH4} + v_{C2H6} + v_{C3H8} + v_{nC4H10} + v_{iC4H10} + v_{nC5H12} + v_{iC5H12}$
 $+ v_{neoC5H12} + v_{nC6H14} + v_{nC7H16} + v_{nC8H18} + v_{nC9H20} + v_{nC10} +$
 $v_{oC6H6} + v_{oC7H8} + v_{oC8H10} + v_{H2} + v_{H2O} + v_{H2S} + v_{CO} + v_{He} +$
 $v_{AR} + v_{N2} + v_{O2} + v_{CO2} + v_{SO2} = 1.0;$

Umrechnung der Vol-%-Anteile in Stoffmengenanteile:

$f_{v_CH4}: n_{CH4} * sum_y_Z = v_{CH4} / 0.9976;$
 $f_{v_C2H6}: n_{C2H6} * sum_y_Z = v_{C2H6} / 0.99;$
 $f_{v_C3H8}: n_{C3H8} * sum_y_Z = v_{C3H8} / 0.9789;$
 $f_{v_nC4H10}: n_{nC4H10} * sum_y_Z = v_{nC4H10} / 0.9572;$
 $f_{v_iC4H10}: n_{iC4H10} * sum_y_Z = v_{iC4H10} / 0.958;$
 $f_{v_nC5H12}: n_{nC5H12} * sum_y_Z = v_{nC5H12} / 0.918;$
 $f_{v_iC5H12}: n_{iC5H12} * sum_y_Z = v_{iC5H12} / 0.937;$
 $f_{v_neoC5H12}: n_{neoC5H12} * sum_y_Z = v_{neoC5H12} / 0.943;$
 $f_{v_nC6H14}: n_{nC6H14} * sum_y_Z = v_{nC6H14} / 0.892;$
 $f_{v_nC7H16}: n_{nC7H16} * sum_y_Z = v_{nC7H16} / 0.83;$
 $f_{v_nC8H18}: n_{nC8H18} * sum_y_Z = v_{nC8H18} / 0.742;$
 $f_{v_nC9H20}: n_{nC9H20} * sum_y_Z = v_{nC9H20} / 0.613;$
 $f_{v_nC10}: n_{nC10} * sum_y_Z = v_{nC10} / 0.434;$
 $f_{v_oC6H6}: n_{oC6H6} * sum_y_Z = v_{oC6H6} / 0.909;$
 $f_{v_oC7H8}: n_{oC7H8} * sum_y_Z = v_{oC7H8} / 0.849;$
 $f_{v_oC8H10}: n_{oC8H10} * sum_y_Z = v_{oC8H10} / 0.737;$
 $f_{v_H2}: n_{H2} * sum_y_Z = v_{H2} / 1.0006;$
 $f_{v_H2O}: n_{H2O} * sum_y_Z = v_{H2O} / 0.93;$
 $f_{v_H2S}: n_{H2S} * sum_y_Z = v_{H2S} / 0.99;$
 $f_{v_CO}: n_{CO} * sum_y_Z = v_{CO} / 0.9993;$
 $f_{v_He}: n_{He} * sum_y_Z = v_{He} / 1.0005;$
 $f_{v_AR}: n_{AR} * sum_y_Z = v_{AR} / 0.999;$

```
# Summe der Massenanteile für Stickstoff auf 1
#f_v_N2:      n_N2 * sum_y_Z = v_N2 / 0.9995;
f_v_O2:      n_O2 * sum_y_Z = v_O2 / 0.999;
f_v_CO2:     n_CO2 * sum_y_Z = v_CO2 / 0.9933;
f_v_SO2:     n_SO2 * sum_y_Z = v_SO2 / 0.976;
```

Variables

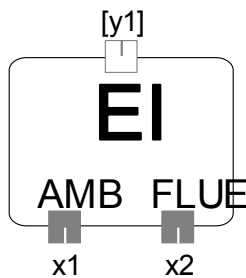
V_n	norm volume flow
rho_norm	Dichte des realen Erdgasgemisches bei Normzustand 0°C, 1.01325bar
rel_rho	relative Dichte des realen Gases
MG	mean molecular weight of the gas
Zmix_norm	Realgasfaktor bei einem Erdgasgemisch, Berechnung für t2=0°C, p2=1,01325bar
LHV	
LHV_mol	
LHV_vol	
n_CH4	mol fraction of CH4
n_C2H6	mol fraction of C2H6
n_C3H8	mol fraction of C3H8
n_nC4H10	mol fraction of n-C4H10
n_iC4H10	mol fraction of iso-C4H10
n_nC5H12	mol fraction of n-C5H12
n_iC5H12	mol fraction of iso-C5H12
n_neoC5H12	mol fraction of Neo-C5H12, Neo-Pentan
n_nC6H14	mol fraction of n-C6H14, n-Hexan
n_nC7H16	mol fraction of n-C7H16
n_nC8H18	mol fraction of n-C8H18
n_nC9H20	mol fraction of n-C9H20
n_nC10	mol fraction of n-C10H22 and higher
n_oC6H6	mol fraction of oC6H6 Benzol
n_oC7H8	mol fraction of o-C7H8, Toluol (Toluen)
n_oC8H10	mol fraction of o-C8H10, o-Xylol
n_H2	mol fraction of H2
n_H2O	mol fraction of H2O
n_H2S	mol fraction of H2S
n_CO	mol fraction of CO
n_He	mol fraction of Helium
n_AR	mol fraction of AR
n_N2	mol fraction of N2
n_O2	mol fraction of O2
n_CO2	mol fraction of CO2
n_SO2	mol fraction of SO2
w_CH4	mass fraction of CH4
w_C2H6	mass fraction of C2H6
w_C3H8	mass fraction of C3H8

w_nC4H10	mass fraction of n-C4H10, n-Butan
w_iC4H10	mass fraction of i-C4H10, iso-Butan
w_nC5H12	mass fraction of n-C5H12
w_iC5H12	mass fraction of i-C5H12
w_neoC5H12	mass fraction of neo-C5H12
w_nC6H14	mass fraction of n-C6H14, n-Hexan
w_nC7H16	mass fraction of n-C7H16, n-Hexan
w_nC8H18	mass fraction of n-C8H18, n-Octan
w_nC9H20	mass fraction of n-C9H20, n-Nonan
w_nC10	mass fraction of n-C10H22 and higher, n-Decan and higher
w_oC6H6	mass fraction of o-C6H6, Benzol
w_oC7H8	mass fraction of o-C7H8, Toluol (Toluen)
w_oC8H10	mass fraction of o-C8H10, (o-Xylol)
w_H2	mass fraction of H2
w_H2O	mass fraction of H2O
w_H2S	mass fraction of H2S
w_CO	mass fraction of CO
w_He	mass fraction of He, Helium
w_AR	mass fraction of AR
w_N2	mass fraction of N2
w_O2	mass fraction of O2
w_CO2	mass fraction of CO2
w_SO2	mass fraction of SO2
v_CH4	mol fraction of CH4
v_C2H6	mol fraction of C2H6
v_C3H8	mol fraction of C3H8
v_nC4H10	mol fraction of n-C4H10
v_iC4H10	mol fraction of iso-C4H10
v_nC5H12	mol fraction of n-C5H12
v_iC5H12	mol fraction of iso-C5H12
v_neoC5H12	mol fraction of Neo-C5H12, Neo-Pentan
v_nC6H14	mol fraction of n-C6H14, n-Hexan
v_nC7H16	mol fraction of n-C7H16
v_nC8H18	mol fraction of n-C8H18
v_nC9H20	mol fraction of n-C9H20
v_nC10	mol fraction of n-C10H22 and higher
v_oC6H6	mol fraction of oC6H6 Benzol
v_oC7H8	mol fraction of o-C7H8, Toluol (Toluen)
v_oC8H10	mol fraction of o-C8H10, o-Xylol
v_H2	mol fraction of H2
v_H2O	mol fraction of H2O
v_H2S	mol fraction of H2S
v_CO	mol fraction of CO

v_He	mol fraction of Helium
v_AR	mol fraction of AR
v_N2	mol fraction of N2
v_O2	mol fraction of O2
v_CO2	mol fraction of CO2
v_SO2	mol fraction of SO2
sum_y_Z	Summe Vol-Anteile/Realgasfaktor

○ **GT_emission_calculator**

Purpose



Connections

GT_control: x1
 GT_control: x2
 GT_control: y1

GT_emission_calculator

Purpose

Berechnet aus Ansaugbedingungen (Luft) und relevante Abgasemissionen (CO, UHC) die Emissionsindices EI(CO), EI(HC) bei Eingabe der Abgaszusammensetzung;

Model equations

```
# Emissions Index Rechner
# x1...Größen von der Umgebungsluft
# x2...Größen vm Abgas

f_P0:          P0 / m = ( 2 * Z - ( n / m ) ) / ( 4 * ( 1 + h - abs( T * Z / 2 ) ) );
f_Z:           Z = ( 2 - CO - ( 2/x - y/(2*x) ) * HC + NO2 ) / ( CO2 + CO + HC );
f_w_EM_NO2:   EM_NO2_dry = ( NO2 * 1000 ) * 46.0055 / 22.442 * 1000;
f_AFR:        AFR = ( P0 / m ) * ( 28.966 / ( 12.011 + ( n / m ) * 1.008 ) );

# Übergabe der Emissionswerte vom Abgas und der Umgebungsluft
ifl ref(x1) then
    f_meas1:    x1.value1 = T;
    f_meas2:    x1.value2 = h;
endifl

ifl ref(x2) then
    f_meas3:    x2.value3 = CO;
    f_meas4:    x2.value4 = HC;
    f_meas5:    x2.value5 = CO2;
```


endifl

Berechnung der Emissionsindices nach Technische Verbrennung,
 Franz Joos, Springer Kapitel 25.17.2, ff
 # ebenfalls in der ICAO Annex 16 Volume 2, 7.Punkt, Seite 22ff angeführt

f_EI_CO: $EI_{CO} = (CO / (CO_2 + CO + HC)) * 1000 * (28.0104 / (12.0107 + (n/m) * 1.00794)) * (1 + T * (P_0 / m))$;
 f_EI_HC: $EI_{HC} = (HC / (CO_2 + CO + HC)) * 1000 * (16.043 / (12.0107 + (n/m) * 1.00794)) * (1 + T * (P_0 / m))$;
 f_EI_NOx: $EI_{NOx} = (NO_2 / (CO_2 + CO + HC)) * 1000 * (46.0055 / (12.0107 + (n/m) * 1.00794)) * (1 + T * (P_0 / m))$;

Übergabe der Berechnungsergebnisse an Brennkammer:
 ifl ref(y1) then

f_out1: y1.value1 = EI_CO;
 f_out2: y1.value2 = EI_HC;
 f_out3: y1.value3 = AFR;
 f_out4: y1.value4 = h;
 f_out5: y1.value5 = 0.0;

endifl

Parameters

m Anzahl der charakteristischen C-Atome des verwendeten Brennstoffes
 n Anzahl der H-Atome des verwendeten Brennstoffes
 x Anzahl C-Atome des charakteristischen Kohlenwasserstoffes im Abgas
 y Anzahl C-Atome des charakteristischen Kohlenwasserstoffes im Abgas

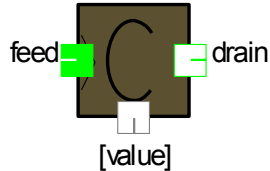
Variables

EM_NO2_dry laut ISO11042-1:1996: Exhaust gas emission value as constiuent concentration of component i at 0°C and 101,3kPa
 P0 Rechengröße
 Z Rechengröße
 CO Anteil des CO (naß) als vol/vol im Abgas
 CO2 Anteil des CO2 (naß) als vol/vol im Abgas
 HC Anteil des UHC's (naß) als vol/vol im Abgas
 NO2 Anteil des NO2 (naß) als vol/vol im Abgas
 h Volumen H2O pro Volumen trockener Umgebungsluft
 T natürliche CO2-Volumenkonzentration in trockener Umgebungsluft
 EI_CO Emissionsindex CO als Maß wieviel Brennstoff in der BK nicht umgesetzt wurde
 EI_HC Emissionsindex UHC als Maß wieviel Hauptkomponente des Brennstoffes in der BK nicht umgesetzt wurde.
 EI_NOx Emissionsindex NOx als NO2
 AFR Air to Fuel-Ratio berechnet

○ GT_fluegas_connector

Purpose

Analyseelement für die Auswertung der chem. Bestandteile im Stream und Umrechnung als ideales Gas in Vol. tr-Einheit bzw. Angabe des Unverbrannten CO, UHC in mg/Nm³tr oder ppm



Connections

stream: drain

stream: feed

GT_control: value

GT_fluegas_connector

Purpose

Molanteile, Volumenanteile in Massenanteile konvertieren, Berechnung des Heizwertes für die Komponenten der Ruhrgas Analyse

Model equations

#DA Huber, 2010.03 aus abgeänderten SimTech Gas_Analyzer_Lib vom 06.10.2006

mass balance

f_mass: feed.mass = drain.mass;

pressure

f_p: feed.p = drain.p;

enthalpy

f_h: feed.h = drain.h;

norm volume flow

f_V_n: V_n = feed.mass / rho_norm * 3600;

#volume flow at measurement flue gas exit

f_Vm: Vm = 1 * 8314.51 * (273.15 + drain.t) / (drain.p * 1e5);

Bildung der Ausdrücke nach ISO 11042-1:1996, Seite 24, Punkt 9.3ff

f_n_EV15_HC: EV15_HC_dry = (ntr_CH4 * 100 * (20.95 - 15) / (20.95 - ntr_O2 * 100));

f_n_EV15_CO: EV15_CO_dry = (ntr_CO * 100 * (20.95 - 15) / (20.95 - ntr_O2 * 100));

f_n_EV_HC: EV_HC_dry = (ntr_CH4 * 1000);

f_n_EV_CO: EV_CO_dry = (ntr_CO * 1000);

f_w_EM_HC: EM_HC_dry = EV_HC_dry * 16.043 / 22.38 * 1000;

f_w_EM_CO: EM_CO_dry = EV_CO_dry * 28.0104 / 22.4 * 1000;

f_MG: MG = feed.Composition.MW;

Dichte des realen Gasgemisches im Normzustand:

f_rho_norm: rho_norm = ((n_CH4 * 16.043 +
n_C2H6 * 30.07 +

```

n_C3H8 * 44.097 +
n_H2 * 2.0159 +
n_H2O * 18.0153 +
n_H2S * 34.082 +
n_CO * 28.010 +
n_AR * 39.948 +
n_N2 * 28.0135 +
n_O2 * 31.9988 +
n_CO2 * 44.01 +
n_SO2 * 64.065 ) * 1.01325*100000 / ( 8314.51 * 273.15 ) );

```

Summe der Stoffanteil muss 100% sein

```

f_sum:      n_CH4+n_C2H6+n_C3H8+n_H2+n_H2O+n_H2S+ n_CO+n_AR+ n_N2+n_O2
            +n_CO2+n_SO2 = 1.0;

```

showing the composition data in local variables

```

f_w_CH4:    feed.Composition.CH4 = w_CH4;
f_w_C2H6:   feed.Composition.C2H6 = w_C2H6;
f_w_C3H8:   feed.Composition.C3H8 = w_C3H8;
f_w_H2:     feed.Composition.H2 = w_H2;
f_w_H2O:    feed.Composition.H2O = w_H2O;
f_w_H2S:    feed.Composition.H2S = w_H2S;
f_w_CO:     feed.Composition.CO = w_CO;
#f_w_He:    feed.Composition.He = w_He;
f_w_AR:     feed.Composition.AR = w_AR;
f_w_N2:     feed.Composition.N2 = w_N2;
f_w_O2:     feed.Composition.O2 = w_O2;
f_w_CO2:    feed.Composition.CO2 = w_CO2;
f_w_SO2:    feed.Composition.SO2 = w_SO2;

```

conversion into mol fractions

```

f_n_CH4:    n_CH4 / feed.Composition.MW = w_CH4 / 16.043;
f_n_C2H6:   n_C2H6 / feed.Composition.MW = w_C2H6 / 30.07;
f_n_C3H8:   n_C3H8 / feed.Composition.MW = w_C3H8 / 44.097;
f_n_H2:     n_H2 / feed.Composition.MW = w_H2 / 2.0159;
f_n_H2O:    n_H2O / feed.Composition.MW = w_H2O / 18.0153;
f_n_H2S:    n_H2S / feed.Composition.MW = w_H2S / 34.082;
f_n_CO:     n_CO / feed.Composition.MW = w_CO / 28.010;
#f_n_He:    n_He / feed.Composition.MW = w_He / 4.0026;
f_n_AR:     n_AR / feed.Composition.MW = w_AR / 39.948;
# Summe der Massenanteile für Stickstoff auf 1
#f_n_N2:    n_N2 / feed.Composition.MW = w_N2 / 28.0135;
f_n_O2:     n_O2 / feed.Composition.MW = w_O2 / 31.9988;
f_n_CO2:    n_CO2 / feed.Composition.MW = w_CO2 / 44.01;
f_n_SO2:    n_SO2 / feed.Composition.MW = w_SO2 / 64.065;

```

```

f_ntr:      ntr = n_CH4 + n_C2H6 + n_C3H8 + n_H2 + n_H2S + n_CO + n_AR + n_N2 +
            n_O2 + n_CO2 + n_SO2;

```

```

f_ntr_CH4:      ntr_CH4 = n_CH4 * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_C2H6:     ntr_C2H6 = n_C2H6 * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_C3H8:     ntr_C3H8 = n_C3H8 * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_H2:       ntr_H2 = n_H2 * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_H2S:      ntr_H2S = n_H2S * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_CO:       ntr_CO = n_CO * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_AR:       ntr_AR = n_AR * 1 / ( 1 - n_H2O );
# Summe der Massenanteile für Stickstoff auf 1
f_n_N2:         ntr_N2 = n_N2 * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_O2:       ntr_O2 = n_O2 * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_CO2:      ntr_CO2 = n_CO2 * 1 / ( 1 - n_H2O );
f_ntr_SO2:      ntr_SO2 = n_SO2 * 1 / ( 1 - n_H2O );

ifl ref(value) then
    f_meas1:     value.value1 = ntr_CO2;
    f_meas2:     value.value2 = n_H2O/ntr;
    f_meas3:     value.value3 = n_CO;
    f_meas4:     value.value4 = n_CH4;
    f_meas5:     value.value5 = n_CO2;
endifl

```

Variables

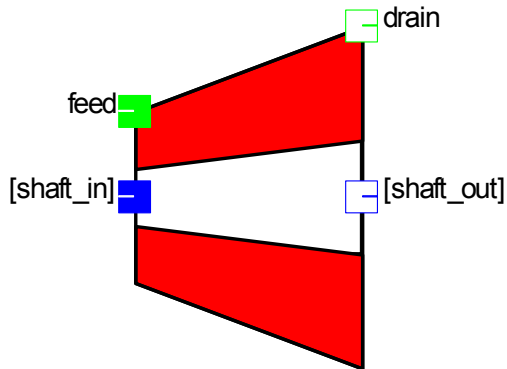
V_n	norm volume flow
Vm	molares Volumen
rho_norm	Dichte der idealen Abgaszusammensetzung bei Normzustand 0°C, 1.01325bar
MG	mean molecular weight of the gas
EM_CO_dry	ISO11042-1:1996: Exhaust gas emission value as constiuent concentration of component i at 0°C and 101,3kPa
EM_HC_dry	ISO11042-1:1996: Exhaust gas emission value as constiuent concentration of component i at 0°C and 101,3kPa
EV_CO_dry	ISO11042-1:1996: Exhaust gas emission value as volumetric concentration of component i at 0°C and 101,3kPa
EV_HC_dry	ISO11042-1:1996: Exhaust gas emission value as volumetric concentration of component i at 0°C and 101,3kPa
ntr_CH4	dry mol fraction of CH4
ntr_C2H6	dry mol fraction of C2H6
ntr_C3H8	dry mol fraction of C3H8
ntr_H2	dry mol fraction of H2
ntr_H2S	dry mol fraction of H2S
ntr_CO	dry mol fraction of CO
ntr_AR	dry mol fraction of AR

nr_N2	dry mol fraction of N2
nr_O2	dry mol fraction of O2
nr_CO2	dry mol fraction of CO2
nr_SO2	dry mol fraction of SO2
n_CH4	mol fraction of CH4
n_C2H6	mol fraction of C2H6
n_C3H8	mol fraction of C3H8
n_H2	mol fraction of H2
n_H2O	mol fraction of H2O
n_H2S	mol fraction of H2S
n_CO	mol fraction of CO
n_AR	mol fraction of AR
n_N2	mol fraction of N2
n_O2	mol fraction of O2
n_CO2	mol fraction of CO2
n_SO2	mol fraction of SO2
w_CH4	mass fraction of CH4
w_C2H6	mass fraction of C2H6
w_C3H8	mass fraction of C3H8
w_H2	mass fraction of H2
w_H2O	mass fraction of H2O
w_H2S	mass fraction of H2S
w_CO	mass fraction of CO
w_AR	mass fraction of AR
w_N2	mass fraction of N2
w_O2	mass fraction of O2
w_CO2	mass fraction of CO2
w_SO2	mass fraction of SO2
EV15_CO_dry	ISO11042-1:1996: Exhaust gas emission value as volumetric concentration of component i at 0°C and 101,3kPa related to an oxygen volume content of 15% in dry exhaust gas
EV15_HC_dry	ISO11042-1:1996: Exhaust gas emission value as volumetric concentration of component i at 0°C and 101,3kPa related to an oxygen volume content of 15% in dry exhaust gas
nr	

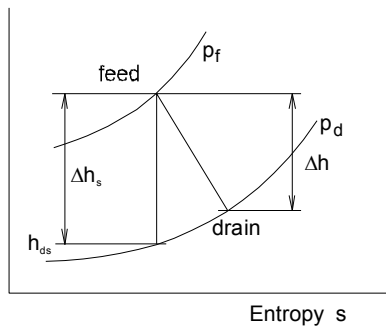
○ **GT_turbine**

Purpose

Single shaft engine turbine model.



Enthalpy h



hs-diagram

Connections

- SHAFT: shaft_in
- SHAFT: shaft_out
- SHAFT: shaft_in
- SHAFT: shaft_out
- stream: feed
- stream: drain

Global objects

- GT_data: GT_data

GT_turbine_gl_age

Purpose

Turbine:Offdesign model of a turbine used in a single shaft engine. Calculates the thermodynamics and the geometry of the component

Model equations

- # DA Huber, 2010.03
- # Tests and Warnings for the compulsory variables (input)
- t1: test (feed.t>500) warning "TURBINE: Very low Combustor Exit Temperature has been entered ";
- t2: test (feed.t<2000) warning "TURBINE: Very high Combustor Exit Temperature has been entered ";

```

t3:          test ( feed.p > drain.p )    warning "pressure difference <= 0.0";

#Berechnung der Gasturbinenleistung:
#Berechnung des reduzierten Turbinendruckverhältnisses
f_PiT_st:    PiT_st * PiT0 = ( feed.p / drain.p );

# Übergabe der äquivalenten Betriebsstunden vom Global-Modell:
f_EOH:      EOH - GT_data.EOH = 0.0;

# Berechnung der Turbinenalterung als Abnahme des isentropen ISO-Wirkungsgrades:
# Fälle: Berechnung nach Tabellenfunktion durch Abstimmung von Ausgleichskurve aus Messdaten
oder Bestimmung des Korrekturfaktors für delta_etaT_deg bei Solobetrieb

ifl BerAlterung == ageing_table then
    f_berAge1:    etaT0_deg = etaT0 - delta_etaT_deg;
    f_berAge2:    delta_etaT_deg = delta_etaT_deg_table( EOH );
endifl

ifl BerAlterung == ageing_meas then
    f_berAge3:    etaT0_deg = etaT0 - delta_etaT_deg;
endifl

#Berechnung des Gesamtturbinenwirkungsgrades auch isentropen Wirkungsgrad, gealtert:

f_etaT:      etaT = etaT_st( nT_st , PiT_st ) * etaT0_deg;

# Untenstehende Berechnung siehe Strömungsmaschinen, Menny, TeubnerVerlag, Kapitel
Gasturbinen-Realer Prozess
# Berechnung des Enthalpiegefälles der Turbine:
f_delta_h:   delta_hs * etaT = feed.h - drain.h;
f_delta_hs:  delta_hs = feed.h - h4s;

# Berechnung des Isentropenexponenten: Kappa-1/Kappa
f_h4s:       feed.Composition.fs( feed.p , feed.h ) = drain.Composition.fs( drain.p , h4s );
f_t4s:       t4s = drain.Composition.ft( drain.p , h4s );
f_Kappa:     cp_mittel = ( delta_hs ) / ( feed.t - t4s );
f_Rcp:       R_cp = drain.Composition.R / cp_mittel * k_Rcp;

#Berechnung des Austrittsdruckes:
f_polyP:     ( ( drain.t + 273.15 ) / ( feed.t + 273.15 ) ) = ( drain.p / feed.p )^( etaP * R_cp );

# Berechnung des Polytropenkoeffizienten:
f_n:         n * ( 1 - etaP * R_cp ) = 1;

# Berechnung der Wellenleistung, bei Anschluss einer Welle links, wird diese nicht mehr um mech.
Wirkungsgrad abgemindert
f_mass:      feed.mass = drain.mass;

```

```

# Übernommen von Turbine APP_Lib:
# power production
# Berechnung der reduzierten Turbinendrehzahl mit Referenztemperatur am Eintritt Turbine: wird
durch die Wellenanschlüsse vorgegeben

# both sides connected
ifl ref(shaft_in) && ref(shaft_out) then
    f3a:    ( feed.h - drain.h ) * etaM * feed.mass + shaft_in.power =
shaft_out.power;
    f4a:    shaft_in.speed - shaft_out.speed = 0.0;
    f5a:    shaft_in.speed0 - shaft_out.speed0 = 0.0;
    f_nTsta: nT_st = ( shaft_out.speed / GT_data.n0 ) * sqrt( ( ( GT_data.t30 + 273.15
) * GT_data.R_exh0 ) / ( (feed.t + 273.15) * feed.R ) );
endifl

# left side shaft only
ifl ref(shaft_in) && !ref(shaft_out) then
    f3b:    (feed.h - drain.h) * etaM * feed.mass + shaft_in.power = 0.0;
    f_nTstb: nT_st = ( shaft_in.speed / GT_data.n0 ) * sqrt( ( ( GT_data.t30 + 273.15 )
* GT_data.R_exh0 ) / ( (feed.t + 273.15) * feed.R ) );
endifl

# right side shaft only
ifl !ref(shaft_in) && ref(shaft_out) then
    f3c:    (feed.h - drain.h) * etaM * feed.mass - shaft_out.power = 0.0;
    f_nTstc: nT_st = ( shaft_out.speed / GT_data.n0 ) * sqrt( ( ( GT_data.t30 + 273.15
) * GT_data.R_exh0 ) / ( (feed.t + 273.15) * feed.R ) );
endifl

# Berechnung verschiedener Druckauf-/abbaumethoden:
# Methode 1: Aus Prüfstandsbetrieb der GT wird der Druckaufbau am Verdichter bei versch.
Bedingungen gemessen. Über IGV und n* erhält man PiV
# Quelle: Thermische Turbomaschinen 2, Traupel, 3.Auflage 1982, S6.-12.
# Methode 2: Man verwendet das Kegelgesetz für unendlich viele Stufen, jedoch mit Abhängigkeit
eines schwankenden Austrittsdruckes und Gaseigenschaften
# Methode 3: Man verwendet eine erweiterte Form des Kegelgesetzes für eine endliche Stufenzahl.
Dies benötigt eine Fall Unterscheidung, ob Druckverhältnis über- oder unterkritisch ist.

#Test anhand der Werte für Min-/Max-Last bei der SGT5-4000 zeigen, dass  $E \sim 1.005$ ,
 $\sqrt{R0/R} \sim 1.005$  und  $\sqrt{T30/T} \sim 1.1$  ergeben; somit hat die Änderung der TIT den größeren
Einfluss auf PiT.

# Berechnung des kritischen Druckverhältnis, das für das erweiterte Kegelgesetz benötigt wird:
# N repräsentiert die Anzahl der Stufen aus Leit- und Laufrad -> also 2 Gitter mit 2 krit.
Durchströmverhältnissen.-> Faktor 2 in Gleichung eingebaut
f_PiKT:    piKT = ( ( 2 / ( n + 1 ) ) ^ ( n / ( n - 1 ) ) ) ^ ( 2 * N );

```



```

# Bei ISO-Bedingungen würde (n+1)/n ca. 1.8 ergeben. Quelle: http://www.mathe-
online.at/mathint/pot/i.html;
# Gemäß (9)-(11) dürfen Potenzen mit beliebigen rationalen Exponenten gebildet werden. Für nicht-
ganzzahlige positive Exponenten muss die Basis > 0 sein, für nicht-ganzzahlige negative Exponenten
muss die Basis > 0 sein
# => für (n+1)/n~2 verwendet
f_E:      if ( ( 1 / (PiT_st * PiT0) ) < piKT ) then
          E^2 = ( 1 - piKT )^2 / ( ( 1 - piKT )^2 - ( 1 / PiT0 - piKT )^2 );
        else
          E^2 = ( ( 1 - piKT )^2 - ( ( drain.p / feed.p ) - piKT )^2 ) / ( ( 1 - piKT )^2 -
          ( 1 / PiT0 - piKT )^2 );

# Methode 1:
ifl ( BerTurb == comp_ext ) then
      f_comp_a:      GT_data.compressor_pi = 1;
endifl

# Methode 2:
ifl ( BerTurb == elliptic_easy ) then
      f_comp_b:      GT_data.compressor_pi = 0;
#f_kegel_easy:      feed.mass / ( GT_data.mV0 + GT_data.mBR0 ) = feed.p / ( GT_data.p20 -
GT_data.dpBK0 ) * sqrt( ( 1 - ( drain.p / feed.p )^( etaP * R_cp ) ) /
( 1 - ( 1 / PiT0 )^( etaP * R_cp ) ) ) * sqrt( ( GT_data.R_exh0 * ( GT_data.t30 +
273.15 ) ) / ( feed.Composition.R * 1000 * ( feed.t + 273.15 ) ) );

# Compositition.R aufpassen! wird in kJ/kgK angegeben, darum in untenstehender Gleichung R*1000
f_kegel_easy:      feed.mass^2 * ( feed.Composition.R * 1000 * ( feed.t + 273.15 )
) * ( GT_data.p20 - GT_data.dpBK0 )^2 * ( 1 - ( 1 / PiT0 )^( (
n+1 ) / n ) ) = ( GT_data.mV0 + GT_data.mBR0 )^2 * ( (
GT_data.R_exh0 * ( GT_data.t30 + 273.15 ) ) * ( feed.p^2 - (
drain.p^( ( n+1 ) / n ) ) * feed.p^( 2 - ( n + 1 ) / n ) );

endifl

# Methode 3:
ifl ( BerTurb == elliptic_ext ) then
      f_comp_c:      GT_data.compressor_pi = 0;
#f_kegel_extended:      feed.mass / ( GT_data.mV0 + GT_data.mBR0 ) = feed.p / (
GT_data.p20 - GT_data.dpBK0 ) * sqrt( ( GT_data.R_exh0 * (
GT_data.t30 + 273.15 ) ) /
( feed.Composition.R * 1000 * ( feed.t + 273.15 ) ) ) * E;
f_kegel_extended:      feed.mass^2 * ( GT_data.p20 -
GT_data.dpBK0 )^2 * ( feed.Composition.R *
1000 * ( feed.t + 273.15 ) ) =
( GT_data.mV0 + GT_data.mBR0 )^2 *
feed.p^2 *
( GT_data.R_exh0 * ( GT_data.t30 + 273.15 ) )
* E^2;

endifl

```

Parameters

N Anzahl der Turbinenstufen, wird nur für die Berechnung des kritischen Druckverhältnis benötigt. 1 Turbinenstufe beinhaltet Lauf- sowie Leitrad

Variables

EOH äquivalente Betriebsstunden
 etaT isentroper Turbinenwirkungsgrad
 etaM mechan. Wirkungsgrad Turbine
 nT_st reduzierte Drehzahl der Turbine
 PiT_st normiertes Turbinendruckverhältnis
 R_cp isentropic coefficient $\frac{\kappa-1}{\kappa}$
 etaP polytroper Wirkungsgrad der Expansion
 etaT0 Turbinenwirkungsgrad bei ISO-Bedingungen
 etaT0_deg ist der gealterte isentropen ISO-Turbinenwirkungsgrad
 delta_etaT_deg ist die Differenzgröße zwischen isentropen Wirkungsgrad Basis New&Clean und gealterten
 PiT0 abzubauenendes Druckverhältnis der Turbine bei ISO-Bedingungen;
 k_Rcp Korrekturfaktor für R/cp auf Stoffwerte
 cp_mittel mittleres cp des idealen Abgas vom Turbineneintritt bis -austritt
 h4s Enthalpie am Turbinenaustritt einer isentropen Entspannung auf p4
 t4s Temperatur am Turbinenaustritt bei einer isentropen Entspannung
 delta_hs isentropes Enthalpiegefälle in der Turbine
 n Polytropenkoeffizient
 piKT kritisches Druckverhältnis (p_4/p_3) für eine endliche Anzahl an Stufen
 E elliptic factor, comparison between under and over critical

Switches

BerAlterung (ageing_meas, ageing_table) Wählen des Berechnungsmodus für die Alterung:
 Entweder über Zusammenhang $\eta_{age}=f(\text{EOH})$ od. über Messungen die Alterung berechnen
 BerTurb (comp_ext, elliptic_easy, elliptic_ext) Auswahl der verschiedenen Berechnungsverfahren für die Turbine:
 comp_ext = externes Kennfeld (z.Bp Kompressor) wird verwendet
 elliptic_easy= einfaches Kegelgesetz (unendlich viele Stufen)
 elliptic_ext(ended) = erweitertes Kegelgesetz (endliche Stufenanzahl)

Characteristics

delta_etaT_deg_table Definierte Alterungsfunktion der Turbine in Abhängigkeit von den äquivalenten Betriebsstunden (EOH)
 etaT_st normierter Turbinenwirkungsgradkennfeld auf etaT0 (ISO-Bed.)