

Universität  
Rostock



Traditio et Innovatio



# Werkzeuge zur Bewertung von Kraftwerksbeanspruchungen bei windbedingt gesteigerten Dynamikanforderungen

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von:

**Dipl.-Ing. Friedrich Gottelt**

geboren in Hildburghausen

Prüfer der Arbeit: Prof. Dr.-Ing. habil. Egon Hassel  
Prof. Dr.-Ing. Harald Weber  
Prof. Dr.-Ing. Dieter Brüggemann

Tag der Abgabe: 22. Februar 2010  
Tag der mündlichen Prüfung: 23. November 2010





## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock.

Die Untersuchungen sind im Rahmen eines Forschungsprojekts des VGB PowerTech e.V. erarbeitet worden. Die erforderlichen Mittel wurden über eine Projektumlage bereitgestellt, an der sich zwölf Kraftwerksbetreiber und Energieversorgungsunternehmen beteiligten.

Die Forschungsarbeiten wurden von dem Lenkungskreis „Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windkraft“ begleitet. An dieser Stelle sei allen Mitgliedern dieses Gremiums für die zahlreichen konstruktiven Diskussionen und Ratschläge gedankt.

Herrn Prof. Egon Hassel und Herrn Prof. Harald Weber gilt mein besonderer Dank für das Interesse an meiner Arbeit sowie die zahlreichen Diskussionen und Ratschläge während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter.

Weiterhin danke ich für die wertvolle Unterstützung an den Lehrstühlen für Technische Thermodynamik und Elektrische Energieversorgung, insbesondere Herrn Dr. Nocke, Dr. Haase und Herrn Christian Ziems sowie den Herren Mathias Walter, Johann Turnow und Hannes Kröger. Die Betreuung studentischer Arbeiten war stets eine wertvolle Bereicherung - menschlich wie fachlich. Insofern freue ich mich, dass einer meiner Diplomanden, Sebastian Meinke, meine Arbeit im Bereich der Kraftwerkssimulation fortführt. Ihm und allen anderen Studenten gebührt mein herzlichster Dank.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie und Freunden (hier insbesondere Holger Topp und Albert Gottelt für ihre stete Diskussionsbereitschaft) bedanken, die durch ihr Interesse und Diskussionsbereitschaft unterstützten. Nicht zuletzt danke ich meiner Freundin Anke für ihre große Geduld, die sie während der gesamten Promotionszeit aufbrachte.

## Werkzeuge zur Bewertung von Kraftwerksbeanspruchungen bei windbedingt gesteigerten Dynamikanforderungen

### Kurzfassung

Zur Umsetzung deutscher und europäischer Klimaschutzziele werden erneuerbare Energien heute und in den kommenden Jahren stark gefördert. Der Ausbau der Windenergie an Land und auf dem Wasser haben für Deutschland eine besondere Bedeutung, da dieser Energieträger künftig in Starkwindzeiten die Minimallast Deutschlands voraussichtlich decken wird. Um die Stromerzeugung jederzeit der aktuellen Verbraucherlast anzupassen, müssen disponible konventionelle Kraftwerke den witterungsbedingten Fluktuationen komplementär folgen. Die zukünftigen Anforderungen an die Regelfähigkeit dieser Kraftwerke wird damit steigen.

Die vorliegende Arbeit zeigt eine simulationsbasierte Methode zur Bewertung des Beanspruchungszustands dickwandiger Kraftwerkskomponenten auf. Dazu wird ein umfangreiches thermodynamisches Modell eines Steinkohlekraftwerks erstellt und validiert. Die anschließend durchgeführten Simulationen belegen das große Potential regelungstechnischer Optimierung im Zusammenhang gesteigerter Dynamikanforderungen. Die vorgestellten Methoden zur Bewertung von Ermüdung und Verschleiß quantifizieren den Zielkonflikt zwischen schonendem und dynamischem Kraftwerksbetrieb.

---

## Tools for Stress Evaluation of Thermal Power Plants in Dynamic Operation Mode due to Heavy Wind Fluctuations

### **Abstract**

In order to meet Europe's carbon reduction goals, renewable energies are promoted today and in the near future. The extension of the wind energy capacity is of great importance for Germany as the energy source has the potential to supply Germany's minimum load in times of strong wind. In order to adjust the actual energy generation to the customers consumption conventional power units have to follow fluctuations of the wind farms caused by the weather in a complementary manner. Thus the need for highly flexible power plants will increase in the near future.

The present thesis shows a simulation based method to evaluate stress loads of thick-walled plant components. Doing so a complex model of a hard coal fired steam unit is presented and validated. The simulations carried out underline the high potential of control-based optimisation in the context of increasing demands of the plants. The methods provided for evaluation of fatigue and abrasion quantify the trade-off between a preserving and dynamic operation mode.

## Nomenklatur

### Lateinischen Buchstaben

Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
$A$	$m^2$	Fläche
$A_o$	$m^2$	benetzte Oberfläche
$a$	$W/m^2K$	Temperaturleitkoeffizient
$a$	$m$	Risstiefe
$c$	$m/s$	Geschwindigkeit
$c, c_v$	$J/kgK$	spez. Wärmekapazität
$d$	$m$	Durchmesser
$E$	$Pa$	Elastizitätsmodul
$F$		Formfaktor für Abschätzung der Rissausbreitung
$g$	$m/s^2$	Fallbeschleunigung
$H_u$	$J/kg$	unterer Heizwert
$h$	$J/kg$	spezifische Enthalpie
$i$		Zählvariable
$KT$		Stodola-Koeffizient
$k_{\Delta T}$		Korrekturfaktor für Feuerungsmodell
$l$	$m$	Länge
$M, m$	$kg$	Masse
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$Nu$		Nusselt-Zahl
$n$		Anzahl
$n$		Normalvektor
$P$	$W$	Leistung
$p$	$Pa$	Druck
$p_0$	$Pa$	Druck an Grenzfläche
$\dot{Q}$	$W$	Wärmestrom
$\dot{q}$	$W/m^2$	Wärmestromdichte
$Re$		Reynolds-Zahl
$R_e$	$Pa$	Streckgrenze
$R_m$	$Pa$	Zugfestigkeit
$r$	$m$	Radius
$s$	$J/kgK$	spezifische Entropie



Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
$s$	$m$	Wandstärke
$t$	$s$	Zeit
$T$	$K$	Temperatur
$U$	$J$	innere Energie
$u$	$J/kg$	spezifische innere Energie
$V$	$m^3$	Volumen
$\vec{v}$	$m/s$	Geschwindigkeit
$\dot{W}_t$	$W$	technische Leistung
$X$		Formfaktor für Abschätzung der Rissausbreitung
$x$		Dampfanteil
$y_F$		Feuerungsfaktor
$z$	$m$	Höhe

### Griechische Buchstaben

Abkürzung	Maßeinheit	Bedeutung
$\alpha$	$W/m^2K$	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha$		linearer Längenausdehnungskoeffizient
$\Delta\Theta$	$K$	Temperaturschwingbreite
$\Delta K$	$Pa/\sqrt{m}$	Spannungsintensitätsfaktor
$\zeta$		Widerstandszahl
$\eta$		Wirkungsgrad
$\eta$	$Pa\cdot s$	dynamische Viskosität
$\vartheta$	$^{\circ}C$	Temperatur
$\nu$		Querkontraktionszahl
$\lambda$	$W/mK$	Wärmeleitfähigkeit
$\Lambda_R$		Rohrreibungszahl
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\bar{\sigma}$	$N/m^2$	Spannungstensor
$\tau$	$kg/s$	Zeitkonstante für Verdampfung/Kondensation
$\omega$	$rad/s$	Winkelgeschwindigkeit

## Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
<i>A</i>	Anzapfung
<i>AF</i>	Anfahrflasche
<i>BDEW</i>	Bund der Deutsche Energie- und Wasserwirtschaft
<i>BKW</i>	Braunkohlekraftwerk
<i>BMU</i>	Bundesministerium für Umwelt und Reaktorsicherheit
<i>DAE</i>	Differential-Algebraic Equation
<i>DASSL</i>	Differential Algebraic System Solver
<i>DENA</i>	Deutsche Energie Agentur
<i>Eco</i>	Economizer
<i>EEG</i>	Erneuerbare Energien Gesetz
<i>ENTH</i>	Enthalpie
<i>FD</i>	Frischdampf
<i>GuD</i>	Gas und Dampf
<i>GWEC</i>	Global Wind Energy Council
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>HDU</i>	Hochdruckumleitstation
<i>HDV</i>	Hochdruckumleitvorwärmer
<i>HOBA</i>	Horizontaler Belastungsausgleich
<i>IAPWS</i>	International Association for the Properties of Water and Steam
<i>IW</i>	Istwert
<i>KKW</i>	Kernkraftwerk
<i>KWK</i>	Kraft-Wärme-Kopplung
<i>LP</i>	Lineare Programmierung
<i>LSTG</i>	Leistung
<i>MD</i>	Mitteldruck
<i>MILP</i>	Mixed-Integer Linear Programming
<i>ND</i>	Niederdruck
<i>NDU</i>	Niederdruckumleitstation
<i>NDV</i>	Niederdruckvorwärmer
<i>NPSH</i>	Net Positive Suction Head
<i>ODE</i>	Ordinary Differential Equation
<i>OPL</i>	Optimisation Programming Language

---

Abkürzung	Bedeutung
<i>SKW</i>	Steinkohlekraftwerk
<i>SR</i>	Sekundärregelung
<i>STBUDAKO</i>	Stopfbuchsdampfcondensator
<i>SW</i>	Sollwert
<i>TRD</i>	Technische Regeln für Dampfkessel
<i>SQL</i>	Structured Query Language
<i>UCTE</i>	Union for the Coordination of Transmission of Electricity
<i>UP</i>	Umwälzpumpe
<i>ÜH</i>	Überhitzer
<i>V</i>	Verdampfer
<i>VE – T</i>	Vattenfall Europe Transmission GmbH
<i>VGBPowerTech</i>	Verein deutscher Großkraftwerksbetreiber
<i>VNB</i>	Verteilnetzbetreiber
<i>VS</i>	Vorsteuerung
<i>WKA</i>	Windkraftanlage
<i>ZÜ</i>	Zwischenüberhitzer

# Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung . . . . .	II
Abstract . . . . .	III
Nomenklatur und Abkürzungen . . . . .	IV
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Hintergrund und Problemdarstellung . . . . .	1
1.2 Kraftwerkseinsatz bei erhöhter Windenergieeinspeisung . . . . .	3
1.3 Ableitung der Aufgabenstellung . . . . .	8
1.4 Gliederung der Arbeit . . . . .	9
<b>2 Gegenstand und Umfang der thermodynamischen Untersuchungen</b>	<b>10</b>
2.1 Steinkohlekraftwerk Rostock . . . . .	10
2.2 Überblick der thermodynamischen Modellierung . . . . .	11
2.3 Fokus der Untersuchungen . . . . .	14
2.4 Fazit . . . . .	15
<b>3 Entwicklungsumgebung und Programmiersprache</b>	<b>16</b>
3.1 Einführung . . . . .	16
3.2 Modelica – eine gleichungsorientierte Programmiersprache . . . . .	17
3.3 Dymola – ein Simulator für Modelica . . . . .	18
3.4 Bewertung und Entwicklungstendenzen . . . . .	20
3.5 Fazit . . . . .	22
<b>4 Modellierte Teilsysteme des KW Rostock</b>	<b>24</b>
4.1 Erhaltungsgleichungen als Grundlage der Modellbildung . . . . .	24
4.2 Bilanzgleichungen für durchströmte Komponenten . . . . .	25
4.3 Bilanzgleichungen für geschlossene Systeme . . . . .	28
4.4 Wärmetransport an den Grenzflächen . . . . .	28
4.5 Druckverlust in Rohren und Armaturen . . . . .	29
4.6 Zustandsgrößen und Materialkennwerte . . . . .	30
4.7 Vereinfachungen & Annahmen . . . . .	31

---

4.8	Modellbildung im Detail – zwei Beispiele . . . . .	33
4.9	Abbildung des Blockleitsystems . . . . .	35
4.10	Fazit . . . . .	44
<b>5</b>	<b>Validierung des Kraftwerkmodells</b>	<b>45</b>
5.1	Vorbemerkungen . . . . .	45
5.2	Validierung des Blockleitsystems . . . . .	45
5.3	Validierung der Kohlemühlen . . . . .	48
5.4	Validierung von Dampferzeuger und Feuerung . . . . .	49
5.5	Validierung der Turbinen . . . . .	54
5.6	Validierung des Gesamtmodells: Benson-Betrieb . . . . .	57
5.7	Validierung des Gesamtmodells: Anfahrvorgang . . . . .	60
5.8	Fazit . . . . .	67
<b>6</b>	<b>Bewertungsmaßstäbe für erhöhte Dynamik-Anforderungen</b>	<b>68</b>
6.1	Vergleichsspannungen in glatten Rohren . . . . .	69
6.2	Lebensdauerverbrauch nach TRD 301 und 508 . . . . .	75
6.3	Rissfortschrittsrate nach FKM-Richtlinie . . . . .	78
6.4	Belastung der Turbinenwellen . . . . .	81
6.5	Prozessverluste . . . . .	82
6.6	Fazit . . . . .	84
<b>7</b>	<b>Zukünftige Belastungen von Steinkohlekraftwerken</b>	<b>86</b>
7.1	Der Benson-Betrieb - mit Potential zur Dynamiksteigerung? . . . . .	86
7.2	Anfahren als extremes Belastungsschema . . . . .	104
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>114</b>
<b>9</b>	<b>Ausblick</b>	<b>117</b>
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>120</b>
<b>11</b>	<b>Veröffentlichungen</b>	<b>131</b>
<b>Anhang</b>		<b>132</b>
<b>A</b>	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>133</b>

<b>B Tabellenverzeichnis</b>	<b>137</b>
<b>C Weitere thermodynamische Modelle</b>	<b>138</b>
<b>D Weitere Funktionalitäten des Blockleitsystems</b>	<b>159</b>
Eidesstattliche Erklärung . . . . .	167

# 1 Einleitung

## 1.1 Hintergrund und Problemdarstellung

Das deutsche Erneuerbare Energien Gesetz (EEG) vom 29. März 2000 (Novellierung am 01.08.04 und 01.01.09) [11] dient der Umsetzung von europäischen und deutschen Klimaschutzzielen. Dazu werden erneuerbare Energien massiv gefördert, u.a. indem die lokalen Netzbetreiber zur Aufnahme und Vergütung des Stroms aus erneuerbaren Energien verpflichtet werden [71].

Der Windenergie kommt in diesem Zusammenhang wegen ihres großen Ausbaupotentials an Land (*onshore*) und auf der Nord- und Ostsee (*offshore*) eine besonders große Bedeutung zu. Laut [46] wurden in Deutschland 2008 Windenergieanlagen mit einer Kapazität von 1.665 *MW* zugebaut, damit stieg die installierte Leistung auf 23.903 *MW*.

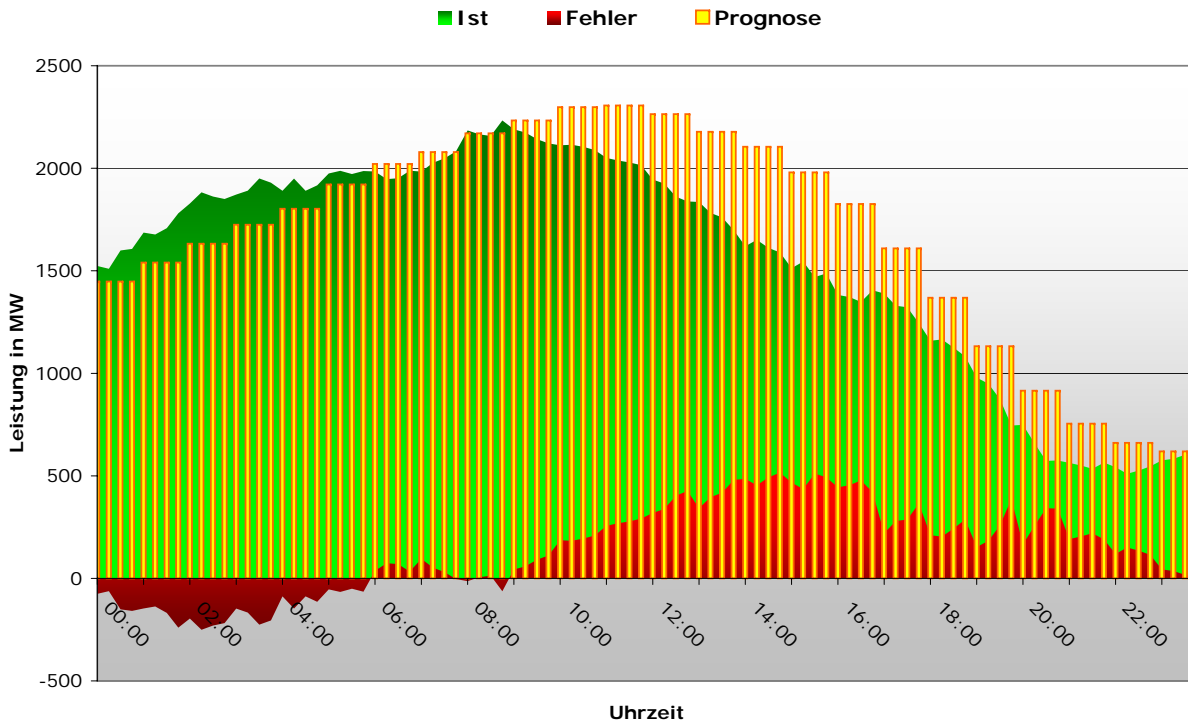
Die Deutsche Energie-Agentur prognostiziert 14 *GW* Windkapazität (*offshore*) und 37 *GW* (*onshore*) bis 2020 [51], [62]. Am 12. August 2009 sind die ersten Anlagen des *Offshore*-Windparks Alpha-Ventus in Betrieb gegangen [10].

Nach dem Energiewirtschaftlichen Institut (EWI) [68] und der Deutschen Energie-Agentur [25] entsteht durch Abschaltung alter konventioneller Anlagen und fast aller Kernkraftwerke bis 2020 je nach Szenario<sup>1</sup> ein Neubaubedarf von 30 *GW* bis 51 *GW*. Der VGB PowerTech [103] und das Forschungszentrum Jülich [67] gehen europaweit von einem Zubaubedarf von 230 *GW* bzw. 300 *GW* bis 2020 aus. Diese neu zu bauenden Kraftwerke sowie bestehende Anlagen mit entsprechender Restlaufzeit werden auf einem Energiemarkt bestehen müssen, der durch einen großen Anteil an witterungsbedingt fluktuierender Windenergieeinspeisung charakterisiert sein wird [84].

Die in Abbildung 1.1 dargestellten prognostizierten und tatsächlich eingespeisten Windleistungen für einen Zeitraum von 24 *h* illustrieren die Aufgabenstellung für die Kraftwerkseinsatzplaner. Bei Betrachtung der Einspeiseleistung in der Vattenfall Regelzone zeigt sich, dass diese witterungsbedingt am 23.05.2006 über 12 *h* mehr als 1700 *MW* abfällt. Damit fällt die durch Windenergie bereitgestellte Leistung auf rund ein Viertel des Maximalwertes dieses Tages. Der zukünftig geplante Ausbau der *Offshore*-Kapazitäten

---

<sup>1</sup>Hier geht insbesondere die prognostizierte Restlebensdauer der bestehenden Kraftwerke und die Entwicklung des Strombedarfs ein.



**Abbildung 1.1: Prognostizierte und tatsächliche Windeinspeisung für einen Tag (23.05.2006) in der VE-T Regelzone: Der Prognosefehler muss durch Intra-Day-Fahrplankorrekturen sowie durch Einsatz von Primär- und Sekundärregelleistung ausgeglichen werden (aus [118]).**

lässt sogar noch steilere Windtransienten erwarten als in den letzten Jahren zu beobachten war.

Da die Verbraucherlast einem typischen Tagesgang folgt und von der Erzeugerleistung unabhängig ist, muss dieser Leistungsabfall mithilfe des disponiblen Kraftwerksparks durch Lasterhöhung oder sogar Anfahren weiterer Kraftwerke kompensiert werden. Koordinierte Anpassungen der Verbraucherlast werden zurzeit diskutiert und sind Gegenstand der Forschung, z.B. [57]. Ein Potential zur Verschiebung und Glättung auftretender Windspitzen lässt auch eine Fahrzeugflotte von Elektroautos [110] sowie die zentrale Einsatzplanung vieler kleiner Kraftwerke, sogenannter „virtueller Kraftwerke“ [53], erwarten. Solange aber derartige verbraucherseitige Maßnahmen nicht zur Verfügung stehen, müssen die konventionellen Kraftwerke die windbedingten Einspeiseschwankungen ausgleichen. Betrachtet man die tatsächliche Windeinspeisung, so werden erhebliche Abweichungen von der Vortagesprognose deutlich. Diese Abweichungen machen im Laufe des Tages Anpassungen des so genannten *Day-Ahead*-Fahrplans erforderlich. Bleibt die Prognosegüte etwa konstant, wird der Bedarf an *Intra-Day*-Korrekturen steigen und der Spotmarkt-Preis an der EEX-Börse entsprechenden Schwankungen unterworfen sein [65].



Die sich durch die Windenergienutzung ergebende Fragestellung ist also: Wie und in welchem Maße kann man Windenergie in das bestehende Verbundnetz, das nur über ein begrenztes Speichervermögen verfügt, integrieren [64]? Dabei wird ein ausreichender Ausbau der Netzkapazitäten, wie in [26] gefordert, unterstellt – die Durchleitung des Stroms von Nord nach Süd in die verbraucherstarken Regionen sei zu jedem Zeitpunkt gewährleistet.

Durch die geringe gesicherte Leistung durch Windenergieanlagen lässt sich nur ein geringer Anteil der konventionellen Erzeugungskapazitäten durch Windenergie ersetzen [91]. Es müssen also für auftretende Schwachwindphasen genug konventionelle Kraftwerke bereitstehen, um die Netzlast zu decken. Durch die bevorzugte Einspeisung erneuerbarer Energien nach dem EEG werden diese Kraftwerke jedoch vermehrt in Teillast gedrängt oder ganz abgeschaltet. Dabei sind der am Netz befindlichen disponiblen Kraftwerksleistung nach unten Grenzen gesetzt, um die Versorgungssicherheit und Netzstabilität nicht zu gefährden.

Der Konflikt aus sicherer Beherrschbarkeit von Netzstörungen und dem Ziel, fossilgefeuerte Kraftwerksleistung durch erneuerbare Energien zu substituieren, ist Gegenstand des an der Universität Rostock durchgeführten VGB-Forschungsprojekts „Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks“ [118]. Dabei wird unter anderem auf die quantitativen Auswirkungen auf den Kraftwerkseinsatz und den sich daraus ergebenden künftigen Anforderungen an thermische Kraftwerke eingegangen.

Einen Überblick über die zu erwartenden Änderungen im Kraftwerkseinsatz gibt der folgende Abschnitt.

## 1.2 Kraftwerkseinsatz bei erhöhter Windenergieeinspeisung

### 1.2.1 Abbildung der Kraftwerkseinsatzplanung

In wieweit sich der zukünftige Kraftwerkseinsatz durch eine erhöhte Windenergieeinspeisung verändern wird, ist Gegenstand von Untersuchungen des Instituts für Energietechnik der Universität Rostock [109], [118].

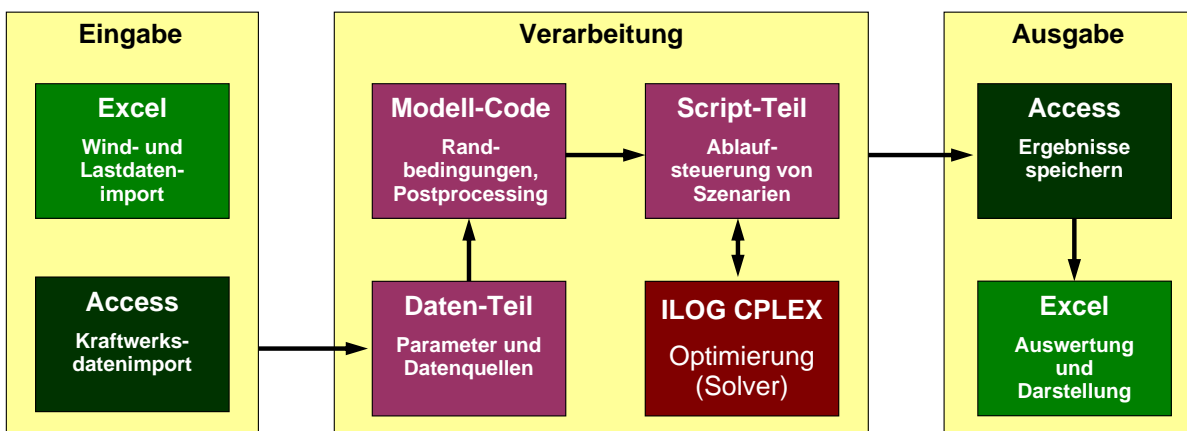
Zur Untersuchung des Einflusses der fluktuierenden Windeinspeisung auf den künftigen Kraftwerkseinsatz wird ein Modell zur Berechnung eines kostenoptimalen *day-ahead*-Fahrplans verwendet.

Auf diesen Fahrplänen basiert der Kraftwerkseinsatz in Deutschland. Die Einsatzplanung erfolgt jeweils im Stundenraster für einen Tag, berücksichtigt werden - je nach

betrachtetem Untersuchungsjahr - bis zu 150 Kraftwerke. Die geplanten Zubauten und Stilllegungen werden entsprechend [12] und [118] berücksichtigt. Durch die Verkettung mehrerer Einzelsimulationen können beliebig lange Zeiträume simuliert werden.

Das Ziel der Optimierungsrechnung ist die Minimierung von Windüberschussleistung. Der Fokus liegt hierbei nicht auf der exakten Nachbildung des Marktgeschehens, es soll vielmehr die maximal technisch mögliche Windintegration unter verschiedenen Randbedingungen ermittelt werden. Die dem Marktgeschehen zugrunde liegende Merit-Order [78] wird aber als Hilfsgröße verwendet, um einen plausiblen Kraftwerkseinsatz vorherzusagen.

Die Kraftwerkseinsatzplanung ist als gemischt-ganzzahliges lineares Optimierungsproblem in der Programmiersprache OPL (Optimization Programming Language) der Firma ILOG programmiert [77]. Die verwendete Software bzw. der verwendete Solver ist CPLEX® 11.2. Die Eingangsdaten für die Optimierung, d.h. die Wind- und Lastdaten sowie die Kraftwerke mit ihren Parametern, werden aus Microsoft Excel® und Microsoft Access® eingelesen. Nach der Verarbeitung der Daten und Beendigung der Optimierung werden die Ergebnisdaten in eine Microsoft Access® Datenbank ausgegeben. Die Auswertung dieser Datenbank erfolgt über SQL-Befehle mit Microsoft Excel. Abbildung 1.2 gibt einen Überblick über das verwendete Werkzeug.



**Abbildung 1.2: Überblick über die Modellstruktur: Für die Untersuchungen wurde die über Datenbanken flexibel angesteuerte Software CPLEX 11.2 genutzt, die Auswertung erfolgt ebenfalls basierend auf Datenbanken mithilfe von Excel® (aus [118]).**

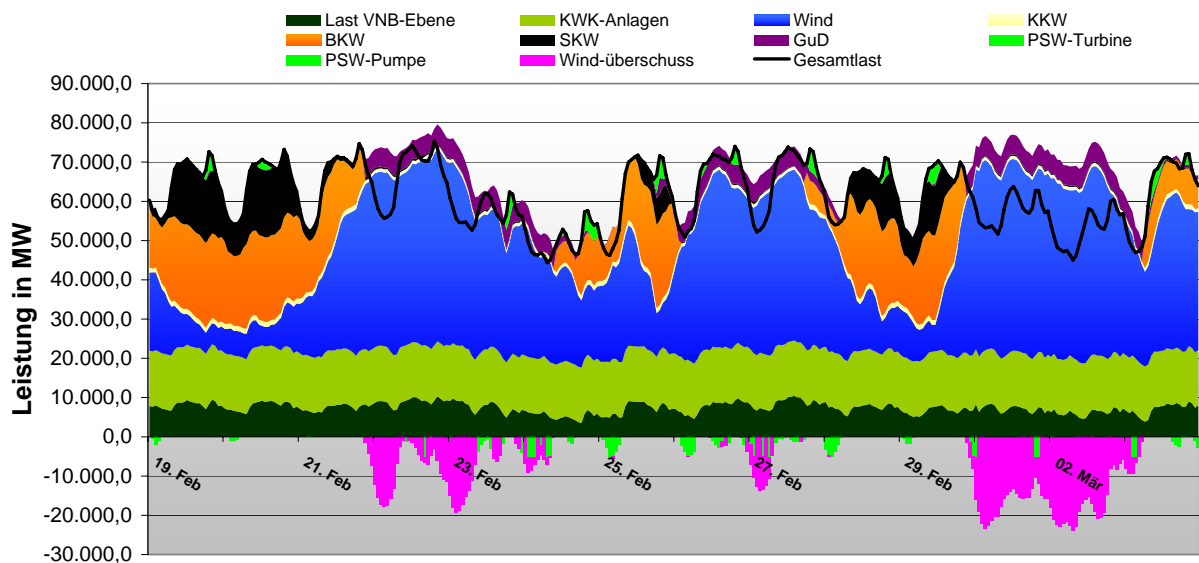
Thermische Kraftwerke fahren zur Einhaltung technischer Restriktionen<sup>2</sup> eine gewisse Mindestleistung. Dies erzeugt beim Anfahren eines Kraftwerks eine Diskontinuität der

<sup>2</sup>Darunter sind Feuerstabilität, Sicherstellen der vollständigen Verdampfung vor Zyklon-Abscheider und Absinken der Frischdampf Temperatur zu nennen. Kohlegefeuerte Kraftwerke haben derzeit technische Mindestlasten zwischen 30 % und 40 % der Nennlast, werden aber wegen der im unteren Lastbereich drastisch reduzierten Lastgradienten üblicherweise nur oberhalb einer Last von 50 % eingesetzt.

Leistung, und das Modell muss von einem rein linearen Problem (LP) auf ein gemischt-ganzzahliges Problem erweitert werden. Diese Ganzzahlen repräsentieren dabei den Einschaltzustand jedes Kraftwerks. Durch diese Restriktion wird der Optimierungsaufwand stark erhöht.

### 1.2.2 Bewertung zukünftiger Kraftwerkseinsatzpläne

Um einen Eindruck von den zu erwartenden Grenzen der Windintegration zu erhalten, ist in Abbildung 1.3 beispielhaft ein vierzehntägiges Kraftwerkseinsatzszenario für das Jahr 2020 dargestellt. Hierin ist ein windstarker Zeitraum unterstellt und die Dynamikanforderungen an die thermischen Kraftwerke entsprechen den heute üblichen. Insbesondere an den Wochenenden, wenn die Verbraucherlast sehr niedrig ist, kann die erzeugte Windleistung nicht vollständig in das Netz integriert werden. Diese Überschüsse (pinke Flächen) müssten - wenn möglich - in Nachbarländer exportiert oder durch Abschaltungen der Windturbinen vermieden werden.



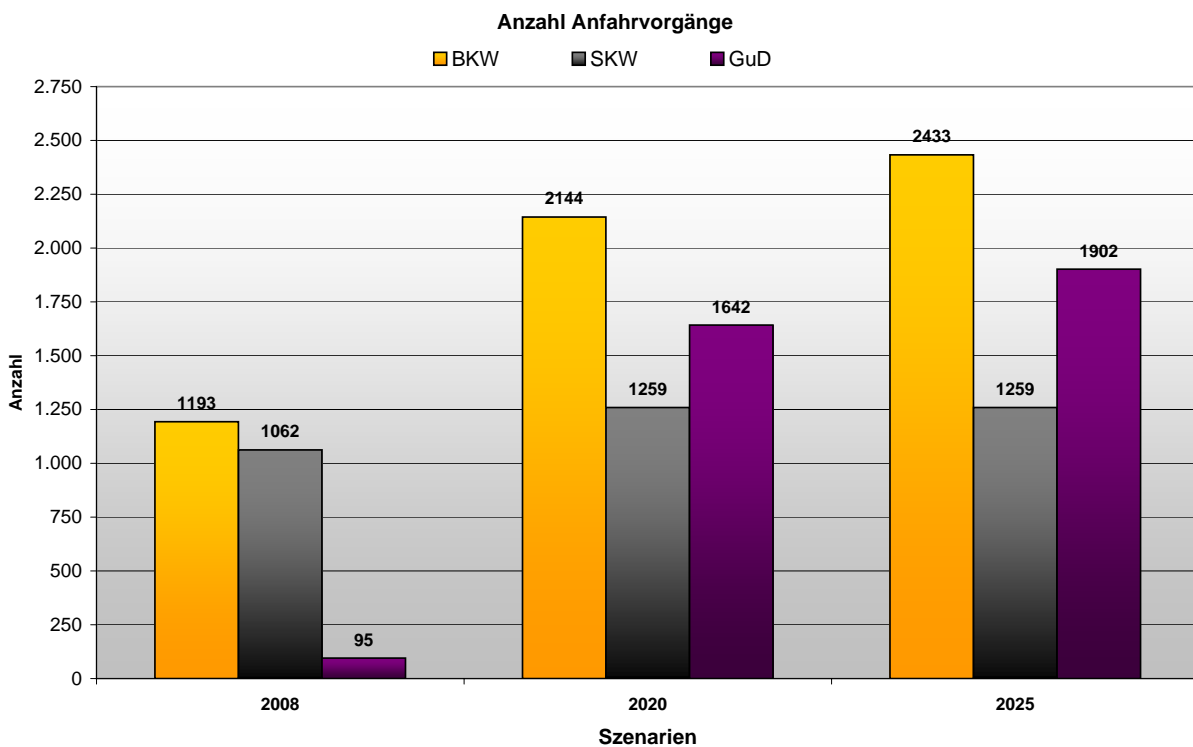
**Abbildung 1.3: Errechneter Kraftwerkseinsatz für das Jahr 2020 unter Annahme aktuell üblicher Anforderungen an den thermischen Kraftwerkspark: In Phasen hoher Windeinspeisung und niedriger Verbraucherlast wird durch die Windkraftanlagen ein Leistungsüberschuss erzeugt, der nicht mehr in das Netz eingespeist werden kann (aus [118]).**

Es wird dabei deutlich, dass selbst wenn Windenergie zur Verfügung steht, nicht beliebig viele Kraftwerke abgeschaltet werden können, da eine gewisse Kraftwerksleistung durch disponible thermische Kraftwerke zur sicheren Beherrschung von Kraftwerksausfällen und Verbraucherfluktuationen verfügbar sein muss. Ein bestimmter Anteil der verfügbaren

Windenergie kann demnach nicht zu jeder Zeit direkt in das elektrische Übertragungsnetz eingespeist werden. In [63] wird eine Speicherung dieser nicht integrierbaren Leistung in einem kohlenwasserstoffbasierten Kreislauf vorgeschlagen.

Mit Blick auf den Einsatz von Steinkohlekraftwerken zeigt sich, dass diese ausschließlich in Phasen niedriger Windenergieeinspeisung in Betrieb sind. Bei starkem Wind werden diese Kraftwerke wegen ihrer schlechten Dynamik von teureren Gas- und GuD-Kraftwerken verdrängt. Die Zahl der Volllaststunden wird sich daher in Zukunft auch für neue Kraftwerke mit hohem Wirkungsgrad unter dem Einfluss der Windeinspeisung vermindern. Voraussichtlich werden Anlagen, die für hohe Lasttransienten und extrem niedrige Mindestlasten ertüchtigt sind, einen Wettbewerbsvorteil haben, da sie auch an Starkwindtagen zur Bereitstellung von Regelleistung bei gleichzeitiger niedriger *Must-Run*-Leistung genutzt werden können.

Der Effekt der Verdrängung insbesondere von Steinkohlekraftwerken durch Gaskraftwerke kann verdeutlicht werden, wenn die kumulierte Anzahl aller Anfahrvorgänge in Deutschland für drei verschiedene Zeithorizonte aufgetragen wird, Abbildung 1.4.



**Abbildung 1.4: Vergleich der Anzahl an Anfahrvorgängen für die 1 Jahres-Szenarien: Insbesondere braunkohle- und gasgefeuerte Anlagen verzeichnen einen deutlichen Anstieg an Anfahrvorgängen. Aber auch Steinkohlekraftwerke werden häufiger angefahren. Wird die Flexibilität der Steinkohleblöcke erhöht, um die Volllaststundenzahl zu verbessern, wird auch die Anzahl der Anfahrvorgänge ansteigen (aus [118]).**

Ausgehend vom Jahr 2008 steigt die Anzahl der Anfahrvorgänge von thermischen Kraftwerken drastisch (von 2350 im Jahr 2020 auf 5594 im Jahr 2025) an. Auffällig ist dabei, dass die Anzahl der Starts gasgefeuerter Anlagen überproportional zunimmt, während Steinkohlekraftwerke nur einen geringen Zuwachs zu erwarten haben. Dieser Effekt ist in der Tatsache begründet, dass Steinkohle einerseits teurer als Braunkohle ist, andererseits aber üblicherweise dieselben Lasttransienten für Netzdienstleistungen anbietet. Damit wird bei mittlerer Windeinspeisung die Braunkohle bevorzugt angefahren, die großen und steilen Leistungsflanken, die die Kraftwerkseinsatzplanung bis 2020 stark prägen dürften, werden mithilfe von Gasturbinen und GuD-Anlagen geglättet. Steinkohle kommt in diesen Szenarien nur bei relativ niedriger Windeinspeisung zum Einsatz – die Volllaststundenzahl dieser Blöcke sinkt daher.

Die Anzahl der Starts ist ein Maß für die Fähigkeit eines Kraftwerkstyps, auch in den relativ kurzen Phasen starker Windeinspeisung und niedriger Verbraucherlast Netzdienstleistungen in einem möglichst niedrigem Arbeitspunkt anzubieten.

Gasgefeuerte Kraftwerke kommen durch das große Regelband bei gleichzeitig hohen Lastgradienten, das diese Kraftwerke realisieren können, bevorzugt für die Bereitstellung der erforderlichen Netzregelleistungen in Frage, da sie bei äquivalenter Regelleistung eine niedrigere *Must-Run*-Leistung aufweisen. Daher steigt die Anzahl der An- und Abfahrvorgänge für gasgefeuerte Anlagen bis 2020 am deutlichsten an – diese Anlagen kommen immer dann zum Einsatz, wenn der Kraftwerkspark durch hohe Windeinspeisung so weit wie möglich heruntergefahren werden muss. Diesem Effekt unterliegen auch die kohlegefeuerten Anlagen, wobei Braunkohlekraftwerke wegen der niedrigeren Brennstoffpreise stärker betroffen sind als Steinkohleblöcke.

### 1.2.3 Fazit

Die geplante Erhöhung der Windeinspeisekapazitäten lässt für die kommenden Jahrzehnte erhebliche Änderungen in der Energieerzeugungsstruktur erwarten. Thermischen Kraftwerken kommt darin die Aufgabe zu, der wetterbedingten Einspeisefluktuation der Windenergieanlagen komplementär zu folgen. Ein Mittel zur Erhöhung des Integrationsgrades für Windleistung ist die Absenkung der Mindestlast konventioneller Kraftwerke. Die steilen Windleistungsflanken lassen hohe Lasttransienten und niedrige Anfahrkosten als Wettbewerbsvorteil stärker in den Vordergrund treten. Speziell steinkohlegefeuerte Anlagen bedürfen dahingehend qualifizierende Maßnahmen, da diese sonst vermehrt von Gaskraftwerken verdrängt werden könnten. Aus diesem Trend lässt sich ein Bedarf für die Ertüchtigung bestehender und geplanter Steinkohleblöcke zur Erbringung dynamischer Energiedienstleistungen ableiten.

## 1.3 Ableitung der Aufgabenstellung

Die zu erwartende, von häufigem Anfahren, Lastwechseln und Betrieb im Umwälzmodus charakterisierte, Fahrweise stellt neue Anforderungen an die Auslegung thermischer Kraftwerke.

Insbesondere das zurzeit in Deutschland übliche Lastband von 50 % – 100 % der Nennlast ist künftig in Frage zu stellen, um auch im niedrigen Lastbereich bis zur Benson-Mindestlast (im Kraftwerk Rostock 34 % der Nennlast) Regelleistung anbieten zu können und durch Umwälzbetrieb Stillstandszeiten zu vermeiden<sup>3</sup>.

Bestehende Kraftwerke müssen für diese neuen Betriebsweisen ertüchtigt werden und auch Neubauten sollten mit Blick auf die Zukunft von vorn herein für einen flexibleren Betrieb ausgelegt sein, als heute üblich ist.

Der heute geforderte, relativ niedrige Lastgradient hat zur Folge, dass Unstimmigkeiten im Blockleitsystem toleriert werden können, weil die Zeitkonstanten der Stellgrößen mit denen der Einspeichervorgänge korrespondieren. Bei der Erhöhung der Lastgradienten wirken sich fehlerhaft abgestimmte Regler extrem negativ auf die Bauteilbelastungen aus und können sogar den sicheren Betrieb der Anlage gefährden. Daher besteht die Notwendigkeit einer Regleroptimierung für die Betriebsweisen „Schwachlast“ und „Hoher Lastgradient“.

Die Optimierung komplexer Systeme, wie zum Beispiel Kraftwerke, ist keine triviale Aufgabe und die gefundenen Lösungen stellen nicht immer das lokale oder globale Optimum aller relevanten Bewertungskriterien dar. In diesem Zusammenhang kann die computer-gestützte Simulation helfen,

- auch umfangreiche Systeme zu analysieren
  - durch automatisierte Optimierung verschiedene konkurrierende Zielstellungen zu berücksichtigen
  - die gewählten Konfigurationen durch Simulationen zu testen und zu vergleichen
- [112]

Ziel dieser Arbeit ist es daher, aufbauend auf der Modelica-Bibliothek **ThermoPower** [18],[22],[21],[20] Werkzeuge zu schaffen, die geeignet sind, die oben genannten Aufgaben simulationsgestützter Optimierung und Bewertung von Kraftwerksprozessen zu erfüllen. Dazu werden neben Ergänzungen der **ThermoPower**-Bibliothek und den wesentlichen Funktionalitäten des Blockleitsystems des Kraftwerk Rostock Konzepte zur Beurteilung

---

<sup>3</sup>Fällt die Feuerleistung unter die sogenannte Benson-Mindestlast, reicht der übertragene Wärmestrom im Verdampfer nicht aus, um das Speisewasser vollständig zu verdampfen. Der anfallende Nassdampf wird im Zyklon-Abscheider abgeschieden und über eine Umwälzpumpe vor Eintritt in den Kessel gefördert. Dieser Betrieb stellt einerseits eine ausreichende Kühlung des Verdampfers sicher und ermöglicht so auch niedrigste Kessellasten. Andererseits fällt der Wirkungsgrad in diesem Modus stark ab.

verschiedener Kraftwerkseinsatzweisen anhand der auftretenden Belastungen und Beanspruchungen dickwandiger Bauteile des Dampferzeugers erarbeitet und bewertet.

## 1.4 Gliederung der Arbeit

Die erstellten Modelle und Bewertungsalgorithmen werden am Beispiel des Steinkohleblocks Rostock erprobt und validiert. Dieser Untersuchungsgegenstand ist in Kapitel 2 vorgestellt.

Für die Umsetzung der Modelle wird die Programmiersprache Modelica verwendet, als Entwicklungs- und Simulationsumgebung stellt der Simulator Dymola den Stand der Entwicklung dar. Die Wahl einer quelloffenen und ausdrücklich nicht auf Kraftwerkstechnik beschränkten Entwicklungsumgebung bietet das Potential, das erarbeitete Wissen auf diesem Gebiet auch auf andere Themenbereiche wie zum Beispiel die Automobil- sowie die Klima- und Kältetechnik zu übertragen. Diese konzeptionell inhärente Unterstützung von interdisziplinärer Forschung und Erweiterung der bestehenden Modellbasis trägt somit auch dem Anspruch einer Universität als Forschungszentrum Rechnung. Ein kurzer Überblick über die Modelica-basierte Entwicklungsumgebung und eine Diskussion von aktuellen Trends zum diesem Thema steht im Fokus von Kapitel 3.

Daran schließt sich ein Überblick über die zentralen Teilmodelle sowie die wichtigsten Komponenten des Blockleitsystems an, weitere Modelle werden in den Anhängen C und D diskutiert. Die Validierung der erstellten Modelle für die Betriebsarten „Benson-Betrieb“ und „Anfahr-Betrieb“ erfolgt in Kapitel 5.

Die Herleitung der benutzten Bewertungsmaßstäbe ist in Kapitel 6 dargelegt, die darauf aufbauende Analyse verschiedener Szenarien folgt in Kapitel 7. Diese Untersuchungen geben einen Einblick in die zu erwartenden Auswirkungen auf die Bauteilbelastungen und zeigen Potentiale für eine Optimierung auf. Eine Zusammenfassung und den Ausblick auf zukünftige Arbeiten geben die Kapitel 8 und 9.

## 2 Gegenstand und Umfang der thermodynamischen Untersuchungen

### 2.1 Steinkohlekraftwerk Rostock



**Abbildung 2.1: Das Kraftwerk Rostock ist zurzeit das modernste Steinkohlekraftwerk Deutschlands [56]**

Als Grundlage und Vergleichsobjekt für dieses Projekt dient das 1994 erbaute Kraftwerk Rostock. Hierbei handelt es sich um ein 550-MW-Steinkohlekraftwerk für den Mittel- und Spitzenlastbetrieb mit der Fähigkeit zur Netzregelung und Frequenzstützung [50].

Das Kraftwerk stellt den aktuellen Stand der Technik dar und ist wegen seiner langen Restlaufzeit stark von zukünftigen Veränderungen am Energiemarkt betroffen. Laut [104]



wird dieser Kraftwerkstyp auch in Zukunft eine wichtige Rolle in Deutschlands Energieversorgung spielen.

Die wichtigen Kenndaten sind in folgender Tabelle (2.1) zusammengefasst:

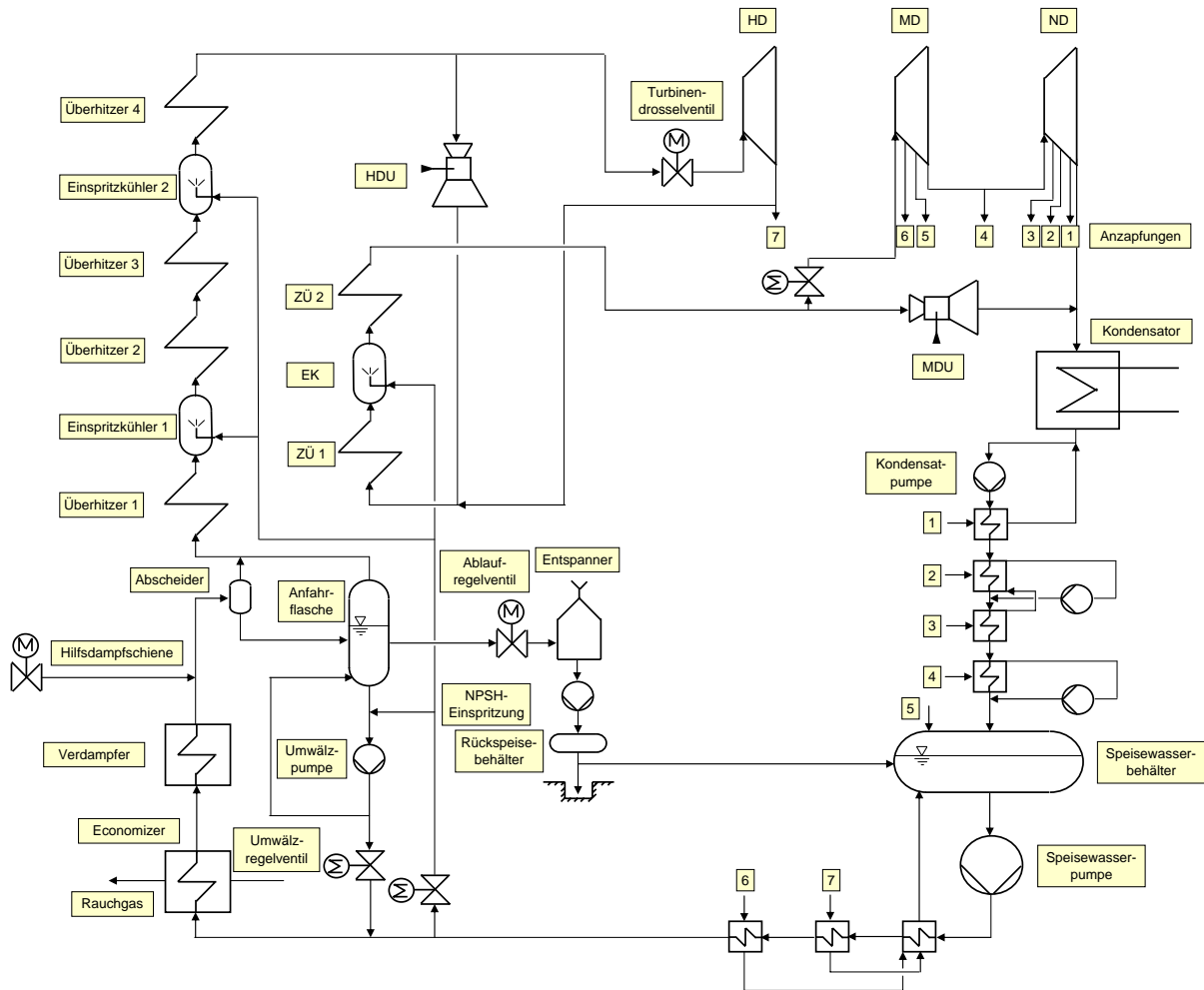
**Tabelle 2.1: Wichtige Kenndaten des Kraftwerks Rostock [50]**

<b>Blockdaten</b>	Bruttoleistung Nettowirkungsgrad Fernwärmeauskopplung max. Nutzungsgrad	550 MW 43,2 % 300 MW 62 %
<b>Kesselanlage</b>	Hersteller Bauart  Dampfleistung FD FD-Druck/ -Temperatur ZÜ-Druck/ -Temperatur Feuerung  Kohlemühlen	Babcock Zwangdurchlaufkessel Einzugbauweise einfache Zwischenüberhitzung 417 kg/s 262 bar/545 °C 53 bar/562 °C Boxerfeuerung, 4 Ebenen komb. Kohlenstaub/Öl 4 Walzenmühlen MPS 225, Steinkohle
<b>Dampfturbosatz</b>	Hersteller Bauart Anzahl Gehäuse Betriebsart	ABB ohne Regelrad 1 HD, 1 MD, 2 ND natürlicher/modifizierter Gleichdruck

Das Kraftwerk Rostock besitzt einen konventionellen, steinkohlebefeuerten Dampferzeuger. Hierbei handelt es sich um einen einzügigen Zwangdurchlaufkessel nach Benson Bauart, welcher in modifizierter Gleitdruckfahrweise betrieben wird. Konstruktiv ist der Dampferzeuger als Turmkessel in hängender Bauweise ausgeführt. Er ist mit vier Überhitzern sowie zwei Zwischenüberhitzerheizflächen ausgerüstet. Die Brennstoffzufuhr erfolgt in Form von Kohlestaubfeuerung mit direkter Einblasung. Die eigentliche Verbrennung erfolgt in 16  $NO_x$ -armen Wirbelstufenbrennern, welche auf vier Brennerebenen mit jeweils zwei Brennern in der Vorder- und Rückwand des Kessels verteilt sind. Das Schema 2.1 zeigt den Wasser-/Dampfkreislauf des Kraftwerks Rostocks in vereinfachter Form.

## 2.2 Überblick der thermodynamischen Modellierung

Zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens des Steinkohlekraftwerks Rostock wird ein physikalisch basiertes Modell des Wasser-/Dampfkreislaufs erstellt. Grundlage hierfür sind eindimensional diskretisierte Teilmodelle, welche durch Bilanz-, Zustands- und



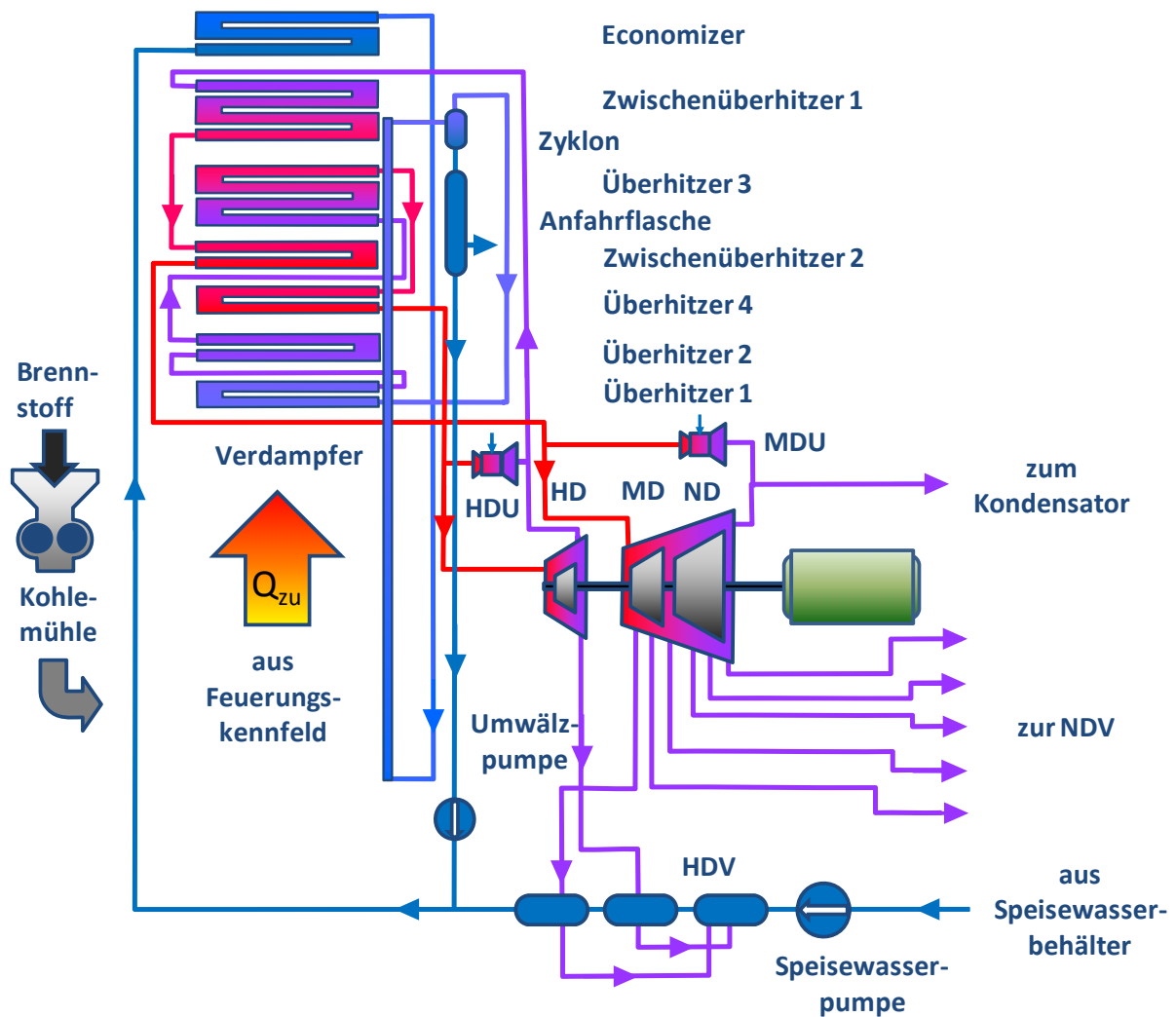
**Abbildung 2.2: Wärmeschaltbild des Kreisprozesses: Der Kreisprozess mit mehrstufiger Vorwärmung von Kondensat und Speisewasser sowie einfacher Zwischenüberhitzung stellt den heutigen Stand der Technik dar**

Transportgleichungen beschrieben werden. Das Kraftwerksmodell umfasst die nachfolgend aufgelisteten Komponenten:

- Speisewasserpumpe
- Hochdruckvorwärmstrecke
- Kessel mit Verdampfer- und Überhitzerheizflächen
- Turbinen mit Anzapfungen
- Umwälzkreislauf
- Turbinenumleitstationen
- Kohlemühlen
- Feuerung

Einzig dem Feuerungsmodell kommt unter den erstellten Modellen eine Sonderstellung zu, hier wurde vereinfachend auf eine physikalisch/chemische Modellierung verzichtet. Statt-

dessen wird die Feuerungsleistung der Heizflächen mittels brennstoffabhängiger Kennfelder abgebildet. Die Zulässigkeit dieser Vorgehensweise wird im Kapitel 5.4 nachgewiesen. Das Feuerungsmodell sowie die Struktur des Dampferzeugermodells werden in Abschnitt 4.8 diskutiert, weitere Modelle werden ausführlich im Anhang C erläutert. Die Abbildung 2.3 zeigt überblickshaft die Struktur des Kraftwerksmodells.



**Abbildung 2.3: Überblick über den Umfang des erstellten Modells: Der Kreisprozess ist an Kondensator und Speisewasserbehälter aufgetrennt und vernachlässigt so den geringen Einfluss der Kondensation, Vorwärmung und Speicherung des Kondensats auf die Dynamik des Gesamtprozesses.**

Vernachlässigt werden können die Bauteile Kondensator und ND-Vorwärmer sowie die Kondensatpumpe. Naturgemäß liegen die Temperaturen in diesen Bauteilen auf einem vergleichsweise niedrigen Niveau, so dass die thermischen Belastungen dieser Komponenten gegenüber denen im Dampferzeuger und der Turbinen klein sind. Der Einfluss auf die Dynamik des Gesamtsystems kann aufgrund der entkoppelnden Wirkung des Spei-

sewasserbehälters vernachlässigt werden, wie in [116] gezeigt wurde. Hinzu kommt, dass das Druck- und Temperaturniveau des Kondensats durch die konstanten Zustände des Kühlwassers definiert werden und damit kaum Schwankungen unterliegen<sup>1</sup>.

Neben dem Modell des Wasser-Dampf-Kreislaufes wurde ebenso das Blockleitsystem des Kraftwerkes vereinfacht abgebildet. Für die Vorsteuerung und Korrektur der folgenden Elemente ist die Regelungsstruktur des Modells integriert:

- Blockführung / Brennstoffmassenstrom
- Speisewasserpumpe
- Einspritzmassenströme
- Umwälzmenge
- Umwälzkreislauf
- Turbinenumleitstationen
- Turbinenventile

Durch die Zusammenschaltung der Modelle des Wasser-Dampf-Kreislaufes und des Blockleitsystems steht ein integrales Modell des Kraftwerk Rostocks zur Verfügung, welches in der Lage ist, neben dem Normal- bzw. Benson-Betrieb auch den Umwälzbetrieb während eines Anfahrvorganges zu modellieren.

## 2.3 Fokus der Untersuchungen

### 2.3.1 Simulation des Benson-Betriebs

Um die Auswirkungen eines von erheblichen Windeinspeisungen dominierten Energiemarktes auf die Fahrweise zukünftiger und bestehender konventioneller Kraftwerke zu diskutieren, werden mit dem erstellten Modell Untersuchungen zum Belastungszustand des Kraftwerks Rostock durchgeführt. Der Fokus liegt hierbei auf den thermischen Beanspruchungen dickwandiger Bauteile des Kessels und der Turbinen.

Einen weiteren Schwerpunkt bilden Szenarienrechnungen zur Erhöhung der zulässigen Laständerungsgeschwindigkeit. Dabei stehen insbesondere die sich einstellenden Zusatzbelastungen einzelner Bauteile sowie Lösungsansätze zur Umsetzung eines schonenden Betriebs bei erhöhter Dynamik im Blickfeld.

---

<sup>1</sup>Kondensatordruckschwankungen durch Ein- und Ausspeichern von Wärme in den Metallmassen des Kondensators sind klein gegenüber dem Gesamtdruckgefälle über die Turbinen.

### 2.3.2 Simulation des Anfahr-Betriebs

Die zu erwartende Erhöhung der Zahl windbedingter Anfahrvorgänge macht diesen Prozess interessant für Optimierungen. Die Anfahrprozedur eines kohlegefeuerten Dampfkraftwerks ist ein nichttrivialer Vorgang, bei dem die wasser- und dampfführenden Bauteile erheblich größeren Belastungen ausgesetzt sind als im normalen Betrieb. Des Weiteren wird ein Teil des Speisewassers umgewälzt, um eine ausreichende Kühlung und stabile Strömungsverhältnisse bei sehr niedriger Feuerleistung zu gewährleisten [29].

Der Zielkonflikt zwischen dem Bedarf an hochdynamischem und brennstoffsparendem Start und einer bauteilschonenden Fahrweise wird dabei in den Mittelpunkt gerückt. Die Untersuchungen beschränken sich dabei auf sogenannte Warmstarts, also Anfahrten nach einem bis zu 48-stündigen Stillstand. Der Druck im HD-Teil beträgt maximal 60 *bar* und das Temperaturniveau liegt zwischen 140 und 410 °C. Dieses Szenario ist heute und in Zukunft das häufigste und daher für etwaige Optimierungen von besonderem Interesse.

## 2.4 Fazit

Mit dem Steinkohlekraftwerk Rostock wird eine moderne Anlage zur Untersuchung ausgewählt, die durch seine lange verbleibende Laufzeit stark von Veränderungen am Energiemarkt beeinflusst sein wird. Die modellgestützten Analysen konzentrieren sich auf die Beanspruchungen dickwandiger Bauteile beim Anfahren und während des Leistungsbetriebs. Für diese Aufgabenstellung vernachlässigbare Bauteile und Funktionalitäten werden in geeigneter Weise abstrahiert, um so den Rechenaufwand in vertretbaren Grenzen zu halten.

## 3 Entwicklungsumgebung und Programmiersprache

### 3.1 Einführung

Für die Bewertung eines bestehenden Kraftwerks, beispielsweise hinsichtlich der Energieeffizienz oder der Regelgüte, ist es heute üblich, sich unter Durchfahren bestimmter Test-szenarien auf die Auswertung vorhandener Messdaten zu stützen. Der Nachteil bei dieser Vorgehensweise ist, dass man nur einen lückenhaften Einblick in das System bekommt. Einen wesentlich tieferen Einblick in die stattfindenden Abläufe und Zusammenhänge kann man gewinnen, wenn man den Untersuchungsgegenstand mithilfe von mathematischen Modellen nachbildet und so auch Informationen über messtechnisch nicht oder nur schwer erfassbare Größen des Prozesses erhält.

In den folgenden Abschnitten werden die Modellansätze zur Abbildung des thermodynamischen Kreisprozesses sowie die Interaktion der hinterlegten Regelungstechnik mit dem Prozess des Kraftwerks Rostock vorgestellt.

Dieses Modell lässt naturgemäß zwei Gruppen von Teilmodellen mit verschiedenen Charakteristika unterscheiden. Die erste Gruppe stellen die Funktionalitäten des Blockleitsystems dar, die die Steuerung und Regelung der Aktoren des Kraftwerks realisieren. Für die Erstellung solcher Funktionsgruppen gilt die kommerzielle Software Matlab/Simulink<sup>®</sup> als Standardwerkzeug. Dabei stellt Matlab<sup>®</sup> eine prozedurale Programmiersprache dar, die über zahlreiche in C programmierte Funktionen für die effektive numerische Behandlung von Matrizen verfügt. Darauf aufbauend ist Simulink<sup>®</sup> eine Software zur Simulation von zeitvarianten Systemen. Charakteristisch ist der signalorientierte Ansatz von Simulink<sup>®</sup>, der bei der Umsetzung von Modellen von vorne herein bekannte Signalflussrichtungen zwischen den Teilmodellen voraussetzt, was im Falle regelungstechnischer Übertragungsfunktionen in der Regel der Fall ist.

Die zweite Gruppe stellen die physikalisch basierten Modelle von Rohrleitungen, Sammlern, Pumpen und anderer Bauteile des Kraftwerks dar. Die Modelle für diese Bauteile zeichnen sich zum Einen durch komplexe differential-algebraische Gleichungssysteme aus, die unter anderem von den nicht trivialen Funktionen für das benutzte Arbeitsmedium

Wasser geprägt sind. Zum Anderen sind die Signalfflussrichtungen in solchen Systemen nicht immer konstant, was eine Wiederverwendung erstellter Teilmodelle erheblich einschränkt, wie zum Beispiel in [82] erläutert wird.

Da die Universität Rostock auf umfangreiche positive Erfahrungen mit Matlab® und Simulink® zurückgreifen kann, wurde zunächst die prozedurale bzw. signalorientierte Herangehensweise dieses Werkzeugs verfolgt. Mit zunehmendem Umfang der Modelle erwies sich der Ansatz aber wegen der geringen Wiederverwendbarkeit und dem Fehlen vorhandener Modelle auf dem Gebiet der Kraftwerkstechnik als ineffektiv und wurde daher zugunsten eines gleichungsbasierten akausalen Ansatz aufgegeben.

Die Modellbildung ist daher in der objektorientierten Programmiersprache Modelica umgesetzt, die Simulationen des ausgewählten Steinkohleblocks sind mithilfe des kommerziell verfügbaren Simulators Dymola® ausgeführt. Aus diesem Grund sollen die benutzten Werkzeuge im Folgenden kurz vorgestellt werden. Für eine ausführliche Gegenüberstellung der beiden Modellierungsansätze wird auf [23] verwiesen.

## 3.2 Modelica – eine gleichungsorientierte Programmiersprache

Modelica ist eine objektorientierte Programmiersprache für die Modellierung von großen physikalischen Systemen, welche durch Teilmodelle zusammengesetzt werden. Der entwickelte Code wird in Bibliotheken strukturiert, welche Modellklassen enthalten sowie Vererbung unterstützen. Insgesamt kann gesagt werden, dass Modelica in allen Punkten der in [34] geforderten Grundstruktur für Code-Entwicklung PREFUR<sup>1</sup> entspricht und der Programmierer bei der Umsetzung dieser Richtlinien unterstützt wird.

Teilmodelle werden durch Verbindungselemente, sogenannte „connectors“ physikalisch gekoppelt. Modelica ermöglicht eine übergreifende und einheitliche Modellierung von Systemen, die aus verschiedenartigen Subsystemen bestehen. Diese können z.B. aus den Bereichen Mechanik, Mechatronik, Elektrik, Regelung, Thermodynamik, Aerodynamik sowie Hydraulik entstammen. Dieses neuartige Modellierungskonzept wird mit dem Begriff „Multi-Engineering Modeling“ bezeichnet.

### 3.2.1 Funktionen von Modelica

Modelica erlaubt einerseits Systemmodellierung auf hohem Niveau, andererseits ist es ebenso möglich, einzelne Komponenten im Detail auf Gleichungsebene zu programmie-

---

<sup>1</sup>Portability, Robustness, Efficiency, Flexibility, User friendliness and Readability

ren. Das Modellverhalten wird durch gewöhnliche Differentialgleichungen (ODE) und differential-algebraische Gleichungen (DAEs) definiert. Partielle Differentialgleichungen wie sie zum Beispiel für die Abbildung von konvektiver Strömung und Wärmeleitung benötigt werden, müssen zunächst in gewöhnliche Differentialgleichungen überführt werden. Bestrebungen, den Modelica-Sprachstandard in diesem Punkt zu erweitern, werden in [99] und [86] diskutiert.

Die Modell-Gleichungen müssen aber nicht wie Anweisungen bei anderen Programmiersprachen, wie z.B. C++ oder Matlab in prozedurale Reihenfolge gebracht werden [42]. Der Programmcode ist in Paketen und Bibliotheken zusammengefasst, die Modelle werden üblicherweise hierarchisch und graphisch durch Einbettung von Komponentenmodellen aus den Grundbibliotheken gebildet (durch Vererbung oder Instanziierung). Dieses Verfahren erleichtert eine echte Wiederverwendung von Modellen in verschiedenen Anwendungen [15].

Neben der Definition des Sprachstandards bietet die *Modelica-Association* [74] Standardbibliotheken für elektronische, rotatorische, translatorische, 3D-mechanische, thermodynamische, regelungstechnische und logische Elemente an. Alle in Modelica verfügbaren Standardbibliotheken sind quelloffen und so frei editierbar, des Weiteren ist eine Erweiterung mit benutzereigenen und fremden Modellen problemlos möglich.

### 3.2.2 Die quelloffene Bibliothek ThermoPower

Zusätzlich zu den in Modelica vorhandenen Standardbibliotheken wird die Bibliothek *ThermoPower* genutzt, eine speziell für Kraftwerksmodellierung entwickelte Sammlung von instationären 1-D-Modellen (Rohrleitungen) und quasistationären 0-D-Modellen (z.B. Pumpe, Turbine). Zudem sind Wärmeübertragungsmodelle für 1-Phasen-Strömungen sowie siedendes Wasser implementiert.

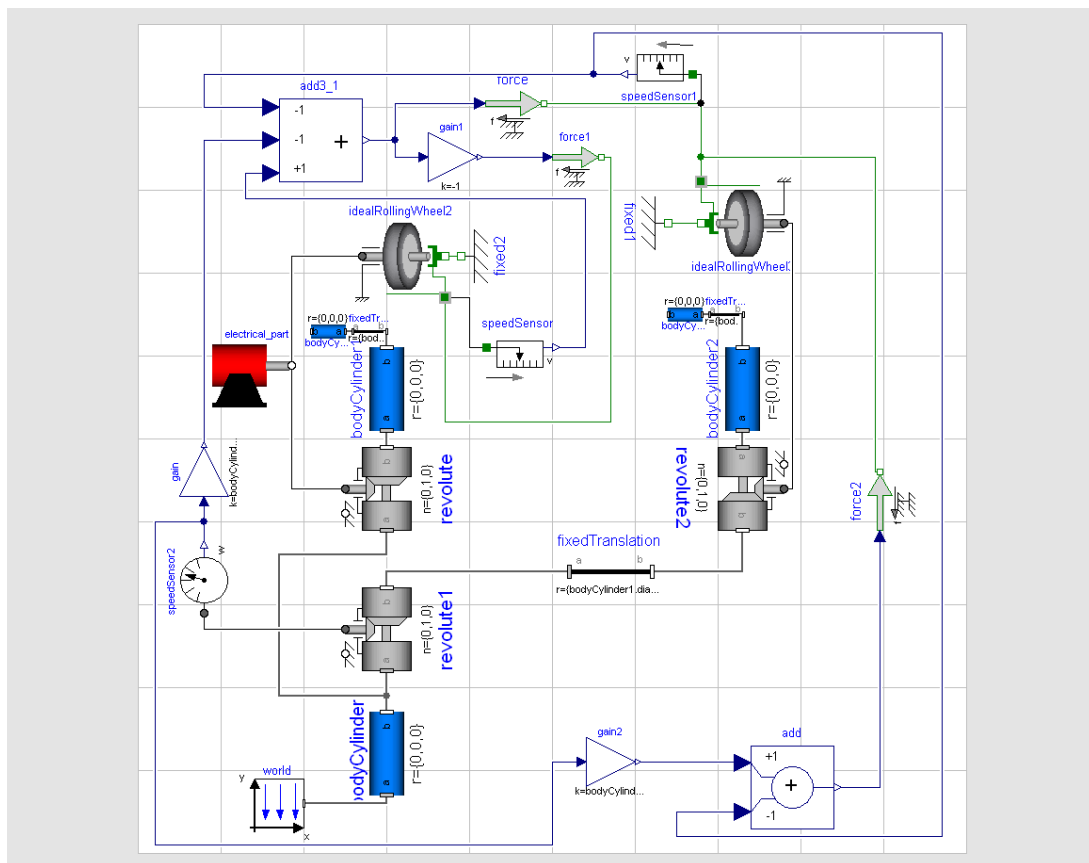
## 3.3 Dymola – ein Simulator für Modelica

Dymola ist eine Entwicklungs- und Simulationsumgebung für die Erstellung und Simulation von Modelica-Modellen und beinhaltet die folgenden wesentlichen Module:

- Eine graphische Benutzeroberfläche für die Modellbearbeitung auf Systemebene und zur graphischen Aufbereitung der Simulationsergebnisse. Einen Einblick in die derzeit meist genutzte Benutzeroberfläche Dymola gibt Abbildung 3.1.
- Einen Texteditor zur Modellbearbeitung auf Gleichungsebene; möglich sind des Weiteren die Definition von Parameterformularen und Icons, sowie die automatisierte Modelldokumentation in HTML.



- Ein Modellübersetzer mit automatischer Kausalitätsanalyse, symbolischer Gleichungslösung und Indexreduktion zur Auflösung algebraischer Schleifen und automatischer Behandlung von zeit- und ereignisabhängigen Unstetigkeiten. Das daraus abgeleitete reduzierte Modell wird dann nach C übersetzt und mit einem Standard-C-Compiler kompiliert.
- Ein Simulator zur Verarbeitung von ODE- und DAE-Modellen mithilfe leistungsfähiger numerischer Integrationsalgorithmen wie DASSL, LSODE, DOPRI, DEABM, usw. Dieser ermöglicht die korrekte Verarbeitung von zeit- und ereignisabhängigen Unstetigkeiten, ebenso flexible Initialisierung und sogar Echtzeitsimulation [32].



**Abbildung 3.1:** Die Programmiersprache Modelica unterstützt grafikbasierte Wiederverwendung und Html-basierte Dokumentation des Codes. Diese über sog. Annotations hinterlegten Zusatzinformationen werden vom Simulator graphisch aufbereitet: Benutzeroberfläche Dymola [42]

### 3.4 Bewertung und Entwicklungstendenzen

Sowohl der Simulator Dymola (ebenso wie andere Konkurrenzprodukte) als auch der Sprachstandard von Modelica unterliegen einer kontinuierlichen Entwicklung. Insbesondere im Bereich der Modellierung und effektiven Simulation thermischer Systeme sind noch einige bedeutende Probleme zu lösen [19]. Die gleichungsbasierte Herangehensweise von Modelica hat einige Vorteile gegenüber rein prozeduralen Programmiersprachen, da sich die Modellbeschreibung syntaktisch sehr eng an der mathematischen Formulierung orientiert. Treten aber in einem Modell Fehler auf Gleichungsebene auf (zum Beispiel, wenn ein System über- oder unterbestimmt ist), so ist es sehr aufwendig, diese Fehler zu lokalisieren. In [13] werden Ansätze zum *Debugging* von Modelica-Code diskutiert. Ähnlich verhält es sich mit dem *Debugging* von prozeduralen Modellen und Modellteilen (wie zum Beispiel *Funktionen* in Modelica), da diese sogenannten *algorithm sections* vom Simulator bearbeitet werden und so nicht Schritt für Schritt abgearbeitet werden können.

Einen weiteren Punkt stellt die Rechenzeit bei umfangreichen Modellen dar [95]. Die Erfahrung zeigt, dass der Modellumfang für die Bewertung und Untersuchung von Kraftwerksmodellen zum Teil so groß wird, dass die großen Rechenzeiten effektive Parameterstudien und Konzeptvariationen verhindern. Ein erster Ansatz ist hier natürlich, die Modelle soweit wie möglich zu vereinfachen, um das Differentialgleichungssystem so klein wie möglich zu halten. Auf diesen Aspekt wird in Abschnitt 9 näher eingegangen. Mittelfristig ist eine Verbesserung auf Seiten der Simulatoren (wie z.B. Dymola) wünschenswert. Bei der symbolischen und numerischen Umformung der Modelica-Formulierungen nutzt bislang keines der existierenden Modelica-Tools für dünn besetzte Matrizen optimierte Algorithmen. Da die typischerweise steifen Gleichungssysteme, die für die Beschreibung von thermohydraulischen Netzwerken aufgestellt werden, immer auf dünn besetzte Matrizen führt, lässt eine zukünftige Entwicklung in dieser Richtung erhebliche Vorteile erwarten.

Ebenfalls mit dem Ziel der Rechenzeiterparnis gibt es Bestrebungen, die erforderliche Auswertung von Stoffwertefunktionen durch Ermöglichen analytischer Ableitungen und Anwendung von Sparse-Matrix-Algorithmen effizienter zu gestalten.

Ein weiterer wichtiger Punkt, der von allen Entwicklern und Nutzern von Modelica immer wieder angesprochen wird, ist die Herausforderung einer umfassenden, nutzerfreundlichen und sicheren Initialisierung komplexer thermohydraulischer Modelle [96]. Der aktuelle Entwicklungsstand basiert auf zusätzlichen Gleichungen, die nur während der Initialisierungsphase gültig sind. So kann beispielsweise ein Massenspeicher mit der stationären Lösung initialisiert werden, indem man der Massenbilanz  $dm/dt = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i$  die sogenannte *initial equation*  $dm/dt = 0$  hinzufügt. Diese zusätzlichen Gleichungen werden in den jeweiligen Teilmodellen implementiert und der Nutzer kann keinen Vorteil aus der

Kenntnis über die Struktur des Gesamtmodells ziehen. Diese Vorgehensweise ist insgesamt sehr erfolgreich bei kleinen und linearen Modellen. Bei umfangreichen Modellen und wenn algebraische Schleifen z.B. durch die Berücksichtigung der Turbinenanzapfung zur rekuperativen Speisewasservorwärmung berücksichtigt werden müssen, versagt sie häufig. Die Herausforderung besteht hier in der Bereitstellung von sinnvollen Anfangsschätzwerten, die Eingang in die numerische Lösung des Gleichungssystems finden. Je komplexer und höher die Nichtlinearität des Systems ist, desto genauer müssen die Schätzwerte sein.

Die Alternative zu diesem Vorgehen stellt die Initialisierung mit festen Werten dar, was die Suche nach korrekten Anfangsbedingungen nur verlagert - sie müssen dann vom Nutzer geschätzt oder mittels einer anderen stationären Software berechnet werden. Letztere Variante erfordert ein zweites, ebenso komplexes Modell in stationärer Form, das bei Änderungen des Modelica-Modells entsprechend angepasst werden muss.

Da die stationäre Lösung für ein Kraftwerk im Allgemeinen eine sinnvolle Anfangslösung darstellt und vor allem für alle Modelle an allen Stellen sinnvolle, stabile Strömungszustände bereitstellt, sollte Modelica in Zukunft Werkzeuge und Verfahren bereitstellen, die dem Nutzer eine komfortable und einfache Initialisierung ermöglichen. Casella [19] schlägt hierzu die Einführung von Homotopie-Verfahren vor. Dabei wird für das zu initialisierende Modell, das der allgemeinen Form

$$F(x, \dot{x}, y, p, t) = 0 \quad (3.1)$$

genügt, ein vereinfachtes Modell<sup>2</sup> der Form

$$F_a(x, \dot{x}, y, p, t) = 0 \quad (3.2)$$

abgeleitet. Daraus lässt sich eine kontinuierliche Transformation formulieren, wobei  $\alpha = 0$  der Lösung des vereinfachten Initialisierungsproblems und  $\alpha = 1$  der vollwertigen Initialisierung entspricht:

$$(1 - \alpha)F_a(x, \dot{x}, y, p, t = 0) + \alpha F(x, \dot{x}, y, p, t = 0) = 0 \quad (3.3)$$

Wird nun  $\alpha$  in kleinen Schritten erhöht und als Schätzwerte für das Teilsystem  $F$  die jeweils vorangegangene Lösung genutzt, kann auch mit relativ groben Schätzwerten eine stationäre Anfangslösung gefunden werden, wenn sich das vereinfachte und das vollwertige Modell „ähnlich genug“ sind.

---

<sup>2</sup>Dieses Modell sollte durch Linearisierung des Problems (z.B. lineare Abhängigkeit des Druckverlusts von der Strömungsgeschwindigkeit) auch mit sehr groben Schätzwerten konvergieren.

Dieser Ansatz befindet sich gerade in der Testphase am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) und verspricht eine deutliche Vereinfachung dieser Aufgabe.

Trotz aller (aktuell vorhandenen) Unzulänglichkeiten von Modelica und den darauf aufbauenden Werkzeugen bietet dieser Modellierungsansatz eine vielversprechende Perspektive sowohl speziell für die Bewertung und Optimierung von Kraftwerksprozessen als auch für andere Themenbereiche und Aufgabenstellungen z.B. der Kälte- und Klimatechnik. Herauszuheben sind hier naturgemäß Aufgabenstellungen, die auf die gekoppelte Simulation von physikalischen Prozessen und regelungstechnischen Funktionalitäten abzielen.

Der gleichungsbasierte Ansatz von Modelica weist Vorteile gegenüber prozeduralen Entwicklungsumgebungen wie Matlab/Simulink auf. Hervorzuheben ist hier die Trennung von Modellierung und Simulation, die eine von der kostenpflichtigen Simulationssoftware unabhängige Nutzung erarbeiteter Modelle ermöglicht.

Da die Lösung des erstellten Differentialgleichungssystems ausdrücklich nicht Aufgabe des Modells ist, kann die Formulierung relativ allgemein gehalten sein, ohne z.B. auf die Reihenfolge der Gleichungen zu achten.

Der benutzte Simulator Dymola stellt sehr leistungsfähige Funktionen zur symbolischen und numerischen Umformulierung des Modelica-Quellcodes sowie numerische Algorithmen zur Lösung von differential-algebraischen Systemen zur Verfügung, so dass generell umfangreichere Modelle als z.B. mit Simulink gelöst werden können.

Durch skriptbasierte Schnittstellen zu Matlab können neben den Dymola-eigenen Optimierungswerkzeugen Matlab-basierte Optimierungsfunktionen genutzt werden. Auch für die graphische Aufbereitung der Ergebnisse kann auf die lange erprobten und umfangreichen Funktionen von Matlab zurückgegriffen werden.

## 3.5 Fazit

Die erstellten Werkzeuge zur Bewertung von Bauteilbeanspruchungen in Kraftwerken sind in Modelica umgesetzt. Diese gleichungsbasierte, objektorientierte Programmiersprache ermöglicht eine effiziente Bearbeitung von komplexen, umfangreichen Aufgabenstellung der Energietechnik. Die integrierte Abbildung regelungstechnischer Zusammenhänge ermöglicht es, Untersuchungen an Systemen im geschlossenen Regelkreis durchzuführen.

Da die genutzten Bibliotheken quelloffen und erweiterbar sind, entsteht bei der Bearbeitung spezifischer Aufgaben ein allgemeines und umfassendes Wissen zur Modellierung von thermodynamischen Systemen. Dieses Wissen kann in großem Umfang auf neue Anwendungen, zum Beispiel der Automobil sowie Kälte- und Klimatechnik, überführt und angewandt werden. Damit steht dem Lehrstuhl für Technische Thermodynamik eine Ent-

---

wicklungsumgebung zur Verfügung, die durch ihre einfache Handhabung, die halbautomatische Dokumentationsunterstützung und die Universalität hervorragend für die universitäre Forschungsarbeit geeignet ist. Gegenstand der Forschung ist die Verbesserung der Beherrschbarkeit sehr großer Modelle, speziell bei der effektiven Initialisierung komplexer Systeme sind dem Nutzer zurzeit Grenzen gesetzt.

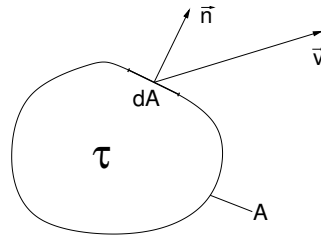
## 4 Modellierete Teilsysteme des KW Rostock

Der Dampfkraftprozess des Kraftwerks wird mithilfe eines eindimensionalen, thermodynamischen Modells abgebildet. Bei diesem Modell handelt es sich um einen Kreislauf, bestehend aus verknüpften Komponenten, wie z.B. Wärmeübertragern, Ventilen, Behältern und Pumpen, welche wiederum durch Bilanz- und Zustandsgleichungen beschrieben werden. Im Folgenden werden die wesentlichen Grund- und Transportgleichungen der Modellierung in den Abschnitten 4.1 bis 4.6 vorgestellt. Um einen generellen Überblick über die Modelltiefe zu erhalten, werden in Abschnitt 4.8 das Feuerungsmodell und das Modell des Dampferzeugers näher diskutiert. Für die Einzelheiten der Modelle der Kohlemühle, der Turbinen, des Zyklonabscheiders, der Pumpen, der Anfahrf flasche, der Umleitstationen sowie eines Einspritzkühlers wird auf den Anhang C verwiesen.

### 4.1 Erhaltungsgleichungen als Grundlage der Modellbildung

Die Grundlage für alle erstellten Teilmodelle sind die Erhaltungsgleichungen der Strömungsmechanik und Thermodynamik. Sie gelten in der allgemeinsten Formulierung sowohl für geschlossene als auch offene Systeme. Für eine tiefere Betrachtung dieser Gleichungen sei auf die entsprechende Fachliteratur (z.B. [47] und [37] für dreidimensionale, instationäre Modellansätze, wie sie CFD-Anwendungen zugrunde liegen, [107], [1], [6] für nulldimensionale oder instationäre Aufgabenstellungen, [61] und [28] konzentrieren sich auf den Anwendungsfall der Turbomaschinen) verwiesen.

Beim Aufstellen der Gleichungen wird ein Kontrollvolumen  $\tau$  mit der Oberfläche  $A$  zugrunde gelegt. Auf dem differentiell kleinen Oberflächenelement  $dA$  wird der orthogonale Einheitsvektor  $\vec{n}$  angesetzt. Erhaltungsgrößen passieren die Systemgrenzen mit der Geschwindigkeit  $\vec{v}$ , vgl. Abbildung 4.1.



**Abbildung 4.1:** Illustrierung der Nomenklatur am Schema eines finiten Volumens beliebiger Form [47]

In der integralen Schreibweise lauten die Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Impuls:

$$\int_{\tau} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\tau = - \int_A (\rho \vec{v}) \cdot \vec{n} dA \quad (4.1)$$

$$\int_{\tau} \frac{\partial(\rho(u + e_a))}{\partial t} = - \int_A \left( \rho u \vec{v} + \frac{\rho}{2} \vec{v}^2 \vec{v} + \vec{\sigma} \vec{v} + \vec{q} \right) \cdot \vec{n} dA + \int_{\tau} \vec{f}_{vol} \vec{v} d\tau \quad (4.2)$$

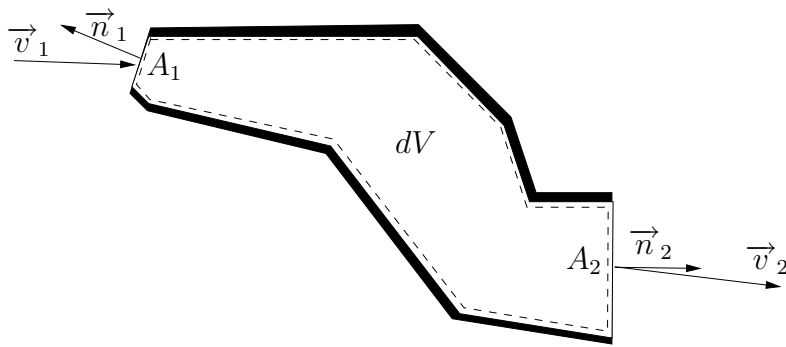
$$\int_{\tau} \frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} = - \int_A (\rho \vec{v} \vec{v} + \vec{\sigma}) \cdot \vec{n} dA + \int_{\tau} \vec{f}_{vol} d\tau \quad (4.3)$$

Darin ist  $\vec{\sigma}$  der Spannungstensor, der sich aus dem Systemdruck und einem Reibungsterm zusammensetzt und  $\vec{f}_{vol}$  fasst die auftretenden Feldkräfte (auch Volumenkräfte genannt) wie die Schwerkraft und die Corioliskraft zusammen.

## 4.2 Bilanzgleichungen für durchströmte Komponenten

Für die Modellierung der durchströmten Bauteile wie Rohrleitungen, Turbinen, Pumpen und Ventile wird vereinfachend von einer eindimensionalen Strömung ausgegangen, da die Zustandsgrößen quer zur Strömungsrichtung als homogen angenommen werden können. Die Kontrollvolumina werden jeweils von den Bauteilwänden und den insgesamt  $N$  Ein- und Austrittsquerschnitten definiert (vgl. Abbildung 4.2). So können die Oberflächen- und Volumenintegrale im weiteren Verlauf vereinfacht werden.

Modelica unterstützt die symbolische Definition von gewöhnlichen Differentialgleichungen, weshalb die partiellen Differentialgleichungen der Erhaltungsgleichungen räumlich diskretisiert werden müssen. Für die eindimensionale Diskretisierung der Gleichungen kann das Rohr als eine Reihe von hintereinander geschalteten nulldimensionalen Kontrollvolumina mit definierten Ein- und Ausströmquerschnitten aufgefasst werden. Die Bilanzgleichungen, die für ein langes Rohr mit axial inhomogenen Zustandsgrößen gelten,



**Abbildung 4.2: Illustrierung der Nomenklatur am Schema eines finiten Volumens mit definierter Ein- und Ausströmfläche**

gehen so formal in diejenigen für ein homogenes Volumen über. Die Geometrie und damit das Volumen der Kontrollräume sei über den Simulationszeitraum konstant.

### 4.2.1 Massenbilanz

Mit den genannten Annahmen gilt für:

- das Volumenintegral  $\int_{\tau} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\tau = \frac{dm}{dt}$
- das Oberflächenintegral  $-\int_A (\rho \vec{v}) \cdot \vec{n} dA = \sum_{i=1}^N (\rho_i A_i c_i) = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i$

wobei  $c_i = \vec{v}_i \cdot \vec{n}_i$  die lokale Geschwindigkeit orthogonal zur durchströmten Fläche ist. Damit wird Gleichung 4.1 zu:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (4.4)$$

Bauteile, deren Volumen klein ist gegenüber dem typischerweise durchgesetzten Volumenstrom haben kleine Zeitkonstanten und die Kontinuitätsgleichung vereinfacht sich auf den stationären Fall. Beispiele hierfür sind Turbinen und Ventile.

### 4.2.2 Energiebilanz

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik bilanziert die Energien eines Systems. Dabei können Änderungen der äußeren Energien des Systems vernachlässigt werden, da sich die untersuchten Kontrollvolumina in Ruhe zum definierten Koordinatensystem befinden. Weiterhin sind die Änderungen von potentieller und kinetischer Energie der Strömung zwischen Ein- und Austritt im Allgemeinen klein gegenüber den inneren Energien, weshalb



sie bei der Modellierung ebenfalls unberücksichtigt sind. Für volumetrisch kleine Bauteile kann auch hier auf die stationäre Lösung übergegangen werden.

Analog zur Massenbilanz und unter Berücksichtigung der Definition für die spezifische Enthalpie  $h = u + pv$  sowie der Schwerkraft als einzige auftretende Feldkraft gilt für:

- das Volumenintegral 
$$\int_{\tau} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} = \frac{dU}{dt}$$
- das Oberflächenintegral 
$$- \int_A \left( \rho \vec{v} u + \bar{\sigma} \vec{v} + \vec{q} \right) \vec{n} dA = \sum_{i=1}^N h_i \dot{m}_i + \dot{Q} + \dot{W}_t$$
- die Feldkräfte 
$$\int_{\tau} \vec{f}_{vol} \vec{v} d\tau = 0$$

Damit vereinfacht sich die Energiebilanz zu:

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^N h_i \dot{m}_i + \dot{Q} + \dot{W}_t \quad (4.5)$$

Um die Kopplung zur Massenbilanz zu vermeiden und damit die Stabilität des Gleichungssystems zu erhöhen, wird partielle Ableitung  $u \frac{\partial m}{\partial t} = 0$  vernachlässigt. Für den Nachweis der Zulässigkeit dieser Vereinfachung für die Anwendung in Rohrleitungsmodellen der Kraftwerkstechnik sei auf [16] verwiesen.

### 4.2.3 Impulsbilanz

Die Impulsbilanz lässt sich mit den oben genannten Annahmen wie folgt vereinfachen:

$$\frac{d(mc)}{dt} = \sum_{i=1}^N A_i \rho_i c_i c_i - A_o \Delta p_f - \sum_{i=1}^N A_i p_i n_i - \sum_{i=1}^N A_i \rho_i g z_i n_i \quad (4.6)$$

Die Lösung der Impulsbilanz ist nur für die räumlich aufgelösten Modelle der Rohrleitungen erforderlich und auch hier wird die Gleichung auf eine Kräftebilanz (Gl. 4.7) reduziert, um den Systemdruck vorherzusagen. Diese starke Vereinfachung schließt eine Untersuchung von Schallwellenausbreitung in den Rohrleitungen aus, wie sie zum Beispiel für Havarie-Untersuchungen beim Schließen von Sicherheitsventilen vonnöten ist. Gegenstand der Untersuchung ist das Betriebsverhalten im auslegungsgemäßen Anfahr- und Gleitdruckbetrieb, in denen diese Phänomene ausgeschlossen werden können.

$$0 = - \sum_{i=1}^N A_o \Delta p_f - \sum_{i=1}^N A_i p_i n_i - \sum_{i=1}^N A_i \rho_i g z_i n_i \quad (4.7)$$

### 4.3 Bilanzgleichungen für geschlossene Systeme

Zentraler Punkt der Untersuchungen ist die Vorhersage und Bewertung der auftretenden Materialtemperaturen der dampfführenden Bauteile. Massenbilanz und Impulsbilanz reduzieren sich für geschlossene Systeme auf den trivialen Fall. Die Energiebilanz für das geschlossene, homogene System lautet:

$$\frac{dU_i}{dt} = \dot{Q}_{heiz} + \dot{Q} \quad \text{mit} \quad dU_i = m_i c_v(T_i) dT_i \quad (4.8)$$

Diese Gleichung gilt für dünnwandige Bauteile, die ein in Längsrichtung ausgeprägtes Temperaturfeld aufweisen – wie zum Beispiel die Berohrung von Wärmeübertragern. Dabei wird jedes Volumenelement der Rohrströmung mit einem Element der Rohrwand gekoppelt. Die Rohrleitung wird so in  $N$  axiale Volumenelemente diskretisiert, durch die ein Wärmestrom in radialer Richtung fließt. Ein Wärmestrom zwischen diesen Elementen kann vernachlässigt werden, da der Temperaturgradient in radiale Richtung denjenigen in axialer Richtung wegen der guten Temperaturleiteigenschaften von Metallen übersteigt.

In Gleichung 4.8 ist  $\dot{Q}_{heiz}$  der durch die Feuerung zugeführte Wärmestrom und  $\dot{Q}$  der vom Arbeitsmedium an die Wand abgegebene Wärmestrom (im Normalbetrieb negativ). Damit stellt der Term  $\dot{Q}$  die Kopplung zwischen der Energiebilanz für das Fluid (Gleichung 4.5) und der Wand (Gleichung 4.8) dar.

Zwischen den Rohrbündeln der einzelnen Wärmeübertrager sind zur Mischung der verschiedenen Kesselstränge dickwandige Sammler geschaltet. Diese Sammler werden nicht beheizt und weisen daher in axialer Richtung kaum Temperaturunterschiede auf, wohl aber in radialer Richtung. Aus diesem Grund kann auf eine axiale Diskretisierung des Systems verzichtet und Wärmeleitung in Längsrichtung vernachlässigt werden. Das Einsetzen der Fourier'schen Wärmeleitungsgleichung in die Energiebilanz für geschlossene Systeme und Berücksichtigung der Beziehung  $du = c_v dT$  führt zu:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad (4.9)$$

wobei die hier auftretende Konstante die Temperaturleitfähigkeit  $a := \lambda/c_p \rho$  ist. Eine ausführliche Herleitung der Differentialgleichung für das Temperaturfeld ist in [3] zu finden.

### 4.4 Wärmetransport an den Grenzflächen

Der Wärmeübergang zwischen einem Fluid und der Wand wird quantitativ durch die Wärmeübergangsgleichung nach Newton und mittels des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$

beschrieben und bildet damit die Kopplung zwischen den Energiebilanzen des Arbeitsmediums und denen der Rohrwände:

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (4.10)$$

Hierin ist  $\alpha$  der mittlere Wärmeübergangskoeffizient, der abhängig von Geometrie, Strömungsform und Temperaturfeld mit verschiedenen Ansätzen berechnet wird. Für Einphasenrohrströmung wird der Ansatz nach Dittus-Bölder verwendet <sup>1</sup> [80]:

$$\alpha = 0,023 \frac{k}{D} Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.11)$$

Hierin sind  $k$  die Oberflächenrauigkeit,  $D$  der Innendurchmesser,  $Re$  und  $Pr$  die Reynolds- bzw. Prandtl-Zahl.

Bei Zweiphasenströmung wird eine erweiterte Korrelation angewendet, die den verschlechterten Wärmeübergang nach dem Austrocknen der Rohrwände (Leidenfrost-Effekt) berücksichtigt. Auf eine genaue Beschreibung wird hier verzichtet, der Algorithmus ist in [80] dokumentiert.

Der Wärmeübergang an Turbinenwellen ist in [43] untersucht, in Anhang C wird eine kurze Zusammenfassung gegeben.

## 4.5 Druckverlust in Rohren und Armaturen

Der Druckverlust in Rohrleitungen bzw. von Ventilen und Drosseln wird mithilfe der Druckverlustgleichung beschrieben:

$$\Delta p = \frac{\rho v^2}{2} \left( \Lambda_R \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \quad (4.12)$$

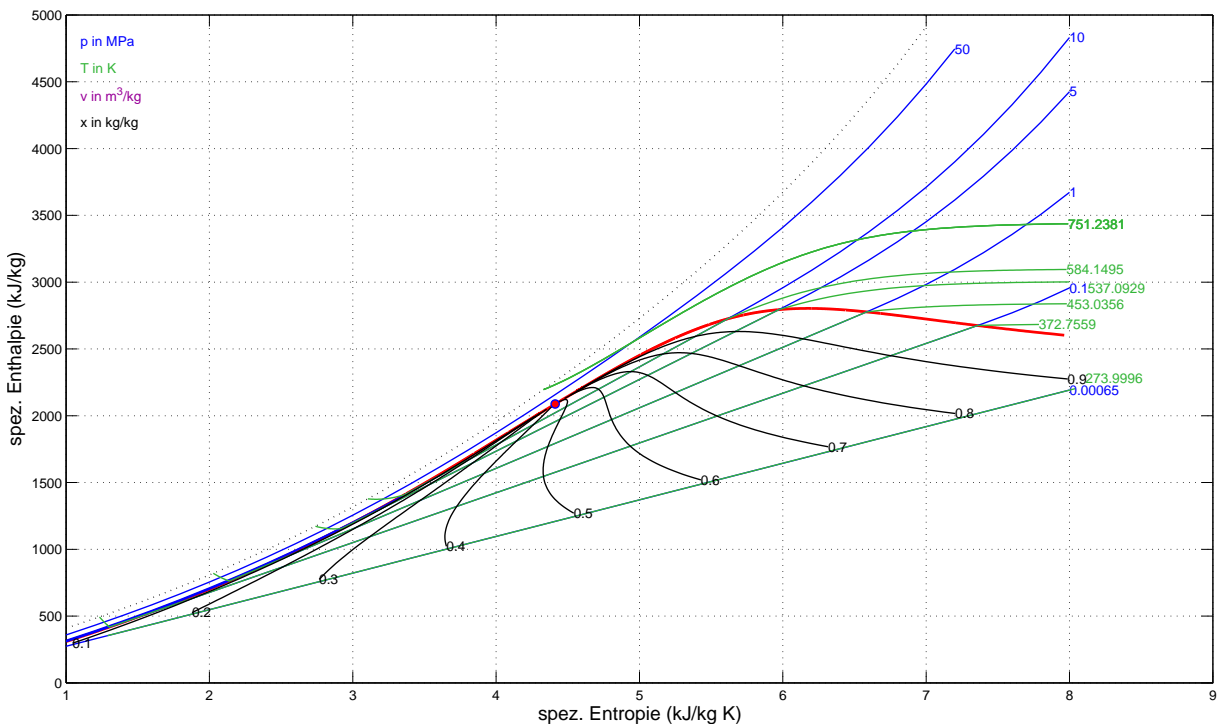
Der Druckverlust von Rohren wird durch die Rohrinne Durchmesser  $d$  und die Rohrlänge sowie der Rohrreibungszahl  $\Lambda_R$  quantifiziert.  $\Lambda_R$  wiederum ist eine Funktion von der Reynolds-Zahl und der Wandrauigkeit. Der Druckverlust von Blenden, Krümmern und Formstücken wird durch die Widerstandszahl  $\zeta$ , welche aus Tabellen entnommen werden kann, ausgedrückt.

---

<sup>1</sup>Von den zahlreichen in der Literatur zu findenden Korrelationen sind derzeit nur wenige in der ThermoPower-Bibliothek implementiert. Zukünftige Arbeiten sollten sich auf die in [100] vorgestellte Bibliothek stützen.

## 4.6 Zustandsgrößen und Materialkennwerte

Die Bestimmung der Zustandsgrößen von Wasser bzw. Dampf erfolgt mittels Zustandsfunktionen entsprechend dem Standard IF97. Die IAPWS Industrie-Formulierung 1997 besteht aus einem Satz von Gleichungen für verschiedene Zustandsbereiche, wobei insgesamt der Bereich  $0\text{ °C} \leq T \leq 800\text{ °C}$  und  $0,0061\text{ bar} \leq p \leq 1000\text{ bar}$  abgedeckt wird [30]. Der Hochtemperaturbereich der IF97 ( $800\text{ °C} \leq T \leq 2000\text{ °C}$  bei einem Druck von bis zu  $100\text{ bar}^2$ ) wird im Kraftwerksbereich nicht erreicht.



**Abbildung 4.3: Mollier-hs-Diagramm für Wasserdampf: Die Stoffwerte für Wasser und Dampf sind gemäß des Industrie-Standards IAPWS IF97 implementiert; diese Funktionsdatenbank ist Teil der Modelica Standard-Bibliothek**

Für die Vorhersage von Bauteilbelastungen werden aktuelle, temperaturabhängige Werkstoffkennwerte benötigt. Die Auswahl an Materialmodellen beschränkt sich auf die weit verbreiteten warmfesten Stähle 13CrMo4-4, 10CrMo9-10 und den hochwarmfesten Stahl X20CrMoV12-1. Zu den benötigten Eigenschaften zählen:

- mittlere spezifische Wärmekapazität  $c$
- linearer Längenausdehnungskoeffizient  $\alpha$
- Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$
- Querkontraktionszahl  $\nu$
- Streckgrenze  $R_e$
- Zugfestigkeit  $R_m$
- Elastizitätsmodul  $E$
- Dichte  $\rho$

<sup>2</sup>die Revision von 2007 [31] erweitert den Hochtemperaturbereich nochmals bis auf  $500\text{ bar}$

## 4.7 Vereinfachungen & Annahmen

Um den Modellaufwand zu verringern und die Rechenzeit zu verkürzen, werden bestimmte Annahmen getroffen und Vereinfachungen vorgenommen, welche im nachfolgenden Kapitel aufgelistet und erläutert werden.

### 4.7.1 Kleine Volumina

Bei Komponenten mit einem kleinen inneren Volumen wurde dieses komplett vernachlässigt. Mathematisch bedeutet dies, dass die Kontinuitätsgleichung in die stationäre Form übergeht:

$$0 = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \quad (4.13)$$

Analoges gilt für die Energiebilanz. Derart vereinfachte Komponenten besitzen in Folge keinen Energie- und Massenspeicher und zeigen somit auch kein Zeitverhalten mehr, d.h. sie reagieren instantan auf Störungen. Zulässig ist eine solche Vorgehensweise zum Beispiel bei Turbinen und Drosseln, da hier die Strömungsgeschwindigkeit groß ist im Vergleich zum Einspeichervermögen.

### 4.7.2 Druck

Bei Betrachtung der Energie- und Impulsbilanz wird der dynamische Druck komplett vernachlässigt. Bei typischen Geschwindigkeiten von  $0,5 - 1,5 \text{ m/s}$  für Wasser und einer Dichte von  $621 \text{ kg/m}^3$  bei Speisewasserbedingungen und  $10 - 80 \text{ m/s}$  für Dampf sowie einer Dichte von  $84,6 \text{ kg/m}^3$  bei Frischdampfbedingungen ergeben sich dynamische Drücke von  $3 \text{ mbar}$  für Wasser und  $857 \text{ mbar}$  für Dampf. Diese sind gering im Vergleich zu den statischen Drücken von  $300 \text{ bar}$  des Speisewassers bzw.  $262 \text{ bar}$  des Frischdampfes. Ebenso werden die Druckverluste von Komponenten mit geringen Widerstandsbeiwerten im Vergleich zu denen von Drosseln und Ventilen wie z.B. von kurzen, glatten Rohrstücken sowie Ein- und Auslasswiderständen von Behältern vernachlässigt.

### 4.7.3 Räumliche Auflösung des Wandwärmeübergangs

Bei der Modellierung des Wandwärmeübergangs wird unterschieden nach dick- und dünnwandigen Bauteilen sowie nach Position des Bauteils. Generell werden alle Wärmeüber-

trager innerhalb der Kesseldämmung als nach außen adiabat betrachtet, es treten keine Verlustwärmeströme nach außen auf. Diese dünnwandigen Bauteile werden axial diskretisiert, da der Temperaturgradient in Längsrichtung aufgrund der dünnen Wandstärke sowie der Beheizung groß gegenüber dem radialen Temperaturgradienten ist.

Bei dickwandigen Bauteilen, wie z.B. den sich außerhalb der Umfassungswände des Kessels befindenden Sammlern, Verteilern und Zyklonabscheidern, wird die Wand radial diskretisiert, da der radiale Temperaturgradient aufgrund der großen Wandstärke dominiert. Für diese Bauteile wird auch der für den Temperaturverlauf in den Wänden mitbestimmende Wärmeverlust berücksichtigt. Die Wärmekapazität von Rohrleitungen, Drosseln und Mischern wird vernachlässigt.

#### 4.7.4 Vernachlässigung von Verbindungsrohren

Die relativ kurzen Verbindungsrohre zwischen den Überhitzern Ü1, Ü2, Ü3 und Ü4 sowie die Verbindungsrohre zwischen den Zwischenüberhitzern ZÜ1 und ZÜ2 werden nicht abgebildet, d.h. die modellierten Blöcke sind somit „direkt“ verbunden und Störungen breiten sich in Folge dessen verzögerungs- und verlustfrei zwischen zwei Komponenten aus. Dies ist solange zulässig, wie die Rohrvolumina und -reibungsverluste klein gegenüber denen der modellierten Bauteile sind. Die langen Steig- und Fallrohre vor Eco und ZÜ1 bzw. nach Verdampfer, Ü4 und ZÜ2 werden wegen Ihrer großen Länge und den damit verbundenen Einfluss auf die Dynamik des Blocks berücksichtigt.

#### 4.7.5 Pumpe als Kennfeld

Das Verhalten von Pumpen wird mithilfe von Kennfeldern beschrieben. Hierbei wird der resultierende Volumenstrom bei vorgegebener Drehzahl und Druckdifferenz aus Tabellenwerten interpoliert. Der Energiebedarf der Pumpe sowie der Eintrag von Verlustwärme ins Fluid ergeben sich aus dem hydraulischen Wirkungsgrad der Pumpe.

#### 4.7.6 Vereinfachung der Vorwärmer

**Anfahr-Betrieb** Die ND-Vorwärmer werden vernachlässigt, im Speisewasserbehälter wird eine konstante Enthalpie angenommen. Der insgesamt an die Rohrbündel der drei HD-Vorwärmer (vgl. auch Abbildung 2.1) übertragene Wärmestrom ergibt sich zu:

$$\dot{Q}_{VW} = \sum_{i=1}^3 \dot{m}_i (h_i - h_{SWB}) \quad (4.14)$$

Damit ist die thermische Einspeicherung auf der Dampfseite der Wärmeübertrager vernachlässigt, was mit Blick auf das verhältnismäßig große Einspeichervermögen der Metallmassen der Vorwärmer jedoch zulässig ist.

**Benson-Betrieb** Die Kesseleintrittsenthalpie in Abhängigkeit des Speisewasserdruckes (und damit von der Last) ist in einer Kennlinie nach Informationen des Kraftwerksbetreibers hinterlegt und dient als zeitvariable Randbedingung. Einspeicherung von Energie und Masse in den Vorwärmern wird mithilfe eines PT1-Gliedes berücksichtigt.

## 4.8 Modellbildung im Detail – zwei Beispiele

Aus Platzgründen seien an dieser Stelle nur zwei der erstellten Modelle näher erläutert, weitere thermodynamische Modelle sind im Anhang C diskutiert.

### 4.8.1 Feuerung

Der Dampferzeuger kann als Reihenschaltung von acht Wärmeübertragern angesehen werden, das Modell der Feuerung bildet den Wärmestrom nach, der auf jeden dieser Wärmeübertrager zum aktuellen Zeitpunkt übertragen wird.

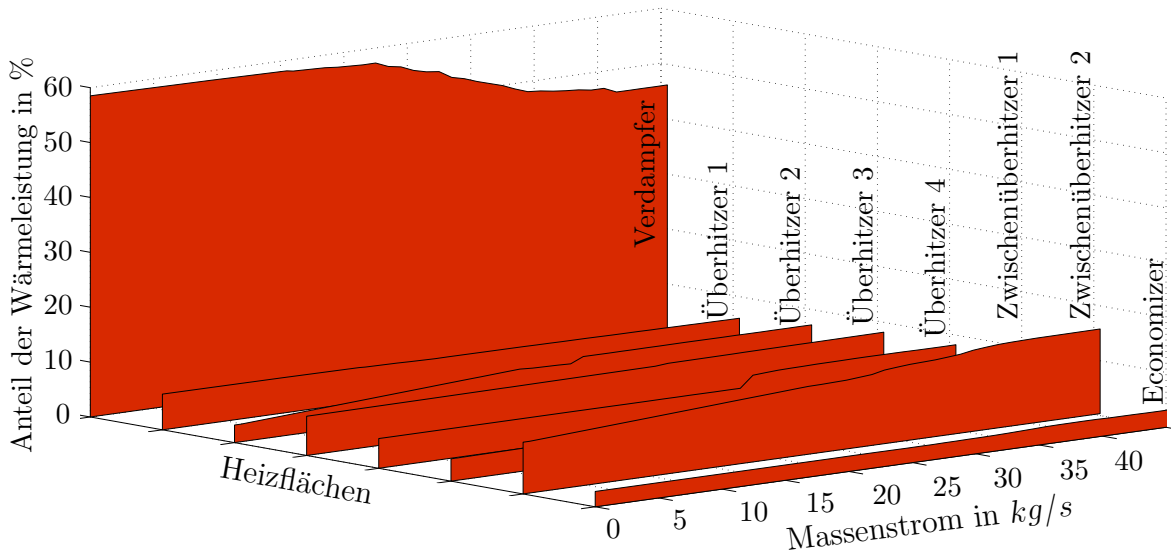
Auf eine physikalisch-/chemisch basierte Modellierung der Feuerung mit Berücksichtigung des Brennstoffumsatzes (wie sie zum Beispiel in [8] und [33] vorgestellt wird) und der Wärmeübertragung durch Strahlung und Konvektion (zum Beispiel in [9] behandelt) wurde verzichtet. Stattdessen wird der aktuelle Wärmestrom, der an die  $i$ -te Heizfläche übertragen wird, nach Gleichung 4.15 berechnet.

$$\dot{Q}_{iF} = H_u \cdot \dot{m}_{iF} \cdot y_{iF}(\dot{m}_{iF}) \cdot k_{\Delta T} \quad (4.15)$$

Hierin wird der Quotient aus dem an Heizfläche  $i$  übertragene Wärmestrom und der Gesamtfeuerleistung  $\frac{\dot{Q}_{iF}}{\dot{Q}_{ges}}$  mit  $y_{iF}(\dot{m}_{iF})$  bezeichnet. Dieser so definierte „Feuerungsfaktor“ ist lastabhängig für die einzelnen Heizflächen in einem Kennfeld, das aus Betriebsmessdaten des Kraftwerks Rostock abgeleitet wurde, hinterlegt (siehe Abbildung 4.4).

Um die Zeitverzögerung durch den Rauchgastransport zur  $i$ -ten Heizfläche abzubilden, ist der in den Kessel eingebrachte Brennstoffmassenstrom  $\dot{m}_B$  über PT1-Glieder verzögert und bildet so die „effektiven Brennstoffmassenströme“  $\dot{m}_{iF}$ .

Die so ermittelten heizflächenspezifischen Wärmeströme entsprechen der stationären Lösung für den jeweiligen Brennstoffmassenstrom. Aus diesem Grund werden zwei Korrekturen an den ermittelten Wärmeströmen vorgenommen. So werden zunächst die Wärme-



**Abbildung 4.4:** Die an die verschiedenen Heizflächen übertragene Wärme wird im Wesentlichen durch ein lastabhängiges Kennfeld ermittelt. Korrekturfaktoren, die die aktuellen Rohrwandtemperaturen berücksichtigen, sichern die Konservativität im instationären Betrieb.

ströme mittels eines Verzögerungsgliedes erster Ordnung behaftet, welches das Energiespeichervermögen der Ascheablagerungen auf den Heizflächen und die Laufzeitverzögerung aufgrund des Weges zwischen Flammenschwerpunkt und der jeweiligen Heizfläche repräsentiert. Weiterhin gilt, dass die durch das Kennfeld gewonnenen stationären Wärmeströme nur gültig sind für die an dem jeweiligen Wärmeübertrager anliegende stationäre Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas und Heizfläche. Da diese Temperaturdifferenz jedoch im instationären Betrieb von der stationären Lösung abweicht, erfolgt eine Korrektur der Wärmeströme mit dem Quotienten der stationären und instationären Temperaturdifferenzen. Um die Konservativität zu gewährleisten, werden die Korrekturfaktoren der Heizflächen so normiert, dass die Summe aller übertragenen Wärmeströme konstant bleibt. Die Berechnung des so gewonnenen normierten Korrekturfaktors  $k_{\Delta T}$  zeigt die folgende Formel:

$$k_{\Delta T} = \frac{T_{\text{Rauchgas}} - T_{\text{Wand}}^{\text{stationär}}}{T_{\text{Rauchgas}} - T_{\text{Wand}}^{\text{instationär}}} \frac{n_{\text{Heizflächen}}}{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta T^{\text{stationär}}}{\Delta T^{\text{instationär}}}} \quad (4.16)$$

Ausgenommen von der zweiten Korrektur ist der Verdampfer, dessen Wärmeübertragung strahlungsdominiert ist und bei dem die Änderung der Wandtemperatur nur geringen Einfluss auf den Wärmestrom hat.

Eine derartige Vereinfachung des Modells ist im Falle des steinkohlegefeuerten Kessels zulässig, da die Zeitkonstanten des chemischen Reaktionsumsatzes, der Wärmeübertragung



an die Außenseiten der Heizflächen sowie der gasseitigen Energieeinspeicherung klein sind im Vergleich zum Zeitverhalten der Brennstoffaufbereitung durch die Kohlemühlen und die Wärmeleitung und Energieeinspeicherung im Metall der Kesselkomponenten.

### 4.8.2 Dampferzeuger

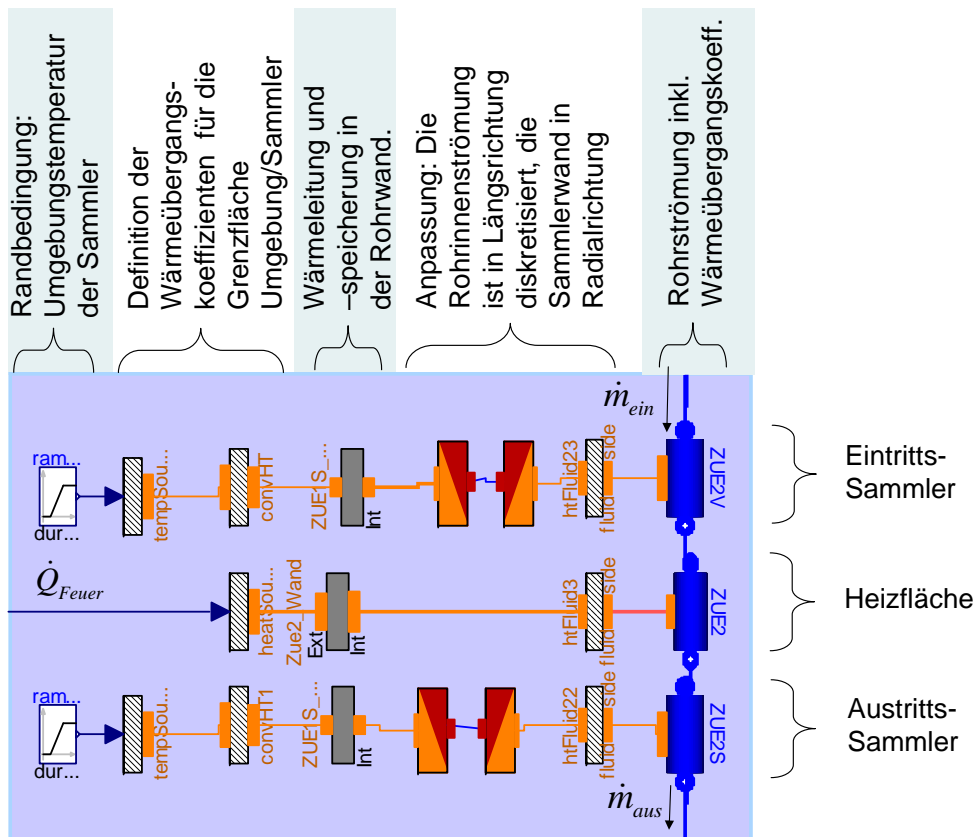
Das Modell des Kessels unterscheidet acht verschiedene Heizflächen: Economizer, Verdampfer sowie vier Überhitzer- und zwei Zwischenüberhitzerheizflächen. Zwischen den Überhitzern Ü1 und Ü2 sowie zwischen Ü3 und Ü4 und den beiden Überhitzerheizflächen ZÜ1 und ZÜ2 sind jeweils Einspritzkühler zur Temperaturregelung angeordnet. Die vor und nach den Heizflächen angeordneten Ein- und Austrittssammler sind ebenfalls modelliert und für die zu untersuchende Fragestellung von besonderer Bedeutung: Die in diesen Bauteilen auftretenden räumlichen und zeitlichen Temperaturschwankungen sind maßgeblich für die zulässigen Lastgradienten. Daher wird die Wärmezu- und abfuhr in den dickwandigen Sammlern berücksichtigt. Die Bauteilwand wird dabei nur in radialer Richtung räumlich diskretisiert, Wandtemperaturänderungen längs der Strömungsrichtung werden vernachlässigt, da die Sammler unbeheizt sind. Um einen Überblick über die Modellierung von Wärmeübertragern auf System-Ebene zu vermitteln, ist das Modell eines Zwischenüberhitzers in Abbildung 4.5 dargestellt. So wird ein Überhitzer durch mehrere Teilmodule repräsentiert: Die eindimensionale Rohrströmung und die an der Rohrrinnenfläche auftretende konvektive Wärmeübertragung wird durch ein Modul abgebildet, die Wärmeleitung in der Sammlerwand durch ein weiteres Modul.

Die Wärmeübertragung über die Systemgrenzen von einem Modul zum anderen wird durch einen so genannten Konnektor erzeugt. Damit sind die beiden Teilmodelle zu einem Bauteil gekoppelt. Um Module mit unterschiedlicher Anzahl an Konnektoren oder Konnektoren unterschiedlicher Dimensionalität verknüpfen zu können, stehen Adapter-Module zur Verfügung.

## 4.9 Abbildung des Blockleitsystems

### 4.9.1 Umfang und Fokus des implementierten Blockleitsystems

Da die Zustände des thermodynamischen Kreisprozesses sowie die daraus resultierenden Bauteilbeanspruchungen maßgeblich durch die Stellgrößen von Brennstoffzuteiler, Pumpen und Ventilen bestimmt werden, sind die entsprechenden Funktionalitäten in geeigneter Weise zu implementieren und an das Prozessmodell zu koppeln. Für die in Kapitel 7 diskutierten Untersuchungen sind die folgenden Regler umgesetzt:



**Abbildung 4.5: Der Ausschnitt aus der Dymola-Arbeitsfläche für einen Zwischenüberhitzer verdeutlicht den modularen Aufbau der Modelle. Es werden mehrere generische Teilmodelle verknüpft, um den Rohrbündelwärmeübertrager und die dazugehörigen Sammler abzubilden.**

- Blockführung / Brennstoffmassenstrom
- Speisewasserpumpe
- Einspritzmassenströme
- Umwälzmenge
- Umwälzkreislauf
- Turbinenumleitstationen
- Turbinenventile

Nach einem kurzen Überblick über das Regelkonzept des Kraftwerk Rostock werden in den Abschnitten 4.9.3 bis 4.9.6 die modellgestützte Vorsteuerung und Korrektur des Brennstoffmassenstroms und des Speisewassermassenstroms erläutert. Im Anhang D sind die verbleibenden Regelungsstrukturen beschrieben.

### 4.9.2 Prinzip der modellgestützten Blockregelung

Blockleitsysteme haben die Aufgabe, das Zusammenwirken von Kessel und Turbine bestmöglich zu koordinieren. Stand der Technik ist das modellgestützte Blockregelkonzept nach [102].

Dieses Konzept beinhaltet eine prozessmodellgestützte Vorsteuerung mit dynamischer Sollwertführung für den Frischdampfdruck und die Generatorwirkleistung. Idealerweise ist das Übertragungsverhalten von realem Kraftwerksblock und Prozessmodell identisch, so dass die dynamisch geführten Sollwerte gleich den Istwerten sind. Somit greift der Leistungs- und/oder Druckregler gar nicht oder nur schwach in den Prozess ein [121]. Die Vorteile dieses Blockregel- und Führungskonzeptes sind insbesondere:

- Wesentliche Verbesserung der Dynamik, ohne die Stabilität zu beeinflussen
- Zusätzliche Freiheitsgrade bei der Optimierung von Führungs- und Störverhalten
- Geringere Regelarbeit der Stellglieder, dadurch materialschonenderer Betrieb
- Vorsteuerung und Regelung können unabhängig voneinander optimiert werden
- Entkopplung von Regelkreisen für Druck, Speisewasser, Brennstoff und Turbine

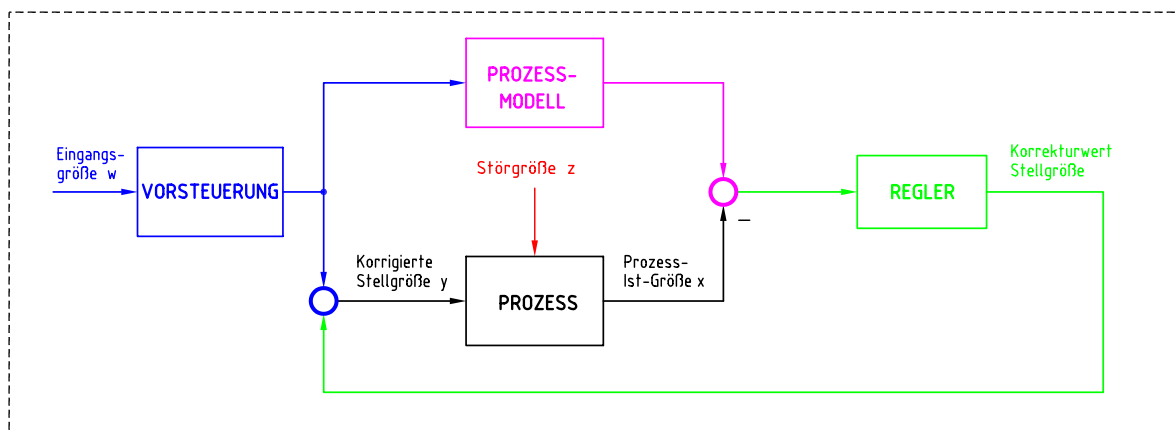
Zur Beherrschung größerer Laständerungen wird der Brennstoffsollwert gezielt übersteuert, und zwar so, dass die zusätzlich bereitzustellende Wärmeleistung der Fehlenergie entspricht, die sich durch die verzögert wirksame Leistungserhöhung des Dampferzeugers ergibt.

Die Blockregelung erfolgt durch Stelleingriffe an den Kessel über die Brennstoff-Führungsregelung und an die Speisewasserpumpe über die Speisewasser-Führungsregelung sowie an die Turbine über die Turbinenregelung unter Berücksichtigung dynamischer Modelle für den Frischdampfdruck und die Generatorwirkleistung. Die Enthalpie am Eintritt des Überhitzers ist ein Maß für das Gleichgewicht zwischen der Beheizung des Kessels und dem Speisewassermassenstrom. Sie wirkt korrigierend auf die Brennstoffzufuhr und bestimmt die dynamisch richtige Zufuhr des Speisewassers, so dass keine Schäden an den Überhitzerheizflächen auftreten können.

Beim Betrieb der Anlage stellt jede Bewegung von Steuerschiebern, Ventilen und Antrieben einen gewissen Verschleißprozess dar. Je häufiger und intensiver korrigierende Eingriffe durch das Leitsystem vorgenommen werden, umso höher sind die daraus resultierenden Verschleißkosten. Abweichungen der einzelnen Regelgrößen von ihren Sollwerten verursachen bei reiner Sollwertregelung einen erhöhten Verschleiß der Stellglieder. Durch das gezielte Steuern des Kraftwerksprozesses sollen die notwendigen Reglereingriffe der Blockregelung weitestgehend minimiert werden.

Aus diesem Grund wurde, wie heute bei anderen modernen Anlagen ebenfalls üblich, ein Prozessmodell in die Blockleittechnik integriert. Dieses Prozessmodell, auch als „Prä-

diktator“ (wörtl. „Vorhersager“) bezeichnet, stellt eine dynamische Nachbildung des Kraftwerksprozesses dar. Es bildet den dynamischen Vorgang des Mahlens der Kohle, deren Verbrennung und die Übertragung der Wärmeenergie an den Wasser-/Dampfkreislauf sowie die Leistungsumsetzung in der Turbine in den verschiedenen Arbeitspunkten mithilfe von regelungstechnischen Übertragungsfunktionen nach. Das schematische Grundprinzip dieses Konzeptes wird in Abbildung 4.6 verdeutlicht. Die Ausgangssignale der Prädiktoren werden mit den tatsächlichen Ist-Werten der Anlage verglichen. Die verbleibenden Abweichungen werden an die entsprechenden Regelkreise weitergeleitet und dadurch die zugehörigen Stellgrößen durch den eigentlichen Regler korrigiert. Durch das gezielte Steuern mithilfe des Prozessmodells wird außerdem eine weitestgehende Entkopplung der einzelnen Regler voneinander ermöglicht.



**Abbildung 4.6: Das Grundprinzip der modellgestützten Blockregelung: Ein kennlinienbasierter Vorsteuerwert wird mittels eines Reglers korrigiert [122].**

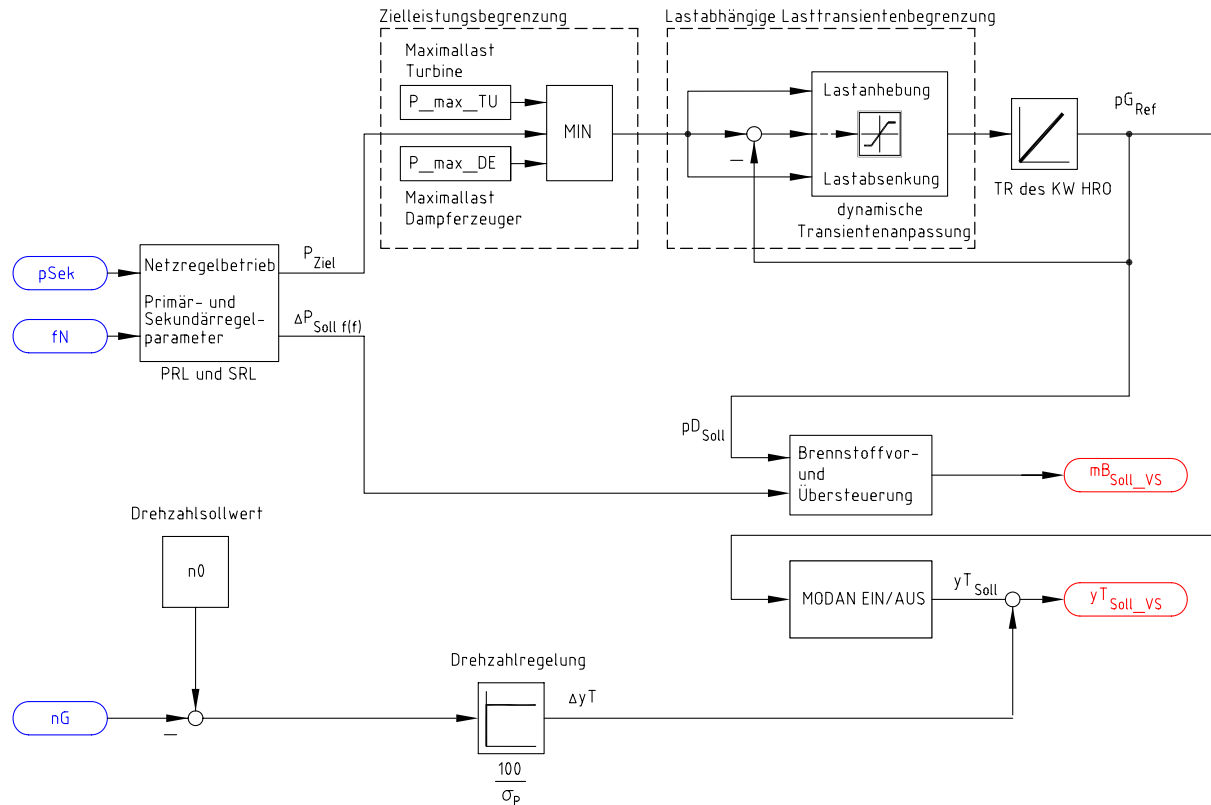
Die genauen Parameter des Prozessmodells bilden die Grundlage für die modellgestützte Blockregelung und sind im Allgemeinen Firmengeheimnis des jeweiligen Herstellers (hier ABB) und nicht zugänglich. Bei der Nachbildung des Blockleitsystems sind daher einige Parameter zu schätzen.

### Blockführung und Vorsteuerung

Die Blockführungsstruktur des Kraftwerks ist in Abbildung 4.7 schematisch dargestellt. Sie beinhaltet die wesentlichen Merkmale der modellgestützten Blocksteuerung:

- direkter Eingriff des Drehzahlreglers in die Vorsteuerung zur Unterstützung der geforderten Sekunden-Reserveleistung im Primärregelbetrieb

- lastabhängige Anpassung der Leistungstransienten zur Begrenzung der Generatorzieleleistung  $p_{G-Ref}$  und Einhaltung der maximalen thermischen und mechanischen Leistungsvermögen von Dampferzeuger und Turbosatz
- dampferzeuger- und turbinenseitige Übersteuerung der Stellgrößen zur Beherrschung sprungförmiger Netzstörungen bei Primärregelbetrieb



**Abbildung 4.7: Übersicht der modellierten Blockführung [105]: Die zulässige Laständerungsgeschwindigkeit des Kraftwerks wird durch die Blockführung festgelegt. Sie erzeugt die Vorsteuerwerte für den Kohlezuteiler und die Ventilstellung des Turbinenventils**

Die Blockführung erzeugt zunächst Vorsteuergrößen. Die Steuergröße  $p_{Ziel}$  wird aus dem Sekundärregelsignal  $p_{Sek}$  des Netzreglers und der Fahrplanleistung des Lastverteilers gebildet. Hierbei wird eine Leistungs- und Transientenbegrenzung zur Einhaltung der Anlagengrenzwerte vorgenommen. Das Signal von  $p_{Sek}$  wird nur bei aktiviertem Sekundärregelbetrieb berücksichtigt. Bei Primärregelbetrieb wird mithilfe der aktuellen Netzfrequenz  $f_N$ , bzw. der Netzfrequenzabweichung  $\Delta f_N$ , der Primärregelanteil ermittelt. Die resultierende Leistung bildet die Steuergröße  $p_{G-Ref}$ . Mit ihrer Hilfe wird zum Einen unter Berücksichtigung der aktuellen Drehzahlabweichung des Generators von ihrem Sollwert die Vorsteuergröße  $y_{T-SollVS}$  und zum Anderen mithilfe der netzfrequenzabhängigen Größe  $\Delta P_{Soll}$  die Vorsteuergröße  $\dot{m}_{B-SollVS}$  gebildet.

Die Vor- bzw. Übersteuerung des Brennstoffmassenstromes  $\dot{m}_B$  erfolgt über zwei DT1-Glieder. Der D-Anteil ermöglicht einen verstärkten Massenstromsollwert des Brennstoffs bei sprunghaftigen Änderungen der Netzfrequenz. Die Übersteuerung der Turbinenventilstellung wird durch  $yT_{SollVS}$  in Abhängigkeit von der aktuellen Generatorfrequenz erreicht. Hier wurde die Vereinfachung vorgenommen, dass die Generatorfrequenz immer direkt der Netzfrequenz  $f_N$  in bezogenen Größen entspricht. Da die Drehzahl des Synchrongenerators im Netzbetrieb physikalisch an die Netzfrequenz gebunden ist, ergeben sich durch diese Vereinfachung keine nennenswerten Abweichungen für die Blockführung.

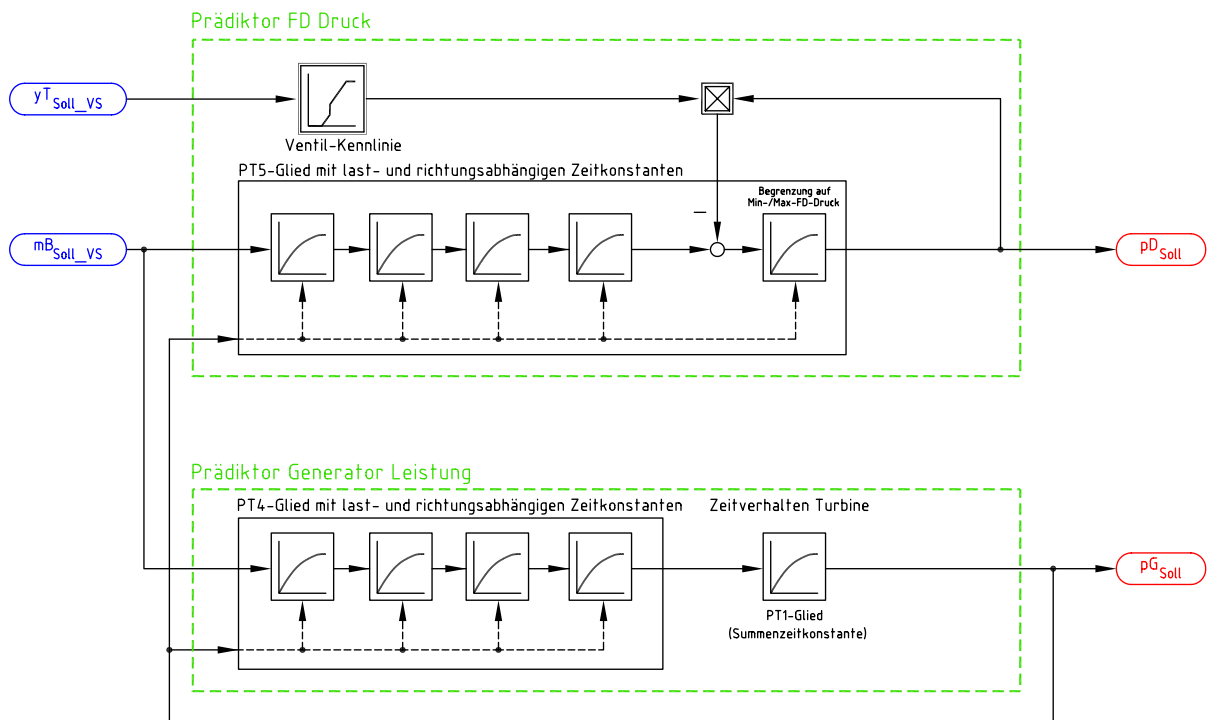
### Mehr Stabilität durch Entkopplung

Wie bereits im vorangegangenen Abschnitt erwähnt, entsprechen bei ideal eingestellten Zeitkonstanten in den Prädiktoren die Sollwerte direkt den Ist-Werten. Auf Grund dieser Philosophie können die eigentlichen Regler auf das Störverhalten hin optimiert werden. Im Idealfall greifen sie also nur bei prozessspezifischen Störgrößen ein. Bei solchen Störgrößen kann es sich beispielsweise um Verunreinigungen des Brennstoffs hinsichtlich des Brennwertes oder Temperaturschwankungen im Dampferzeugerkreislauf handeln. Die Nachbildung des Kraftwerksprozesses durch das Prozessmodell ermöglicht eine Koordinierung der ansonsten unabhängig voneinander arbeitenden Sollwertregelungen. Stabilitätsprobleme, verursacht durch die relativ trägen Kohlefeuerungen und Schwankungen des integral wirkenden Kessels, können weitestgehend verhindert werden. [102]

### 4.9.3 Vorsteuerung des Brennstoffmassenstroms

Das Prozessmodell bzw. der Prädiktor bildet aus den Vorsteuergrößen  $\dot{m}_{B-SollVS}$  und  $yT_{SollVS}$  die eigentlichen Sollwerte. Für den Sollwert Generatorleistung wird  $p_{G-Soll}$  und für den Frischdampfdrucksollwert wird  $p_{D-Soll}$  berechnet. Die Struktur der Prädiktoren ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Sie bestehen im Wesentlichen aus einer PT4- bzw. PT5-Verzögerungsstrecke. Die Besonderheit liegt hierbei in der Anpassungsfähigkeit der Zeitkonstanten an den jeweiligen Arbeitspunkt. Damit wird zum Einen eine lastabhängige und zum Anderen eine richtungsabhängige Adaptierung der Zeitkonstanten möglich. Die Richtungsabhängigkeit bezieht sich auf das Anheben oder Absenken der Leistung. Die genauen Parameter, mit denen die lastabhängigen Zeitkonstanten bewertet werden, können jedoch ohne genaue Herstellerangaben nur näherungsweise ermittelt werden.

Die einzelnen Verzögerungsglieder 1. Ordnung bilden dabei das Übertragungsverhalten des Kraftwerksprozesses bzw. der für die Leistungsumsetzung erforderlichen Kraftwerkskomponenten nach. Diese Zeitkonstanten werden beim realen Kraftwerk unterschiedlich voneinander bewertet. Im Modell wird aufgrund unzureichender Daten nur eine Unter-



**Abbildung 4.8:** Die Modelle für den idealen Kraftwerksbetrieb bestehen aus Übertragungsfunktionen, das reale Verhalten im dynamischen Betrieb (wo zum Beispiel Überschwingen von Prozessgrößen durch Übersteuerung der Stellgrößen auftreten kann) wird nicht erfasst.

scheidung zwischen den beiden Prädiktoren vorgenommen. Ansonsten werden die vier bzw. fünf Verzögerungsglieder gleich bewertet. Es besteht jedoch die Möglichkeit zum nachträglichen Ergänzen dieser Einzelbewertung.

#### 4.9.4 Korrektur des Brennstoffmassenstroms

##### Natürlicher Gleitdruckbetrieb - „MODAN AUS“

Wird das Kraftwerk im natürlichen Gleitdruckbetrieb gefahren, bildet die Generatorleistung mit dem Sollwert  $P_{G-Soll}$  die einzige direkte Regelgröße. Der Ausgangswert des Leistungsreglers bildet direkt mit dem Vorsteuerwert  $\dot{m}_{B-SollVS}$  den notwendigen Brennstoffmassenstrom  $\dot{m}_{B-Soll}$ . Der Frischdampfdruck-Regler wird überbrückt und hat keinen Einfluss. Der Brennstoffmassenstrom wird lediglich durch das Korrektursignal  $\Delta\dot{m}_B$ , auf das noch näher eingegangen wird, korrigierend verändert.

### Modifizierter Gleitdruckbetrieb - „MODAN EIN“

In dieser Betriebsart sind sowohl die Generatorleistung  $P_G$  als auch der Frischdampfdruck  $p_D$  die Regelgrößen. Dabei wird  $P_G$  über den Brennstoffmassenstrom und  $p_D$  über die Stellung des Turbinenventils geregelt. Im Gegensatz zum natürlichen Gleitdruckbetrieb wirkt nun auch der Frischdampfdruck-Regler auf den Brennstoffmassenstrom. Das Eingangssignal für diesen Regler wird aus der Abweichung des Prozessmodells vom tatsächlichen Kraftwerksprozess gebildet. Durch ein zusätzliches DT1-Glied wird bei sprunghaftigen Druckschwankungen schneller reagiert. Mögliche Abweichungen der tatsächlichen Turbinenventilstellung  $y_T$  von ihrem Sollwert werden außerdem vom überlagerten Stellungsregler berücksichtigt. Bei den Reglern handelt es sich um PI-Regelungen. Das Ausgangssignal des Frischdampfdruck-Reglers bildet zusammen mit dem vorgesteuerten Brennstoffmassenstrom  $\dot{m}_{B-SollVS}$  den Sollwert  $\dot{m}_{B-Soll}$ . Auch hier wird durch  $\Delta\dot{m}_B$ , falls notwendig, korrigierend eingegriffen.

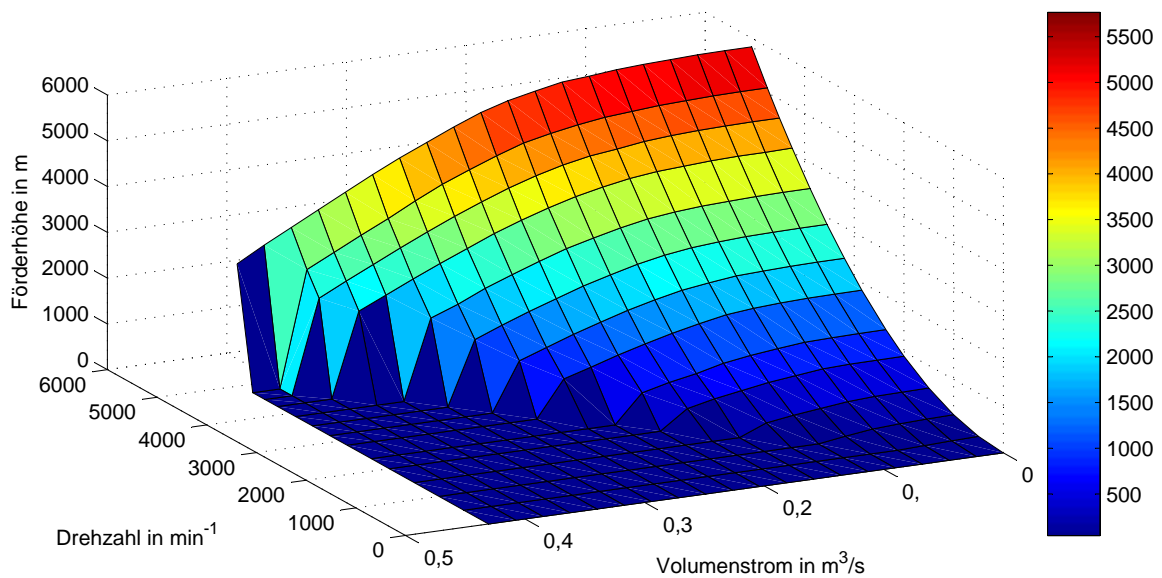
## 4.9.5 Vorsteuerung der Speisewasserpumpe

### Benson-Betrieb

Der zur Kühlung des Dampferzeugers benötigte Speisewassermassenstrom ist näherungsweise proportional zum Brennstoffmassenstrom. Zur Verbesserung der Dynamik wird das Eingangssignal  $\dot{m}_{B-SollVS}$  über ein PD-Glied geschaltet. Der Sollwert des Speisewassermassenstroms wird aus der Summe des aus dem Brennstoff-Vorsteuerwert  $\dot{m}_{B-SollVS}$  gebildeten Vorsteuersignals und dem Ausgangssignal  $\Delta\dot{m}_B$  der Enthalpieregulierung (siehe Abschnitt 4.9.6) gebildet. Zu beachten ist hierbei, dass gegebenenfalls Umrechnungen von *per Unit* in reale Größen vorgenommen werden.

Die zur Förderung dieses Massenstroms bei aktueller Druckdifferenz über die Pumpe  $\Delta p$  notwendige Drehzahl wird über ein Kennfeld (siehe Abbildung 4.9) berechnet. Als Hilfsgröße dient die aktuelle Druckdifferenz über die Pumpe. Der Ausgangswert der Drehzahlsteuerung ist der Drehzahlsollwert  $n_{Sp-Soll}$ . Im realen Kraftwerk wird auf die zusätzlichen Druckmessungen verzichtet und die Drehzahl mithilfe einer Kennlinie in Abhängigkeit vom Sollwert Massenstrom gebildet. Diese Kennlinie stellt die Schnittlinie von Speisewasserkennfeld und hydraulischer Kennlinie des Kreislaufs dar. Da die Zeitkonstanten für Lastpunktänderungen und Enthalpieregler deutlich größer sind als diejenigen der Druckschwingungen im System, kann davon ausgegangen werden, dass die beiden Varianten der Speisewasserpumpenvorsteuerung dieselbe Charakteristik aufweisen.





**Abbildung 4.9: Das Kennfeld zur Steuerung der Speisewasserpumpen**

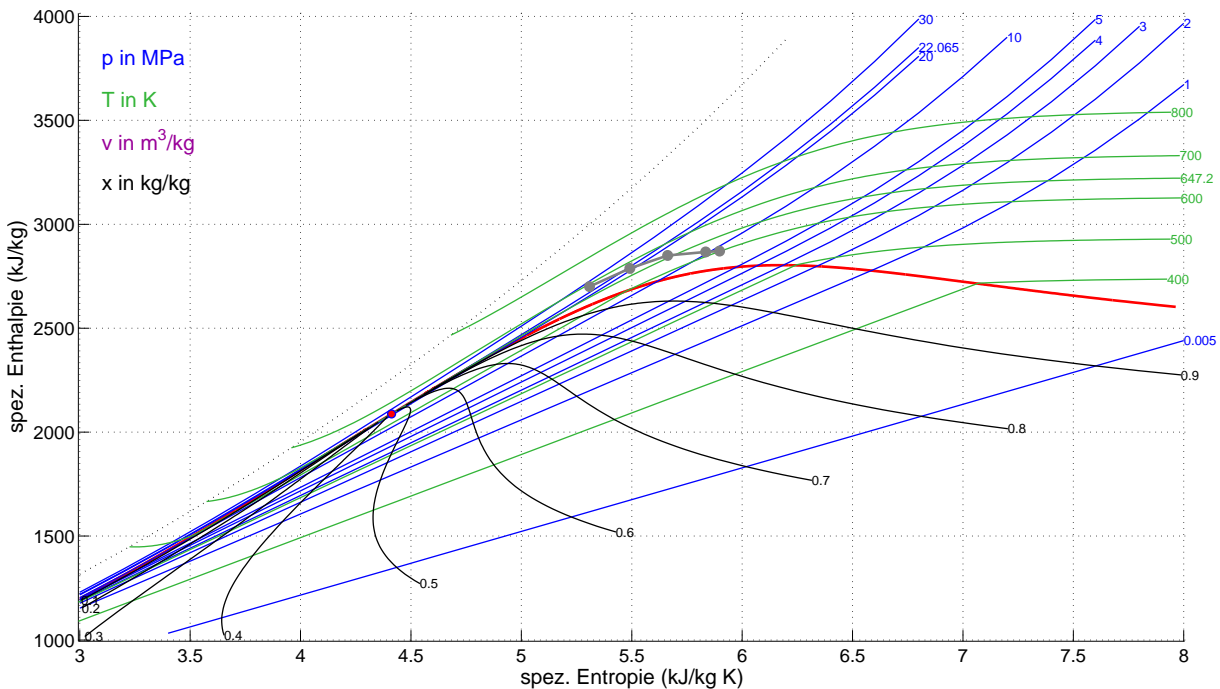
### Anfahrbetrieb

Im Anfahrbetrieb sichern die Speisewasserpumpen eine ausreichende Kühlung des Verdampfers und speisen daher die im Verdampfer verdampfte und in die Überhitzer-Heizflächen geströmte Menge nach. Der aktuelle Sollwert des Speisewassermassenstroms ist demnach die Differenz aus Mindest-Verdampferdurchfluss  $\dot{m}_{V-min}$  und dem aktuellen Umwälzmassenstrom  $\dot{m}_{UW}$ .

## 4.9.6 Korrektur der Speisewasserdrehzahl (Enthalpie-Regelung)

### Benson-Betrieb

Die Enthalpie-Regelung besitzt als Einzige einen PID-Regler. Ihr Eingangssignal wird aus der Differenz des aktuellen Enthalpiewertes und der für den aktuellen Arbeitspunkt üblichen Enthalpie gebildet. Zur Bestimmung des Enthalpiewertes in Abhängigkeit vom Arbeitspunkt ist eine Kennlinie hinterlegt, siehe Abbildung 4.10. Dieser Enthalpiewert wird anschließend durch das Ausgangssignal des Temperaturdifferenz-Reglers der Verdampfer-Einspritzkühlung korrigiert. Vereinfachend kann auf diese sogenannte  $\Delta-\vartheta$ -Regelung verzichtet werden, denn sie dient nur dazu, eine gewisse Mindesteinspritzmenge einzustellen. Der Einfluss dieser Korrektur ist im Leistungsbetrieb gering.



**Abbildung 4.10: Der Sollwert der Enthalpie nach Verdampfer gleitet lastabhängig, um auch in Teillast eine sichere Überhitzung des Dampfes am Ende der Verdampferheizflächen zu gewährleisten.**

### Anfahrbetrieb

Für die Korrektur der Speisewasserdrehzahl im Anfahrbetrieb wird der aktuelle Massenstrom am Eintritt des Economizers mit dem Mindest-Verdampferdurchfluss verglichen, um kurzfristige Störungen der Kühlung auszuschließen.

## 4.10 Fazit

Es stehen mit den erstellten Teilmodellen Werkzeuge zur Simulation des konventionellen Kraftwerksbetriebs zur Verfügung. Der Schwerpunkt der Modellierung ist auf die dickwandigen Bauteile des Dampferzeugers gelegt. Zur Anwendung dieser Werkzeuge ist das Kraftwerk Rostock mithilfe dieser Teilmodelle nachgebildet. Ein wichtiger Punkt ist dabei die Integration der zentralen Funktionalitäten des Blockleitsystems. Diese Funktion sind in Zusammenarbeit mit dem Institut für Elektrische Energietechnik erarbeitet.

Die erstellten Modelle sind im Wesentlichen<sup>3</sup> allgemein gültig und können für zukünftige Projekte leicht an andere Anlagen angepasst werden.

<sup>3</sup>Unterschiede ergeben sich beispielsweise beim Feuerungskennfeld und bei der Reglerparametrierung, die u.a. brennstoffabhängig ist.

## 5 Validierung des Kraftwerkmodells

### 5.1 Vorbemerkungen

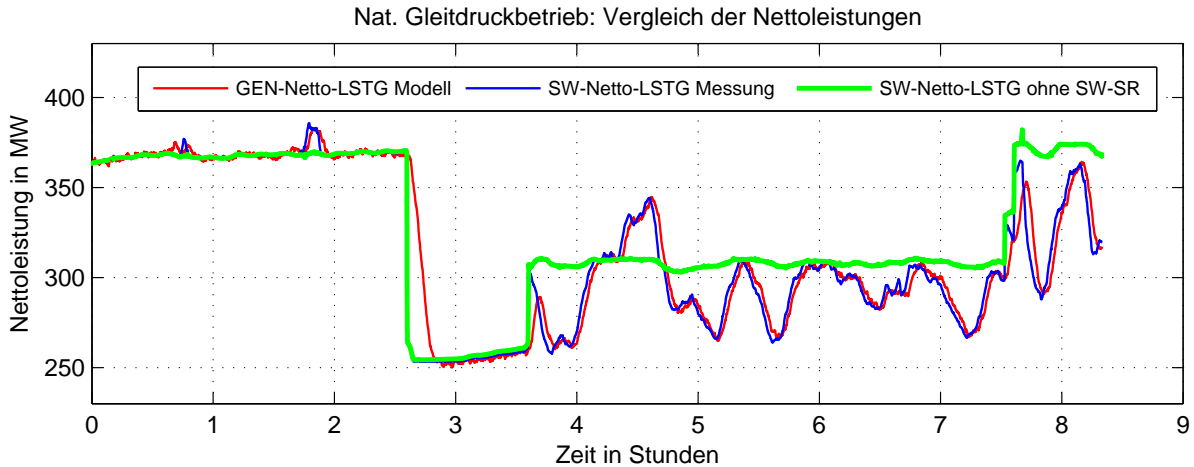
Aufgrund des Umfangs und der erreichten Komplexität des erstellten Modells ist es sinnvoll, die Teilmodelle zunächst unabhängig voneinander zu validieren. Im Abschnitt 5.2 wird zunächst das Blockleitsystem validiert. Dabei ist das thermodynamische Prozessmodell durch ein reduziertes, auf regelungstechnischen Übertragungsfunktionen basierendes Modell gemäß [102] ersetzt worden, um die Rechenzeit zu vermindern und das thermodynamische Modell als Fehlerquelle auszuschließen. Im Anschluss daran wird in Abschnitt 5.3 das Modell der Kohlemühlen bewertet. Besonders wichtig ist eine entkoppelte Prüfung für die Module „Dampferzeuger und Feuerung“ sowie „Turbine“, die dann ohne den rückkoppelnden Einfluss der entsprechenden Regelungstechnik geprüft werden, Abschnitte 5.4 und 5.5. Im Anschluss daran wird in den Abschnitten 5.6 und 5.7 das Gesamtmodell auf seine Güte hin untersucht.

Die zur Validierung benötigten Messwerte wurden freundlicherweise von der Kraftwerks- und Netzgesellschaft GmbH zur Verfügung gestellt. Es wurden ausschließlich Messwerte aus dem laufenden Leistungsbetrieb genutzt.

### 5.2 Validierung des Blockleitsystems

Die Simulationen erfolgten ohne Kopplung zum thermodynamischen Modell. Das Kessel- und Turbinenverhalten wird durch ein stark vereinfachtes Modell mit den entsprechenden Verzögerungen nachgebildet. Dadurch können prozessbedingte Druck- und Leistungsschwankungen innerhalb des Kraftwerksprozesses bei den Vergleichsrechnungen nicht berücksichtigt werden. Die einzelnen Vergleichsrechnungen dienen zur Validierung der Modelldynamik und sollen die korrekte Funktionalität des modellierten Blockleitsystems zeigen.

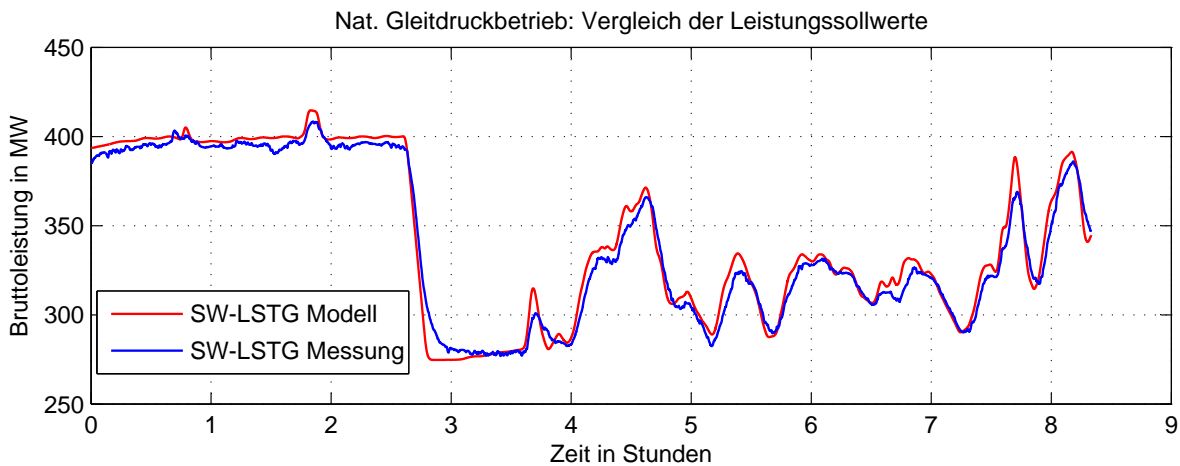
In Abbildung 5.1 ist das untersuchte Szenario anhand der Nettoleistungen illustriert. Einem fahrplanmäßigen Lastsprung sind die Sekundärregelanforderungen überlagert. Die vom Kraftwerk geforderten Sekundärregelleistungen werden heute und in Zukunft maßgeblich durch Windfluktuationen definiert sein.



**Abbildung 5.1: Vergleich Sollwert/Istwert der Nettoleistungen im natürlichen Gleitdruckbetrieb, grün dargestellt ist das Nettoleistungssignal ohne Sekundärregelanteil (Fahrplanleistung)**

In Abbildung 5.1 wurde zur Verdeutlichung des Sekundärregelanteils die Differenz zwischen dem Nettoleistungswert und dem Sekundärregelsignal gebildet (grün dargestellt). Dieses Signal repräsentiert den eigentlichen Fahrplanwert, der vom Lastverteiler vorgegeben wird. Dadurch ergeben sich bei fahrplanbedingten Leistungsänderungen die sprunghaftigen Änderungen des Nettoleistungssollwerts.

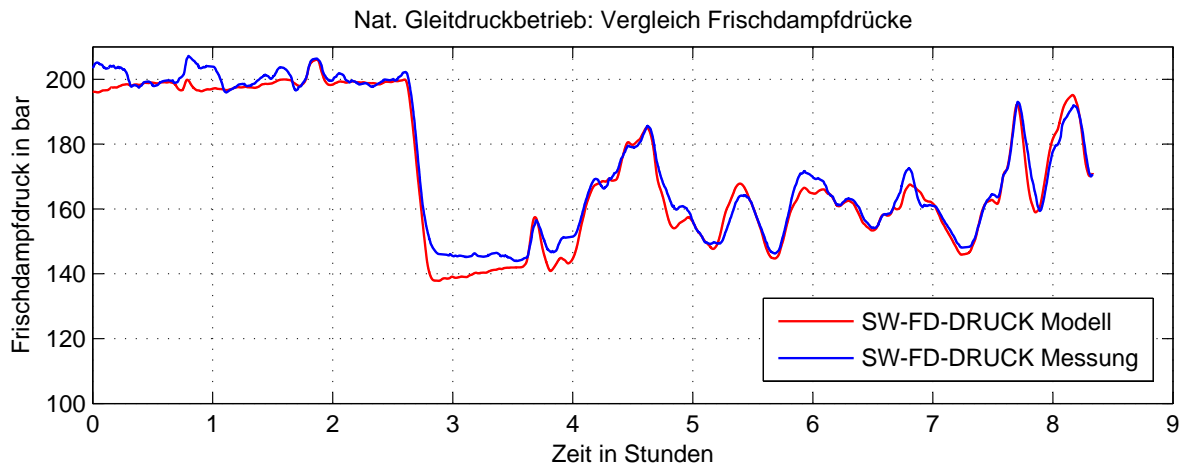
Die in Abbildung 5.2 gegenübergestellten Prädiktorwerte der Bruttoleistung des Blocks zeigen eine hohe Übereinstimmung.



**Abbildung 5.2: Vergleich der Prädiktorwerte der Generatorleistung im natürlichen Gleitdruckbetrieb: Die Implementierte Parametrierung zeigt eine hohe Übereinstimmung mit den Messwerten.**

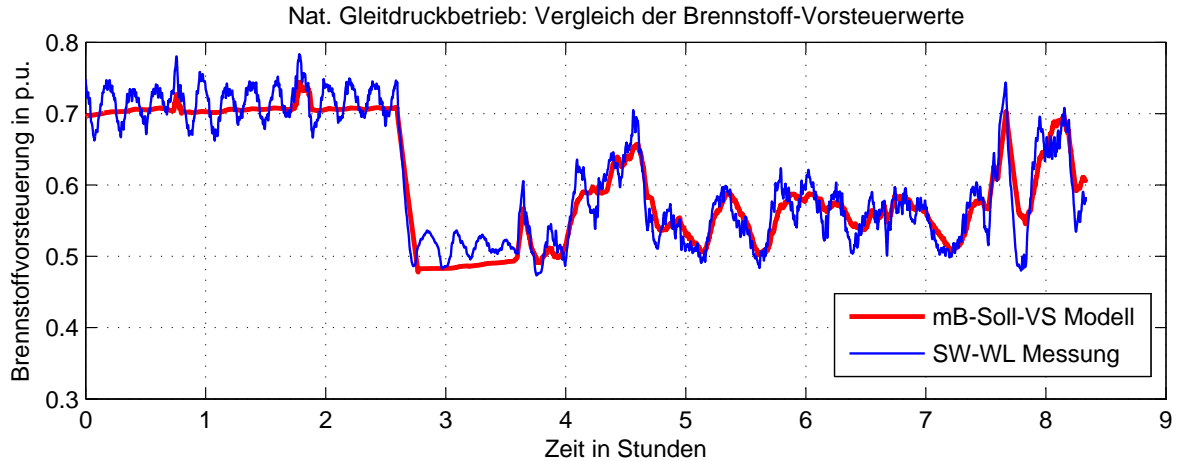
In Abbildung 5.3 wurde der Frischdampfdruck des vereinfachten Modells um einen Offset von +10 *bar* verschoben, um dem gegenüber den Auslegungsdaten reduzierten Druckver-

lust über den Kessel Rechnung zu tragen. Die Dynamik der Druckänderungen des Modells zeigt qualitativ den gleichen Verlauf wie die Messung.



**Abbildung 5.3: Vergleich der Frischdampfdrücke und Brennstoff-Vorsteuerwerte im natürlichen Gleitdruckbetrieb**

Die Vorsteuerwerte des Brennstoffmassenstroms sind in Abbildung 5.4 gegenübergestellt. Unter Berücksichtigung der fehlenden Minutenreserveleistungen sowie dem fehlenden Primärregelanteil stimmen Messung und Modell weitestgehend überein.

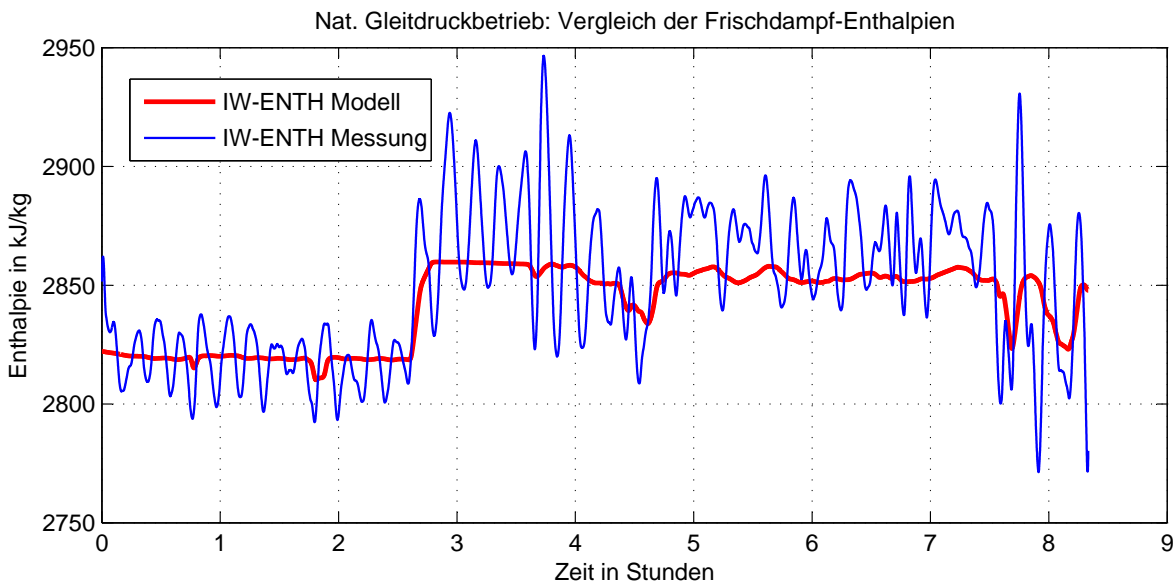


**Abbildung 5.4: Vergleich Brennstoff-Vorsteuerwerte im natürlichen Gleitdruckbetrieb**

Den Vergleich der Frischdampfenthalpien zeigt Abbildung 5.5. Auch hier wurde die Enthalpie des Modells um ein Offset von  $+50 \text{ kJ/kg}$  verschoben. Die Enthalpie des realen Prozesses liegt damit über der berechneten Enthalpie des Modells, was sich mit der Vernachlässigung der sogenannten  $\Delta\vartheta$ -Korrektur<sup>1</sup> und dem gegenüber der Auslegung ver-

<sup>1</sup>Diese Korrektur wird aus einem Soll-/Istwert-Vergleich der Temperaturdifferenz über die Einspritzkühler zwischen Überhitzer 1 und 2 erzeugt und soll eine bestimmte Mindest-Einspritzmenge in diesen

schobenen Frischdampfdruck erklären lässt. Die Schwingung der gemessenen spezifischen Enthalpie mit einer Periodendauer von ca. 12 *min* ist mithilfe eines regelungstechnischen Modells nicht zu simulieren. Dieses Beispiel illustriert die Grenzen von auf Übertragungsfunktionen basierenden Modellen, da diese Lasttransienten als eine Folge von stationären Teillastzuständen ansehen. Die zu beobachteten Effekte sind aber die Folge unzureichend abgestimmter Heiz- und Kühlleistung, was zu entsprechenden instationären Energieein- und -auspeicherungen führt.



**Abbildung 5.5: Vergleich der Frischdampf-Enthalpien im natürlichen Gleitdruckbetrieb**

### 5.3 Validierung der Kohlemühlen

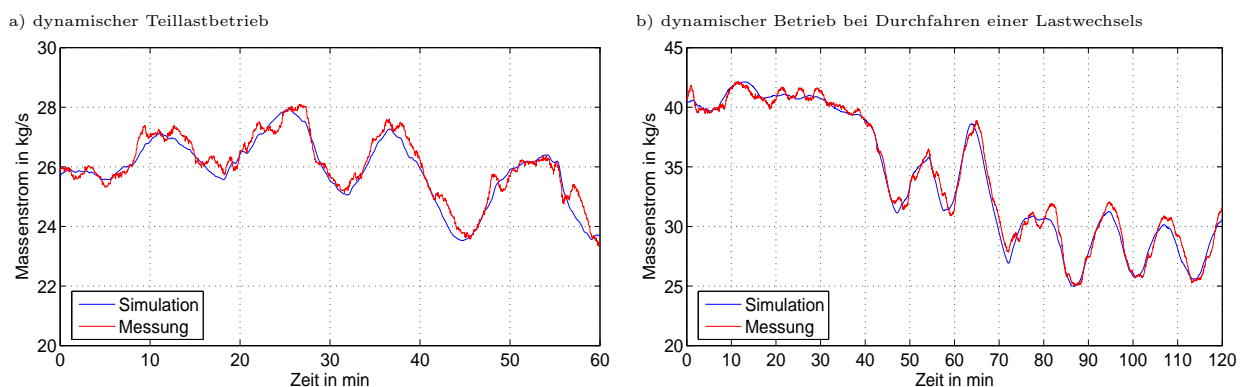
Zur Validierung des Modells (für eine Modellbeschreibung sei auf den Anhang C verwiesen) werden eingehende und ausgehende Massenströme der Mühlen benötigt. Während sich die eingehenden Massenströme über die Drehzahlmessungen der Zuteiler bestimmen lassen, können die ausgehenden Massenströme weder direkt noch indirekt über Messungen an den Mühlen ermittelt werden. Daher werden die erforderlichen Daten über eine Abgasrechnung erzeugt. Es wird ein vollständiger Reaktionsumsatz vorausgesetzt, was im normalen Betrieb mit guter Näherung erfüllt sein sollte. Da eine CO-Konzentrationsmessung des Abgases erst nach der Abgasbehandlung erfolgt, wird die Brennstoffmenge aus Sauer-

---

Kühlern gewährleisten. In weiten Lastbereichen wird dadurch ein fast konstanter Offset erzeugt, der vereinfachend der Enthalpiekorrektur aufgeschlagen werden kann.

stoffkonzentrationsmessungen am Austritt des Kessels, vor Eintritt in die DeNO<sub>x</sub>-Anlage, bestimmt.

Diese Art und Weise der Generierung von Validierungsdaten lässt keine exakte quantitative Validierung zu, da die Verbrennungsrechnung nicht die chemischen und strömungsmechanischen Vorgänge des Stofftransports, der Zündung des festen Brennstoffs und des chemischen Reaktionsumsatzes berücksichtigt. Weiterhin wird die Totzeit der Abgasentnahmestrecken zur Sauerstoffkonzentrationsmessung vernachlässigt. Trotz dieser Vereinfachungen lassen die gewonnenen Daten eine qualitative Bewertung des Modells zu, da das Zeitverhalten der Feuerung im Vergleich zu der der Kohlemühlen als schnell angenommen werden kann.



**Abbildung 5.6: Validierung des Kohlemühlen-Modells anhand der Brennstoffmassenströme: Der Vergleich von Simulation und errechnetem Vergleichswert zeigt eine gute Übereinstimmung in Teillast, die Abweichungen liegen im Bereich von  $\pm 10\%$**

In Abbildung 5.6 sind Ausschnitte aus einer Simulation im Voll- und Teillastbereich über insgesamt mehr als drei Stunden dargestellt. Es wird deutlich, dass die Simulation im Teillastbereich qualitativ und quantitativ gut mit der Verbrennungsrechnung übereinstimmt.

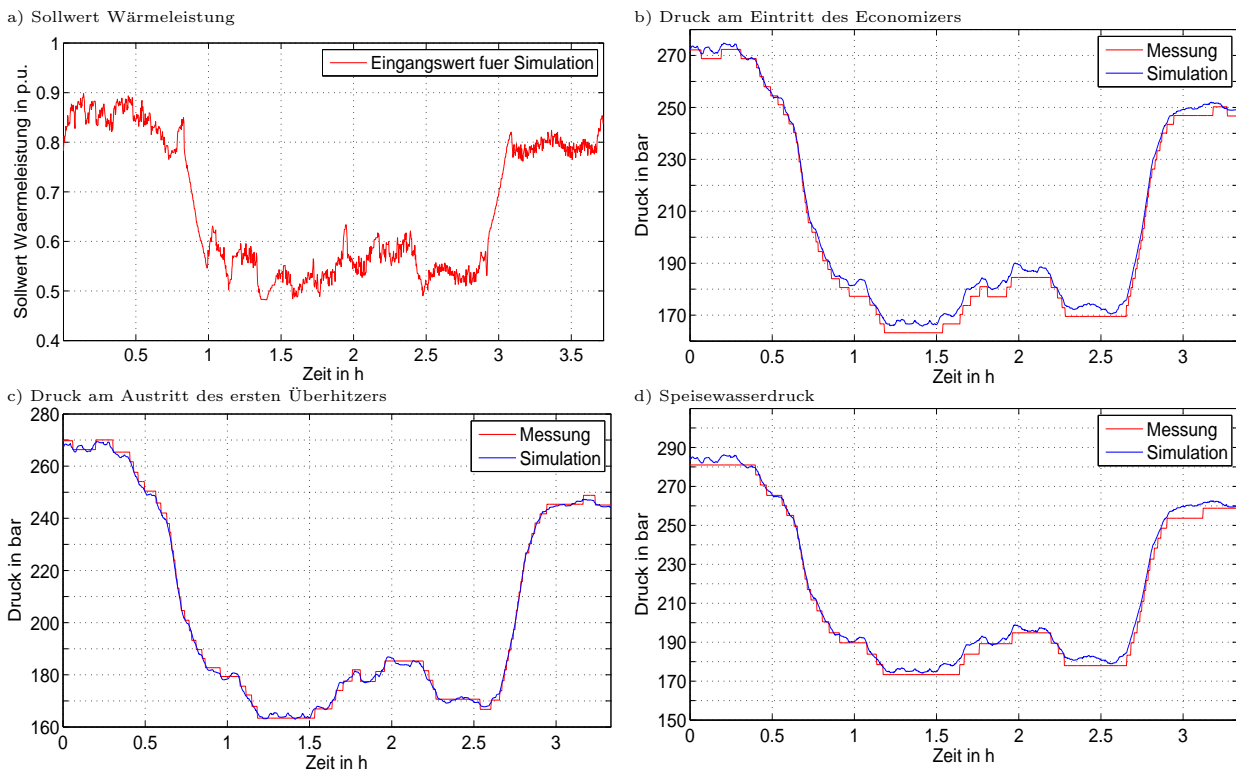
Die Abweichungen im hohen Lastbereich sind etwas größer, qualitativ stimmen beide Verläufe gut überein. Bei schnellen Lastwechseln zeigt sich, dass das Modell ein etwas trägeres Verhalten hat, als es die Verbrennungsrechnung anhand der gemessenen Sauerstoffkonzentrationen unterstellt. Die relativen Abweichungen betragen bis zu 10 %.

## 5.4 Validierung von Dampferzeuger und Feuerung

Ein zentraler Punkt bei der Modellierung ist die vereinfachte Modellierung der Feuerung. In den folgenden Abbildungen wird die Richtigkeit des Feuerungskennfelds sowie der Parametrierung des Dampferzeugermodells nachgewiesen.

Die Regelung der Einspritzkühler ist dabei aktiv, da diese reinen Regler (ohne modellgestützte Vorsteuerung) nicht sinnvoll ohne ein thermodynamisch motiviertes Modell validiert und parametrisiert werden können. Des Weiteren hat die Kühlung einen erheblichen Einfluss auf die Dampftemperaturverteilung in den Überhitzerheizflächen, so dass eine Parametrierung des Kennfelds nicht ohne Berücksichtigung der Kühlung möglich ist.

Die Validierung erfolgt anhand gemessener Daten vom 10.06.08 zwischen 2:00 Uhr bis 5:45 Uhr. In Abbildung 5.7-a ist stellvertretend für die Eingangs- und Randbedingungen der Sollwert der Wärmeleistung dargestellt, um den untersuchten Betriebsbereich zu illustrieren. Die Feuerungsleistung durchfährt innerhalb einiger Stunden zwei Lastrampen von ca. 85 % auf ca. 55 % der Nennlast. Im Bereich der Teillast sind mehrere kleinere Lastwechsel durch angeforderte Sekundärregelleistung erkennbar. Der gewählte Untersu-



**Abbildung 5.7:** Das Validierungsszenario stellt einen Ausschnitt aus dem täglichen Betrieb dar und weist zwei ausgeprägte Fahrplansprünge mit überlagerter Sekundärregelanzforderung auf. Die Druckverläufe für drei verschiedene Stellen im Kessel zeigen eine sehr gute Übereinstimmung über den gesamten Zeitraum.

chungszeitraum stellt den normalen Einsatz des Kraftwerks dar und lässt eine Validierung im Großteil des Lastbereichs zu, der vom Kraftwerk gefahren werden kann<sup>2</sup>.

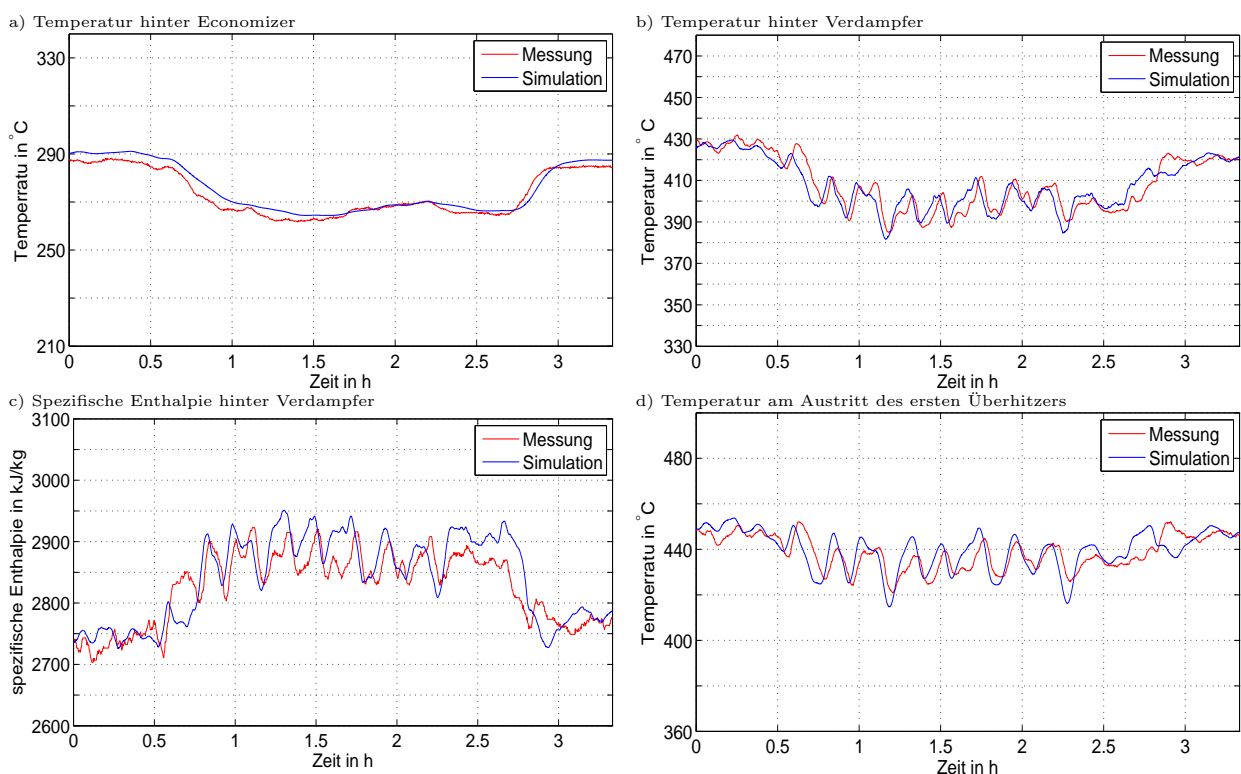
<sup>2</sup>Das Kraftwerk wird nicht bis zur Benson-Mindestlast von 34 % eingesetzt, da unterhalb von ca. 50 % die zulässigen Lastgradienten stark abnehmen und der Block somit nicht mehr für die Bereitstellung von Sekundärregelleistung zur Verfügung steht. Zudem verschiebt sich der Feuerungsschwerpunkt unzu-



Entsprechend der natürlichen Gleitdruckkennlinie gleitet der Kesseldruck, was quantitativ und qualitativ sehr gut vom Modell wiedergegeben wird. Charakteristisch für die Druckmessungen ist, dass sie stufenförmig verlaufen. Das Messwert-Verwaltungsprogramm des Kraftwerks speichert nur dann neue Druckmesswerte, wenn diese signifikant vom entsprechenden Vorgängerwert abweichen.

In den Graphen 5.7-b bis 5.7-c sind die errechneten und gemessenen Drücke an verschiedenen Stellen des Kessels dargestellt. Es wird deutlich, dass die hydraulische Kennlinie unter Beachtung der geostatischen Drücke gut nachgebildet wird. Zentrale Randbedingung für diese Ergebnisse ist der Speisewassermassenstrom und der Frischdampfdruck, die aus entsprechenden Messwerten erzeugt wurden und Eingangswerte für die Simulation sind.

In Abbildung 5.8-a, 5.8-b und 5.8-d sind die Fluidtemperaturen jeweils am Austritt von Economizer, Verdampfer und Überhitzer 1 dargestellt. Die Simulationsergebnisse lassen die hohe Modellgüte erkennen und qualifizieren damit den stark vereinfachten Modellansatz der Feuerung für die gesteckten Untersuchungsziele.

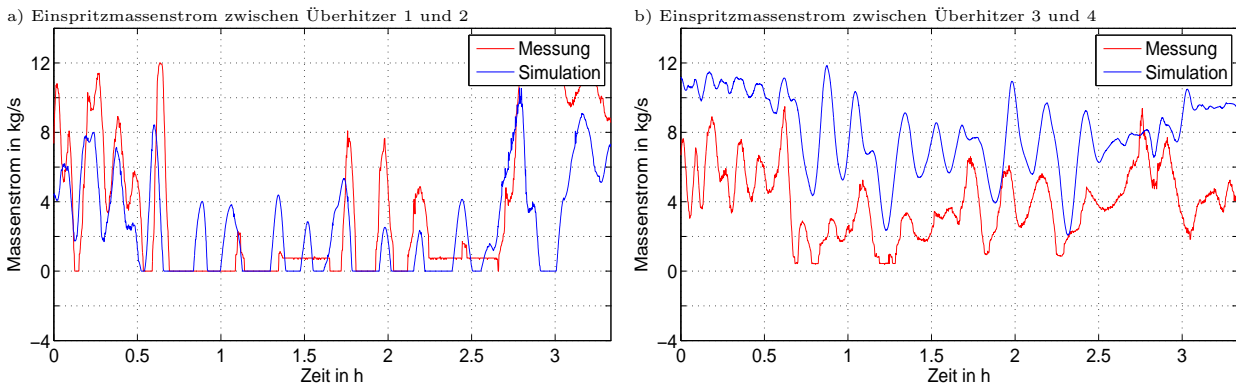


**Abbildung 5.8: Der Vergleich verschiedener Temperaturen sowie der Verdampferaustritts-Enthalpie unterstreichen die Modellgüte. Damit werden auch Aussagen zum thermischen Belastungszustand der dickwandigen Bauteile möglich.**

lässig weit in Richtung Verdampferheizflächen, so dass die Temperaturen in den Zwischenüberhitzern stark abfallen.

Als „Messwert“<sup>3</sup> geht das Enthalpie-Signal in die Enthalpie-Regelung zur Korrektur von Brennstoff- und Speisewassermassenstrom ein und muss daher mit entsprechender Genauigkeit wiedergegeben werden, um nach der Kopplung der Modelle für den Kessel und das Blockleitsystem die Modellgenauigkeit zu erhalten (Abbildung 5.8-c).

Die Nachbildung der Einspritzregelung ist durch seinen kaskadierten Aufbau sehr anspruchsvoll und es kann ohne genaue Kenntnis der Parameter mit sinnvollem Aufwand nur eine eingeschränkte Genauigkeit erzielt werden.



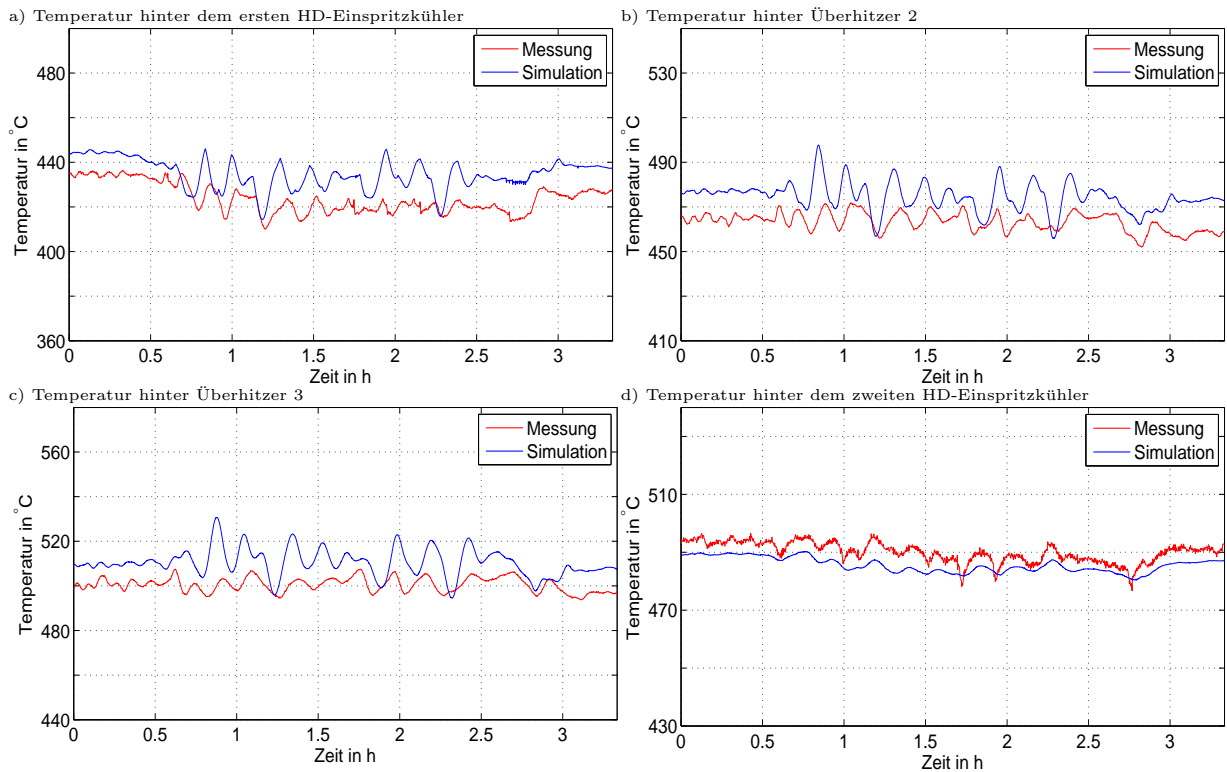
**Abbildung 5.9: Die Regelung der Frischdampf­temperatur erfolgt am geschlossenen Regelkreis: Auch mit einer relativ groben Parametrierung der Reglerkaskade spiegeln die Ergebnisse die Realität hinreichend genau wider.**

Das Ergebnis zeigt Bild 5.9. Es wird deutlich, dass die Charakteristik der Regelung qualitativ gut abgebildet wird. Insbesondere der Effekt, dass der Einspritzkühler 1 zwischen Überhitzer 1 und 2 in Teillast nicht bzw. nur punktuell einspritzt, ist zu erkennen. Die Führungsgröße „Frischdampf­temperatur“ wird in vergleichbaren Grenzen gehalten wie im realen Kraftwerk (vgl. Abbildung 5.11-a). Der Einspritzverlauf von Kühler 2 weist einen geringen Offset auf, der auf einen höheren Heizwert der Kohle hinweist als die Messung nahelegt.

Die Temperaturen hinter dem ersten Einspritzkühler (Abbildung 5.10-a) weisen zum Einen einen Offset von ca. 5 K auf, was darauf zurückzuführen ist, dass im Modell nicht die Wärmeverluste über die Verbindungsleitungen abgebildet wird (die Temperaturmessungen erfolgen nicht direkt vor und hinter den Kühlern sondern in den vor- bzw. nachgeschalteten Sammlern).

Zum Anderen schwanken die simulierten Temperaturen stärker als die Messwerte, was ebenfalls auf die fehlenden Verbindungsleitungen zurückzuführen ist, da diese als Energiespeicher fungieren und die Temperaturschwingungen dämpfen. Die Belastung dieser

<sup>3</sup>Die Enthalpie am Austritt des Verdampfers wird im Kraftwerk durch eine Funktion gebildet, deren Parameter Druck und Temperaturmessungen sind. Liegt der Austrittszustand im Zweiphasengebiet, wie es beim Umwälzbetrieb der Fall ist, dann kann die Enthalpie nicht korrekt wiedergegeben werden, da die notwendige Information über den Dampfanteil fehlt.

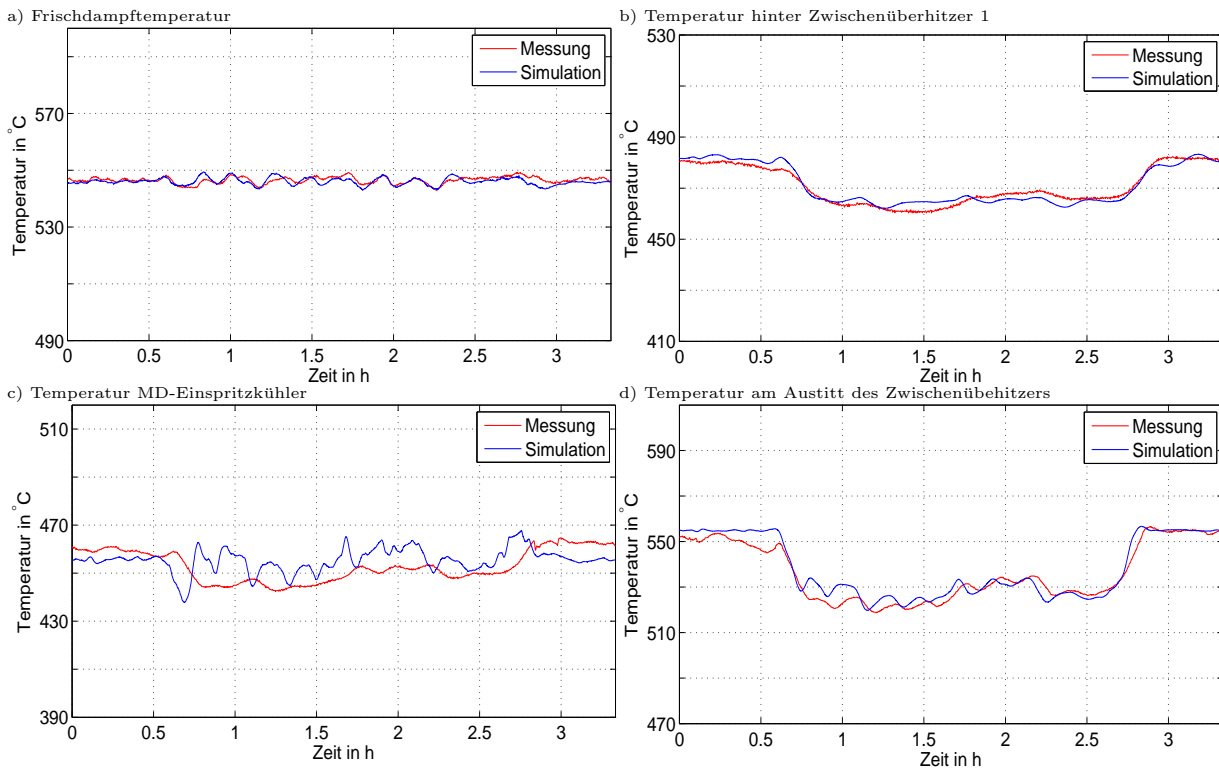


**Abbildung 5.10: Die Temperaturen in den weiteren Überhitzerheizflächen weisen eine qualitativ gute Übereinstimmung auf, wichtig für die Bewertung der Bauteilbeanspruchungen ist vor allem die korrekte Abbildung der Temperaturschwingung im Teillastbereich.**

Bauteile werden damit konservativ abgeschätzt, was auch in der Bewertung der Beanspruchung seine Fortsetzung findet (vgl. Abschnitt 6). Wichtig für die Bewertung der Bauteilbeanspruchungen ist vor allem die korrekte Abbildung der Temperaturschwingung im Teillastbereich. Der Offset für die Temperaturen der Überhitzer 2 und 3 in den Abbildungen 5.10-b und 5.10-c ist mit einer Vertrimmung der Feuerlage und des Heizwertes zu begründen. Da diese Parameter für verschiedene Brennstoffe stark schwanken können, ist die Abweichung von etwa 3 % tolerabel.

Die Temperatur am Eintritt in den letzten Überhitzer spiegelt die Realität deutlich besser wieder, wengleich der zweite Einspritzkühler z.T. steilere Gradienten fährt als vom Modell vorhergesagt wird. Insgesamt ist die Übereinstimmung als sehr gut einzuschätzen, was sich auch in den Frischdampftemperaturen zeigt, Abbildung 5.11-a.

Die Graphen 5.11-b bis 5.11-d zeigen die gute Übereinstimmung der Zwischenüberhitzer-temperaturen. Von besonderer Wichtigkeit ist hier die Temperatur nach Zwischenüberhitzer 2, da dies den Eintrittszustand in die MD-Turbine darstellt und die thermische Belastung der Turbine prägt. Die berechneten Temperaturen nach MD-Einspritzkühler



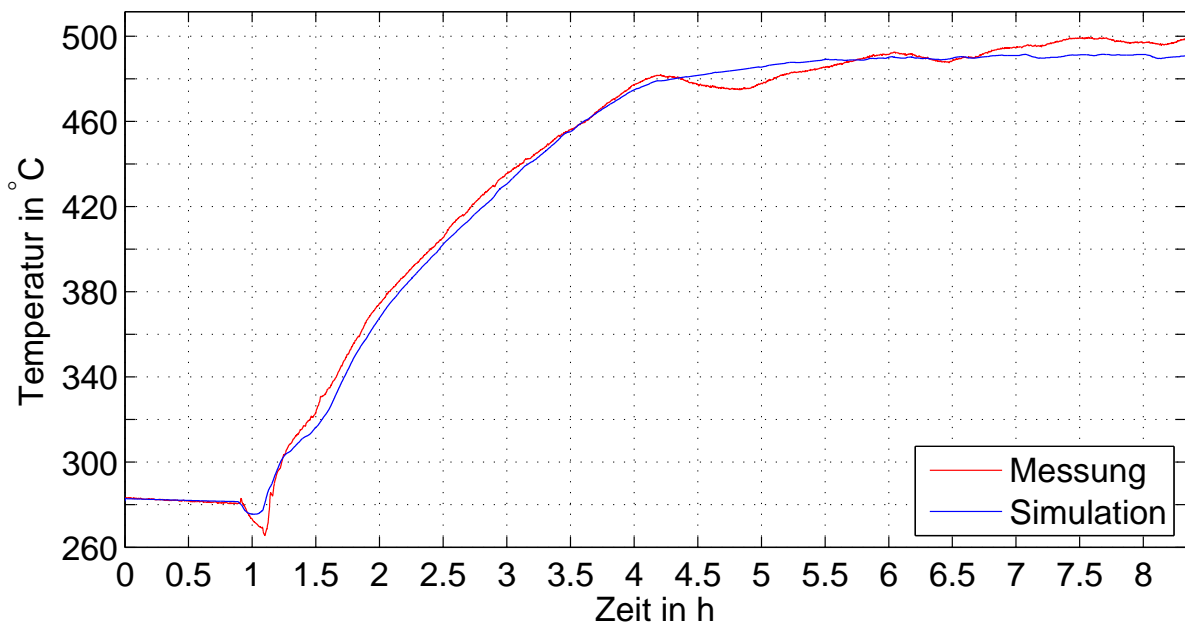
**Abbildung 5.11: Die thermische Belastung von Überhitzer 4 Sammler und Zwischenüberhitzern zeigt ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung.**

hingegen zeigt durch ungenügend eingestellte Regelparameter eine höhere Dynamik als bei den Messungen.

Es kann zusammengefasst werden, dass das erstellte Modell von Dampferzeuger und Feuerung den realen Kessel sehr gut in seiner stationären und instationären Charakteristik nachbildet. Damit lässt sich eine hohe Aussagekraft für die in Kapitel 7 durchgeführten Untersuchungen ableiten.

## 5.5 Validierung der Turbinen

Das Turbinenmodell (für eine Modellbeschreibung sei aus Platzgründen wiederum auf den Anhang C verwiesen) wird anhand des Warmstarts vom 30.11.07 validiert. Während eines Anfahrvorgangs erfährt die HD-Turbine große Zustandsänderungen, so dass eine Validierung über einen großen Lastbereich erfolgen kann. Die HD-Turbine eignet sich auch deshalb zur losgelösten Validierung, weil hier die vollständigsten Messdaten zur Verfügung stehen. Zur Bewertung der Modellgüte ist in Abbildung 5.12 die gemittelte Wellentemperatur dargestellt. Diese Temperatur ist zur Spannungsberechnung in der Welle von Bedeutung.



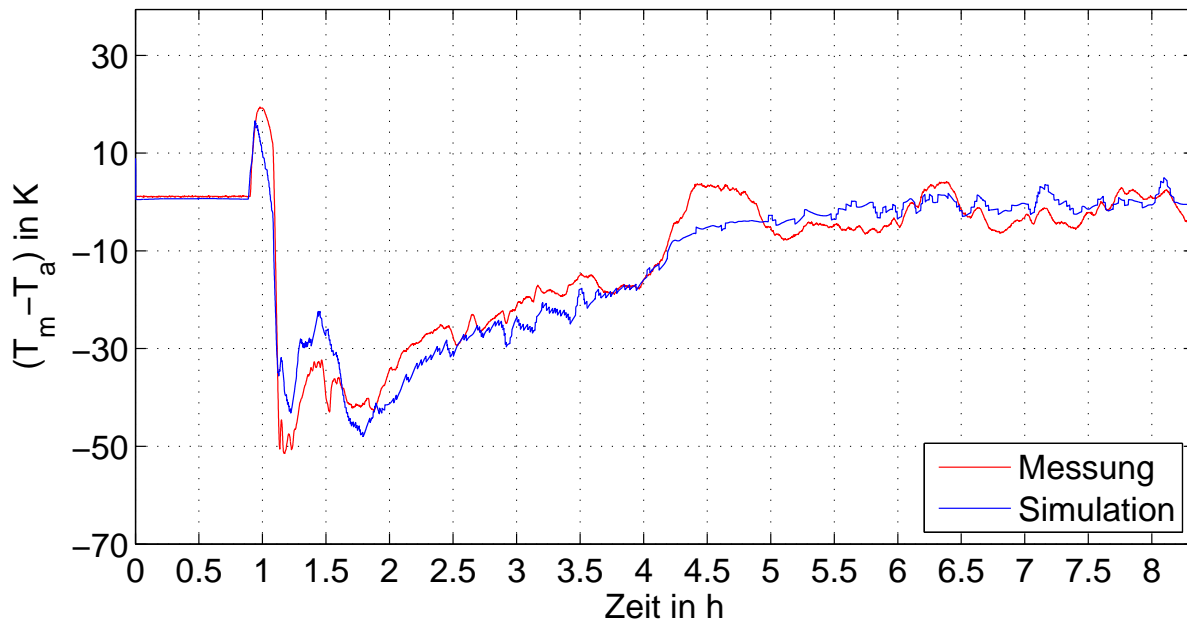
**Abbildung 5.12: Mittlere Wellentemperatur der HD-Turbine während eines Warmstarts**

Simulation und Messung weisen im untersuchten Zeitraum eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung auf. Von besonderer Bedeutung ist der Zeitbereich unmittelbar nach Öffnen der Turbineventile, da in dieser Zeit das größte Temperaturgefälle in der Welle auftritt. Wird die auftretende Temperaturdifferenz zu groß, muss das Turbinenventil wieder teilweise geschlossen werden, um das Bauteil nicht zu überlasten und den Lebensdauerverbrauch zu begrenzen. Das in einem kurzen Zeitraum auftretende Minimum wird vom Modell leicht unterschätzt, was zu einer kleineren Bauteilbelastung führt. Im Bereich des Aufwärmens zeigt die Simulation eine sehr hohe Genauigkeit - die maximale Temperaturdifferenz beträgt in diesem Zeitbereich 5 K.

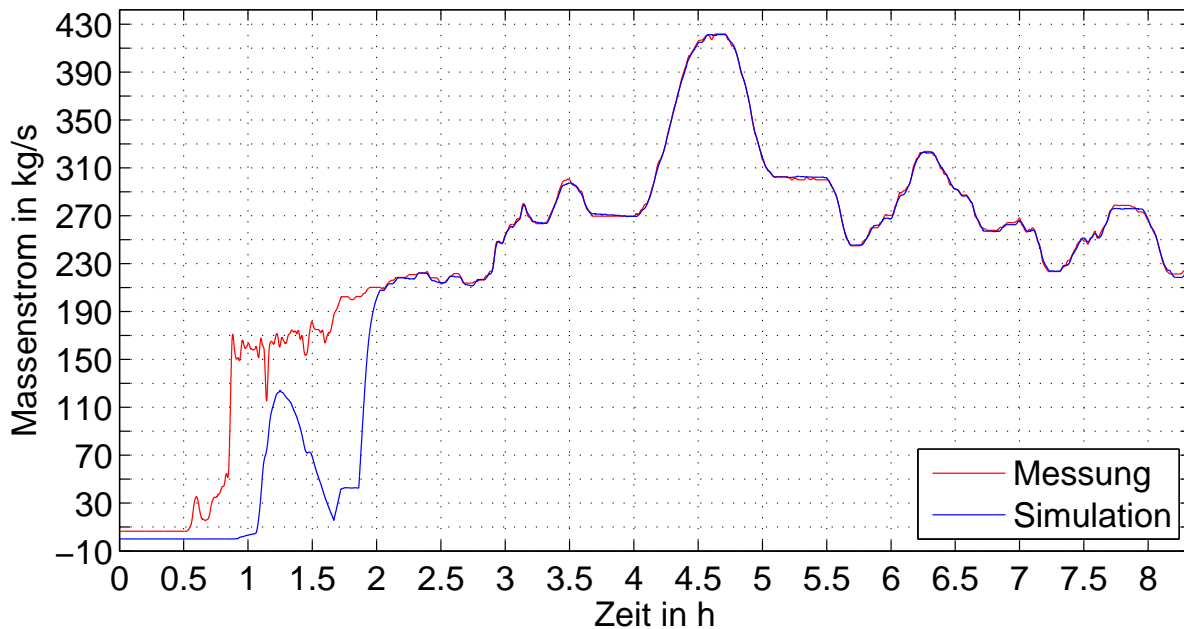
Ist die Turbine durchgewärmt, ergibt sich in der Simulation ein nahezu konstanter Verlauf. Die Abweichungen von der Messung überschreiten jedoch zu keinem Zeitpunkt 10 K, was einem Fehler von ca. 2 % entspricht.

Ein analoges Bild zeichnet Abbildung 5.13. Der charakteristische Verlauf der für die Abschätzung der thermischen Spannungen benutzten Temperaturdifferenz  $T_m - T_a$  wird im gesamten Zeitbereich gut nachgebildet.

Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Modellierung der Turbinen ist die korrekte Abbildung der hydraulischen Kennlinie, die den Zusammenhang zwischen Druckdifferenz  $p_\alpha - p_\beta$  über der Turbine und dem Massenstrom herstellt. Diese Kennlinie beeinflusst später den aktuellen Kesseldruck und den Frischdampfmassenstrom und damit die Kühlung des Kessels.



**Abbildung 5.13: Auftretende Temperaturdifferenz in der HD-Turbinenwelle: Die sehr gute Übereinstimmung lässt Aussagen zur Beanspruchung der Turbinenwelle zu.**

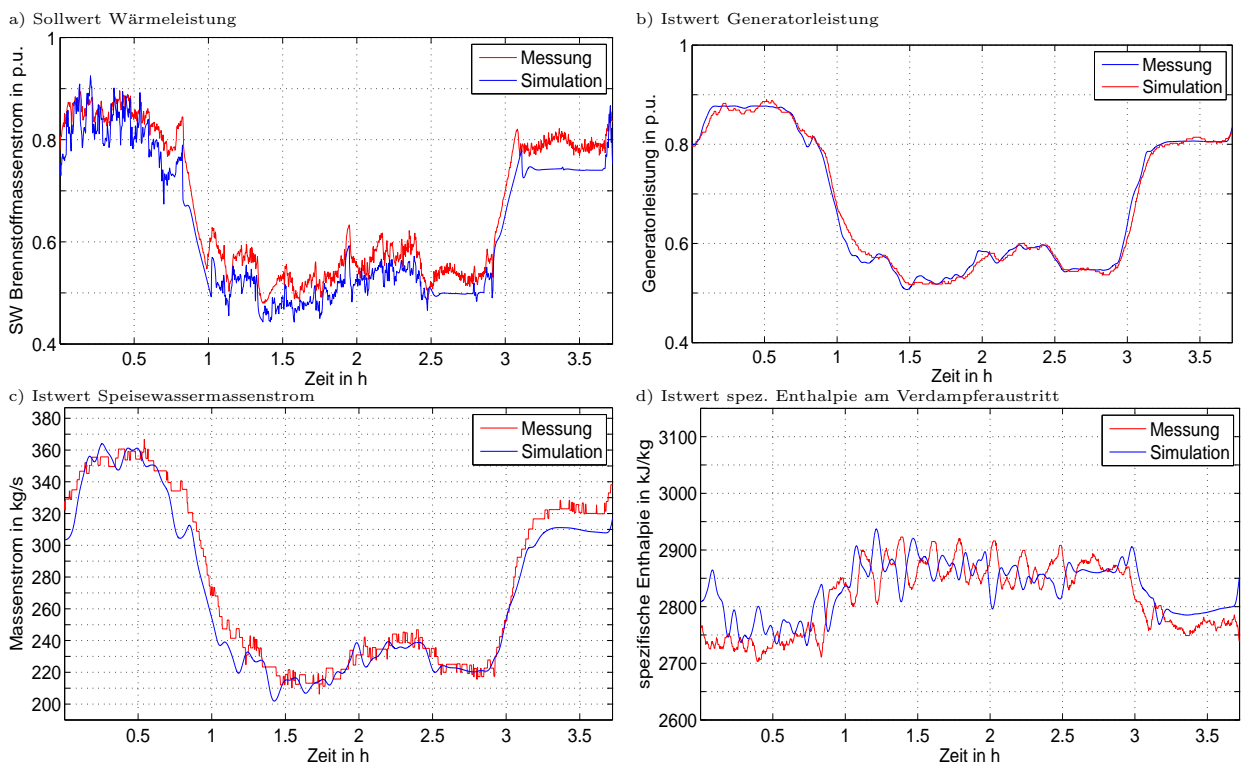


**Abbildung 5.14: Massenstrom durch die Turbine: Zu Beginn des Anfahrvorgangs wird der anfallende Frischdampfmassenstrom an den Turbinen vorbeigeleitet, was messtechnisch nicht erfasst wird.**

Wie in Abbildung 5.14 ersichtlich wird, stimmen der gemessene Frischdampfmassenstrom und der simulierte Massenstrom durch die Turbine sehr gut überein. Im Bereich vor Öffnen der Turbinenventile ergibt sich eine Diskrepanz, da zu Beginn des Anfahrvorgangs die Turbinenventile geschlossen sind und der anfallende Frischdampf über die HDU an der Turbine vorbeigeleitet wird.

## 5.6 Validierung des Gesamtmodells: Benson-Betrieb

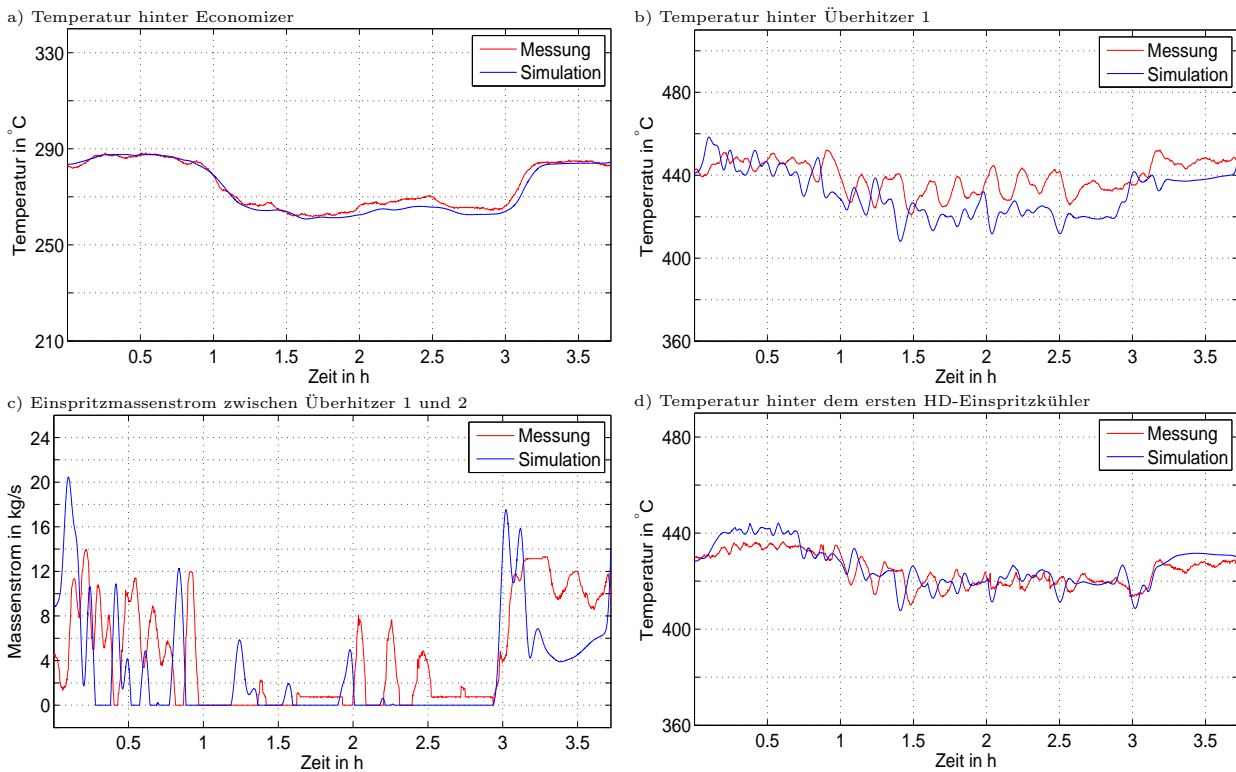
Die Validierung des an das Blockleitsystem gekoppelten thermodynamischen Prozessmodells im Benson-Betrieb erfolgt wiederum anhand gemessener Daten vom 10.06.08 zwischen 2:00 Uhr bis 5:45 Uhr. In Abbildung 5.15 sind wichtige Koppelgrößen der beiden Teilmodelle dargestellt. Es wird deutlich, dass der Sollwert Wärmeleistung und der Istwert Speisewassermassenstrom mit hoher Genauigkeit den gemessenen Werten entsprechen. Diese beiden Hauptstellgrößen des Prozesses sowie die wichtigen Messgrößen Generatorleistung und Istwert spezifische Enthalpie am Verdampferaustritt weisen die gute Abstimmung von thermodynamischen Modell und hinterlegter Regelungstechnik aus.



**Abbildung 5.15: Bewertung des Modells anhand wichtiger Koppelgrößen: Die Simulationen zeigen auch im geschlossenen Regelkreis eine hohe Genauigkeit.**

Ein geringfügiger Offset des Istwertes Wärmeleistung lässt sich auf Abweichungen im Heizwert der Kohle zwischen Simulation und Messung zurückführen<sup>4</sup>. Auffällig ist weiterhin, dass die Schwingungen der spezifischen Enthalpie in der Simulation gegenphasig zur Messung verlaufen. Der Effekt ist bei der *Open-Loop*-Simulation (vgl. Abbildung 5.8-c) nicht zu beobachten, so dass die Begründung in einer Ungenauigkeit bei der Einstellung des Enthalpiereglers zu vermuten ist. Diese Inkonsistenz führt jedoch zu vergleichbaren thermischen Belastungen, so dass die Aussagekraft des Modells nicht eingeschränkt wird.

Die sich in den Sammlern einstellenden Fluidtemperaturen sind in den folgenden Bildern 5.16, 5.17 und 5.18 dargestellt. Auch hier zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung von Modell und Wirklichkeit. Insbesondere ist die gut wiedergegebene Charakteristik der Überhitzer 2 und 3 mit der voran geschalteten Einspritzkühlung bemerkenswert, so dass die Untersuchungen der Bauteilbeanspruchung auf belastbare Eingangsdaten zurückgreifen. Es ist bei insgesamt richtiger Wiedergabe der Temperaturamplituden eine leichte



**Abbildung 5.16: Gegenüberstellung der Temperaturen vom Eco bis zum Überhitzer 1 sowie des Einspritzmassenstroms in Einspritzkühler 1**

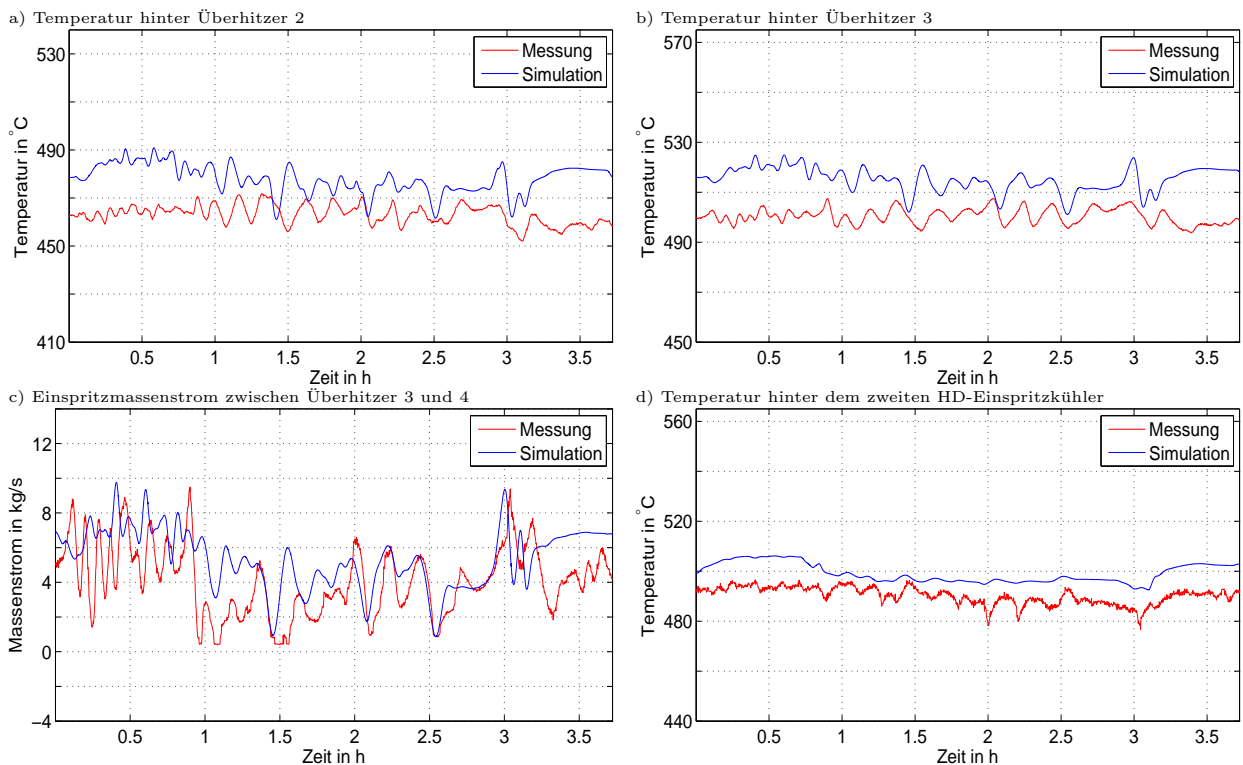
Überschätzung der Temperaturen nach Überhitzer 2 und 3 (Abbildung 5.17-a und -b) zu beobachten, was aber vertretbar ist, da sowohl die Einspritzmassenströme als auch die

<sup>4</sup>Der Heizwert der Kohle schwankt je nach Herkunft und wird nicht direkt im Blockleitsystem als Parameter erfasst oder berücksichtigt. Vielmehr wird der Heizwert über den sogenannten Heizwertkorrekturregler angepasst, um dauerhafte Offsets des Enthalpiereglers zu vermeiden. Der Heizwert wird in den Simulationen als konstant angenommen.



Frischdampf Temperatur richtig wieder gegeben werden. Es handelt sich demnach bei den Abweichungen um eine geringe Ungenauigkeit im Feuerungskennfeld. Da dessen Genauigkeit ohnehin mit den wochenweise schwankenden Brennstoffqualitäten fluktuiert, ist die Abweichung akzeptabel.

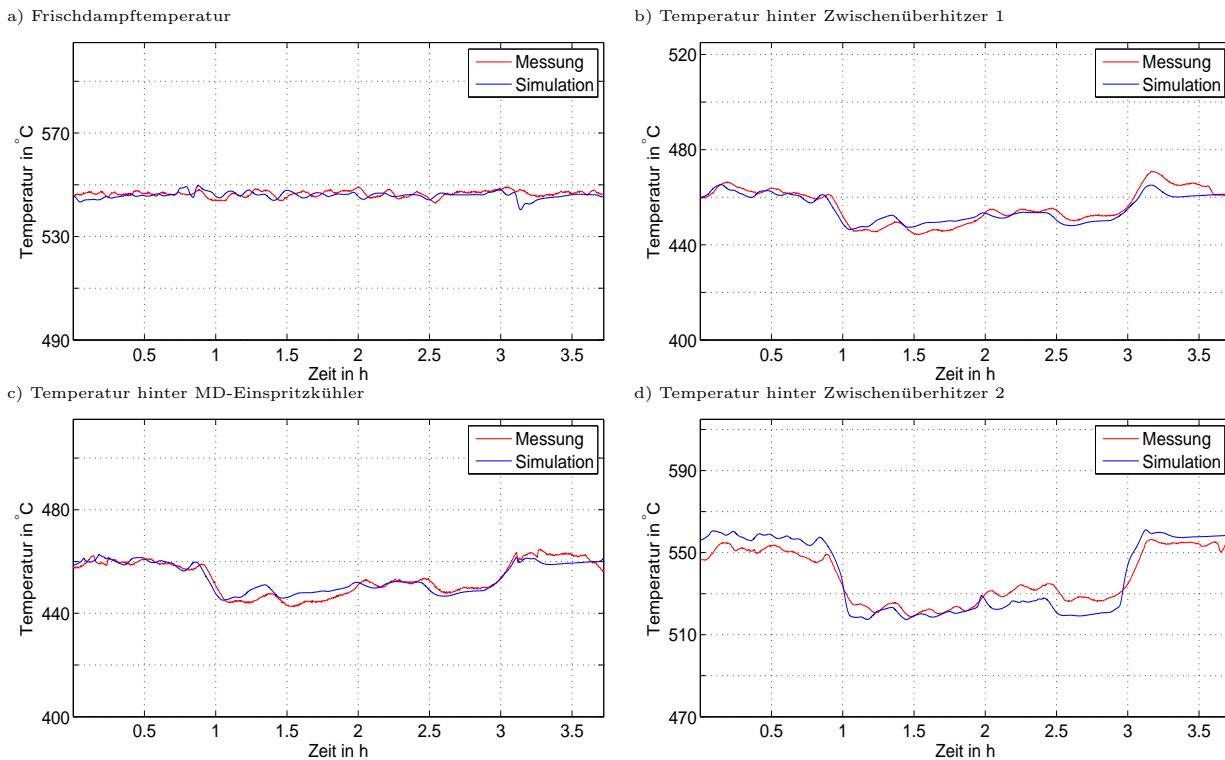
Die Belastungen des Verteilers von Überhitzer 4 sind dagegen geringfügig unterschätzt, was, wie bereits erwähnt, auf eine etwas trägere Einspritzkühlung zwischen Überhitzer 3 und 4 zurückzuführen ist. Da die Regelgüte in beiden Fällen vergleichbar hoch ist (vgl. Frischdampf Temperatur, Abbildung 5.18-a), könnte der Regler hier etwas träger eingestellt sein, um die Bauteilbeanspruchung zu vermindern.



**Abbildung 5.17: Gegenüberstellung der Temperaturen vom Überhitzer 2 Sammler bis zum Überhitzer 4 sowie des Einspritzmassenstroms in Einspritzkühler 2. Es ist bei insgesamt richtiger Wiedergabe der Temperaturamplituden eine leichte Überschätzung der Temperaturen zu beobachten, was auf eine Vertrimmung des lastabhängigen Feuerungskennfelds zurückzuführen ist.**

Auch die in Abbildung 5.18-b bis 5.18-d dargestellten Temperaturen in den Zwischenüberhitzern lassen eine hohe Übereinstimmung erkennen und spiegeln auch die Tatsache wider, dass der MD-Einspritzkühler über weite Lastbereiche nicht einspritzt und die Temperaturen mit der Last gleiten.

Abschließend kann festgestellt werden, dass mit dem erstellten Modell des Kraftwerks Rostock ein sinnvolles und aussagekräftiges Werkzeug zur Bewertung des Kraftwerks-



**Abbildung 5.18: Gegenüberstellung der Frischdampf-temperatur sowie der Temperaturen in den Zwischenüberhitzerheizflächen**

prozesses auch im Zusammenspiel mit der hinterlegten Regelungstechnik und der sich im Benson-Betrieb ergebenden Belastungen zur Verfügung steht.

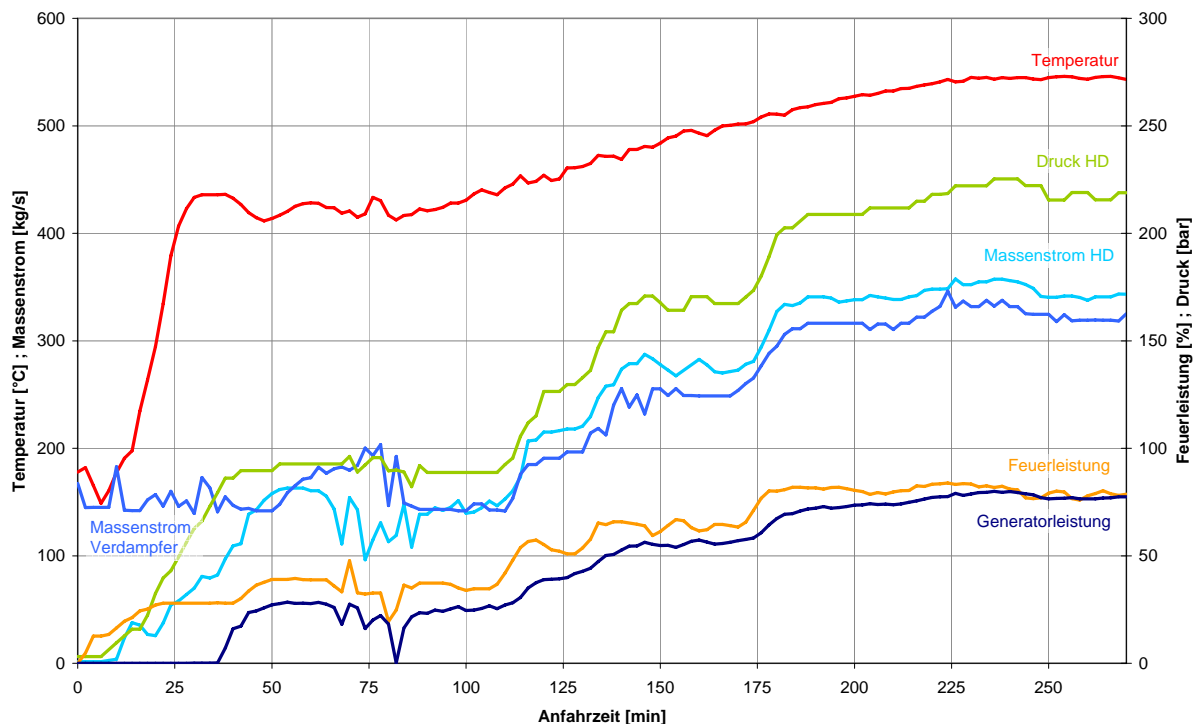
## 5.7 Validierung des Gesamtmodells: Anfahrvorgang

### 5.7.1 Vorbemerkungen

Obwohl das Anfahren eines Kraftwerks in hohem Maße automatisiert ist, sind der Wiederholbarkeit dieses hochkomplexen Vorgangs Grenzen gesetzt. Neben den Brennstoffeigenschaften sind die Anfangsbedingungen von hohem Einfluss auf den Ablauf des Anfahrens. Ziel der Modellbildung ist es, einen durchschnittlichen Start nachbilden zu können. Daher werden zur Überprüfung der Validität der Simulationsergebnisse zwei Warmstarts des Kraftwerks Rostock aus dem Zeitraum Mai bis November 2007 herangezogen. Im Folgenden werden kurz die zur Validierung herangezogenen Starts vorgestellt.

**Warmstart 1** Als erster Warmstart wurde der Anfahrprozess des Kraftwerks Rostock am 14. Mai 2007 ausgewählt. Diesem Start lag ein 36,5-stündiger Stillstand zuvor, was den

Startvorgang als Warmstart charakterisiert. Im folgenden Diagramm (Abbildung 5.19) werden die wichtigsten Prozessgrößen dieses Starts dargestellt.

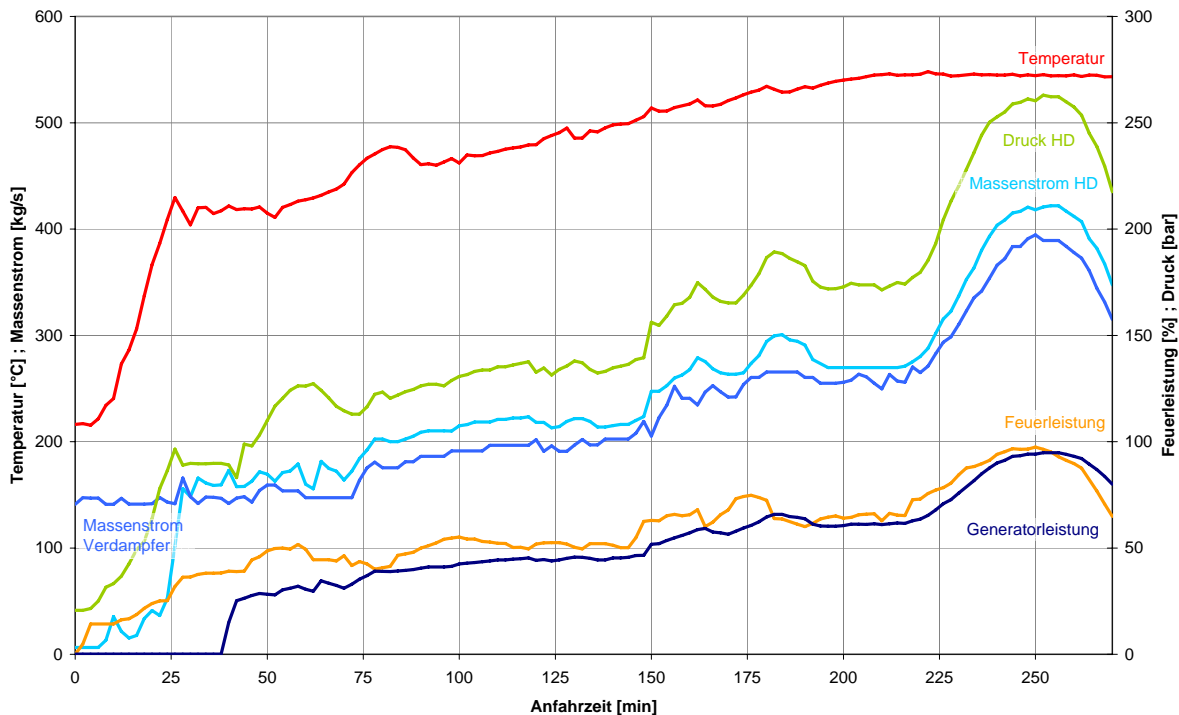


**Abbildung 5.19: Anfahren nach 36,5-stündigem Stillstand: Nach erfolgreichem Anstoßen der Turbine bricht der Frischdampfmassenstrom ein**

Der zeitliche Verlauf eines Starts wird im Wesentlichen durch zwei Ereignisse bestimmt, dem „Turbinenanlauf“, gefolgt vom Schließen der Turbinenumleitstationen und dem Umschalten vom Umwälzbetrieb auf den Benson-Betrieb. In diesem Start erreicht der Frischdampfdruck 42 *min* nach Feuer „Ein“ die zum Turbinenanlauf erforderlichen 90 *bar* Frischdampfdruck, woraufhin der Turbosatz angeworfen wird. Das Abschalten der Umwälzpumpe und der Wechsel auf den Benson-Betrieb erfolgt 44 *min* nach Feuerungsbeginn. Als Besonderheit dieses Startes erkennt man nach 62 *min* einen Abfall des Überhitzer-Massenstromes, der im späteren Verlauf auch zu einem Abfall der Generatorleistung führt.

**Warmstart 2** Als zweiter Warmstart wurde ein Startvorgang am 30. November 2007 mit einem 37,5-stündigen vorhergehenden Stillstand gewählt. Das folgende Diagramm 5.20 zeigt die zeitlichen Verläufe der Hauptprozessgrößen.

Dieser Start zeichnet sich durch ein sehr gleichmäßiges Ansteigen der Drücke und Massenströme aus. Bei diesem Warmstart erfolgt das Abschalten der Umwälzpumpe nach 27 *min* und das Anwerfen der Turbinen findet 38 *min* nach Feuerungsbeginn statt.



**Abbildung 5.20: Anfahren nach 37,5-stündigem Stillstand: Die gleichmäßigen Anstiege von Systemdruck und Massenströmen weisen auf einen bauteilschonenden Start hin.**

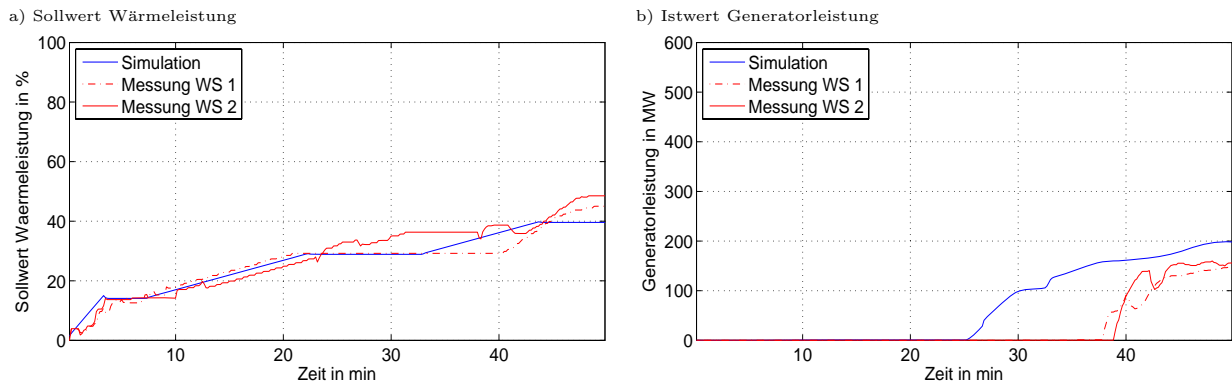
### 5.7.2 Vergleich von simulierten und gemessenen Starts

In den beiden Diagrammen der Abbildung 5.21 werden die Feuer- sowie die Generatorleistung der Simulation mit den Messdaten der beiden betrachteten Warmstarts verglichen.

Die von der Blockführung des Modells erzeugte Feuerleistung entspricht gut den Messdaten und liegt innerhalb der Streuweite der beiden gemessenen Starts. Unterschiedlich sind jedoch die Zielwerte der Feuerleistung: Während sie bei den Messungen bei rund 45 % und 50 % liegen, ist bei der Simulation 40 % als Sollwert gewählt. Die in Abbildung 5.21-b dargestellte Generatorleistung zeigt, dass der Turbinenanlauf in der Simulation um ca. 12 *min* früher als in den beiden gemessenen Starts stattfindet. Der Anlauf beginnt mit dem Öffnen des Turbinenventils nach Erreichen von:

- Frischdampfdruck größer 90 *bar*
- Frischdampfmassenstrom größer 83 *kg/s*
- 20 *K* Überhitzung des Frischdampfers

Da die Frischdampfparameter der Simulation gut den Messwerten entsprechen (siehe Abbildung 5.23 und Abbildung 5.24), kann die in der Realität verzögerte Öffnung des Turbinenventils nur durch zusätzliche im Modell nicht abgebildete Regler erklärt werden.

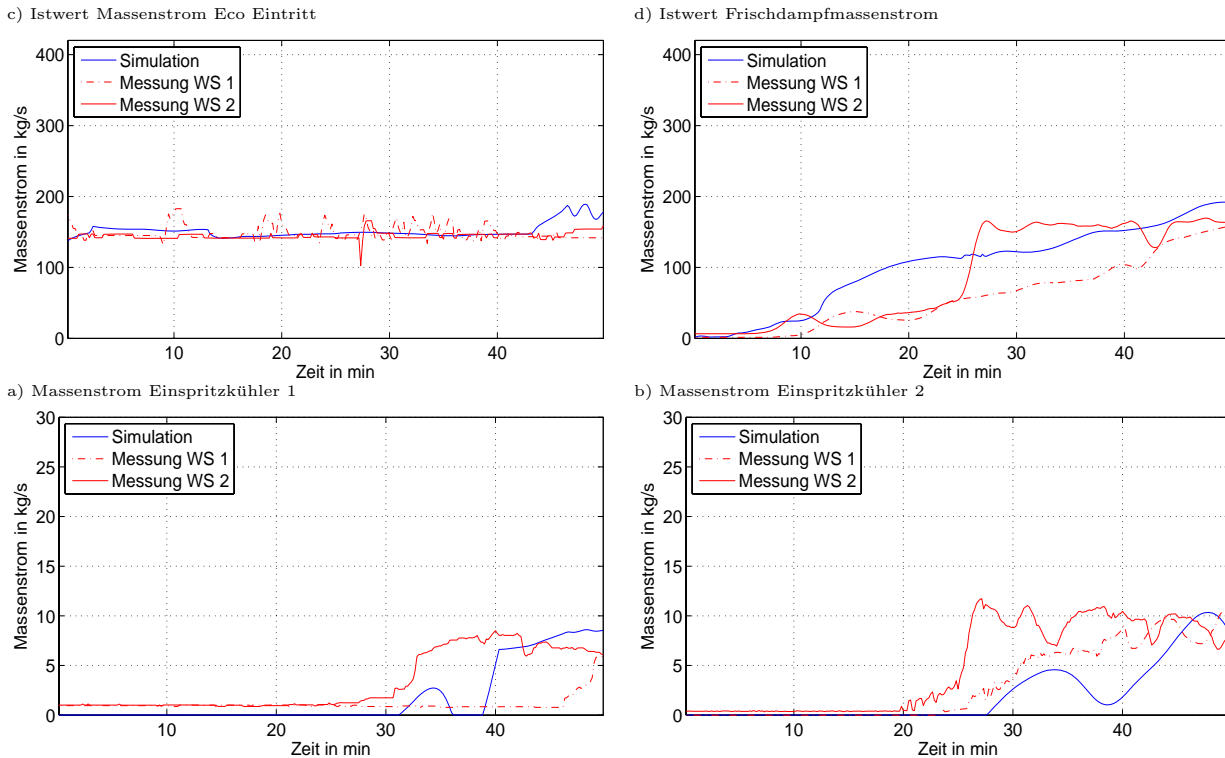


**Abbildung 5.21: Validierung des Modells im Anfahrbetrieb: Das Anstoßen der Turbine wird um 12 *min* früher simuliert, da auf die Abbildung des Turbinenfreilastrechners verzichtet wurde.**

In Frage hierfür käme der Turbinen-Freilastrechner, welcher die Temperaturdifferenzen innerhalb der Turbinenwellen überwacht und wenn nötig das Öffnen bzw. die Öffnungsgeschwindigkeit des Turbinenventils begrenzt.

Die vier Diagramme der Abbildung 5.22 zeigen neben den Massenströmen am Economizer Eintritt und dem Frischdampfmassenstrom auch die Massenströme der beiden Einspritzkühler. Drei wesentliche Unterschiede zwischen Simulation und Experiment sind zu erkennen:

1. Der simulierte Frischdampfmassenstrom wächst relativ gleichmäßig zwischen 4. und 29. *min* auf den Umwälzmassenstrom an, wobei der Überhitzermassenstrom des Warmstarts 2 nach 22 *min* sprunghaft auf die Umwälzmenge ansteigt. Der Verlauf des Überhitzermassenstroms als Differenz des Mindestverdampferdurchflusses von 143 *kg/s* sowie der Umwälzmenge wird hauptsächlich durch den Flaschenstand bzw. die Verdampferaustrittsenthalpie und damit der im Verdampfer übertragenen Feuerleistung bestimmt. Diese wird nun in der Simulation von einem Kennfeld vorgegeben, welches sich aufgrund des Mangels an stationären Messdaten nicht exakt parametrieren lässt. Dies könnte eine mögliche Ursache für die genannte Abweichung sein. Der überprognostizierte Frischdampfmassenstrom lässt auf eine überhöhte Beheizung des Verdampfers zu Lasten der Überhitzerheizflächen schließen.
2. Als zweite Abweichung erfolgt das Umschalten auf Benson-Betrieb, erkennbar durch das Anwachsen des Massenstroms am Eco Eintritt in der Simulation nach 43 *min*, im dazu korrespondierenden Warmstart 2 jedoch erst 3 *min* später. Nach dem Umschalten auf die Benson-Betriebsart übernimmt der Enthaltpieregler die Regelung des Speisewasserstroms. Ursache für die Diskrepanz der Eco-Eintrittsmassenströme kann z.B. eine unterschiedliche Trägheit des Enthaltpiereglers in der Simulation im Vergleich zum realen Kraftwerk sein.

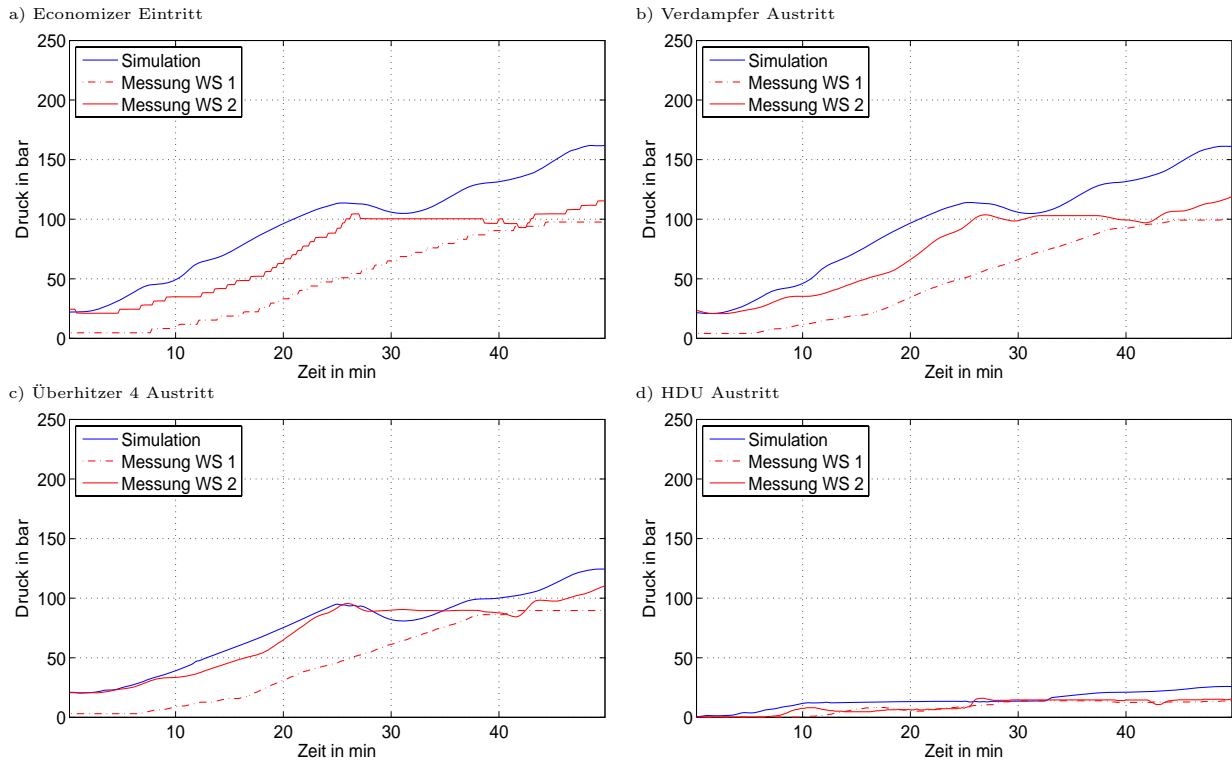


**Abbildung 5.22: Validierung des Modells im Anfahrbetrieb: umgewälzter und verdampfter Massenstrom werden qualitativ gut abgebildet.**

- Der dritte Unterschied ist die in der Simulation im Vergleich zu den Messungen verspätete Einspritzung in den Kühlern. Dies resultiert in einer höheren Frischdampf­temperatur (siehe Abbildung 5.24). Ursache für diese Diskrepanz kann eine leicht unterschiedliche Temperatur-Sollwertführung des Modells im Vergleich zum realen Kraftwerk sein.

Die Diagramme in Abbildung 5.23 zeigen die zeitlichen Verläufe der Drücke im Dampfkreislauf. Der Frischdampfdruck der Simulation korrespondiert sehr gut mit dem Verlauf des Warmstarts 2. Die simulierten Drücke am Eco-Eintritt sowie Verdampfer-Austritt wachsen jedoch schneller als in der Realität, was sich durch den schnelleren Anstieg des FD-Massenstromes und den damit einhergehenden größeren Druckverlust erklärt.

Der simulierte Druck nach der HDU bzw. im Zwischenüberhitzer wächst im Vergleich zu den Messungen in den ersten 10 *min* schneller an und erreicht seinen Zielwert von 11,7 *bar* früher. Nach dem Schließen der Umleitstationen nach rund 32 *min* wächst der Druck im Zwischenüberhitzer im Gegensatz zu den Messungen an. In diesem Zeitraum wird der Druck durch das Verhältnis der Druckabfälle von HD- und MD/ND-Turbinen bestimmt. Der Druckverlust der MD- und ND-Turbinen wird stark durch die Größe der Anzapfmassenströme beeinflusst, welche aufgrund mangelnder Messdaten schwer zu vali-

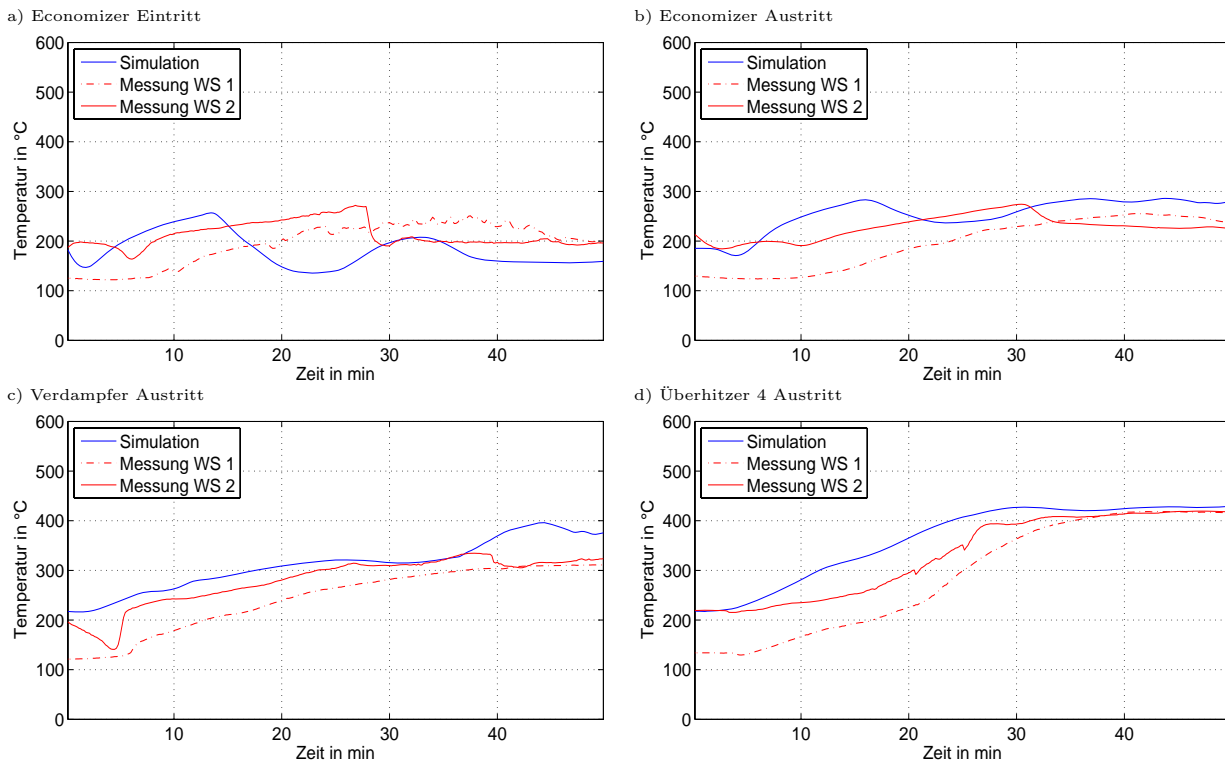


**Abbildung 5.23: Validierung des Modells im Anfahrbetrieb: Die Systemdrücke werden durch die Ventilregelungen richtig nachgebildet.**

dieren sind. Werden sie zu niedrig modelliert, führt dies zu einem überhöhten MD/ND-Turbinenmassenstrom und in Folge zu einem überhöhten Druckgefälle und einer Verschiebung des Druckniveaus im Zwischenüberhitzer.

Die Diagramme der Abbildungen 5.24 und 5.25 zeigen die Temperaturverläufe für den Eco-Eintritt, den Verdampfer-Eintritt, den Verdampfer-Austritt, den Überhitzer-Austritt, sowie nach der HDU und nach den Zwischenüberhitzern. In den beiden oberen Diagrammen mit den zeitlichen Verläufen der Economizer Ein- und Austrittstemperatur erkennt man sowohl für die Simulation als auch den Warmstart 2 einen langsamen Anstieg der Temperaturen, gefolgt von einem schnellen Abfallen der Temperaturen. Die Ursache für diesen Abfall ist die sukzessive Reduktion des Umwälzmassenstroms und das gegenläufigen Anwachsen des Speisewassermassenstroms, welcher im Vergleich zum nahezu siedenden Wasser des Umwälzkreislaufes deutlich kühler ist. Die unterschiedlichen zeitlichen Verläufe begründen sich in analoger Weise zu der zuvor erläuterten Diskrepanz der Frischdampf-massenströme.

Die simulierte Verdampfer-Austrittstemperatur korreliert bis 38 *min* nach Feuer „Ein“ sehr gut mit den Messwerten, danach kommt es aufgrund des Austrittes von überhitztem Dampf zu einem Temperaturanstieg, der erst mit Erreichen des Benson-Betriebs und dem Greifen der Enthalpieregulierung reduziert wird. Die Frischdampf-temperaturen stimmen



**Abbildung 5.24: Validierung des Modells im Anfahrbetrieb: Die Temperaturverläufe im HD-Teil des Kessels stimmen qualitativ und quantitativ gut mit den Messungen überein.**

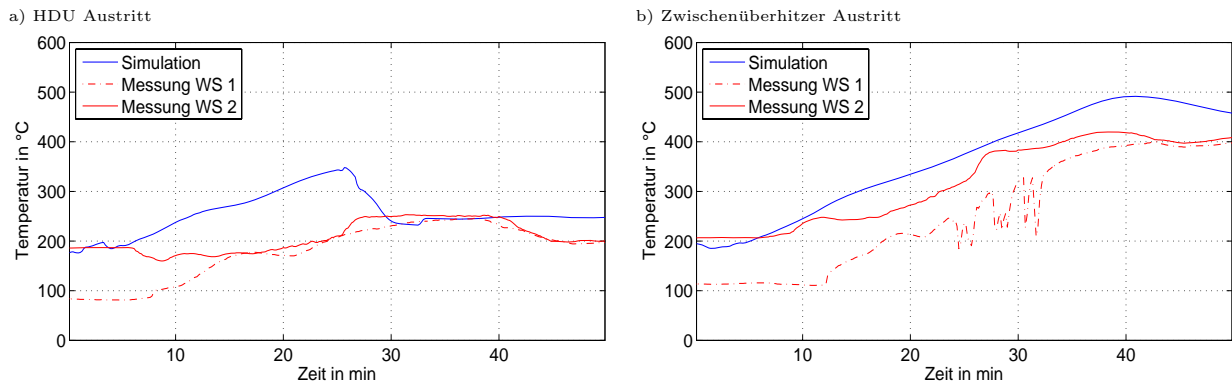
qualitativ gut mit den zeitlichen Verläufen der gemessenen Temperaturen überein, werden jedoch im Bereich von 5 bis 30 *min* vom Modell zu hoch prognostiziert. Dies ist eine direkte Folge der zuvor erläuterten geringen Massenströme in den Einspritzkühlern.

Das linke Diagramm in Abbildung 5.25 zeigt zwischen 6 und 29 *min* eine stark überhöhte HDU-Austrittstemperatur. Diese wird maßgeblich von der Menge des in der HDU eingespritzten Kühlwassers bzw. dem Sollwert der HDU-Temperaturregelung bestimmt. Während die im Modell umgesetzte Regelung entsprechend den Auslegungsdaten einen gleitenden Sollwert besitzt, deuten die Messdaten auf einen festen Sollwert von ca. 250 °C hin.

Die Temperatur am Zwischenüberhitzer-Austritt ist ebenso im Modell überprognostiziert. Die Diskrepanz zwischen 10 und 30 *min* ist begründet durch die überhöhte Zwischenüberhitzer-Eintrittstemperatur aufgrund der zu geringen Kühlung in der HDU. Die Differenz zwischen Simulation und Messdaten ab der 29. *min* basiert auf zu geringen Einspritzmengen im Einspritzkühler des Zwischenüberhitzers, welche aufgrund der Analogie zu den Einspritzkühlern in dem Hochdruckteil nicht dargestellt wurden.

Nach der Bewertung der Validierungssimulationen des Startvorgangs kann resümiert werden, dass das erstellte Modell die wesentlichen Charakteristika widerspiegelt. Dazu





**Abbildung 5.25: Validierung des Modells im Anfahrbetrieb: Die Temperaturverläufe im ND-Teil des Kessels stimmen qualitativ und quantitativ gut mit den Messungen überein.**

gehören unter Anderem die Haltepunkte sowie die unterschiedlichen Regelregimes. Für eine weitere Verbesserung der Simulationsergebnisse sind vor allem detailliertere Angaben zur Parametrierung des Blockleitsystems erforderlich. Die auftretenden Abweichungen von den Messungen relativieren sich vor dem Hintergrund der signifikanten Varianz realer Anfahrprozesse. Für die Bewertung von Belastungen beim Anfahren ist es im Rahmen von simulationsgestützten Untersuchungen in erster Linie wichtig, einen repräsentativen Start nachbilden zu können. Dieses Ziel wird mit dem beschriebenen Modell erreicht.

## 5.8 Fazit

Die erstellten Modelle zur Abbildung des Leistungs- und Anfahrbetrieb des Kraftwerks Rostock zeigen eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung mit den herangezogenen Messdaten aus dem laufenden Betrieb. Eine richtige Abbildung der hinterlegten Regler ist von großer Wichtigkeit und der Einfluss auf das Betriebsverhalten des Kraftwerks ist mitunter größer als die richtige Parametrierung der thermodynamischen Teilmodelle. Bei fehlenden Informationen zu Reglerstruktur und -parametern sind der Gesamtmodellgüte daher Grenzen gesetzt.

Mit der erfolgreichen Zusammenschaltung und Validierung der Teilmodelle zu einem funktionsfähigen Gesamtmodell des Kraftwerks Rostock ist ein wesentlicher Teilaspekt der Aufgabenstellung erfolgreich bearbeitet: Die erstellten Modelle und Modellbibliotheken stellen nachweislich ein sinnvolles und aussagekräftiges Werkzeug zur Vorhersage von Bauteilbelastungen unter verschiedenen Lastanforderungen dar. Die Simulation im geschlossenen Regelkreis ermöglicht zudem eine Bewertung der Regelstrategien und der Reglergüte von Kraftwerken.

## 6 Bewertungsmaßstäbe für erhöhte Dynamik-Anforderungen

Das unter Kapitel 4 vorgestellte Modell des Kraftwerks ist geeignet, zeitlich und räumlich vereinfacht aufgelöste Temperaturfelder sowie Druckverläufe in dickwandigen Sammlern und Wärmeübertragern des Dampferzeugers zu berechnen.

Mittels dieser Temperatur- und Druckverläufe lassen sich die aktuellen Spannungen in den dickwandigen Bauteilen ableiten. Die entsprechende Vorgehensweise wird im folgenden Abschnitt (6.1) ausführlich erläutert. Aus den so gewonnenen Spannungen werden in einem zweiten Schritt entsprechend technischer Richtlinien Aussagen zur Bauteilbeanspruchung getroffen.

Um die tatsächlichen Auswirkungen auf die Ermüdung der Bauteile abschätzen zu können, wird eine Online-Abschätzung<sup>1</sup> des Lebensdauer verbrauchs durchgeführt, wie sie sinngemäß für die nachfolgende Richtlinie DIN EN 12952 in [58] beschrieben ist (siehe Abschnitt 6.2). Ergänzend wird ein bruchmechanisches Modell nach [5] angewandt, das das Risswachstum eines hypothetischen axialen Macro-Risses auf der Innenseite der druckbeanspruchten Teile vorhersagt, Abschnitt 6.3.

Insbesondere beim Anfahren ist die zulässige Laständerungsgeschwindigkeit maßgeblich durch die thermischen Belastungen der Turbinen begrenzt. In Abschnitt 6.4 wird daher ein einfacher Ansatz zur Berechnung von Spannungen in Turbinenwellen vorgestellt.

Mit diesen Mitteln ist ein quantitativer Vergleich verschiedener Kraftwerkseinsatzbedingungen möglich.

Zuletzt seien in Abschnitt 6.5 der Vollständigkeit halber Ansätze zur Optimierung der Gesamtprozesseffizienz diskutiert. Da die darin vorgestellten Ideen jedoch vielmehr einen generellen Ansatz zur Verbesserung des Gesamtprozesses aufzeigen, sind sie mit Rücksicht auf einen beherrschbaren Rechenaufwand in den verwendeten Gesamtmodell nicht umgesetzt. Damit stellt dieser Abschnitt auch einen ersten Ausblick auf künftige Vertiefungen der hier vorliegenden Arbeit dar.

---

<sup>1</sup>Dabei handelt es sich also um eine Auswertung zur Rechenzeit, nicht um eine nachgeschaltete Evaluierung

## 6.1 Vergleichsspannungen in glatten Rohren

### 6.1.1 Instationäre Wärmespannungen

Beim Betrieb druckführender Bauteile treten entsprechend des Innendrucks Spannungen auf, die durch Wärmespannungen überlagert werden.

Wärmespannungen entstehen immer dann, wenn sich verschiedene Bereiche eines Bauteils aufgrund einer inhomogenen Temperaturverteilung unterschiedlich stark ausdehnen, da der Wärmeausdehnungskoeffizient im Allgemeinen temperaturabhängig ist. Ein Beispiel für ein Bauteil mit einem ausgeprägten zeitlich und räumlich variablen Temperaturfeld ist ein dickwandiger Dampfsammler, wie er vor und nach jedem Überhitzer des Kessels geschaltet wird. Hierbei sind die Innenseiten der Sammler lastabhängigen Temperatur- und Druckschwankungen ausgesetzt, die sich in Richtung Außenwand nur phasenverschoben und in ihrer Amplitude vermindert fortsetzen.

Diese instationären Wärmespannungen stellen sich bei Aufheiz- und Abkühlvorgängen in den jeweiligen Bauteilen ein, wobei die exakte Berechnung wegen der üblichen komplexen Geometrien aufwendig ist.

Eine wichtige Gruppe von Bauteilen stellen die Sammler des Dampferzeugers dar. Diese stellen geometrisch ein dickwandiges glattes Rohr dar, an das eine Reihe von dünnen Rohren angeflanscht ist. Am Übergang vom dickwandigen zum dünnwandigen Rohr treten Spannungsüberhöhungen auf, die üblicherweise durch Formfaktoren berücksichtigt werden [27].

Vereinfachend werden die Sammler im Folgenden als glatte Rohre angesehen. Diese Annahme unterschätzt die auftretenden Maximalspannungen, ermöglicht aber dennoch eine qualitativ richtige Aussage zu den sich einstellenden Bauteilbeanspruchungen. Weitergehende Untersuchungen erfordern eine Berücksichtigung der genauen Geometrie und der jeweiligen Einbausituation<sup>2</sup>, z.B. mithilfe der Finiten-Elementen-Methode. Für einen Überblick sei auf [75] und [83] verwiesen.

Für zylindrische Bauteile lassen sich geschlossene Lösungen für instationäre Spannungen angeben, vorausgesetzt ein Temperaturfeld ist bekannt. Es ergibt sich ein rotationssymmetrischer Spannungszustand, der von der z-Richtung unabhängig aber über die Zeit  $t$  beliebig ist. Die folgenden Zusammenhänge sind [54] entnommen und bilden die Grund-

---

<sup>2</sup>Die mechanische Vorspannung und Abweichungen von der geplanten Einbausituation durch Umbauten oder Reparaturen bestimmen die Bauteilbelastung zum Teil maßgeblich [70].

lage für die spätere Modellierung. Für eine ausführliche Diskussion zur Umsetzung der Modelle sei auf [106] verwiesen.

$$\sigma_{\vartheta,r}(r,t) = \frac{E(\bar{\vartheta}) \alpha(\bar{\vartheta})}{1-\nu} \left[ \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right) \frac{1}{r_a^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_a} \vartheta(r,t) r dr - \frac{1}{r^2} \int_{r_i}^r \vartheta(r,t) r dr \right] \quad (6.1)$$

$$\sigma_{\vartheta,u}(r,t) = \frac{E(\bar{\vartheta}) \alpha(\bar{\vartheta})}{1-\nu} \left[ \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right) \frac{1}{r_a^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_a} \vartheta(r,t) r dr + \frac{1}{r^2} \int_{r_i}^r \vartheta(r,t) r dr - \vartheta(r,t) \right] \quad (6.2)$$

$$\sigma_{\vartheta,l}(r,t) = \frac{E(\bar{\vartheta}) \alpha(\bar{\vartheta})}{1-\nu} \left[ \left(\frac{2}{r_a^2 - r_i^2}\right) \int_{r_i}^{r_a} \vartheta(r,t) r dr - \vartheta(r,t) \right] \quad (6.3)$$

Die hierin verwendeten Materialkenngrößen Elastizitätsmodul  $E(\bar{\vartheta})$  und linearer Längenausdehnungskoeffizient  $\alpha(\bar{\vartheta})$  beziehen sich auf die tatsächlich vorherrschende Materialtemperatur  $\bar{\vartheta}$ , während die Querkontraktionszahl  $\nu$  ist temperaturunabhängig ist.

### 6.1.2 Spannungen durch Innendruck

Bei einem Innendruck  $p_i$  ergeben sich Spannungen in Radialrichtung  $\sigma_r$  sowie in Umfangs- und Längsrichtung ( $\sigma_u$  und  $\sigma_l$ ). Diese lassen sich auf unterschiedliche Weise bestimmen. Zum Einen können mittlere, zum Anderen exakte Spannungen über den Radius angegeben werden.

**Mittlere Spannungen** Mit dem Flächenvergleichsverfahren, das oftmals die Grundlage für die Spannungsermittlung bei Druckbeaufschlagung bildet, lassen sich mittlere Spannungen in den Hauptspannungsrichtungen nach [108] berechnen:

$$pA_p = \sigma A_\sigma \quad (6.4)$$

Dabei sind  $A_p$  Belastungs- und  $A_\sigma$  Materialflächen. Daraus ergibt sich eine mittlere Spannung in Umfangsrichtung:

$$\bar{\sigma}_u = p \frac{A_{p,u}}{A_{\sigma,u}} \quad (6.5)$$

mit  $A_{p,u} = d_i l$ ,  $A_{\sigma,u} = 2 s_v l$ , der Wandstärke  $s_v$ , der Bauteillänge  $l$  und einem Innendruck  $p_i$  erhält man:

$$\bar{\sigma}_u = p_i \frac{d_i}{2 s_v} \quad (6.6)$$

Auf der Rohrinneinnenseite wirkt der Innendruck  $-p_i$ . Bis zur Außenfläche nimmt dieser bis auf 0 ab. Daher gilt für die mittlere Radialspannung:

$$\bar{\sigma}_r = -\frac{p_i}{2} \quad (6.7)$$

**Spannungen an beliebiger Stelle der Rohrwand** Im Gegensatz zu den mittleren Spannungen können die durch einen Innendruck  $p_i$  verursachten Spannungen auch an einer beliebigen Stelle der Rohrwand ermittelt werden [87]. In radialer Richtung ergeben sich diese zu:

$$\sigma_{p_i,r}(r) = p_i \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \left[ 1 - \left( \frac{r_a}{r} \right)^2 \right] \quad (6.8)$$

für  $r = r_i$  folgt eine maximale Spannung in Radialrichtung:

$$\sigma_{p_i,r,max}(r_i) = -p_i \quad (6.9)$$

In Umfangsrichtung gilt:

$$\sigma_{p_i,u}(r) = p_i \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \left[ 1 + \left( \frac{r_a}{r} \right)^2 \right] \quad (6.10)$$

auch hier erhält man für  $r = r_i$  eine maximale Umfangsspannung:

$$\sigma_{p_i,u,max}(r_i) = p_i \frac{r_a^2 + r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \quad (6.11)$$

Die Belastung in Längsrichtung führt zu dem konstanten Ausdruck:

$$\sigma_{p_i,l} = p_i \frac{1}{u^2 - 1} \quad (6.12)$$

Man erkennt anhand dieser Gleichungen, dass analog wie bei allen mechanischen Spannungen gilt: Die Belastungen steigen linear mit dem Innendruck  $p_i$  an.

Für dünnwandige Bauteile ist es durchaus möglich mittlere Spannungen anzunehmen, während bei dickwandigen Bauteilen Durchmesser-Verhältnisse von  $u = 2$  erreicht werden und damit nicht mehr von konstanten Belastungen ausgegangen werden kann. Es wird daher in den weiteren Berechnungen auf die exakten Spannungen bei Innendruck  $p_i$  in Abhängigkeit vom Radius zurück gegriffen.

### 6.1.3 Vergleichsspannungshypothesen

Mit Spannungen in Radial-, Umfangs- und Längsrichtung herrscht im Bauteil ein räumlicher Spannungszustand, d.h. es liegen Beanspruchungen in drei Hauptspannungsrichtungen vor. Diese Hauptspannungen können unter Berücksichtigung des mehrachsigen Spannungszustandes zu einer Vergleichsspannung zusammengefasst werden.

Für jede Hauptspannungsrichtung gilt das Superpositionsprinzip, da gleichzeitig Spannungen bei einem Innendruck  $p_i$  und Wärmespannungen auftreten. Somit erhält man für jede Richtung eine zusammengesetzte Spannung aus mechanischen und thermischen Spannungen:

$$\sigma_r = \sigma_{p_i,r} + \sigma_{\vartheta,r}; \quad \sigma_u = \sigma_{p_i,u} + \sigma_{\vartheta,u}; \quad \sigma_l = \sigma_{p_i,l} + \sigma_{\vartheta,l} \quad (6.13)$$

Für einen Stab unter Zugbelastung lässt sich durch einen Zugversuch ein Spannungs-Dehnungsdiagramm bestimmen. Daraus kann das plastische Fließen (Streckgrenze  $R_e$ ) und der Bruch des Stabes (Zugfestigkeit  $R_m$ ) – allgemein das Versagen des Stabes – bestimmt werden. Bei beliebigen Bauteilen, wie dem betrachteten Hohlzylinder, existieren keine Versuchsanordnungen zur Ermittlung von zulässigen Beanspruchungen. Dennoch können aus theoretischen Überlegungen und speziellen Experimenten spezielle Hypothesen aufgestellt werden, nach denen aus Normal- und Schubspannungen so genannte Vergleichsspannungen ermittelt werden. Bringt man diese Spannungen an einem Zugstab auf, soll der Werkstoff genauso stark beansprucht werden wie das betrachtete Bauteil. Es lassen sich demnach die Beanspruchungen im Bauteil mit denen in einem Zugstab vergleichen,

daher auch die Bezeichnung: Vergleichsspannung.

Bei der *Schubspannungshypothese* wird angenommen, dass die Materialbeanspruchung durch die maximale Schubspannung verursacht wird. Ohne auf die Herleitung einzugehen, kann eine Vergleichsspannung angegeben werden:

$$\sigma_{V,Sch} = \hat{\vartheta} - \check{\vartheta} \quad (6.14)$$

Dabei findet die Differenz der größten und kleinsten Hauptspannung Berücksichtigung. Diese werden zunächst mit den Spannungen in Umfangsrichtung  $\hat{\vartheta} = \sigma_u$  und radialer Richtung  $\check{\vartheta} = \sigma_r$  angenommen. Durch Einsetzen ergibt sich eine Vergleichsspannung zu:

$$\bar{\sigma}_{V,Sch} = \sigma_u - \sigma_r \quad (6.15)$$

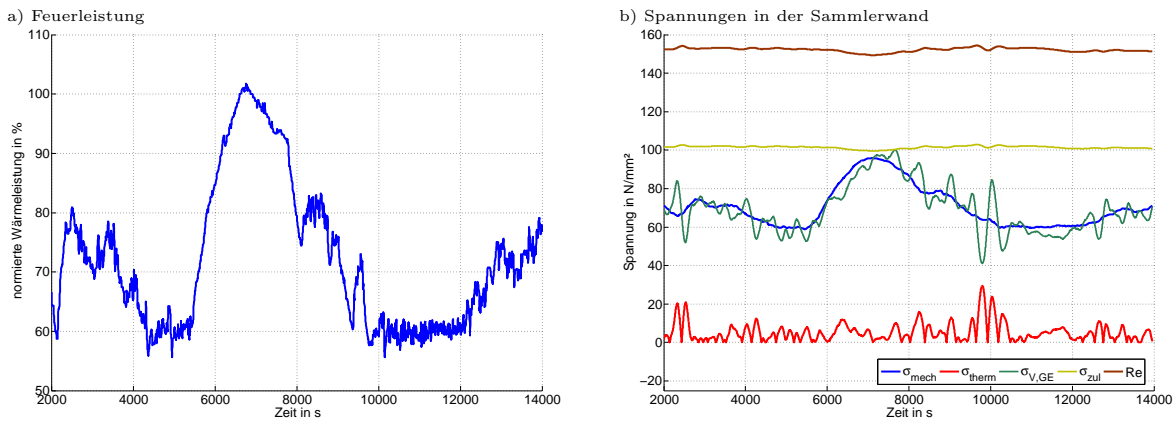
An konkreten Berechnungen wird später untersucht, ob diese Annahme zutreffend ist. Bei der *Gestaltänderungshypothese* wird angenommen, dass die Bauteilbeanspruchung durch einen Energieanteil charakterisiert wird, der eine Änderung der Gestalt herbeiführt. Eine Vergleichsspannung kann unter der üblichen Annahme, dass Schubspannungen keine Berücksichtigung finden, mit:

$$\sigma_{V,GE} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_u - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_u)^2]} \quad (6.16)$$

berechnet werden. Die Gestaltänderungshypothese (GE) zeigt bei zähen Werkstoffen die beste Übereinstimmung von Versuch und Rechnung bei Versagen durch plastisches Verformen und gegen Dauerbruch. Die Schubspannungshypothese kommt bei plastischen Verformungen und gegen Gleitbruch zur Anwendung. Da die Schubspannungshypothese nur geringfügig von der GE-Hypothese abweicht, wird sie aufgrund ihres einfachen Aufbaus oftmals bevorzugt. Für die weitere Auswertung wird aufgrund der höheren Genauigkeit das Verfahren der Gestaltänderungshypothese verwendet.

Im Folgenden wird am Beispiel der Austrittssammler des Überhitzer 1 eine Berechnung der Druck- und Temperaturspannungen durchgeführt. Als Belastungsszenario sind mehrere Lastwechsel zwischen 60 % und 100 % Nennlast entsprechend Messdaten des

Kraftwerkes Rostock gewählt. Der zeitliche Verlauf der Feuerungsleistung des Szenarios ist in Abbildung 6.1-a dargestellt.

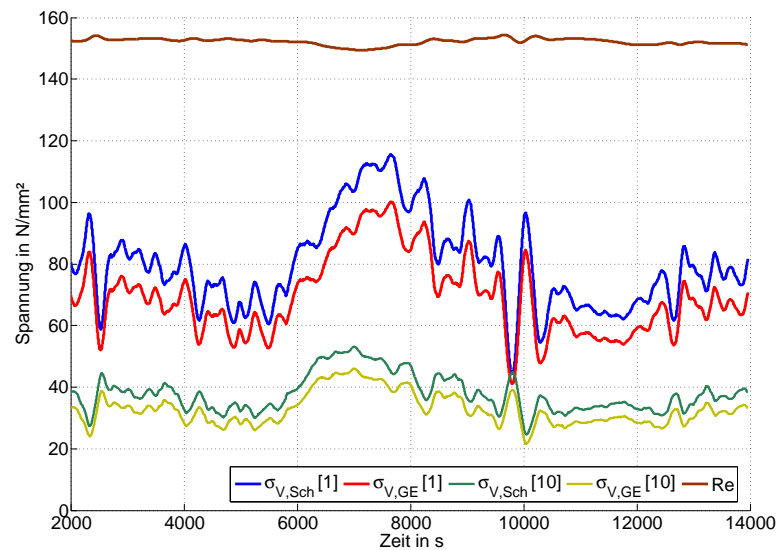


**Abbildung 6.1: Spannungen in Sammler nach Überhitzer 3: Während des Lastwechsels erreichen die Bauteilspannungen die Größenordnung der zulässigen Spannung**

Im Abbildung. 6.1-b sind die aus den Lastwechseln entstehenden zeitlichen Verläufe der Spannungen in der Wand des Sammlers abgebildet.

Zunächst ist von Interesse, welche Beanspruchungen (mechanisch oder thermisch) dampfführende Bauteile wie den betrachteten Sammler stärker belasten. Dabei wurden unter Anwendung der Gestaltänderungshypothese voneinander unabhängige mechanische und thermische Vergleichsspannungen der drei Hauptspannungsrichtungen gebildet, sodass ein Vergleich beider Beanspruchungen Folgendes ergibt: Die Vergleichsspannung  $\sigma_{V,GE}$  wird hauptsächlich durch die mechanischen Spannungen bestimmt, während die thermischen Spannungen zu vernachlässigen sind. Das ergibt sich aus der Tatsache, dass beim Leistungs-Betrieb die Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenseite nur wenige Kelvin betragen. Diese Temperaturdifferenz ist für die thermischen Spannungen maßgebend. Abbildung 6.2 macht die Stelle der maximalen Beanspruchung deutlich. Die Spannungen an der Innenseite sind deutlich größer als auf der Außenseite der Zylinderwand. Da die mechanischen Spannungen die zusammengesetzten Spannungen beherrschen und diese über den Radius der Zylinderwand abnehmen, nimmt demzufolge auch die Vergleichsspannung entsprechend ab.





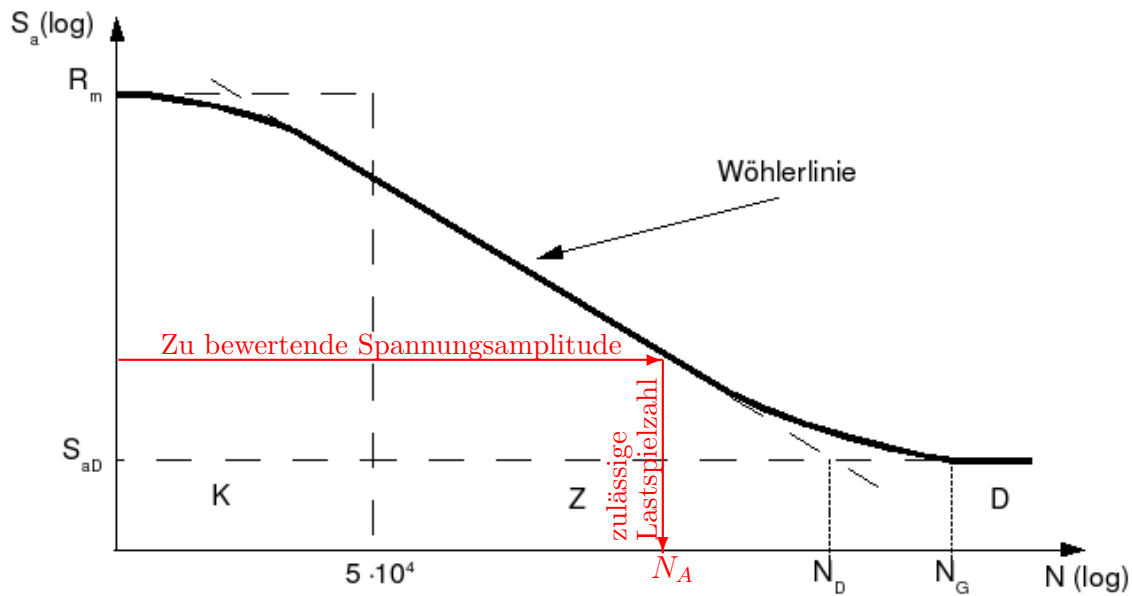
**Abbildung 6.2: Spannungen auf der Innen- und Außenseite des Sammlers: Die verschiedenen Vergleichsspannungshypothesen liefern ähnliche Ergebnisse, wenngleich die genauere Gestaltänderungshypothese etwas höhere Spannungen unterstellt.**

## 6.2 Lebensdauerverbrauch nach TRD 301 und 508

Kraftwerkskomponenten, die vor 2002 in Betrieb gegangen sind, wurden nach den Technischen Regeln für Dampfkessel [27] ausgelegt und sollen bzgl. ihres Lebensdauerverbrauchs ebenfalls danach bewertet werden. Für neuere Kraftwerke ist die DIN EN 12952 bindend. In [48] werden beide Ansätze miteinander verglichen und es zeigt sich, dass die TRD deutlich konservativere Abschätzungen ergibt.

Grundgedanke der Lebensdauerabschätzung ist es, aus einem Lastwechsel eine auftretende Spannungsamplitude abzuleiten. Gemäß der Wöhlerkurve kann einer Spannungsamplitude die Anzahl der Lastspiele bis zum Anriss  $N_A$  zugeordnet werden. Abbildung 6.3 illustriert diesen Zusammenhang qualitativ. Der betrachtete Lastwechsel verbraucht den  $1/N_A$ -ten Teil der Gesamtlebensdauer.

Sowohl die TRD als auch die DIN geben Richtlinien für die Abschätzung des Lebensdauerverbrauchs, der durch das Durchfahren großer Lastrampen entsteht. Damit wird in erster Linie auf An- und Abfahrvorgänge und die dabei auftretenden Druck- und Temperaturspannungen Bezug genommen. Die Form eines sogenannten Lastkollektivs, die Beanspruchungsintensität und die Reihenfolge der auftretenden Beanspruchungen, wie in [89] diskutiert wird, bleiben dabei unberücksichtigt.



**Abbildung 6.3: Lebensdauerverbrauch mit der Wöhlerlinie: Der betrachtete Lastwechsel verbraucht den  $1/N_A$ -ten Teil der Gesamtlebensdauer (aus [66], rot ergänzt).**

Im Folgenden soll hier kurz das Berechnungsverfahren nach TRD 508 Anlage 1 zur Ermittlung der Erschöpfung auf der Grundlage von Betriebsbeanspruchungen eingegangen werden, da dies das für das Kraftwerk Rostock bindende Regelwerk ist.

In [54] wird darauf hingewiesen, dass zur genauen Bestimmung der Wärmespannungen das Temperaturfeld zeitlich und räumlich gemäß der Fourier-Gleichung für Wärmeleitung (vgl. Abschnitt 4.4) berechnet werden muss. In der TRD 508 wird vereinfachend angenommen, dass die langsame Änderung der Medientemperatur dominiert gegenüber der stattfindenden Wärmeleitvorgänge und sich daher quasistationäre Temperaturfelder ausbilden. Die Betrachtungen in der TRD 508 beschränken sich damit auf An- und Abfahrten, nicht auf kurzfristige Laständerungen, wie sie z.B. bei Erbringung von Sekundärregelleistung typisch sind.

Für einen auftretenden Lastwechsel ist aus der dabei auftretenden Druckdifferenz  $\Delta p$  und der Schwingbreite der Wandtemperaturdifferenzen  $\Delta\Theta$  die auftretende Spannungsschwingbreite berechnet:

$$\Delta\sigma_i = \left( \alpha_m \frac{d_m}{2s_b} \right) \Delta p + \left( \alpha_\vartheta \frac{\beta_{L\vartheta} E_\vartheta}{1 - \nu} \right) \Delta\Theta \quad (6.17)$$

Hierin sind  $\alpha_m$  die Formzahl für Membranspannungen,  $\alpha_\vartheta$  die Formzahl für Wärmespannungen,  $d_m$  der mittlere Durchmesser,  $s_b$  die Berechnungswanddicke,  $\beta_{L\vartheta}$  der differenzielle Wärmeausdehnungskoeffizient bei der maßgebenden Temperatur  $\vartheta^*$ ,  $E_\vartheta$  der Elastizitätsmodul bei  $\vartheta^*$  und  $\nu$  die Querdehnzahl.

Daraus wird die zu vergleichende Spannungsschwingbreite

$$2\sigma_a = \begin{cases} \Delta\sigma_i f_3 \frac{\Delta\sigma_i}{2\sigma_{0,2\vartheta}}, & \text{wenn } \Delta\sigma_i > 2\sigma_{0,2\vartheta} \\ \Delta\sigma_i f_3 \frac{4\sigma_B^2}{4\sigma_B^2 - (2\sigma_{0,2\vartheta} - \Delta\sigma_i)}, & \text{wenn } \Delta\sigma_i \leq 2\sigma_{0,2\vartheta} \end{cases} \quad (6.18)$$

ermittelt, wobei  $f_3 = 1, 4$  für hochfeste Stähle einzusetzen ist und die maßgebende Temperatur aus den minimalen und maximalen Zyklustemperaturen nach  $\vartheta^* = 0,75 \hat{\vartheta} + 0,25 \check{\vartheta}$  bestimmt wird. Weiterhin bedeuten  $\sigma_{0,2\vartheta}$  die Warmstreckgrenzen und  $\sigma_B$  die Zugfestigkeit. Aus dieser zu vergleichenden Schwingbreite ist die zulässige Lastwechselzahl bis zum Anriss  $\hat{n}$  zu ermitteln. Der Zuwachs an Erschöpfung von  $n_k$  ähnlichen Lastwechseln einer Lastwechselklasse beträgt dann in Prozent:

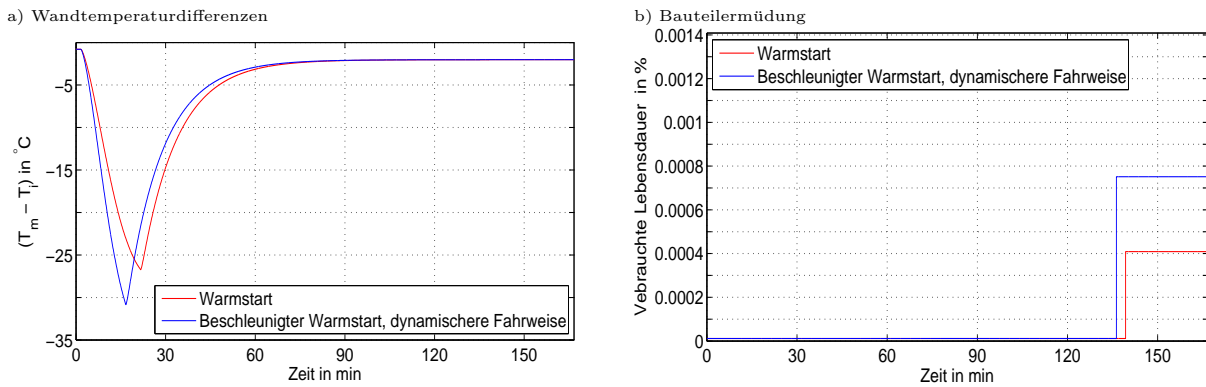
$$e_k = \frac{n_k}{\hat{n}_k} 100 \quad (6.19)$$

Die Gesamterschöpfung aus einer Reihe von Lastwechseln ergibt sich nach der linearen Schädigungsakkumulationshypothese aus der Summe der Teilerschöpfungen.

Die beschriebene Vorgehensweise soll im Folgenden anhand eines einfachen Beispiels erläutert werden, in dem der Lebensdauerverbrauch des hinter Überhitzer 4 geschalteten Austrittssammlers untersucht wird.

Der in Abschnitt 5.7.1 beschriebene Warmstart vom 30. November 2007 zeigt, dass die wesentliche Temperatur- und Druckerhöhung im Überhitzer 4 zu Beginn des Anfahrvorgangs innerhalb eines Zeitraums von ca. 20 min stattfindet. In Abbildung 6.4-a sind die auftretenden Wandtemperaturdifferenzen ( $T_m - T_i$ ) für den Referenzfall (rot) und für den Fall eines beschleunigten Aufwärmens (blau) des Sammlers dargestellt. Es ergeben sich im letzteren Fall erhöhte Differenzen, was zu einer höheren Spannungsschwingbreite führt.

Da die während eines Lastwechsels oder Anfahrvorgangs verbrauchte Lebensdauer von den auftretenden Wärmespannungen beeinflusst wird, stellt sich ein deutlich erhöhter



**Abbildung 6.4: Verkürzung von Anfahrzeiten - links: Auftretende Wandtemperaturdifferenzen; rechts: Lebensdauerverbrauch**

Lebensdauerverbrauch durch diese Erhöhung des Anfahrgradienten ein (vgl. Abbildung 6.4-b). Dabei ist zu beachten, dass sich die Ermüdung des Materials überproportional zur maximal auftretenden Temperaturdifferenz erhöht.

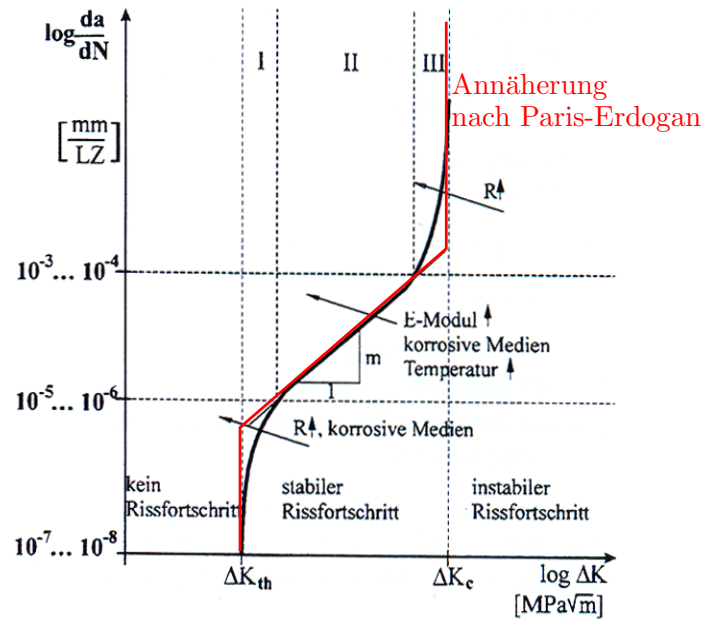
### 6.3 Rissfortschrittsrate nach FKM-Richtlinie

Wenn vor oder während des Betriebs Schädigungen der dampfführenden Bauteile auftreten, wird das Risswachstum vor allem durch die Häufigkeit von Lastwechseln und deren Spanne bestimmt. Die FKM-Richtlinie „Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis“ [5] zeigt auf, wie das Risswachstum von Makrorissen aufgrund dynamischer Bauteilbelastungen abgeschätzt werden kann.

Im Bereich stabilen Risswachstums kann das Risswachstum pro Lastwechsel  $\frac{da}{dN}$  nach der Rissfortschrittsgleichung nach Paris/Erdogan berechnet werden, Abbildung 6.5:

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K^m \quad (6.20)$$

wobei für eine allgemeine Abschätzung (für Stähle) der Proportionalitätsfaktor  $C = 1,37 \cdot 10^{-07}$  und für den Exponenten  $m = 2,25$  einzusetzen ist. Die Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors  $\Delta K$  ist eine Funktion des Belastungszustandes und der Geometrie des Bauteils und der Schädigung. Zur Bewertung zyklischer Lastwechsel sei ein langer Oberflächenriss mit einer Tiefe  $0,5 \text{ mm} \leq a \leq 0,75s$  (mit der Wanddicke  $s$ ) an-



**Abbildung 6.5: Makro-Risswachstum bei zyklischer Beanspruchung, in rot ist die konservative Abschätzung nach Paris und Erdogan gekennzeichnet (aus [5], rot ergänzt)**

genommen. Die Schwingbreite der Spannungsintensität ergibt sich für diesen Fall nach

$$\Delta K = 2 \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} F \sqrt{\pi a} \Delta p \quad (6.21)$$

$$F = F_2 + \left( \frac{s}{r_i} - X_2 \right) \left( \frac{F_1 - F_2}{X_1 - X_2} \right) \quad (6.22)$$

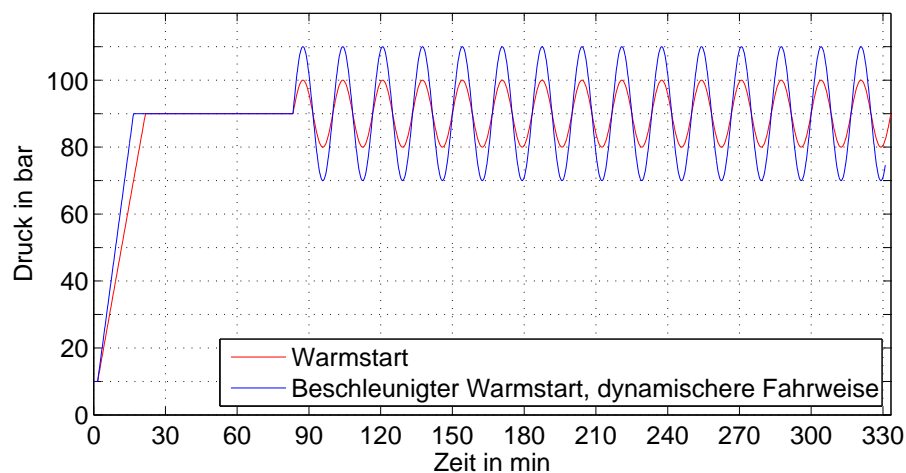
$$F_1 = \begin{cases} 1,11432 + 0,54228 \left( \frac{a}{s} \right) + 1,5241 \left( \frac{a}{s} \right)^2 + 5,481 \left( \frac{a}{s} \right)^3 & \text{für } \frac{s}{r_i} \leq 0,1 \\ 1,1202 + 0,44395 \left( \frac{a}{s} \right) + 2,7289 \left( \frac{a}{s} \right)^2 + 2,5313 \left( \frac{a}{s} \right)^3 & \text{für } \frac{s}{r_i} \geq 0,1 \end{cases} \quad (6.23)$$

$$F_2 = \begin{cases} 1,1090 + 1,20110 \left( \frac{a}{s} \right) + 1,9490 \left( \frac{a}{s} \right)^2 + 10,7859 \left( \frac{a}{s} \right)^3 & \text{für } \frac{s}{r_i} \leq 0,1 \\ 1,11432 + 0,54228 \left( \frac{a}{s} \right) + 1,5241 \left( \frac{a}{s} \right)^2 + 5,480 \left( \frac{a}{s} \right)^3 & \text{für } \frac{s}{r_i} \geq 0,1 \end{cases} \quad (6.24)$$

$$X_1 = \begin{cases} 0,1 & \text{für } \frac{s}{r_i} \leq 0,1 \\ 0,2 & \text{für } \frac{s}{r_i} \geq 0,1 \end{cases} \quad X_2 = \begin{cases} 0,05 & \text{für } \frac{s}{r_i} \leq 0,1 \\ 0,1 & \text{für } \frac{s}{r_i} \geq 0,1 \end{cases} \quad (6.25)$$

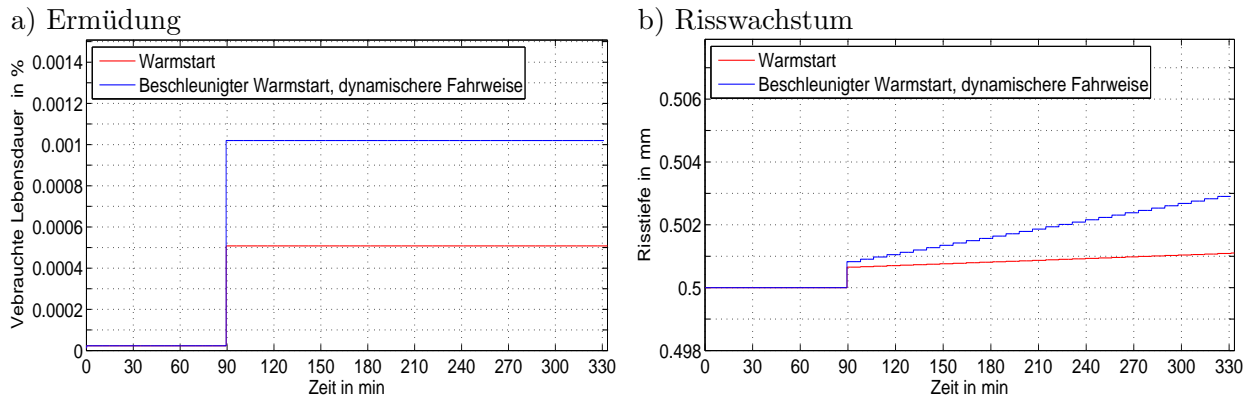
Die Güte und Grenzen dieses Bewertungsmaßstabs sollen im Folgenden anhand eines einfachen Beispiels verdeutlicht werden. Dazu werden wieder die charakteristischen Flanken des Temperatur- und Druckanstiegs im Überhitzer 4 bei Warmstart bewertet.

Ergänzend folgt dem Anfahren ein sinusförmiges Druckschwingen im Bereich des 90-bar-Haltepunkts mit unterschiedlichen Amplituden (was als Variation der Regelgüte der HDU-Druckregelung interpretiert werden kann, vgl. Abbildung 6.6).



**Abbildung 6.6:** Beispiel zur Illustration der Abschätzung des Risswachstums: Der Druck im Überhitzer 4 Austrittssammler steigt zunächst an und schwingt dann um 10 bzw. 20 bar.

In Abbildung ist 6.7-a der ansteigende Lebensdauerverbrauch dargestellt. Die beschleunigte Aufwärmung bewirkt wieder einen erhöhten Lebensdauerverbrauch, während die relativ kleinen Druckschwankungen in beiden Fällen keine zusätzliche Ermüdung nach TRD hervorrufen. Diese Erkenntnis spiegelt auch die Intention der TRD 301 wider - sie liefert einen rechnerischen Festigkeitsnachweis für eine bestimmte Anzahl von An- und Abfahrvorgängen. Es wird unterstellt, dass kleine Lastwechsel keine Ermüdung hervorrufen.



**Abbildung 6.7: Ermüdung durch Druckschwankungen: Das Risswachstum steigt auch bei kleinen Druckschwankungen und ist somit im Gegensatz zur Ermüdungsrechnung nach TRD auch für die Bewertung kleinerer Lastwechsel geeignet.**

Etwas detaillierter wird das Bild, wenn man zu Beginn des Anfahrvorgangs eine Schädigung unterstellt. Während des Anfahrvorgangs vergrößert sich der Riss merklich und weitet sich durch die sinusförmigen Druckschwankungen kontinuierlich (siehe Abbildung 6.7-b).

Dabei muss erwähnt werden, dass die Rissfortschrittsgeschwindigkeit nach der FKM-Richtlinie nur von den auftretenden Druckamplituden, nicht aber von den auftretenden Thermospannungen bestimmt wird. Als qualitatives Mittel zur Bewertung kleiner Lastwechsel ist dieser Bewertungsmaßstab dennoch geeignet, da die auftretenden Thermospannungen als klein gegenüber den Druckspannungen anzunehmen sind. Für An- und Abfahrvorgänge hingegen ist die Vorgehensweise weniger geeignet, da hier die Temperaturspannungen merklich zur Schädigung beitragen dürften.

## 6.4 Belastung der Turbinenwellen

Neben den dickwandigen Bauteilen des Kessels sind die Turbinen stark belastet. Im Detail sind hier das Turbineneintrittsgehäuse, die Schaufelfüße, die erste Schaufelreihe sowie die Turbinenwelle zu nennen. Um die Beanspruchung durch Thermospannungen während des Betriebs zu minimieren, wird die HD-Turbineneintrittstemperatur mithilfe der HD-Einspritzregelung konstant gehalten. Beim Anfahren des Kraftwerks kommt es beim Belasten und Aufwärmen der Turbinen zu erheblichen Temperaturdifferenzen in dieser Baugruppe. Stellvertretend für alle Komponenten der Turbinen sei wegen ihrer relativ

einfachen Geometrie die Welle als Maß für die Beanspruchung herangezogen. Beim Durchfahren großer Laständerungen treten erhebliche Temperaturdifferenzen in der Welle auf. Diese Temperaturdifferenzen führen zu Spannungen im Bauteil und können als quantitatives Maß für die Bauteilbeanspruchung dienen. Die Bauteilspannungen werden vereinfacht an der Innen- und Außenfaser der Welle nach [108] und [90] berechnet:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ri} &= 0 \\
 \sigma_{ti} &= \frac{\alpha_i E_i}{(1 - \nu_i)} (T_m - T_i) \\
 \sigma_{ai} &= \frac{\alpha_i E_i}{(1 - \nu_i)} (T_m - T_i) \\
 \sigma_{ra} &= 0 \\
 \sigma_{ta} &= \frac{\alpha_a E_a}{(1 - \nu_a)} (T_m - T_a) \\
 \sigma_{aa} &= \frac{\alpha_a E_a}{(1 - \nu_a)} (T_m - T_a)
 \end{aligned} \tag{6.26}$$

Hierin sind  $\alpha$ ,  $E$  und  $\nu$  der linearer Längenausdehnungskoeffizient, das Elastizitätsmodul beziehungsweise die Querkontraktionszahl. Es sind stationäre Zustände in der Welle angenommen und der Fehler der durch Annahme eines dünnen Bauteils entsteht, vernachlässigt. In [22] wird dieses Modell zur Bewertung der Beanspruchungen beim Anfahren einer GuD-Anlage herangezogen.

Diese stark vereinfachte Abbildung von Bauteilspannungen lässt zwar keine detaillierte Analyse dieser komplexen Baugruppe zu, kann aber dieses Werkzeug als Trendzeiger dienen und die Sensitivität der Baugruppe auf Zusatzbelastungen im Zuge erhöhter Betriebsdynamik aufzeigen. Für künftige Untersuchungen kann das Modell hinsichtlich der genannten Vereinfachungen erweitert und verbessert werden.

## 6.5 Prozessverluste

Im Widerspruch zu einer schonenden Betriebsführung steht oft die Optimierung des Wirkungsgrades. Auch hier kann die simulationsgestützte Optimierung ein effizientes Hilfsmittel sein, zumal wenn man das Modell ertüchtigt, um lokale Exergiesenken aufzuzeigen.



Obwohl zum Beispiel schon in [2] auf den Vorteil der Nutzung des Exergie-Begriffs ausführlich eingegangen wurde, haben sich exergiebasierten Optimierungsverfahren in der Praxis nicht durchgesetzt. Der Vorteil einer exergiebasierte Prozessanalyse liegt in der Tatsache, dass nicht, wie bei der energetischen Bewertung, Energieverluste aufgezeigt werden, sondern Verluste des Energieteils, der überhaupt nur noch Arbeit verrichten kann<sup>3</sup>. Damit entspricht die Exergie dem ingenieurmäßigen Verständnis von Energie und Energieverlusten [69]. Bei exergiebasierten Analysen wird beispielsweise die Feuerung als große Exergiesenke auftreten. Ist man aber verfahrenstechnisch an die Art der Wärmefreisetzung durch den eingesetzten Brennstoff gebunden, ergeben sich hier nur minimale Optimierungspotentiale.

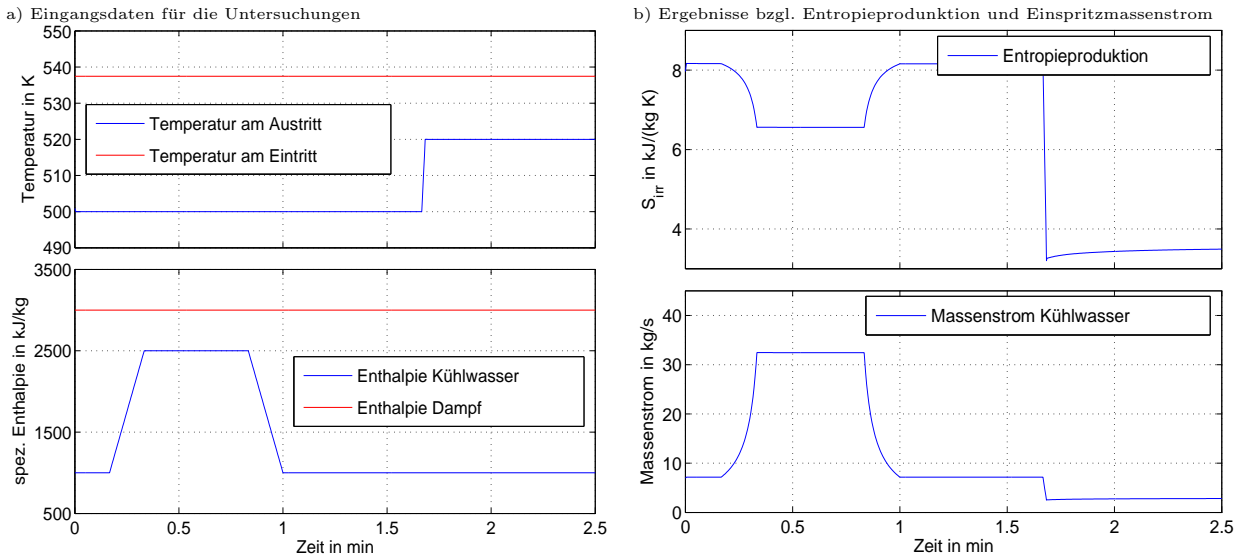
Zukünftig könnten die lokalen Exergieverluste und damit auch die Entropieproduktion also die zu minimierende Zielgröße für simulationsbasierte Optimierungsverfahren sein. Einen kleinen Einblick soll folgendes Beispiel dazu geben: Untersucht wird eine einfache Anordnung zur Dampftemperaturreglung mittels Einspritzung von Wasser mithilfe eines I-Reglers. In Abbildung 6.8-a wird in zwei übereinander liegenden Bildern die Randbedingung für die Untersuchung dokumentiert: Die Dampftemperatur wird zu Beginn auf  $T_{soll} = 500 \text{ K}$  eingestellt. Nach  $100 \text{ s}$  steigt der Sollwert auf  $T_{soll} = 520 \text{ K}$  an. Um den Einfluss der Enthalpie des Kühlmediums auf die Entropieproduktion  $\dot{S}_{irr}$  zu untersuchen, ist diese in der Zeit von  $20 \text{ s}$  bis  $60 \text{ s}$  deutlich erhöht.

In 6.8-b ist der Einfluss der genannten Variationen auf die Entropieproduktion und den erforderlichen Einspritzmassenstrom dargestellt. Die Erhöhung der Kühlwassertemperatur (tatsächlich wird verdampftes Kühlmedium benutzt) bewirkt eine Verminderung von  $\dot{S}_{irr}$ , da der Temperaturunterschied der zu mischenden Massenströme kleiner wird. Bei der Erhöhung der Kühlwassertemperatur muss berücksichtigt werden, dass sich der benötigte Kühlmassenstrom und dessen spezifisches Volumen ansteigt. Die damit verbundenen erhöhten Material- und Anlagenkosten sind dem Einsparpotential gegenüberzustellen.

Die ab  $100 \text{ s}$  vorgenommene Anpassung der Solltemperatur ergibt sicherlich nur in einer Kaskade von Einspritzkühlern Sinn. Ziel sollte es sein, insgesamt möglichst wenig Kühlwasser einzuspritzen, wie der Verlauf von  $\dot{S}_{irr}$  nahelegt. Diese Forderung steht im

---

<sup>3</sup>Als Beispiel wird hier oft die Abwärmeleistung des Kondensators herangezogen: Diese stellt einen energetischen Verlust dar. Das Optimierungspotential für den Kraftwerksprozess ist jedoch marginal, da die Exergie des zu kondensierenden Dampfs im Kondensator fast Null ist.



**Abbildung 6.8: Entropieanalyse am Beispiel Einspritzkühler: Eine kleine Temperaturdifferenz der zu mischenden Massenströme sowie eine Reduktion des Kühlbedarfs verringern die Entropieproduktion.**

Widerspruch zum Bedarf einer sicheren Funktion der Einspritzregelung. Denn wird der Kühlmassenstrom zu stark abgesenkt, können negative Beheizungsstörungen im Extremfall nicht ausgeregelt werden.

Das Beispiel verdeutlicht, dass die dynamische Optimierung von Kraftwerkskonzepten stets verschiedene konkurrierende Ziele berücksichtigen muss. Die Entropieanalyse kann ein sinnvolles Mittel sein, den Begriff der Effizienz von einzelnen Baugruppen und auch für das Gesamtsystem mathematisch zu formulieren und so einer automatisierten Optimierung zugänglich zu machen.

Weiterführend wird in [4], [44] und [52] mit der Exergie ein ökonomischer Wert verbunden. Mit darauf aufbauenden sogenannten exergoökonomischen Verfahren kann der Wert einer wirkungsgradsteigernden Maßnahme im Spannungsfeld Investitionskosten/Betriebskosten monetär bewertet werden.

## 6.6 Fazit

Ausgehend von den Belastungen in Form von Druck und Temperatur des Arbeitsmediums, dem die Bauteile jeweils ausgesetzt sind, muss auf den inneren Beanspruchungszustand der verschiedenen Bauteile geschlossen werden. Denn der Beanspruchungszustand

gibt Auskunft darüber, wie sich die Wartungsintervalle bei dynamischerer Fahrweise des Kraftwerks verkürzen.

Technische Regelwerke ermöglichen eine einfache, übersichtliche Bewertung von Ermüdung und Schädigungsfortschritt als wichtige Indikatoren für eine Veränderung der Instandhaltungsintervalle. In Ergänzung dazu bietet die Analyse instationärer 1D-Spannungsberechnungen von Sammlern und Turbinenwellen die Möglichkeit, den Beanspruchungszustand während des durchgehenden Lastwechsels online zu bewerten.

Mit der Implementierung dieser Bewertungsmaßstäbe ist neben den thermodynamischen Modellen zur Berechnung des Belastungszustands dickwandiger Bauteile der zweite Baustein zur Bewertung von Kraftwerksbeanspruchungen bereitgestellt worden.

Die im Abschnitt 7 diskutierten Auswirkungen zukünftig gesteigerter Dynamikanforderungen an kohlegefeuerte Kraftwerke sind ausschließlich unter dem Gesichtspunkt der thermischen Bauteilbelastung geführt, da eine Wirkungsgradoptimierung unter den zeitlich begrenzten Bedingungen des Lastwechsels von niedrigerer Priorität sein dürfte, eher den „Feinschliff“ unter Einhaltung der gegebenen Bauteilbelastungen darstellt.

## 7 Zukünftige Belastungen von Steinkohlekraftwerken

### 7.1 Der Benson-Betrieb - mit Potential zur Dynamiksteigerung?

#### 7.1.1 Erhöhung der maximal zulässigen Lasttransienten

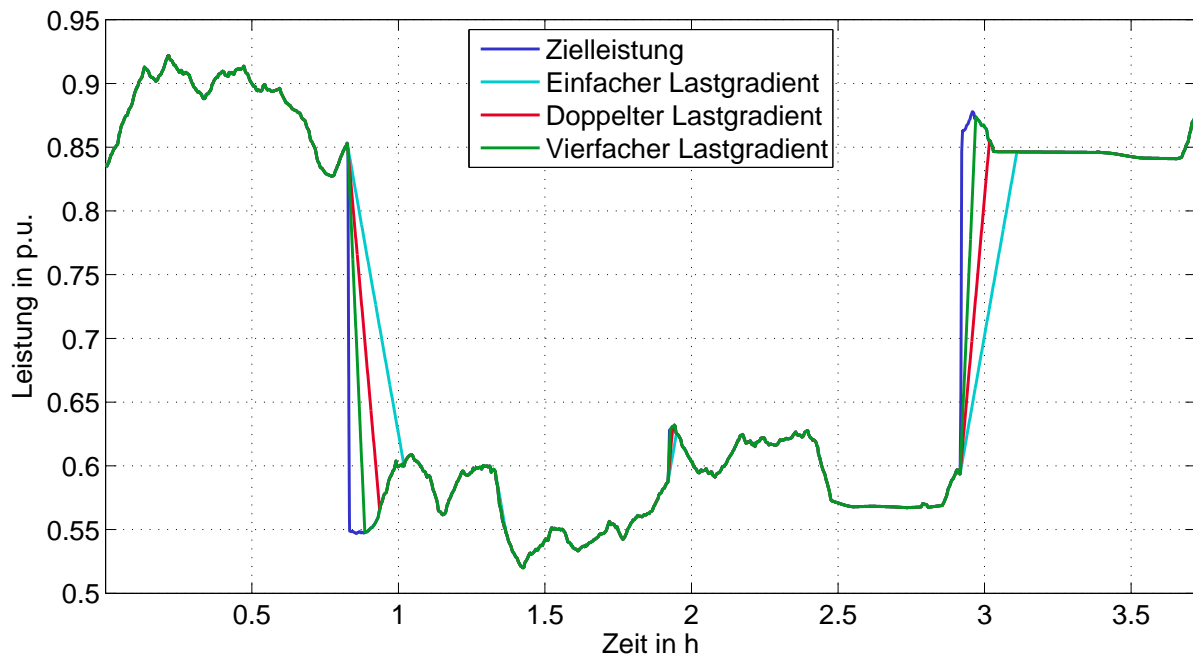
##### Motivation und Zielsetzung

Die Simulationen zum veränderten Kraftwerkseinsatz zeigen, dass die Integration von fluktuierenden Windeinspeisungen erleichtert werden kann, wenn die Kraftwerke einen höheren Lastgradienten umsetzen können.

Um die Auswirkungen einer von Seiten des Übertragungsnetzbetreibers geforderten Erhöhung der Laständerungsgeschwindigkeit auf das Beispielkraftwerk abschätzen zu können, wird der Lastgradient in drei Szenarien variiert. Simuliert werden zwei Fahrplansprünge von ca. 75 % auf 55 % und wieder auf 75 % der Nennlast. Dem Fahrplan überlagert sind die Sekundärregelanforderungen. Ein zukünftiger Anstieg des Sekundärregelbedarfs wird nicht unterstellt, die Zielleistungswerte entsprechen somit den Werten vom 10.06.08.

Die Parametrierung und Struktur des Blockleitsystems ist für die Varianten „Einfacher Lastgradient“ und „Doppelter Lastgradient“ unverändert, um so den Einfluss des maximal zulässigen Lastgradienten unbeeinflusst von anderen Parametervariationen beurteilen und Ansätze für die Anpassung der Regelungstechnik klarer erkennen zu können. Das Potential von Regleroptimierungen lässt die Variante „Vierfacher Lastgradient“ erkennen, hier ist die Übersteuerung des Brennstoffmassenstroms vermindert und die Vorsteuerung des Sollwertes Speisewassermassenstrom beschleunigt.

Die Auswirkungen auf den Brutto-Sollwert der Leistung zeigt Abbildung 7.1. Es wird deutlich, dass die Transientenbegrenzung nur bei großen Lastrampen in Eingriff kommt. Innerstündliche Laständerungen durch Sekundärregelanforderungen sind von dieser Maßnahme also nach heutigen Einsatzbedingungen unbeeinflusst. In der Zukunft steigende Windtransienten lassen aber auch innerstündlich gesteigerte Dynamikanforderungen erwarten.

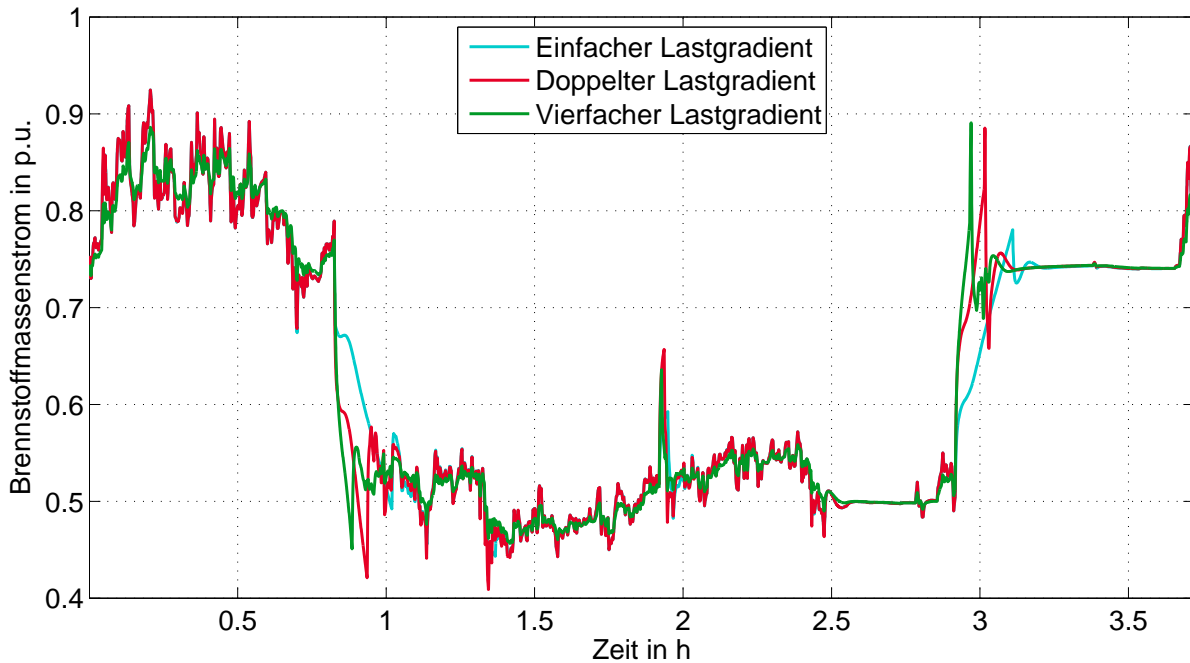


**Abbildung 7.1: Gegenüberstellung der untersuchten Varianten: Transientenbegrenzung auf 2 %/min, 4 %/min und 8 %/min.**

### Auswirkungen der Erhöhung des Lasttransienten

Die Variation der zulässigen Lastgradienten führt zu deutlich veränderten Brennstoff-Vorsteuerwerten, wie Abbildung 7.2 verdeutlicht. Wenn dieser starken Übersteuerung der Beheizung nicht durch eine entsprechende Korrektur auf der Wasserdampf-Seite begegnet wird, führt das zu einer starken Anregung der Regelstrecke.

Wird der zulässige Lasttransient zukünftig erhöht, so muss die Verstärkung des DT1-Gliedes der Brennstoffübersteuerung vermindert werden, da hier die Zeitableitung des Sollwertes eingeht. Auf diese Weise kann die Übersteuerung begrenzt werden, wie die



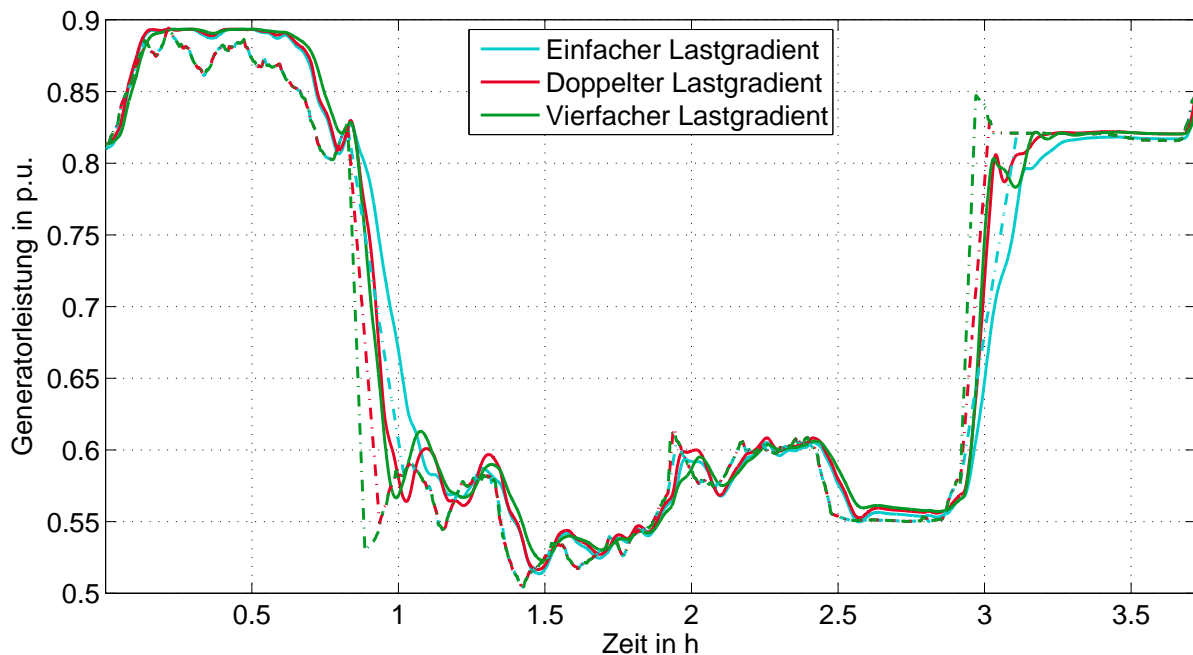
**Abbildung 7.2: Brennstoffvorsteuerung für verschiedenen Lasttransienten. Die Erhöhung des Gradienten wirkt sich stark auf den übersteuerten Brennstoffmassenstrom aus. Hier besteht Optimierungspotential.**

Reduktion der Verstärkung des DT1-Gliedes zur Bildung des Brennstoffvorsteuerwertes in der Variante „Vierfacher Lastgradient“ zeigt.

Durch die Erhöhung des Lastgradienten kann der Sekundärregelbedarf im Bereich unmittelbar nach der Fahrplanumschaltung besser bereitgestellt werden, wie Abbildung 7.3 verdeutlicht. Die Regelgüte wird somit verbessert und der Bedarf an Primärregelleistung sinkt infolgedessen.

Die extrem hohe Brennstoffübersteuerung führt jedoch dazu, dass die Verdampfer-Austritts-Temperatur während des Lastwechsels stark überschwingt – Abbildung 7.4. Die auftretenden Amplituden von bis zu  $53\text{ K}$  lassen eine merkliche Zusatzbeanspruchung bei vervierfacher Laständerungsgeschwindigkeit erwarten. Durch Begrenzung der Brennstoffübersteuerung in Variante „Vierfacher Lastgradient“ kann das Niveau der Zusatzbelastung etwa gehalten werden.

Die durch Fehlbeheizung im Verdampfer hervorgerufene Temperaturschwingung setzt sich in den nachfolgenden Bauteilen fort und wird in den folgenden Überhitzern noch verstärkt. Die in Teillast voll geschlossenen Einspritzkühlerventile in Kühler 1 können die



**Abbildung 7.3: Einfluss des Lasttransienten auf die Generatorleistung: Durch Erhöhung des zulässigen Transienten nähert sich die Istleistung dem z.T. sprungförmig verlaufenden Sollwert an.**

Störung nicht ausgleichen, erst der Einspritzkühler 2 vor Überhitzer 4 kann den Effekt teilweise ausregeln. Tabelle 7.1 stellt die Temperaturbelastungen gegenüber.

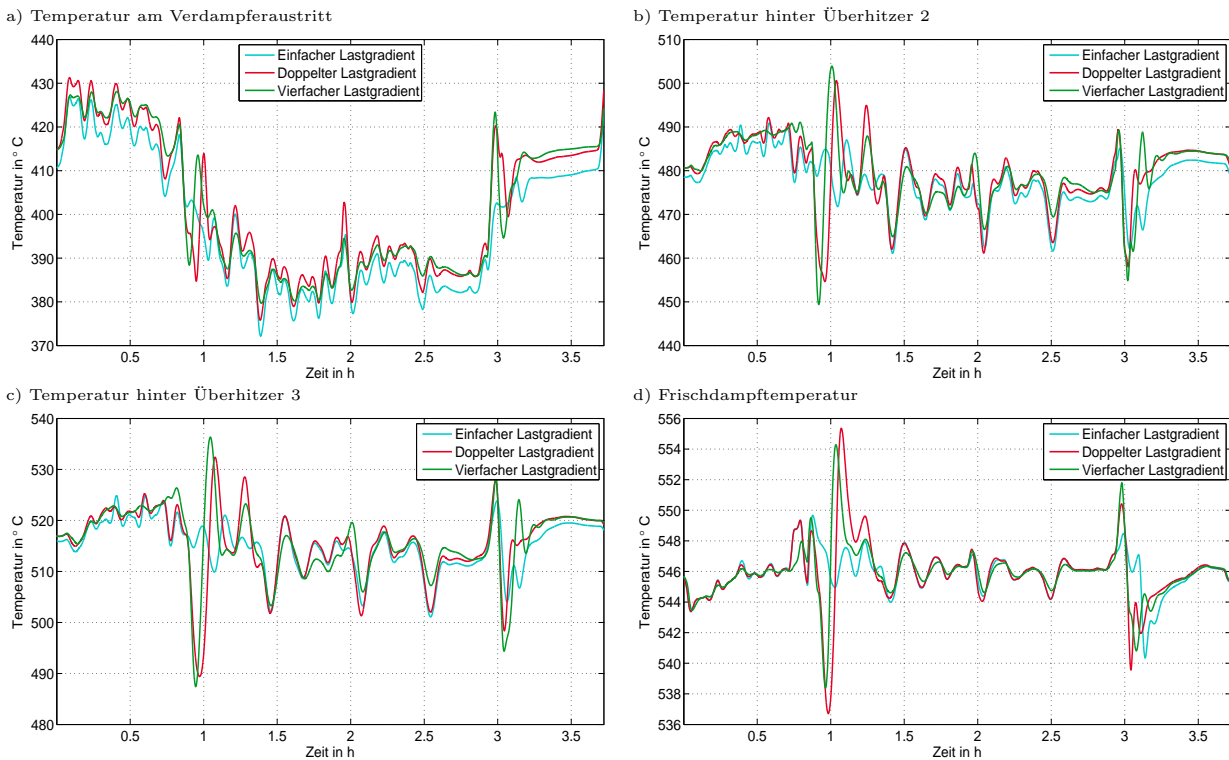
**Tabelle 7.1: Überschwingen der Temperatur  $\Delta T$  in K bei erhöhtem Lastgradienten**

Lastgradient	Lastanstieg			Lastabfall		
	einfach	doppelt	vierfach	einfach	doppelt	vierfach
Verdampfer	14	29	25	5	20	27
Überhitzer 2	10	45	53	22	32	35
Überhitzer 3	12	43	48	20	29	33
Überhitzer 4	5	18	16	8	10	11

Insgesamt ist die Einspritzregelung relativ gut in der Lage, die auftretende Fehlbeheizung auszuregeln, die Frischdampf Temperatur wird für den stark erhöhten Lasttransienten in Grenzen von  $T_{-9K}^{+8K}$  gehalten.

Im Vergleich der Varianten zeigt sich, dass die dynamischere Speisewasser-Vorsteuerung eine ruhigere Fahrweise im Teillastbereich ermöglicht. Der Einfluss von Brennstoff- und Speisewasservorsteuerung wird in Unterabschnitt 7.1.2 näher untersucht.

Die sich durch die erhöhte Laständerungsgeschwindigkeit ergebende Beanspruchung der Bauteile wird in Abbildung 7.5 dargestellt. Oben ist die sich einstellende Vergleichsspan-

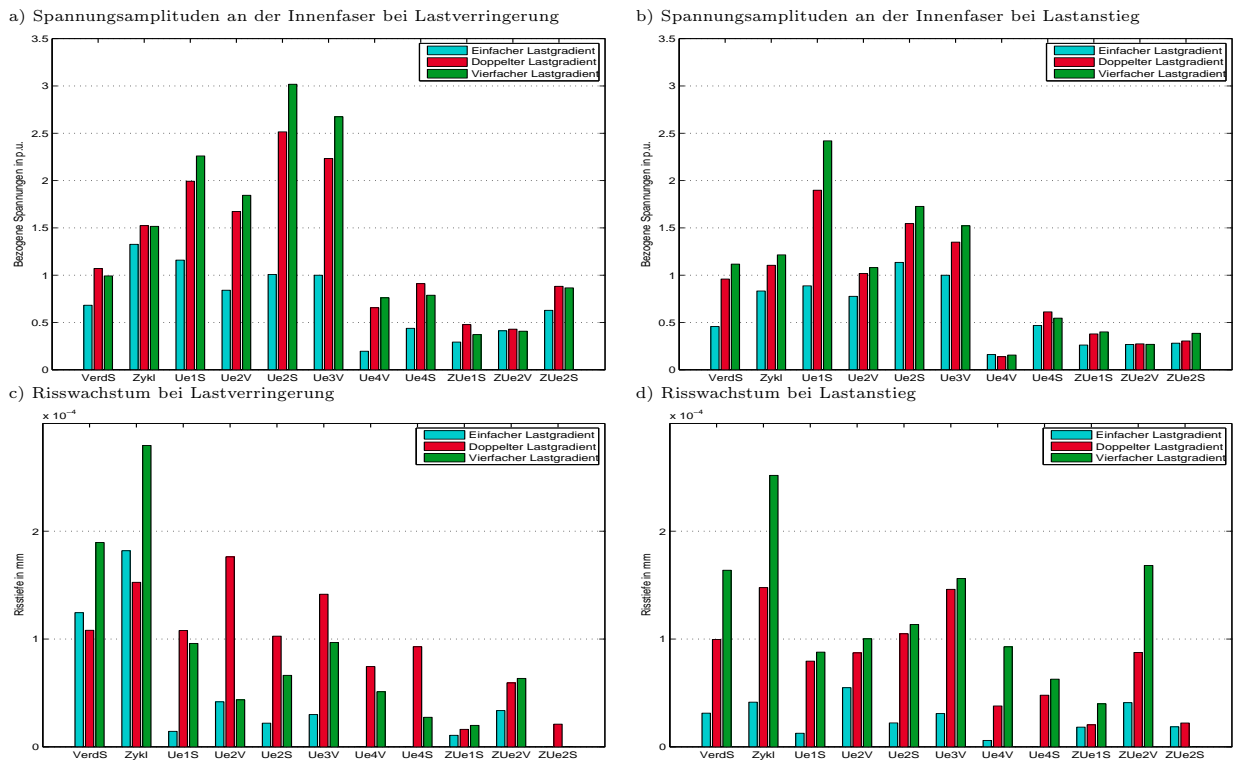


**Abbildung 7.4: Auswirkungen der Gradientenerhöhung auf die Bauteiltemperaturen: Bei starken Laständerungen ist ein heftiges Überschwingen der Temperaturen im Dampferzeuger zu beobachten.**

nung jeweils an der Innenfaser der Sammler für einige wichtige Bauteile dargestellt. Die Spannungen sind dabei auf die Werte am Überhitzer 3 Verteiler im Referenzszenario „Einfacher Lastgradient“ normiert.

Die Untersuchungen zeigen, dass die Beanspruchungen bei negativer Lastrampe größer sind als bei positiver Lastrampe. Die Bauteilspannungen spiegeln insgesamt den thermischen Belastungszustand wieder, wie er sich auch in den Fluidtemperaturen zeigt. Abscheider und Verdampfer sind durch die Gradientensteigerung zwar höher beansprucht, die Differenzen zur Referenz sind jedoch moderat und die Maßnahmen zur guten Abstimmung von Beheizung und Kühlung der Heizflächen ermöglichen eine Begrenzung der Bauteilbeanspruchungen. Die Überhitzerheizflächen unterliegen derselben Fehlbeheizung wie Economizer und Verdampfer, so dass sich der Fehler aufsummiert. Da die Einspritzkühler im Teillastbereich vollständig schließen, besteht wie erwähnt keine Möglichkeit, die Temperaturtransienten zu vermindern. Die Beanspruchung reagiert daher sehr sensibel auf eine falsch abgestimmte Vorsteuerung.





**Abbildung 7.5: Bewertung der Bauteilbeanspruchungen anhand von Risswachstum und auftretender Spannungsamplitude: Durch die Anhebung des Lasttransienten steigen die Bauteilbeanspruchungen erheblich an.**

Einspritzkühler 2 vor Überhitzer 4 ist hingegen voll im Eingriff und kann die Temperaturen im Überhitzer 4 weitgehend konstant halten. Infolge der insgesamt niedrigen Einspritzmenge kommt es zu Temperaturdurchbrüchen, die auch die Bauteilspannungen widerspiegeln.

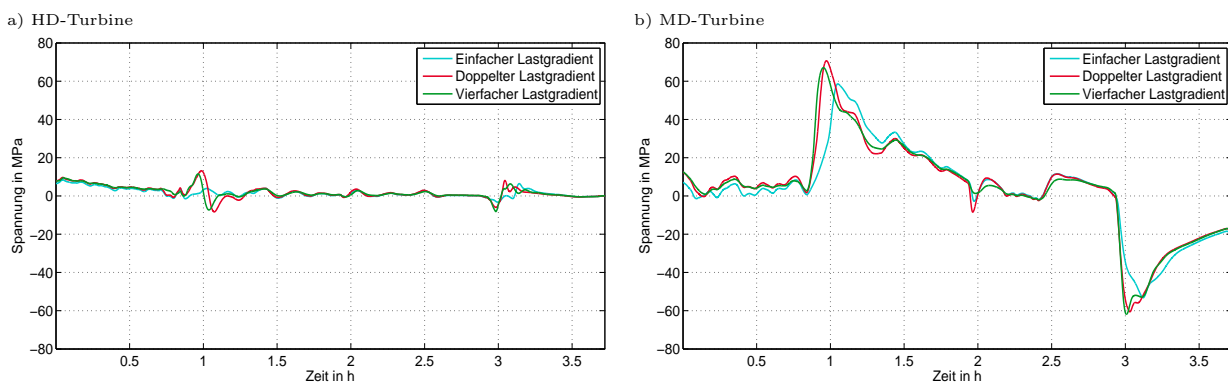
Die Heizflächen und Sammler der Zwischenüberhitzer sind naturgemäß weniger stark beansprucht, da hier die Drücke deutlich niedriger liegen und zudem sowohl Beheizung und Kühlung relativ lange Zeitkonstanten aufweisen und damit die thermische Zusatzbelastung vergleichsweise klein ist.

Ein ähnliches Bild zeichnet die Analyse des Rissfortschritts, wenngleich die Ergebnisse nicht so scharf sind, wie bei der Betrachtung der Spannungen. Insgesamt erhöht sich der Rissfortschritt überproportional zu den auftretenden Spannungen, so dass bei der Parametrierung des Blockleitsystems erheblicher Aufwand getrieben werden muss. Eine fehlerhafte Einstellung der Parameter führt zu einer erheblichen Verminderung der Wartungsintervalle.

Einschränkend ist zu erwähnen, dass das Modell zur Vorhersage des Rissfortschritts nach [5] keine thermischen Spannungen in der Nähe von Rissen bewertet, so dass dieser Aspekt bei der Betrachtung vernachlässigt wird. Des Weiteren ergibt sich eine gewisse Unschärfe im Modell durch die Online-Auswertung der Daten. Es ist in diesem Zusammenhang von erheblicher Bedeutung, nach welchem Kriterium das Ende des einen und der Anfang des neuen Lastwechsels im laufenden Betrieb definiert wird, ohne gewissermaßen den Überblick zu haben. Dadurch kann es bei ähnlichen Szenarien zu erheblichen Unterschieden in der Bewertung kommen, da beispielsweise ein großer Lastwechsel als Aufeinanderfolge von mehreren kleinen Lastwechseln interpretiert werden kann.

Eine Bewertung der Ermüdung nach [27] ist für den Benson-Betrieb nicht aussagekräftig, da die Simulation der verschiedenen Betriebsweisen jeweils dieselbe Ermüdung ausweist.

Die zusätzlichen Beanspruchungen der Turbinen sind insgesamt relativ klein, wie die Abschätzung nach [22] in Abbildung 7.6 zeigt. Bemerkenswert ist der Vergleich der Beanspruchungen von HD- und MD-Turbine, da die Bauteilspannungen der HD-Turbine durch die Einspritzregelung in viel engeren Grenzen gehalten wird.



**Abbildung 7.6: Thermische Spannungen an der Wellenoberfläche in tangentialer Richtung: Durch die aktive Frischdampfthermostattregelung wirkt sich die Transientensteigerung kaum auf die Belastung der Turbinenwellen aus.**

Die Ermüdung im Bereich der Schaufelfüße und des Gehäuses kann dieses Modell nicht vorhersagen, letztlich sind die Bauteilbeanspruchungen für derart komplexe Geometrien mit FEM-Verfahren zu untersuchen. Die vorliegenden Untersuchungen können aber einen Trend aufzeigen, um hoch belastete Bauteile identifizieren und Optimierungsstrategien von Blockleitkonzepten quantitativ bewerten zu können.

## **Bewertung des Potentials zur Gradientensteigerung**

Anhand der durchgeführten Simulationen zum Potential der Gradientensteigerung wird deutlich, dass eine auf den Prozess richtig abgestimmte Steuerung und Regelung von entscheidender Bedeutung ist. Ohne eine entsprechende Anpassung des Blockleitsystems ist eine Erhöhung des Lastgradienten also nicht möglich.

Die Einspritzregelung zur engen Begrenzung von Frischdampftemperaturschwankungen ist gut in der Lage, auch große Beheizungsstörungen auszuregeln. Damit können Störungen auf den Kessel begrenzt werden, die HD-Turbine wird nicht zusätzlich belastet.

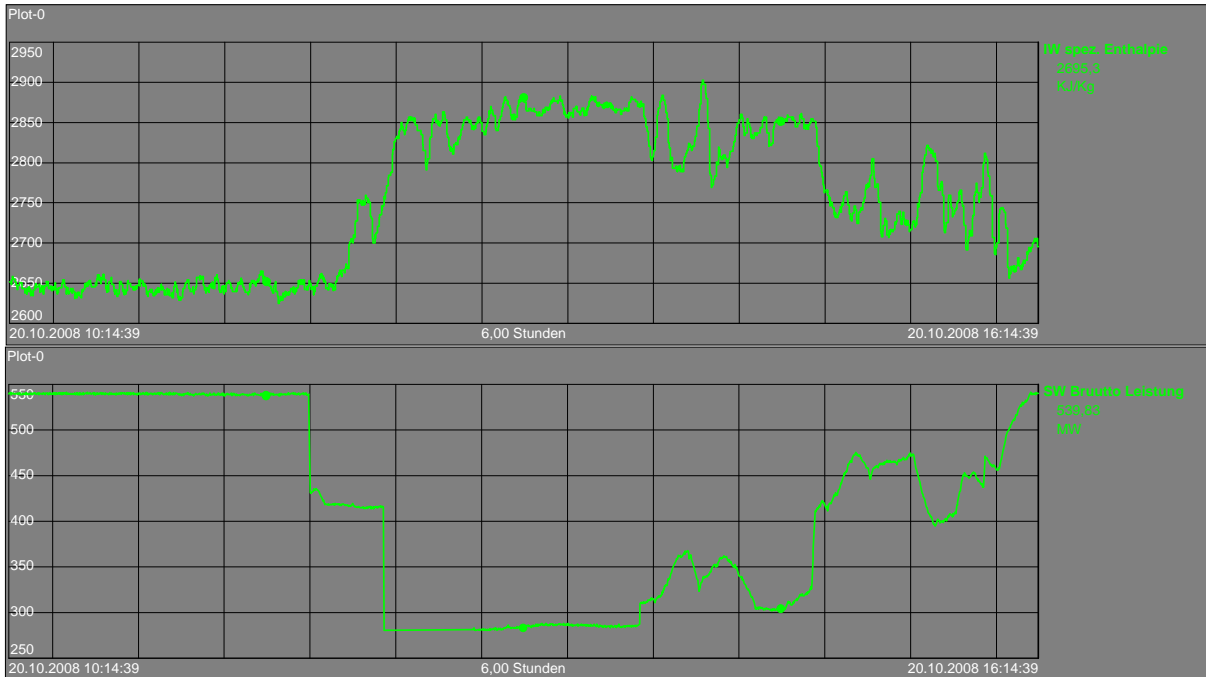
Im Falle des Kraftwerks Rostock hat sich die Auslegung der Einspritzregelung in Kombination mit dem sich einstellenden Temperaturprofil in der Überhitzerheizflächen als ungünstig erwiesen. Die Einspritzkühler zwischen Überhitzer 1 und 2 sollen den zweiten Kühler in seinem Regelbereich halten und stets eine Mindesteinspritzmenge gewährleisten. Da die erforderliche Einspritzmenge in Teillast niedriger ist als dieser Mindestwert, schließen die vorderen Einspritzventile völlig und dieser Kühler steht nicht zur Ausregelung von Beheizungsstörungen zur Verfügung.

Eine wichtige Rolle für die Einhaltung zulässiger Temperaturtransienten in den dem Verdampfer nachgeschalteten Bauteilen spielt die Speisewasservorsteuerung und -korrektur. Daher wird diese im anschließenden Unterabschnitt anhand eines Beispiels näher untersucht.

### **7.1.2 Verminderung der Bauteilbelastung durch optimale Speisewasserregelung**

#### **Zielsetzung, Motivation**

Eine Analyse der zur Verfügung stehenden Messdaten aus dem Betrieb des Kraftwerks hat herausgestellt, dass die Verdampferaustrittsenthalpie nach großen Lastrampen zum Schwingen um den Prädiktorwert neigt, siehe Abbildung 7.7. Wie der vorangegangene Abschnitt aufgezeigt hat, ist eine hohe Regelgüte der Enthalpieregulation ein Schlüssel zur Senkung der Bauteilbelastung und somit zur Erreichung hoher zulässiger Lasttransienten.



**Abbildung 7.7: Istwert der Verdampfer-Austrittsenthalpie (oben); Soll-Wert Brutto-Leistung (unten): Die Enthalpie schwingt im instationären Betrieb um seinen Sollwert (Darstellung aus PI ProcessBook)**

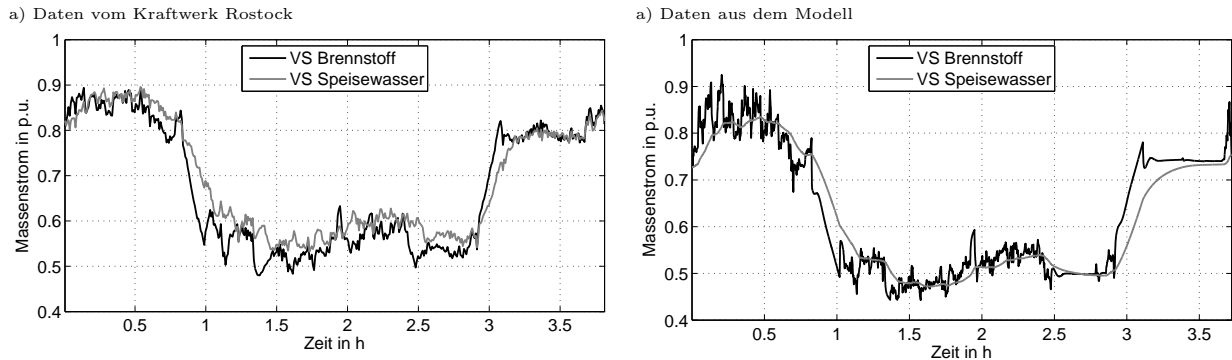
Kühlungsschwankungen, die durch den Enthalpieregler hervorgerufen werden, führen zu erhöhten Belastungen der nachfolgenden Bauteile wie Zyklonabscheider, Überhitzer 1 Sammler sowie Verteiler und tragen zu einer unruhigen Einspritzregelung bei.

Wenn es gelingt, Brennstoffmassenstrom und Speisewassermassenstrom besser aufeinander abzustimmen, kann die Bauteilbeanspruchung vermindert werden - und das bei geringerem Regelaufwand. Eine Optimierung dieser Funktionalitäten kann damit den Weg frei machen für die Ausnutzung höherer Lastgradienten bei weiterhin schonender Fahrweise.

### **Bewertung des Ist-Zustandes**

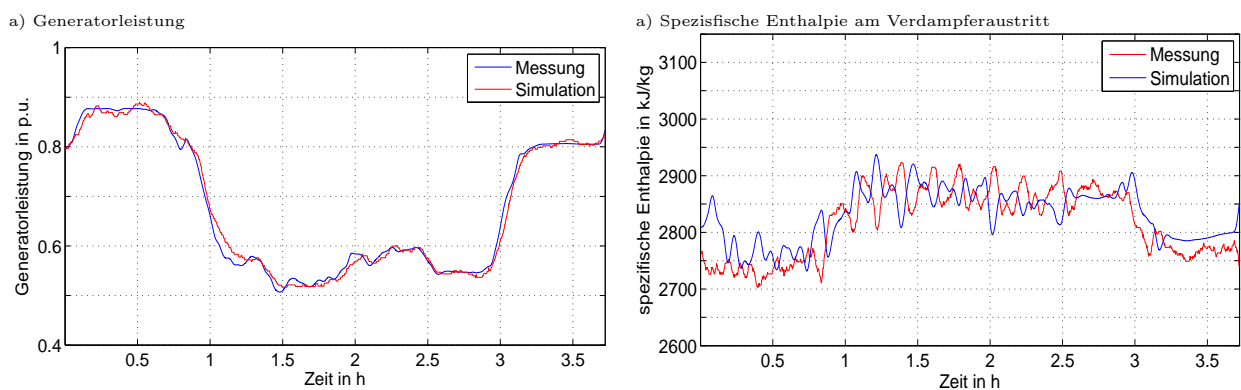
Zur Reproduktion des Ist-Zustandes im Kraftwerk wird das vereinfachte Blockleitsystem so parametrisiert, dass die Simulationen die tatsächlichen Zustände qualitativ gut nachbilden. Bei der Analyse von Daten des Kraftwerks fällt im Zusammenhang der Brennstoff- und Speisewasservorsteuerung auf, dass der Vorsteuerwert für den Speisewassermassenstrom im Vergleich zum Brennstoff durch das verwendete PT1-Glied stark „verschliffen“ wird, vgl. Abbildung 7.8-a. Diese Diskrepanz zwischen den Sollwerten für Brennstoff- und Speisewassermassenstrom wird vom Modell in guter Näherung wiedergegeben (vgl. Ab-

bildung 7.8-b). Die Kühlung des Kessels korrespondiert damit im instationären Betrieb nicht mit der Beheizung und es ergeben sich Abweichungen vom Sollwert der spezifischen Enthalpie am Verdampferende, die die Enthalpieregulierung anregen.



**Abbildung 7.8: Generierung des Sollwerts Speisewassermassenstrom (ohne Enthalpiekorrektur) im Vergleich mit dem Vorsteuerwert für den Brennstoffmassenstrom: Brennstoff- und Speisewassermassenstrom werden realitätsgetreu abgebildet**

In Abbildung 7.9 sind die berechneten und die gemessenen Werte der Generatorleistung und der Verdampferaustrittsenthalpie gegenübergestellt. Das nachgebildete Blockleitsystem generiert ähnliche Belastungen im Verdampfer und den nachgeschalteten Bauteilen, so dass von den Reglereinstellungen des Modells auf Optimierungsansätze für das reale Kraftwerk geschlossen werden kann.



**Abbildung 7.9: Bewertung der Modellgüte am Beispiel von Generatorleistung und Verdampferaustrittsenthalpie: Das Modell ist für die Bewertung der Regelungstechnik im geschlossenen Regelkreis tauglich.**

Die Konsequenz des unterschiedlichen Zeitverhaltens von Brennstoff- und Speisewasser- vorsteuerung im realen Kraftwerk sei im Folgenden dargelegt: Da zur Bildung des Prädiktorwertes der Enthalpie nur der Vorsteuerwert des Brennstoffmassenstromes herangezogen

wird, ist der entsprechende Wert in stark instationär geprägten Betriebsbereichen thermodynamisch nicht korrekt. Verdeutlicht werden kann dies, wenn man sich aus Gleichung 4.5 eine stationäre Energiebilanz für den Verdampfer herleitet. Diese Bilanz liegt dem Reglerkonzept des Kraftwerks zugrunde:

$$0 = \dot{m}_{Sp}(h_\alpha - h_\beta) + H_u \dot{m}_F y(\dot{m}_F) \quad (7.1)$$

Hierin sind  $\dot{m}_F$  der Brennstoffmassenstrom, der aktuell verbrannt wird und  $y(\dot{m}_F)$  ein lastabhängiger Faktor, der die Veränderung der Feuerlage über die Last widerspiegelt und dem Feuerungsfaktor aus Abschnitt 4.8.1 entspricht. Bei der Berechnung von  $\dot{m}_F$  wird Einspeichereffekten in Feuerung und Kesselmassen wird mithilfe eines PT4-Glieds Rechnung getragen, Eingangswert für diese Übertragungsfunktion ist der Vorsteuerwert des Brennstoffmassenstroms  $\dot{m}_{Br(VS)}$ . Modellhaft wird die Soll-Enthalpie nach der umgestellten Energiebilanz bestimmt:

$$h_\beta = H_u \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{Sp}} y(\dot{m}_F) + h_\alpha \quad (7.2)$$

Dabei wird ein konstantes Verhältnis von Brennstoff- zu Speisewassermassenstrom unterstellt und dieses sowie die Eco-Eintrittsenthalpie und dem Feuerungsfaktor  $y$  in einer Kennlinie  $Y(\dot{m}_F)$  berücksichtigt.

$$h_\beta = Y(\dot{m}_B) \quad (7.3)$$

Weichen die Werte für  $h_\alpha$  und  $\frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{Sp}}$  durch schlecht abgestimmte Vorsteuerwerte oder Einspeichereffekte von den stationären Werten ab, so gibt der Prädiktor nicht mehr das reale Verhalten des Kessels wieder und der Enthalpieregler wird durch fehlerhafte Ist-/Sollwert-Differenzen angeregt. Richtigerweise müsste dieser Wert (vereinfachend) aus einer stationären Energiebilanz des Verdampfers unter Berücksichtigung von Brennstoff- und Speisewasservorsteuerwerten nach Gleichung 7.4 ermittelt werden. Der Fehler, der durch die Annahme quasistationärer Zustandsänderungen gemacht wird, wird dann vom Enthal-

piekorrekturregler ausgeregelt, nicht aber der Fehler, der durch fehlerhaft angenommene Massenströme entsteht.

$$h_\beta = H_u \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{Sp}} y(\dot{m}_F) + h_\alpha \quad (7.4)$$

Hierin sind  $\dot{m}_F$  und  $\dot{m}_{Sp}$  die effektiven, für die Beheizung und Kühlung des Verdampfer zur Verfügung stehenden Massenströme.

Der fehlerhafte Prädiktorwert ist die Ursache der Anregung des Enthalpieregler, das Ausgangssignal des Reglers muss gedämpft werden, um ein Aufschwingen zu vermeiden. In der Folge verschlechtert sich die Regelgüte dieses Reglers merklich.

Um die Stabilität des Enthalpieregler zu erhöhen, wird daher die Steigerung der Dynamik der Speisewasservorsteuerung untersucht. Die Bildung des Prädiktorwertes bleibt unverändert, da erstens die Struktur einfach bleibt und zweitens der ruhige Sollwert, der aus dem Brennstoffvorsteuerwert erzeugt wird, ausdrücklich erwünscht ist. Ziel ist es, den Prädiktorwert mithilfe eines stabileren Enthalpieregler mit höherer Genauigkeit einzustellen.

### **Auswirkungen einer erhöhten Vorsteuerdynamik**

Um die Wirksamkeit des Speisewasserkorrekturregler zu erhöhen, ist die Dynamik der Speisewasservorsteuerung zu erhöhen und so das Verhältnis von Beheizung und Kühlung im Verdampfer zu harmonisieren. Um das Potential solcher Maßnahmen zu illustrieren, werden drei Simulationen gegenübergestellt. Die wichtigsten Eckdaten der Variationen sind in Tabelle 7.2 zusammengefasst.

Die Referenz der Untersuchungen bildet die validierte Ausgangssituation mit einfacher Laständerungsgeschwindigkeit und relativ langsamer Speisewasservorsteuerung und starker Übersteuerung des Brennstoffmassenstroms. Variante „Var1“ entspricht dem Szenario „Vierfacher Lastgradient“ des vorigen Abschnitts und zeichnet sich durch eine stark erhöhte Laständerungsgeschwindigkeit und mangelhaft abgestimmter Brennstoff- und Speisewasservorsteuerung aus. Variante „Var2“ weist bei ebenfalls vervierfachtem Lastgradienten eine verbesserte Abstimmung der Parameter auf.

**Tabelle 7.2: Varianten für die Untersuchung von optimierter Speisewassersteuerung und -regelung**

	P-Anteil Enthalpie- Reglung	Zeitkonstante Speisewasservor- steuerung	Faktor für Transientenstei- gerung	Verstärkung der Brennstoffvor- steuerung
Referenz	0,4	500s	1	175
Var1	0,4	200s	4	75
Var2	0,8	50s	4	10

Die Auswirkungen dieser Parametervariationen auf die Vorsteuerwerte sind in Abbildung 7.10-a dargestellt. Abbildung 7.10-b zeigt, dass die harmonischere Vorsteuerung im Teillastbereich die auftretenden Enthalpieschwankungen reduzieren kann und damit einen schonenderen Betrieb als die Referenz ermöglicht. Des Weiteren stimmt der Prädiktorwert der spezifischen Enthalpie besser mit dem realen Verhalten des Kraftwerks überein und die Anregung des Enthalpiereglers durch Diskrepanzen zwischen Prädiktor und Messwert verringern sich.

Damit stellt der Regler den Sollwert besser ein, das kräftige Überschwingen deutet darauf hin, dass der Verstärkung des Reglers zu groß ist. Die verbesserte Parametrierung und die damit erzielte ruhige Fahrweise hat erhebliche Reduktionen der Bauteilbelastungen zur Folge, wie Abbildung 7.11 anhand einiger Fluidtemperaturen illustriert.

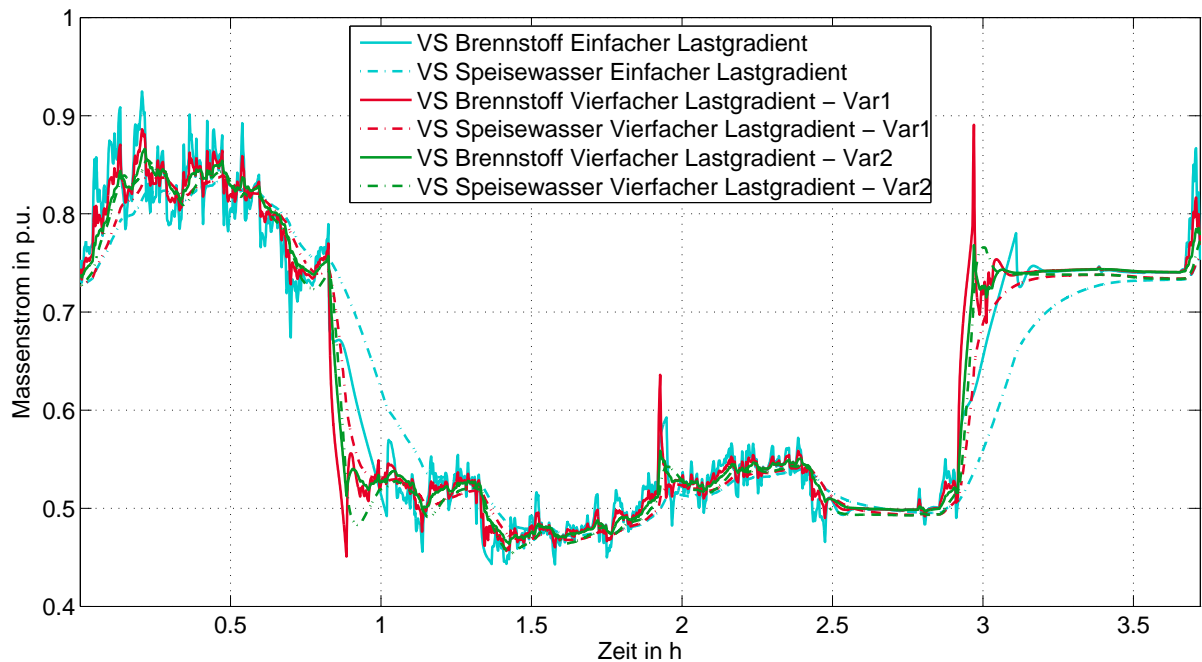
Es zeigt sich, dass auch bei stark erhöhter Laständerungsgeschwindigkeit die Temperaturtransienten begrenzt werden können. Es stellen sich ähnliche Temperaturverläufe wie beim Referenzszenario mit einfacher Laständerungsgeschwindigkeit ein.

Ein positiver Nebeneffekt dieser Maßnahme ist, dass die Temperaturen an den Messstellen für die Einspritzregelung weit weniger schwanken und die Einspritzregelung daher wesentlich ruhiger betrieben wird<sup>1</sup>, vgl. Abbildung 7.12. Dadurch kann insbesondere die Führungsgröße  $\vartheta_{FD}$  im Teillastbereich in noch engeren Grenzen gehalten werden.

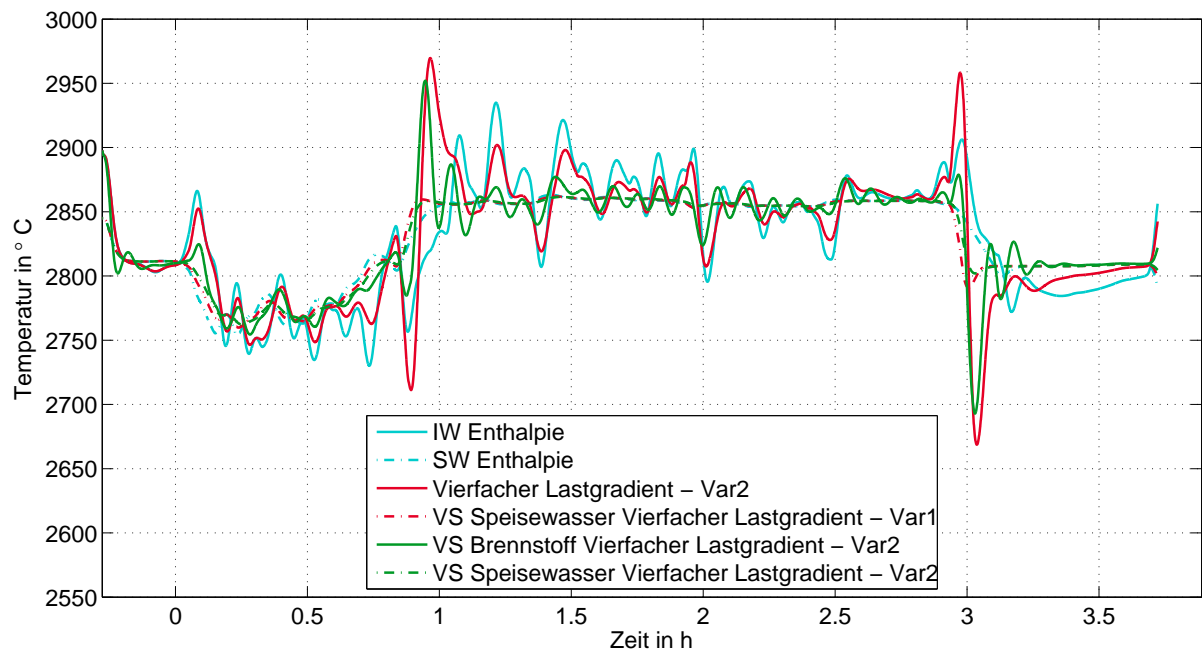
<sup>1</sup>Insbesondere die Einspritzkühler nach dem ersten Überhitzer weisen im Teillastbereich ein mitunter extremes Stellverhalten auf, da der Regler ständig aus dem Regelbereich läuft.



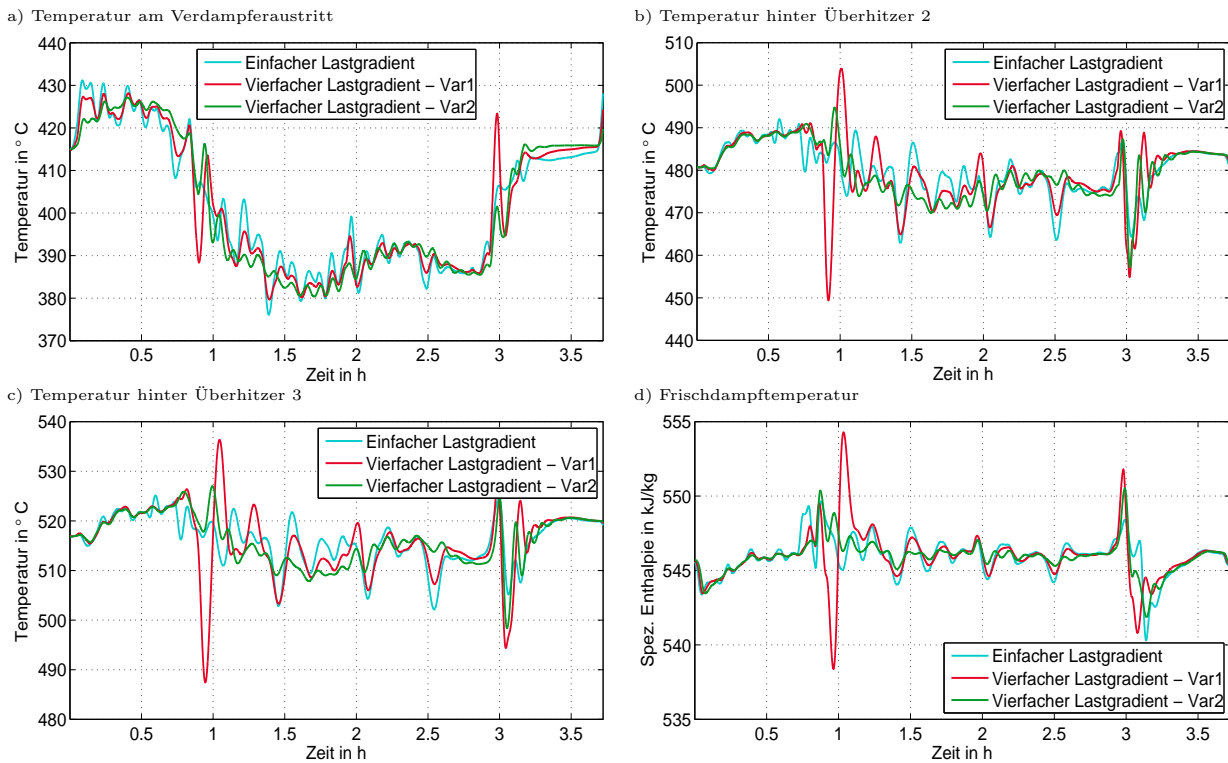
a) Vergleich Vorsteuerwerte für Speisewasser und Brennstoff



b) Vergleich von Soll- und Istwert Enthalpie



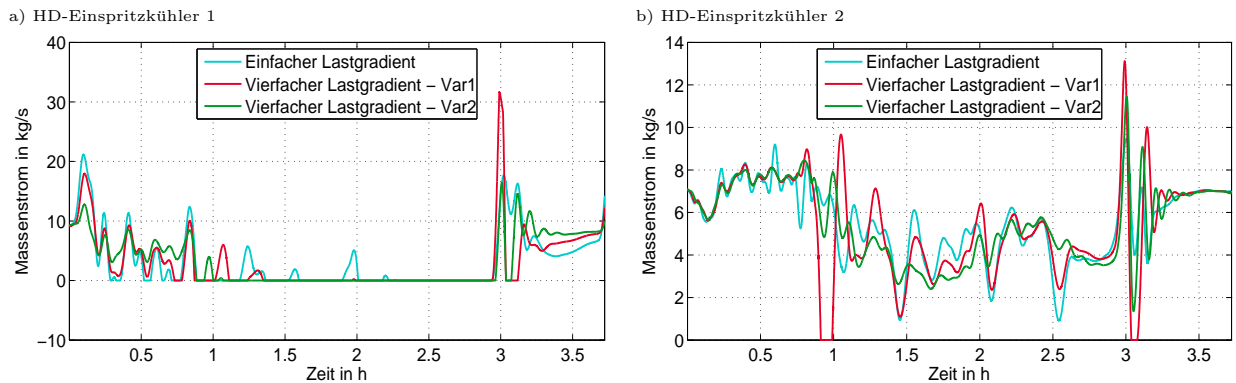
**Abbildung 7.10: Effekt veränderter Parametersätze auf die Vorsteuerwerte von Brennstoff und Eingangswerte der Enthalpieregulierung: Es gelingt, auch bei erhöhter Laständerungsgeschwindigkeit das Überschwingen des Enthalpiereglers zu vermindern.**



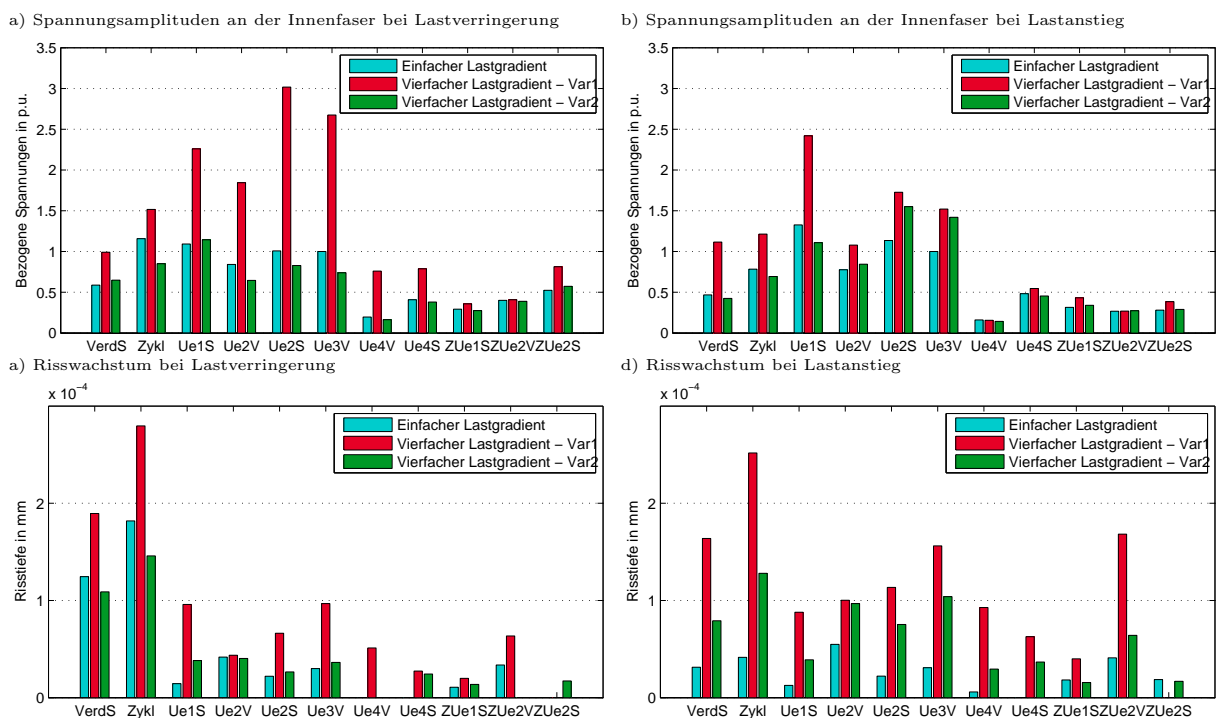
**Abbildung 7.11: Auswirkungen der Gradientenerhöhung auf die Bauteiltemperaturen: Die beruhigte Enthalpieregulierung hat einen homogenen Temperaturverlauf zur Folge.**

Zukünftig kann geprüft werden, ob das Niveau der Einspritzmenge vermindert werden oder das Verhältnis der Einspritzmassenströme für Kühler 1 und 2 ausgeglichen werden kann, ohne den Regelbereich einzuschränken.

Die verbesserten Temperaturverläufe führen auch zu deutlich verminderten Bauteilbeanspruchungen, wie Abbildung 7.13 zeigt. Verdampfer, Abscheider sowie die ersten Überhitzer sind wieder besonders stark belastet, Überhitzer 4 und die Zwischenüberhitzer unterliegen nur geringen Beanspruchungen. Durch regelungstechnische Maßnahmen können die Bauteilspannungsamplituden dieser hoch belasteten Bauteile effektiv begrenzt werden. Das Risswachstum zeigt analoge Tendenzen. So reduziert sich beispielsweise der Rissfortschritt in allen untersuchten Bauteilen durch Verbesserung der Vorsteuerung um ungefähr die Hälfte, so dass die Wartungsintervalle nur einer moderaten Verkürzung unterliegen.



**Abbildung 7.12: Gegenüberstellung der Kühlmassenströme: Durch die optimierte Vorsteuerung des Speisewassers wird der Regelaufwand des unterlagerten Frischdampfdruckreglers reduziert.**



**Abbildung 7.13: Effekt von verbesserter Vorsteuerung auf die Bauteilbelastungen: Die Bauteilbelastungen können trotz erhöhter Laständerungsgeschwindigkeit durch die Optimierungsmaßnahmen auf dem Ausgangsniveau gehalten werden.**

## Schlussfolgerungen

Die Untersuchung zur Vorsteuerung von Brennstoff- und Speisewassermassenstrom hat gezeigt, dass ein großes Potential zur Verminderung von Bauteilbelastungen in regelungstechnischen Maßnahmen liegt. Auch mit der relativ groben Anpassung der relevanten Parameter konnte eine signifikante Reduzierung der Bauteilbelastung und -beanspruchung erreicht werden und so Möglichkeiten der Optimierung und Ausschöpfung erhöhter Lastgradienten aufzeigen.

Es hat sich weiterhin gezeigt, dass eine große Verzögerung vom Einstellen des Sollbrennstoffmassenstroms bis zum tatsächlichen Regeleffekt auf Seiten der Speisewasserversorgung den Enthalpieregler destabilisiert und der Regler damit nicht in der Lage ist, kurzfristige Störungen bei Lastwechseln auszuregeln. Hier zeigen sich Grenzen der regelungstechnischen Optimierung. Sollten zukünftige Verminderungen der Belastungen erforderlich werden, sind konstruktive Maßnahmen zur Optimierung der Enthalpieregung zu ergreifen.

### 7.1.3 Fazit

Zukünftig werden die Anforderungen an die Dynamik thermischer Kraftwerke stark steigen. Um auf dem Energiemarkt zu bestehen, ist es im Interesse der Kraftwerksbetreiber, die künftig vom Marktgeschehen geforderten erhöhten Laständerungsgeschwindigkeiten realisieren zu können. Dabei sind die Belastungen insbesondere dickwandiger Bauteile zu überwachen und durch geeignete Maßnahmen zu begrenzen.

Als von besonderer Bedeutung für die Einhaltung und Verminderung zulässiger und vorhandener Bauteilbeanspruchungen hat sich das Verhältnis von Speisewasser- und Brennstoffmassenstrom erwiesen. Hier steckt daher das größte Optimierungspotential, um auch künftig einen schonenden Betrieb gewährleisten zu können.

Im Benson-Betrieb sind vor allem die dem Verdampfer nachgeschalteten Bauteile Verdampfer-Austritts-Sammler, Zyklon-Abscheider sowie die Ein- und Austritts-Sammler der Überhitzer Ü1 und Ü2 thermisch und mechanisch stark belastet, da hier der Innendruck hoch ist und andererseits die Temperaturschwankungen ausgehend von Verdampfer

groß sind im Vergleich zu denen der dickwandigen Bauteile des Überhitzers Ü<sup>4</sup><sup>2</sup> und der Zwischenüberhitzer-Heizflächen. Die Zwischenüberhitzer-Bauteile sind wegen des niedrigeren Drucks und der trägen Konvektiv-Charakteristik der Bündelwärmeübertrager weniger stark belastet.

Bei steigenden Dynamikanforderungen, ist ein optimal abgestimmtes Blockleitsystem einer der Schlüssel zum sicheren und effektiven Betrieb. Die Untersuchungen am Beispielkraftwerk Rostock unterstreichen diese These. Die erweiterte Nutzung von Zustandsbeobachtern an hoch belasteten Bauteilen ist ein geeignetes Mittel, dieses Ziel zu erreichen.

Für bestehende und zukünftige Kraftwerke sind Bedarf und Potential einer Optimierung im Einzelfall unterschiedlich hoch und müssen für jedes Kraftwerk einzeln bewertet werden.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurde eine mögliche Herangehensweise für die Bewertung von Blockleitsystemen anhand eines Beispielkraftwerks vorgestellt. Die gewählte Vorgehensweise ermöglicht einen tiefen Einblick in die komplexen Zusammenhänge und Wechselwirkungen der Verfahrenstechnik und des Blockleitsystems vor dem Hintergrund prognostizierter und aktueller Einsatzweisen. Aus den gewonnenen Erkenntnissen lassen sich effektiv Lösungsansätze für die Verbesserung bestehender Anlagen und Auslegungshinweise für zukünftige Kraftwerke ableiten.

---

<sup>2</sup>Durch die Frischdampf temperaturregelung ist die thermische Beanspruchung im Benson-Betrieb relativ gering.

## 7.2 Anfahren als extremes Belastungsschema

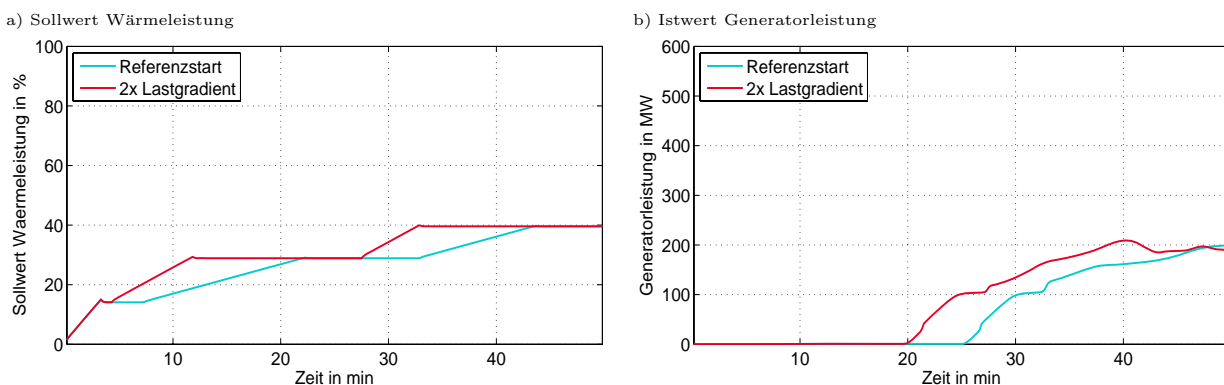
### 7.2.1 Motivation und Zielsetzung

Die Simulationen zum veränderten Kraftwerkseinsatz in [118] haben gezeigt, dass im Zuge der vermehrten Windkrafteinspeisung die Anzahl der Anfahrten von Kohlekraftwerken ansteigt. Waren es im Jahre 2008 2255 Starts, so sind es laut Referenzszenario im Jahre 2020 3403 Anfahrten, was einem Anstieg um 51 % entspricht. Diese Steigerung macht den Startvorgang interessant für Optimierungen.

In diesem Kapitel soll der in der Validierung vorgestellte Referenzstart entsprechend des aktuellen Kraftwerksbetriebs mit einem beschleunigten Start verglichen werden. Die Beschleunigung des Anfahrens wurde erreicht durch Verdopplung des Lastgradienten von 1 %/min auf 2 %/min und der Erhöhung des zulässigen Gradienten des Frischdampfdruckes um den Faktor 1,5. Eine weitergehende Änderung oder Optimierung der Regelungstechnik wurde nicht vorgenommen.

### 7.2.2 Gegenüberstellung der untersuchten Szenarien

Im folgenden Abschnitt werden die wichtigsten Kenngrößen und Prozessparameter miteinander verglichen und bewertet.

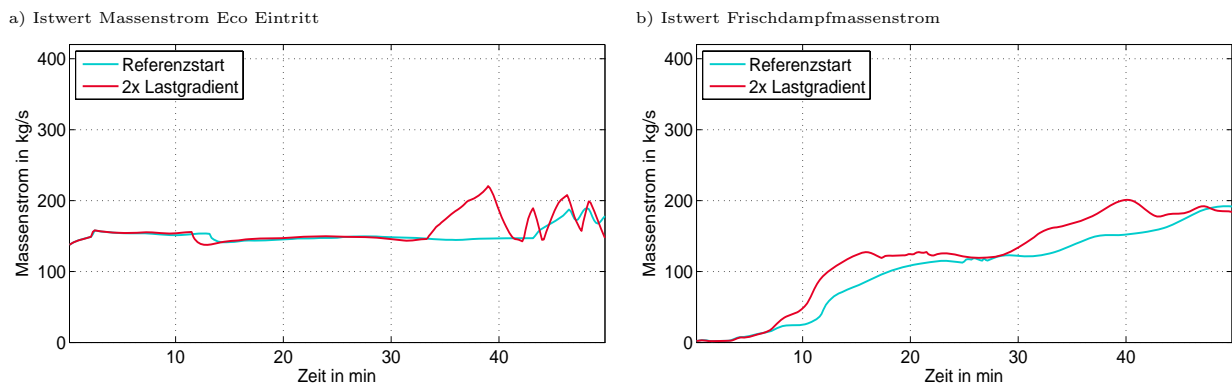


**Abbildung 7.14: Vergleich der untersuchten Szenarien - allg. Kenngrößen: Die Erhöhung des zulässigen Druckgradienten ermöglicht einen um 5 1/2 min früheren Turbinenanlauf.**

In Abbildung 7.14 werden die zeitlichen Verläufe der Feuerleistung und der Generatorleistung gegenübergestellt. In Diagramm 7.14-a ist die Anhebung des Lastgradienten

gut zu erkennen. Der in 7.14-b dargestellte Verlauf der Generatorleistung zeigt den um  $5\frac{1}{2}\text{ min}$  früheren Turbinenanlauf des beschleunigten Starts im Vergleich zum Referenzszenario.

Die Verläufe der Massenströme am Economizer-Eintritt (Abbildung 7.15-a zeigt, dass das Umschalten von Umwälz- auf Benson-Betrieb im beschleunigten Start zu einem Schwingen des Massenstroms führt. Speziell bei niedriger Last ist die enthalpiegeführte Speisewas-



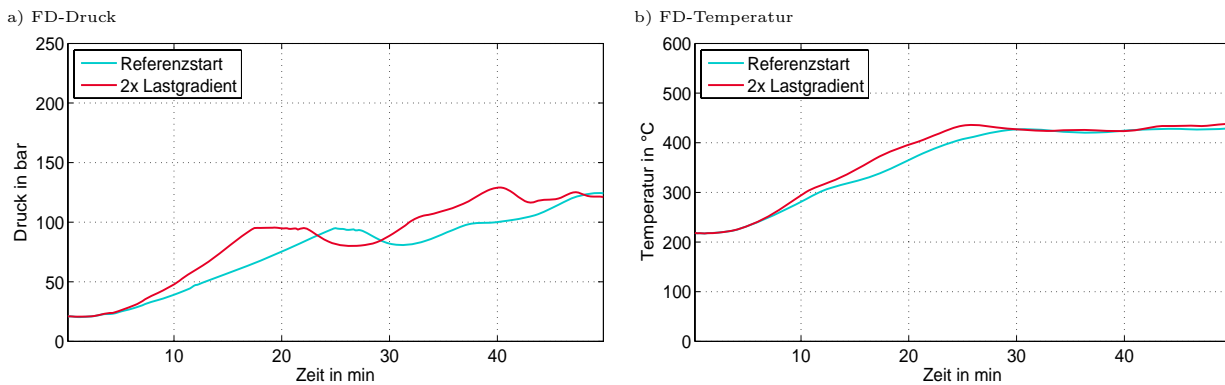
**Abbildung 7.15: Vergleich der untersuchten Szenarien - Massenströme: Beim Umschalten von Umwälz- auf Benson-Betrieb kommt es zu Schwingungen des Eco-Massenstroms.**

serregelung aufgrund der langen Zeitkonstanten der Speisewasservorsteuerung anfällig für Schwingungen, so dass eine Erhöhung des Lastgradienten während des Umschaltens von Umwälz- auf Benson-Betrieb nicht ohne weitergehende Anpassung der Speisewasserpumpenregelung möglich ist.

Die Verläufe der in Abbildung 7.15-b dargestellten Frischdampfmasseströme der beiden Starts ähneln sich qualitativ. Im Fall des beschleunigten Starts kommt es zu leichten Schwankungen des Massenstroms ab der 40. *min* aufgrund des Umschaltvorgangs von Umwälz- auf Benson-Betrieb. Diese Schwankungen fallen jedoch weit geringer aus als die des Eco-Eintrittsmassenstroms in Abbildung 7.15-a und sind somit als unkritisch zu betrachten.

Abbildung 7.16 zeigt den Druck und die Temperatur des Frischdampfes. Während des Anstiegs auf 90 *bar* ist der erhöhte Druckgradient des beschleunigten Starts im Vergleich zum Referenzszenario gut zu erkennen. Im weiteren Verlauf gleichen sich die beiden Drücke bis auf eine zeitliche Verschiebung. Ab der 38. *min* zeigen sich beim beschleunigten Szenario in analoger Weise zum Frischdampfmassestrom Schwankungen, welche durch das

Umschalten auf den Benson-Betrieb entstehen und sich lebensdauerreduzierend auswirken.



**Abbildung 7.16: Vergleich der untersuchten Szenarien - Frischdampfparameter: Die Massenstromschwankungen induzieren Druckschwankungen, die lebensdauerreduzierend wirken.**

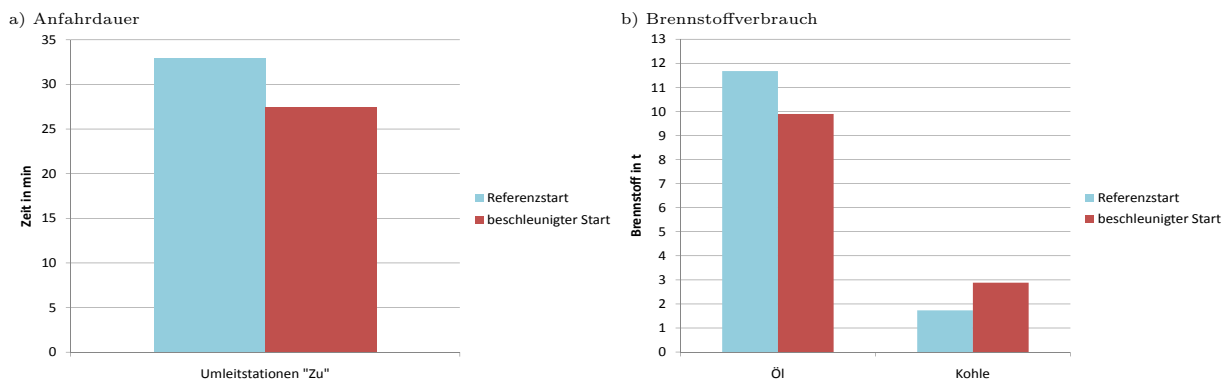
### 7.2.3 Brennstoffverbrauch und Anfahrdauer

Im Folgenden sollen die beiden betrachteten Starts hinsichtlich des Brennstoffverbrauchs und der Anfahrdauer untersucht werden. Die Brennstoffkosten sind ein Hauptbestandteil der zu veranschlagenden Anfahrkosten und somit ein entscheidendes Kriterium bei der Beurteilung eines Starts. Der Brennstoffverbrauch unterteilt sich in zwei Hauptanteile: In eine für das Aufheizen des Kessels benötigten Energie- bzw. Brennstoffmenge, welcher prinzipiell nicht optimierbar ist. Neben diesem Anteil wird jedoch ein Teil der Brennstoffexergie in dem Zeitintervall bis zur Netzschaltung durch das Kühlen des Frischdampfs in den Turbinenumleitstationen vernichtet. Somit ist die Länge der Phase bis zum vollständigem Öffnen der Turbinenventile bzw. dem Schließen der Umleitstationen entscheidend bei der Optimierung des Brennstoffverbrauchs eines Start, jedoch geht mit einer Verkürzung dieser Phase eine weniger schonende Fahrweise einher, welche sich negativ auf den Lebensdauerverbrauch auswirkt.

Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass während des Anfahrens aus Gründen der Feuerstabilität mit im Vergleich zu Kohle teurem Öl geheizt wird. Eine Optimierung der Feuerung und z.B. ein früheres Abschalten der Ölfeuerung wurde im Rahmen dieser Untersuchungen jedoch aus zeitlichen Gründen nicht vorgenommen.



Neben der Verringerung der Brennstoffkosten ist die Optimierung der Anfahrtdauer ein entscheidender Aspekt bei der Flexibilisierung des Kraftwerks. Eine Reduktion ermöglicht dem Kraftwerksbetreiber eine schnellere Reaktion auf einen unplanmäßigen Leistungsbedarf, z.B. in Folge einer falsch prognostizierten Windleistung. Jedoch steht auch sie im Zielkonflikt mit einer schonenden Fahrweise und lässt sich nur unter Berücksichtigung der Bauteilbelastung optimieren.



**Abbildung 7.17: Vergleich der untersuchten Szenarien - Anfahrtdauer und Brennstoffverbrauch: Die Anfahrtdauer ist um 16,7 %, das eingesetzte Heizöl um 15,4 % reduziert.**

Abbildung 7.17-a zeigt die Anfahrtdauer beginnend bei Feuer „Ein“ und beendet durch das Schließen der Turbinenumleitstationen. Das Ende des Umleitbetriebes als Endzeitpunkt wird dem Umschalten auf Benson-Betrieb oder dem Erreichen der Zielleistung vorgezogen, da - wie zuvor erläutert - diese Phase das größte Einsparpotential bezüglich Brennstoffverbrauch aufgrund der Verluste durch die Kühlung in den Umleitstationen aufweist. Mit den vorgenommenen Optimierungsmaßnahmen wurde eine Reduktion der Anfahrtdauer von 33 auf 27,5 *min* erreicht, was einer Verkürzung um 16,7 % entspricht.

Im Diagramm 7.17-b sind die bis zum Ende des Umleitbetriebes verfeuerten Öl- und Kohlemengen im Vergleich dargestellt. Im Referenzszenario wurden 11,7 *t* Heizöl verbraucht, dem stehen 9,9 *t* des beschleunigten Starts gegenüber, was einer prozentualen Senkung um 15,4 % entspricht. Bei dem Kohleverbrauch verhält es sich umgekehrt, hier steigt der Verbrauch leicht von 1,7 *t* auf 2,9 *t* an. Dieser Anstieg resultiert aus dem früheren Erreichen einer Feuerleistung von 29 %, was mit dem Beginn der Kohlefeuerung einhergeht. So steht eine Einsparung von 1,8 *t* Heizöl Extra Leicht einem Mehrverbrauch von 1,2 *t*

Kohle gegenüber, was mithilfe der Preise für die beiden Brennstoffe die Kalkulation der Brennstoffkosten pro Anfahrvorgang ermöglicht.

#### 7.2.4 Bauteilbeanspruchungen

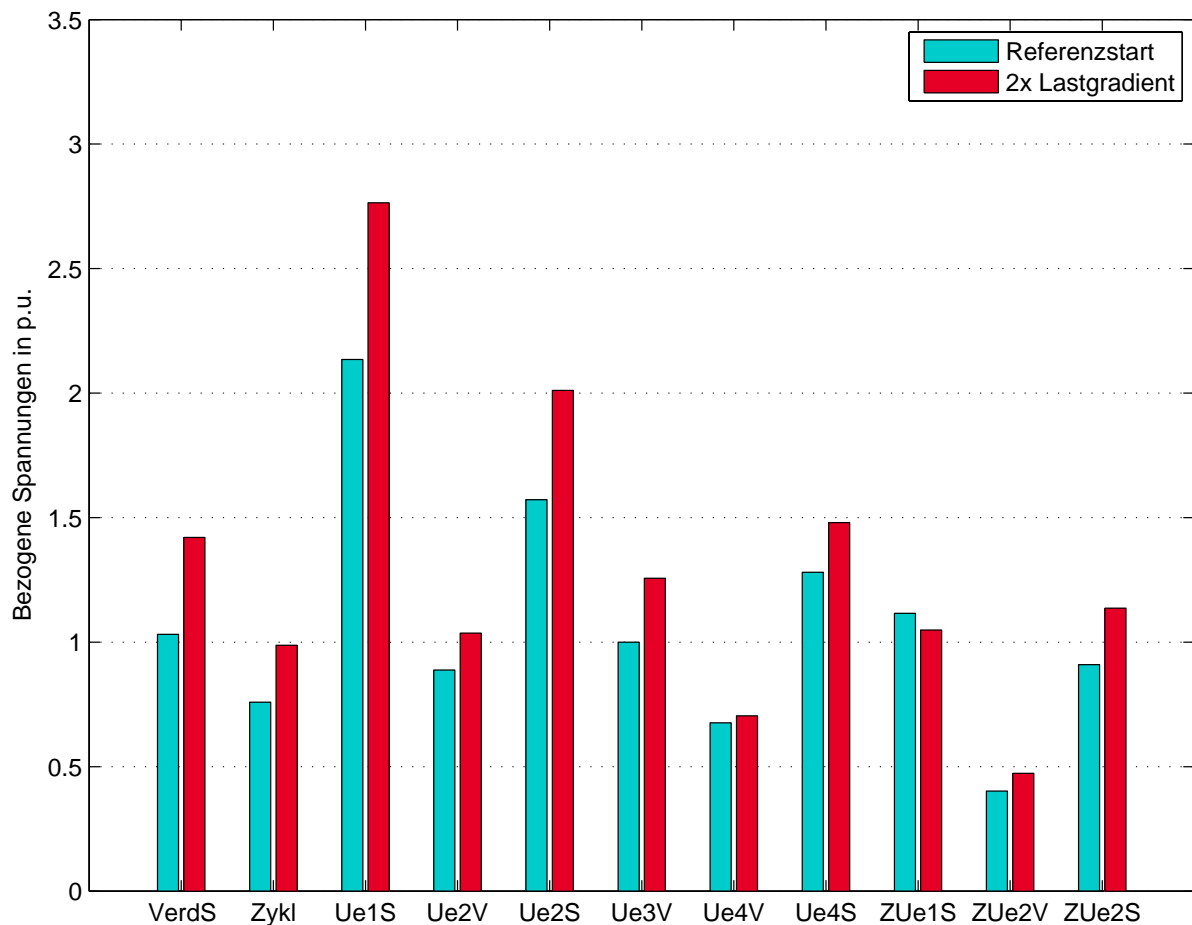
Für die Bewertung der Realisierbarkeit eines beschleunigten Startvorgangs werden im folgenden Abschnitt die Bauteilbelastungen und -ermüdungen für die dickwandigen Bauteile im Kessel sowie die Welle der HD-Turbine im Vergleich mit dem Referenzfall dargestellt. Als Bewertungskriterium wurde neben den Spannungen infolge Innendruck und Temperaturdifferenzen auch der Lebensdauerverbrauch und die Rissausbreitung infolge von Lastwechseln entsprechend der technischen Richtlinien (siehe Kapitel 7) gewählt.

##### Sammler und Verteiler

Die Verteiler und Sammler der Heizflächen sowie der Zyklon sind aufgrund ihrer großen Wandstärken besonders anfällig für durch Temperaturdifferenzen induzierte Spannungen. So führt eine beschleunigte Laständerung direkt zu größeren Amplituden der Thermospannungen sowie der durch den Innendruck hervorgerufenen Spannungen. Diese Amplituden der Spannungen sind im folgendem Diagramm (siehe Abbildung 7.18) für die wichtigsten dickwandigen Bauteile dargestellt.

Bis auf den Sammler des Zwischenüberhitzers 1 zeigt sich, dass es für alle Bauteile zu einem leichten Anstieg der Spannungen im Fall des beschleunigten Starts im Vergleich zum Referenzszenario kommt. Die Beträge der Spannungsamplituden allein erlauben aber noch keine ausreichende Beurteilung der Bauteilbeanspruchung, da die Bauteilermüdung in nichtlinearer Weise von der Spannung abhängt. Weiterhin ist für die Bestimmung der Ermüdung neben dem Betrag der Spannungen auch die Anzahl der Lastwechsel entscheidend. Für den quantitativen Vergleich der beiden Anfahrvorgänge sind in Abbildung 7.19 und 7.20 die prozentuale Ermüdung sowie das Risswachstum in *mm* ausgeführt.

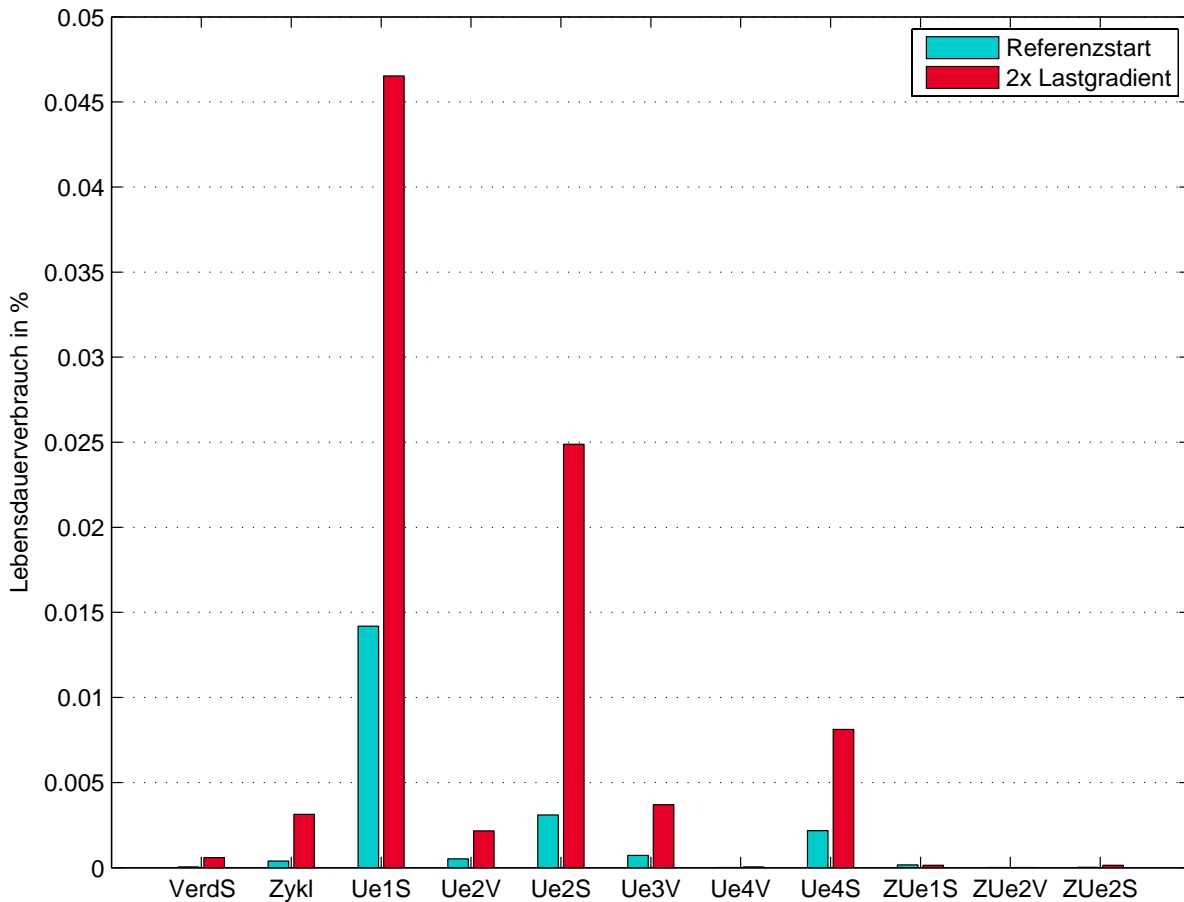
Im Diagramm für die Lebensdauerverbräuche ist zu erkennen, dass grundsätzlich die Sammler der Überhitzerheizflächen am stärksten belastet sind, wobei die Ermüdung sukzessiv vom Sammler des Überhitzers 1 zum Sammler des Überhitzers 4 abnimmt, dies gilt gleichermaßen für den Referenzstart als auch den beschleunigten Start. Obwohl die



**Abbildung 7.18: Vergleich der untersuchten Szenarien - Bauteilspannungen: Die auftretenden Spannungsamplituden steigen durch Verkürzen der Anfahrtdauer an.**

Sammler der Überhitzer 1 und 2 geringeren Temperaturen als der Sammler des Überhitzers 4 ausgesetzt sind, so weisen sie doch eine deutlich höhere Ermüdung auf, weil sie durch häufigere bzw. stärkere Temperaturschwankungen betroffen sind, wohingegen die Dampftemperaturen im Sammler Überhitzer 4 durch die Einspritzregelung nahezu konstant sind.

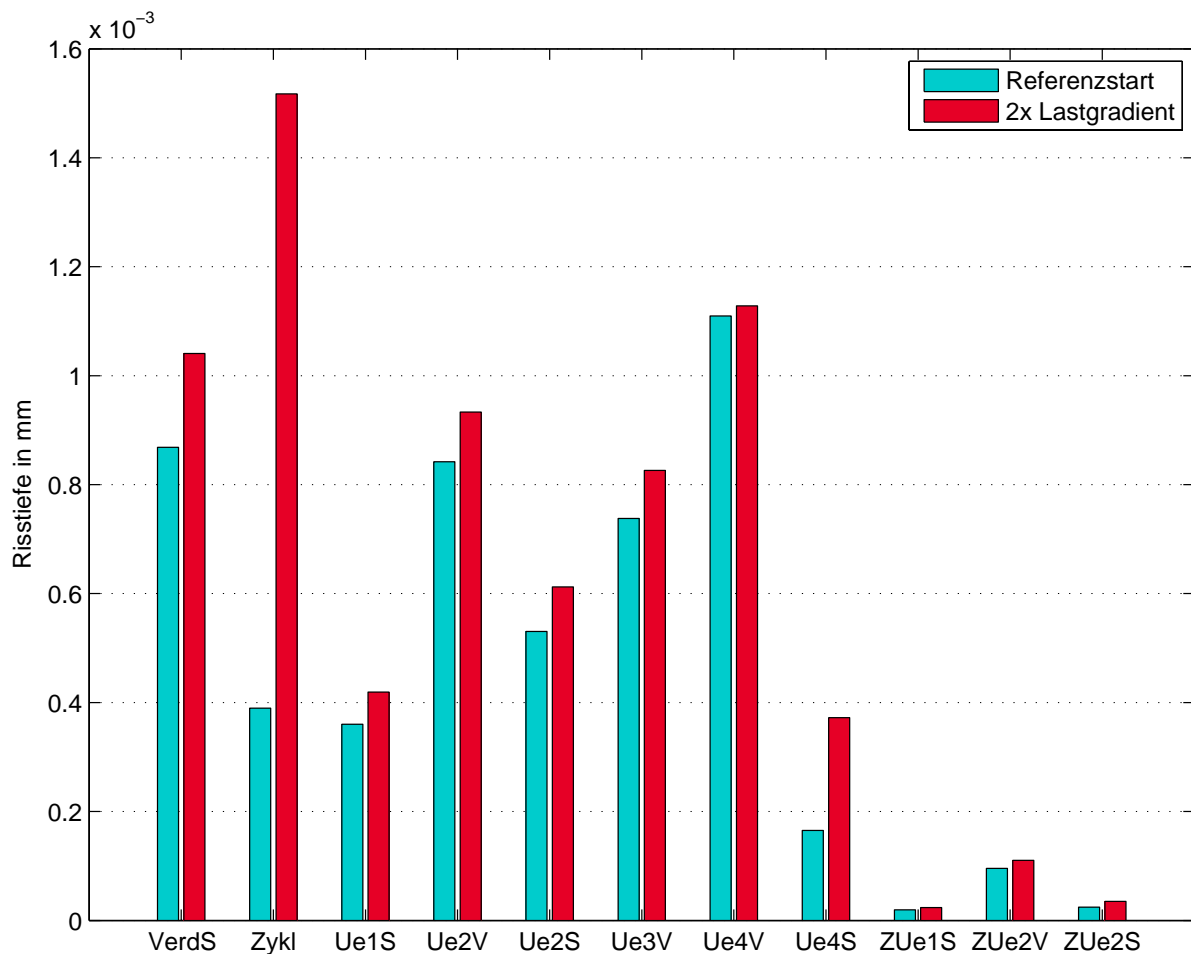
Im Vergleich zu den Sammlern der Überhitzer zeigen der Verdampfersammler sowie die Sammler der Zwischenüberhitzer sowohl im Referenz- als auch im beschleunigten Fall nur minimale Ermüdung. Der Lebensdauerverbrauch der Verteiler liegt bei allen Bauteilen deutlich unter dem der korrespondierenden Sammler, absolut ist der Verteiler des Überhitzers 3 mit einem Lebensdauerverbrauch von 0,0006 % im Referenz- bzw. 0,0037 % im beschleunigten Startscenario am stärksten beansprucht.



**Abbildung 7.19: Vergleich der untersuchten Szenarien - Lebensdauerverbrauch: Die Sammler nach Überhitzer 1 und 2 sind am weitaus stärksten gefährdet, Bauteile des Zwischenüberhitzers fast gar nicht.**

Im Vergleich der beiden Szenarien wird deutlich, dass sich der Lebensdauerverbrauch im Mittel vervierfacht, wobei der Lebensdauerverbrauch für den Sammler nach Überhitzer 1 für beide Szenarien maximal ist. Im Falle des Referenzszenarios beträgt er 0,014 % und im Fall des beschleunigten Starts 0,045 %. Dies entspräche einem kompletten Lebensdauererbrauch für den Referenzfall nach 7143 Starts und im Fall des beschleunigten Starts nach 2222 Startvorgängen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass der Lebensdauererbrauch entsprechend der Richtlinie TRD 508 eine sehr konservative Abschätzung ist.

Im Diagramm 7.20 sind die Rissausbreitungen im Falle einer Vorschädigung entsprechend FKM für dickwandige Bauteile des Kessels gezeigt. Zu beachten ist hierbei, dass für die Ermittlung der Rissausbreitung nur Spannungen infolge des Innendrucks berücksichtigt werden.

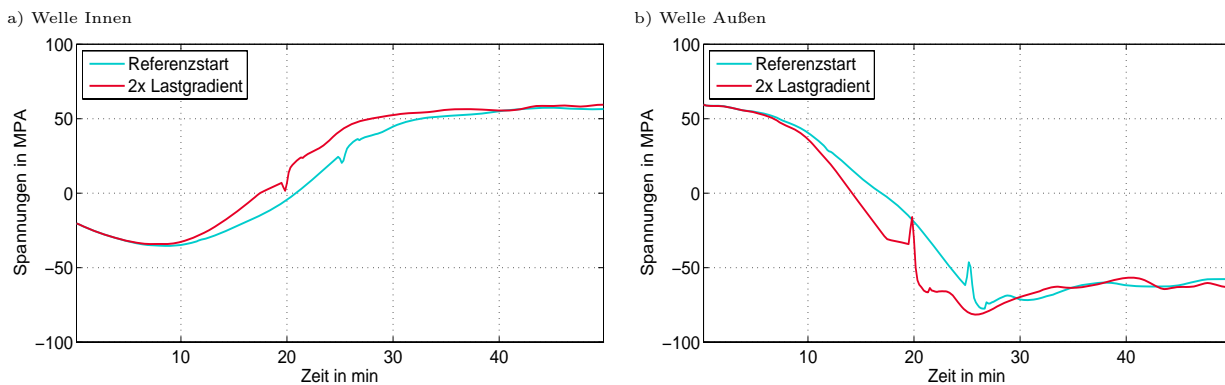


**Abbildung 7.20: Vergleich der untersuchten Szenarien - Risswachstum: Beim Zyklon wirkt sich die Zusatzbelastung am stärksten aus, Bauteile des Zwischenüberhitzers unterliegen keiner stärkeren Schädigung.**

Erkennbar ist ein relativ gleichmäßiges Risswachstum für alle Bauteile im Hochdruckteil des Kessels, wohingegen die Sammler und Verteiler der Zwischenüberhitzer nur vergleichsweise gering belastet sind. Mit Ausnahme des Zyklons zeigen alle Bauteile nur einen geringen Zuwachs von ca. 10 % im Vergleich des Referenzszenarios zum beschleunigten Start. Im Fall des Zyklons beschleunigt sich die Rissausbreitung um 294 %. Dieser im Vergleich zum Lebensdauerverbrauch hohe Beanspruchungszuwachs, ebenso wie der des Verdampfersammlers, begründet sich durch die ausschließliche Berücksichtigung der Druckspannungen. Der Zyklon sowie der Verdampfersammler liegen stromaufwärts von den Überhitzern und sind somit stärker von Druckschwankungen betroffen, die durch Drehzahländerungen der Speisewasserpumpe induziert werden.

## HD-Turbinenwelle

Neben den hoch belasteten Bauteilen des Kessels, welche stark limitierende Faktoren für die Laständerungsgeschwindigkeit sowie die Anfahrdauer sind, ist die Geschwindigkeit des Turbinenanlaufs durch die Temperaturdifferenzen zwischen der Innen- und der Außenseite der Turbinenwelle begrenzt. In den beiden nachfolgenden Diagrammen (siehe Abbildung 7.21) sind die temperaturinduzierten Spannungen an der Innen- und Außenseite der Turbinenwelle für die beiden Startscenarien im Vergleich repräsentativ dargestellt.



**Abbildung 7.21: Vergleich der untersuchten Szenarien - Spannungen in der HD-Turbinenwelle: Durch die Frischdampftemperaturregelung ist der Verlauf der Temperaturen sehr ähnlich.**

In beiden Diagrammen zeigt sich für die beiden Startscenarien ein nahezu identischer Verlauf. Der einzige Unterschied zwischen den Startvarianten ist, dass der Peak, der den Turbinenanlauf signalisiert, beim Referenzstart um  $5 \frac{1}{2} \text{ min}$  später erfolgt. Entsprechend der Diagramme lässt sich keine Zusatzbelastung der HD-Turbinenwelle feststellen.

### 7.2.5 Fazit

Die in diesem Kapitel gezeigten Ergebnisse quantifizieren den Zielkonflikt zwischen einem beschleunigten Start und einer schonenden Fahrweise. Im Zuge steigender Rohstoffpreise und einer durch die zunehmende Windeinspeisung höheren Dynamikanforderung wird es in Zukunft ein gesteigertes Optimierungspotential für Anfahrvorgänge geben, auch wenn dies auf Kosten der Lebensdauer geschieht. Eine monetäre Bewertung einer Anfahr-optimierung kann dann mithilfe der hier dargelegten Ergebnisse unter der Berücksichtigung der variablen Randbedingungen im Jahr 2020 wie z.B. der Brennstoffpreise mittels ei-

ner nachgeschalteten Kosten-Nutzen-Rechnung erfolgen. Hierbei unberücksichtigt sind die schwer zu quantifizierenden erhöhten Ausfallwahrscheinlichkeiten infolge einer schnelleren Fahrweise.

Darüber hinaus wurde mit dem Kraftwerksmodell ein Instrument geschaffen, das es ermöglicht, Potentiale für eine schonendere Fahrweise offenzulegen. So kann dieses Modell für eine Optimierung der Regelungstechnik während des Anfahrvorgangs und im niedrigen Teillastbetrieb bis in den Umwälzbetrieb hinein genutzt werden. So ließe sich z.B. ein Absenken in den Umwälzbetrieb und erneutes Hochfahren als Alternative zum Abschalten und Heißstart modellieren und bewerten.

## 8 Zusammenfassung

In den vorangegangenen Kapiteln wurden Werkzeuge vorgestellt, die zur effektiven Bewertung von neuartigen Kraftwerkskonzepten und Regelungsstrategien dienen. Diese erarbeiteten Instrumente basieren auf einer simulationsgestützten Analyse der thermischen Belastungs- und Beanspruchungszustände dickwandiger Kesselbauteile.

Ein zentraler Punkt ist daher die korrekte Modellierung des zu untersuchenden Kraftwerks. Dazu wurde eine bestehende, auf dem Modelica-Standard basierende, quelloffene Bibliothek erweitert und erfolgreich angewendet. Das erstellte Modell wurde umfangreich anhand von Messdaten des laufenden Betriebs validiert. Die Ergebnisse zeigen, dass das Modell die erforderliche Genauigkeit aufweist, um Aussagen zur thermischen Belastung des Kessels treffen zu können.

Der Vergleich mit den Messwerten zeigt zudem, dass der beschriebene, vereinfachte Modellansatz für das Feuerungsmodell geeignet ist, alle beheizungsspezifischen Effekte des konventionellen Kraftwerksbetriebs sowohl für den Anfahr- als auch für den Benson-Betrieb abzubilden. Sollen andere Brennstoffe oder feuerungsseitig neue Strategien für Regelung oder Verfahrenstechnik untersucht werden, ist ein physikalisch motiviertes Modell der Gasseite des Kessels zu bevorzugen.

Die der Literatur entnommenen Maßstäbe zur Bewertung der aus dem Betrieb entstehenden Beanspruchungen sind ein gutes Mittel, um die tatsächlichen Auswirkungen des Betriebs auf die Lebensdauer zu quantifizieren und so verschiedene Fahrweisen vergleichend gegenüber stellen zu können.

Anhand des Kraftwerks Rostock ist die zu erwartende Zusatzbelastung durch höhere Dynamik-Anforderungen von Seiten der Kraftwerkseinsatzplanung untersucht worden. Dabei haben sich sowohl bei Warmstarts als auch im Benson-Betrieb die dickwandigen Sammler und Verteiler zwischen Verdampfer und Überhitzer 3 als stark belastet herausgestellt. Diese Bauteile sind auch durch geringe Erhöhung der Lastgradienten erheblichen



Mehrbelastungen ausgesetzt. Hier liegt daher großes Optimierungspotential, um einen schonenden Betrieb der Anlage zu ermöglichen. Als wichtige Werkzeuge für einen thermisch schonenden Betrieb, der insbesondere Temperaturschwingungen in Teillast und bei zügigen Lastwechseln vermeidet, sind vor allem die Vorsteuerung von Brennstoff- und Speisewassermassenstrom sowie die Enthalpiekorrekturregelung zu nennen. Da bei sehr niedriger Last die Frischdampf Temperatur nicht konstant gehalten werden kann, ist die Belastung des Überhitzers 4 und der angrenzenden Bauteile wie Verteiler, Sammler, Frischdampfleitungen und HD-Turbine gegenüber dem konventionellen Benson-Betrieb deutlich erhöht. In Zukunft ist daher eine erhöhte Ermüdung dieser Bauteile durch Lastwechsel im niedrigen Lastbereich zu erwarten.

Um kurzfristige Temperaturschwankungen in den Überhitzerheizflächen zu vermindern, ist es wichtig, auch in Teillast im Regelbereich des ersten Einspritzkühlers zu bleiben. Das untersuchte Kraftwerk weist in diesem Punkt eine ungünstige Konfiguration auf.

Insgesamt ist die Einspritzregelung jedoch ein gutes Mittel, um Temperaturschwankungen sowohl während des Benson- als auch während des Anfahrbetriebs auf den Kessel zu beschränken und die Turbine einer kontinuierlichen und im Benson-Betrieb niedrigen Belastung auszusetzen. Unter Wahrung der entsprechenden Regelgüte kann eine Zusatzbelastung der HD-Turbine auch bei Erhöhung der Lastwechselgeschwindigkeit vermieden werden. Als der HD-Turbine direkt vorgeschalteter Wärmeübertrager profitiert auch der Überhitzer 4 von der Frischdampf Temperaturregelung.

Von Natur aus weniger stark belastet sind die Zwischenüberhitzerheizflächen wegen der vorwiegend langsam wirkenden konvektiven Beheizung. Diese Bauteile sowie die MD-Turbine sind daher durch eine Erhöhung der Betriebsdynamik nur moderaten Zusatzbelastungen ausgesetzt.

Zukünftig kann den zu erwartenden Anforderungen hinsichtlich der Betriebsdynamik nur durch eine optimal definierte Blockführung und Regelung begegnet werden. Zustandsbeobachter (wie in [24] und [60] diskutiert wird) und modellgestützte Blockregelung (z.B. [85], [101] und [36]) sind dabei ein wirksames Mittel, um auch weiterhin einen schonenden Betrieb zu gewährleisten. Zukünftige Kraftwerke sollten durch Umsetzung konstruktiver und regelungstechnischer Maßnahmen (wie zum Beispiel in [72] und [59] diskutiert) die Regelfähigkeit insbesondere in Teillast erhöhen, um so die *Must-Run*-Leistung des

Kraftwerksparks bei gleichzeitiger Vorhaltung der erforderlichen Regelleistungen zu vermindern.

## 9 Ausblick

Die in Kapitel 3 vorgestellte Entwicklungsumgebung hat sich als flexibles und ausbaufähiges Werkzeug erwiesen. Für die Zukunft lassen Entwicklungen am Modelica-Standard und den kommerziellen Simulatoren einige Vereinfachungen in der Modellierung thermischer Systeme erwarten. Dazu gehören:

- die Verminderung der Rechenzeiten durch Nutzung auf dünn besetzte Matrizen hin optimierter Algorithmen
- verbesserte Werkzeuge zur automatischen Anfangswertbestimmung
- eine Erhöhung der Stabilität durch bessere Unterstützung von Rückströmeffekten.

Insbesondere der letzte Punkt ist derzeit Gegenstand des internationalen Verbundprojekts EUROSYSLIB [35], das unter anderem die quelloffene Bibliothek `Modelica_Fluid` definieren soll. Diese Bibliothek wird vorerst nicht kompatibel zu `ThermoPower` sein, wemgleich viele Ansätze daraus Weiterverwendung finden. Insofern steht für die Fortführung der Arbeiten eine Richtungsentscheidung an: Sollen zukünftig die Modelle kompatibel zu `ThermoPower` oder `Modelica_Fluid` sein? Die Voruntersuchungen, die eine Entscheidungsfindung erleichtern sollen, sind gegenwärtig am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik in Bearbeitung.

Die simulationsgestützte Bewertung und Erprobung von Kraftwerks- und Regelungskonzepten erlaubt einen sehr tiefen Blick in das zu untersuchende System. So können beispielsweise Temperaturen an Stellen des Systems evaluiert werden, die einer Messung nur schwer zugänglich sind oder die bislang aus Kostengründen nicht mit Messstellen versehen wurden. Damit lassen sich Auswirkungen veränderter Regelungsstrategien wesentlich umfassender bewerten als es durch Optimierung im laufenden Betrieb möglich ist. Dabei ist die Bewertung von Bauteilbeanspruchungen nur ein Teil der Optimierungsaufgabe. Dem schonenden Betrieb stehen nicht selten die Forderung nach einem effizienten

Betrieb entgegen. Zukünftig sollten daher auch simulationsgestützte Optimierungsalgorithmen Gegenstand der Untersuchungen sein, um diesen Aspekt bei dem zu erwartenden erhöhten Regelaufwand sinnvoll berücksichtigen zu können.

Die zu erwartenden gesteigerten Anforderungen bezüglich der Mindestlast machen zukünftig unkonventionelle Betriebsweisen erforderlich. Dazu gehört zum Beispiel der Umwälzbetrieb, um die Last des Kraftwerks möglichst weit absenken zu können. Dabei verschiebt sich die Feuerlage im Brennraum und die Temperaturverteilung verändert sich. Dadurch wird tendenziell mehr Wärme über den Verdampfer übertragen und infolgedessen sinkt das Temperaturniveau in den schwächer beheizten Überhitzerheizflächen. Um diese Effekte bei künftigen Untersuchungen mit berücksichtigen zu können, ist eine energetische Betrachtung der Gasseite des Dampferzeugers erforderlich [53]. Vorarbeiten dazu wurden im Rahmen einer Diplomarbeit [76] durchgeführt. Die erstellten Modelle zeigen qualitativ und quantitativ gute Resultate, müssen aber hinsichtlich numerischer Stabilität und Rechenzeit noch eingehender geprüft werden.

Generell können zwei Pfade in der Weiterführung des Themas „Bewertung von Kraftwerksbeanspruchungen“ und dessen logische Konsequenz „Verminderung von Kraftwerksbeanspruchung durch Optimierung“ unterschieden werden. Zur Bewertung der Kraftwerksbeanspruchung definierter Konfigurationen sind für den künftigen Betrieb noch Erweiterungen des Modells auf der Gasseite des Dampferzeugers sowie bei der Kohleaufbereitung erforderlich. Diese Erweiterungen führen Modelica und Dymola an die Grenze derzeit beherrschbarer Simulationsaufgaben. Es muss daher über eine sinnvolle Verschlankung der Modelle nachgedacht werden. Ein Beispiel sind in diesem Zusammenhang die dickwandigen Sammler. Diese sind im bestehenden Modell eindimensional aufgelöst. Eine Reduzierung des Gleichungssystems kann durch Übergang auf nulldimensionale Sammler-Modelle bei gleichzeitig nur geringem Qualitätsverlust erreicht werden.

Die logische Fortführung der Überlegungen zur Bewertung von Bauteilbeanspruchungen ist das Erarbeiten von Optimierungsansätzen zur Reduzierung der Beanspruchungen. Für derartige Aufgaben sind wesentlich vereinfachte Modelle mit niedrigem Rechenaufwand erforderlich, um Optimierungsalgorithmen, die eine wiederholte Simulation ein und desselben Szenarios beinhalten, effektiv anwenden zu können. Zielgrößen der Optimierung können dann beispielsweise minimale Sicherheitsbeiwerte bei der lokalen Bauteilbelastung

(wie z.B. in [38] und [39] vorgestellt) oder, wie oben erwähnt, minimale Exergieverluste für das Gesamtsystem sein. Sinnvoll ist sicher auch eine Kombination aus mehreren konkurrierenden Zielfunktionen. Einfachere Ansätze zielen auf eine prinzipielle Verminderung z.B. hinsichtlich der Anfahrzeit bzw. Bauteilbelastungen bei Anfahrvorgängen ab [22].

Für eine solche Optimierung unter Berücksichtigung mehr oder weniger komplexer Zielfunktionen ist ein effektives Modell von essenzieller Bedeutung. Dieses Modell sollte das Prozessverhalten qualitativ gut vorhersagen, bei der Informationsfülle können Abstriche gemacht werden<sup>1</sup>. Diese reduzierten Modelle stellen künftig den erwähnten zweiten Pfad dar. Die beiden Detaillierungsgrade stehen dabei nicht in Konkurrenz zueinander sondern bedingen sich gegenseitig und sollten Teil eines Iterationsprozesses sein. Das Detailmodell offenbart dabei die hochbelasteten Bauteile und das Optimierungspotential für die verschiedenen Betriebsarten, während ein vereinfachtes Modell die Basis für die Verbesserung und erste Erprobung neuer Regelungsansätze darstellt. Die so gewonnenen Ergebnisse sind im Anschluss anhand des detaillierten Modells zu prüfen und gegebenenfalls zu überarbeiten.

---

<sup>1</sup>Sind die hoch belasteten Bauteile für den jeweiligen Betriebsmodus bekannt, kann zum Beispiel die detaillierte Berechnung der Bauteiltemperaturen auf diese Komponenten beschränkt werden.

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] BAEHR, H. D.: *Thermodynamik*. Springer Verlag, 11. Auflage, 2002.
- [2] BAEHR, H.D., E. BERGMANN, F. BOSNIAKOVIC, P. GRASSMANN, J.J.C. VAN LIER, Z. RANT, H. RÖGENER und K.R. SCHMIDT: *Energie und Exergie Die Anwendung des Exergiebegriffs in der Kraftwerkstechnik*. VDI-Verlag Düsseldorf, 1965.
- [3] BAEHR, H.D. und K. STEPHAN: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer Verlag, 3. Auflage, 1998.
- [4] BEJAN, A, G TSATSARONIS und M MORAN: *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons INC New York/Chichester, 1996.
- [5] BERGER, C., G. BLAUDEL, C. HODULAK und B. WURM: *Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. VDMA Verlag Frankfurt am Main, 2001.
- [6] BOHL, W: *Technische Strömungslehre*. Vogel Fachbuch Kamprath-Reihe, 12. Auflage, 2001.
- [7] BOHL, W.: *Strömungsmaschinen 1 Aufbau und Wirkungsweise*. Vogel-Buchverlag, 2002.
- [8] BRANDT, F.: *Brennstoffe und Verbrennungsrechnung*. Fachverband Dampfkessel- und Rohrleitungsbau, 2. Auflage, 1991.
- [9] BRANDT, F.: *Wärmeübertragung in Dampferzeugern und Wärmetauschern*. Vulkan-Verlag, 2. Auflage, 1995.
- [10] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT: *Themenseite zur Erneuerbaren Energie*. <http://www.erneuerbare-energien.de/inhalt/>, 31. März 2009.

- 
- [11] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT: *Erneuerbare-Energien-Gesetz vom 29.03.2000*. [www.umweltministerium.de/gesetze/verordnungen/doc/2676.php](http://www.umweltministerium.de/gesetze/verordnungen/doc/2676.php), 31. März 2009.
- [12] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT: *Restlaufzeiten der Atomkraftwerke in Deutschland, Stand Januar 2009*. <http://www.bmu.de/atomenergie/doc/43032.php>, 3. Juni 2009.
- [13] BUNUS, P.: *An Empirical Study on Debugging Equation-Based Simulation Models*. In: *4th International Modelica Conference, Hamburg*, 7. März 2005.
- [14] BUSEKRUS: *Babcock - Datenblätter Staudinger 5*. Technischer Bericht, Babcock, September 1989.
- [15] CAMMI, A., F. CASELLA, M. RICOTTI, F. SCHIAVO und G.D. STORRICK: *Object-oriented Simulation for the Control of the IRIS Nuclear Power Plant*. In: *Proceedings of the IFAC World Congress, Prague*, Juli 2005.
- [16] CASELLA, F.: *Modelling, Simulation and Control of a Geothermal Power Plant*. Doktorarbeit, Politecnico di Milano, Februar 1999.
- [17] CASELLA, F.: *On the Heat Transfer in Steam Turbines*. Nach persönlicher Auskunft, 2008.
- [18] CASELLA, F.: *Object-Oriented Modelling of Power Plants: a Structured Approach*. In: *IFAC Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2009*, Juli 2009.
- [19] CASELLA, F.: *Recommendations to enhance the Modelica language and supporting tools*. Technischer Bericht, Politecnico di Milano, 22. Juni 2009.
- [20] CASELLA, F. und A. LEVA: *Modelica Open Library for Power Plant Simulation: Design and Experimental Validation*. In: *Proceedings of the 3rd International Modelica Conference, Linköping, Peter Fritzson (editor)*, 3. November 2003.
- [21] CASELLA, F. und A. LEVA: *Object-Oriented Modelling & Simulation of Power Plants with Modelica*. In: *Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and*

- Control, and the European Control Conference 2005, Seville, Spain*, 12 Dezember 2005.
- [22] CASELLA, F. und F. PRETOLANI: *Fast Start-up of a Combined-Cycle Power Plant: a Simulation Study with Modelica*. Modelica Conference, 4. September 2006.
- [23] CASELLA, F., J.G. VAN PUTTEN und P. COLONNA: *Dynamic Simulation of a Biomass-Fired Steam Power Plant: A Comparison Between Causal and A-Causal Modular Modeling*. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Washington*, 11. November 2007.
- [24] DAHL-SOERENSEN, M.J. und B. SOLBERG: *Pulverized Fuel Control using Biased Flow Measurements*. In: *IFAC Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2009, Tampere*, 6. Juli 2009.
- [25] DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR: *Kurzanalyse der Kraftwerks- und Netzplanung in Deutschland bis 2020 (mit Ausblick auf 2030)*. [http://www.dena.de/.../Kurzanalyse\\_KuN\\_Planung\\_D\\_2020.pdf](http://www.dena.de/.../Kurzanalyse_KuN_Planung_D_2020.pdf), März 2008.
- [26] DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR: *Energiewirtschaftliche Planung für die Netzintegration von Windenergie in Deutschland an Land und Offshore bis zum Jahr 2020*. Technischer Bericht, 2005.
- [27] DEUTSCHER DAMPFKESSELAUSSCHUSS (DDA): *Technische Regeln für Dampfkessel*. Richtlinie, 2000.
- [28] DIXON, S.L.: *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth Heinemann, 4. Auflage, 1998.
- [29] DOLEZAL, R.: *Vorgänge beim Anfahren eines Dampferzeugers*. Vulkan-Verlag, Essen, 1977.
- [30] DOOLEY, D.B.: *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Technischer Bericht, The International Association for the Properties of Water and Steam, 1997.



- [31] DOOLEY, R.B.: *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Technischer Bericht, The International Association for the Properties of Water and Steam, 2007.
- [32] DYNASIM AB: *Dymola Multi-Engeneering Modeling and Simulation*. [www.dynasim.se](http://www.dynasim.se), 10. August 2009.
- [33] EFFENBERGER, H.: *Dampferzeugung*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2000.
- [34] ELMEGAARD, B.: *Simulation of Boiler Dynamics - Development, Evaluation and Application of a General Energy System Simulation Tool*. Doktorarbeit, Technical University of Denmark, Februar 1999.
- [35] EUROSYSLIB: *EUROSYSLIB homepage*. <http://www.eurosyslib.com/>, 28. Juli 2009.
- [36] FAILLE, D. und F. DAVELAAR: *Model based start-up optimization of a combined cycle power plant*. In: *IFAC Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2009, Tampere*, 6. Juli 2009.
- [37] FERZIGER, J.H. und M. PEREC: *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer Verlag, 2002.
- [38] FRANKE, R., M. RODE und K. KRÜGER: *On-line Optimization of Drum Boiler Startup*. In: *Proceedings of the 3rd International Modelica Conference, Linköping*, 3. November 2003.
- [39] FRANKE, R. und L. VOGELBACHER: *Nonlinear Model Predictive Control for Cost Optimal Startup of Steam Power Plants*. *Automatisierungstechnik*, 54(12), 2006.
- [40] FRANKE, U.: *Prozessbewertung ohne Exergie*. <http://www.fh-flensburg.de/ima/>, Juni 1998.
- [41] FRANKE, U.: *Der Thermodynamische Vergleichsprozess - Herleitung und Begründung aus systematischer Sicht*. [/http://www.fh-flensburg.de/ima/](http://www.fh-flensburg.de/ima/), Januar 2007.
- [42] FRITZSON, F.: *Prinziples of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica*. Wiley Interscience, 2004.

- [43] GERDINAND, M.: *Verbesserung und Validierung eines Modells für die Vorhersage des Teillast - und Lastwechselverhaltens von Dampfturbinen*. Projektarbeit, Universität Rostock, 14. Februar 2009.
- [44] GHERARDELLI, C.: *Exergoökonomische Analyse und Bewertung von Schwefelsäureanlagen*. Doktorarbeit, Technische Universität Berlin, 13. Februar 2002.
- [45] GNIELINSKI, V: *VDI-Wärmeatlas*, Band 10., Kapitel Wärmeübertragung bei Strömung durch Rohre, Seiten Ga1–Ga9. Verein Deutscher Ingenieure, 2006.
- [46] GWEC - GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL: *Press Release: Tables and Statistics 2008*. www.gwec.net, 2009.
- [47] HÄNEL, D.: *Mathematische Strömungslehre*. Script, RWTH Aachen, 2007.
- [48] HASELSTEINER, T.: *Modellierung des Lebensdauer verbrauchs von thermisch belasteten Komponenten in Kohlekraftwerken*. Diplomarbeit, Technische Universität München, 25. September 2007.
- [49] HASSEL, E.: *Thermodynamik*. Vorlesungsskript, 2009.
- [50] HOJCZYK, B., W. HÜHNE und H.G. THIERFELDER: *Das Steinkohlekraftwerk Rostock*. VGB Kraftwerkstechnik, 77(4):315–320, 1997.
- [51] HUSUMWINDENERGY: *WindEnergy Study 2008 - Assessment of the Wind Energy Market Until 2017 (Charts)*. In: *HUSUM WindEnergy -The Leading Wind Energy Trade Fair*, 9. September 2008.
- [52] KAIL, CH.: *Analyse von Kraftwerksprozessen mit Gasturbinen unter energetischen, exergetischen und ökonomischen Aspekten*. Doktorarbeit, Technische Universität München, 6. Februar 1998.
- [53] KARL, J.: *Dezentrale Energiesysteme Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt*. Nummer ISBN 3-486-27505-4. Oldenbourg Verlag München Wien, 1. Auflage, 2004.
- [54] KLAPP, E.: *Apparate- und Anlagentechnik*. Springer, 2002.

- [55] KLEFENZ, G.: *Die Regelung von Dampfkraftwerken*. Wissenschaftsverlag Mannheim, Wien, Zürich, 4. Auflage, 1991.
- [56] KNG: *Internetseite der Kraftwerks- und Netzgesellschaft*. [www.kraftwerk-rostock.de](http://www.kraftwerk-rostock.de).
- [57] KOCH, S., M. ZIMA und G. ANDERSSON: *Active Coordination of Thermal Household Appliances for Load Management Purposes*. In: *IFAC Symposium on Power Plant and Power System Control, Tampere*, 5. Juli 2009.
- [58] KUNZE, U. und A. RÖMPKE: *Betriebsbegleitende Online-Lebensdauerüberwachung von Dampferzeugern nach DIN EN 12952*. In: *38. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*, Kapitel V6.5. Technische Universität Dresden, Oktober 2006.
- [59] KURTH, M. und F. GREINER: *Herausforderungen an die Kraftwerksleittechnik durch steigende dynamische Anforderungen an die Verfahrenstechnik*. In: *Konferenz Elektrotechnik, Leittechnik, Informationsverarbeitung im Kraftwerk, Hamburg*, 6. Mai 2008.
- [60] LAIPPLE, B.: *Online-Validierung energietechnischer Prozesse unter Zulassung transients Messdatenverläufe*. Doktorarbeit, Universität Stuttgart, 14. Oktober 2003.
- [61] LAKSHMINARAYANA, B.: *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. John Wiley & Sons, 1996.
- [62] LANGNICKEL, U.: *Dena-Zwischenbericht*. 18. März 2009.
- [63] LEONHARD, W.: *Energiespeicher für die Speisung des elektrischen Verbundnetzes aus natürlichen Quellen*. In: *VGB-Konferenz Elektrotechnik, Leittechnik, Informationsverarbeitung im Kraftwerk, Hamburg*, 6. Mai 2008.
- [64] LEONHARD, W. und K. MÜLLER: *Ausgleich von Windenergieschwankungen mit fossil befeuerten Kraftwerken - wo sind die Grenzen?* *Energiewirtschaft*, 21, 2002.
- [65] LEONHARD, W. und A. WENZEL: *Flauten, Orkane und eine verfehlte Energiepolitik - Wie soll das elektrische Netz das richten?* *Energiewirtschaft*, 7:52–57, 2007.

- [66] LEWIN, G., G. LÄSSIG und N. WOYWODE: *Apparate und Behälter Grundlagen Festigkeitsrechnung*. VEB Verlag Technik Berlin, 1990.
- [67] LINSSEN, J., P. MERKEWITZ, D. MARTINSEN und M. WALBECK: *Zukünftige Energieversorgung unter den Randbedingungen einer großtechnischen CO<sub>2</sub>-Abscheidung*. Technischer Bericht, Forschungszentrum Jülich, April 2006.
- [68] LÜBKE, R.: *Die Zukunft der Kohle in Deutschland*. Glückauf, 9:406–410, 2006.
- [69] LUCAS, K.: *Thermodynamik: Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen*. Springer Verlag, 5. Auflage, 2006.
- [70] LÜDENBACH, G.: *VGB-Seminar Zustandsbewertung/Wiederkehrende Prüfung*. Seminarunterlagen, Januar 2007.
- [71] MAUCH, W., M. STECK und J. HABERMAN: *Ambitionierte Ziele - das integrierte Energie- und Klimaprogramm*. BWK, 61:14–19, Juli 2009.
- [72] MEERBACH, B.: *Nutzung der Kraft-Wärme-Kopplung zum Ausgleich elektrischer Leistungsschwankungen*. Doktorarbeit, Universität Stuttgart, 2. Juli 2001.
- [73] MENNY, K.: *Strömungsmaschinen*. B.G. Teubner Stuttgart, 1995.
- [74] MODELICA ASSOCIATION: *Modeling of Complex Physical Systems*. [www.modelica.org](http://www.modelica.org), 7. September 2009.
- [75] MÜLLER, G. und C. GROTH: *FEM für Praktiker - Band1: Grundlagen*. Expert Verlag, Renningen, 8. Auflage, 2007.
- [76] MÜLLER, M.: *Erarbeitung und Umsetzung eines Modells zur Vorhersage der in einem kohlestaubgefeuerten Dampferzeuger entbundene und an die verschiedenen Heizflächen übertragenen Wärmeströme*. Diplomarbeit, Universität Rostock, 30 April 2009.
- [77] NEISE, F.: *Risk Management in Stochastic Integer Programming With Application to Dispersed Power Generation*. Vieweg + Teubner Research, 2008.

- [78] PETRITSCH, G.: *Modelle und Risiken im Energiehandel*. Seminar Finanzmathematik, Wien, 16. Mai 2007.
- [79] PFLEIDERER, C. und H. PETERMANN: *Strömungsmaschinen*. Springer-Verlag, Heidelberg, 7. Auflage, 2005.
- [80] POLITECNICO DI MILANO: *Homepage of the ThermoPower Library*. <http://home.dei.polimi.it/casella/thermopower/index.html>, 11. September 2009.
- [81] REESE: *Babcock - Inbetriebnahme KW Rostock*. Technischer Bericht, Babcock, Juli 1994.
- [82] RICHERT, F., J. RÜCKERT, A. SCHLOSSER und D. ABEL: *Vergleich von Modelica und Matlab anhand der Modellbildung eines Dieselmotors*. In: *VDI Berichte 1756*, Seiten 1049–1058. Verein Deutsche Ingenieure, VD-Verlag Düsseldorf, 2003.
- [83] RIEG, F. und R. HACKENSCHMIDT: *Finite Elemente Analyse für Ingenieure*. Hanser Verlag München, 3. Auflage, 2009.
- [84] ROHRIG, K.: *Prognose der Windleistung für größere Energieversorgungssysteme*. Technischer Bericht, Institut für Solare Energieversorgungstechnik e.V., 2. Juni 2001.
- [85] RUUSUNEN, M.: *Model-Based Method for Combustion Power Stabilisation in Grate-Fired Boilers*. In: *IFAC Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2009, Tampere*, 6. Juli 2009.
- [86] SALDAMI, L., P. FRITZSON und B. BACHMANN: *Extending Modelica for Partial Differential Equations*. In: *2nd International Modelica Conference, Oberpfaffenhofen*, 18. März 2002.
- [87] SCHLOTTMAN G., WOERNLE CH., FETHKE K. und FRIEDRICH P.: *Stoffzusammenfassung Technische Mechanik*. Technischer Bericht, Universität Rostock, 2004.
- [88] SCHMIDT, H.: *Erarbeitung und Umsetzung eines Modells für die Vorhersage des Teillast- und Lastwechselverhaltens von Kohlemahlanlagen*. Studienarbeit, Universität Rostock, 18. Februar 2008.

- [89] SCHOTT, G.: *Einflüsse von Reihenfolge und Teilfolgeumfang der Beanspruchungen auf die mit Ermüdungsfunktionen berechnete Lebensdauer*. Materialwissenschaft u. Werkstofftechnik, 20:187–195, 1998.
- [90] SCHWAIGERER, S. und G. MÜHLENBECK: *Festigkeitsberechnung im Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau*. Nummer ISBN 3-540-61818-x 5. Springer Verlag Berlin, 5. Auflage, 1997.
- [91] SENFUSS, F., M. RAGWITZ und M. WIETSCHEL: *Fluktuationen der Windenergie und deren Vorhersagbarkeit bei einem verstärkten Ausbau des Offshore-Anteils in Deutschland bis 2020*. In: *IEWT 2003 - Die Zukunft der Energiewirtschaft im liberalisierten Markt*, 2003.
- [92] SHIN, J.Y., Y.J. JEON, D.J. MAENG, J.S. KIM und S.T. RO: *Analysis of the Dynamic Characteristics of a Combined-Cycle Power Plant*. Elsevier Science, 1. September 2001.
- [93] SIGLOCH, H.: *Strömungsmaschinen Grundlagen und Anwendungen*. Carl Hanser Verlag, 2. Auflage, 1993.
- [94] SIMIC, D., CH. KRAL und H. LACHER: *Optimization of a Cooling Circuit with a Parameterized Water Pump Model*. In: *6th Modelica Conference*, 4. September 2006.
- [95] SOUYRI, A., D. BOUSKELA, B. PENTORI und N. KERKAR: *Pressurized Water Reactor Modelling with Modelica*. In: *6th Modelica Conference*, 4. September 2006.
- [96] STORRICK, G.D., B. PETROVIC und L. ORIANI: *Computer Models for IRIS Control System Transient Analysis*. Technischer Bericht, Westinghouse Electric Company LLC, Januar 2007.
- [97] THUMM, C. T.: *Wirkleistung-Sekundenreserve-Maßnahmen untersucht am Beispiel eines Dampfkraftwerksblocks*. Doktorarbeit, Technische Universität Stuttgart, 26. Oktober 1989.
- [98] TRAUPEL, W.: *Thermische Turbomaschinen*, Band 1+2. Springer Verlag, 3. Auflage, 1988.

- [99] TUMMESCHEIT, H.: *Design and Implementation of Object-Oriented Model Libraries using Modelica*. Doktorarbeit, Lund Institute of Technology, 2002.
- [100] VAHLENKAMP, T. und S. WISCHHUSEN: *Proceedings of the 7th International Modelica Conference. Como, Italy, 20-22 September 2009.*, Kapitel FluidDissipation for Applications - A Library for Modelling of Heat Transfer and Pressure Loss in Energy Systems, Seiten 132–141. Nummer ISBN 978-91-7393-513-5. Linköping University Electronic Press, 2009.
- [101] VALSALAM, S.R., S. ANISH und B.R. SINGH: *Boiler Modelling and Optimal Control of Steam Temperature in Power Plants*. In: *IFAC Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2009, Tampere*, 6. Juli 2009.
- [102] VDI/VDE-GESELLSCHAFT MESS- UND AUTOMATISIERUNGSTECHNIK: *VDI/VDE-Richtlinie 3508: Block-Führung/-Regelung von Wärmekraftwerken*. Technischer Bericht, 2002.
- [103] VGB POWERTECH: *Zahlen und Fakten zur Stromerzeugung*. [http://www.vgb.org/daten\\_stromerzeugung.html](http://www.vgb.org/daten_stromerzeugung.html), 2008.
- [104] VGB POWERTECH E.V: *Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen*. Technischer Bericht, VGB PowerTech e.V, Februar 2004.
- [105] VOGELBACHER: *Kraftwerk Rostock: Blockleistungsregelung MODAKOND*. Internes Dokument der Firma ABB, Juli 2007.
- [106] WACHE, F.: *Aufarbeitung, Bewertung und Parametrierung bestehender Modelle zur Vorhersage von Beanspruchungen von innendurchströmten zylindrischen Bauteilen*. Projektarbeit, Universität Rostock, 15. April 2009.
- [107] WAGNER, W.: *Strömung und Druckverlust*. Vogel Buchverlag, 4. Auflage, 1997.
- [108] WAGNER, W.: *Festigkeitsberchenungen im Apparate- und Rohrleitungsbau*. Nummer ISBN 978-3-8343-3075-8. Vogel Buchverlag, 7. Auflage, 2007.
- [109] WEBER, H. und CH. ZIEMS: *Auswirkungen zunehmender Windenergieeinspeisung auf den Kraftwerksbetrieb in Deutschland*. VGB PowerTech, 06, Juni 2009.

- [110] WEINHOLD, M.: *Michael Weinhold über die Zukunft der Energieversorgung*. BWK, 61:32–38, Juli 2009.
- [111] WELLIG, B., B. KEGEL und M MEIER: *Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes*. Technischer Bericht, Ernst Basler + Partner AG, Mai 2006.
- [112] ZEHTNER, W., H. SPLITHOFF und W. WOYKE: *Optimierung der Leittechnik von modernen Kohlekraftwerken durch Simulation*. In: *VGB-Konferenz Elektrotechnik, Leittechnik, Informationsverarbeitung im Kraftwerk*, 6. Mai 2008.



---

## 11 Veröffentlichungen

- [113] GOTTELT, F., T. HAASE, J. NOCKE, E. HASSEL und H. WEBER: *Instationäre Simulation eines thermischen Kraftwerks*. VDI-Thermodynamik Kolloquium, Rostock, Oktober 2007.
- [114] GOTTELT, F., T. HAASE, J. NOCKE, E. HASSEL und H. WEBER: *Kraftwerksbetrieb und Kraftwerkseinsatz bei zunehmender Einspeisung von Windparks*. 39. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden, Oktober 2007.
- [115] GOTTELT, F., S. MEINKE, E. HASSEL und J. NOCKE: *Impact of Large-Scale Wind Farms on the German Generation System - Part II*. In: *IFAC Power Plants and Power Systems Control, Tampere*, 8. Juli 2009.
- [116] GOTTELT, F., J. NOCKE und E. HASSEL: *Modellierung und Simulation eines konventionellen Steinkohleblocks mit Modelica*, Seiten 35–42. Nummer ISBN 978-3901608-33-9. ARGESIM-Verlag Wien, 29. Mai 2008.
- [117] GOTTELT, F., C. ZIEMS, J. NOCKE, E. HASSEL und H. WEBER: *Thermodynamische Simulation eines Steinkohleblocks unter Einbezug der Regelungstechnik mit Modelica*. In: *40. Kraftwerkstechnisches Kolloquium Dresden, Dresden*, 14. Oktober 2008.
- [118] GOTTELT, F., CH. ZIEMS, S. MEINKE, J. NOCKE, H. WEBER und E. HASSEL: *Auswirkungen von fluktuierender Windenergieeinspeisung auf das regel- und thermodynamische Betriebsverhalten konventioneller Kraftwerke in Deutschland - Bestandsaufnahme und Ableitung zukünftiger Anforderungen*. Technischer Bericht, Universität Rostock, 2. Juli 2009.

- 
- [119] HAASE, T., F. GOTTELT, J. NOCKE, E. HASSEL und H. WEBER: *Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks*. In: *VGB-Konferenz Kraftwerke im Wettbewerb 2007, Hamburg*, 25. April 2007.
- [120] HAASE, T., F. GOTTELT, J. NOCKE, E. HASSEL und H. WEBER: *Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks*. *VGB PowerTech*, (8):46–55, 2007.
- [121] HAASE, T., H. WEBER, F. GOTTELT, J. NOCKE und E. HASSEL: *Intelligent Control Solutions for Steam Power Plants to Balance the Fluctuation of Wind Energy*. In: *17th IFAC World Congress, Seoul*, 6. Juni 2008.
- [122] WEBER, H., T. HAASE, F. GOTTELT, J. NOCKE und HASSEL.E.: *Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks*. In: *VGB- Konferenz für Elektro-, Leit- und Informationstechnik, Hamburg, 2008*, 25. April 2008.
- [123] WEBER, H., C. ZIEMS, E. HASSEL, J. NOCKE und F. GOTTELT: *Power Plant Operation and Wind Power Production*. In: *Impact of Grid Management on Power Plant Operation, Köln*, 15. Oktober 2008.

## A Abbildungsverzeichnis

1.1	Prognostizierte und tatsächliche Windeinspeisung für einen Tag in der VE-T Regelzone . . . . .	2
1.2	Überblick über die Modellstruktur . . . . .	4
1.3	Errechneter Kraftwerkseinsatz für das Jahr 2020 . . . . .	5
1.4	Vergleich der Anzahl an Anfahrvorgängen . . . . .	6
2.1	Kraftwerk Rostock . . . . .	10
2.2	Wärmeschaltbild des Kraftwerks . . . . .	12
2.3	Struktur Kraftwerksmodell . . . . .	13
3.1	Benutzeroberfläche Dymola . . . . .	19
4.1	Schema Finites Volumen . . . . .	25
4.2	Schema Finites Volumen mit definierter Ein- und Ausströmfläche . . . . .	26
4.3	Mollier-hs-Diagramm für Wasserdampf . . . . .	30
4.4	Feuerungskennfeld . . . . .	34
4.5	Ausschnitt aus Dymola-Arbeitsfläche mit Zwischenüberhitzer . . . . .	36
4.6	Grundprinzip der modellgestützten Blockregelung . . . . .	38
4.7	Übersicht der modellierten Blockführung . . . . .	39
4.8	Übersicht Prädiktor Leistung und Frischdampfdruck . . . . .	41
4.9	Kennfeld zur Steuerung der Speisewasserpumpen . . . . .	43
4.10	Enthalpie am Austritt des Verdampfers im h,s-Diagramm . . . . .	44
5.1	Vergleich der Brutto- und Nettoleistungen im natürlichen Gleitdruckbetrieb	46
5.2	Vergleich der Prädiktorwerte der Generatorleistung . . . . .	46

5.3	Frischdampfdruck und Brennstoff-Vorsteuerung im natürlichen Gleitdruckbetrieb . . . . .	47
5.4	Brennstoff-Vorsteuerung im natürlichen Gleitdruckbetrieb . . . . .	47
5.5	Validierung Blockleitsystem: Enthalpien . . . . .	48
5.6	Validierung des Kohlemühlen-Modells . . . . .	49
5.7	Validierung von Feuerung und Kessel - Drücke . . . . .	50
5.8	Validierung von Feuerung und Kessel - Fluidtemperaturen und Enthalpien bis $\ddot{U}1$ . . . . .	51
5.9	Validierung von Feuerung und Kessel - HD-Einspritzmassenströme . . . . .	52
5.10	Validierung von Feuerung und Kessel - Temperaturen bis $\ddot{U}4$ . . . . .	53
5.11	Validierung von Feuerung und Kessel - Frischdampf Temperatur und Temperaturen im Zwischenüberhitzer . . . . .	54
5.12	Mittlere Wellentemperatur der HD-Turbine . . . . .	55
5.13	Auftretende Temperaturdifferenz in der HD-Turbinenwelle . . . . .	56
5.14	Massenstrom durch die Turbine . . . . .	56
5.15	Validierung des gekoppelten Modells im Benson-Betrieb: Blockleitsystem . . . . .	57
5.16	Validierung des gekoppelten Modells im Benson-Betrieb: Temperaturen (1) . . . . .	58
5.17	Validierung des gekoppelten Modells im Benson-Betrieb: Temperaturen (2) . . . . .	59
5.18	Validierung des gekoppelten Modells im Benson-Betrieb: Temperaturen (3) . . . . .	60
5.19	Validierung der Anfahrtschaltung: Warmstart 1 . . . . .	61
5.20	Validierung der Anfahrtschaltung: Warmstart 2 . . . . .	62
5.21	Validierung des Modells im Anfahrbetrieb - allg. Kenngrößen . . . . .	63
5.22	Validierung des Modells im Anfahrbetrieb - Massenströme . . . . .	64
5.23	Validierung des Modells im Anfahrbetrieb - Drücke . . . . .	65
5.24	Validierung des Modells im Anfahrbetrieb - Temperaturen Teil 1 . . . . .	66
5.25	Validierung des Modells im Anfahrbetrieb - Temperaturen Teil 2 . . . . .	67
6.1	Spannungen im Sammler nach Überhitzer 3 . . . . .	74
6.2	Spannungen auf der Innen- und Außenseite . . . . .	75
6.3	Lebensdauerverbrauch gemäß Wöhlerlinie . . . . .	76
6.5	Makro-Risswachstum bei zyklischer Beanspruchung . . . . .	79

---

6.6	Druck im Überhitzer 4 Austrittssammler . . . . .	80
6.7	Ermüdung durch Druckschwankungen . . . . .	81
6.8	Entropieanalyse am Beispiel Einspritzkühler . . . . .	84
7.2	Brennstoffvorsteuerung bei Erhöhung der Lasttransienten . . . . .	88
7.3	Einfluss des Lasttransienten auf die Generatorleistung . . . . .	89
7.4	Auswirkungen der Gradientenerhöhung auf die Bauteiltemperaturen . . . . .	90
7.5	Bewertung der Bauteilbeanspruchungen nach Transientensteigerung . . . . .	91
7.7	Darstellung der Verdampfer-Austrittsenthalpie bei Lastwechseln . . . . .	94
7.8	Vorsteuerung Speisewassermassenstrom . . . . .	95
7.9	Bewertung der Modellgüte am Beispiel von Generatorleistung und Ver- dampferaustrittsenthalpie . . . . .	95
7.10	Effekt veränderter Parametersätze auf die Vorsteuerwerte von Brennstoff und Eingangswerte der Enthalpieregulung . . . . .	99
7.11	Auswirkungen der Gradientenerhöhung auf die Bauteiltemperaturen . . . . .	100
7.12	Gegenüberstellung der Kühlmassenströme . . . . .	101
7.13	Effekt von verbesserter Vorsteuerung auf die Bauteilbelastungen . . . . .	101
7.14	Verkürzung des Anfahrvorgangs - allg. Kenngrößen . . . . .	104
7.15	Verkürzung der Anfahrdauer: Massenströme . . . . .	105
7.16	Verkürzung der Anfahrdauer - Frischdampfparameter . . . . .	106
7.17	Verkürzung der Anfahrdauer - Anfahrdauer und Brennstoffverbrauch . . . . .	107
7.18	Verkürzung der Anfahrdauer - Spannungen . . . . .	109
7.19	Verkürzung der Anfahrdauer - Lebensdauerverbrauch . . . . .	110
7.20	Verkürzung der Anfahrdauer - Risswachstum . . . . .	111
7.21	Verkürzung der Anfahrdauer - Spannungen in der HD-Turbinenwelle . . . . .	112
C.3	Zyklon Abscheider . . . . .	143
C.4	3D-Kennfeld einer Kondensatpumpe . . . . .	147
C.5	Vergleich zweier Pumpenmodelle . . . . .	147
C.6	Kennfeld Umwälzpumpe [14] . . . . .	149
C.7	Regelung NPSH - Einspritzung [14] . . . . .	150
C.8	Anfahrflasche . . . . .	151

C.9	Regelung Ablaufmenge [14] . . . . .	154
C.10	Modellgrenzen des Einspritzkühlers . . . . .	156
D.1	Regelung Umwälzmenge [14] . . . . .	159
D.3	Druckregelung HDU . . . . .	163
D.4	Druckregelung NDU . . . . .	165

## B Tabellenverzeichnis

2.1	Kenndaten des Kraftwerks Rostock . . . . .	11
7.1	Überschwingen der Temperatur $\Delta T$ in K bei erhöhtem Lastgradienten . . .	89
7.2	Varianten für die Untersuchung von optimierter Speisewassersteuerung und -regelung . . . . .	98
D.1	Druckdifferenz über HDU [81] . . . . .	162

## C Weitere thermodynamische Modelle

### Aufbereitung der Kohle

Das Kohleaufbereitungssystem, das den Transport von der Kohlehalde zu Bunker und Zuteiler, die Förderung zur Kohlemühle, den Mahl- und Sichtvorgang sowie den Transport zu den Brennern umfasst, ist schematisch in Bild C.1 dargestellt. Zur Abbildung des Zeitverhaltens dieses Systems reicht es aus, das Zeitverhalten der Kohlemühle und des Transports zu den Brennern zu berücksichtigen. Der Kohlebunker entkoppelt die Halde vom Zuteiler und die Zeitkonstanten der Zuteiler können als klein gegenüber der Zeitkonstanten des Mahlvorgangs und des Stofftransports zum Brenner angesehen werden. Das

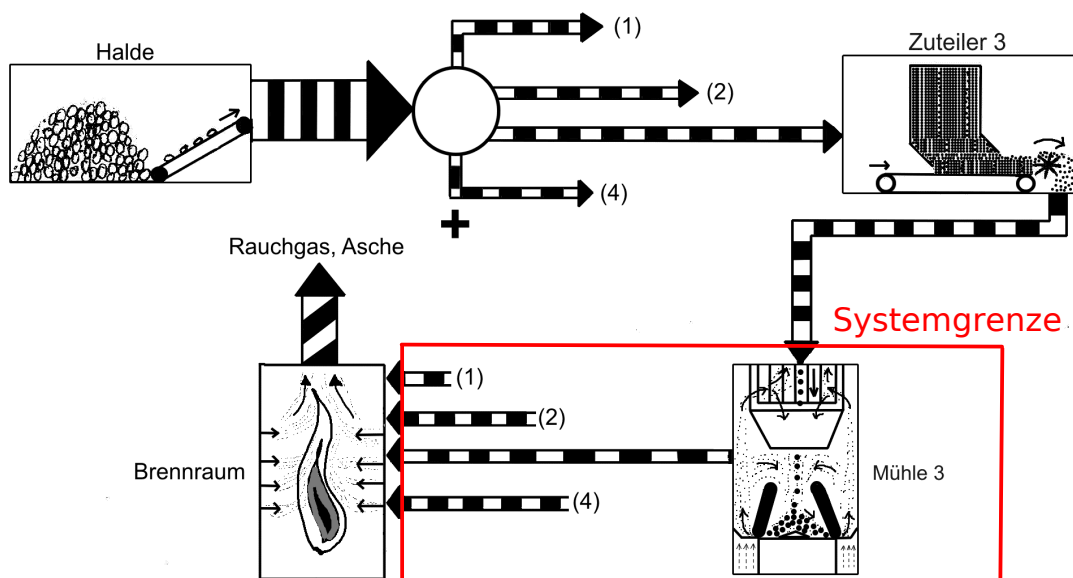


Abbildung C.1: Kohleaufbereitung im Schema

Kohlemühlenmodell fasst alle vier Mühlen zusammen und es wird davon ausgegangen, dass alle Mühlen in Betrieb sind, was für Lasten über 50 % der Nennleistung der Fall ist.



Der Massenstrom aller Ebenen wird zu einem Gesamtmassenstrom zusammengefasst und dem vereinfachten Feuerungsmodell übergeben.

Die Entwicklung der Differentialgleichung beruht im Wesentlichen auf Annahmen, die in dem Teilmodell der Mühle von Thumm [97] gemacht wurden. Die Modellierung beginnt wie bei den meisten in der Literatur zu findenden Ansätzen mit einer Einteilung der Mühle in Funktions- bzw. Speicherräume und der Bilanzierung der Massenströme. Anschließend werden die Verhältnisse von Massenströmen und Massen in den Speicherräumen untersucht und durch vereinfachte Annahmen Ansätze gefunden, die es dann ermöglichen, das Modell auf eine Differentialgleichung zu reduzieren.

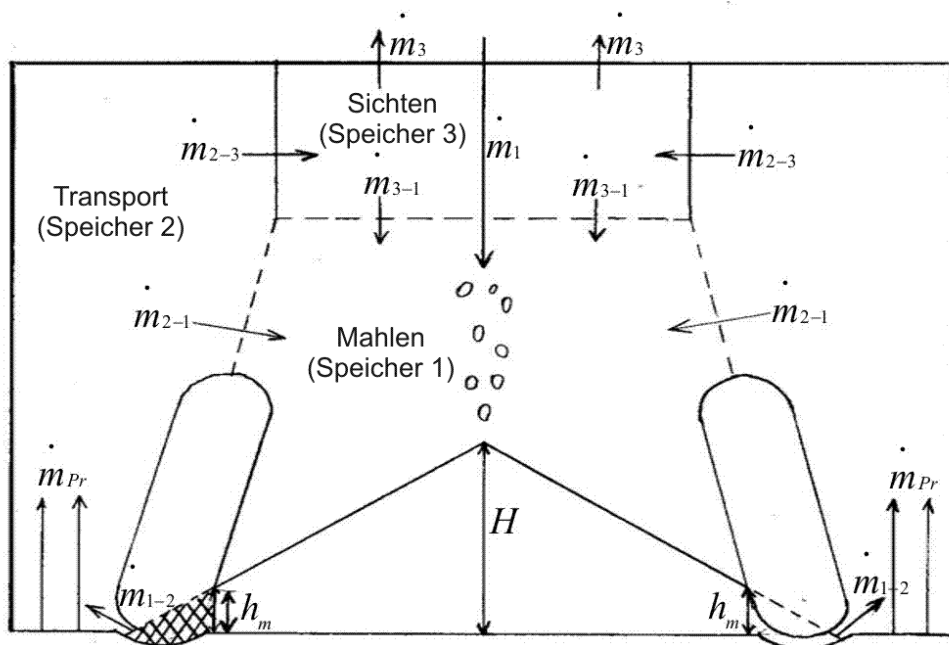


Abbildung C.2: Massenspeicher in Steinkohlemühlen (aus [97])

Die Funktionsräume werden gemäß Abbildung C.2 eingeteilt und dann bilanziert. Dabei werden die Funktionsräume wie Massenspeicher behandelt.

Die zeitliche Änderung des Massenspeicherinhalts ergibt sich durch eingehende und ausgehende Massenströme:

$$\frac{dM_1}{dt} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{3-1} + \dot{m}_{2-1} - \dot{m}_{1-2} \quad (\text{C.1})$$

$$\frac{dM_2}{dt} = \dot{m}_{1-2} - \dot{m}_{2-1} - \dot{m}_{2-3} \quad (\text{C.2})$$

$$\frac{dM_3}{dt} = \dot{m}_{2-3} - \dot{m}_{3-1} - \dot{m}_3 \quad (\text{C.3})$$

Die Kopplung der Differentialgleichungen kann unter Annahme der folgenden Vereinfachungen hergestellt werden:

- Rohkohlevolumen kann als gerader Kreiskegel betrachtet werden. Das Volumen dieses Kreiskegels ist proportional zur Kegelhöhe und zur Masse im Mahlraum, während die überwalzte Masse proportional zum gemahlene Massenstrom und  $h_m$  (vgl. Abbildung. C.2) ist.  $\dot{\mathbf{m}}_{1-2} = \mathbf{K}_1 \mathbf{M}_1$
- Der gemahlene Massenstrom  $\dot{m}_{1-2}$  wird durch die Primärluft  $\dot{V}_{Pr}$  beschleunigt und nach oben zum Sichter befördert. Dabei wird angenommen, dass sich Partikel und Primärluft mit gleicher Geschwindigkeit bewegen, weil die Ausmahlung der Mühle sehr fein ist<sup>1</sup>.  $\dot{\mathbf{m}}_{2-3} = \mathbf{K}_2 \dot{V}_{Pr} \mathbf{M}_2$
- Für den zurückgeführten Massenstrom  $\dot{m}_{2-1}$  gelten ähnliche Bedingungen wie für  $\dot{m}_{2-3}$  und damit stehen beide Massenströme in einem konstanten Verhältnis zueinander.  $\gamma_2 = \frac{\dot{m}_{2-1}}{\dot{m}_{2-3}}$
- Der Sichter trennt Grob- und Feinkorn voneinander. Unter der Annahme einer konstanten Kornverteilung des gemahlene Massenstroms folgt, dass das Trennverhalten des Sichters konstant ist und deshalb auch das Verhältnis von zurückgeführtem Massenstrom und eingebrachten Massenstrom im Sichter.  $\gamma_2 = \frac{\dot{m}_{3-1}}{\dot{m}_{2-3}}$
- Die Änderung der Massenspeicherung des Sichters ist gering im Vergleich zu den anderen Massenspeicherräumen und kann deshalb vernachlässigt werden.  $\frac{d\mathbf{M}_3}{dt} = \mathbf{0}$
- Aus Literaturangaben wird für die Zeit vom Eintritt der Kohle unter die Walzen bis zum Austitt aus der Mahlbahn ein konstanter Wert von 15 s gewählt.
- Der Transport von den Mühlen zum jeweiligen Brenner wird als Pfropfenströmung angesehen und durch ebenenspezifische Totzeiten berücksichtigt.

Energiebilanzen für die verschiedenen Massenspeicher werden nicht aufgestellt, da das Feuerungsmodell die Energie des zugeführten Brennstoffs sowie den ausgedampften Wasseranteil nicht berücksichtigt. Nähere Informationen zur Umsetzung und Parametrierung des Modells können [88] entnommen werden.

<sup>1</sup>Genau genommen gilt diese Annahme nur für quasistationäre Zustände und Zustandsänderungen. Bei großen Anstiegen der Kohleaufgabe können sich Staubwolken bilden und die Masse im Transportraum ansteigen lassen.

## Turbo-Satz

### Bilanzgleichungen

Die Bilanzierung von Masse und Energie erfolgt entsprechend der Gleichungen 4.4 und 4.5 sowie - für die Berechnung des Temperaturfeld in der Turbinenwelle - nach Gleichung 4.9. Vereinfachend ist das Energie- und Massenspeichervermögen vernachlässigt [92] und die Druckdifferenz stellt sich entsprechend des Dampfkegelgesetzes ohne Berücksichtigung der Impulsströme ein [7], [73].

### Abbildung der hydraulischen Kennlinie

Der Zusammenhang zwischen Druckdifferenz über der Turbinenstufe und Massenstrom kann mit hoher Genauigkeit durch das Dampfkegelgesetz nach Stodola wieder gegeben werden:

$$\dot{m} = Kt \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{PR^2}} \quad (\text{C.4})$$

mit

$$Kt = \dot{m}^* \cdot \frac{\sqrt{p_1^*}}{\sqrt{p_1^{*2} - p_2^{*2}} \cdot \sqrt{\rho_1^*}} \quad (\text{C.5})$$

und

$$PR = \frac{p_1}{p_2}. \quad (\text{C.6})$$

Hierin stellen die mit \* gekennzeichneten Variablen die jeweiligen Referenzwerte für eine konkrete Turbine dar. Für nähere Informationen zu Vereinfachungen und Annahmen des Dampfkegelgesetzes wird auf die Literatur verwiesen (z.B. [93], [98]).

## Wärmeübertragung an die Welle

Der bei Abkühlvorgängen an das Arbeitsmedium abgegebene Wärmestrom  $\dot{Q}$  wird vereinfachend über Newtons Gesetz der Wärmübertragung (Gleichung 4.10) und einen Nusselt-Ansatz zur Bestimmung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt, da der Aufwand für eine CFD-basierte Modellierung im Rahmen der eindimensionalen Modellierung den Zugewinn an Rechengenauigkeit nicht rechtfertigt.

Wie in Abschnitt 5.5 gezeigt wird, ist die Güte des Modells sehr hoch und die Vereinfachungen für den Zweck einer betriebsbegleitenden Temperaturüberwachung gut geeignet. Die hier verwendete empirische Gleichung zur Berechnung der Nusselt-Zahl stammt aus einem technischen Bericht des italienischen Energieunternehmens ENEL [17]<sup>2</sup>. Sie beruht auf der einfachen Dittus-Boelter-Korrelation, berücksichtigt bei der Reynolds-Zahl-Berechnung sowohl die Meridian- als auch die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit. Die Meridiankomponente wird mit dem Term

$$Re = \frac{2 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \eta \cdot d_W} \quad (C.7)$$

und die Umfangskomponente mit dem Term

$$Re = \frac{\omega \cdot d_W \cdot (d_G - d_W) \cdot \rho}{4 \cdot \eta} \quad (C.8)$$

berücksichtigt.

In der Nusselt-Berechnung erfolgt dann die Addition der beiden Terme.

$$Nu = 0,023 \cdot \left[ \left( \frac{2 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \eta \cdot d_W} \right)^2 + \left( \frac{\omega \cdot d_W \cdot (d_G - d_W) \cdot \rho}{4 \cdot \eta} \right)^2 \right]^{0,4} \cdot Pr^{0,4} \quad (C.9)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient berechnet sich mit:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_G - d_W} \quad (C.10)$$

---

<sup>2</sup>In [43] werden mehrere Ansätze, basierend auf [45], vergleichend bewertet.

Die Differenz zwischen Gehäuse- und Wellendurchmesser stellt dabei die charakteristische Länge dar.

## Zyklonabscheider

Der Zyklon hat die Funktion, das im Nassdampf enthaltene flüssige Wasser, das während des Anfahrprozesses nach dem Verdampfer anfällt (Index V), abzuscheiden. Das Wasser-Dampf-Gemisch wird durch die konstruktive Gestaltung des Abscheiders in Rotation versetzt. Aufgrund der wirkenden Zentrifugalkräfte werden die Wassertröpfchen radial nach außen beschleunigt und so vom Dampfstrom getrennt und zur Anfahrflasche (Index AF) abgeführt. Der Dampfstrom wird anschließend zum Überhitzer (Index ÜH) weitergeleitet.

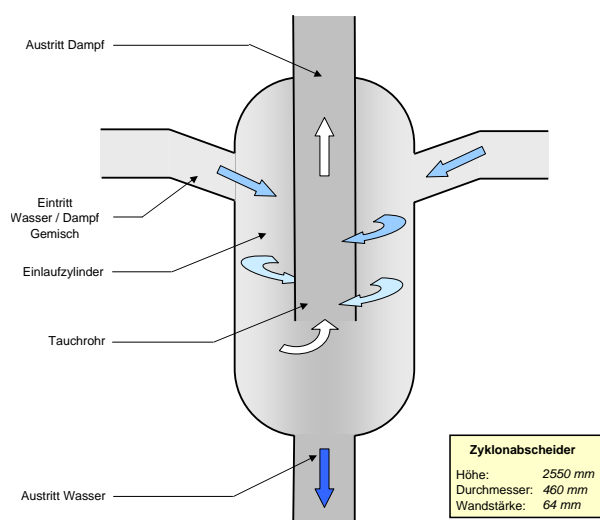


Abbildung C.3: Zyklon Abscheider

## Bilanzgleichungen

Im Falle des Zyklons wird die Wärmeeinspeicherung und Phasentrennung als nacheinander ablaufende unabhängige Vorgänge modelliert. Einem adiabatischen Zyklonmodul ist ein von dem Nassdampf durchströmtes Rohr vorangestellt. Dieses wird von der als Wärmespeicher wirkenden Wand umgeben. Dieser erste Teil beinhaltet auch das gesamte Bauteilvolumen. Das zweite eigentliche Teilmodul modelliert die Trennung des Wasser-

Dampf-Gemisches. Diese Trennung der beiden Teilfunktionalitäten entspricht dem Ziel der objektorientierten Programmierung: Wiederverwendbarkeit und Kapselung.

Für den Separationsteil werden die Massen- und Energiebilanz beider Phasen umfassend aufgestellt, des weiteren werden die stationäre Masse- und Energiebilanz verwendet, so dass sich die Gleichungen auf:

$$0 = \dot{m}_{Vaus} + \dot{m}_{\ddot{U}Hein} + \dot{m}_{AFein} \quad (\text{C.11})$$

$$0 = h_{Vaus}\dot{m}_{Vaus} + h_{\ddot{U}Hein}\dot{m}_{\ddot{U}Hein} + h_{AFein}\dot{m}_{AFein} \quad (\text{C.12})$$

vereinfachen.

## Druck

Der Druck wird im gesamten Abscheider als homogen betrachtet und die Ein- und Auslassdruckverluste werden vernachlässigt, was im Vergleich zu den Druckdifferenzen aufgrund der Höhendifferenz zwischen Ein- und Austritt des Verdampfers und dessen Druckverlust durch Reibung zulässig ist.

## Wärmeübergang

Die Zyklonabscheider werden als dickwandige Bauteile betrachtet und die Wärmekapazität der Wandungen wird entsprechend Formel 4.10 modelliert. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Fluid und Wand wird im Falle von Ein-Phasen-Strömung nach dem Modellansatz von Dittus und Boelter und im Falle eines Zwei-Phasen-Gemischen nach der Chen Korrelation ermittelt. Ein Verlustwärmestrom der Wände an die Umgebung wird nicht abgebildet, da diese als hinreichend gut gedämmt angesehen werden können.

## Separation

Die Separation wird im Wesentlichen von zwei Faktoren bestimmt: dem Dampfanteil des eintretenden Massenstroms  $x_{Vaus}$  und dem Verhältnis der austretenden Massenströme, welches sich aus dem Druck und den Drosselverlusten der nachgeschalteten Elemente ergibt. Sind Dampfanteil und das Verhältnis zwischen ein- und austretendem Massenstrom gleich groß, befindet sich der Zyklon in seinem Arbeitspunkt und es erfolgt eine optimale Trennung. Die Trennleistung im Arbeitspunkt wird durch einen Abscheidewirkungsgrad  $\eta_{sep}$  definiert. Er entspricht dem Wasseranteil des zur Anfahrflasche fließenden Massenstroms, wohingegen am zweiten Auslass reiner Dampf austritt. Ist  $\eta_{sep}$  kleiner 1, verschiebt sich der Arbeitspunkt leicht von  $x_{Vaus} = \dot{m}_{\ddot{U}Hein} / \dot{m}_{Vaus}$  zu  $x_{Vaus}\eta_{sep} = \dot{m}_{\ddot{U}Hein} / \dot{m}_{Vaus}$ .

Ist nun  $x_{Vaus}\eta_{sep}$  größer als  $\dot{m}_{\ddot{U}Hein} / \dot{m}_{Vaus}$ , tritt am Auslass zum Überhitzer weiterhin Sattedampf aus, jedoch vergrößert sich der Dampfanteil des unteren Auslasses zur Anfahrflasche um den überschüssigen Dampf entsprechend der Formel:

$$x_{AFein} = \frac{x_{Vaus}\dot{m}_{Vaus} - \dot{m}_{\ddot{U}Hein}}{\dot{m}_{Vaus} - \dot{m}_{\ddot{U}Hein}} \quad (C.13)$$

Ist  $x_{Vaus}\eta_{sep}$  kleiner als  $\dot{m}_{\ddot{U}Hein} / \dot{m}_{Vaus}$ , so ist der Dampfanteil des unteren Auslasses gleich  $x_{Vaus}(1 - \eta_{sep})$  und der Dampfanteil des oberen Auslasses ergibt sich aus der folgenden Formel:

$$x_{\ddot{U}Hein} = \frac{x_{Vaus}\dot{m}_{Vaus} - (1 - \eta_{sep})(\dot{m}_{Vaus} - \dot{m}_{\ddot{U}Hein})}{\dot{m}_{\ddot{U}Hein}} \quad (C.14)$$

Tritt hingegen unterkühltes Wasser oder überhitzter Dampf ein, wird der Zyklon überspült und es erfolgt keine Phasentrennung.

Um nun jederzeit eine optimale Abscheiderate zu erzielen, ist der dampfseitige Auslass des modellierten Abscheiders mit einem geregelten Ventil versehen, welches den Dampfmassenstrom im Falle eines zu geringen  $x_{Vaus}$  androsselt und so einen Wassereintritt in den Überhitzer verhindert.

## Pumpen

### Bilanzgleichungen

Analog zum Zyklon werden die Massen- und Energiebilanz für die gesamte Pumpe aufgestellt, jedoch wird hier auch das innere Volumen der Pumpe berücksichtigt. Daraus folgt für die Massenbilanz:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{ein} + \dot{m}_{aus} \quad (\text{C.15})$$

und für die Energiebilanz:

$$\frac{dU}{dt} = h_{ein}\dot{m}_{ein} + h_{aus}\dot{m}_{aus} + \dot{W}_t \quad (\text{C.16})$$

Die Pumpenleistung  $P_{mech}$  ergibt sich unter Vernachlässigung von Dichte- und Temperaturänderungen<sup>3</sup> über die Pumpe aus der Formel:

$$P = \dot{V} \Delta p \frac{1}{\eta}, \quad (\text{C.17})$$

wobei  $\eta$  der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe ist.

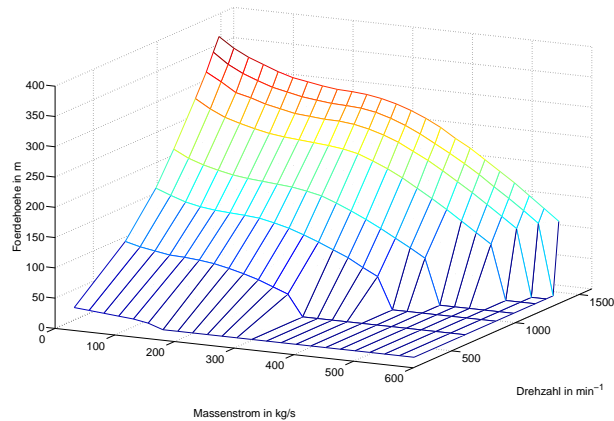
### Abbildung der Pumpencharakteristik mittels Kennfelder

Zur Berechnung der Fördercharakteristik bei verschiedenen Druckverhältnissen und Drehzahlen  $\dot{m} = f(\Delta p, n)$  gibt es vielfältige Literatur, z.B. [93] und [79]. Vor dem Hintergrund der Pumpenoptimierung wird in [94] ein Modelica-Modell vorgestellt, das hydraulische, mechanische und Stoßverluste berücksichtigt. Da das Ziel der Modellierung der Pumpe eine hinreichend genaue Abbildung einer bestehenden Pumpe ist und Veränderung der Pumpe in vielen Fällen bestehender Kraftwerke keine Option sein dürfte, reicht es aus, die Pumpencharakteristik mithilfe eines vermessenen Kennfeldes abzubilden.

<sup>3</sup>Bei einer Druckerhöhung ( $\eta_h = 0,8$  und Unterkühlung am Eintrittszustand von  $20\text{ K}$ ) von  $10\text{ bar}$  auf  $26\text{ bar}$  erhöht sich die Temperatur von  $433,0\text{ K}$  auf  $437,5\text{ K}$  und die Dichte steigt von  $907,8\text{ kg/m}^3$  auf  $917,8\text{ kg/m}^3$ . Die Nichtberücksichtigung dieser Effekte führt zu einem relativen Fehler bei der Berechnung der technischen Leistung von ca.  $0,6\%$

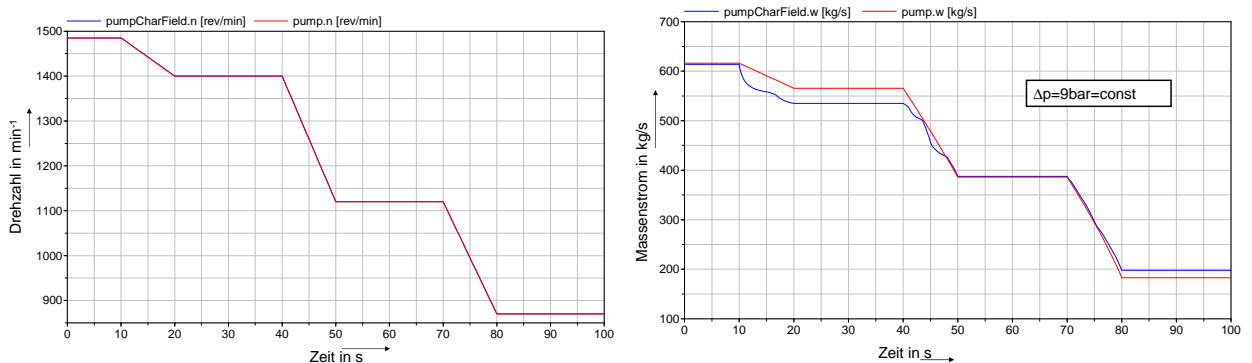


Das bestehende Pumpen-Modell `Pump` der `ThermoPower`-Bibliothek extrapoliert von einer Kennlinie (Nenn Drehzahl) unter Zuhilfenahme von Ähnlichkeitsgesetzen auf das gesamte Kennfeld. Da für das Zusammenspiel von Verfahrens- und Leittechnik die Kennfelder der Speisewasserpumpen und der Kondensatpumpe von hoher Genauigkeit erforderlich sind, wurde das bestehende Modell `Pump` erweitert. Dass reale Kennfelder von dieser idealisierten Vorstellungen zum Teil deutlich abweichen, zeigt Abbildung C.4.



**Abbildung C.4: 3D-Kennfeld einer Kondensatpumpe**

Dem neuen Modell `PumpCharField` kann das Pumpenkennfeld in Form einer Textdatei übergeben werden, dessen Syntax derjenigen für die Modelica-Standard-Klasse zum Einlesen von Daten aus Textdateien (`Modelica.Blocks.Tables.CombiTable2D`) entspricht.



**Abbildung C.5: Vergleich von `Pump` und `PumpCharField`: links - Verminderung der Pumpendrehzahl, rechts - geförderter Massennstrom bei  $\Delta p = \text{const}$ .**

In Abbildung C.5 ist der Unterschied der beiden Modelle illustriert; beide Pumpenmodelle simulieren die Förderung von Wasser von einem niedrigen Druckniveau auf ein

höheres Druckniveau. Dabei wird die Pumpendrehzahl schrittweise reduziert (links). Im rechten Bild sind die Abweichungen der beiden Modelle anhand des Massenstroms zu erkennen: Es gibt offenbar Betriebspunkte, bei denen die extrapolierte Kennlinie und das reale Kennfeld gut übereinstimmen; weicht der Betriebspunkt aber von den gegebenen Stützstellen der Kennlinie ab, so werden erhebliche Unterschiede deutlich.

Im angegebenen Beispiel erreicht der relative Fehler Größenordnungen von ca. 8 %, weshalb in den Simulationen des Anfahr- und Umwälzbetriebes auf das Modell `PumpCharField` und die 3D-Kennfelder der jeweiligen Hersteller zurückgegriffen worden ist.

## Umwälzpumpe

Die Aufgabe der Umwälzpumpe besteht darin, das beim Anfahrprozess nicht verdampfte Wasser aus der Anfahrflasche anzusaugen und in die Speisewasserleitung zurückzuführen. Die Pumpe wird mit einer konstanten Drehzahl von  $3000 \text{ U/min}$  betrieben und die Regelung des Umwälzmassenstroms erfolgt durch das Umwälzmengenregelventil. Die Kennlinie der Umwälzpumpe bei Nenndrehzahl ist in Abbildung C.6 dargestellt.

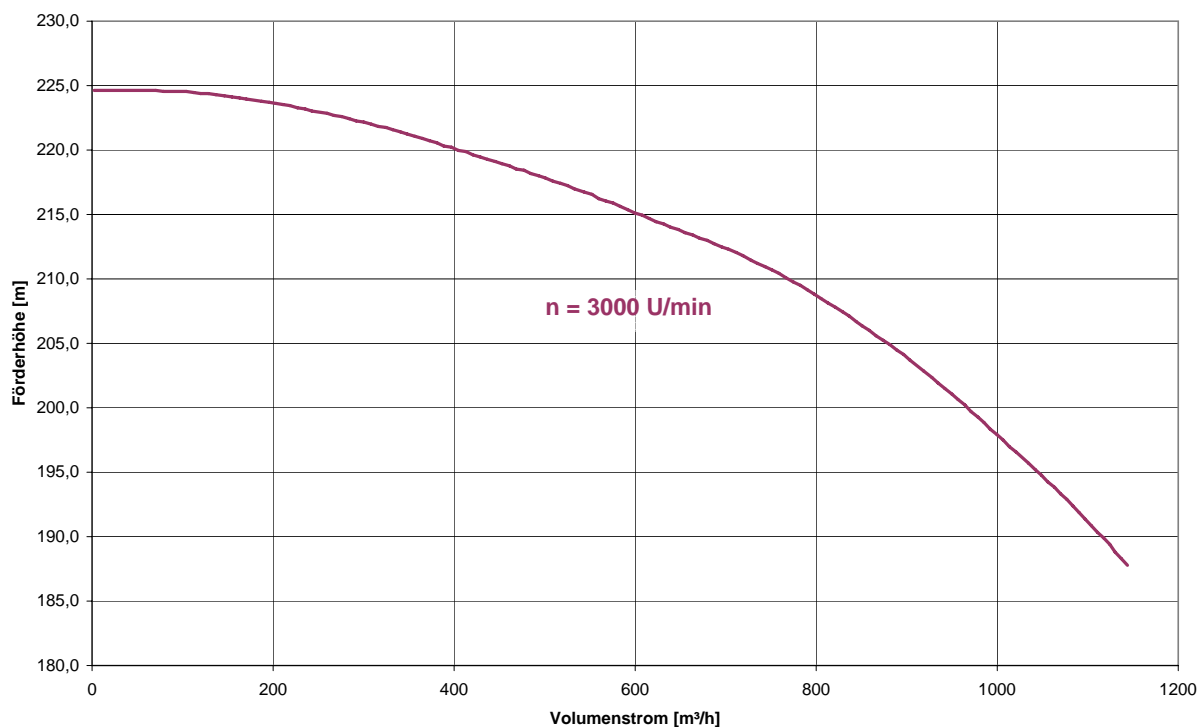
## Pumpencharakteristik

Die Druckerhöhung der Pumpe ergibt sich in Abhängigkeit vom Volumenstrom und der Drehzahl aus dem hinterlegten Kennfeld. Ein- und Auslassdruckverluste werden nicht wiedergegeben.

## Übergang zum Benson-Betrieb

Da die Pumpe nur im Umwälzbetrieb im unteren Lastbereich bzw. während des An- und Abfahrens des Kessels benötigt wird, wird sie nach Erreichen folgender Kriterien abgeschaltet:

- Speisewassermenge  $> 145 \text{ kg}$
- Wärmeleistung  $> 40 \%$
- Frischdampfmenge  $> 33 \%$  bzw.  $140 \text{ kg/s}$



**Abbildung C.6: Kennfeld Umwälzpumpe [14]**

## NPSH Einspritzung

Zur Vermeidung von Kavitation ist der Umwälzpumpe eine Einspritzstelle von „kaltem“ Speisewasser vorgeschaltet. Diese spritzt ab einer Temperaturdifferenz von mindestens  $10 \text{ K}$  zwischen Speisewasser und Umwälzwasser in Abhängigkeit vom Umwälzmassenstrom entsprechend dem Diagramm C.7 eine bestimmte Menge von kühlem Speisewasser ein.

## Mindestmengenleitung

Die Umwälzpumpe besitzt eine mit einer Drossel versehene Mindestmengenleitung. Durch diese wird selbst bei geschlossenem Umwälzmengenventil ein Massenstrom von  $22 \text{ kg/s}$  von der Pumpe gefördert. Dies garantiert zum einen eine ausreichende Wärmeabfuhr aus der Pumpe und zum zweiten wird so die an der Pumpe anliegende Druckdifferenz begrenzt.

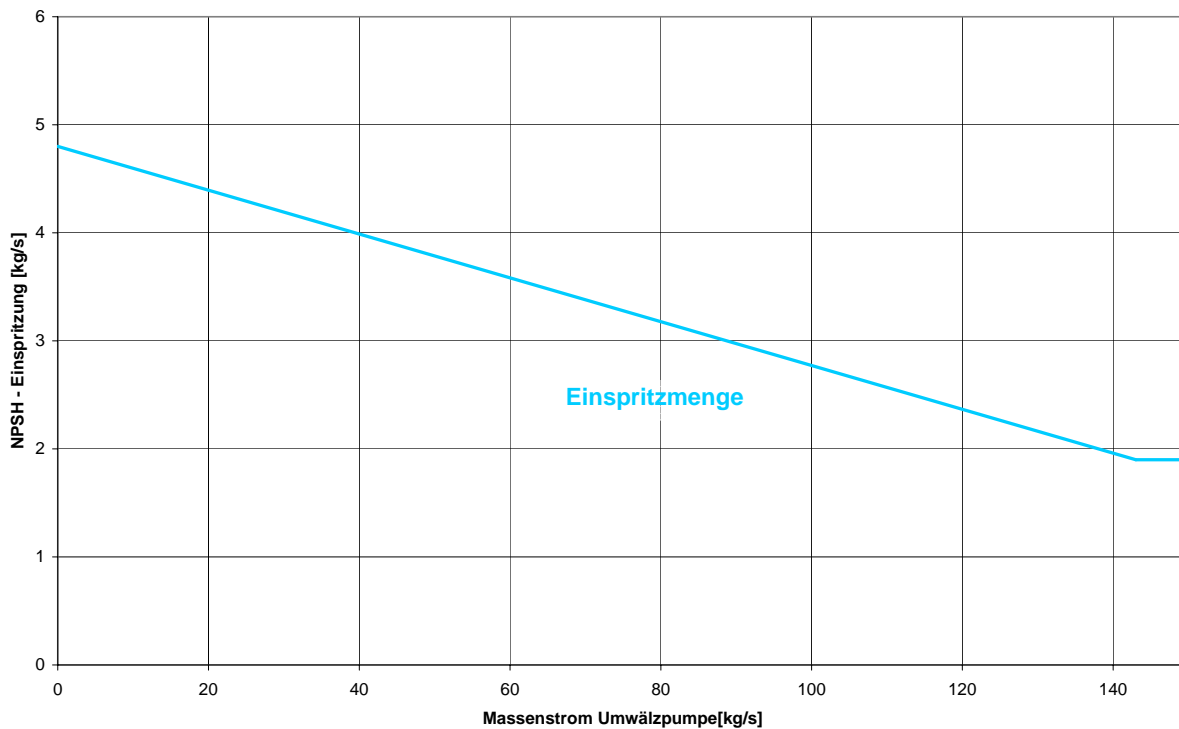


Abbildung C.7: Regelung NPSH - Einspritzung [14]

## Anfahrflasche

Bei der Anfahrflasche handelt es sich um einen zylindrischen Behälter mit der Aufgabe, das während des Anfahrens nach dem Verdampfer anfallende Wasser zu sammeln und der Umwälzpumpe zuzuführen sowie Dampf abzutrennen und diesen zum Überhitzer weiterzuleiten.

Die Flasche besitzt einen Zulauf von den Zyklonabscheidern (Index ZA) kommend, sowie drei Abflüsse, einen Auslass für Dampf zu den Überhitzern (Index ÜH), einen Ablauf für überschüssiges Wasser zum atmosphärischen Entspanner (Index E) und einen Auslass für Wasser zur Umwälzpumpe (Index UP).

## Bilanzgleichungen

Die Flasche wird für die Modellierung in zwei Zonen unterteilt, in eine Wasser- und eine Dampfphase, für welche jeweils separat eine Massen- und Energiebilanz aufgestellt werden. Diese Trennung erlaubt die Modellierung von Zuständen außerhalb des thermo-

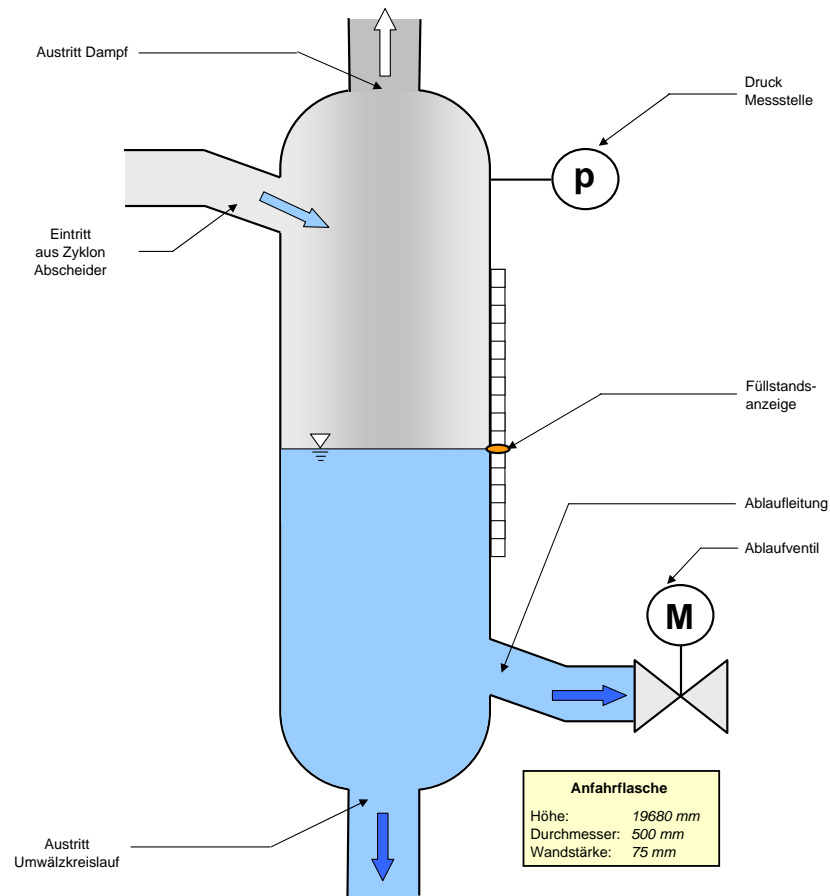


Abbildung C.8: Anfahrflasche

dynamischen Gleichgewichtes zwischen Wasser- und Dampfphase. So ergibt sich folgende Massenbilanz für die Dampfphase (Index D):

$$\frac{dm_D}{dt} = x_{ZAaus}\dot{m}_{ZAaus} + x_{\ddot{U}Hein}\dot{m}_{\ddot{U}Hein} + x_{Ein}\dot{m}_{Ein} + x_{UPein}\dot{m}_{UPein} - \dot{m}_{Kond} + \dot{m}_{Verd} \quad (C.18)$$

Für die flüssige Wasserphase (Index W) folgt:

$$\begin{aligned} \frac{dm_W}{dt} = & (1 - x_{ZAaus})\dot{m}_{ZAaus} + (1 - x_{\ddot{U}Hein})\dot{m}_{\ddot{U}Hein} \\ & + (1 - x_{Ein})\dot{m}_{Ein} + (1 - x_{UPein})\dot{m}_{UPein} + \dot{m}_{Kond} - \dot{m}_{Verd} \end{aligned} \quad (C.19)$$

wobei  $x_i$  die Dampfanteile der jeweiligen Massenströme sind und sich die Dampfanteile der ausfließenden Massenströme aus der Höhe des Wasserstandes in Bezug zur Höhe des Rohranschlusses ergeben.

Für die Energiebilanz der Dampfphase ergibt sich:

$$\begin{aligned} \frac{dU_D}{dt} = & x_{ZAaus} h'' \dot{m}_{ZAaus} + x_{\ddot{U}Hein} h_D \dot{m}_{\ddot{U}Hein} + x_{Eein} h_D \dot{m}_{Eein} + \\ & x_{UPein} h_D \dot{m}_{UPein} - h' \dot{m}_{Kond} + h'' \dot{m}_{Verd} - \dot{Q} \end{aligned} \quad (C.20)$$

Analog die Energiebilanz der Wasserphase:

$$\begin{aligned} \frac{dU_W}{dt} = & (1 - x_{ZAaus}) h' \dot{m}_{ZAaus} + (1 - x_{\ddot{U}Hein}) h_W \dot{m}_{\ddot{U}Hein} + (1 - x_{Eein}) h_W \dot{m}_{Eein} \\ & + (1 - x_{UPein}) h_W \dot{m}_{UPein} + h' \dot{m}_{Kond} - h'' \dot{m}_{Verd} + \dot{Q} \end{aligned} \quad (C.21)$$

Hierbei werden die einströmenden Massenströme als im thermodynamischen Gleichgewicht betrachtet so dass die zugehörigen Enthalpien im Falle eines Zwei-Phasengemisches der der Taulinie bzw. der Siedelinie entsprechen. Die Enthalpien der austretenden Massenströme entsprechen der Enthalpie der Dampf- bzw. der Wasserphase.

Eine Einschränkung des Zwei-Phasen-Modells ist, dass eine komplett mit Wasser bzw. mit Dampf gefüllte Flasche nicht abgebildet werden kann, da dann eine der beiden Teilmassen Null werden würde, was zu numerische Problemen führt. So ist im Modell immer eine Restmasse von mindestens 100 g vorhanden, welche dann thermodynamisch „inert“ ist, sprich sie kann weder weiter verdampfen bzw. kondensieren noch kann sie weitere Wärme aufnehmen bzw. abgeben.

## Druck

Der Druck in der Flasche wird innerhalb der Gasphase als konstant angenommen, Ein- und Auslassdruckverluste werden vernachlässigt. Der Druck in der Wasserphase ergibt

sich aus dem Druck an der Grenzfläche der Wasser- und der Dampfphase, sowie dem Schweredruck der Wassersäule, welche sich aus folgender Formel ergibt:

$$p(z) = p_0 + \rho_W g z \quad (\text{C.22})$$

## Wärmeübergang

Der Wärmeübergang zwischen Wasser und der in radialer Richtung diskretisierten Wand wird in analoger Weise zu den Sammlern und Verteilern der Heizflächen modelliert (siehe Abschnitt 4.8.2). Der Wärmeübergang zwischen der Wasser- und der Dampfphase wird entsprechend der Gleichung 4.10 abgebildet.

## Verdampfung & Kondensation

Die Bestimmung der Größe der Verdampfungs- und Kondensationsmassenströme erfolgt über einen „virtuellen“ Dampfanteil innerhalb einer Phase und einer Zeitkonstante  $\tau$ . Die Größe des verdampfenden bzw. kondensierenden ist proportional zum Massenanteil der fremden Phase (dem virtuellen Dampfanteil) innerhalb einer Phase und ergibt sich entsprechend für die Verdampfung aus der Formel:

$$\dot{m}_{Verd} = \tau x_D m_W \quad (\text{C.23})$$

und für die Kondensation aus der Formel:

$$\dot{m}_{Kond} = \tau x_W m_D \quad (\text{C.24})$$

wobei  $x_D$  der virtuelle Dampfanteil der Wasserphase und  $x_W$  der virtuelle Wasseranteil der Dampfphase ist.

## Regelung Ablauf

In der Realität zweigt sich die Ablaufleitung der Anfahrflasche vor dem atmosphärischen Entspanner in zwei Leitungen auf, welche jeweils mit einem Ablaufventil versehen sind. Die Teilung der Leitung ist dabei nicht symmetrisch, Leitung 1 trägt 65 % des Ablaufmassenstroms und Leitung 2 die verbleibenden 35 %. Die Ventile regeln die Ablaufmenge entsprechend des Flaschenwasserstandes. Im Modell wurden die beiden Ventile zwecks Vereinfachung durch ein äquivalentes Ventil mit einer aufsummierten Kennlinie ersetzt. Die Kennlinien sind im Diagramm C.9 dargestellt, wobei sich die prozentualen Angaben der Leitungen 1 und 2 jeweils auf die Teilmassenströme beziehen.

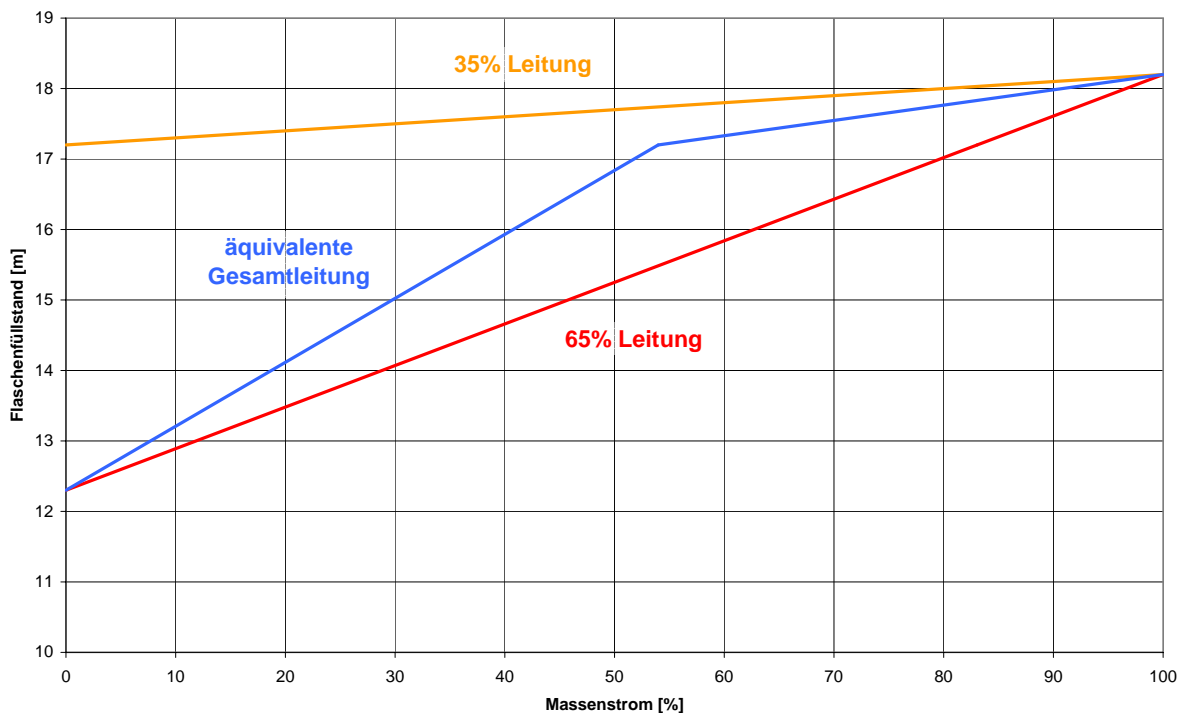


Abbildung C.9: Regelung Ablaufmenge [14]

## Initialisierung

Da die Flasche ein Masse- und Energiespeicher ist, muss das Differential-Gleichungssystem zum Zeitpunkt Null initialisiert werden. Der energetische Zustand wird durch eine mittlere Enthalpie für die gesamte Anfahrflasche sowie der Bedingung, dass sich die Flasche im Falle eines Zwei-Phasen-Gemisches zu Beginn im thermodynamischen Gleich-



gewicht befindet ( $T_D = T_W$ ), definiert. Die in der Flasche enthaltene Masse zum Startzeitpunkt wird über den Druck bestimmt, aus welchem sich mithilfe der Enthalpie aus dem Zustandsdiagramm die Dichte für die jeweilige Phase ermitteln lässt.

## Umleitstationen

Die HDU ist parallel zur HD-Turbine geschaltet und hat die Aufgabe, den Frischdampf solange abzuleiten, bis für die Turbine geeignete Frischdampfparameter erreicht sind und bis das Turbinengehäuse auf Arbeitstemperatur angewärmt ist. Weiterhin steuert die HDU den Frischdampfdruck in der Startphase und kühlt den Frischdampf mittels einer Wassereinspritzung. Dies ist erforderlich, da noch keine Energieabfuhr durch die Turbine erfolgt.

Die HDU ist mit einem Ventil versehen, welches die Androsselung bzw. die Absperrung der Umleitung erlaubt. Dieses Ventil hat die Aufgabe den Frischdampfdruck während des Anfahrprozesses zu regeln. Stromabwärts schließt sich eine Einspritzstelle für Kühlwasser an. Die Einspritzleitung ist ebenfalls mit einem steuerbaren Ventil versehen, welches somit eine stufenlose Regelung der Temperatur am Zwischenüberhitzereintritt erlaubt.

Die MDU ist die Umleitungstation für die MD und die ND-Turbine, der Aufbau und die Funktion sind analog zur HDU. Jedoch unterscheiden sich die Druck- und Temperaturniveaus von HDU und MDU und die Regelung der MDU ist im Vergleich zur HDU anders ausgeführt.

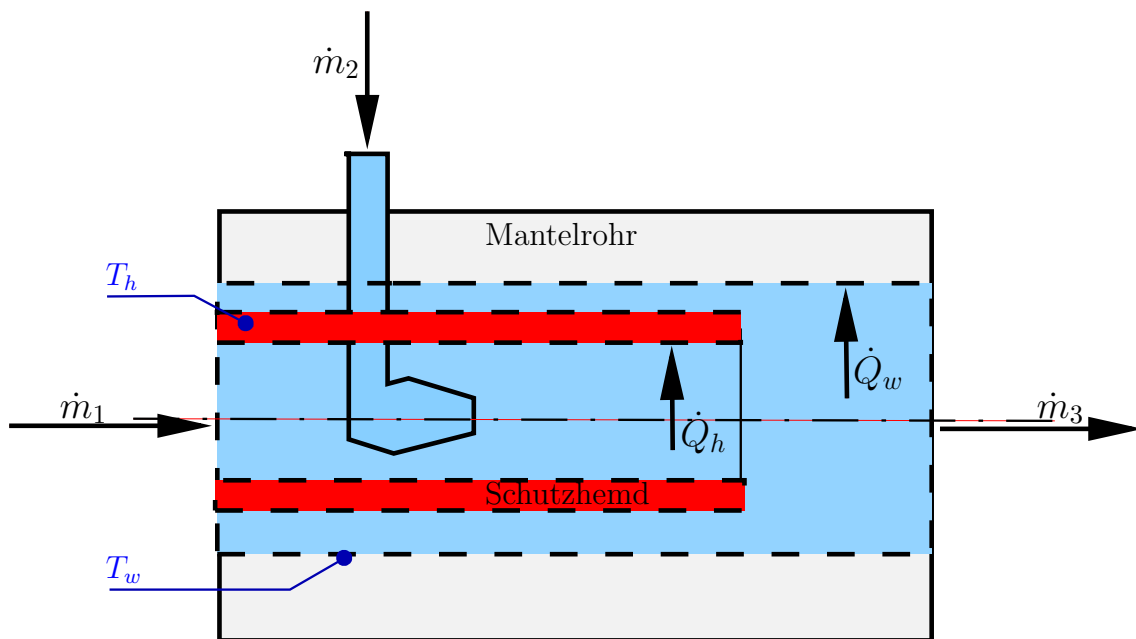
## Mischstelle mit Entropiebilanzierung

Wie in Abschnitt 6.5 diskutiert, ist es für die Optimierungen von Prozessen interessant, zusätzlich zu den Bilanzgleichungen für Masse, Impuls und Energie die Entropiebilanz zu lösen. Damit wird es möglich, die Bauteile der größten Entropieproduktion zu ermitteln und auf dieser Basis eine konstruktive oder regelungstechnische Optimierung durchzuführen. In [49] wird die Entropiebilanz sowie die Wahl der bei der Bilanzierung zu benutzenden Temperaturen ausführlich diskutiert.

Die Ergänzungen zu den Gleichungen 4.5 und 4.4 sei am Beispiel eines Einspritzkühlers erläutert. Der Einspritzkühler kann als Mischstelle mit Flächen zur Wärmeübertragung

nach Außen (Verlust) und an ein sogenanntes Schutzhemd<sup>4</sup> (Wärmespeicherung) angesehen werden, Druckverluste seien vernachlässigt.

In Abbildung C.10 sind die Systemgrenzen des Modells illustriert. Es werden in Analogie zu anderen Bauteilen wie beispielsweise Rohrleitungen und Sammlern die Bilanzgleichungen für das Arbeitsmedium (in blau) sowie für das Schutzhemd (rot) gelöst. Die Modelle für Rohrwände sind in einer gesonderten Bibliothek definiert und stellen die Randbedingung für die Wärmeleitung in der Wand zur Verfügung (daher in hellgrau).



**Abbildung C.10: Modellgrenzen des Einspritzkühlers: Die Bilanzgleichungen werden für das Fluid und das Schutzhemd gelöst, das Mantelrohr dient als Randbedingung - das entsprechende Modell ist in einem anderen Modul gekapselt.**

Vereinfachend werden die Zustandsgrößen im System als homogen verteilt angesehen, so dass wieder auf die nulldimensionale Betrachtungsweise mit geometrisch definierten Ein- und Ausgängen übergegangen werden kann.

Die Entropiebilanz für dieses System lautet:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_{i=1}^3 \dot{m}_i s_i + \sum_{j=1}^2 \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{S}_{irr} \quad (\text{C.25})$$

<sup>4</sup>Das Schutzhemd dient dazu, die hochlegierte Außenwand vor Wasserschlägen zu schützen.

Es werden die beiden auftretenden Wärmeströme an das Schutzhemd  $\dot{Q}_h$  und das Mantelrohr  $\dot{Q}_w$  berücksichtigt. Der Wärmestrom an das Schutzhemd wird unter Annahme konstanter Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_h$  durch

$$\dot{Q}_h = A_h \alpha_h (T_{fl} - T_h) \quad (\text{C.26})$$

bestimmt, wobei  $A_h$  die Oberfläche des Schutzhemds ist und  $T_{fl}$  die Fluidtemperatur. Die Schutzhemdtemperatur ergibt sich aus der geschlossenen Energiebilanz für das Schutzhemd:

$$\frac{dT_h}{dt} = \frac{\dot{Q}_h}{cm_h}, \quad (\text{C.27})$$

wobei mit dem Produkt  $cm_h$  die Wärmekapazität des Schutzhemds berücksichtigt ist.

Da das Mantelrohr selbst nicht Teil des Modells ist, stellt der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_w$  eine Randbedingung dar. Aus dieser kann wiederum unter der Annahme eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_w$  und der Mantelfläche  $A_w$  die Wandinnentemperatur  $T_w$  bestimmt werden:

$$T_w = \frac{\dot{Q}_w}{\alpha_w A_w} + T_{fl} \quad (\text{C.28})$$

Für die in Gleichung C.25 auftretenden Temperaturen  $T_j$  sind jeweils die Temperaturen außerhalb der Systemgrenzen, also die Temperatur des Schutzhemds  $T_h$  und die Innentemperatur der äußeren Wand  $T_w$  zu wählen. Auf diese Weise werden die Irreversibilitäten durch äußere Wärmeübertragung berücksichtigt.

Vervollständigt wird das Gleichungssystem durch die Zustandsgleichungen, die den Zusammenhang

$$s = f(p, h) \quad (\text{C.29})$$

$$s_j = f(p, h_i) \quad (\text{C.30})$$

herstellen sowie durch die Definition der Gesamtentropie des Systems:

$$S = sm \tag{C.31}$$

## D Weitere Funktionalitäten des Blockleitsystems

### Regelung Umwälzmassenstrom

Die Umwälzmenge wird über den Flaschenwasserstand entsprechend dem Diagramm D.1 geregelt. Bei zu niedrigem Wasserstand wird die Umwälzmenge zurückgefahren und die Speisewassermenge erhöht, so dass der Verdampferdurchfluss in Summe  $143 \text{ kg/s}$  beträgt. Bei erhöhtem Wasserstand wird der Umwälzmassenstrom erhöht und der Speisewasserstrom entsprechend verringert.

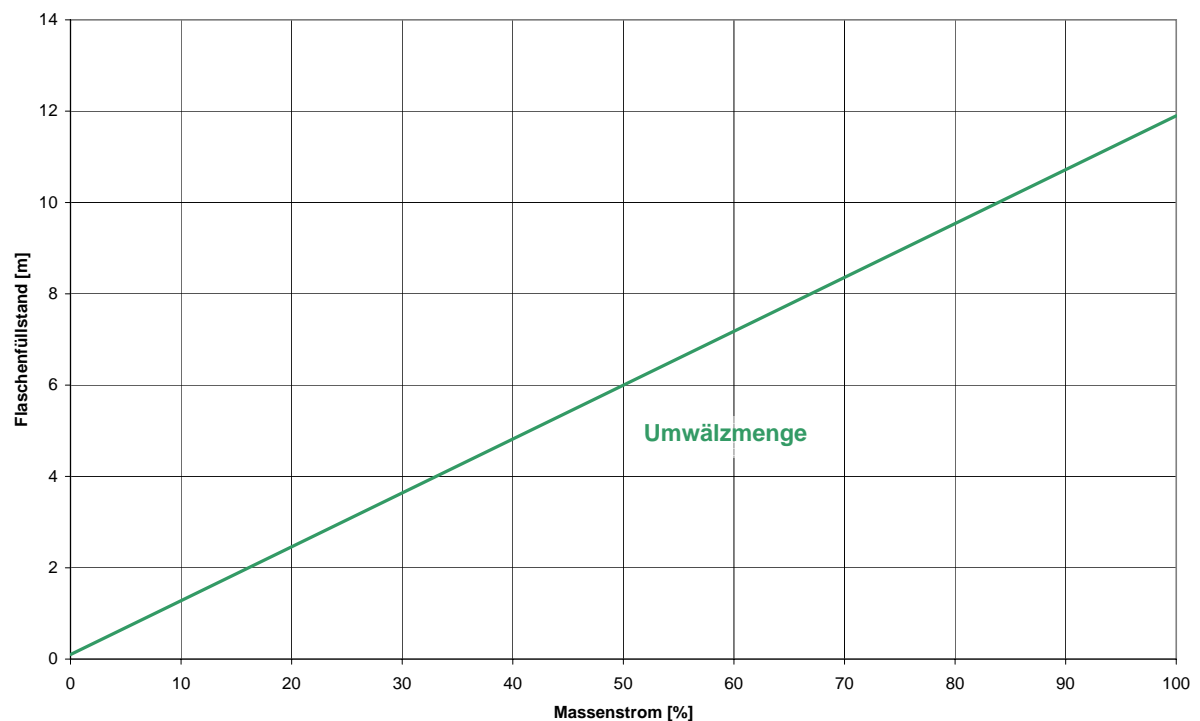


Abbildung D.1: Regelung Umwälzmenge [14]

## Einspritzregelung

### Bensonbetrieb

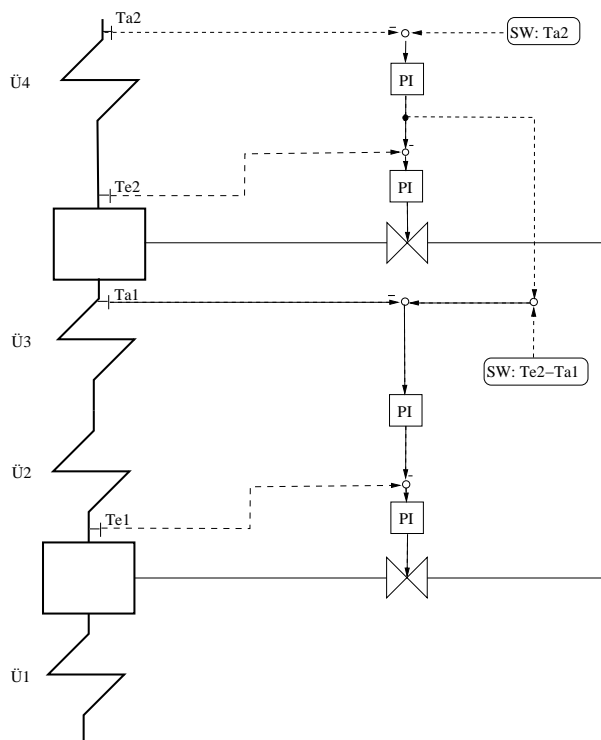
Zum langsam wirkenden Einstellen der Frischdampf­temperatur wird der Speisewasser­mas­senstrom entsprechend der Last eingestellt und durch die Enthalpie-Regelung korrigiert (vgl. Abschnitte 4.9.5 und 4.9.6). Um die Temperaturen vor der HD- und MD-Turbine im kurzen Zeitbereich konstant zu halten, wird an mehreren Stellen kühles Speisewasser eingespritzt.

Die Regelung der Frischdampf­temperatur und der Temperatur am Austritt der Zwischenüberhitzer ist gemäß Klefenz [55] ausgeführt. Im Folgenden sei beispielhaft die Frischdampf­temperatur-Regelung erläutert.

Um auch bei der relativ großen Überhitzerstrecke ein gutes dynamisches Verhalten zu ermöglichen, wird an zwei Stellen, jeweils nach Überhitzer 1 und 3, kühles Speisewasser eingespritzt. Das Regelschema ist in Abbildung D.2 dargestellt. Ziel einer solchen kaskadierten Schaltung ist es, den zweiten Einspritzkühler durch den ersten im Regelband zu halten. Dazu wird die Differenztemperatur ( $T_{a1} - T_{e2}$ ) über dem letzten Einspritzkühler konstant gehalten, indem dem Regler für den ersten Einspritzkühler eine Führungsgröße aufgeschaltet wird, die aus dem Führungswert für  $T_{e2}$  und dem konstanten (oder auch betriebspunkt­abhängigen) Sollwert für die Temperaturdifferenz über den hinteren Einspritzkühler gebildet wird.

### Anfahrbetrieb

Im Anfahrbetrieb wird der Sollwert zu Beginn auf  $\vartheta_{soll} = 420 \text{ }^\circ\text{C}$  konstant gehalten. Nach Schließen der HD-Umleitstation wird der Sollwert unter Einhaltung eines maximal zulässigen Gradienten bis zum Betriebssollwert erhöht.



**Abbildung D.2: Regelschema für die Dampftemperaturregelung mit zwei hintereinander liegenden Einspritzkühlern[55]**

## HDU-Regelung

### Druckregelung

Die Regelung des Frischdampfdruckes erfolgt nach einem je nach Starttyp verschiedenen Fahrplan und unterteilt sich in mehrere Phasen. Der Beginn bzw. das Ende einer Phase richtet sich nach dem Erreichen bestimmter Kriterien wie z.B. ein Überschreiten eines bestimmten Drucks oder eines Massenstromes.

**Phase 1** Zu Beginn eines Warm- oder Heißstarts sind sowohl HDU als auch das HD-Turbinenventil komplett geschlossen. Die HDU bleibt so lange geschlossen bis eine entsprechend dem Druck im Hochdruckteil (siehe Tabelle D.1) kritische Druckdifferenz über die HDU erreicht wird.

**Phase 2** Nun wird die Mindeststellung von 5 % angefahren und die Druckdifferenz über die HDU gehalten, bis die Frischdampfmenge 3 % des Volllastmassenstroms bzw. 12 kg/s überschreitet.

**Tabelle D.1: Druckdifferenz über HDU [81]**

HD Druck	$\Delta p$ über HDU
0 bar	3,0 bar
30 bar	5,0 bar
60 bar	7,5 bar
90 bar	9,0 bar

**Phase 3** Anschließend wird der Frischdampfdruck mit einem definierten Gradienten in 30 *min* im Falle eines Warmstarts bzw. in 15 *min* in Falle eines Heißstarts auf 90 bar erhöht.

**Phase 4** Die HDU hält den Frischdampfdruck bei 90 bar. Bei stabilem Frischdampfdruck und nach dem Erreichen der Gehäusebetriebstemperatur beginnt sich das HD-Turbinenventil nach einem bestimmten Fahrplan entsprechend der Startart zu öffnen und übernimmt einen steigenden Anteil des Frischdampfmassenstroms. Im gleichen Maße beginnt die HDU sich zu schließen.

**Phase 5** Die HDU ist nun komplett geschlossen und der gesamte Frischdampf fließt durch die HD-Turbine. Nun werden die Feuerleistung und in Folge dessen der Frischdampfdruck und -massenstrom entsprechend der zulässigen Gradienten gesteigert.

## Temperaturregelung

Die Temperatur am Auslass der HDU wird durch Wassereinspritzung entsprechend des Temperatursollwerts nach dem Zwischenüberhitzer geregelt. Der Sollwert nach ZÜ wird in der Simulation als zeitlicher Verlauf vorgegeben, welcher den Auslegungsdaten entnommen wurde [81]. Es wird zwischen Warm- und Heißstart unterschieden, für beide Startarten ist jeweils eine unterschiedliche Kennlinie hinterlegt.



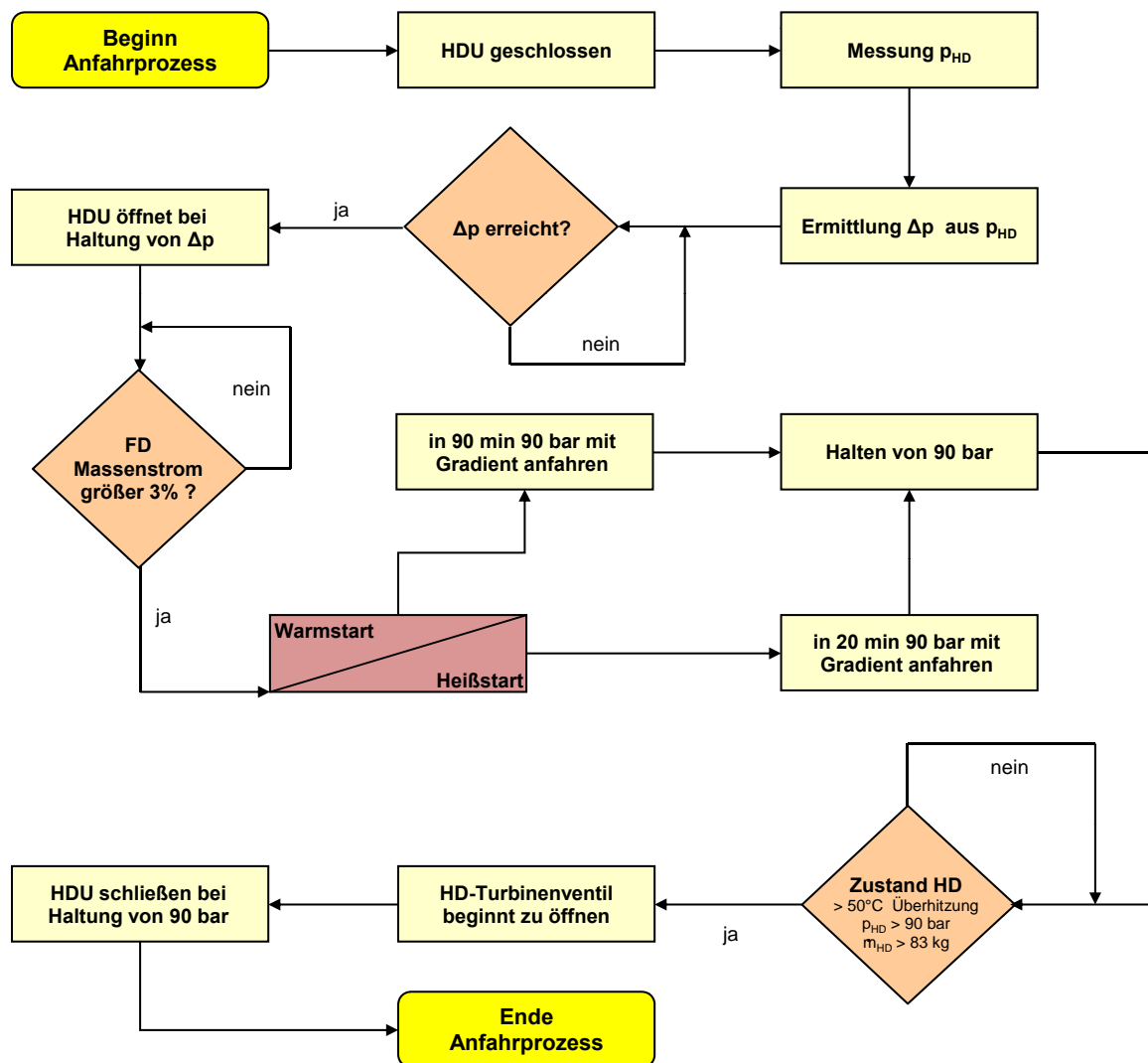


Abbildung D.3: Druckregelung HDU

## NDU-Regelung

### Druckregelung

Die Phasen der NDU-Druckregelung die während eines Starts nacheinander durchlaufen werden, sind im Folgenden aufgeführt.

**Phase 1** Zu Beginn eines Starts sind die NDU und das MD-Turbinenventil geschlossen. Die NDU beginnt bei einem Druck von 2,6 bar zu öffnen.

**Phase 2** Der Druck von 2,6 *bar* wird gehalten, bis die 20 % Stellung des Ventils erreicht ist.

**Phase 3** Die 20 % Stellung des Druckregelventils bleibt bestehen, bis der Druck von 11,7 *bar* vor der NDU erreicht ist.

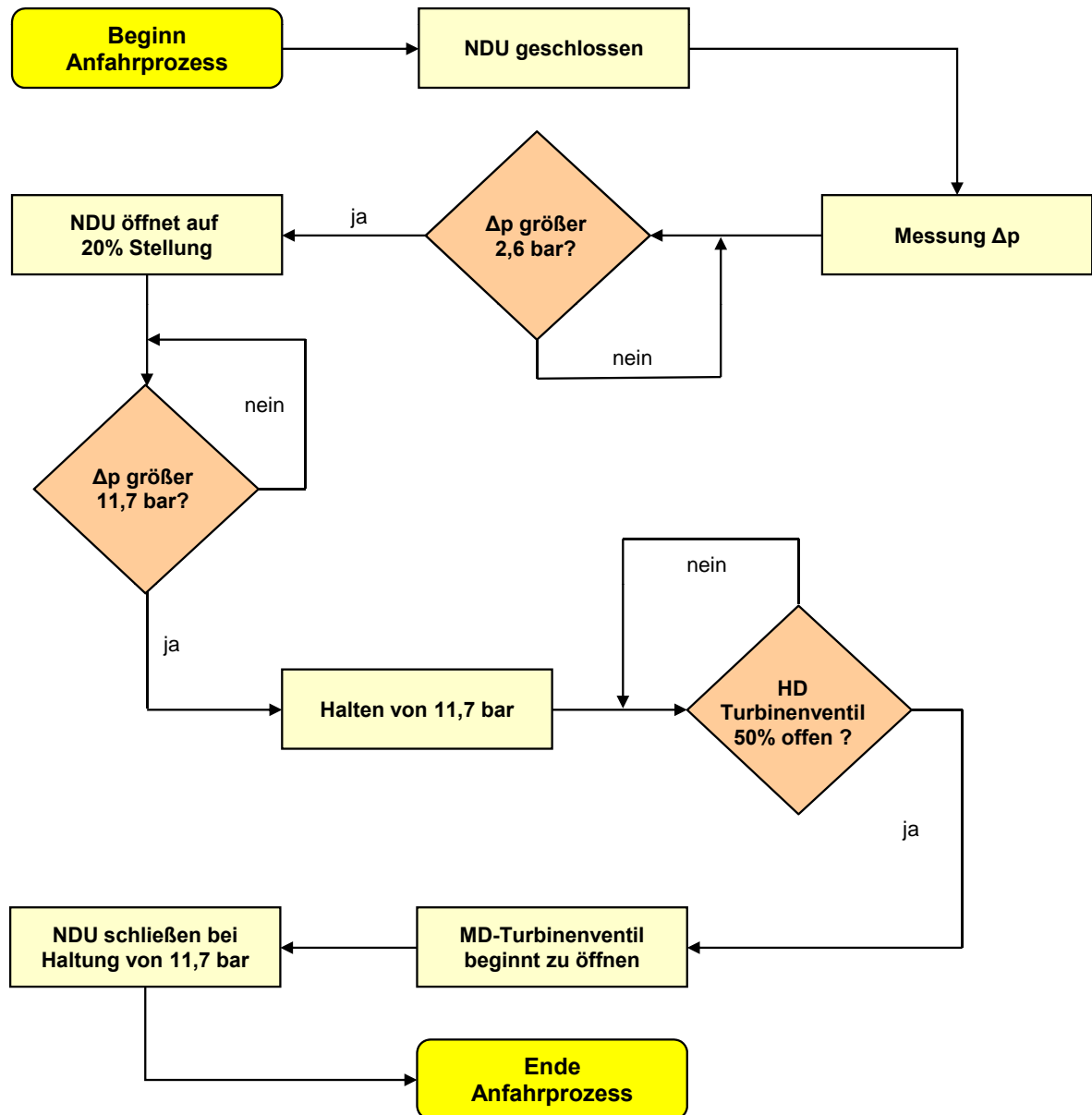


Abbildung D.4: Druckregelung NDU

**Phase 4** Nach dem Stabilisieren des Druckes bei 11,7 *bar* und nach dem Erreichen der Gehäusebetriebstemperatur beginnt das MD-Turbinenventil entsprechend des Starttyps zu öffnen und übernimmt einen steigenden Anteil des Frischdampfmassenstroms.

**Phase 5** Die NDU ist nun komplett geschlossen, der gesamte Frischdampf fließt durch die MD- und ND-Turbine und es wird auf die natürliche Gleitdruckkennlinie übergegangen. Anschließend werden die Feuerleistung und in Folge dessen der Frischdampfdruck und -massenstrom entsprechend der zulässigen Gradienten gesteigert.

### **Temperaturregelung**

Die Temperatur am Auslass der NDU wird mithilfe der Einspritzung von Kühlwasser in den Dampfstrom auf ca. 60 °C bzw. auf Kondensatoreintrittstemperatur geregelt.

## Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere, dass ich die von mir vorgelegte Dissertation selbstständig und ohne unerlaubte Hilfe angefertigt, die benutzten Quellen und Hilfsmittel vollständig angegeben und die Stellen der Arbeit (einschließlich Abbildungen), die anderen Ursprungs sind, in jedem Einzelfall mit Angabe des Urhebers als solche kenntlich gemacht habe.

Des weiteren versichere ich, dass diese Dissertation noch keiner anderen Fakultät oder Universität zur Prüfung vorgelegen hat; dass sie noch nicht veröffentlicht ist sowie dass ich mich noch nicht anderweitig um einen Doktorgrad beworben habe bzw. einen solchen bereits besitze.