

# Dynamische Simulationen zur Flexibilitätssteigerung konventioneller Anlagen

Forschungsseminar zum Thema Flexibilisierung konventioneller Kraftwerke (SS 2013)  
Robert Schiemann



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



---

## Zusammenfassung

---

Im Zuge der fortschreitenden Energiewende in Deutschland und anderen Teilen Europas und der damit einhergehenden steigenden, vorrangigen Einspeisung von regenerativen Energien in das Stromnetz müssen konventionelle Anlagen, die seinerzeit als Grund- oder Mittellast-Kraftwerke konzipiert wurden, zunehmend starke und zahlreiche Lastwechsel abfahren. Da diese Anlagen hierfür nicht ausgelegt sind, müssen für Bestands- und Neuanlagen Konzepte zu deren Flexibilisierung erarbeitet werden. Hierfür bietet sich insbesondere die dynamische Kraftwerkssimulation an.

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Stand der Forschung bezüglich dynamischer Simulationen zur Flexibilisierung von Kraftwerken dargelegt und aufgearbeitet. Dabei wird im Speziellen auf die simulative Optimierung des Anfahrvorgangs, die Analyse von flexibilisierenden Betriebsstrategien (insbesondere zur Regelenenergiebereitstellung) sowie auf die simulative Ermittlung der Bauteilschädigung bei Lastwechseln eingegangen.

---

---

Inhaltsverzeichnis	
Abkürzungsverzeichnis	III
Abbildungsverzeichnis	IV
1 Einleitung	1
1.1 Aktuelle Veränderungen am Energiemarkt . . . . .	1
1.2 Gradientenbeschränkende Phänomene . . . . .	2
2 Einführung in die dynamische Kraftwerkssimulation	3
2.1 Vorteile von Simulationen . . . . .	3
2.2 Modellbildung . . . . .	3
2.3 Simulationsprogramme . . . . .	4
3 Simulative Untersuchungen zur Flexibilisierung	6
3.1 Anfahroptimierung . . . . .	6
3.2 Simulation der Bauteilschädigung . . . . .	10
3.3 Simulation von Konzepten zur Bereitstellung von Regelleistung . . . . .	13
3.4 Simulation des Teillastbetriebs und von Lastwechseln . . . . .	16
4 Zusammenfassung und Ausblick	19
Literaturverzeichnis	19

---

---

## Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

---

### Römische Symbole

$d$	Durchmesser	m
$L$	Kostenfunktion	–
$p$	Druck	bar
$q$	Massenstrom	kg/s
$T$	Temperatur	K
$t$	Zeit	s
$u$	Gasturbinenleistung	W

### Griechische Symbole

$\alpha$	Gewichtungsfaktor für Kostenfunktion	–
$\beta$	Gewichtungsfaktor für Kostenfunktion	–
$\sigma$	Spannung	MPa
$\varphi$	Zielfunktion	–

### Abkürzungen und Indizes

0	Ausgangszustand
a	außen
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
F	Feuerung
f	Final, Ende
i	innen
LCF	Low Cycle Fatigue
MINLP	Mixed-Integer Nonlinear Program
ref	Referenzzustand
SH	Superheater
ÜH	Überhitzer

---

## Abbildungsverzeichnis

---

1.1	Einpeisung von Solar-, Wind- und konventionellem Strom sowie Gesamtlast im deutschen Stromnetz in der Woche vom 22. bis zum 29. April 2013 . . . . .	1
3.1	Optimierungsergebnisse aus dem Modell von (Krüger u. a., 2001) . . . . .	8
3.2	Optimierter Anfahrbetrieb aus dem Modell von (Casella u. a., 2011b) . . . . .	9
3.3	Ergebnisse der Anfahruntersuchungen von Kim . . . . .	11
3.4	Simulativ ermittelte Gesamtschädigungen verschiedener Sammler in einem Kraftwerkslebenszyklus . . . . .	12
3.5	Geometrieabhängigkeit von Kriech- und Ermüdungsschädigungen in Austrittssammlern .	13
3.6	Gegenüberstellung von Differenztemperatur-Messung und Berechnung der Temperaturverteilung in dickwandigen Bauteilen . . . . .	14
3.7	Simulation und Messung von Betriebsstrategien zur Bereitstellung von Primär bzw. Sekundärregelenergie . . . . .	15
3.8	Vergleich von Lastwechseln eines Steinkohledampferzeugers mit und ohne indirekte Feuerung	17
3.9	Vergleich der Lastwechseldynamik eines Steinkohledampferzeugers mit und ohne Brennstoffübersteuerung und Speisewasservorsteuerung . . . . .	17
3.10	Ergebnis einer simulationsgestützten Regleroptimierung am Beispiel einer Frischdampf-temperaturregelung . . . . .	18

---

## 1 Einleitung

---

### 1.1 Aktuelle Veränderungen am Energiemarkt

---

Durch den stetigen Zubau von regenerativen Energien, insbesondere von Windkraftanlagen, durchläuft der Energiemarkt aktuell zunehmend eine fundamentale Entwicklung. Diese ist geprägt durch immer größere installierte Leistungen, deren Erzeugung jedoch wetterabhängig, also weder gesichert noch zuverlässig und präzise vorhersagbar ist.

Dies betrifft weniger den durch Solarenergie erzeugten Strom, dessen Aufkommen sich mittlerweile gut einige Tage vorhersagen lässt, als vielmehr die Erzeugung von Windstrom. Das Aufkommen des Windes ist in seinem Wesen weitestgehend stochastisch und kann nur mit größeren Unsicherheiten vorhergesagt werden. Dies führt zu einer Fluktuation der Erzeugung von Windstrom, die beträchtlich sein kann. So kam es beispielsweise am 2. September 2003 im Bundesland Schleswig-Holstein innerhalb von Minuten zu einem massiven Leistungsabfall im Netz. Grund hierfür war, dass wegen zu hoher Windgeschwindigkeiten fast alle Windräder vom Netz gehen mussten und somit eine Erzeugungskapazität von 3,3 GW schnell ersetzt werden musste (Ernst 2009).

Als weiteres Beispiel sind in Abbildung 1.1 die Einspeisungen von Solarstrom, Windstrom und konventionell erzeugtem Strom (für Anlagen mit einer Erzeugungskapazität von mindestens 100 MW) für die Woche vom 22. bis zum 29. April 2013 aufgetragen. Die Gesamtlast des Netzes, die sich aus Summation der drei genannten Anteile ergibt und somit Im- und Exporte nicht berücksichtigt, ist ebenfalls dargestellt. Erkennbar ist, dass traditionelle Lastspitzen zur Mittagszeit bereits jetzt schon durch große Anteile des Solarstroms und des Windstroms aufgelöst werden und dem konventionellen Kraftwerkspark somit häufige Lastwechsel aufgebürdet werden. Diese Situation wird sich aller Voraussicht nach in den kommenden Dekaden weiter verschärfen.

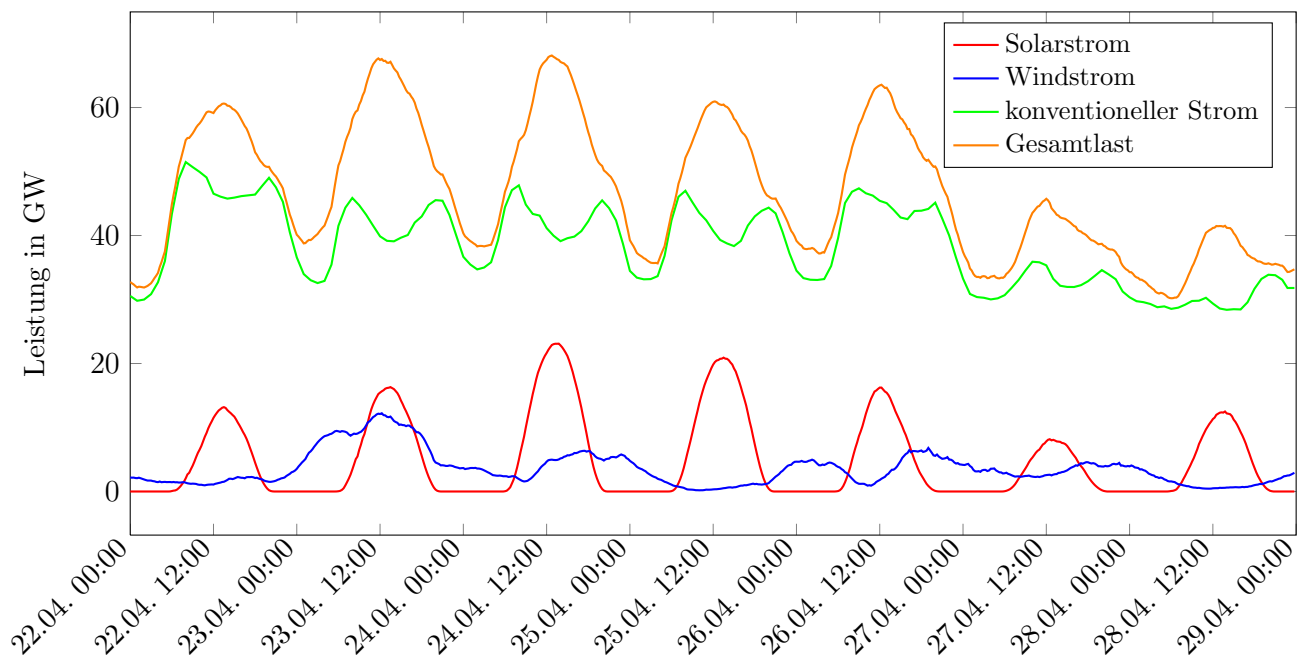


Abbildung 1.1: Einpeisung von Solar-, Wind- und konventionellem Strom sowie Gesamtlast im deutschen Stromnetz in der Woche vom 22. bis zum 29. April 2013 (EEX 2013)

---

Durch den im Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) verankerten Einspeisevorrang regenerativer Energien wird das Netz den kompletten Fluktuationen im Windstrom ausgesetzt, sodass andere erzeugende Anlagen diese ausgleichen müssen. Da die Erzeugung von Solarstrom ebenfalls nicht beeinflussbar ist, bleiben für die Ausgleichsaufgabe im Wesentlichen nur noch konventionelle Anlagen, Speicherkraftwerke und Laufwasseranlagen übrig. Letztere beiden können kapazitätsbedingt diesen Anforderungen jedoch nur bedingt nachkommen, sodass der größte Anteil am Ausgleich der Fluktuation von den konventionell befeuerten Anlagen gestellt werden muss.

Aufgrund dieser Umstände sieht sich der konventionelle Kraftwerkspark völlig neuen Anforderungen gegenübergestellt. Während es in der Vergangenheit wegen der dort herrschenden Marktbedingungen von vordergründiger Bedeutung war, dass Anlagen in ihrem Auslegungspunkt möglichst gute Betriebseigenschaften aufweisen, so rücken nun zunehmend der flexibilisierte Betrieb in Teillasten sowie häufige und schnelle Lastwechsel in den Vordergrund (Agora Energiewende 2012). Dies zieht steigende Anforderungen an die Technik und Betriebsweisen von Kraftwerken nach sich. Durch häufige und schnelle Lastwechsel werden Kraftwerke stärker geschädigt, worauf im folgenden Abschnitt näher eingegangen wird.

---

## 1.2 Gradientenbeschränkende Phänomene

---

Bei schnellen Lastwechseln von konventionellen Kraftwerken, wie sie im sich ändernden Regime von Erzeugungsanlagen immer häufiger gefordert sein werden, sind einige Restriktionen zu beachten, um große Schäden an den Anlagen oder das Verletzen von verbindlichen Regularien zu vermeiden. Diese Einschränkungen sind es letzten Endes, die die Lastwechselgeschwindigkeit einer konventionell befeuerten Anlage festlegen.

Allen voran sind die thermischen Spannungen, die sich aufgrund instationärer Temperaturdifferenzen insbesondere in dickwandigen Bauteilen bei Lastwechseln ausbilden, bestimmend für mögliche Lastgradienten. Diese thermischen Spannungen sind umso größer, je stärker das Material Temperaturänderungen, wie sie bei Lastwechseln auftreten, ausgesetzt ist. Einerseits kann dies natürlich bei besonders hohen thermischen Spannungen zum spontanen Versagen des jeweiligen Bauteils führen. Viel bedeutender ist jedoch, dass infolge hoher thermischer Spannungen langsame Schädigungsvorgänge in den metallischen Bauteilwänden stark beschleunigt werden, was mitunter zu einem Lebensdauerverbrauch von Anlagen führen kann, der weit über dem liegt, der im Auslegungs- und Designprozess festgelegt wurde. Eine unmittelbare Folge hiervon sind das vorzeitige Austauschen von hochbeanspruchten Anlagenkomponenten. Bei diesen Schädigungsvorgängen lassen sich im wesentlichen zwei Mechanismen unterscheiden; einerseits führen langanhaltende Belastungen unter hohen Temperaturen zu sogenannten Kriechvorgängen, während andererseits die sogenannte *low cycle fatigue* (LCF), also die Ermüdung unter niederfrequenter Wechselbeanspruchung, durch wiederholte Beanspruchungsvorgänge induziert wird, wie sie bei Lastwechseln auftreten (Kim u. a. 1999, Schuhbauer u. a. 2011).

Neben dieser schädigungsorientierten Einschränkung der Laständerungsgeschwindigkeit konventioneller Anlagen sind jedoch auch noch andere Randbedingungen vorhanden, zu zum Herabsetzen der möglichen Leistungsgradienten führen. Dies sind beispielsweise Teilprozesse innerhalb der Anlage, die so große Zeitkonstanten haben, dass hierdurch Lastwechsel nennenswert verlangsamt werden. Prominente Beispiele für diese Teilprozesse sind die Zuteilung und Aufmahlung der Kohle und das Aufwärmen von Dampferzeugern und Dampfturbinen beim Anfahren. Ein anderes Kriterium bei Lastwechseln ist die Einhaltung von Emissionsgrenzwerten, was bei zu hohen Gradienten in der Feuerung ebenfalls beachtet werden muss.

---

## 2 Einführung in die dynamische Kraftwerkssimulation

---

Da die vorliegende Arbeit einen starken Fokus auf die dynamische Simulation von Kraftwerken legt, soll im folgenden Kapitel ein kurzer Überblick über die Funktionsweise und die Prinzipien dieser Methode dargelegt werden. In der Literatur wurde dieses Thema schon vielfältig aufbereitet, wobei zwar je nach Autor, Projekt und Zielsetzung etwas unterschiedliche Vorgehensweisen vorzufinden sind, sich jedoch die grundlegenden Modellbildungen häufig sehr ähneln (Walter 2001; 2006, Ponweiser 1997, Epple u. Leithner 2012, Flynn 2003).

---

### 2.1 Vorteile von Simulationen

---

Gegenüber Untersuchungen an realen Anlagen bieten dynamischen Simulationen weitreichende Vorteile. Im Allgemeinen lässt sich unter Zuhilfenahme simulativer Methoden eine Zeit- und Kostenersparnis erreichen. Im Speziellen bietet die Simulation folgende Vorteile (Giglio 2004, Prabucki u. a. 2010; 2011):

- Reduktion von Prozessrisiken
- Minimierung der Dauer der Inbetriebnahme
- Bessere Optimierung der Regelstrategien
- Regleroptimierungen während der Design-Phase, wofür in der Inbetriebnahmephase kaum noch Zeit ist (Heim u. a. 2010)
- Simulationsgestützte Testfahrten von Anlagen, um ein einfacheres Auffinden von Fehlern zu ermöglichen

Aufgrund dieser wünschenswerten Eigenschaften hat sich die dynamische Simulation in der jüngeren Vergangenheit zu einem mächtigen Werkzeug in der Anlagenauslegung und -untersuchung entwickelt.

---

### 2.2 Modellbildung

---

Die Modellierung konventioneller Kraftwerke kann auf verschiedenen detaillierten Ebenen erfolgen (Epple u. Leithner 2012). Allen gemein ist, dass Bilanzgleichungen<sup>1</sup> um die verschiedenen Anlagenkomponenten aufgestellt werden, die untereinander gekoppelt sind. Hinzu kommen konstitutive Gleichungen (beispielsweise Zustandsgleichungen), die das Gleichungssystem schließen. Bei der Formulierung der Bilanzgleichungen kann man nun auf räumlicher Ebene unterschiedlich genau modellieren. Die einfachste Modellbildung erreicht man ohne jegliche räumliche Diskretisierung, woraus ein nulldimensionales Anlagenmodell entsteht, das räumlich lediglich durch ein algebraisches Gleichungssystem repräsentiert ist. Die nächst feinere Stufe ist eine eindimensionale Ortsdiskretisierung, bei der Anlagenkomponenten entlang der Strömungsrichtung in Kontrollvolumen eingeteilt und für die die differentiellen Erhaltungsgleichungen gelöst werden. Dieser Ansatz lässt sich auch auf die zweite und dritte Raumdimension erweitern, was allerdings einen großen Rechenaufwand bedeutet und zudem für Analysen des zeitlichen Anlagenverhaltens auch nur in Ausnahmefällen erforderlich ist.

Wie auch auf der räumlichen Ebene lässt sich das Anlagenverhalten auf der zeitlichen Ebene auf unterschiedlichen Detaillierungsniveaus modellieren. Der einfachste Fall ist hierbei der stationäre Betriebszustand, bei dem keine Speicherterme in den Erhaltungsgleichungen betrachtet werden müssen. Eine sogenannte quasistationäre Untersuchung beinhaltet hingegen grundsätzlich zeitliche Ableitungen

---

<sup>1</sup> zumeist für Masse, Impuls und Energie, seltener auch für Stoffe.



---

in den Erhaltungsgleichungen, wobei jedoch bei bestimmten Anlagenkomponenten wie etwa Pumpen oder Turbinen die Speicherwirkung als klein gegen die übrigen Speicherterme im System vernachlässigt wird (Epple u. Leithner 2012). Als detaillierteste Betrachtungsweise können davon abweichend alle instationären Terme in den Erhaltungsgleichungen beibehalten und mit gelöst werden, was auf zeitlicher Ebene die realistischste Modellbildung darstellt.

Neben diesen generellen Vorgehensweisen lassen sich auch für das Fluid selbst unterschiedlich realistische Modellierungsstrategien verwenden. Ohne auf Details und Hintergründe einzugehen, soll an dieser Stelle erwähnt werden, dass unter anderem eine homogene und eine heterogene Fluidbetrachtung möglich sind. Bei ersterer werden Mehrphasenströmungen (im Kraftwerksbereich vornehmlich Dampf-/Wasser-Strömungen) als ein homogenes Fluidgemisch modelliert, während beim heterogenen Fluidmodell der übliche Satz an Erhaltungsgleichungen gekoppelt sowohl für die Gas- als auch die Flüssigkeitsphase gelöst wird. Der letztgenannte Ansatz ist hierbei weitaus realistischer, was jedoch nur bei einigen Anwendungen ins Gewicht fällt. Genauer wird hierauf in der einschlägigen Literatur eingegangen (beispielsweise Walter 2001).

Darüber hinaus sind für verschiedene Anlagenkomponenten zusätzliche Modellbildungen nötig, die über die bloßen Erhaltungsgleichungen hinausgehen. Oftmals ist dies für das Teillast-Verhalten einiger Komponenten wie Dampftrommeln, Wärmetauscher und Turbinen der Fall. Auch hierzu hat es in der Literatur zahlreiche Untersuchungen und Abhandlungen gegeben (siehe zum Beispiel Schimon u. a. 2006, Chaibakhsh u. Ghaffari 2008). Wichtig sind insbesondere auch Differentialgleichungen, die die zeitliche Verteilung von Wärme innerhalb von Festkörpern beschreiben (Bracco 2010). Diese Gleichungen sind essentiell für eine verlässliche Abschätzung von thermischen Spannungen und somit Schädigungen in dickwandigen Anlagenbauteilen. Hierauf wird in Abschnitt 3.2 näher eingegangen.

---

## 2.3 Simulationsprogramme

---

Zur dynamischen Simulation von Kraftwerken ist derzeit eine Fülle von Simulationsprogrammen vorhanden, die teilweise kommerziell vertrieben werden und zu einem anderen Teil im Rahmen von Forschungsarbeiten und akademischen Projekten entwickelt wurden.

Prominente Vertreter akademischer Eigenentwicklungen sind beispielsweise die Programmpakete MIS-TRAL (TU Darmstadt) oder DBS (TU Wien). Als Eigenentwicklungen der freien Wirtschaft sind die Codes KRAWAL (Siemens) und DORA (Alstom) zu nennen (Epple u. Leithner 2012). Darüber hinaus gibt es einige kommerzielle Softwarepakete, die die Full-Scale-Simulationen von Anlagen erlauben. Marktdominierend sind hier ASPEN und APROS, wobei ersteres einen stärkeren Fokus auf verfahrenstechnische Anwendungen legt. Ein anderes kommerzielles Projekt zur dynamischen Simulation von Kraftwerken, das insbesondere im deutschsprachigen Raum anzutreffen ist, ist INTELLIGON (Buchenhorst u. Scheffler 2010).

Neben diesen spezialisierten Softwarelösungen zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von verfahrenstechnischen und energieerzeugenden Anlagen gibt es noch weitere Programmpakete und Bibliotheken, die zur dynamischen Simulation geeignet sind. Insbesondere im akademischen Umfeld hat es viele Projekte gegeben, bei denen die komplette Kraftwerksmodellierung und -simulation mithilfe von *Matlab* und *Simulink* realisiert wurde (Lu 1999, Pies u. Ozana 2011, Righetti 2010, Salehi u. a. 2008). Dies hat insbesondere den Vorteil, dass Ergebnis- und Inputdaten direkt in Matlab zur Verfügung stehen und so integriert aufbereitet und manipuliert werden können.

Eine international häufig für kleinere Entwicklungen herangezogene Funktionsbibliothek ist CAPE OPEN. Diese ist frei erhältlich und in eigene Entwicklungen flexibel einbindbar (Bockelie u. a. 2002). Ähnlich wie ASPEN ist CAPE OPEN allerdings eher auf verfahrenstechnische Problemstellungen ausgelegt und zudem nur für stationäre Berechnungen benutzbar.

Zuletzt soll an dieser Stelle noch auf die ebenfalls frei erhältliche, objektorientierte Sprachbibliothek *Modelica* (Flynn 2003, Casella 2002, Casella u. Leva 2003, Casella u. Pretolani 2006) eingegangen werden.

---

Diese Sprache umfasst ein sehr generisches, flexibles Framework für verschiedenste technische Bereiche wie Mechanik, Elektrotechnik, Thermodynamik, Hydraulik und einige andere. Darüber hinaus lassen sich eigene Komponenten einfach und gleichungsbasiert erstellen. Für Modelica existiert eine Reihe an grafischen Front-Ends, wie etwa *Dymola*, *JModelica.org* oder *OpenModelica*, die teilweise kommerziell vertrieben werden und eine grafische Erstellung von Modellen sowie deren dynamische Simulation erlauben. Außerdem gibt es einige (nicht immer frei erhältliche) Zusatzmodule für Modelica, die die Sprache um verschiedene Funktionen erweitern. In Voraussicht auf Kapitel 3.1 ist hier insbesondere das Paket *Optimica* zu nennen, das gut integrierte Funktionen zur Optimierung dynamischer Systeme bietet.

---

### 3 Simulative Untersuchungen zur Flexibilisierung

---

In der einschlägigen Literatur sind mannigfaltige Berichte über dynamische Simulationen von Kraftwerksprozessen zu finden. Diese erstrecken sich über Simulationen von unterschiedlichen Anlagen wie kohlegefeuerte oder Kombianlagen (zum Beispiel Alobaid u. a. 2012; 2009; 2008) und einzelne Anlagenteile, wie etwa Dampferzeuger (zum Beispiel Heim u. a. 2010) oder – noch detaillierter – Dampftrommeln (zum Beispiel Kim u. a. 1999, Bracco 2010). Darüber hinaus wurden bereits einige verschiedene Betriebsfälle untersucht, allen voran der Anfahrvorgang (zum Beispiel Alobaid u. a. 2012; 2009; 2008).

Den meisten dieser wissenschaftlichen und technischen Berichte ist allerdings gemein, dass die Untersuchungen nicht primär zur Steigerung der Flexibilität durchgeführt wurden. Dies ist dadurch erklärbar, dass das große Thema der Flexibilisierung derart aktuell ist, dass erst relativ überschaubare Arbeiten darüber verfasst wurden. Die vorhandenen Arbeiten können nach den jeweiligen Flexibilisierungszielen in die Kategorien

- Anfahr-Optimierung,
- Berechnung der Bauteilschädigung,
- Regelenergiebereitstellung,
- Lastwechseloptimierung und
- Mindestlastabsenkung

eingeteilt werden. In den folgenden Kapiteln werden dieser Kategorisierung folgend die unterschiedlichen Untersuchungen und Maßnahmen erläutert. Aus Gründen des Umfangs dieser Arbeit wird auf simulative Untersuchungen der Mindestlast nicht weiter eingegangen.

---

#### 3.1 Anfahr-Optimierung

---

Durch die in Kapitel 1.1 einleitend beschriebenen hohen Fluktuationen der Einspeisung regenerativer Energien in das Stromnetz werden konventionelle Kraftwerke zunehmend in ein Lastregime gezwungen, das häufiges An- und Abfahren verlangt. Dabei ist es aus wirtschaftlichen und technischen Gründen interessant, den Anfahrvorgang zu optimieren. Diese Optimierung beinhaltet verschiedene Ziele (Bertini u. a. 2012):

- Minimieren der Anfahrzeit
- Minimieren des Brennstoffverbrauchs während des Anfahrens
- Maximieren der Stromerzeugung während des Anfahrens
- Minimieren von Emissionen
- Minimieren thermischer Spannungen

Es hat jüngst in der Literatur Anstrengungen gegeben, den Anfahrvorgang von konventionell befeuerten Kraftwerken bezüglich der nötigen Anfahrzeit und der während des Anfahrvorgangs erzeugten elektrischen Leistung zu optimieren. Das Optimieren an sich wird dabei durch einen mathematischen Minimierungsalgorithmus bewerkstelligt.

Vor dem eigentlichen Optimierungsverfahren wird zunächst der Kraftwerksprozess in entsprechenden Simulationsprogrammen modelliert. Um die Rechenzeiten des Optimierungsalgorithmus in einem annehmbaren Rahmen zu halten oder überhaupt erst dessen Anwendbarkeit und Konvergenz zu sichern,

sind die genutzten Kraftwerksmodelle jedoch zumeist vereinfacht. Diese Vereinfachungen werden einerseits durch eine simple Modelltopologie erreicht, die die wesentlichen Eigenschaften der realen Anlage möglichst gut abbildet (Casella u. a. 2011b). Andererseits wird versucht, Nichtlinearitäten des Gesamtprozesses mit Linearisierungen des Modells um verschiedene, ausgewählte Betriebspunkte zu vereinfachen, zwischen denen das Anlagenverhalten interpoliert wird (Casella u. a. 2011a). Diese Betriebspunkte werden so gewählt, dass sie bei in Lastbereichen, die starke Nichtlinearitäten aufweisen, dichter beieinander liegen. Da sich jedoch gerade der Anfahrprozess über sehr breite Lastbänder abspielt, wird der erstgenannte Ansatz gegenüber der Linearisierung des Modells zumeist vorgezogen (Krüger u. a. 2001).

Nach der Modellbildung der zu untersuchenden Anlage wird dann das eigentliche Optimierungsverfahren angewendet. Mathematisch handelt es sich hierbei zumeist um die Lösung eines sogenannten *gemischt-ganzzahligen, nichtlinearen Programmes* (engl. *mixed-integer nonlinear program, MINLP*) (Jüdes u. a. 2009). Dies ist eine eigene Klasse von Optimierungsproblemen, deren numerische Lösung großen Aufwand erfordert (Franke u. a. 2003). Die Nichtlinearität des Gesamtproblems ist insbesondere den beschreibenden Gleichungen für den Teillast-Betrieb einzelner Komponenten (beispielsweise Kennlinien von Wärmetauschern und Pumpen) und den thermodynamischen Zustandsgleichungen geschuldet. Darüber hinaus ist das Modell nicht ganzheitlich stetig, sondern in gewissen Teilen diskret. Beispiele hierfür sind Entscheidungen, die die Topologie des Modells betreffen. Dies führt zu einem Optimierungsproblem mit teilweise diskreten Variablen, was erhöhte Anforderungen an den Lösungsalgorithmus stellt (Jüdes u. a. 2009).

Allgemein wird bei dem Optimierungsverfahren eine Kostenfunktion  $L(t)$  definiert, die Abweichungen vom (optimalen) Endzustand negativ bewertet. Ein Beispiel<sup>1</sup> für eine solche Kostenfunktion ist nach (Jüdes u. a. 2009)

$$L(t) = \alpha(u - u_{\text{ref}})^2 + \beta \left( \frac{du}{dt} \right)^2. \quad (3.1)$$

Hierin ist  $u_{\text{ref}}$  der Endzustand für die Leistung  $u$ . Wie erkennbar ist, führen sowohl die absolute Abweichung vom Referenzzustand als auch starke Transienten zu einer Erhöhung von  $L$ , also zu negativer Bewertung. Ist das Anfahren abgeschlossen und der Zustand stationär, ist  $L = 0$ . Die Koeffizienten  $\alpha$  und  $\beta$  sind hierbei Wichtungsfaktoren, deren Einfluss in der Literatur untersucht wurde (Jüdes u. a. 2009, Lind u. Sällberg 2012). Dabei ergab sich, dass der Wert von  $\alpha$  von übergeordneter Bedeutung ist. Wird nun die Kostenfunktion über die Anfahrzeit  $t_f$  integriert, ergibt sich die sogenannte Zielfunktion

$$\varphi = \int_{t_0}^{t_f} L(t) dt, \quad (3.2)$$

die es im Rahmen des Optimierungsprozesses zu minimieren gilt. Zur konkreten Lösung des Minimierungsproblems (3.2) müssen noch Randbedingungen - sogenannte Einschränkungen - definiert werden, die den Rahmen für die Optimierung festlegen. In Bezug auf stromerzeugende Anlagen werden dazu oftmals maximale Spannungen in dickwandigen Bauteilen oder maximale Stellgeschwindigkeiten von Ventilen herangezogen (Casella u. a. 2011b, Lind u. Sällberg 2012). In Anwendungen, bei denen der Anfahrprozess von Kombikraftwerken untersucht wurde, wurden beispielsweise auch die Einschränkungen herangezogen, dass die Gasturbinenleistung beim Anfahren nicht sinken und eine gewisse gasturbinenseitige Laständerungsgeschwindigkeit nicht überschritten werden soll (Casella u. a. 2011b). Um die Einschränkungen während des Optimierungsprozesses korrekt anwenden zu können, müssen die Spannungen in den dickwandigen Bauteilen jedoch zeitabhängig berechnet werden können. Hierzu ist – wie in Abschnitt 2.2 beschrieben – die Lösung der Wärmeleitungsgleichung für die entsprechenden Rohrwände nötig.

Für die hier diskutierte Modellierung und Optimierung wurde in der Literatur weitgehend die freie

<sup>1</sup> Statt nur die Leistung  $u$  in die Kostenfunktion einzubeziehen, sind noch viele weitere Möglichkeiten denkbar. Ein Beispiel hierfür wäre etwa der Frischdampfdruck (Casella u. a. 2011b) oder die Frischdampf Temperatur (Krüger u. a. 2001).

Hochsprache *Modelica* zur Modellbildung der Anlage verwendet (Casella u. a. 2011a, Albanesi u. a. 2006, Krüger u. a. 2001, Franke u. a. 2003, Lind u. Sällberg 2012, Lind u. a. 2012, Bertini u. a. 2010, Casella u. a. 2011b, Riemenschneider 1989, Tica u. a. 2011, Meinke u. a. 2011). Der wesentliche Grund hierfür ist das freie Paket *Optimica*, welches sich nahtlos in *Modelica* integrieren lässt und eine einfache, gleichungsbaasierte Formulierung des Optimierungsproblems in Hochsprache ermöglicht (Casella u. a. 2011a;b, Bertini u. a. 2012, Lind u. Sällberg 2012, Lind u. a. 2012).

Im Folgenden sollen exemplarisch einige interessante Ergebnisse aus der Literatur, die auf diesem Vorgehen beruhen, dargelegt werden.

In (Krüger u. a. 2001) wurde ein nichtlineares Modell eines Wasser-Dampf-Kreislaufes mit Naturumlauf-Verdampfer erstellt, wobei dem Dampferzeuger besondere Aufmerksamkeit geschenkt wurde. Dies liegt darin begründet, dass insbesondere der Frischdampfsammler, der Teil des Dampferzeugers ist, aufgrund seiner Dickwandigkeit eine thermisch hochbeanspruchte Prozesskomponente darstellt. Selbiges gilt für die Trommel. Zur Ermittlung der thermischen Spannung in den Bauteilen wird, wie bereits weiter oben angedeutet, die Wärmeleitgleichung für die Wand gelöst.

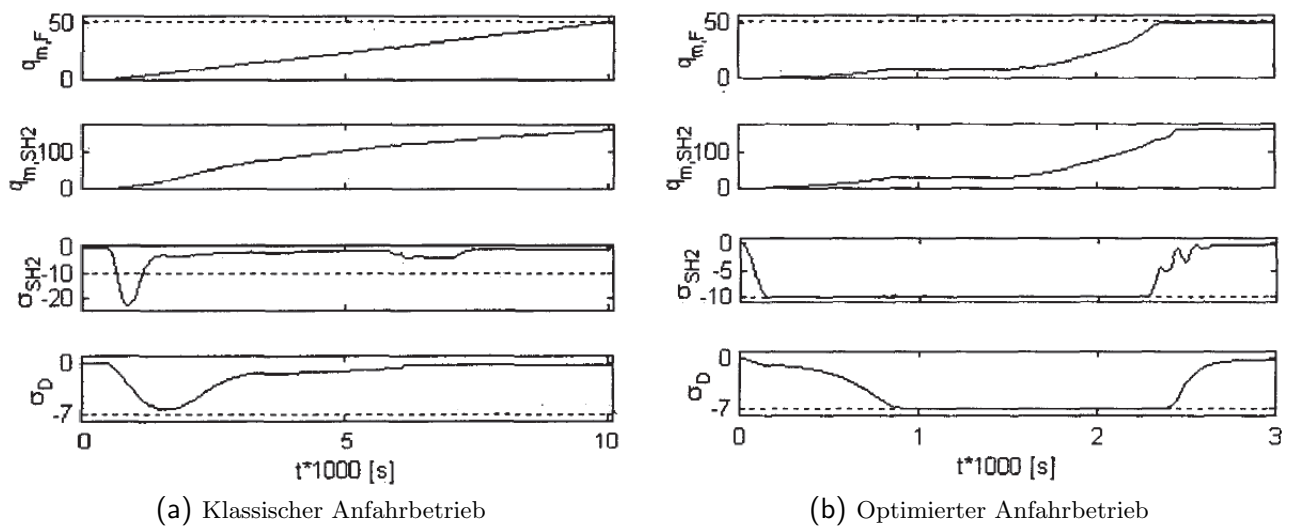


Abbildung 3.1: Optimierungsergebnisse aus dem Modell von (Krüger u. a. 2001). Von oben nach unten: Brennstoffmassenstrom  $q_{m,F}$ , Frischdampfmassenstrom  $q_{m,SH2}$ , thermische Spannung im Frischdampf-Sammler  $\sigma_{SH2}$  und thermische Spannung in der Trommel  $\sigma_D$ .

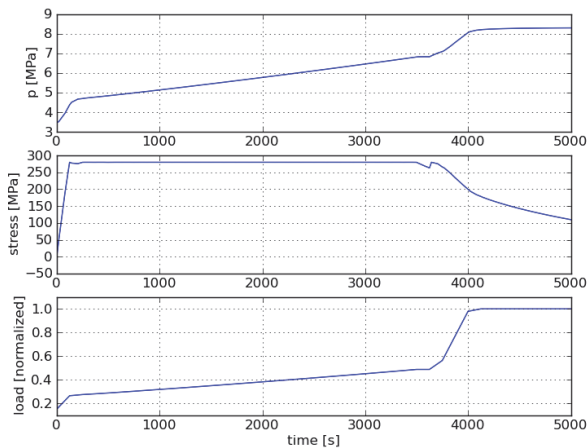
Im Rahmen der Optimierung wurden der Brennstoffmassenstrom, die Ventilstellungen des Bypass-Ventils und der Massenstrom zur Einspritzkühlung so ermittelt, dass im Endzustand ein Frischdampfzustand von 150 bar und 520 °C bei einem Dampfmassenstrom von  $163 \frac{kg}{s}$  erreicht wird, wobei als Einschränkungen maximale Spannungen in der Trommel und im Sammler am Dampferzeugeraustritt verwendet wurden. Zusätzlich wurde die Bedingung einer monotonen Zunahme der Frischdampfzustände gefordert (Krüger u. a. 2001).

Der so optimierte Anfahrprozess ist in Abbildung 3.1 dem unoptimierten Anfahrprozess gegenübergestellt. Zunächst ist erkennbar, dass beim optimierten Anfahren über weite Bereiche des Anfahrbetriebs die maximalen Bauteilbeanspruchungen ausgereizt werden, was direkte Folge der Optimierung ist. Im Falle des Sammlers am Dampferzeugeraustritt verhindert der Optimierungsprozess sogar das Auftreten einer Spannungsspitze, die zu unzulässigen Bauteilbeschädigungen führt. Weiter ist erkennbar, dass der gesamte Anfahrvorgang im optimierten Fall wesentlich schneller, nämlich nach bereits einem Viertel der unoptimierten Anfahrzeit, beendet ist. Während im unoptimierten Fall der Brennstoffmassenstrom linear bis auf Nennlast erhöht wurde, ergab die Optimierung ein hiervon stark abweichendes Profil, das eine enorme Brennstoffersparnis von etwa zwei Dritteln nach sich zieht (Krüger u. a. 2001). Insgesamt konnte

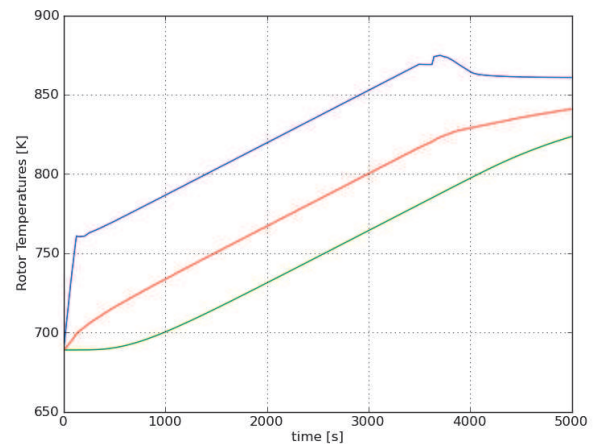
damit die Anfahrsgeschwindigkeit stark optimiert werden.

Eine weitere Arbeit zur Optimierung von Anfahrvorgängen ist in (Casella u. a. 2011b) zu finden. Hier wurden Untersuchungen zur Anfahr-Optimierung von Kombiprozessen angestellt. Um den Aufwand des Optimierungsproblems zu minimieren wurde das Modell des Kombiprozesses sehr stark vereinfacht: Konkret wurde der Massenstrom und die Temperatur des Gasturbinen-Rauchgases als dynamische Randbedingung vorgegeben und dessen Wärme an einen einstufigen Abhitzedampferzeuger übertragen. Die Dampfturbine selbst wurde nicht modelliert, allerdings ihr Rotor, der der Wärme des Frischdampfes ausgesetzt wird (Casella u. a. 2011b). Zur Modellierung und zur Formulierung des Optimierungsproblems wurden die Programmpakete *Modelica*, *JModelica.org* und *Optimica* (vergleiche 2.3) benutzt. Als Randbedingungen für das Optimierungsproblem wurden maximale thermische Spannungen und Mindest- bzw. Maximalwerte für die Laständerungsgeschwindigkeit der Gasturbine verwendet. Aufgrund der Simplizität des Modells konnte die Optimierung sehr schnell durchgeführt werden. Auf einem 2,6 GHz Intel Core 2 Duo-Prozessor benötigte die Rechnung nur 107 Sekunden (Casella u. a. 2011b).

Einige Ergebnisse der Optimierungsrechnungen werden in Abbildung 3.2 dargestellt. Wie in den Arbeiten von (Krüger u. a. 2001) ist gut erkennbar, dass die maximal erlaubte Spannung von 280 MPa weitestgehend über den ganzen Anfahrzeitraum ausgereizt wird (Abbildung 3.2a). Weiterhin ist erkennbar, dass die Spannung nur solange auf dem maximal erlaubten Niveau verbleibt, bis 50 % Gasturbinenlast erreicht sind. Ab diesem Punkt erhöht sich im simulierten Modell die Rauchgastemperatur der Gasturbine nicht mehr, sodass die Gasturbine mit maximalen Gradienten hochgefahren werden kann und gleichzeitig die Spannung im Dampfturbinen-Rotor abnimmt. Der gesamte Anfahrvorgang ist nach etwa 4200 Sekunden abgeschlossen (Casella u. a. 2011b). Abbildung 3.2b verdeutlicht die zeitlichen Temperaturverläufe am und im Turbinenrotor. Hier lässt sich gut erkennen, dass aufgrund thermischer Trägheit der Rotormasse die mittlere Temperatur der Oberflächentemperatur des Rotors nur verzögert folgen kann. Dies führt dazu, dass sich eine Temperaturdifferenz zwischen mittlerer und Oberflächentemperatur ausbildet, die ein direktes Maß für die thermischen Spannungen ist.



(a) Frischdampfdruck (oben), maximale Spannung im Dampfturbinenrotor (Mitte) und normierte Gasturbinenlast (unten)



(b) Frischdampf-Temperatur (blau), Temperatur auf der Oberfläche des Dampfturbinen-Rotors (rot) und dessen mittlere Temperatur (grün)

Abbildung 3.2: Optimierter Anfahrbetrieb aus dem Modell von (Casella u. a. 2011b)

Insgesamt ist die mathematisch stringente Optimierung des Anfahrprozesses eine vielversprechende Möglichkeit zur Beschleunigung des Anfahrens von konventionellen Anlagen. Es eröffnet vielfältige Möglichkeiten. Denkbär wäre beispielsweise eine Online-Berechnung optimaler Sollwerte für Regelungen, um den Anfahrbetrieb realer Anlagen in Echtzeit zu optimieren. Darüber hinaus wäre ein Übertragen

---

der optimierungsgestützten Verfahren auf Lastwechsel oder andere dynamische Anforderungen an fossil befeuerte Kraftwerke möglich.

Nichtsdestotrotz muss beachtet werden, dass die hier diskutierten Methoden noch sehr akademischen Charakter und in der Praxis bis dato noch keine Anwendung gefunden haben. Gründe hierfür sind insbesondere die Optimierungsalgorithmen, die je nach Komplexität der zugrundeliegenden Modelle Probleme bei der Konvergenz. Problematisch ist auch, dass bereits bei der Modellierung der Anlage auf eine gewisse Konformität mit den Anforderungen des Algorithmus geachtet werden muss.

---

### 3.2 Simulation der Bauteilschädigung

---

Wie bereits in Abschnitt 1.2 näher erläutert wurde, ist ein wesentliches gradientenbeschränkendes Phänomen bei Lastwechseln von Kraftwerken die Ausbildung von transienten Temperaturdifferenzen in dickwandigen Bauteilen, die zu thermischen Spannungen und somit zu erhöhtem Lebensdauerverbrauch der jeweiligen Bauteile führen. Hierbei sind wie schon angedeutet in Kraftwerken hauptsächlich die Schädigungsmechanismen Kriechen und *Low Cycle Fatigue* (LCF), also Ermüdung durch Schwingbeanspruchung mit niedrigen Frequenzen, relevant.

Es hat in der Literatur vielfältig Anstrengungen gegeben, die Bauteilschädigungen in die dynamischen Simulationen mit aufzunehmen. Dies kann auf verschiedenen Ebenen der Detaillierung erfolgen. Die einfachste Methode hierzu ist es, lediglich die Temperaturunterschiede über die Wanddicke<sup>2</sup> in den jeweiligen Bauteilen über die Wärmeleitgleichung zeitabhängig zu berechnen. Diese stellen ein direktes Maß für die auftretenden thermischen Spannungen dar, lassen jedoch keinen quantitativen Schluss auf die Spannungen und Schädigungen zu (Lind u. Sällberg 2012). Um die Modellierung realistischer zu gestalten und aussagekräftigere Ergebnisse zu erhalten, können mittels der Temperaturunterschiede in den Wänden der entsprechenden Bauteilen direkt die thermomechanischen Spannungen über entsprechende Formeln berechnet werden. Dieser Ansatz wurde in der Literatur bereits vielfältig verfolgt (Kim u. a. 1999, Casella u. a. 2011a, Albanesi u. a. 2006, Krüger u. a. 2001, Franke u. a. 2003, Meinke u. a. 2011). Geht man noch einen Schritt weiter, so lassen sich dann mithilfe dieser Ergebnisse und entsprechenden normativen Regelwerken<sup>3</sup> die Schädigungen durch Kriechen und LCF ermitteln (Schuhbauer u. a. 2011, Bracco 2012, Zehntner 2009). Im Vergleich zu der einfachsten Methode, wo nur die Temperaturdifferenzen in der Wand mittels der Wärmeleitgleichung zeitabhängig simuliert werden, benötigt das Ermitteln der Spannungen und Schädigungen hieraus keinen nennenswerten rechnerischen Mehraufwand, da keine Differentialgleichungen gelöst werden müssen.

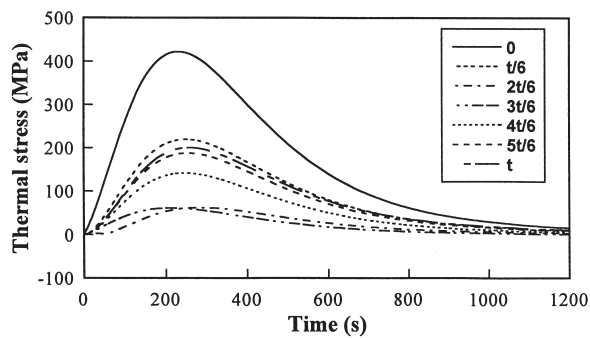
Im Folgenden sollen nun exemplarisch ausgewählte Arbeiten aus der Literatur zu diesem Thema erläutert werden, um die Verfahren zu verdeutlichen.

So hat beispielsweise Kim umfangreiche, simulationsgestützte Untersuchungen über die zeitliche Entwicklung von thermischen Spannungen in der Trommel eines Abhitzedampferzeugers während des Anfahrvorgangs angestellt (Kim u. a. 1999). Hierfür wurden die thermischen Spannungen während der Simulation wie weiter oben geschildert aus den Temperaturdifferenzen über die Wandstärke berechnet. Die Temperatur und der Massenstrom des Gasturbinenrauchgases wurde hierbei dem Abhitzedampferzeuger als dynamische Randbedingung aufgeprägt. Bei den Simulationen der Anfahrvorgänge unterschied Kim einerseits das sequentielle Anfahren, bei dem der Abhitzedampferzeuger erst bei Gasturbinenvolllast hochgefahren wird, und andererseits das simultane Anfahren von Gasturbine und Abhitzekessel (Kim u. a. 1999). Darüber hinaus wurden in den Simulationen verschiedene Anfahrstrategien wie beispielsweise das Nutzen eines Bypass-Kamins vor dem Abhitzedampferzeugers untersucht. Als maximal erlaubte thermische Spannung wurden von Kim 180 MPa definiert.

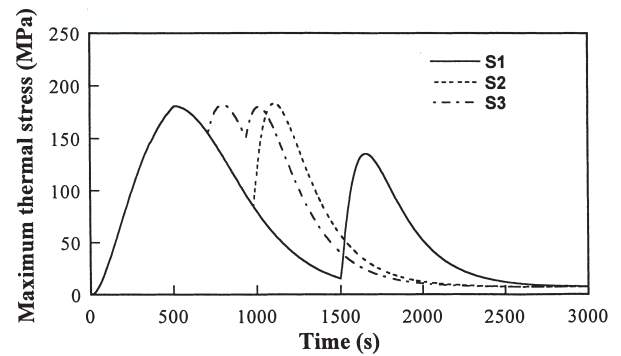
Für den sequentiellen Anfahrvorgang ohne Bypass ergaben sich die thermischen Spannungen nach Abbildung 3.3a. Zu erkennen ist, dass an der inneren Oberfläche der Dampftrommel die Spannungen

<sup>2</sup> genauer: Die Differenz zwischen mittlerer Wandtemperatur und Wandtemperatur an der (beheizten) Innenfläche.

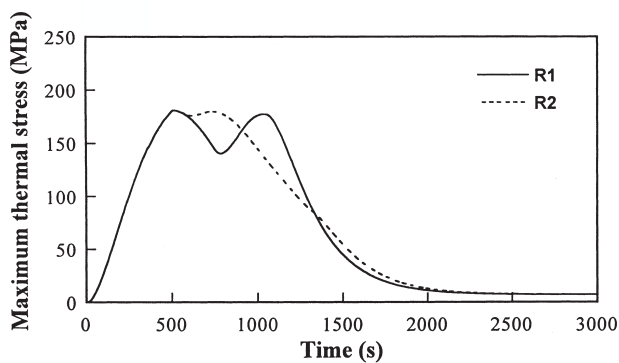
<sup>3</sup> Dies sind meist die TRD, DIN EN 12952 oder ASME BPVC.



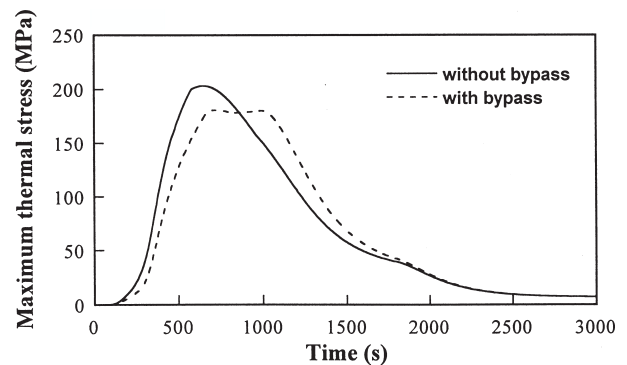
(a) Sequentielles Anfahren ohne Bypassnutzung



(b) Sequentielles Anfahren mit stufenförmiger Bypass-Schließung



(c) Sequentielles Anfahren mit rampenförmiger Bypass-Schließung



(d) Simultanes Anfahren mit und ohne Bypass

Abbildung 3.3: Ergebnisse der Anfahruntersuchungen von Kim (Kim u. a. 1999)

natürlich am höchsten sind, da dort die größten Temperaturdifferenzen vorliegen. Aus diesem Grunde wurden die nachfolgenden Untersuchungen nur anhand der maximalen thermischen Spannung an der Innenoberfläche durchgeführt. Weiter ist aus Abbildung 3.3a erkennbar, dass an dieser Stelle die auftretenden thermischen Spannungen beim sequentiellen Anfahren ohne Bypass viel zu hoch sind, sodass von Kim in einem weiteren Schritt ein sequentielles Anfahren mit teilweiser Bypass-Nutzung simuliert wurde. Hierbei wurde die Abgasmenge, die auf den Abhitzekegel geleitet wird, in mehreren Stufen erhöht. Dies geschah so, dass sich während des Haltens der Massenströme die Temperaturdifferenzen und somit die thermischen Spannungen abbauen können (Kim u. a. 1999). Diese Vorgänge sind in Abbildung 3.3b dargestellt. Die Graphen S1 und S2 bezeichnen hierbei den Anfahrvorgang mit nur zwei Massenstrom-Stufen, jedoch mit unterschiedlichem Umschaltzeitpunkt, während S3 den Anfahrvorgang mit drei Stufen repräsentiert. Erkennbar ist, dass mit einer höheren Stufenanzahl eine kürzere Anfahrzeit aufgrund besserer Ausnutzung der maximal erlaubten thermischen Spannung möglich ist. Hieraus zog Kim den Schluss, den Grenzfall mit unendlich vielen Stufen zu simulieren, nämlich eine rampenförmige Steigerung des Rauchgasmassenstroms (Kim u. a. 1999). Das Ergebnis ist in Abbildung 3.3c dargestellt, wobei R1 das Simulationsergebnis mit einer steileren Rampe als R2 repräsentiert. Erkennbar ist, dass bei der flacheren Rampe R2 die Peaks in der Spannung weitestgehend geglättet werden können, was höhere Bauteilschädigungen durch Wechselbeanspruchung vermeidet. Darüber hinaus dauert in dieser Konfiguration der Anfahrvorgang nur unwesentlich länger, sodass das Anfahren mit flachen Rampen zu bevorzugen ist (Kim u. a. 1999).

Darüber hinaus wurde auch ein simultanes Anfahren von Gasturbine und Abhitzekegel von Kim untersucht (Kim u. a. 1999). Die entsprechenden Ergebnisse für den Anfahrvorgang mit und ohne Bypass-Nutzung sind in Abbildung 3.3d dargestellt. Es ist erkennbar, dass beim Anfahren ohne Bypass die



maximale thermische Spannung nur ein wenig über der definierten Maximalspannung von 180 MPa liegt, was durch das Anfangs noch geringe Wärmeangebot des Gasturbinenabgases erklärt werden kann. Weiterhin ist aus Abbildung 3.3d ersichtlich, dass eine leichte Bypass-Regelung während der frühen Startphase diesen Peak in der thermischen Spannung unter dem definierten Höchstwert halten kann, ohne die Anfahrzeit nennenswert negativ zu beeinflussen.

Ein weiteres repräsentatives Beispiel für die simulationsgestützte Ermittlung von Bauteilschäden sind die Arbeiten von Schuhbauer und seinen Mitarbeitern (Schuhbauer u. a. 2011). Hier wurde mit APROS ein sehr detailliertes Modell eines Steinkohlekraftwerks mit sehr hohen Frischdampfparametern (700 °C, 365 bar) entwickelt. Darüber hinaus wurde ein selbstentwickelter C-Code in APROS integriert, um während der Simulation in Übereinstimmung mit der DIN EN 12952 Bauteilschädigungen durch Ermüdung und Kriechen zu berechnen. Damit gehen diese Arbeiten noch etwas weiter als das Vorgehen von Kim (Kim u. a. 1999).

Im Rahmen der Untersuchungen wurde von einem typischen Kraftwerkslebenszyklus von 40 Jahren mit etwa 150 Kaltstarts, 850 Warmstarts und 3000 Heißstarts ausgegangen, wobei die geringe Anzahl an Kaltstarts im Rahmen der Schädigungsanalyse vernachlässigt wurde (Schuhbauer u. a. 2011). Mithilfe des Modells konnte somit eine Aussage über die Gesamtschädigung des Kraftwerks nach einem kompletten Lebenszyklus getroffen werden. Ein Auszug der Ergebnisse dieser Untersuchung ist in Abbildung 3.4 dargestellt, wo die Gesamtschädigung und die jeweiligen Anteile durch Kriechen und Ermüdung für die Ein- und Austrittssammler der Überhitzerstufen drei und vier aufgetragen sind. Erkennbar ist, dass je nach Sammler eine Gesamtschädigung von etwa 35 bis 40 % gegeben ist. Darüber hinaus lässt sich feststellen, dass die Kriechschädigung in den Sammlern der letzten Überhitzerstufe stärker ausgeprägt sind, was darauf zurückzuführen ist, dass dort die höchsten Temperaturen herrschen.

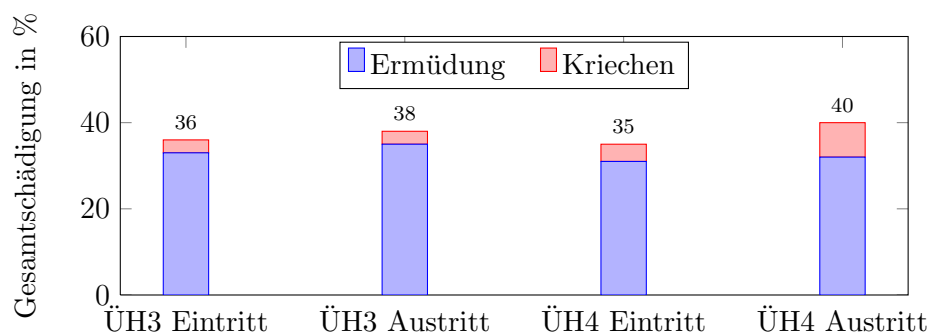


Abbildung 3.4: Simulativ ermittelte Gesamtschädigungen verschiedener Sammler in einem Kraftwerkslebenszyklus (nach Schuhbauer u. a. 2011)

Neben der simulativen Untersuchung der Gesamtschädigung wurde von Schuhbauer und seinen Mitarbeitern auch eine Sensitivitätsanalyse der Sammlerschädigungen bezüglich ihrer Geometrie vorgenommen (Schuhbauer u. a. 2011). Hierbei wurden der Innen- sowie der Außendurchmesser der Sammler unabhängig voneinander variiert und mittels Simulation der Einfluss dieser Änderungen auf die Gesamtschädigung untersucht. Die Ergebnisse dieser Analysen für den Austrittssammler der Überhitzerstufe drei beziehungsweise vier sind in den Abbildungen 3.5a beziehungsweise 3.5b dargestellt. Betrachtet man zunächst die Ermüdungsschäden, so fällt auf, dass beim Austrittssammler des Überhitzers drei (Abbildung 3.5a) bei geringerer Wandstärke (also bei größerem Innendurchmesser und kleinerem Außendurchmesser) die Ermüdungsschädigungen geringer werden. Dies ist dadurch erklärbar, dass bei geringerer Wandstärke die resultierenden thermischen Spannungen bei Lastwechseln geringer ausfallen. Aufgrund der mit der Verringerung der Wanddicke einhergehenden Strukturschwächung ist allerdings die Schädigung durch Kriechmechanismen zu verzeichnen, die gegenüber der herabgesetzten Ermüdungsschädigung jedoch relativ gering sind. Insgesamt scheint dieser Einfluss der Geometrie auf die Ermüdungsschäden beim Überhitzer vier jedoch deutlich geringer zu sein (Abbildungen 3.5). Vielmehr sind hier die Kriechschäden

aufgrund der höheren Temperaturen wesentlich bedeutender, die sich infolge von herabgesetzten Wandstärken stärker ausprägen. Ein anderer Grund hierfür ist, dass am Überhitzer vier ein anderer Werkstoff zur Anwendung kam als bei Überhitzer drei (Schuhbauer u. a. 2011).

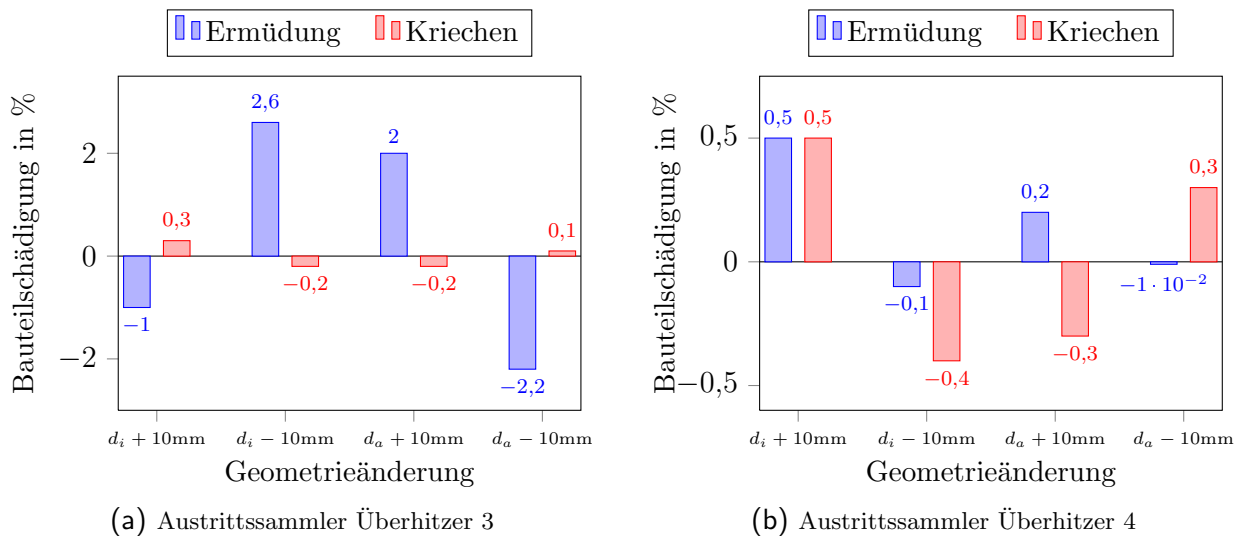


Abbildung 3.5: Geometrieabhängigkeit von Kriech- und Ermüdungsschädigungen in Austrittssammlern (nach Schuhbauer u. a. 2011)

Neben der Berechnung der eigentlichen Schädigungen ist es natürlich auch möglich, die gleichen Methoden zur Online-Berechnung und -Überwachung von thermischen Spannungen in dickwandigen Bauteilen anzuwenden. Dies kann große Vorteile gegenüber der üblichen Differenztemperatur-Messung bieten, bei der mithilfe von mindestens zwei Thermoelementen in verschiedenen Bereichen der Wanddicke die Temperaturen gemessen und verglichen werden, was Rückschlüsse auf die vorliegenden thermischen Spannungen erlaubt. Diese beiden Verfahren wurden von Lausterer miteinander verglichen (Lausterer 1997). Ein Auszug seiner Ergebnisse ist in Abbildung 3.6 gegeben. In dieser ist der mit der Differenztemperatur-Messung vorhergesagte Temperaturverlauf über die Wanddicke dem (im Rahmen numerischer Genauigkeit) exakten aus der Berechnung gegenübergestellt (Lausterer 1997). Anhand der Abbildung ist gut erkennbar, dass die Messungen der Temperaturen nur eine verzögerte Abschätzung der Temperaturunterschiede und somit der thermischen Spannungen liefern. Dies ist insbesondere dadurch zu begründen, dass Thermoelemente nicht direkt an die Innenwand des Bauteils angebracht werden können, da die hierfür nötigen Bohrung die Strukturintegrität zerstören würden. Das führt dazu, dass Änderungen in der Temperatur der Innenwand erst über Wärmeleitung zu dem Messpunkt gelangen. Eine weitere Konsequenz ist, dass Temperaturspitzen nur gedämpft erfasst werden können und Gradienten bei diesem Verfahren nur relativ schwach abbildbar sind. Dementsprechend ist die Online-Berechnung eine interessante Alternative zur Differenztemperatur-Messung, die eine wesentlich genauere Spannungsabschätzung gewährleistet. Dies birgt große Vorteile beim Anfahren und beim Lastwechseln, da mit der genauen Kenntnis der thermischen Spannungen in kritischen Bauteilen die Lastwechsel entsprechend besser abgefahren werden können. Nach Lausterer ist dieses Verfahren beispielsweise von Siemens im Großkraftwerk Mannheim implementiert worden, was im Anfahrprozess Brennstoffersparnisse von 20 bis 50% erbracht hat (Lausterer 1997).

### 3.3 Simulation von Konzepten zur Bereitstellung von Regelleistung

Da infolge steigender Einspeisung regenerativer Energien auch die Netzstabilität zunehmend volatil wird, ist konventionellen Energieerzeugungsanlagen mehr und mehr die Aufgabe der Netzregelung auferlegt.

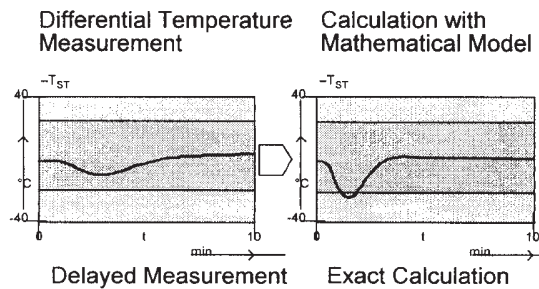


Abbildung 3.6: Gegenüberstellung von Differenztemperatur-Messung und Berechnung der Temperaturverteilung in dickwandigen Bauteilen (Lausterer 1997)

Dies ist für einen ordnungsgemäßen Betrieb des internationalen Stromnetzes essentiell, da bereits bei relativ geringen Abweichungen von der Nennfrequenz des Netzes (in Europa 50 Hz) Schäden bei elektrischen Anlagen entstehen können.

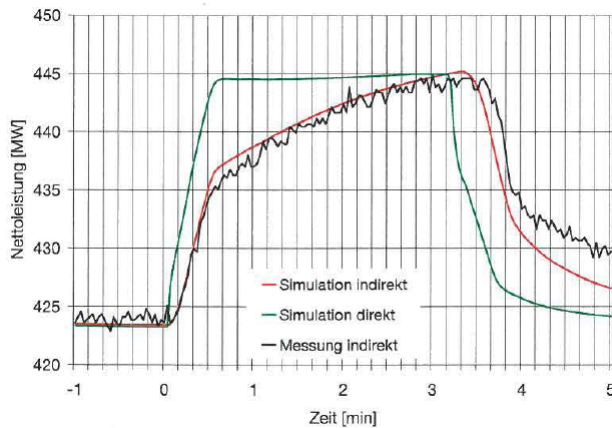
Im Rahmen von dynamischen Simulationen zur Flexibilisierung von konventionellen Kraftwerken sind in der Literatur gewisse Betriebsstrategien untersucht worden, die den Netzregelbetrieb zum Ziel haben. Darunter wird die Bereitstellung von Regelleistung zur Erhaltung der Netzstabilität verstanden. Diese kann auf verschiedene Arten erfolgen. Insbesondere wird hierbei unter anderem zwischen Primär- und Sekundärregelleistung unterschieden. Primärregelung bezeichnet die Bereitstellung von Regelleistung von mindestens  $\pm 2\%$  der Anlagennennlast zur Erhaltung der Netzfrequenz von 50 Hz. Diese Netzdienstleistung ist nötig, um bei Störfällen die Balance von Leistungsangebot und -nachfrage innerhalb weniger Minuten wieder herzustellen und so das Netz stabil zu halten. Die Sekundärregelleistung hingegen bezeichnet diejenige Leistung, die von Anlagen zur Verfügung gestellt werden muss, um akuten Störfällen etwas zeitverzögert nachzufahren und somit die durch Primärregelung gebundene Anlagenleistung wieder zu entbinden (Zehntner 2009). Dieser Vorgang ist somit weniger zeitkritisch als die Bereitstellung von Sekundärregelleistung. Neben der Bereitstellung von Regelleistung gibt es auch noch andere Netzdienstleistungen, wie beispielsweise das Angebot von Blindleistung. Zu beachten ist, dass die herkömmliche Methode zur Laständerung, nämlich das Erteilen eines Feuerbefehls an das Zuteiler-, Mahl- und Feuerungssystem, viel zu träge ist um den Anforderungen der Netzregelung nachzukommen. Daher sind für diese Zwecke gesonderte Maßnahmen erforderlich, auf deren simulative Untersuchungen im Folgenden näher eingegangen werden soll.

Zehntner hat simulationsgestützte Untersuchungen zur optimalen Bereitstellung von Netzregelleistung angestellt (Zehntner 2009). Hierzu wurden verschiedene Konzepte analysiert, wobei die kommerzielle Software APROS zum Einsatz kam.

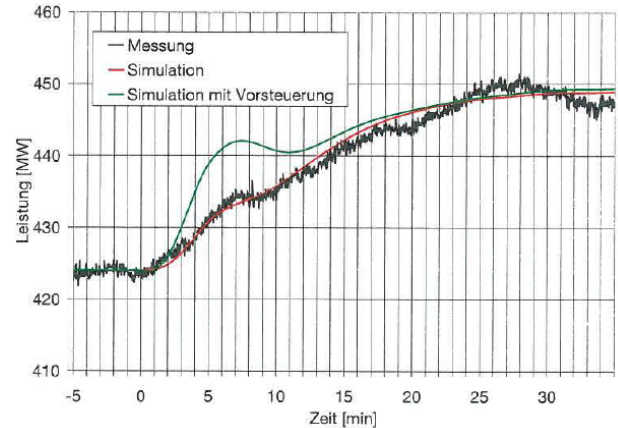
Im Falle des Primärregelbedarfs wurde einerseits die Möglichkeit der permanenten Androsselung des Dampferzeugers identifiziert. Diese ermöglicht ein schnelles Ausspeichern von zusätzlichem Dampf aus dem Kessel und somit eine kurzfristige Erhöhung der Anlagenleistung. Allerdings führt dieser Betrieb zu einer permanenten Entropieerhöhung des Mediums infolge Drosselung und somit zu Wirkungsgradnachteilen. Dieser gravierende Nachteil führte zur Favorisierung einer alternativen Betriebsstrategie zur Bereitstellung von Primärregelleistung, dem sogenannten *Kondensatstopp* (Zehntner 2009). Dieser kann direkt oder indirekt erfolgen und wurde mithilfe von Simulationen ausführlich von Zehntner untersucht. Die Ergebnisse der Simulationen sind in Abbildung 3.7a dargestellt.

Im Falle des indirekten Kondensatstopps werden die Kondensatregelventile beziehungsweise die Kondensatpumpen so geregelt, dass wasserseitig eine stark reduzierte – oder sogar gar keine – Durchströmung durch die Niederdruck-Vorwärmer gegeben ist (Zehntner 2009). Dies führt mit kurzer zeitlicher Verzögerung<sup>4</sup> zu einer verringerten Dampfkondensation in den Vorwärmern und somit zu geringeren An-

<sup>4</sup> Die thermische Trägheit der Niederdruck-Vorwärmer ist aufgrund der kleinen Wandstärken gering (Zehntner 2009).



(a) Kondensatstopp-Betrieb zur Primärregelung



(b) Speisewasservorsteuerung zur Sekundärregelung

Abbildung 3.7: Simulation und Messung von Betriebsstrategien zur Bereitstellung von Primär bzw. Sekundärregelenergie (Zehntner 2009)

zapfmassenströmen. Infolgedessen kann über einen begrenzten Zeitraum mehr elektrische Leistung in den Turbinen erzeugt werden. Hierfür ist kein apparativer Mehraufwand, sondern lediglich eine Anpassung in der Leit- und Regelungstechnik nötig. Der indirekte Kondensatstopp ist allerdings nur über einen relativ kurzen Zeitraum von etwa drei Minuten durchführbar, da durch den stark verringerten Kondensatmassenstrom der Speisewasserbehälter leergefahren wird (Zehntner 2009). Wird der Kondensatstopp-Betrieb weiter durchgeführt, kann es aufgrund zu geringer Speisewassermassenströme zu Kesselschäden kommen. Hinzu kommt, dass das Zeitverhalten der Leistungssteigerung anfangs träge ist, was der großen thermischen Trägheit des Speisewasserbehälters geschuldet ist (Zehntner 2009). In Abbildung 3.7a sind neben den Simulationsergebnissen auch entsprechende Messungen für den indirekten Kondensatstopp-Betrieb aufgetragen, die eine gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen zeigen.

Gegenüber dem indirekten Kondensatstopp wurde auch der direkte untersucht. Im Vergleich zur zuvor erläuterten Variante wird hier zusätzlich eine dampfseitige Absperrung der Niederdruck-Vorwärmer und eventuell auch des Speisewasserbehälters vorgenommen. Hierdurch kann die anfängliche Trägheit des indirekten Kondensatstopps wesentlich verbessert werden, was kurzfristig sehr schnelle Lastwechsel erlaubt. Allerdings wird wegen der fehlenden Dampfzuströmung in den Speisewasserbehälter dieser noch schneller leergefahren, sodass der direkte Kondensatstopp-Betrieb etwas kürzer aufrechtzuerhalten ist als der indirekte (Zehntner 2009). In Abbildung 3.7a ist erkennbar, dass aufgrund dieses Nachteils der direkte Kondensatstopp etwa 30 Sekunden kürzer fahrbar ist als die indirekte Variante. Zu beachten ist, dass beim direkten Kondensatstopp verschiedene Kombinationen von Dampfabspernungen möglich sind, die von Zehntner analysiert wurden (Zehntner 2009). Als Ergebnis konnte gewonnen werden, dass der größte Mehrgewinn an Dynamik das dampfseitige Abschließen des Speisewasserbehälters darstellt, da dieser eine wesentlich größere thermische Trägheit als die Niederdruck-Vorwärmer aufweist (Zehntner 2009). Im Gegensatz zum indirekten Kondensatstopp sind hierbei allerdings zusätzliche Ventile in den Anzapfleitungen nötig.

Während der soeben vorgestellte Kondensatstopp-Betrieb vornehmlich zur Primärregelung geeignet ist, wurde zur Bereitstellung von Sekundärregelenergie die sogenannte *Speisewasservorsteuerung* von Zehntner untersucht (Zehntner 2009). Hierbei handelt es sich um eine Regelstrategie, bei der die Speisewasserregelung beeinflusst wird, indem der Enthalpiesollwert am Verdampferaustritt dynamisch angepasst wird (Zehntner 2009). Dies kann gerade so erfolgen, dass bei einer Lasterhöhung der Speisewassermassenstrom schneller erhöht wird, als es die (träge) zunehmende Feuerungsleistung rechtfertigen würde. In der Folge wird Dampferzeuger kurzfristig überspeist und somit zusätzlichen Frischdampf erzeugt. Hierdurch

---

kann eine Sekundärregelung erreicht werden (Zehntner 2009). Zu beachten ist bei dieser Betriebsstrategie allerdings, dass die Überspeisung des Dampferzeugers nur soweit erfolgen darf, dass die Frischdampfparameter konstant bleiben, um eine zusätzliche Bauteilermüdung durch Spannungswechselbeanspruchung zu vermeiden<sup>5</sup> und auch sonst keine Gefährdung des Dampferzeugers und anderer Komponenten entsteht.

Die Simulationsergebnisse Zehntners für eine Laständerung der untersuchten Anlage von etwa 424 MW auf 450 MW sind in Abbildung 3.7b gleichsam für den Betrieb mit und ohne Speisewasservorsteuerung aufgetragen. Erkennbar ist, dass mit Vorsteuerung des Speisewassermassenstroms innerhalb der ersten zehn Minuten eine deutlich höhere Dynamik erreichbar ist. Bereits nach etwa drei Minuten steht gegenüber dem Fall ohne Vorsteuerung eine zusätzliche Leistung von etwa 1,5 % der Anlagennennlast für den Zeitraum von etwa fünf Minuten zur Verfügung (Zehntner 2009).

---

### 3.4 Simulation des Teillastbetriebs und von Lastwechseln

---

Durch die steigende Einspeisung regenerativer Energien in das deutsche Stromnetz werden, wie in Abschnitt 1.1 bereits ausführlicher dargelegt wurde, die konventionellen Energieerzeugungsanlagen auch zunehmend in ein Lastregime gezwungen, das von vielen Lastwechseln gekennzeichnet ist. Bis vor wenigen Jahren wurden Kraftwerke bei Ihrer Planung der Grund-, Mittel- oder Spitzenlast zugeordnet und dann für ihren Volllastpunkt hinsichtlich ihres Wirkungsgrades optimiert. Dies wird der sich aktuell entwickelnden Situation am Energiemarkt kaum noch gerecht, da auf wirkungsgradoptimierte, schnelle und gleichzeitig lebensdauerneutrale Lastwechsel in der klassischen Auslegung der Kraftwerke weniger Wert gelegt wurde (Kim u. a. 1999). Dementsprechend ist es von hohem Interesse, durch möglichst einfache Anpassung bestehender Anlagen die Lastwechselfähigkeit zu verbessern sowie Verbesserungspotenziale für neue Anlagen zu untersuchen. Hierfür bieten sich Simulationsstudien insbesondere auch aufgrund ihrer großen Flexibilität und Generizität an.

Im Rahmen umfangreicher Simulationen haben Heim und seine Mitarbeiter das Verhalten eines ALSTOM-Steinkohledampferzeugers im Lastwechselbetrieb untersucht (Heim u. a. 2010). Konkret handelte es sich bei dem analysierten Kessel um einen überkritischen, im Zwangsdurchlauf geschalteten Einzug-Dampferzeuger der 800/900MW-Klasse (Heim u. a. 2010). Als Simulationsprogramm kam APROS zum Einsatz. Zur Verbesserung der Laständerungsfähigkeit wurden unterschiedliche Strategien untersucht, deren Simulationsergebnisse im Folgenden erläutert werden sollen.

Zunächst wurde die sogenannte indirekte Feuerung und ihre Anwendbarkeit auf den vorliegenden Dampferzeuger untersucht. Diese Maßnahme umfasst eine Zwischenspeicherung gemahlener Kohle in Silos, sodass der Mahlprozess, der eine sehr hohe Trägheit aufweist, und die Verbrennung zeitlich entkoppelt werden (Heim u. a. 2010). Hierbei kann bei einem Feuerungsbefehl direkt die bereits gemahlene Kohle aus dem Silo ausgespeichert werden, während die das träge Mühlensystem dem Feuerungsbefehl nachfährt. Dies verspricht eine Verbesserung der Dynamik des Dampferzeugers. Das Prinzip der indirekten Feuerung wurde von Heim und seinen Mitarbeitern modelliert und simuliert. Abbildung 3.8 zeigt die entsprechenden Simulationsergebnisse für einen exemplarischen Lastwechsel, wobei der Frischdampfmassenstrom repräsentativ für den Lastzustand über der Zeit aufgetragen ist.

Erkennbar ist, dass die indirekte Feuerung eine wesentlich schnellere Dynamik beim Lastwechsel ermöglicht. Diese schnelle Leistungsbereitstellung kann je nach Netzanforderung auch als Regelleistung am Regelmarkt vertrieben werden, was wirtschaftliche Vorteile für das Kraftwerk bietet. Allerdings muss festgehalten werden, dass der Zwischensilo und mit ihm einhergehende Anlagentechnik zusätzliche Investitionskosten verursacht. Diese können sich aber am zukünftigen Energiemarkt unter Umständen auszahlen, wenn sie dazu führen, dass die Anlage aufgrund ihrer erhöhten Lastwechselfähigkeit häufiger vom Lastverteiler angefordert wird. Hinzu kommt, dass der Zwischenspeicher relativ klein gehalten

---

<sup>5</sup> Dies lässt sich innerhalb gewisser Grenzen mit Änderungen in den Einspritzmassenströmen bewerkstelligen, wie Zehntner mithilfe von Simulationen belegen konnte (Zehntner 2009).

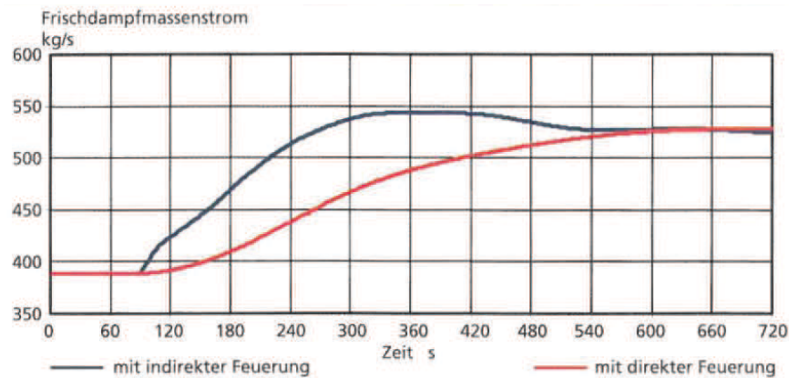


Abbildung 3.8: Vergleich von Lastwechseln eines Steinkohledampferzeugers mit und ohne indirekte Feuerung (Heim u. a. 2010)

werden kann, da er nur zum Ausgleich der trägen Dynamik der Mühlenanlage und der schnellen Lastanforderung ausgleichen soll (Heim u. a. 2010).

Als eine alternative Möglichkeit zur Verbesserung der Laständerungsfähigkeit wurde von Heim eine Kombination von Speisewasservorsteuerung und Brennstoff-Übersteuerung analysiert (Heim u. a. 2010). Die Speisewasservorsteuerung wurde bereits in Abschnitt 3.3 im Rahmen der Erzeugung zusätzlicher Leistung zur Regelenergiebereitstellung erläutert. Die Brennstoff-Übersteuerung beinhaltet, wie der Name bereits vermuten lässt, eine übermäßige Brennstoffzufuhr zum Dampferzeuger, die über dem vom Brennstoffregler festgelegten Maß liegt. Beide Maßnahmen wurden in Kombination bei Lastwechseln simuliert. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Abbildung 3.9 dargestellt. Im linken Bereich der Abbildung ist der Frischdampfmassenstrom bei einem Lastwechsel von 90% auf 100% über die Zeit aufgetragen, wobei erkennbar ist, dass mit Speisewasservorsteuerung (hier auch Speisewasservorhalt genannt) und Brennstoffübersteuerung eine Verbesserung der Dynamik unter leichtem Überschwingen erreichbar ist. Allerdings ist anzumerken, dass es bei Anwendung dieser Betriebsstrategie zu Temperaturstörungen im Dampferzeuger kommt, da vorübergehend das Verhältnis von Speisewasser-Massenstrom und Beheizung wegen des Eingriffs in die Brennstoff- und Speisewasserregelung<sup>6</sup> unausgeglichen ist (Heim u. a. 2010). Diese Temperaturstörungen sind im rechten Bereich von Abbildung 3.9 dargestellt. Zu erkennen ist, dass die Störungen relativ große Beträge von bis zu 6 °C erreichen und mit der Zeit nur langsam ausgegelt werden können.

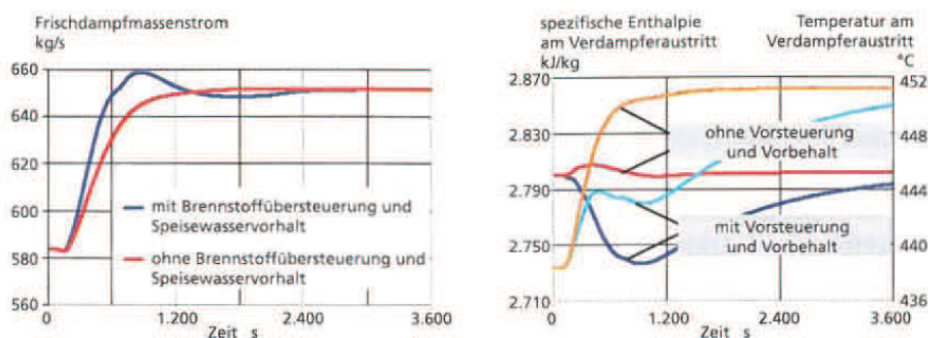


Abbildung 3.9: Vergleich der Lastwechseldynamik eines Steinkohledampferzeugers mit und ohne Brennstoffübersteuerung und Speisewasservorsteuerung (Heim u. a. 2010)

Als dritte Maßnahme zur Verbesserung der Anlagendynamik wurde eine simulative Regleroptimierung vorgenommen. Hierfür ist die Simulation ein sehr adäquates Mittel, da zeit- und kostensparend verschiedene Regelstrategien untersucht und optimale Regelparameter ermittelt werden können, wo-

<sup>6</sup> Dies geschieht im Zuge der Speisewasservorsteuerung und Brennstoffübersteuerung

für während der Inbetriebnahmephase neuer Anlagen oftmals nur wenig Zeit bleibt (Heim u. a. 2010). Beispielhaft wurde von Heim und seinen Mitarbeitern die Frischdampfthermostatische Regelung bei sprunghafter Änderung der Feuerungsleistung optimiert. Die Ergebnisse dieser Optimierung sind in Abbildung 3.10 dargestellt. Es ist klar erkennbar, dass vor der Optimierung die Frischdampfthermostatische Regelung etwa 1500 Sekunden lang einschwingt, wobei teilweise Temperaturdifferenzen von 6 °C vorliegen. Dieser Prozess ist nach der Optimierung wesentlich unproblematischer, wo der dynamische Vorgang nach etwa 500 Sekunden beendet ist und Temperaturänderungen von lediglich 1 bis 2 °C entstehen (Heim u. a. 2010). An diesem Beispiel wird ersichtlich, dass die simulative Regleroptimierung großes Potenzial zur Verbesserung der Prozessführung besitzt. Allerdings muss beachtet werden, dass im Rahmen der Simulation Stellglieder idealisiert wurden und zusätzlich die Mess-Signale in den Simulationen unverrauscht sind, sodass die Optimierungsergebnisse besser sein dürften, als in der Realität erreichbar (Heim u. a. 2010). Diese unrealistischen Idealisierungen können hingegen in APROS auch mit wenig Aufwand beseitigt werden: Hier sind Stellzeiten für Stellglieder sowie ein künstliches Rauschen in Mess-Signalen einstellbar und somit die Regelung unter realistischeren Bedingungen simulierbar.

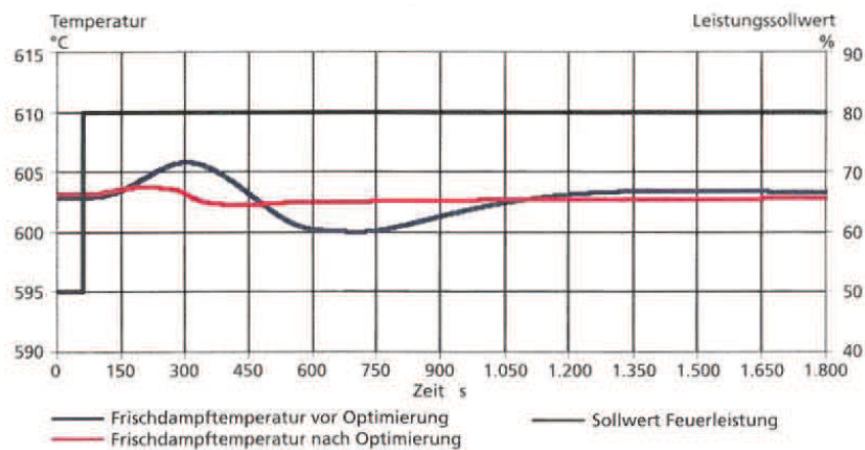


Abbildung 3.10: Ergebnis einer simulationsgestützten Regleroptimierung am Beispiel einer Frischdampfthermostatischen Regelung (Heim u. a. 2010)

---

## 4 Zusammenfassung und Ausblick

---

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war es, den aktuellen Stand der Forschung von dynamischen Simulationen zur Flexibilisierung konventioneller Anlagen aufzuzeigen. Hierzu ist einleitend die aktuelle Situation, in der sich die Energiebranche zur Zeit befindet, dargelegt worden. Daraus wurde deutlich, dass aufgrund zunehmender Einspeisung erneuerbarer Energien konventionelle Anlagen mehr und mehr in ein Lastregime verdrängt werden, das von einer hohen und nur schwer vorherzusehender Zahl von Lastwechseln geprägt ist. Für diese Betriebsweise sind hingegen diese Anlagen ursprünglich nicht ausgelegt worden, woraus die Notwendigkeit der Flexibilisierung von Bestandsanlagen und Neubauten folgt.

Für die Untersuchung verschiedener Technologien und Strategien zur Flexibilisierung der konventionellen Anlagen bietet sich insbesondere die dynamische Simulation aufgrund ihrer hohen Zeit- und Kosteneffektivität an. Aus diesem Grunde sind im Rahmen dieser Arbeit nach einer kurzen Einführung in die dynamische Simulation von Kraftwerken verschiedene Simulationstechniken und -ansätzen, die derzeit in der Literatur diskutiert werden, aufgegriffen, erläutert sowie exemplarisch anhand einiger bisheriger Simulationsergebnisse illustriert worden. Konkret handelte es sich um die dargestellten Ansätze um

- die simulative Optimierung von Anfährvorgängen,
- die Berechnung von transienten, thermischen Spannungen in dickwandigen Bauteilen und dem daraus folgenden Lebensdauerverbrauch per Simulation,
- die Simulation verschiedener Betriebsstrategien zur kurzfristigen Bereitstellung von Regelleistung für das elektrische Netz,
- Simulationen von Lastwechseln und Teillastbetrieb sowie
- die simulationsgestützte Regleroptimierung.

Anhand der vorgestellten Simulationsmethoden und -ergebnisse kann festgehalten werden, dass es bereits einiges Know-How und Simulationsprogramme zur dynamischen Kraftwerkssimulation zwecks Flexibilisierung gibt. Insbesondere die Berechnung von Bauteilschädigungen, die Analyse des dynamischen Verhaltens von Anlagen während Lastwechseln und Teillastfällen sowie Regleroptimierungen entsprechen dem heutigen Stand der Technik.

Grundlegend anders stellt sich die Situation jedoch im Bereich der simulativen Anfahr-optimierungen dar. Die Kopplung zwischen Simulation, Anlagenmodell und Optimierungsalgorithmus erzeugt eine hohe Komplexität des Problems, sodass es derzeit nur auf akademischer Ebene Versuche in diese Richtung gegeben hat, die größtenteils den Charakter eines proof of concept haben. Nichtsdestotrotz birgt diese Möglichkeit der Anlagenflexibilisierung ein sehr hohes Potenzial, sodass weitergehende Forschungsarbeiten in dieser Richtung von großem Interesse sind.



**Agora Energiewende 2012**

AGORA ENERGIEWENDE: *12 Thesen zur Energiewende*. Berlin, 2012

**Albanesi u. a. 2006**

ALBANESI, C. ; BOSSI, M. ; MAGNI, L. ; PADERNO, J. ; PRETOLANI, F. ; KUEHL, F. ; DIEHL, M.: *Optimization of the Start-up Procedure of a Combined Cycle Power Plant*. San Diego, 2006 (45th IEEE Conference on Decision & Control)

**Alobaid u. a. 2012**

ALOBAID, Falah ; PFEIFFER, Stefan ; EPPLE, Bernd ; SEON, Chil-Yeong ; KIM, Hyun-Gee: Fast start-up analyses for Benson heat recovery steam generator. In: *Energy* (2012), Nr. 46, S. 295–309

**Alobaid u. a. 2008**

ALOBAID, Falah ; POSTLER, Ralf ; STRÖHLE, Jochen ; EPPLE, Bernd ; KIM, Hyun-Gee: Modeling and investigation start-up procedures of a combined cycle power plant. In: *Applied Energy* (2008), Nr. 85, S. 1173–1189

**Alobaid u. a. 2009**

ALOBAID, Falah ; STRÖHLE, Jochen ; EPPLE, Bernd ; KIM, Hyun-Gee: Dynamic simulation of a supercritical once-through heat recovery steam generator during load changes and start-up procedures. In: *Applied Energy* (2009), Nr. 86, S. 1274–1282

**Bertini u. a. 2010**

BERTINI, Ilaria ; FELICE, Matteo de ; MORETTI, Fabio ; PIZZUTI, Stefano: *Start-up optimisation of a combined cycle power plant with multiobjective evolutionary algorithms*. 2010

**Bertini u. a. 2012**

BERTINI, Ilaria ; FELICE, Matteo de ; PANNICELLI, Alessandro ; PIZZUTI, Alessandro: Optimizing the start-up operations of combined cycle power plants using soft computing methods. In: *Logic Journal of the IGPL* (2012), Nr. 20, S. 648–656

**Bockelie u. a. 2002**

BOCKELIE, Michael J. ; SWENSEN, David A. ; DENISON, Martin K. ; SAROFIM, Adel F.: A Computational Workbench Environment For Virtual Power Plant Simulation. In: *Reaction Engineering International* (2002)

**Bracco 2010**

BRACCO, Stefano: Simulation Models of Steam Drums Based on the Heat Transfer Equations. In: *Applied Mathematical Sciences* (2010), Nr. 74, S. 3687–3712

**Bracco 2012**

BRACCO, Stefano: *Dynamic simulation of combined cycles operating in transient conditions: an innovative approach to determine the steam drums life consumption*. Italy, 2012 (25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems)

**Buchenhorst u. Scheffler 2010**

BUCHENHORST, Daniel ; SCHEFFLER, Sven: *INTELLIGON© - Dynamische Prozess-Simulation: Simulationsgestützte Entwicklung eines Blockregelungssystems für eine GuD-Neubauanlage*. Dresden, 2010 (42. Kraftwerkstechnisches Kolloquium)

---

**Casella u. a. 2011a**

CASELLA, F. ; FARINA, M. ; RIGHETTI, F. ; SCATTOLINI, R. ; FAILLE, D. ; DAVELAAR, F. ; TICA, A. ; GUEGUEN, H. ; DUMUR, D.: *An optimization procedure of the start-up of Combined Cycle Power Plants*. Milano, 2011 (18th IFAC World Congress)

**Casella 2002**

CASELLA, Francesco: *Case Studies in O-O Modelling of Power Plants*. Milano, 2002

**Casella u. a. 2011b**

CASELLA, Francesco ; DONIDA, Filippo ; AKESSON, Johann: *Object-Oriented Modeling and Optimal Control: A Case Study in Power Plant Start-Up*. Milano, 2011 (18th IFAC World Congress)

**Casella u. Leva 2003**

CASELLA, Francesco ; LEVA, Alberto: Modelica open library for power plant simulation: design and experimental validation. In: FRITZSON, Peter (Hrsg.): *Proceedings of the 3rd International Modelica Conference*, 2003

**Casella u. Pretolani 2006**

CASELLA, Francesco ; PRETOLANI, Francesco: *Fast Start-up of a Combined-Cycle Power Plant: a Simulation Study with Modelica*. Italy, 2006 (The Modelica Association)

**Chaibakhsh u. Ghaffari 2008**

CHAIBAKHSH, Ali ; GHAFFARI, Ali: Steam turbine model. In: *Simulation Modelling Practice and Theory* (2008), Nr. 16, S. 1145–1162

**EEX 2013**

EEX, European Energy E.: *EEX-Transparenzplattform*. <http://www.transparency.eex.com/de/>. Version: 2013

**Epple u. Leithner 2012**

EPPLE, Bernd ; LEITHNER, Reinhard: *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*. 2. Wien : Springer, 2012. – ISBN 3709111811

**Ernst 2009**

ERNST, Bernhard: *Quantitative Angaben zur Fluktuation des Winddargebots in Deutschland*. Kassel, 2009

**Flynn 2003**

FLYNN, Damian: *IEE power and energy series*. Bd. 43: *Thermal power plant simulation and control*. London : Institution of Electrical Engineers, 2003. – ISBN 0852964196

**Franke u. a. 2003**

FRANKE, Rüdiger ; RODE, Manfred ; KRÜGER, Klaus: *On-line Optimization of Drum Boiler Start-up*. Linköping and Sweden, 2003 (3rd International Modelica Conference)

**Giglio 2004**

GIGLIO, Robert: Dynamic Model of Italy's Progetto Energia Cogeneration Plants Aims to Dynamic Model of Italy's Progetto Energia Cogeneration Plants Aims to Better Predict Plant Performance, Cut Start-up Costs: Foster Wheeler Development Corporation. (2004)

**Heim u. a. 2010**

HEIM, Michael ; FERRAND, Thomas ; KLUGER, Frank: Simulation der Dynamik von Steinkohle-dampferzeugern beim Anfahren, im Lastbetrieb und bei Betriebsstörungen. In: *42. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*. 2010, S. 601–703

---

**Jüdes u. a. 2009**

JÜDES, Marc ; VIGERSKE, Stefan ; TSATSARONIS, George: *Optimization of the Design and Partial-Load Operation of Power Plants Using Mixed-Integer Nonlinear Programming*. 2009

**Kim u. a. 1999**

KIM, T. S. ; LEE, D. K. ; RO, S. T.: Analysis of thermal stress evolution in the steam drum during start-up of a heat recovery steam generator. In: *Applied Thermal Engineering* (1999), Nr. 20, S. 977–992

**Krüger u. a. 2001**

KRÜGER, Klaus ; RODE, Manfred ; FRANKE, Rüdiger: Optimal control for fast boiler start-up based on a nonlinear model and considering the thermal stress on thick-walled components. In: *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Control Applications*. Mexiko Stadt, 2001, S. 570–576

**Lausterer 1997**

LAUSTERER, G.K.: On-Line thermal stress monitoring using mathematical models. In: *Control Eng. Practice* (1997), Nr. 5, S. 85–90

**Lind u. a. 2012**

LIND, A. ; SÄLLBERG, E. ; VELUT, S. ; GALLARDO YANCES, S. ; AKESSON, J. ; LINK, K.: Start-up Optimization of a Combined Cycle Power Plant. In: *Proceedings of the 9th International Modelica Conference*, 2012

**Lind u. Sällberg 2012**

LIND, Alexandra ; SÄLLBERG, Elin: *Optimization of the Start-up Procedure of a Combined Cycle Power Plant*. Lund, Lund University, Diss., 2012

**Lu 1999**

LU, S.: Dynamic modelling and simulation of power plant systems. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* Bd. 213. 1999, S. 7–22

**Meinke u. a. 2011**

MEINKE, Sebastian ; GOTTELT, Friedrich ; MÜLLER, Martin ; HASSEL, Egon: Modeling of Coal-Fired Power Units with ThermoPower Focussing on Start-Up Process. In: *Proceedings of the 8th International Modelica Conference*, 2011, S. 353–364

**Pies u. Ozana 2011**

PIES, Martin ; OZANA, Stepan: *Modeling, simulation and design of control circuit for flexible energy system in Matlab & Simulink*. Ostrava, VSB-Technical University of Ostrava, Diss., 2011

**Ponweiser 1997**

PONWEISER, Karl: *Fortschritt-Berichte VDI Reihe 6, Energietechnik*. Bd. 378: *Numerische Simulation von dynamischen Strömungsvorgängen in netzwerkartigen Rohrkonstruktionen: Techn. Univ., Habil.-Schr.-Wien*. Als Ms. gedr. Düsseldorf : VDI-Verl, 1997. – ISBN 3–18–337806–X

**Prabucki u. a. 2011**

PRABUCKI, Marc-Hendrik ; DÖHLE, Christian ; BUCHENHORST, Daniel: Dynamic simulation as a part of engineering: Test and optimization of a new control concept for a combined cycle power plant. (2011)

**Prabucki u. a. 2010**

PRABUCKI, Marc-Hendrik ; SCHEFFLER, Sven ; BUCHENHORST, Daniel: Simulationsgestütztes Engineering zur Minimierung von Risiken bei der Einführung neuer Konzepte und Verfahren: Ein

---

Erfahrungsbericht vom Neubauprojekt GuD-Kraftwerk Papierfabrik Plattling. In: *VGB Power-Tech* (2010), Nr. 10, S. 72–76

**Riemenschneider 1989**

RIEMENSCHNEIDER, Gert: *Analyse der Anlagendynamik eines steinkohlebefeuerten Großdampferzeugers mit vorgeschalteter Gasturbine*. Düsseldorf, Univ, Diss., 1989

**Righetti 2010**

RIGHETTI, Fabio: *Control and optimization of the start-up of a combined cycle power plant*. Milano, TU Milano, Diss., 2010

**Salehi u. a. 2008**

SALEHI, A. ; SEIFI, A. R. ; SAFAVI, A. A.: Combined-Cycle Plant Simulation Toolbox for Power Plant Simulator. In: *The Pacific Journal of Science and Technology* (2008), Nr. 9, S. 97–109

**Schimon u. a. 2006**

SCHIMON, René ; SIMIC, Dragan ; HAUMER, Anton ; KRAL, Christian ; PLAINER, Markus: *Simulation of Components of a Thermal Power Plant*. 2006 (The Modelica Association)

**Schuhbauer u. a. 2011**

SCHUHBAUER, Christian ; TSCHAFFON, Helmut ; KLUGER, Frank ; SPLIETHOFF, Hartmut: Transiente Berechnung thermomechanischer Schädigung dickwandiger Bauteile im 700Â°C-Kraftwerk durch Anfahrvorgänge. In: *43. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*, 2011, S. 683–697

**Tica u. a. 2011**

TICA, A. ; GUÉGEN, H. ; DUMUR, D. ; FAILLE, D. ; DAVELAAR, F.: *Start-Up of Combined Cycle Power Plants*. Milano, 2011 (IFAC World Congress)

**Walter 2001**

WALTER, Heimo: *Modellbildung und numerische Simulation von Naturumlaufdampferzeugern*. Düsseldorf, Techn. Univ, Diss., 2001

**Walter 2006**

WALTER, Heimo: *Ein Beitrag zur statischen und dynamischen Stabilität von Naturumlaufdampferzeugern*. Düsseldorf, Techn Univ, Diss., 2006

**Zehrtner 2009**

ZEHTNER, Wolfgang F.: *Betriebsoptimierung von Steinkohlekraftwerken durch Simulation*. München and München, Techn. Univ, Diss., 2009