

Stand der Technologieentwicklung bei solar-hybriden Gasturbinensystemen

Uwe Gampe, Manfred Freimark, Stefano Giuliano, Sven Boje, Reiner Buck, Christian Felsmann, Stephan Heide, Michael Puppe, Ulrich Langnickel und Oliver Lammel

Abstract

Status of technology development of solar-hybrid gas-turbine systems

Solar tower power plants with primary feed-in of high-temperature solar heat to the gas turbine cycle with fluid temperature of nearly 1,000 °C represent a promising technology for future solar thermal power plants. This is due to their achievable annual net efficiency, costs of electricity and low carbon dioxide emissions. In addition, low water consumption and hybrid concept of solar and thermo-chemical heat input are benefits in comparison with state-of-the-art CSP technology.

The joint research project HYGATE – Hybrid High Solar Share Gas Turbine Systems, which was state-subsidised by the German Federal Ministry of Economics and Technology and the Ministry for Environment, Nature and Nuclear Safety delivered essential findings and results. A selection of which is presented in this article. However, there are still significant development needs with regard to solar and power plant components and their system integration.

This article highlights requirements to gas turbine technology and approaches to adapt robust and proven gas turbines to solar hybrid operation. In addition aspects of system integration and behaviour will be addressed.

Einleitung

In solarthermischen Kraftwerken (Concentrating Solar Power (CSP)-Kraftwerken) dient die solare Direktnormalstrahlung (DNI: Direct Normal Irradiation) als Wärmequelle für einen thermodynamischen Kreisprozess. Somit handelt es sich um Kraftwerke für Regionen mit hoher solarer Direktstrahlung ($> 1.500 \text{ kWh/m}^2\text{a}$). Aufgrund hoher Konzentration der Strahlung in den Solarkollektoren erreichen Solarturmkraftwerke höhere Systemwirkungsgrade als Solarkraftwerke mit Parabolrinnen. Das Maximum des Systemwirkungsgrades eines Solarturmkraftwerks liegt bei einer maximalen Prozesstemperatur von rund 1.000 °C, z. B. [1]. Da dieses Temperaturniveau bei Dampfkreisprozessen nicht erreicht werden kann, erscheint es sinnvoll, die Hochtemperatur-Solarwärme primär in einen Gasturbinenprozess einzuspeisen. Dies geschieht durch externe Aufheizung der aus dem Verdichter austretenden Luft einer Gasturbinenanlage (GTA). Durch die seriell oder parallel zur Solarwärmeeinspeisung angeordnete Brennkammer (Bild 1) kann ein derartiges solar-hybrides Gasturbinensystem eine bedarfsgerechte Stromerzeugung ohne Back-up-Erzeugereinheiten auch bei jahres- und tageszeitlichen Schwankungen des Solarwärmeangebots gewährleisten.

Entwicklungsstand solar-hybrider GT-Systeme

Im Rahmen einer Vorstudie zur Konzeptentwicklung für solar-hybride, kombinierte Gas-Dampf-Kraftwerke (SHCC®: Solar Hybrid Combined Cycle) [2] wurden

SHCC-Prozessführungs- und Aufstellungsvarianten im Leistungsbereich 30 MW_{el} auf Basis der kommerziell verfügbaren MAN-Gasturbine THM 1304 entwickelt und untersucht. Im Falle der Prozesse mit direkter Aufheizung der Verdichterendluft in den Receivern handelte es sich um Konfigurationen mit zwei Gasturbinen (GT) und einer Dampfturbine (DT) (2+1-Konfiguration). Im Falle der indirekt beheizten solar-hybriden Gasturbine mit Zwischenschaltung eines Wärmeträgerkreislaufes und Einbindung der Solarwärme sowohl in den GT- wie auch in den DT-Prozess wurde eine 1+1-Konfiguration betrachtet. Auf Basis der Stromgestehungskosten konnte gezeigt werden, dass die untersuchten solar-hybriden GT-Prozesse im Vergleich zu den solarthermischen Benchmark-Prozessen (Parabolrinnen- und Solarturmkraftwerk) wettbewerbsfähig sind. Neben der Ermittlung zu erwartender Investitionskosten wurden hierfür realistische Jahresertragsrechnungen durchgeführt.

Es wurde aber auch erkannt, dass die weitere Technologieentwicklung darauf ausgerichtet werden muss, die spezifischen CO₂-Emissionen der Hybridtechnologie zu minimieren, um die Vorteile der Technologie auch gegenüber dem gegenwärtigen Entwicklungsstand der Gasturbinentechnologie überzeugend darzustellen. Dazu ist es erforderlich, den Solaranteil am gesamten zugeführten Wärmestrom, d.h. den sog. Solar share γ zu erhöhen.

$$\gamma = \frac{\dot{Q}_{\text{sol}}}{\dot{Q}_{\text{sol}} + \dot{Q}_f}$$

Dies kann einerseits dadurch erfolgen, dass der thermo-chemische Anteil \dot{Q}_f im Designpunkt auf das Minimum reduziert

Autoren

Prof. Dr.-Ing. Uwe Gampe
Dipl.-Ing. Christian Felsmann
Dr.-Ing. Stephan Heide
Technische Universität Dresden
Dresden, Deutschland

Dr.-Ing. e.h. Manfred Freimark
Dipl.-Ing. Ulrich Langnickel
VGB PowerTech e.V.
Essen, Deutschland

Dipl.-Ing. Stefano Giuliano
Dr.-Ing. Reiner Buck
Dipl.-Ing. Michael Puppe
Dr. rer. nat. Oliver Lammel
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
Stuttgart, Deutschland

Dipl.-Ing. Sven Boje
MAN Diesel & Turbo SE
Oberhausen, Deutschland

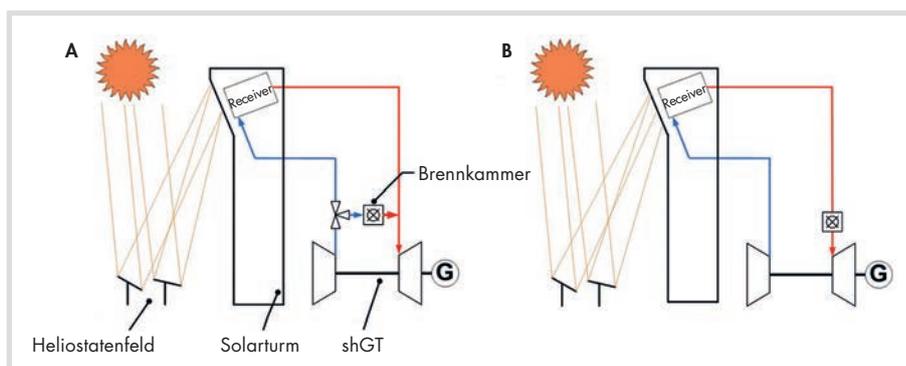


Bild 1. Solar-hybrides Gasturbinensystem mit Parallelschaltung (A) und Reihenschaltung (B) von Receiver und Brennkammer ohne Darstellung des Wärmespeichers und des nachgeschalteten Dampfkreisprozesses.

Tab. 1. Überblick über Versuchsanlagen mit solar-hybriden Gasturbinen in Europa.

Projekt	Jahr	Leistung	Beiträge zur Technologieentwicklung	Bemerkungen
SOLGATE	2001	250 kW _e	Experimenteller Nachweis für Receiverbetrieb mit 900 °C	Mikro-GT mit Wirkungsgrad ≈ 18 %
SOLHYCO	2006	100 kW _e	Solar-hybride Gasturbine mit Biobrennstoff (GT-System zu 100 % auf erneuerbarer Energie basierend)	Mikro-GT, Receivertemperatur 800 °C
SOLUGAS	2008	4.600 kW _e	Technologie-Upscaling gegenüber Mikro-GT (Receiver, Gasturbine)	Niedriger Solar share, Brennkammer-Eintrittstemperatur 650 °C
PEGASE	2009	1.400 kW _e	Technologie-Upscaling gegenüber Mikro-GT	Receivertemperatur 750 °C, GT-Wirkungsgrad ≈ 24 %
OMSOP	2013	15 kW _e	Solar-dish-System	Sehr kleine GT-Leistung, Wirkungsgrad ≈ 14 %

wird, das durch den stabilen Betrieb der Brennkammer im Hybridbetrieb gesetzt ist. Damit wird die Gasturbine bei maximalem Solarwärmeangebot mit einer abgesenkten Turbineneintrittstemperatur betrieben, die annähernd der erreichbaren Receiver-Austrittstemperatur entspricht. Beim Stand der Technik kann von einer Receiver-Austrittstemperatur von rund 950 °C ausgegangen werden. Eine weitere Maßnahme zur Erhöhung des Solar share γ stellt die Integration eines Hochtemperatur-Wärmespeichers dar, mit dem die Betriebszeit ohne Feuerung bei fehlendem Solarwärmeangebot verlängert werden kann. Die in [2] durchgeführten Arbeiten zur Technologieentwicklung bildeten die Grundlage für die Fortführung im Forschungsprojekt *HYGATE – Hybrid High Solar Share Gas Turbine Systems* [3], über die an dieser Stelle berichtet wird.

Wesentliche Beiträge zur Entwicklung der solar-hybriden Gasturbinentechnologie wurden darüber hinaus auch in anderen

Projekten geleistet, Tabelle 1. Diese Arbeiten dienten der Entwicklung insbesondere der solaren Anlagenkomponenten sowie der Untersuchung ihrer Systemintegration.

Auch außerhalb Europas wird an der Entwicklung der solar-hybriden GT-Technologie gearbeitet. 2009 erfolgte durch die Fa. AORA in Samar, Israel die Inbetriebnahme eines kleinen Turmkraftwerks in Form einer Blüte auf Basis einer 100-kW_e-Mikrogasturbine. Eine Anlage diesen Typs wurde auch im Solar-Forschungspark Almeria, Spanien durch AORA errichtet. 2010 begann am National Solar Energy Centre in Newcastle, New South Wales, Australien die Errichtung eines Solarfeldes mit Solarturm und 200-kW_e-Mikrogasturbine. Die US-Firma Wilson Solarpower [4] plant im Rahmen eines Projektes die Entwicklung modularer Gasturbinensysteme mit Speichereinbindung. Die US-Firma Google arbeitet ebenfalls an der Entwicklung von solaren Gasturbinen-Systemen. Neben den

genannten Projekten in Verbindung mit Versuchsanlagen gibt es eine Reihe weiterer Arbeiten zu Themengebieten der solar-hybriden Gasturbinentechnologie, wie:

- Wassereinsparung in solarthermischen Kraftwerken, z. B. durch Einsatz innovativer Prozessvarianten, z.B. [5, 6, 7, 8, 9]
- Speichereinbindung bei solarhybriden Kraftwerken, z.B. [10],
- Solar-hybride kombinierte Gasturbinen-ORC-Prozesse (ORC: Organic Rankine Cycle), z.B. [11, 12, 13],
- Innovative solarthermische Prozesse mit Gasturbinen, z.B. [14, 15, 16, 17] sowie
- Entwicklung neuer Anlagenkomponenten, z. B. [18]

Aufbauend auf dem dargestellten Entwicklungsstand und in Fortführung der in [2] begonnenen Arbeiten zur Technologieentwicklung für einen künftigen Systemprototyp in einer für die kommerzielle Anwendung interessanten Leistungsgröße wurde das Forschungsprojekt *HYGATE – Hybrid High Solar Share Gas Turbine Systems* [3] durchgeführt.

Technologiestudie für GTA mit hohem Solarwärmeanteil

Bei den Untersuchungen zur Prozessführung im Rahmen der SHCC®-Vorstudie [2] wurde mit der MAN-GT THM 1304 eine verfügbare Standardgasturbine mit entsprechenden Adaptionen an den solar-hybriden Prozess betrachtet. Um das theoretische Potential der solar-hybriden GT-Technologie und die optimale Prozessführung zu identifizieren, ist es jedoch erforderlich, sich vom Stand der Technik zu lösen und den Betrachtungshorizont auf eine fiktive,

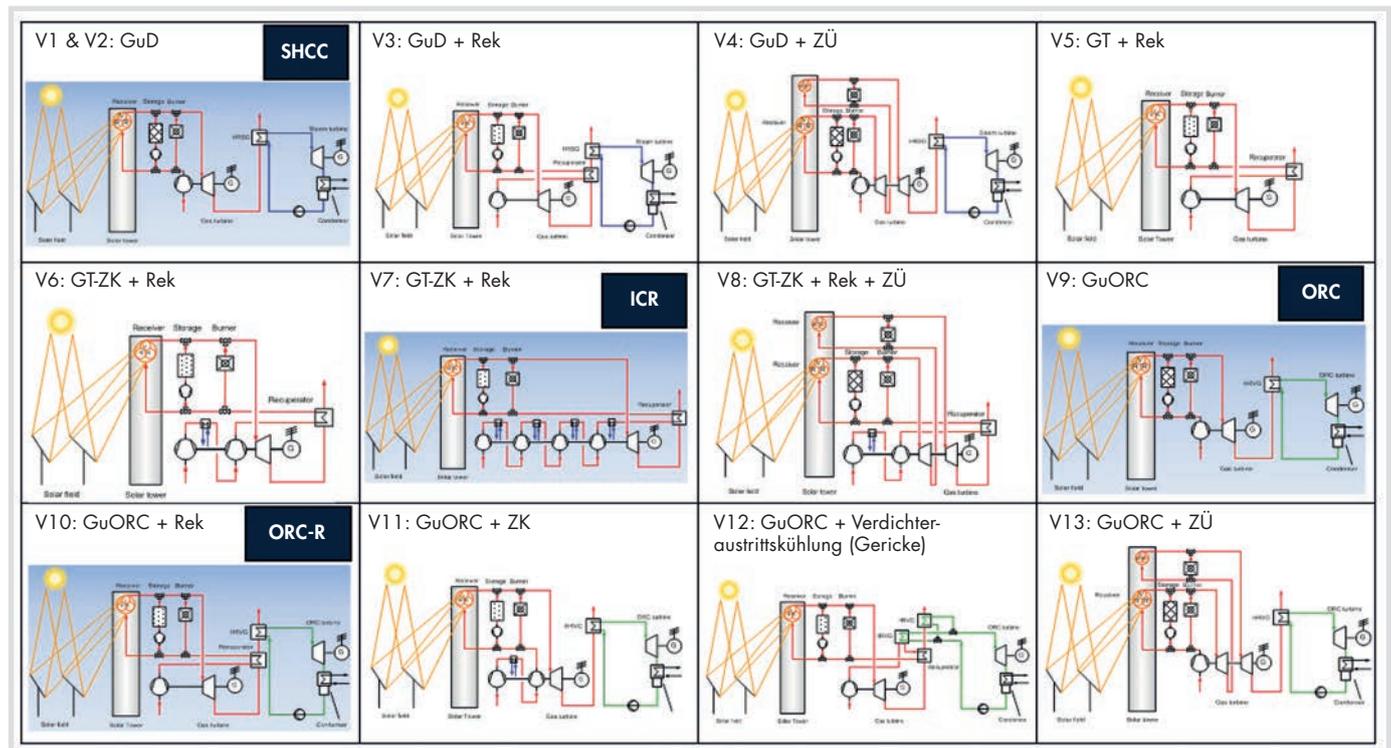


Bild 2. Übersicht der untersuchten solar-hybriden Gasturbinenkonzepte.

Tab. 2. Solar Multiple und Speichergöße zur Jahresertragsberechnung.

	Kombination SM1	Kombination SM2	Kombination SM3
Solar Multiple	1	2	3
Speicherkapazität [h]	-	8	14

optimal an die jeweilige Prozessführung angepasste GT zu erweitern. Dazu wurde eine Technologiestudie durchgeführt. Ausgangspunkt bildeten 13 Schaltungsvarianten solar-hybrider GT-Systeme der Leistungsgröße 50 MW_e, zunächst jedoch ohne Integration eines Wärmespeichers, Bild 2.

Alle Systemvarianten wurden mit einheitlichen Randbedingungen, wie z.B. Umgebungstemperatur 25 °C, relativer Luftfeuchtigkeit 60 %, Trockenkühlung, Receiver-Austrittstemperatur 950 °C, maximalem Druck 15 bar_a prozessthermodynamisch modelliert. Die Simulationsmodelle beinhalten eine Parallelschaltung von thermo-chemischer und solarer Aufheizung. Die Druckverluste im Fluidsystem sind ebenfalls repräsentativ berücksichtigt.

Bewertet man die Ergebnisse der für den Designpunkt durchgeführten prozessthermodynamischen Analysen bezüglich erreichbarem Systemwirkungsgrad, beherrschbarer Anlagenkomplexität und Realisierbarkeit mit modifizierten, kommerziell verfügbaren GT, so reduziert sich der Betrachtungsraum auf folgende vier Schaltungsvarianten:

- SHCC (Variante 2)
- GT mit Rekuperation und vierfacher Verdichter-Zwischenkühlung (ICR) (Variante 7)
- GT-ORC (Variante 9)
- GT mit Rekuperation und nachgeschaltetem ORC-Prozess (ORC-R) (Variante 10)

Für diese Varianten wurden Jahresertragsrechnungen unter Annahme eines Referenzstandortes in Nordafrika mit einem jährlichen DNI von 2.258 kWh/m²a durchgeführt. Dabei wurde nunmehr auch ein thermischer Speicher in Form eines Feststoff-Regenerator-Speichers im Modell berücksichtigt, um die Betriebsphasen mit thermochemischer Wärmezufuhr zu minimieren. Es wurden drei Solarfeldgrößen A_{Hel} dimensioniert, die sich im s.g. Solar Multiple (SM) unterscheiden.

$$SM = \frac{A_{Hel}}{A_{Hel,PO}}$$

Bei einem Wert SM = 1 kann das Kraftwerk im Designpunkt rein solarthermisch bei Nennleistung betrieben werden. Die Vergrößerung des Solarfeldes (SM > 1) ermöglicht es, gleichzeitig einen Wärmespeicher zu laden. Die Kombination aus Solar Multiple und Speichergöße ist immer ein Optimierungsergebnis. In den Jahresertragsberechnungen wurden die Solar Multiple SM = 2 und SM = 3 betrachtet, Tabelle 2.

Für eine solar-hybride Gasturbine mit nachgeschaltetem Dampfturbinenprozess (SHCC) und einer Parallelschaltung von Receiver, Brennkammer und Speicher soll das notwendige Zusammenwirken der drei Wärmequellen für einen typischen Betriebstag erläutert werden. Die Anlagenleistung soll dabei konstant sein, Bild 3. Zur Vereinfachung sind die Kühlluftmassenströme für die Turbine nicht dargestellt.

Außerdem ist nicht berücksichtigt, dass bei Anwendung herkömmlicher Verbrennungssysteme ein Stand-by-Betrieb der Brennkammer im solaren Betrieb erforderlich wäre, da Systeme mit vollständiger Abschaltung und Wiederzündung im laufenden Betrieb bei Industriegasturbinen nicht bekannt oder erprobt sind.

Im Betriebsmodus 1 (BM1) gem. Bild 3 ist keine Solarstrahlung verfügbar und der thermische Speicher ist entladen. Der gesamte Verdichterluftmassenstrom dient der Heißgaserzeugung in der Brennkammer. Im BM2 ist Solarstrahlung verfügbar, allerdings muss weitere Wärme in der Brennkammer zugeführt werden, um die Nennleistung zu erreichen. Somit muss die Verdichterendluft auf den Receiver- und Brennkammerpfad aufgeteilt werden. Vor der Turbine wird die im Receiver aufgeheizte Luft mit dem Verbrennungsgas aus der Brennkammer gemischt. Im BM3 ist ausreichend Solarwärme verfügbar, um die Nennleistung ohne Zufeuerung zu erreichen und darüber hinaus auch den Wärmespeicher zu laden. Der Luftmassenstrom zur Speicheraufladung wird mit einem drehzahleregelten Gebläse mit einem Motor-Umrichterantrieb erzeugt. Im BM4 ist die maximale Aufladung des Wärmespeichers erreicht. Das Solarwärmeangebot übersteigt den Bedarf für den solarthermischen Betrieb der GT, sodass ein Teil der Heliostaten defokussiert wird, um den Wärmeeintrag in den Prozess zu reduzieren (Dumping). Eine Defokussierung ist aber auch erforderlich, wenn temporär DNI auftreten, die höher als die Design-DNI sind. In BM5 ist die Solarstrahlung wieder nicht ausreichend, um den gesamten Verdichterluftmassenstrom auf die erforderliche Turbineneintrittstemperatur aufzuheizen. Deshalb wird die Verdichter-

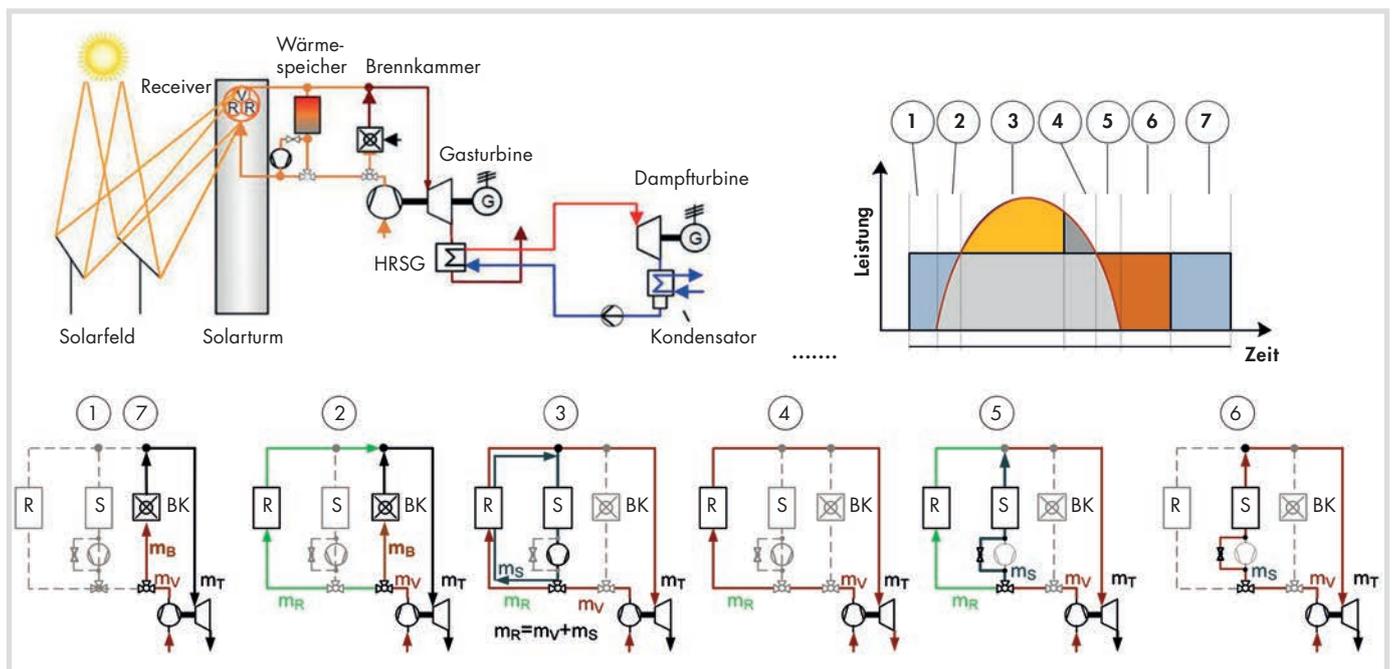


Bild 3. Fluidströme und Wärmeeintrag in die solar-hybride Gasturbine für einen typischen Betriebstag und Nennleistung.

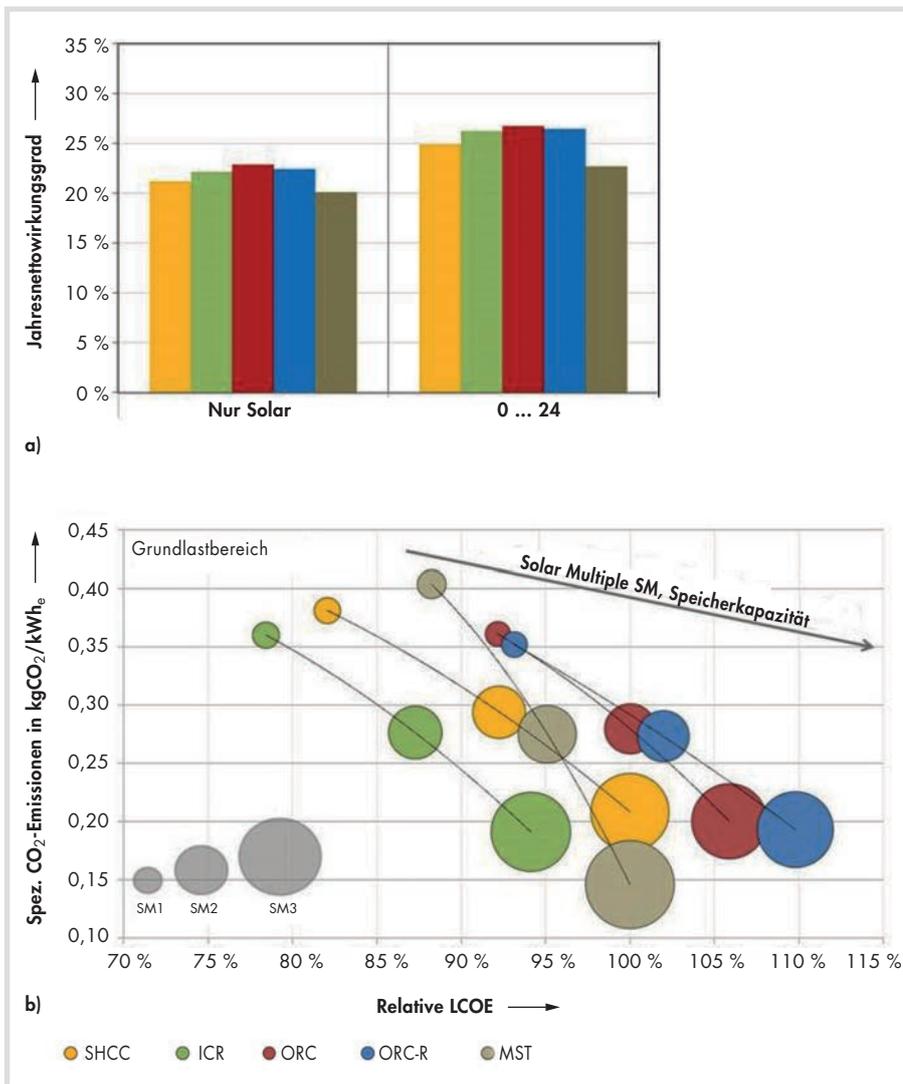


Bild 4. Ergebnisse von Jahresertragsberechnungen a) Jahresnettowirkungsgrad für zwei Betriebsmodi mit SM 3 und b) spezifische CO₂-Emissionen und Stromerzeugungskosten (LCOE) für Grundlastbetrieb.

luft im erforderlichen Maße auf den Receiver- und Speicherpfad aufgeteilt. Bei der Speicherentladung wird der entsprechende Teilmassenstrom des Verdichters über einen Bypass am Gebläse vorbeigeführt. Die im Wärmespeicher und Receiver aufgeheizten Teilströme werden vor der Turbine gemischt. In BM6 wird der gesamte Verdichterluftmassenstrom durch den Speicher geleitet und anschließend der Turbine zugeführt. Der BM7 entspricht BM1.

Für den 24-Stunden-Betrieb mit Nennleistung (Grundlast-Betriebsstrategie) sowie einer solargeführten Betriebsstrategie, bei der das Kraftwerk nur betrieben wird, wenn Solarwärme und gespeicherte Wärme verfügbar sind („nur solar“, Zeitabschnitte BM2-6, Bild 3), kann gezeigt werden, dass alle vier solar-hybriden GT-Schaltungen höhere Jahresnettowirkungsgrade als das als Vergleichsbasis gewählte Salzturmkraftwerk (MST) mit Dampfkreisprozess liefern, Bild 4 a. Der im Vergleich zu herkömmlichen verbrennungsbasierten Kraftwerksprozessen deutlich niedrigere Jahresnettowirkungsgrad resultiert aus der maximalen Prozesstemperatur von nur

950 °C (Receiver-Austrittstemperatur) und der Berücksichtigung des Umwandlungswirkungsgrades im Solarfeld.

$$\eta_{net,a} = \frac{W_{el,a}}{Q_{sol,a} + Q_{f,a}}$$

$W_{el,a}$ = Jahresstromerzeugung

$Q_{sol,a}$ = jährliche Solarwärme

$Q_{f,a}$ = jährliche Brennstoffwärme

Die im Grundlastbetrieb höheren Wirkungsgrade resultieren aus den Betriebszeiten mit thermo-chemischer Wärmezufuhr (Brennkammer) und damit verbundener höherer Turbineneintrittstemperatur. Bei SM3 wird bei den untersuchten Anlagenschaltungen für Grundlastbetrieb ein jährlicher Solar share im Bereich $\gamma = 55,64\% \dots 57,67\%$ erreicht. Mit vollständiger Abschaltung der Brennkammer im Solarbetrieb könnte der jährliche Solar share sogar auf 65 % gesteigert werden.

Die in Bild 4b ausgewiesenen spezifischen CO₂-Emissionen zeigen sehr überzeugend die mit solar-hybriden Gasturbinensystemen erreichbaren Effekte zur Reduzierung des ökologischen Impakts gegenüber dem

Stand der Technik. Mit der besten verfügbaren Gasturbinentechnik werden Werte von 350 bis 400 gCO₂/kWh im Designpunkt erreicht. Aufgrund häufiger Teillast- sowie An- und Abfahrvorgänge liegen die tatsächlich erreichbaren jährlichen CO₂-Emissionen jedoch deutlich höher.

Zur Bewertung der untersuchten Anlagenschaltungen wurde eine Quality Function Deployment (QFD)-Analyse durchgeführt. Dabei wurden folgende Bewertungskriterien gewählt:

- Niedrige Stromerzeugungskosten (LCOE – Levelized Costs of Electricity)
- Niedrige CO₂-Emissionen
- Hoher Wirkungsgrad
- Geringe Anlagenkomplexität
- Hoher Technologiereifegrad und hohe Verfügbarkeit
- Geringer Wasserverbrauch

Der Bewertung der Anlagenkonzepte wird ein Solar Multiple SM = 3 im 24-Stunden-Betrieb (Grundlastbetrieb) zugrunde gelegt. Damit sind hoher Solar share, optimale Ausnutzung des Speichers und Verzicht auf konventionelle Back-up-Stromerzeugungskapazität sichergestellt. Die höchste Gewichtung erzielen die Stromgestehungskosten (LCOE), gefolgt von der Anlagenkomplexität und dem Reifegrad der gewählten Technologie.

Im Ergebnis dieser Bewertung ergeben sich folgende Schlussfolgerungen für die weitere Technologieentwicklung:

- Die solar-hybride GT mit Rekuperation und vierfacher Verdichter-Zwischenkühlung (ICR) schneidet in Bezug auf niedrige CO₂-Emissionen und LCOE am besten ab.
- Die solar-hybride Gasturbine mit nachgeschaltetem Dampfkreisprozess (SHCC) weist aufgrund kommerziell verfügbarer GT die geringsten technologischen Hürden auf. Bei einem gegenüber dem Salzturmkraftwerk (MST) um rund 3,7%-Punkte höheren Jahresnettowirkungsgrad (bei Receiver-Austrittstemperatur 950 °C) erreicht sie spezifische CO₂-Emissionen und Stromgestehungskosten, die mit ICR vergleichbar sind. Dabei ist das Potential zur Senkung der CO₂-Emissionen durch den solaren Betrieb der GT ohne Stand-by-Betrieb der Brennkammer, für den es bereits einen Lösungsansatz gibt, in Bild 4b noch nicht dargestellt.

Als weitere Vorteile der solar-hybriden GT-Technologie gegenüber den solarthermischen Dampfkraftwerken sind die signifikante Reduzierung des Wasserbedarfs sowie die Schnellstartfähigkeit und Lastflexibilität der Gasturbine zu nennen.

Silobrennkammer-Gasturbinen als geeignete Technologieplattform für solar-hybride Gasturbinen

Die solar-hybride Betriebsführung stellt spezielle Anforderungen an die Gasturbi-

Tab. 3. Daten der Referenzgasturbine für ein solar-hybrides GT-Upgrade.

Kenngroße	Berechnungswert
Leistung GT + DT	30,5 MW + 18,7 MW
Verdichterluftmassstrom	149 kg/s
Verdichterdruckverhältnis	8,7
Innerer Wirkungsgrad des Verdichters	86,0 %
Turbineneintrittstemperatur	945 °C
Kühlluftmassstrom	0
Innerer Wirkungsgrad der Turbine	87,5 %
Druckverlust zwischen Verdichteraustritt und Turbineneintritt	618 mbar
Kondensationsdruck (Luftkühlung)	96 mbar

nentechnik. Grundvoraussetzung ist die variable Entnahme der Verdichterendluft im Bereich 0 bis 100 % zur externen Aufheizung und Wiedereinspeisung in die Gasturbine bei einer Temperatur von rund 1.000 °C. Für den Hybridbetrieb kann die GT-Brennkammer seriell oder parallel zu den Receivern und zum Wärmespeicher angeordnet sein. Insbesondere die Verbrennungsstabilität im gesamten Betriebsbereich zwischen maximaler und minimaler Solarwärmezufuhr sowie niedrige Schadstoffemissionen werden als weitere Herausforderungen gesehen. Aus der Integration der Receiver und des Speichers als zusätzliche Wärmequellen in den GT-Prozess resultieren Anpassungen und Erweiterungen im Regelungs- und Sicherheitskonzept, die im nachfolgenden Abschnitt diskutiert werden.

Während eine Neuentwicklung speziell angepasster solar-hybrider GT aktuell nicht absehbar ist, können GT mit Silobrennkammern, die eine robuste und betriebsbewährte Technik darstellen, an die externe Wärmezufuhr angepasst werden und als Technologieplattform für solar-hybride Gasturbinen dienen. Dazu soll als Beispiel eine kommerzielle Silobrennkammer-Gasturbine der 30-MW-Klasse mit nachgeschaltetem Zweidruck-Dampfkreisprozess im Designpunkt unter ISO-Bedingungen betrachtet werden, Tabelle 3. Abgesehen vom bereits diskutierten Standby-Betrieb der Brennkammer soll die Gasturbine unter diesen Bedingungen solarthermisch betrieben werden. Der solar-hybride Kombi-Prozess (SHCC) erreicht bei den genannten Berechnungsrandbedingungen einen Nettowirkungsgrad von 41,26 % und eine Leistung von 49,2 MW. Das Potential zur Erhöhung des SHCC-Nettowirkungsgrades durch Upgrades der betrachteten Referenzgasturbine ist im Bild 5 dargestellt. Durch eine Erhöhung des inneren Turbinenwirkungsgrades auf 90,0 % erhöht sich der Nettowirkungsgrad um 1,7 %-Punkte. Eine weitere Wirkungsgradsteigerung ist durch Erhöhung der Receiver-Austrittstemperatur und damit der Turbineneintrittstemperatur möglich. Die angenommenen Temperaturerhöhungen um 25 K und 50 K stellen beim Stand der Receiver-Technologie realisierbare Niveaus im Entwicklungshorizont der solar-

hybriden GT dar. Mit einer zusätzlich zum Turbinen-Upgrade realisierten Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur um 25 K erhöht sich der SHCC-Nettowirkungsgrad der betrachteten GT um 2,5 %-Punkte. Bei einer Erhöhung um 50 K auf rund 1.000 °C sind es immerhin 3,3 %-Punkte Wirkungsgradsteigerung.

Aus maschinentechnischer Sicht ist festzustellen, dass sich eine Silobrennkammer-Gasturbine mit vertretbarem konstruktivem Aufwand zu einer solar-hybriden GT umrüsten lässt. Entsprechende Lösungsansätze wurden durch die Autoren entwickelt.

Aspekte des solar-hybriden Gasturbinenbetriebs

Besonderheiten der solar-hybriden Gasturbine im Vergleich zur konventionellen GT resultieren bereits aus dem Hybridkonzept der Wärmezufuhr. Daraus ergeben sich aber noch weitere Spezifika in Bezug auf Aufstellung und Anordnung der Anlagenkomponenten mit entsprechenden Auswirkungen auf Größe und Gestaltung des Fluidsystems und damit auch auf den Betrieb. Exemplarisch soll eine Zweiwellen-GT der 10-MW-Leistungsklasse (z. B. MAN-GT THM 1304) betrachtet werden, die am Fuß des Solarturms angeordnet ist (Boden-

aufstellung). Die Receiver im Solarturm (Rohrreceiver: RR, mit seriell nachgeschaltetem volumetrischen Receivercluster: VR) und der Wärmespeicher (SM = 3) sind parallel zur Brennkammer geschaltet. Die Höhe des Solarturms soll 100 m betragen.

Das Regelungskonzept eines derartigen solar-hybriden GT-Systems unterscheidet sich wesentlich von dem einer konventionellen Gasturbine. Es besteht aus parallelen Regelungsblöcken mit Brennstoffregelung der GT (in Verbindung mit Verdichter-Massestromregelung), Regelung der Verdichterluftaufteilung auf Receiver- und Brennkammer-Pfad, Heliostatenfeld-Regelung sowie Speicherregelung [19, 20].

Brennstoffregelung der Gasturbine

Beim betrachteten solar-hybriden Anlagenkonzept erfordert die Aufteilung des Verdichterluftmassstroms in einen Brennkammer- und einen Receivermassstrom eine Anpassung der konventionellen Brennstoffregelung der Gasturbine (Bild 6 a). In der konventionellen Gasturbine ist die Brennkammeraustrittstemperatur proportional zur Temperatur nach HD-Turbine T_{nHDT} . Im regulären Betrieb und unter Vernachlässigung von instationären Effekten ist eine thermische Überlastung der Brennkammer daher nur möglich, wenn der maximal zulässige Wert von T_{nHDT} überschritten wird. Durch das Aufteilen des Verdichterluftmassstroms zwischen fossiler und solarer Aufwärmstrecke und das Zusammenführen der beiden Masseströme (mit unterschiedlicher Enthalpie) vor der Turbine besteht diese Abhängigkeit nicht mehr. Eine Ermittlung der Brennkammeraustrittstemperatur ist daher für den Gasturbinenbetrieb erforderlich. Dazu gibt es drei Möglichkeiten:

Temperaturmessung, Brennkammer-Energiebilanz und Energiebilanz am Mischpunkt vor HD-Turbine. Die direkte Temperaturmessung hat gegenüber einer Ermittlung aus den Bilanzen den Vorteil, dass die Un-

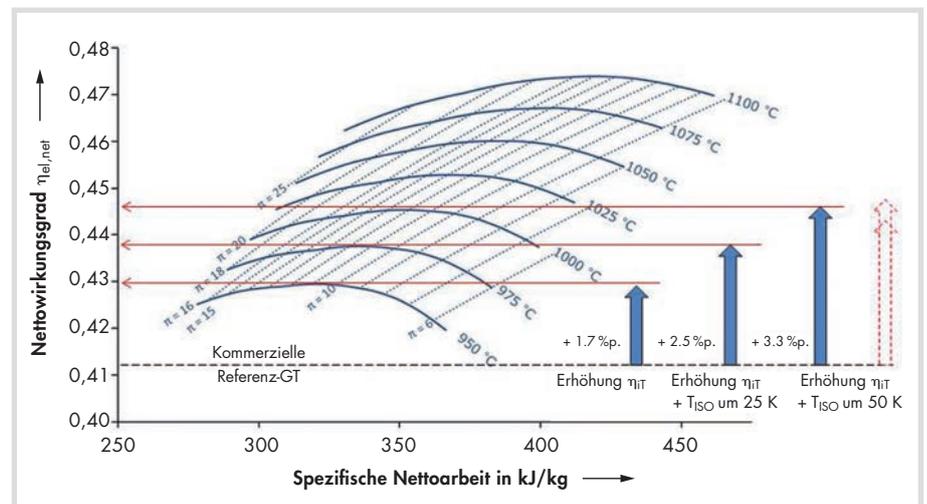


Bild 5. Darstellung des Potentials bezüglich Erhöhung des SHCC-Nettowirkungsgrads am Beispiel einer Silobrennkammer-Gasturbine der 30-MW-Klasse mit nachgeschaltetem Zweidruck-Dampfkreisprozess.

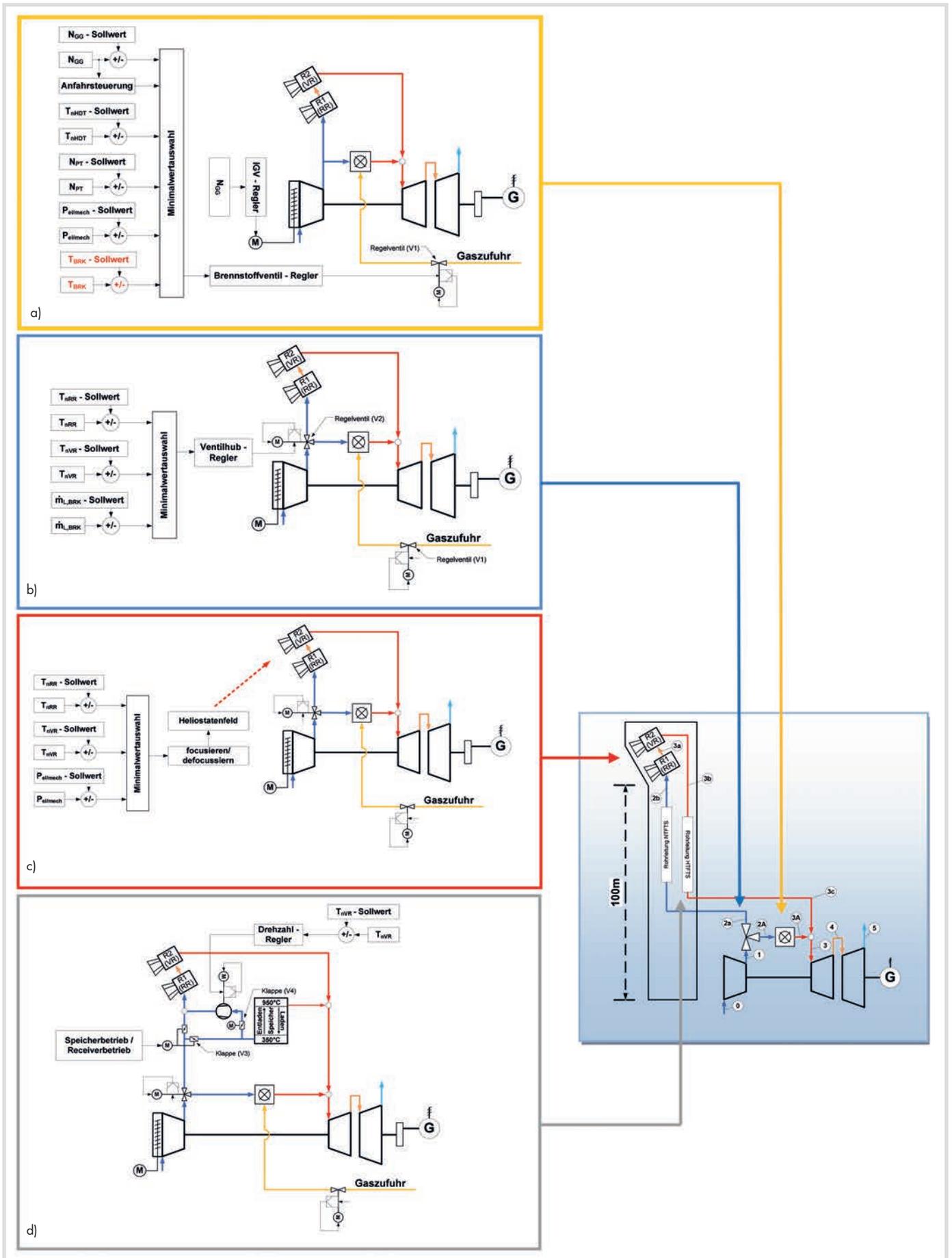


Bild 6. Regelungskonzepte für a) Brennstoffregelung b) Regelung der Verdichterluftaufteilung auf Receiver- und Brennkammerpfad c) Leistungsregelung des Heliostatenfeldes d) Speicherregelung.

sicherheiten aus der Fehlerfortpflanzung der Einzelmessungen nicht auftreten. Die Zuverlässigkeit der Messung stellt jedoch ein Problem dar.

Da es zur Regelung des Brennstoffventils mehrere Führungsgrößen gibt, wird über eine Minimalwertauswahl die kleinste Regeldifferenz ausgewählt. Die Drehzahl der Powerturbine wird nur im Fall eines nicht mit dem Netz synchronisierten Generators bei der Minimalwertauswahl berücksichtigt. Entsprechendes gilt auch für die Anfahrsteuerung, die nur beim Start der Gasturbine in die Auswahl eingeht.

Regelung der Verdichterluftaufteilung auf Receiver- und Brennkammer-Pfad

Um bei variierender Solarwärmeleistung einen konstanten Anlagenbetrieb zu ermöglichen, muss die Aufteilung des Verdichterluftmassenstroms auf Receiver- und Brennkammer-Pfad mittels einer 3-Wege-Armatur regelbar sein (Bild 6b). Die Receiver-Austrittstemperaturen T_{nRR} und T_{nVR} sind hierbei die Führungsgrößen. Dadurch wird die thermische Belastung der Receiver kontrolliert und der maximal mögliche Solarwärmestrom in den Prozess eingekoppelt. Der Brennkammerluftmassenstrom $\dot{m}_{L,BRK}$ wird als dritte Führungsgröße benötigt, da ein stabiler Betrieb der Brennkammer nur bis zu einem gewissen Luft-Turndown möglich ist.

Bezüglich der Armaturenbauart wurden eine Tandemklappe und ein Doppelkolbenventil mit Mitteneinströmung in linearer Anordnung im Projekt *HYGATE* betrachtet. Aufgrund der geringeren Druckverluste im Hybridbetrieb und des besseren Regelverhaltens wurde das Doppelkolbenventil für die weiteren Betrachtungen ausgewählt.

Leistungsregelung des Heliostatenfeldes

Durch die Fokussierung und Defokussierung von Heliostaten oder Heliostatclustern wird die Solarwärmeeinkopplung in den Gasturbinenprozess beeinflusst (Bild 6c). Dies ist insbesondere für den Teillastbetrieb notwendig, bei dem mitunter nicht die gesamte zur Verfügung stehende Solarwärme genutzt werden kann. Wie bereits zuvor erläutert, ist die Defokussierung aber auch erforderlich, wenn das Solarwärmeangebot den Bedarf des Gasturbinenbetriebs übersteigt und der Wärmespeicher bereits vollständig geladen ist. Ein Überangebot von Solarwärme hätte eine thermische Überlastung der Receiver zur Folge und muss vermieden werden. Die Prozessparameter zur Leistungsregelung des Heliostatenfeldes sind die Fluidtemperaturen am Austritt des Rohrreceivers und des volumetrischen Receivers (Vermeidung von thermischer Überbeanspruchung) sowie die Leistung des elektrischen Generators.

Neben der Leistungsregelung wird auch eine Regelungsebene benötigt, mit der einzelne Heliostate präzise auf die Receiver ausgerichtet werden können. Dadurch wird

ein homogeneres Temperaturfeld in den Receivern erzielt mit resultierender Reduzierung der thermo-mechanischen Belastung.

Speicherregelung

Um eine signifikante Steigerung des jährlichen Solarwärmeanteils zu erzielen, muss ein solar-hybrides Gasturbinensystem über einen thermischen Feststoffspeicher verfügen (Bild 6d). Die Ladung des Speichers erfolgt durch den Fluidumlauf in der Speicher/Receiver-Masche mithilfe eines Gebläses (Lade-Umluftgebläse). Beim Ladevorgang ist der Verdichter-Speicher-Pfad über eine Klappe geschlossen, und der Verdichter-Receiver-Pfad ist geöffnet. Im Speicherbetrieb der Gasturbine (Speicherentladung) wird der Verdichterluftmassenstrom direkt durch den Speicher geführt. Der Verdichter-Speicher-Pfad ist daher geöffnet, und der Verdichter-Receiver-Pfad ist geschlossen. Um beim Entladen eine Rückströmung im Gebläsestrang und damit eine mögliche Beschädigung des Gebläses zu vermeiden, wird dieser Pfad mithilfe einer Absperrklappe geschlossen.

Bei der Speicherladung muss eine konstante Eintrittstemperatur (950 °C) gehalten werden. Hierzu wird der drehzahlabhängige Gebläseluftmassenstrom über die Receiver-Austrittstemperatur T_{nVR} als Führungsgröße geregelt. Die Temperatur am Speicheraustritt gibt an, ob der Speicher vollständig geladen ist oder ob noch freie Speicherkapazität vorhanden ist.

Bei einer Gebläseausführung mit Elektromotor als Umrichter-Antriebseinheit können schnelle Drehzahl- und damit Massenstromänderungen realisiert werden. In Kombination mit der Führungsgröße kann das Gebläse daher auch zum schnellen Abfangen von solaren Lastspitzen (z.B. bei Wolkendurchgang) eingesetzt werden.

Dynamisches Systemverhalten am Beispiel eines Wolkendurchgangs

Der Wolkendurchgang stellt eine typische Belastung im regulären Betrieb dar, für die das Systemverhalten neben weiteren, normalen Belastungen untersucht wurde.

Die zeitliche Abnahme der Solarwärme bei einem Wolkendurchgang ist unter vereinfachten Annahmen abhängig von der Wolkengeschwindigkeit und der Heliostatfeldgröße. Bei einer angenehmen Wolkengeschwindigkeit von 15 m/s und einer Feldgröße von 45.000 m² wird ein kreisförmiges Feld innerhalb von 16 s verschattet. Im untersuchten Szenario wird als „Worst case“ ein linearer Abfall der Solarwärme innerhalb von 10 s angenommen. Weiterhin wird angenommen, dass das Heliostatfeld für 120 s vollkommen verschattet ist. Die im Szenario „Wolkendurchgang“ gewählten Regler-Sollwerte sind in Tabelle 4 ausgewiesen.

Die Simulationsergebnisse sind für ausgewählte Anlagenparameter in Bild 7 dargestellt.

Tab. 4. Gewählte Regler-Sollwerte für Betriebszenario „Wolkendurchgang“.

$T_{vHDT,soll}$	970 °C
$N_{GG,soll}$	12.000 U/min
$N_{PT,soll}$	deaktiviert
$\dot{m}_{vBRK,min}$	3,4 kg/s
$P_{el,soll}$	8,98 MW
$T_{nRR,soll}$	800 °C
$T_{nVR,soll}$	950 °C

Der Wolkendurchgang beginnt im betrachteten Szenario zum Zeitpunkt $t = 10$ s. Innerhalb von 10 s sinkt dabei der Solarwärmestrom von 25,55 MW_{th} auf 0 ab. Als Folge fällt die Temperatur am Receiver ausstritt, und die Regelung reagiert mit einer Änderung der Verdichter-Luftaufteilung. Um die Generatorleistung konstant zu halten, wird gleichzeitig der Brennstoffmassenstrom erhöht. Die maximale Sollwertabweichung der Leistung beträgt im betrachteten Beispiel 0,3 MW (relative Abweichung 3,3 %).

Um bei Beschleunigungsvorgängen eine Rückströmung vom Mischpunkt vor der HD-Turbine in den Receiverpfad zu verhindern, wurde im Simulationsmodell eine minimale Ventilstellung des Dreiwegeventils von 6,5 % definiert. Daher werden die Receiver konstant mit Verdichterluft durchströmt. Im untersuchten Szenario führt dies zu einem stetigen Abfall der Receiver-Temperatur. Diese sinkt innerhalb von 130 s auf ca. 500 °C.

Beim Abzug der Wolke steigt die eingekoppelte Solarwärme innerhalb von 10 s wieder auf das Maximum von 25,55 MW_{th}. Die Regelung verschiebt daraufhin wieder einen Großteil des Verdichterluftmassenstroms in den Receiverpfad und reduziert gleichzeitig den Brennstoffmassenstrom.

Obgleich der simulierte Wolkendurchgang eine „Worst case“-Betrachtung darstellt, ist er geeignet, die Leistungsfähigkeit des entwickelten Regelungskonzepts zu überprüfen. Es konnte gezeigt werden, dass diese Situation sicher beherrscht werden kann. In Bezug auf die Regler-Sollwerte wurden keine Parameter überschritten.

Auch die Analyse weiterer Betriebsfälle, wie An- und Abfahren, schneller Lastwechsel (auch im Inselbetrieb) und Einkoppeln von Solarwärme lieferte mit dem vorgeschlagenen Regelungskonzept überzeugende Ergebnisse.

Sicherheitskonzept

Durch das beschriebene Regelungskonzept soll im normalen Anlagenbetrieb die Einhaltung aller Grenz- und Leistungswerte sichergestellt werden. In außergewöhnlichen Betriebsituationen, die eine sofortige Entlastung der Anlage erfordern, sind zusätzliche Sicherheitseinrichtungen notwendig (Bild 8). Diese stellen sicher,

dass im Falle derartiger Situationen alle Energieströme, die zur Beschleunigung der Gasturbine beitragen, sofort abgeschaltet werden. Als Beispielfall einer entsprechenden, außergewöhnlichen Betriebsituation sei hier der Lastabwurf genannt. Das wichtigste sicherheitstechnische Instrument in einer konventionellen, rein fossil befeuerten Gasturbine ist das Schnellschlussventil in der Brenngasversorgung. Hiermit wird in außergewöhnlichen Betriebsituationen die Brennstoffzufuhr innerhalb weniger Zehntelsekunden unterbrochen und somit die Anlage abgefahren. Aufgrund der geringen volumetrischen Speicherkapazität konventioneller Gasturbinensysteme genügt in der Regel dieses Schnellschlussventil, um solche Situationen zu beherrschen. In Anlagen mit einer relevanten volumetrischen und thermischen Speicherkapazität werden gemäß ISO 21789 [21] und VGB-Richtlinie VGB-R 121 [22] zusätzliche Sicherheitseinrichtungen, wie z.B. Abblaseventile oder mechanische Bremsen empfohlen.

Im Falle des betrachteten solar-hybriden Gasturbinensystems mit Zweiwellen-GT und Bodenaufstellung stellt die Beherrschung eines Lastabwurfs des Generators die größte Herausforderung dar. Durch eine Kombination von Maßnahmen kann aber auch dieser Betriebsfall beherrscht werden:

- Schließen des Brenngas-Schnellschlussventils und Start der Defokussierung der Heliostaten
- Schnelle Umschaltung des 3-Wege-Ventils auf Brennkammerbetrieb (Receiver-Bypass) in Verbindung mit Schnellschluss des Ventils im Fluidsystem vor dem Mischpunkt der HD-Turbine
- Notkühlung der Receiver und schnelle Aktivierung der Leistungsreserve des Lade-Umluftgebläses des Wärmespeichers, ggf. Abblase (z.B. bei max. Speicherdung)
- Optionale Aktivierung einer mechanischen Bremse der Power-Turbine

Zusammenfassung und Ausblick

Durch die direkte Wärmezufuhr in einen Gasturbinenprozess kann die bei Solar-turmkraftwerken verfügbare Hochtemperatur-Solarwärme im Temperaturbereich von 1.000 °C wesentlich besser ausgenutzt werden als mit herkömmlichen CSP-Systemen, die auf Dampfkreisprozessen basieren. Außerdem ermöglicht ein solar-hybrides Gasturbinensystem mit solarer und thermo-chemischer Wärmezufuhr eine bedarfsgerechte Stromerzeugung ohne zusätzliche Back-up-Erzeugereinheiten. Bereits in Vorarbeiten wurde erkannt, dass die solar-hybride Gasturbine auch über

einen Wärmespeicher verfügen muss, um einen hohen Solaranteil an der gesamten zugeführten Wärme und damit auch sehr niedrige spezifische CO₂-Emissionen im Jahresdurchschnitt zu erreichen.

Aktuell gibt es eine Reihe von Grundlagenuntersuchungen, die insbesondere den solar-hybriden Gasturbinenprozess betreffen. Auch im Bereich der Solarkomponenten gibt es Untersuchungen, die bereits auch das Zusammenwirken mit der Gasturbine im Hybridsystem betreffen. Allerdings handelt es sich noch um Versuchsanlagen kleiner Leistung. Die weitere Technologieentwicklung muss nunmehr auf die Systemkomponenten und ihre Integration fokussiert werden, wobei es dabei auch noch neu zu entwickelnde Anlagenkomponenten gibt.

Um diese vielversprechende CSP-Technologie in Hinblick auf eine künftige Demonstration weiterzuentwickeln, wurde aufbauend auf einer Vorstudie das Verbundvorhaben *HYGATE – Hybrid High Solar Share Gas Turbine Systems* durchgeführt.

Eine in diesem Rahmen durchgeführte Technologiestudie für eine Anlagenleistungsgröße von 50 MW_e diente der Analyse und Bewertung des Potentials der solar-hybriden Gasturbinentechnologie. Im Ergebnis konnte festgestellt werden, dass eine solar-hybride Gasturbine mit nachgeschal-

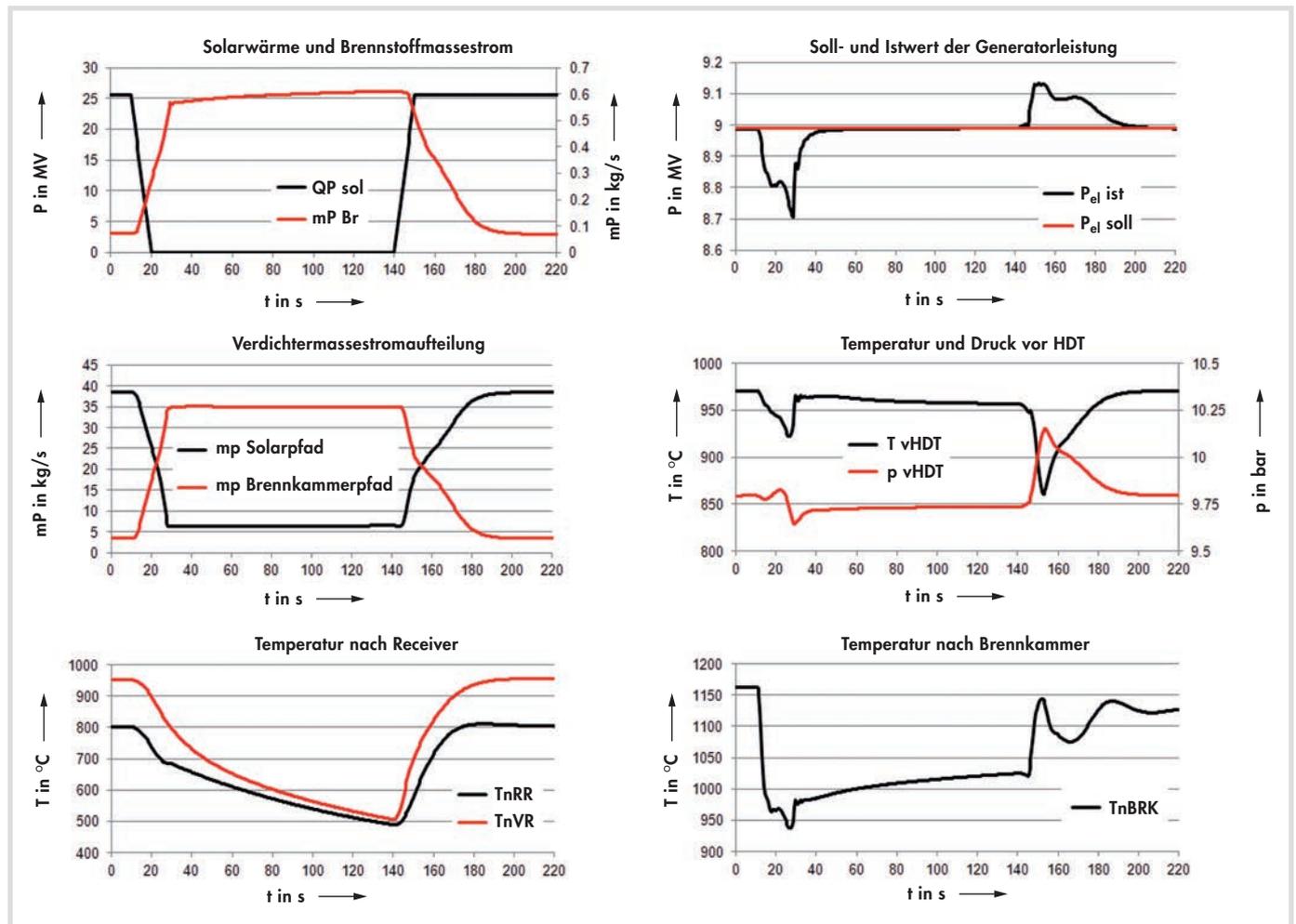


Bild 7. Ausgewählte Parameter für das Betriebsszenario „Wolkendurchgang“

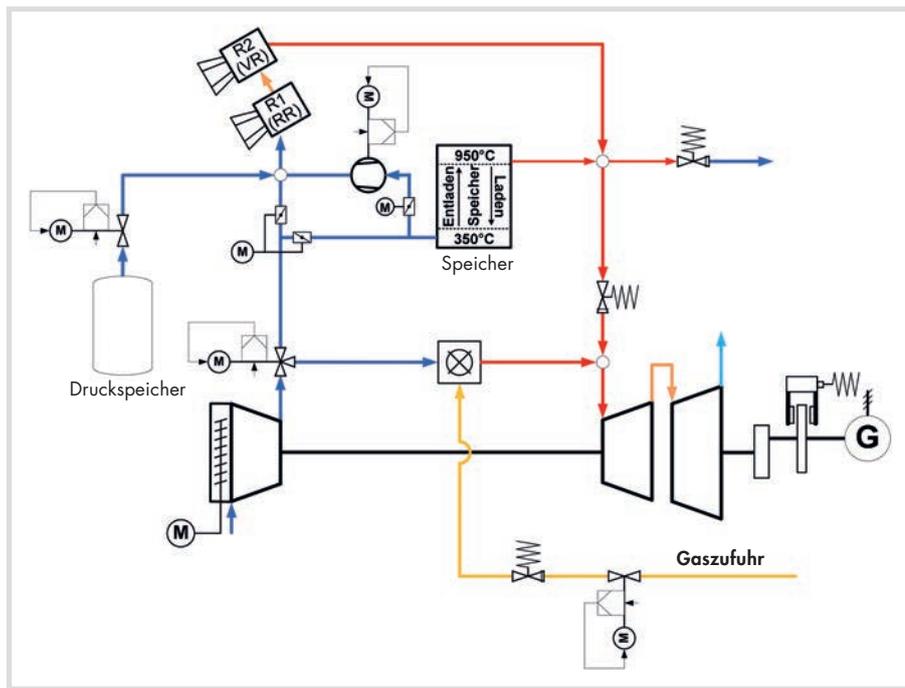


Bild 8. Sicherheitseinrichtungen des betrachteten solar-hybriden Gasturbinensystems.

tem Dampfkreisprozess (SHCC) auf Basis kommerziell verfügbarer Gasturbinen die geringsten technologischen Hürden aufweist. Bei einer Receiver-Austrittstemperatur von 950 °C ist der Jahresnettowirkungsgrad rund 3,7 %-Punkte höher als beim Salzturmkraftwerk (MST), und es sind vergleichbare spezifische CO₂-Emissionen und Stromgestehungskosten erreichbar.

Zur Untersuchung des Betriebsverhaltens und des Zusammenwirkens der Komponenten eines solar-hybriden Gasturbinensystems dienen bisher die bereits genannten, in begrenztem Umfang verfügbaren Versuchsanlagen kleiner Leistung, die das Gesamtsystem jedoch nicht ganzheitlich abbilden. Um das Systemverhalten im Zusammenwirken der solaren Komponenten mit der Brennkammer und dem Wärmespeicher zu verstehen und auf dieser Grundlage Schlussfolgerungen für Regelungs- und Sicherheitskonzepte sowie auch für die Komponentenauslegung abzuleiten, bedarf es einer stärkeren theoretischen Durchdringung. Mit den im Verbundprojekt HYGATE durchgeführten Untersuchungen zum dynamischen Systemverhalten auf der Grundlage dynamischer Simulationsmodelle sowie der Entwicklung eines Regelungs- und Sicherheitskonzepts für eine solar-hybride Zweiwelgen-Gasturbine in Bodenaufstellung und mit Parallelschaltung von Receiver und Brennkammer wurde diesbezüglich ein Beitrag geleistet. Es konnte gezeigt werden, dass normale und außergewöhnliche Lastfälle mit den entwickelten Konzepten beherrscht werden können.

Der solar-hybride Gasturbinenbetrieb erfordert Modifikationen im Vergleich zu einer konventionellen Gasturbine. Grundvoraussetzungen sind die Ausspeisung

der Verdichterendluft für die externe Erhitzung und die Wiedereinspeisung in die Gasturbine auf einem Temperaturniveau von 1.000 °C. Dies muss im Hybridbetrieb gleichzeitig mit einer Wärmezufuhr in der Brennkammer erfolgen. Silobrennkammer-Gasturbinen verfügen am ehesten über diese Grundvoraussetzungen. Sie verkörpern eine robuste und betriebsbewährte Technologie, die sich als Technologieplattform für solar-hybride Gasturbinensysteme eignet.

Danksagung

Das dieser Veröffentlichung zugrunde liegende Forschungsprojekt HYGATE – Hybrid High Solar Share Gas Turbine Systems wurde durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (FKZ 03ET2041A-C) und das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (FKZ 0325382A-B) gefördert. Die Autoren bedanken sich für die finanzielle Unterstützung und übernehmen die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung.

Literaturverzeichnis

- [1] Dickey, Brian: *Test results from a concentrated solar microturbine Brayton cycle integration*, ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, GT2011-45918.
- [2] MAN Diesel & Turbo SE, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Technische Universität Dresden, VGB Powertech e.V.: *Entwicklung eines Referenzkonzepts für eine Solarhybrid-GuD-Anlage (SHCC®) der Leistungsklasse bis 20MW*, 2011, Schlussbericht, BMU-Projekt FZK 0325086 a-d.
- [3] MAN Diesel & Turbo SE, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Technische Universität Dresden, VGB Powertech e.V.: *HYGATE – Hybrid High Solar Share Gas Turbine Systems*, 2015, Schlussbericht, BMWi/BMU-Projekt FZK 03ET2041 A-C/0325382 A-B.

- [4] Wilson Solar Power: <http://www.wilson-solarpower.com>.
- [5] Buck, Reiner; Giuliano, Stefano: *Solare Kraftwerksprozesse für Wüstengebiete*, 13. Kölner Sonnenkolloquium, Köln-Porz, 2010.
- [6] EPRI, Palo Alto, CA, and California Energy Commission: *Comparison of Alternate Cooling Technologies for California Power Plants: Economic, Environmental and Other Tradeoffs*, Final Report, Sacramento, 2002.
- [7] WorleyParsons Group, Inc.: *Dry Cooling Evaluation. FPLE – Beacon Solar Energy Project*, Folsom, California, WorleyParson, 2008, Bd. Job No. 52002501, PPLS-0-LI-450-0001.
- [8] Nexant, Inc. Task 2: *Comparison of Wet and Dry Rankine Cycle Heat Rejection*, Nexant Parabolic Trough Solar Power Plant Systems Analysis, San Francisco, California, NREL – National Renewable Energy Laboratory, 2006, NREL/SR-550-40163.
- [9] U.S. Dep. of Energy: *Concentrating Solar Power Commercial Application Study: Reducing Water Consumption of Concentrating Solar Power Electricity Generation*, Report to Congress.
- [10] Giuliano, Stefano; Buck, Reiner und Eguiguren, Santiago: *Analysis of Solar Thermal Power Plants with Thermal Energy Storage and Solar-Hybrid Operation Strategy*, SolarPaces, Perpignan: s.n., 2010.
- [11] Chacartegui, R., et al.: *Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants*, Applied Energy. s.l.: ELSEVIER, 2009, Bd. 86, S. 2162-2170.
- [12] Pye, John; Lovegrove, Keith und Burgess, Greg: *Combined-cycle solarised gas turbine with steam, organic and CO₂ bottoming cycles*, SolarPaces, Perpignan: s.n., 2010.
- [13] Gericke, Bernd und Beukenberg, Markus: *Recuperated Solar-Gas Turbine with Organic Rankine Cycle (RESTORC)*, DE 102010042792 Deutschland, 22. Oktober 2010, Patentanmeldung.
- [14] Chacartegui, R., et al.: *Alternative cycles based on Carbon dioxide for central receiver solar power plants*, Applied Thermal Engineering. s.l.: ELSEVIER, 2010, doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.11.008.
- [15] McDonald, Colin F.: *A Hybrid Solar Closed-Cycle Gas Turbine Combined Heat and Power Plant Concept to Meet the Continuous Total Energy Needs of Small Community*. s.l.: Pergamon Journals Ltd., 1986, Bd. Heat Recovery Systems, Vol. 6, No. 5, S. 399-419.
- [16] Livshits, Maya und Kribus, Abraham: *Solar Hybrid Stig Cycle*, SolarPaces, Perpignan: s.n., 2010.
- [17] Heide, Stephan; Gampe, Uwe; Freimark, Manfred: *Solar combined cycle hybrid power plant*, WO 2010/040712 A2, US 8.286.429, ZA 2011/01749, CN 102439304A, EP 09 783 739.7, Technische Universität Dresden, Patent.
- [18] Freimark, Manfred; Gampe, Uwe; Heide, Stephan; Schöne, Sophie: *Hochtemperaturfluidtransportsystem*, DE 10 2010 029 273, Technische Universität Dresden, 31.10.2012, Patent.
- [19] Felsmann, Christian; Gampe, Uwe; Freimark, Manfred: *Dynamic behavior of a solar hybrid gas turbine system*, ASME Turbo Expo 2015, Montreal, GT2015-42437.
- [20] Felsmann, Christian; Heide Stephan; Gampe, Uwe; Freimark, Manfred: *Modeling and Simulation of the Dynamic Operating Behavior of a High Solar Share Gas Turbine System*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, March 2015, Vol. 137.
- [21] ISO 21789:2009(E): *Gas turbine applications – Safety*, ISO, 2009.
- [22] VGB-R 121: *VGB-Richtlinie für Überwachungs-, Begrenzungs- und Schutzzeineinrichtungen von Gasturbinenanlagen*, VGB Power Tech e.V., 1993.

VGB | P O W E R T E C H

International Journal for Electricity and Heat Generation



Please copy >>> fill in and return by mail or fax

Yes, I would like order a subscription of VGB PowerTech.

The current price is Euro 275.- plus postage and VAT.

Unless terminated with a notice period of one month to the end of the year, this subscription will be extended for a further year in each case.

Name, First Name

Street

Postal Code City Country

Phone/Fax

Date 1st Signature

Cancellation: This order may be cancelled within 14 days. A notice must be sent to VGB PowerTech Service GmbH within this period. The deadline will be observed by due mailing. I agree to the terms with my 2nd signature.

Date 2nd Signature

Return by fax to

VGB PowerTech Service GmbH

Fax No. +49 201 8128-302

or access our on-line shop at www.vgb.org | MEDIA | SHOP.

**VGB PowerTech DVD 1990 bis 2014:
25 Jahrgänge geballtes Wissen rund um
die Strom- und Wärmeerzeugung
Mehr als 25.000 Seiten
Daten, Fakten und Kompetenz**

Bestellen Sie unter www.vgb.org > shop



**Jetzt auch als
Jahres-CD 2014
mit allen Ausgaben
der VGB PowerTech
des Jahres: nur 98,- €**



PowerTech-CD/DVD!

Kontakt: Gregaro Scharpey
Tel: +49 201 8128-200
mark@vgb.org | www.vgb.org

**Ausgabe 2014: Mehr als 1.100 Seiten Daten, Fakten und Kompetenz
aus der internationalen Fachzeitschrift VGB PowerTech**

(einschließlich Recherchefunktion über alle Dokumente)

Bruttopreis 98,- Euro incl. 19 % MWSt. + 5,90 Euro Versand (Deutschland) / 19,90 Euro (Europa)