

# **Gasturbine mit CO<sub>2</sub>-Rückhaltung – 490 MW (Oxyfuel-System Graz Cycle)**

**H. Jericha, W. Sanz, E. Göttlich**  
Technische Universität Graz, Österreich

## **Kurzfassung**

Die Errichtung von geschlossenen Kraftwerkssystemen mit der Möglichkeit der CO<sub>2</sub>-Rückhaltung stellt einen wichtigen Beitrag zur Einhaltung des Kyoto-Protokolls dar. In diesem Sinne haben Forschungs- und Entwicklungsarbeiten an der Technischen Universität Graz seit den 90er-Jahren zum Graz Cycle geführt, einem emissionsfreien Kraftwerksprozess höchsten Wirkungsgrades, der in zahlreichen Veröffentlichungen der Fachwelt vorgestellt wurde. Er basiert auf der Verbrennung des fossilen Brennstoffs mit reinem Sauerstoff, was die Abtrennung des CO<sub>2</sub> durch Kondensation ermöglicht.

In dieser Arbeit wird eine neue Variante des Graz Cycles vorgestellt, die die Abtrennung des bei der Verbrennung entstehenden CO<sub>2</sub> bei 1 bar erlaubt. Für eine Kraftwerk von 400 MW Nettoleistung (490 MW Wellenleistung) werden die Auslegungen der einzelnen Turbomaschinen vorgestellt und Konstruktionsdetails diskutiert, zusammen mit Überlegungen zur Materialauswahl, zur Spannung in den Rotoren und zur Rotordynamik. Das Verhalten des Rotors C1 im Falle einer unerwarteten Beschädigung durch Fremdkörper oder Wasserschlag wird untersucht und es wird gezeigt, dass die Ausführung der sorgfältig dimensionierten 4-Lager-Anordnung auch großen Unwuchten ohne Folgeschäden zu widerstehen vermag.

## **1. Einleitung**

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit ist die Weiterentwicklung des Kraftwerkssystems Graz Cycle, eines Oxyfuel-Prozesses zur CO<sub>2</sub>-Rückhaltung, zum Bereich der größten Leistungen wie sie im heutigen Gasturbinenbau erfolgreich verwirklicht wurden.

Zunächst sei aber auf die dramatische globale Entwicklung der Umweltbelastung und der Zerstörung der natürlichen Vorräte verwiesen. Wir alle wissen in welcher atemberaubenden Geschwindigkeit die Zerstörung natürlicher Vorräte wie Wasser und Wälder, die Überbelastung der Agrarflächen, ja sogar der Fischgründe vor sich gehen. Entscheidend jedoch ist die Abgasbelastung der Atmosphäre und es gibt derzeit schon kaum mehr einen Zweifel über die Wirkung und die Ausdehnung des menschlichen Beitrages.

Gegenmaßnahmen sollten rasch in allen Bereichen menschlicher Aktivität gesetzt werden. Obwohl schon 1988 durch die 700 Wissenschaftler der Toronto-Konferenz ein CALL FOR ACTION ausgesandt wurde, andere Tagungen stattfanden und heute das KYOTO GOAL von der Mehrheit der Regierungen rund um die Welt anerkannt ist, sind die Gegenmaßnahmen noch immer unzureichend. Es besteht sogar die Gefahr der Erwärmung der Permafrost-Zonen rund um das nördliche Eismeer, wobei durch das entstehende Methan eine weitere rapide Beschleunigung der Klimaerwärmung stattfinden könnte.

Im Kraftwerksbereich bietet vor allem die Gasturbinentechnologie Arbeitsweisen und Konstruktionen an, die in einfacher und wirtschaftlicher Weise Schadstoffe rückhalten können. Es scheint hoch an der Zeit davon Gebrauch zu machen [1].

In Technik und Wirtschaft werden heute 3 Möglichkeiten der CO<sub>2</sub> Rückhaltung immer intensiver diskutiert:

- 1) Oxyfuel-Systeme mit Verbrennung nur mit reinem Sauerstoff. In einfacher Weise kann das Verbrennungswasser durch Kondensation abgetrennt werden, das verbleibende aus Verbrennungsvorgängen stammende CO<sub>2</sub> kann dann gespeichert oder in anderer Weise technisch verwendet werden.
- 2) Chemische Verfahren, die aus dem Abgasstrom von Gasturbinen CO<sub>2</sub> durch Lösungsvorgänge aufnehmen. . Allerdings ist der Bedarf nach Wärme, um das gasförmige CO<sub>2</sub> wieder auszutreiben, sehr groß und die Lösungsmittel müssen dauernd erneuert und Verluste ersetzt werden. Weiters bedeutet der Widerstand im Abstrom eine bedeutende Verschlechterung des Wirkungsgrades luftsaugender Gasturbinen.
- 3) Umformung von Kohlenwasserstoffen, besonders Erdgas – ohne oder mit nur wenig Verwendung von O<sub>2</sub> – in eine Mischung von CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub> ermöglicht den Brennstoff H<sub>2</sub> abzutrennen und CO<sub>2</sub> zurückzuhalten. Dies wird versucht mit Hilfe von Membranen und auch mit Lösungsmitteln.

### **1.1. Oxyfuel-Alternativen zum Graz Cycle**

Das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz ist seit den 1980er-Jahren [2] im Bereich der CO<sub>2</sub>-freien Kraftwerkstechnik aktiv und bietet Technik und Wirtschaft Lösungen zur Konstruktion solcher Anlagen an.

Zuerst wurde eine Solarkraftanlage vorgestellt, die H<sub>2</sub> und O<sub>2</sub> aus der Spaltung von Wasser durch Fotovoltaik gewinnt. Leider kam es nicht zur Verwirklichung, obwohl dieser Vorschlag den Vorteil hatte, dass Sauerstoff nicht aus der Luft und der Brennstoff nicht aus biogenetischen Quellen hätte gewonnen werden müssen. Auch eine Spitzenlastanlage – mit weit geringeren Kosten als eine hydroelektrische Pumpspeicherung – hätten mit diesen Gas-Dampf-

Turbinensystem gebaut werden können, wobei die Wasserspaltung mit Strom aus den elektrischen Netzen in Zeiten der geringen Last möglich gewesen wäre. Druckspeicher für H<sub>2</sub> und O<sub>2</sub> und eine Gasturbine mit reinem Wasserdampf als Arbeitsmedium hätten für die Spitzenlastleistung gesorgt [3].

Seit dieser Zeit waren unsere Aktivitäten gerichtet auf die Verbesserung in der Konstruktion von Gasturbinen höchsten Wirkungsgrades mit der zusätzlichen Fähigkeit CO<sub>2</sub> einzusammeln und zu speichern. Der H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub> Prozess mit dem Arbeitsfluidum Wasser bzw. Dampf hatte sich als wissenschaftliche Aufgabe sehr effektiv erwiesen in der Auslegung von Turbinen und Kompressoren und in der Entwicklung von Rechenverfahren zur Kreislaufberechnung [4].

Dies wurde unterstützt durch die Erfahrungen aus der Zusammenarbeit mit den Entwicklern deutscher Raketenmotoren und durch unsere theoretischen Studien in Brennern und Brennkammerströmungen [5]. Es war damit klar, dass zur stöchiometrischen Verbrennung von H<sub>2</sub> und O<sub>2</sub> von Anfang an H<sub>2</sub>O in die Brennerflamme eingespeist werden musste. Auch zeigte sich, dass die Eigenschaften des Wasserdampfes eine doppelte Schleife im Kraftwerkskreislauf erforderten, um den maximalen Dampfdruck auf baubaren Werten zu halten.

Diese Vorteile wurden beibehalten als es klar wurde, dass die Rückkehr zu fossilen Brennstoffen wie Erdgas oder sauerstoffgeblasenen Kohlegas unerlässlich war. Der Sauerstoff muss aus der Lufttrennung mit kryogenen Anlagen gewonnen werden. Diese waren damals und sind heute in der Technik in sehr großen Anlagen in der Stahl- und Ölindustrie erfolgreich in Betrieb.

Auf diese Weise wurde der originale Graz Cycle geschaffen und zuerst veröffentlicht bei der CIMAC 1995 [6]. Ein direkter Vergleich von Wasserstoff mit Erdgas als Brennstoff wurde in ASME Cogen Turbo 1995 [7] gegeben.

## **1.2. Andere Oxyfuel-Vorschläge**

Zur gleichen Zeit oder wenige Jahre später wurden Vorschläge in ähnlichem Sinne international publiziert. Alle diese Oxyfuel-Prozesse arbeiten mit reinem CO<sub>2</sub> als Arbeitsfluid der Kompressoren. CO<sub>2</sub> wird komprimiert und durch die Brennkammer und Hochtemperaturturbine geführt. Das Verbrennungswasser wird durch Kondensation am Kühlwasser am unteren Temperaturende ausgeschieden, zusammen mit dem Überschuss an CO<sub>2</sub>, wie in der Verbrennung erzeugt.

Von diesen frühen Arbeiten seien nur der Matiant Cycle [8] und ein Hochdruck-CO<sub>2</sub>-Kreislauf der IIASA vorgestellt [9]. Dieser Erfindungsgedanke beinhaltet einen Kreislauf mit sehr hohem Druck und sehr hohem Druckverhältnis, gefeuert mit C oder CO als Brennstoff und mit

O<sub>2</sub> als Oxidantium. Der Hochdruckteil hat mehrere hundert bar, der Niederdruckteil ist bei 70 bar, wobei CO<sub>2</sub> durch Kühlung kondensiert wird und die der Verbrennung entsprechende Menge zurückgehalten wird. Diese Eigenschaft scheint sehr von Vorteil, aber die extrem hohen Druck ausgesetzten Wärmetauscher und Gasturbinen sind schwierig zu konstruieren und kaum sicher zu betreiben.

Zu reinen CO<sub>2</sub>-Kreisläufen sind verschiedene Bedenken anzumelden: Die Schallgeschwindigkeit von CO<sub>2</sub> ist sehr niedrig, dies führt zu großer Stufenzahl in den Gasturbinenkompressoren. Weiters muss auf die Gefahr der Ablagerung von staubförmigen Partikeln, die aus geringer Unvollständigkeit der Verbrennung entstehen können, in den gekühlten Hochtemperaturbrennern und Schaufeln der Gasturbinen verwiesen werden. Wenn nun das Arbeitsgas CO<sub>2</sub> beladen mit solchen Partikeln zur Kühlung in den Serpentin-Kanälen und lasergebohrten Kühlungslöchern moderner Hochtemperaturgasturbinen einströmt, so unterliegt es Beschleunigungen von 30 000 bis 50 000 g, die zur Ablagerung führen. Es besteht dadurch die Gefahr des Versagens der Schaufelkühlung.

## 2. Beschreibung und Logik des Graz Cycles

Zur Beschreibung des Graz Cycles zeigt Bild 1 ein vereinfachtes Kreislaufschaltbild mit den wichtigsten Komponenten in einer Variante, die bei der ASME TURBO Expo 2006 erstmals vorgestellt wurde [1]. Es werden hier mehrere Ergebnisse davon zitiert und Weiterentwicklungen vorgestellt, die mit unseren früheren Arbeiten für VDI Tagungen in Beziehung stehen [10, 11].

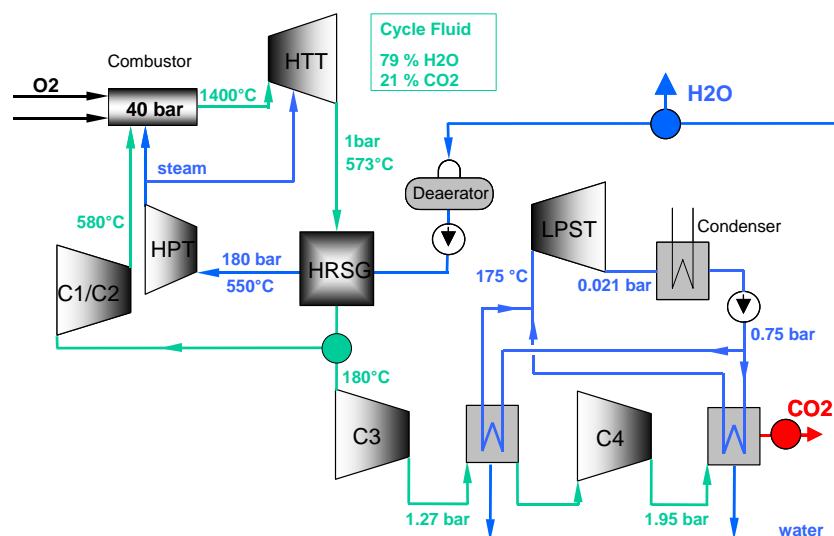


Bild 1: Vereinfachtes Kreislaufschema des Graz Cycles [1]

Grundsätzlich besteht der Graz Cycle aus einem Hochtemperatur-Prozess (Kompressoren C1, C2, Brennkammer, Hochtemperaturturbine HTT, Abhitzeessel HRSG und Hochdruckdampfturbine HPT) und einem getrennten Niedertemperatur-Dampfprozess mit der Niederdruckdampfturbine LPST. Der Brennstoff wird mit Sauerstoff bei 40 bar stöchiometrisch verbrannt, die Kühlung der Flamme (Vermeidung von Dissoziation) erfolgt durch die Beimischung der inerten Gase Dampf direkt in die Brenner und Arbeitsgas in den äußeren Flammrohrbereich. Das Arbeitsgas hat nach der Brennkammer eine Zusammensetzung von 79 % H<sub>2</sub>O und 21 % CO<sub>2</sub>. Nach der Expansion in der Gasturbine wird dies im Abhitzeessel HRSG gekühlt und danach in zwei Ströme geteilt. Dabei wird der Hauptstrom über die Kompressoren C1 und C2 verdichtet der Brennkammer zugeleitet, wobei ein Gasgemisch von CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O mit hohem Wasserdampfanteil in den äußeren Raum um das sternförmige Flammrohr einströmt. Der andere Teilstrom wird dem 1,3/1,9 bar Kondensator zugeführt.

In diesem erfolgt die Trennung des CO<sub>2</sub> aus der Verbrennung vom Verbrennungswasser und vom Wasser, das als Kühldampf für Brenner, Schaufeln und Rotoren Verwendung gefunden hatte. Diese Wassermenge speist den Abhitzeessel HRSG (nach sorgfältiger Reinigung des Speisewassers und Entgasung desselben). Der entstehende Sattdampf wird im Überhitzer und vorher im C1/C2-Zwischenkühler auf die erwünschte Spitztemperatur gebracht und zur Leistungserzeugung in die Hochdruckdampfturbine HPT eingespeist. Aus dieser werden die Brennerwirbel der Brennkammer versorgt und alle Hochtemperaturschaufeln in der Hochtemperaturturbine HTT gekühlt. Dies gilt auch für die Kompressorturbine HTTC, die auf der schnellen Welle die Kompressoren C1 und C2 antreibt. Es sei darauf verwiesen, dass hier nur völlig reines inertes Medium also Wasserdampf in die engen Kanäle der Brenner (Brennstoff + O<sub>2</sub>+H<sub>2</sub>O) gelangt und alle gekühlten HTT-Schaufeln durchströmt, so dass keine Gefahr der Ablagerung besteht.

Hier sei die Anmerkung erlaubt, dass die Rückführung von 2 Strömen keinen Nachteil darstellt, sondern Brenner und HTT-Schaufeln durch diese Konstruktion wirkungsvollen Schutz erhalten. Die Kompressionsleistung der GT wird wirkungsvoll verringert. Weiters ist die Leistungserzeugung durch die HPT ein wichtiger Beitrag zum Wirkungsgrad, da die Abgastemperatur der HTT genügend hoch ist um richtige Bedingungen für die Speisung der HPT herzustellen.

In dem oben erwähnten Kondensator erfolgt in der Speisung durch 2 Kompressorstufen eine Druckerhöhung auf 1,27/1,95 bar (siehe Bild 1). Diese sind auch als erste Stufen des CO<sub>2</sub>-Pipeline-Liefer-Kompressors anzusehen, in dem der Druck auf ungefähr 100 bar für die Verflüssigung erhöht wird. Der höhere Druck im Kondensator kostet zwar etwas Leistung, er erlaubt aber die Verdampfung im geschlossenen tiefliegenden Dampfkreis bei einem sinnvol-

len Druck von 0.75 bar. Die Eintrittstemperatur und die Expansionslinie der Niederdruckdampfturbine LPST liegen dann sehr günstig, und es treten keine Feuchtigkeitsverluste auf, da erst im Kanal der letzten Schaufel die Wilson-Linie gekreuzt wird und erst danach im Austritt aus dem Schaufelprofil feine Tropfen entstehen.

### 3. Leistungsbilanz des 400 MW - Graz Cycles

Tabelle 1 zeigt die Leistungen der einzelnen Turbomaschinen und die gesamte Leistungsbilanz für ein Graz Cycle Kraftwerk von 400 MW Nettoleistung [1]. Die gesamte Verdichterleistung beträgt nur ca. ein Drittel der gesamten Turbinenleistung, was zu einem thermischen Wirkungsgrad von 66.5 % und einem elektrischen Wirkungsgrad von 64.65 % führt. Unter Berücksichtigung des Aufwandes für die Sauerstoffbereitstellung als auch für die Verdichtung des CO<sub>2</sub> auf 100 bar für die Verflüssigung verringert sich der Nettowirkungsgrad auf 53.12 %, einem Wert, der höher ist als für die meisten alternativen CO<sub>2</sub>-Sequestrierungstechniken.

Tabelle 1: Leistungsbilanz des Graz Cycles

HTT Leistung [MW]	617.9	Netto-Wellenleistung ohne mechanische Verluste [MW]	504.7
HPT Leistung [MW]	49.9	Gesamte Wärmezufuhr [MW]	758.6
LPST Leistung [MW]	71.6	<b>Thermischer Wirkungsgrad [%]</b>	<b>66.52</b>
<b>Gesamte Turbinenleistung [MW]</b>	<b>739.4</b>	Elektrische Leistung inkl. Aller mechanischer, elektrischer und Zusatz-Verluste [MW]	490.7
C1 Leistung [MW]	131.1	<b>Netto-Prozesswirkungsgrad [%]</b>	<b>64.68</b>
C2 Leistung [MW]	82.6	O <sub>2</sub> Erzeugung & Verdichtung P <sub>O<sub>2</sub></sub> [MW]	74.7
C3 Leistung [MW]	8.9	<b>Wirkungsgrad inkl. O<sub>2</sub> Bereitstellung [%]</b>	<b>54.83</b>
C4 Leistung [MW]	6.6	CO <sub>2</sub> Verdichtung auf 100 bar P <sub>CO<sub>2</sub></sub> [MW]	13.0
Pumpenleistung [MW]	5.5	<b>Nettoleistung [MW]</b>	<b>403.0</b>
<b>Gesamte Verdichterleistung [MW]</b>	<b>234.7</b>	<b>Nettowirkungsgrad <math>\eta_{net}</math> [%]</b>	<b>53.12</b>

### 4. Auslegung der Turbomaschinen

Die folgenden Ausführungen zeigen die eingehende konstruktive Arbeit, die unser Institut zu diesem Vorschlag einer CO<sub>2</sub> zurückhaltenden Gasturbine geleistet hat [1,10-16].

Für eine 400 MW Graz Cycle Anlage ist ein 490 MW Turbosatz notwendig, um die Zusatzleistung für die Sauerstofferzeugung und CO<sub>2</sub>-Verdichtung zu kompensieren. Die Graz Cycle Anlage ist als Zweiwellen-Gasturbine vorgesehen (siehe Bild 2). Diese Ausführung ist im gegebenen Fall infolge der Art und der Menge des zu komprimierenden Mediums zwingend

gegeben. Im Vergleich zur Luft saugenden Gasturbine setzt sich der Rückstrom zur Brennkammer (zur Kühlung der hohen Temperaturen der Flamme) aus zwei Komponenten zusammen, dem Arbeitsgas – eine Mischung aus Wasserdampf 79% und CO<sub>2</sub> 21% – und einem Strom von reinem Wasserdampf, erzeugt im HRSG und vom Hochdruck entspannt in der HPT auf Brennkammerdruck. Der Wasserdampf versorgt die Brennerwirbel, kühlt die Hochtemperaturschaufeln der HTT und in geringen Mengen entspannt und durch Einspritzwasser gekühlt, dichtet er alle Außenlabyrinthringe und kühlt durch geeignete Einspeisung alle Rotoroberflächen, sodass die Rotortrommeln der schnellen Welle auf 300°C gehalten werden können.

Da Dampf seinen hohen Druck durch die Speisepumpe mit geringer Leistung erhält und die Kompressoren C1 und C2 nur einen Teilstrom verarbeiten, ist die Gasturbinenkompressionsleistung gegenüber einer luftsaugenden Maschine deutlich verringert. Dadurch ergibt sich insgesamt eine geringere Kompressionsleistung und eine sichere Versorgung aller Kühlkanäle und auch aller gekühlten Oberflächen.

Das wichtigste Element ist die schnelle Welle mit 8500 Upm bestehend aus den Kompressoren C1 und C2 sowie aus der Kompressorturbine HTTC. Diese relativ hohe Drehzahl wurde gewählt, um eine ausreichende Schaufellänge am Ausgang des C2-Kompressors zu erzielen und um die Anzahl der Kompressorstufen gering zu halten. Der zweite Teil der HTT, die Nutzturbine HTTP liefert die Hauptleistung an den Generator, an dessen anderen Seite die vierflutige LPST angekuppelt ist. Beide Wellen sind auf demselben Federfundament gelagert, während der Zwischenkühler zwischen C1 und C2 auf dem festen Fundament montiert ist. Die HPT kann an das andere Ende der LPST gekuppelt sein oder einen eigenen Generator antreiben, was die Zufuhr von externem Dampf zum Anfahren erleichtern würde.

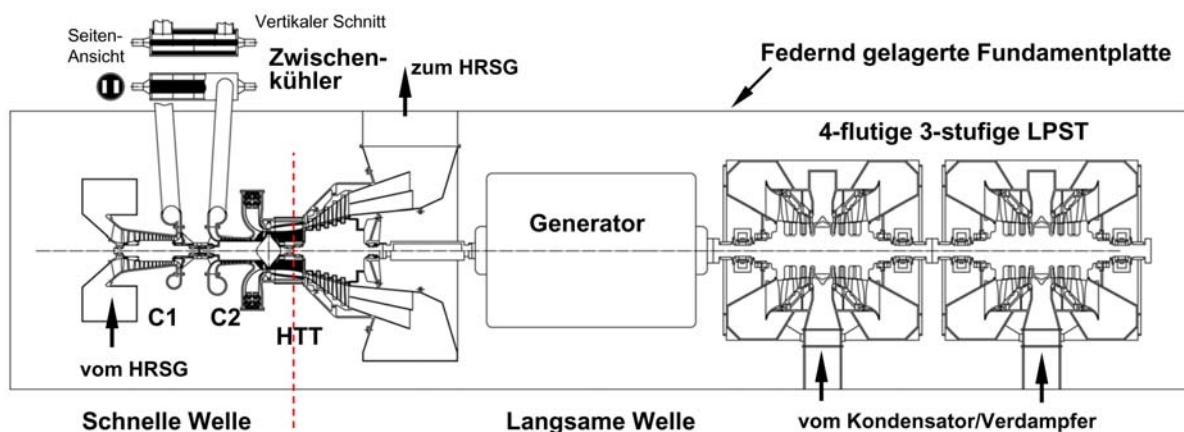


Bild 2: Darstellung des Gasturbinenteils C1, C2, HTT im Grundriss links des Generators, rechts die Dampf-Kondensationsturbine LPST

Bild 3 zeigt die schnelllaufende Welle mit den beiden Arbeitsgaskompressoren und der transsonischen Stufe HTTC. In der Diskussion dieser Ergebnisse mit der Industrie wurde verschiedentlich eingewandt, dass derart schnelllaufende Wellen, vor allem in diesem Leistungsbereich, eine schwierige Neuentwicklung darstellen. Neuentwicklungen im Gasturbinenbau sind immer schwierig und bedürfen des ganzen Einsatzes wissenschaftlicher Methoden, die uns zur Verfügung stehen. In diesem Zusammenhang möchte ich ehrend unseren Kollegen F. ZERLAUT erwähnen, der 1988 an der TU Graz als Leiter des Sulzer Gasturbinenbaus seinen neuen Gasturbinentyp GT10 vorgestellt hat. Dieses Modell war so erfolgreich, dass es trotz der Notwendigkeit Schwierigkeiten zu überwinden, heute noch gebaut wird. Diese ist ein Vorbild für das Prinzip der freilaufenden schnellen Welle.

Die Forschungen unseres Institutes zur Überschallströmung in Turbinenstufen wurden durch das EU-Projekt DITTUS (Development of Industrial Transonic Turbine Stages) wesentlich gefördert. Die Fertigstellung unserer Versuchsanlagen und die Ausstattung mit optischer Messtechnik ermöglichten uns Forschungsergebnisse über die Lage und Stärke der auftretenden Verdichtungsstöße, über die Geschwindigkeitsverteilung in solchen Beschaukelungen im allgemeinen und damit auch Vorhersagen über Wirkungsgrade zu erhalten. Gleichzeitig wurde unser innovatives Kühlsystem, das mit kohärenten auf Überschall expandierenden Kühlschichten an der Oberfläche der Schaufeln arbeitet, zum ersten Mal getestet. Diese Ergebnisse wurden gemeinsam mit Universität Florenz zu einer vollständigen Methodik der Hochtemperaturschaufelkühlung ausgestaltet [17].

Für die Auslegung der Kompressoren wurden die Ergebnisse unserer Partner im DITTUS Programm [18] sowie die des Kompressorprüfstandes an der TU Darmstadt [19] herangezogen. Für die strömungsmäßige Auslegung der Kompressoren ergibt die gewählte hohe Drehzahl von 8500 Upm (Verhältnis  $8500/3000 = 2,833$ ) unter den Bedingungen des Kreislaufschemas die kleinstmögliche Stufenzahl sowie die maximale Länge der Kompressorschaufeln, damit minimale Spaltverluste und optimale Erhaltung des Meridionalprofiles in der Axialströmung. Durch die Einschaltung des Zwischenkühlers wird die Kompressionstemperatur begrenzt. Durch Einspeisung einer geringen Menge von Kühldampf unter den Schaufelfüßen der 2. Hälfte der C2-Beschaukelung kann die Rotortemperatur auf 300°C gehalten und das Meridionalprofil durch die Neueinspeisung optimal gestaltet werden. Durch Dampfstrahlen im Außendurchmesser der Leitschaufeln können auch diese letzten Stufen noch weiter verbessert werden (Anwendung in einer luftsaugenden Gasturbine siehe [20]).



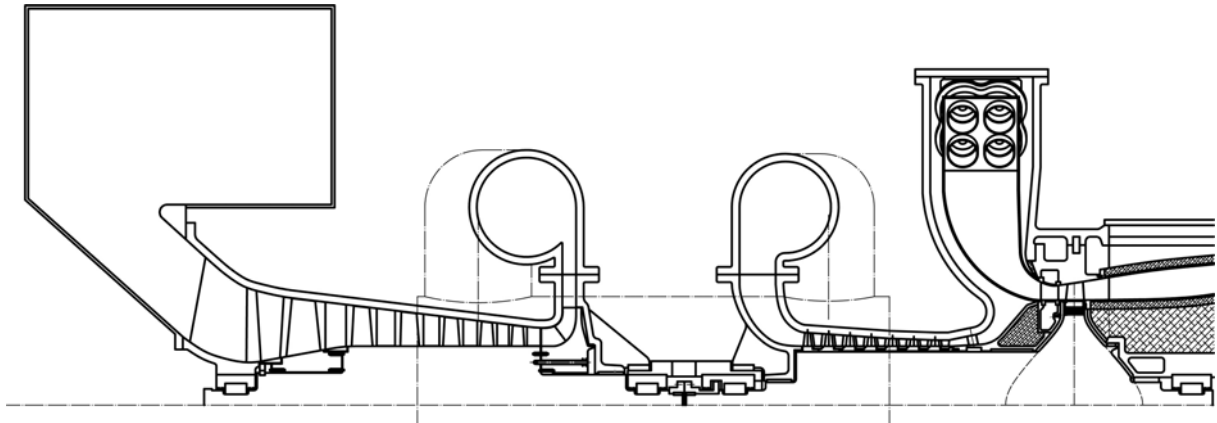


Bild 3: Schnittbild der schnellen Welle bestehend aus den Kompressoren C1 und C2 sowie der transsonischen Antriebsturbine HTTC

Bild 4 zeigt die HTT-Turbine mit zwei Wellen großer Geschwindigkeitsdifferenz. Ein Zwischenlager zwischen Kompressorturbine und Nutzturbine ist notwendig, die Strömung außen hat eine Temperatur von  $1075^{\circ}\text{C}$  und einen Druck von 14 bar. Der Übergangskanal befindet sich auf konstantem Radius.

Die starke Volumsänderung in der Nutzturbine bedingt dann die starke Zunahme des inneren Radius. Dies führt zu höheren Strömungswirkungsgraden aufgrund langer Schaufeln und zu effizienter Kühlung und Schubausgleich in der Austrittsebene. Fünf Stufen sind notwendig für eine Drehzahl von 50 Hz. Der Rotor besteht aus wärmebehandeltem ferritischem Stahl.

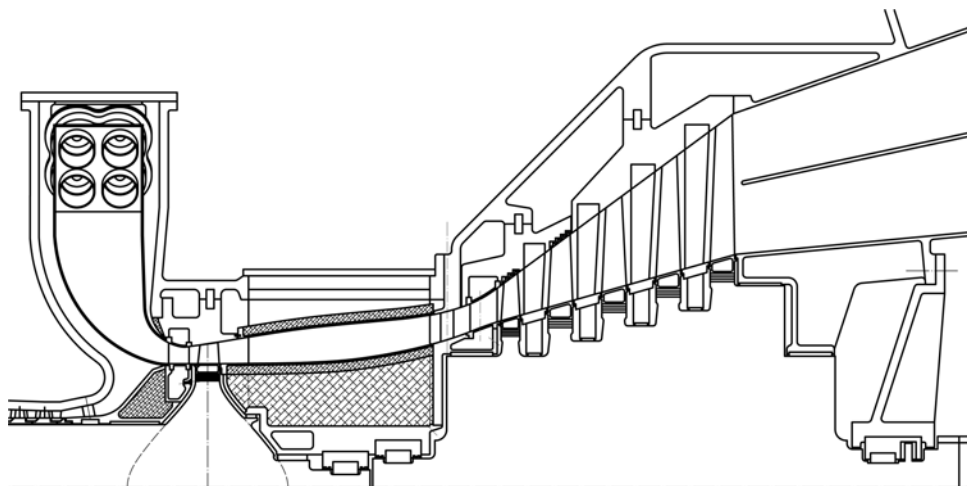


Bild 4: HTT mit Kompressorturbine HTTC und Nutzturbine HTTP (50 Hz)

Für den Schubausgleich der Nutzturbine HTTP wird ein gestuftes Labyrinth an der Austrittsseite der Rotortrommel angeordnet (siehe Bild 4), das mit Dampf höheren Drucks beaufschlagt ist. Der Dampfstrom dient auch zur Rotorkühlung und wird entlang der Trommel un-

terhalb der Fußdichtungsplatten von der letzten bis zur dritten Stufe geführt. Der Kühldampf für die erste und zweite Stufe der HTTP wird durch die hohlen Düsenschaufeln zu einem inneren Hohlraum geführt, von wo aus die Versorgung der Rotorschaufeln erfolgt.

Die gemeinsame Welle von C2 und HTTC zeigt Bild 5. Die Beschaufelung des C2 wird auf einem Trommelläufer angeordnet, der im Teil hinter der Brennkammer in eine Scheibe gleicher Festigkeit übergehend, die Schaufeln mit dem innovativen Cooling System ICS trägt, die durch Einblasung von 300 Grad C Kühldampf gespeist wird [11, 14, 15, 17]. Die Kühldampzufuhr zu den Schaufeln erfolgt durch die hohlen Düsenschaufeln radial einwärts in einen Ringraum aus dem Düsen die Dampfstrahlen im Winkel zur Umfangsrichtung in die Tannenbaumfüße der Laufschaufeln einspeisen.

Die Scheibe selbst ist an beiden Seiten mit Kühldampf beaufschlagt entsprechend der Druckdifferenz gegeben durch den Schaufelreaktionsgrad. Rechts innen wird mit einer Zone höheren Kühldampfdruckes der Schubausgleich bewirkt. Über den äußeren Labyrinthansatz strömt der Kühldampf der rechten oberen Scheibenseite zu. Gegenüber wird am Durchmesser der letzten Kompressorschaukel von 40 bar ebenfalls in den Bereich der linken Scheibenseite Kühldampf entsprechend dem Stufenzwischendruck eingespeist. Auf diese Weise ist die Läuferzone der höchsten Temperatur - die Scheibe der ersten HTT-Stufe - an allen Oberflächen auf niedriger Temperatur gehalten, sodass Kriechvorgänge verhindert sind.

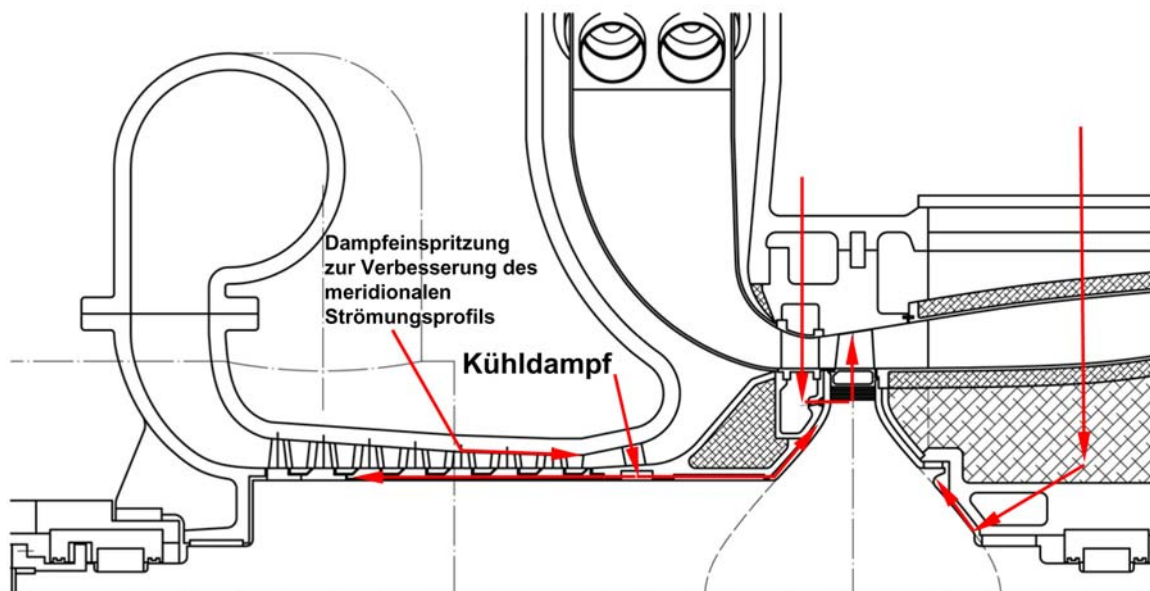


Bild 5: C2 und HTTC – Schnittbild mit Überströmung zur 50 Hz Powerturbine: Details der Kühlung von C2 und der transsonischen Stufe.

Das System einer Oxyfuel-Brennkammer wurde u.a. von verschiedenen japanischen Forschungsinstitution untersucht (z.B. [21]). Ziel ist ein optimaler Verbrennungswirkungsgrad und ein guter Ausbrand, sodass keine Reaktionspartner durch die Beimischung inerter Gase verloren gehen. Bild 6 zeigt den Meridionalschnitt der Brennkammer, die im Detail in [14] beschrieben ist. Methan und Sauerstoff werden abwechselnd in einem Wirbel zugeführt, der für gute Durchmischung sorgt. Kühlung erfolgt durch Dampf, der außen den Wirbel umhüllt. Das Gehäuse wird durch das rückgeführte CO<sub>2</sub>/Dampf-Gemisch gekühlt.

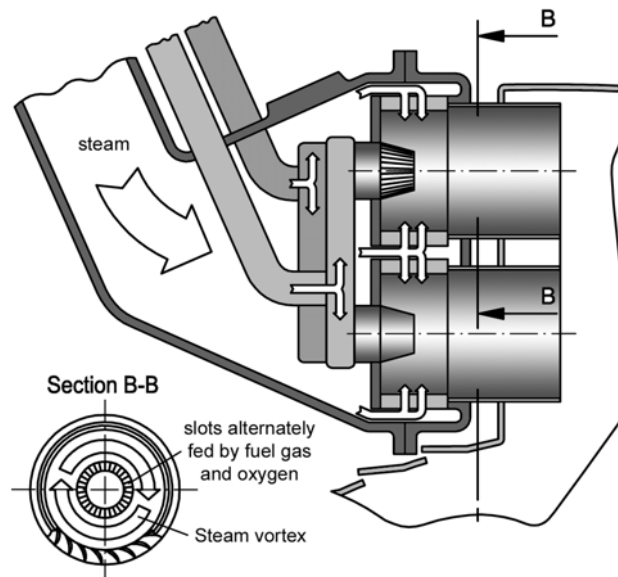


Bild 6: Graz Cycle Brennkammer [14]

## 5. Materialauswahl

Bei der Trommel von C1 ist Dampfkühlung nicht erforderlich, die höhere Austrittstemperatur im Radialrad wird durch hochfestes Material bewältigt. Da in C2 Dampfkühlung auf allen freien Oberflächen erfolgt, kann von der guten Wärmeleitung eines ferritischen Materials Gebrauch gemacht werden. Da in Wasser gelöstes CO<sub>2</sub> als Kohlensäure eine zwar schwache aber doch wirksame Säurewirkung entfaltet, erscheint widerstandsfähiges Material notwendig.

Wir beabsichtigen daher für beide Trommeln ferritischen Chromstahl (z.B. Böhler T 550) vorzuschlagen, der bei der mittleren Temperatur von 300°C ausreichende Festigkeitswerte erbringt, gute Wärmeleitung und geringe Wärmedehnung und damit nur geringe instationäre Wärmespannungen aufweist. Die erste Scheibe des C1 wird zweckmäßiger Weise aus der Titanlegierung Böhler L535, die Scheibe der radialen Endstufe aus Nimonic 80A oder äquivalentem Inconell gefertigt.

## 6. Festigkeit

Die Überschallstufe HTTC mit 0,75 m mittleren Radius und 0,12 m Schauffellänge ist aus Hochtemperaturmaterial gefertigt, von innen her mit 300°C Dampf gekühlt im Sinne unseres ICS beschrieben in [11, 14, 15, 17].

Wie in Bild 7 gezeigt ist über die Schnittzeichnung des Rotors C2-HTTC die Kontur einer Scheibe gleicher Festigkeit eingezeichnet, sodass aus der Formel von Walter Traupel [22] in einfacher Weise der Zusammenhang Fliehkraft, Breitenvariation und konstante Materialspannung ersichtlich wird. Im selben Bild ist für den Trommelbereich des Läufers C2 schematisch die dreidimensionale Spannungsverteilung einer unendlich langen Trommel eingezeichnet.

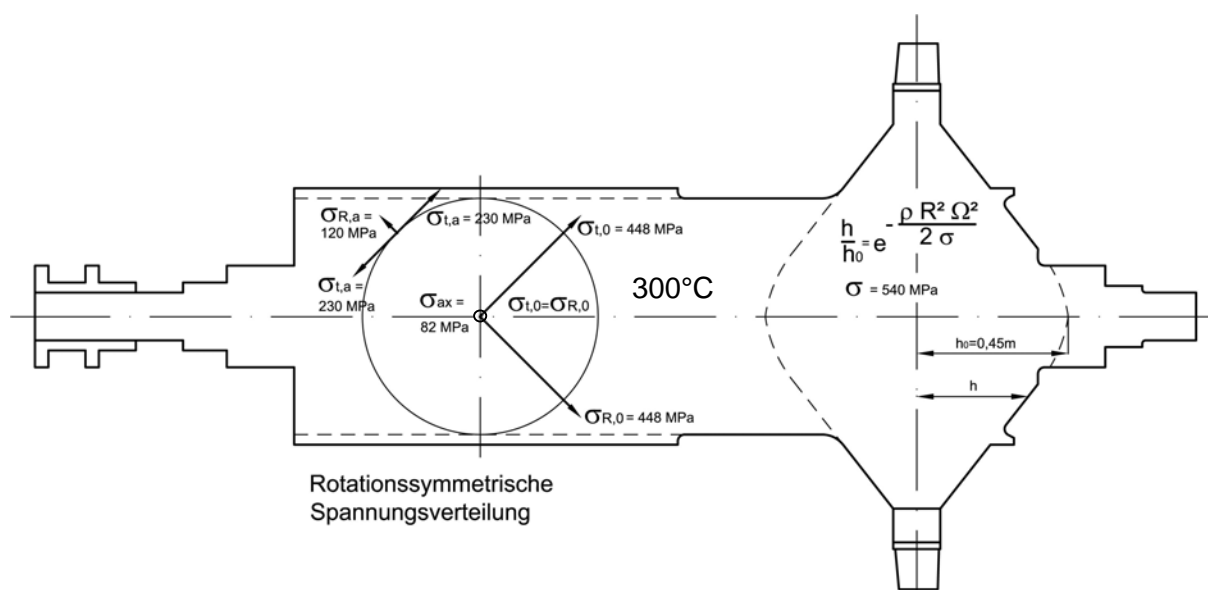


Bild 7: Schematische Darstellung der Spannung in der Welle C2-HTTC: Scheibe gleicher Festigkeit geht in Trommel über, dargestellt sind die analytischen Lösungen für Scheibe gleicher Festigkeit [22] und lange Trommel

Bei C1 sind der Mittelteil der Trommel und die Wellenstummel aus dem gleichen nichtrostenden Material gefertigt. Die Tannenbaumfußbefestigung ist gleich wie im Rotor C2. An beiden Enden sind Scheiben so befestigt, dass radiale Wärmedehnungen aufgenommen werden können, wobei diese Scheiben dabei genau zentriert bleiben. Dies erfolgt durch hochfeste Ringe, die in Keilnuten eingepresst die radial zentrische Verformung ermöglichen, aber sehr steif gegen seitliche Verschiebung sind (siehe Bild 8).

Die erste Stufe ist eine axiale transsonische Stufe nach dem Vorbild des transsonischen Versuchsrotors der TU Darmstadt [19]. Sie ist als Titan-Blisk ausgebildet, da die hohen Fliehkräfte in der Nabe infolge des hohen Radienverhältnisses von  $R_a = 0,7 \text{ m}$  außen und  $R_i$

= 0,335 m innen die Unterbringung einer Schaufelfußkonstruktion kaum erlaubt. Dieser Blik dehnt infolge der Fliehkräfte am Innenradius um 1 mm radial auf, was weniger auf Wärme als auf Fliehkraftspannungen zurückzuführen ist. Diese Dehnungen werden durch die elastischen Ringe aufgenommen. Die letzte Stufe ist eine Radialscheibe aus Nickellegierung, ebenfalls radial dehnfähig, jedoch winkelsteif durch die Ringe gegenüber der Welle. Über diese konstruktive Lösung wurde 1988 bei der VDI Verdichtertagung berichtet [23]. Details der ersten und letzten Stufe sind in Bild 9 dargestellt.

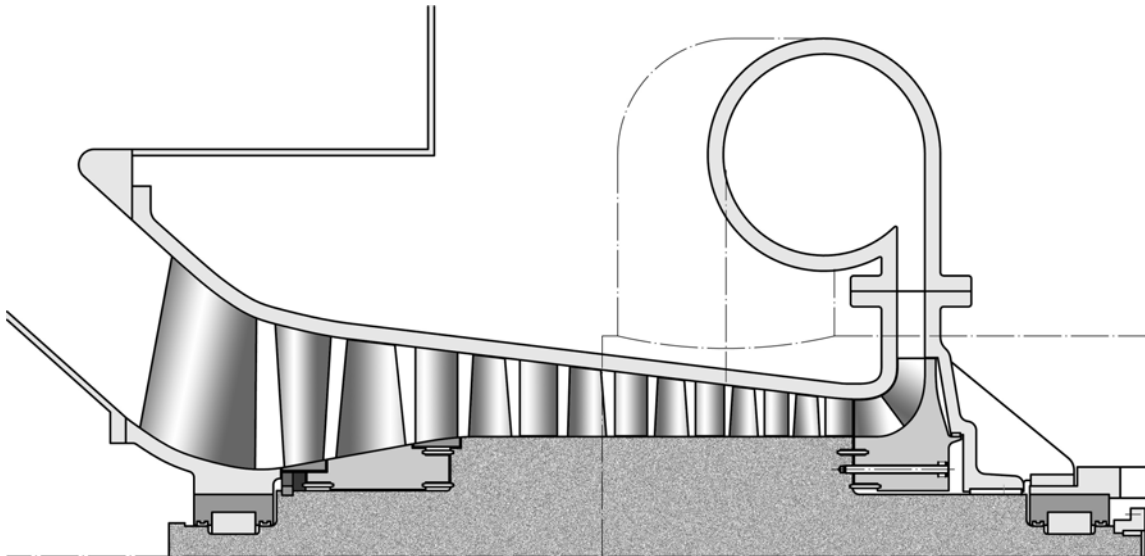


Bild 8: Schnittbild des Kompressors C1: erste und letzte Stufe mit Ringzentrierung am mittleren Trommelteil befestigt [23], Stufen 2 – 6 mit zweizackigem Tannenbaumfuß, der axialen Einschub ermöglicht

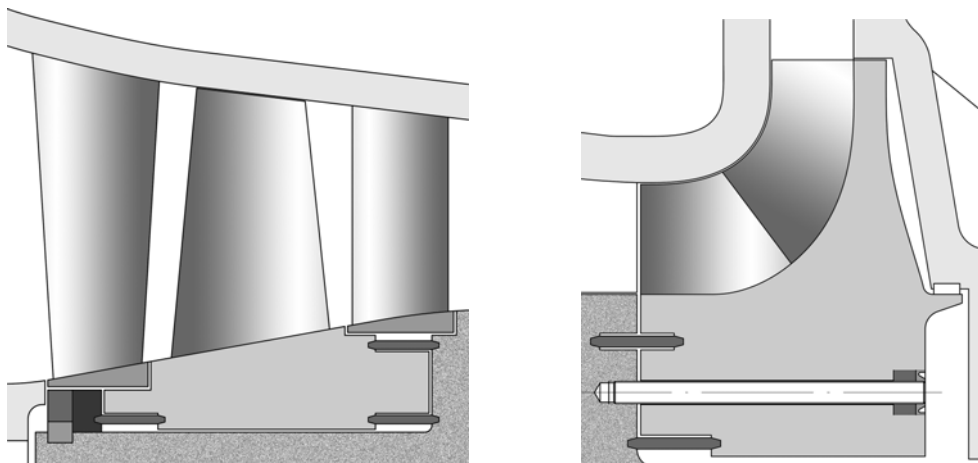


Bild 9: Detailzeichnungen der ersten Stufe mit Blik aus Titanlegierung und der letzten Stufe als Radialrad aus Nickellegierung des Kompressors C1. Beide Stufen mit Ringzentrierung.

Durch die hohe Festigkeit und Temperaturverträglichkeit dieser letzten Stufe bleibt die Temperatur der Trommelstufen unter 400 Grad C, sodass keine Kühlung erforderlich ist. Die übrigen Axialkompressorstufen der Trommeln C1 und C2 sind strömungstechnisch nach bestem Wissen anhand der Literatur ausgebildet. Lange Schaufeln und Schaufeln im Bereich über 400 Grad C erfordern eine genaue Auslegung der Fußbefestigungen. Da reine Schwalbenschwanzbefestigungen nicht ausreichen, wurde ein zweizackiger Tannenbaumfuß gewählt. Die Nuten werden zuerst mit Scheibenfräser und dann die Zahnformen mit dem Fingerfräser in Längsrichtung der Achse gefräst. Die Beschreibung der Tragfähigkeit und Einflüsse unvermeidlicher Fertigungsungenauigkeiten wurden von Pirker und Jericha [24] rechnerisch und spannungsoptisch untersucht.

## 7. Rotordynamik C1

Beide Trommelläufer von C1 und C2 werden in sogenannten Zweikeillagern gehalten. Diese zeichnen sich durch Verhinderung von lateraler Instabilität und sehr hohe Dämpfungsfähigkeit aus [25].

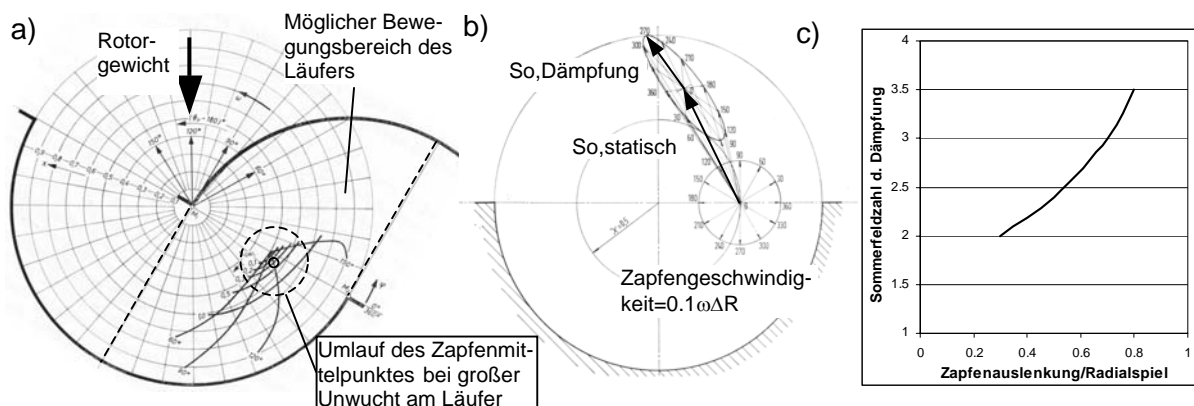


Bild 10: Zweikeillager (Patent Elin 1963, [25]): a) Lagerspielraum mit Gleichgewichtslinien für  $B/D=1$ , hier  $120^\circ$ -Linie gültig; b) Dämpfungskräfte des Halbschalenlagers ( $B/D=1$ ), Lagerkraft abhängig von Zapfengeschwindigkeit; c) Sommerfeldzahl der Dämpfung vs. relativer Zapfenauslenkung. Die Amplitude der Dämpfungsellipse beschreibt den örtlichen Zusammenhang mit der Dämpfungskonstante. Es ergeben sich daher große und wirksame Dämpfungen.

Als Beispiel für die eingehenden Untersuchungen hinsichtlich der Eigenschaften der beiden Trommelläufer, die die schnelle Welle bilden, wird im folgenden die Rotordynamik im Normalbetrieb der Welle C1 vorgestellt. Wie oben beschrieben besteht diese aus einer Trommel in der Mitte mit Wellenstummeln symmetrischer Länge, die in symmetrisch angeordneten Lagern die Last und die Unwuchtkräfte des Lagers tragen. An beiden Stirnseiten

sind Räder aus verschiedenem Material radial dehnfähig, aber steif gegen laterale Verschiebung angebracht.

Bei der Berechnung der rotordynamischen Eigenschaften werden diese Räder der Trommelmasse zugeschlagen und somit ebenso wie diese von den Wellenstummeln in den Lagern getragen. Die Welle durchfährt bei  $0.622 \times 8500$  Upm ihre kritische Drehzahl, dies unter Berücksichtigung aller Massen und aller Federwerte der Trommel selbst, der Wellenstummel und der Elastizität und Dämpfung der Ölfilme. Die erste Eigenform ist die einer symmetrischen Auf- und Abbiegung (siehe Bild 11). Die zweite Eigenform erfolgt unter Schiefstellung der Trommel und unter schiefsymmetrischer Verformung der Wellenstummel und der Lagerölfilme. Die Eigenfrequenz dieser Eigenform läge bei 16.790 Upm, die entsprechende kritische Drehzahl kann natürlich nicht erreicht werden. Diese Eigenform ist nur bei hoher unsymmetrischer Unwucht von Bedeutung.

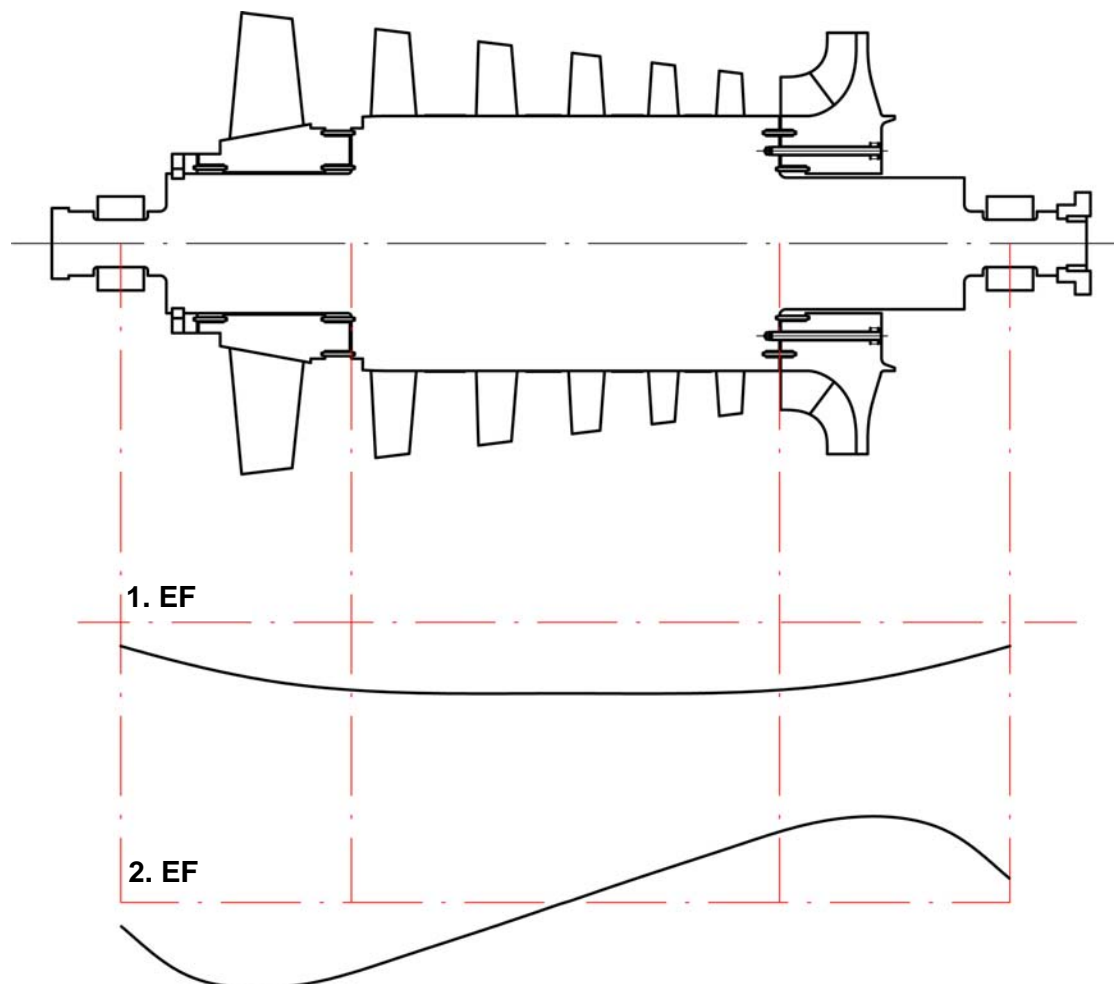


Bild 11: a) 1. und 2. ungedämpfte Eigenform des C1 (Trommelläufer mit links und rechts zentrierten zusätzlichen Stufen), 1. Eigenfrequenz: 88 Hz, 2. Eigenfrequenz: 280 Hz bei einer Drehzahl von 142 Hz.

Bei Wellen, die im Drehzahlbereich von 1,6 x der kritischen Drehzahl betrieben werden, besteht bei einfachen Lagern die Gefahr der Ölfilmstabilität. Bei leichten schnelllaufenden Maschinen verwendet man daher oft Kippsegmentlager, die auch gegen die Spaltinstabilität wirksam sind. Bei derart schweren Laufrädern und Wellen, die hier in Rede stehen, sind Kippsegmentlager ungeeignet, da sie in den hochbelasteten Bewegungselementen Abnutzung erfahren, sich daher locker schlagen und ihre Funktion verlieren. Das vom Autor seit längerem rechnerisch untersuchte Zweikeillager mit festen Gleitflächen erträgt hohe Wechsellasten, hat hohe Dämpfung und durch die relativ dicken Ölfilme auch vergleichsweise niedrige Reibung. Eine Untersuchung dieser Lager an überkritischen Wellen mit großer Unwucht wurde 1983 im VDI vorgestellt [26]. Eine wichtige Eigenschaft ist die Selbstzentrierung einer solchen Welle. Bei hoher Unwucht stellt sich der Rotorschwerpunkt nach innen auf relativ kleinem Radius, während die Exzentrizität der gebogenen Welle darum rotiert. Die Lagerkräfte sind dann klein und die Spaltänderung der Schaufeln gering.

### **8. C1-Blisk bei großer Unwucht**

Es soll hier untersucht werden, wie die schnelle Welle auf Beschädigung mit Fremdkörpern – Metallteile, Schweißperlen oder Wasser = Wasserschlag – reagiert. Das Arbeitsgas hat nach dem Austritt aus der Nutzturbine den HRSG durchströmt und sich in die abzuscheidende Menge und in die wieder in die Brennkammer zu komprimierende Menge geteilt. Dieser Mengenstrom tritt mit 106,7 Grad C und 1,03 bar in erste Stufe des C1 ein. Die Umfangsgeschwindigkeit an der Spitze der Laufschaufeln des Blisk beträgt 623 m/s. Die Spitzenmachzahl der Strömung ist  $M = 1,36$  und wird durch vorgeschaltete Leitschaufeln gleichmäßig. Diese dienen der Regelung und der Einhaltung der Spitzenmachzahl.

In der Diskussion mit Industriepartnern wurde der Zuströmzustand des Gases wegen möglicher Feuchtigkeitsbildung bei Teillast als gefährlich bezeichnet. Dies ist unzutreffend, da die Temperaturen im Kompressor steigen und die mögliche Feuchtigkeitsbildung weit vom Zustand in Sattdampfstufen entfernt ist.

Trotzdem soll nachgewiesen werden, wie sicher diese Stufe und der Rotor C1 sowie die ganze schnelle Welle gegen Fremdkörperbeschädigung ist. (In einem Dampfkessel können Metallbruchstücke anfallen und Wassersäcke sich gebildet haben. Sorgfältige Konstruktion des HRSG und Betriebsführung würde dies vermeiden.) Durch eine Beschädigung mit einem Verlust von 0,5 kg an der Spitze einer Bliskschaufel entsteht eine Unwucht, die unsymmetrisch angreifend der 2,4-fachen Gewichtskraft des Läufers C1 entspricht. Diese wird von den Lagern beherrscht, durch die Selbstzentrierung und Kreiselwirkung der Läufertrommel ent-



stehen nur vergrößerte aber mit den Spalten der Schaufeln beherrschbare Auslenkungen und Schiefstellungen der Läuferachse (siehe Bild 12).

Die Anordnung mit 4 Lagern für 2 Wellen, wobei C1 und C2 starr gekuppelt sind, hat den Vorteil beide Wellen gerade zu halten und eine besonders wirksame Dämpfung zu erzeugen. Dies gilt auch für die Situation beim Hochfahren der Welle und beim Abfahren, da dabei jeweils ein Amplitudengipfel der Biegeschwingung durchfahren werden muss.

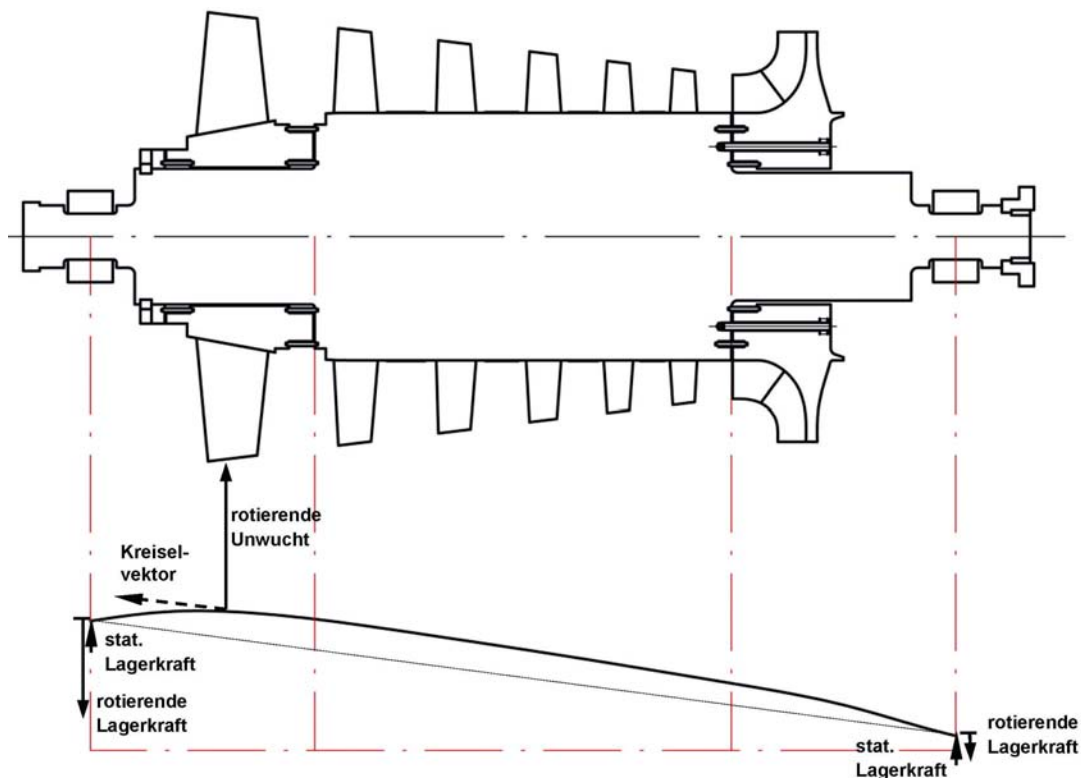


Bild 12: Belastung des Läufers C1 durch große Unwucht, dabei starke Auslenkung an der Stelle der Unwucht, Rückhaltung durch Kreiselwirkung und Lagerkraft. Wellenbiegung in 1. Eigenform überlagert geringes Einschwingen in die 2. Eigenform. Zentrierung durch Zweikeillager ergibt insgesamt zulässige Auslenkung ohne Streifgefahr aller anderen Stufen.

## 9. Schlussfolgerung

Die Autoren haben mit dem Graz Cycle einen Kraftwerksprozess entwickelt, der die einfache Rückhaltung des bei der Verbrennung fossiler Brennstoffe entstehenden CO<sub>2</sub> zum Schutz der Atmosphäre bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad erlaubt. In dieser Arbeit wurden die Turbomaschinen für ein Kraftwerk von 400 MW Nettoleistung vorgestellt und Konstruktionsdetails diskutiert. Überlegungen zur Materialauswahl, auftretenden Spannungen und Rotordynamik sowie Lagerausführung wurden vorgestellt.

## Literatur

- [1] **Jericha, H., Sanz, W., Göttlich, E.**, 2006, "Design Concept for Large Output Graz Cycle Gas Turbines", ASME paper GT2006-90032, ASME Turbo Expo, Barcelona, Spain
- [2] **Jericha, H.**, 1985, "Efficient Steam Cycles with Internal Combustion of Hydrogen and Stoichiometric Oxygen for Turbines and Piston Engines", CIMAC Oslo, Norway
- [3] **Jericha, H., Pirker, H.P., Starzer, O.**, 1992, "H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub> Dampferzeugung in Kraftwerken – Dampfkreisläufe zur thermodynamisch optimalen Energieverwertung von solarem Wasserstoff; VDI-Berichte 912
- [4] **SimTech Simulation Technology**, 2003, "IpsePro Overview", <http://www.simtechnology.com/IPSEpro>
- [5] **Jericha, H., Starzer, O.**, 1991, "Steam Cooled Hydrogen/Oxygen Combustion Chamber for the High Temperature-Steam Cycle", CIMAC, Florence, Italy
- [6] **Jericha, H., Sanz, W., Woisetschläger, J., Fesharaki, M.**, 1995, "CO<sub>2</sub> - Retention Capability of CH<sub>4</sub>/O<sub>2</sub> – Fired Graz Cycle", CIMAC Interlaken, Switzerland
- [7] **Jericha, H., Fesharaki, M.**, 1995, "The Graz Cycle – 1500°C Max Temperature Potential H<sub>2</sub> – O<sub>2</sub> Fired CO<sub>2</sub> Capture with CH<sub>4</sub> – O<sub>2</sub> Firing", ASME Paper 95-CTP-79, ASME Cogen-Turbo Power Conference, Vienna, Austria
- [8] **Mathieu, Ph., Nihart, R.**, 1999, "Zero-Emission MATIANT Cycle", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 121, pp. 116-120
- [9] **Nakicenovic, N.**, 1996, "Freeing energy from carbon", Daedalus, 125 (3), 95–115
- [10] **Jericha, H., Göttlich, E.**, 2002, "Optimierung der Gasturbinen für einen geschlossenen Prozess mit CO<sub>2</sub>-Rückhaltung", VDI Berichte 1721, VDI Konferenz Leverkusen, Germany
- [11] **Jericha, H., Sanz, W., Pieringer, P., Göttlich, E., Erroi, P.**, 2004, "Konstruktion der ersten Stufe der HTT-Gasturbine für den Graz-Cycle Prototyp", VDI-Berichte 1857, VDI Konferenz Leverkusen, Germany
- [12] **Jericha, H., Lukasser, A., Gatterbauer, W.**, 2000, "Der "Graz Cycle" für Industriekraftwerke gefeuert mit Brenngasen aus Kohle- und Schwerölvorgasung", VDI Berichte 1566, VDI Konferenz Essen, Germany
- [13] **Jericha, H., Göttlich, E.**, 2002, "Conceptual Design for an Industrial Prototype Graz Cycle Power Plant", ASME Paper 2002-GT-30118, ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands
- [14] **Jericha, H., Göttlich, E., Sanz, W., Heitmeir, F.**, 2004, "Design Optimisation for the Graz Cycle Prototype Plant", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, October 2004, 126: 733-740

- [15] **Sanz, W., Jericha, H., Moser, M., Heitmeir, F.**, 2005, "Thermodynamic and Economic Investigation of an Improved Graz Cycle Power Plant for CO<sub>2</sub> Capture", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, October 2005, 127: 765-772
- [16] **Sanz, W., Jericha, H., Luckel, F., Heitmeir, F.**, 2005, "A Further Step Towards a Graz Cycle Power Plant for CO<sub>2</sub> Capture", ASME Paper GT2005-68456, ASME Turbo Expo 2005, Reno, USA
- [17] **Göttlich, E., Innocenti, L., Vacca, A., Sanz, W., Woisetschläger, J., Facchini, B., Jericha, H., Rossi, E.**, 2004, "Measurement and Simulation of a Transonic Innovative Cooling System (ICS) for High-Temperature Transonic Gas Turbine Stages", ASME Paper GT2004-53712, ASME Turbo Expo 2004, Vienna
- [18] **Benvenuti, E.**, 1997, "Design and Test of a New Axial Compressor for the Nuovo Pignone Heavy-Duty Gas Turbine", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 119, 633 – 639
- [19] **Hennecke, D. K.** , 1997, "Transsonik-Verdichter-Technologien für stationäre Gasturbinen und Flugtriebwerke" (in German), Festschrift zum Jubiläum 100 Jahre Turbomaschinen TU-Darmstadt, published by TU-Darmstadt, Darmstadt, Germany
- [20] **Jericha, H., Neumayer, F.**, 2000, "Conceptual Design for Medium Size Combined Cycle Plants Improved by Recent Research and Innovation", ASME Paper 2000-GT-0172, ASME Turbo Expo 2000, Munich, Germany
- [21] **Inoue, H., Kobayashi, N., Koganezawa, T.**, 2001, "Research and Development of Methane-Oxygen Combustor for Carbon Dioxide Recovery Closed-Cycle Gas Turbine", CIMAC, Hamburg, Germany
- [22] **Traupel, W.**, 1977, "Thermische Turbomaschinen I", 3.Auflage, Springer – Berlin, Heidelberg, New York
- [23] **Jericha, H.**, 1988, "Rotordynamik gespannter elastisch zentrierter Verdichterläufer“, VDI-Berichte 706; 1988
- [24] **Pirker, H.P., Jericha, H.**, 1985, "Verfahren zur günstigen Lastverteilung bei Tannenbaum-Schaufelfußbefestigungen unter Berücksichtigung der plastischen Verformung und Hochtemperaturbeanspruchungen", VDI-Berichte 572.2
- [25] **Jericha, H.**, 1969, "Stabilisierung elastischer Läufer durch Zweikeillager", ELIN-Zeitschrift
- [26] **Pribsch, H.H., Jericha, H.**, 1983, "Rotordynamik bei großer Unwucht mit Berücksichtigung nichtlinearer Feder- und Dämpfungseigenschaften der Lagerung", VDI-Berichte 487