

Mit Überschallstufen und ICS-Dampfkühlung zur 600 MW Oxyfuel-Graz-Cycle-Einheit

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

F. Neumayer, VA TECH HYDRO GmbH, Weiz, Österreich

Kurzfassung

In mehreren vorhergegangenen Berichten an VDI und VDI Wissensforum haben die Autoren über ihren Entwurf und die thermodynamische und strömungstechnische Entwicklung einer Gas/Dampfturbinenanlage höchster Leistung, des Graz Cycle, zur Vermeidung von CO₂-Emissionen berichtet. Eine derartige Anlage muss mit Lufttrennung zur Sauerstoffgewinnung arbeiten, kann aber verschiedene Brennstoffe neben Erdgas verwenden.

Die Begründung für diese Arbeit ist die außerordentliche Leistungssteigerung (von 400 MW im Jahre 2006 auf nun mehr als 600 MW), die durch die Anordnung eines neu entwickelten Vorschaltkompressors vor den Gasturbinenbereich erreicht werden konnte.

Für CO₂-Rückhaltung ist beträchtlicher Aufwand nötig, der den Gesamtwirkungsgrad des Kraftwerks schmälert. Um diese Nachteile zu kompensieren, wurde einerseits mit dem Graz-Cycle ein Prozess entwickelt, der das ungewöhnliche Arbeitsmedium aus H₂O und CO₂ für höhere Wirkungsgrade nützt, und muss andererseits der Wirkungsgrad der Turbinen und Kompressoren möglichst hochgetrieben werden. Aus diesem Grunde wird in dieser Arbeit besonderer Wert auf die an unserem Institut an der TU Graz untersuchten Überschallstufen für Turbinen gelegt und auch auf die Überschallkompressoren, deren neue überlegene Konstruktion wir aus der Zusammenarbeit mit deutschen und amerikanischen Universitäten erhalten haben. Es wird daher eine eingehende konstruktive Darstellung der Gestaltung, der Strömung und der Kühlung der heißen Überschallstufen sowie der Kompressoren in ihrem Zusammenwirken gegeben.

1. Einleitung

Die letzten Jahre, insbesondere der Beginn des heurigen Jahres, haben bewiesen, dass die klimabedingten Schäden weltweit registriert und mit der Vergangenheit verglichen einen Anstieg nach einer Exponential-Funktion aufweisen. Immer mehr Ingenieure in Forschungsinstituten und in der Industrie werden sich ihrer Verantwortung bewusst und beginnen Gegen-

maßnahmen zu überlegen und auch schon in neue umweltschonende Anlagen, sogar Großanlagen, einzubringen. Diese Arbeiten dulden keinen Aufschub, auch wenn immer wieder Unwirtschaftlichkeit behauptet wird, denn es kann nicht wirtschaftlich sein, immer größere Schäden zu dulden. Von Toronto („Die Menschheit betreibt ein unbeabsichtigtes und unkontrolliertes Experiment von höchstwahrscheinlich katastrophalem Ausgang“) bis Kyoto und weiter zu der EU-Forschungs-Plattform ZEP (Zero Emission Power) [1] werden die Aufforderungen zu Aktionen gegen den Abgasausstoß in die Atmosphäre und gegen andere Umweltschädigungen immer deutlicher.

Wenn wir alle entschlossen mittun und dieses unser Tun als Vorbild rund um die Welt verbreiten, können wir doch noch Erfolg haben.

Unser Beitrag dazu ist der Graz Cycle, eine Gas/Dampfturbinenanlage höchster Leistung, die nach dem Oxy-fuel-Prinzip zur Vermeidung von CO₂-Emissionen arbeitet und höchste Wirkungsgrade verspricht. Ausgehend von der ersten Vorstellung dieses Prozesses im Jahre 1985 [2] wurde seitdem in zahlreichen Veröffentlichungen bei der ASME, dem VDI und der CIMAC ständig über die Fortschritte beim Graz Cycle berichtet [3-14].

Vor kurzem wurde im Rahmen der ASME Tagung Berlin [15] der Lösungsvorschlag einer großen Leistungssteigerung von bisher 400 MW auf 600 MW vorgetragen, der nun in dieser Arbeit eingehend konstruktiv diskutiert wird.

2. Beschreibung und Logik des Graz Cycles

Da in der vorangegangenen Arbeit VDI 2006 [11] die Lösung des Graz Cycle für 400 MW eingehend behandelt wurde und in der ASME in Berlin [15] die 600 MW – Variante vorgestellt wurde, sei hier nur eine kurze Beschreibung der Logik des Graz Cycle wiederholt. Bild 1 zeigt ein vereinfachtes Kreislaufschaltbild mit den wichtigsten Komponenten.

Der Graz Cycle ist im Grundsätzlichen eine kombinierte Gas/Dampfanlage, doch wird der Dampfprozess nicht nur der Gasturbine nachfolgend, sondern direkt in den Gasturbinenprozess eingreifend gestaltet. Da im Oxyfuel-System Stickstoff fehlt und die Verbrennung mit Sauerstoff sehr hohe Werte bis in die Dissoziation der Verbrennungsprodukte mit sich bringt, muss ein inertes Medium zur Kühlung der Flamme direkt in die Brenner eingebracht werden. In diesem Fall ist dies Wasserdampf, der über die Hochdruckturbine HPT den Brennkammerwirbel treibt und den heißen Schaufeln der Hochtemperaturturbine HTT die nötige Kühlung gibt. Die zulässige Eintrittstemperatur in die HTT (Hochtemperaturturbine) des Arbeitsgases wird durch die Rekompensation der größeren Teilmenge nach dem HRSG in die Brennkammer durch die Kompressoren C0, C1 und C2 erreicht. Der andere Anteil enthält die Verbrennungsprodukte, die abgeschieden werden müssen. Dabei wird ein Niederdruck-

Dampfprozess möglich, der einen weiteren wichtigen Beitrag zur Gesamtleistung ergibt. Dieser Dampfkreis ist im konventionellen Sinne völlig geschlossen und kann daher mit absolut sauberen Speisewasser- und Dampfströmen betrieben werden.

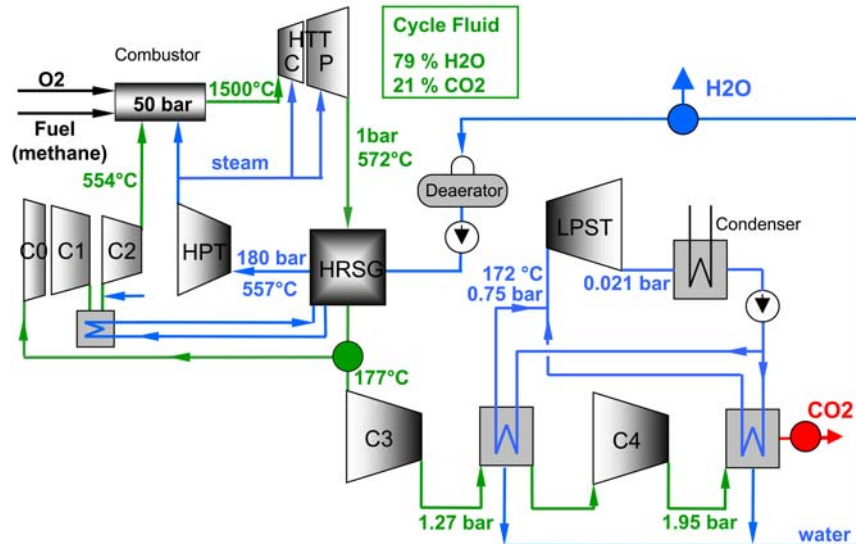


Bild 1: Vereinfachtes Kreislaufschema der 600 MW Graz Cycle Anlage

Bei dem vom Abhitzeessel HRSG erzeugten Hochdruckdampf, der über den Rücklauf des Niederdruckkreises und über den Entgaser und Filter mit Speisewasser gespeist wird, ist die Reinheit des Dampfes am Weg in die Kühlkanäle gesichert. Diese Lösung ist anderen Kühlungsansätzen deutlich überlegen, die Arbeitsgas, das Brennkammer, Hochdruckschaufeln und HRSG durchlaufen hat, als Kühlmittel verwenden. Hier besteht immer die Gefahr von Ablagerungen in den Kühlbohrungen, die beim Graz Cycle sicher vermieden sind.

Die Steigerung von 400 MW Gesamtleistung - wie in VDI 2006 [11] vorgestellt - auf 600 MW wie im derzeitigen Vorschlag erfolgt durch folgende Maßnahmen:

1. Vorschaltung eines weiteren Kompressors C0 vor die Kompressoren C1 und C2, deren Mengenstrom dabei unter gleich bleibendem Volumenstrom erhöht wird
2. Erhöhung des Brennkammerdruckes von 40 auf 50 bar und
3. Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur auf 1500 °C. Dieser Wert ist im konventionellen Gasturbinenbau schon erreicht und wird durch unser überlegenes Dampfkühlsystem in seiner Funktion gesichert (ICS, innovatives Kühlsystem).

Es lässt sich daher ein Vergleich der Leistungsbilanzen dieser beiden Graz Cycle Maschinensätze von 400 MW (Barcelona 2006 [14] und Leverkusen 2006 [11]) und 600 MW Nettoleistung (ASME 2008 in Berlin [15]) in Tabelle 1 gesamt darstellen. Man beachte das besonders günstige Verhältnis von gesamter Kompressionsleistung zu gesamter Turbinenleistung und den hohen gesamten Wärmeeinsatz und den weiter gesteigerten Nettowirkungsgrad.

Tabelle 1: Graz Cycle Leistungsbilanz Vergleich 400 MW 2006 [11] zu 600 MW 2008 [15]

	400 MW	600 MW		400 MW	600 MW
HTT Leistung [MW]	617.9	908	Netto-Wellenleistung ohne mechanische Verluste [MW]	504.7	746
HPT Leistung [MW]	49.9	62	Gesamte Wärmezufuhr [MW]	758.6	1100
LPST Leistung [MW]	71.6	101	Thermischer Wirkungsgrad [%]	66.52	67.60
Gesamte Turbinenleistung [MW]	739.4	1071	Elektrische Leistung inkl. aller Verluste [MW]	490.7	724.6
C0 Leistung [MW]	-	8.8	Netto-Prozesswirkungsgrad [%]	64.68	65.71
C1 Leistung [MW]	131.1	178	O ₂ Erzeugung & Verdichtung P _{O₂} [MW]	74.7	109
C2 Leistung [MW]	82.6	108	Wirkungsgrad inkl. O₂ Bereitstellung [%]	54.83	55.83
C3 Leistung [MW]	8.9	13	CO ₂ Verdichtung auf 100 bar P _{CO₂} [MW]	13.0	18.6
C4 Leistung [MW]	6.6	10	Nettoleistung [MW]	403.0	597
Pumpenleistung [MW]	5.5	7.2	Nettowirkungsgrad [%]	53.12	54.14
Gesamte Verdichterleistung [MW]	234.7	325			

Aus diesem Vergleich ergibt sich ein deutlicher Gewinn an Wirkungsgrad, der sich unter Erfüllung aller umwelttechnischer Anforderungen von dem konventioneller luftsaugender Gasturbinen nur wenig unterscheidet und nur durch die bisher unerreichten hohen Kreislaufwirkungsgrade (65,71 % einschließlich mechanischer und elektrischer Verluste) möglich wird. Der Nettowirkungsgrad nach Abzug aller zusätzlichen Aufwendungen ist mit 54,14 % höher als jeder andere geprüfte und bisher veröffentlichte Wert einer ZEP-Anlage.

Anmerkend sei festgestellt, dass ein CO₂-freies Graz Cycle Kraftwerk sicherlich teurer als ein konventionelles Kraftwerk ist. Es wurden aber Technologien angewandt, wie unser ausgefeiltes Kühlsystem ICS [16] und die hohe Drehzahl, die Einsparungen bei Rotorbaugröße und Schaufelzahl sowie an Hochtemperatur-Metall erlaubt.

3. Turbomaschinen für die 600 MW Graz Cycle Anlage

In Bild 2 sind die wichtigsten Turbomaschinen dargestellt. Die schnelle Welle läuft mit 8.500 Upm Auf ihr sind die beiden Kompressoren C1 und C2 sowie als Antriebsmaschine die HTTC angeordnet. Der Vorschaltkompressor ist mit einem Planetengetriebe angekoppelt

und läuft mit 5100 Upm. Die Leistungsturbine treibt den Generator mit 3.000 Upm an. An der gegenüberliegenden Seite ist am Generator die Niederdruckdampfturbine LPST angekoppelt (nicht dargestellt). Die HPT Dampfturbine ist mit einem eigenen Generator separat angeordnet. Es wird angenommen, dass eine serienmäßige Hochdruckdampfturbine verwendet wird (nicht dargestellt).

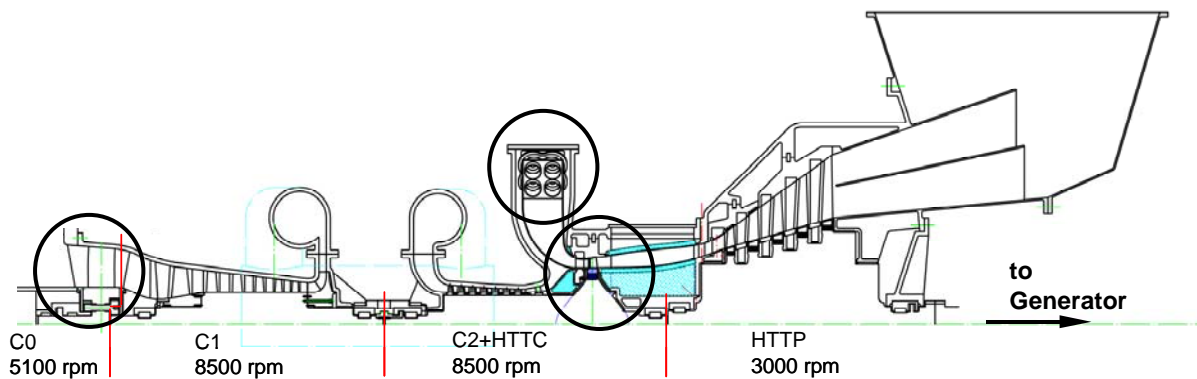


Bild 2: Darstellung des Gasturbinenteils im Längsschnitt

Die im folgenden näher behandelten Komponenten sind im Bild 2 durch eingezeichnete Kreise hervorgehoben. Es sind dies:

1. die Brennkammer und die Brenner in ringförmiger Anordnung um die schnelle Welle und deren Beschreibung weiter unten folgt,
2. der Vorschaltkompressor C0 – eine von uns neu entwickelte Überschallstufe, die aus Machzahl – Gründen mit einer reduzierten Drehzahl von 5.100 Upm läuft und über ein Untersetzungs-Planetengetriebe angetrieben wird, sowie
3. die Antriebsmaschine aller Kompressoren in Form der Überschallstufe der HTTC.

4. Brennkammer

Um die hohen Temperaturen im Brenner zu vermeiden und um die Reaktanten, also Brennstoff und Sauerstoff, nahe beisammen und unterhalb der Temperatur der Dissoziation zu halten, wird ein Dampfwhirl angeordnet, der in seinem Inneren kohärente Strahlen von Brennstoff und Sauerstoff in gleichem Sinne antreibt und dabei zusammenhält (siehe Bild 3). Dieser bewirkt auch eine gewisse Kühlung und fördert die Reaktion zwischen den relativ kleinen Volumenelementen von O_2 und Brennstoff, wie sie durch die Einblasung entstehen. Damit wird eine Durchmischung, aber vor allem auch Saugwirkung durch den äußeren schnell rotierenden Dampfmantel erreicht, der eine sichere Zündung der Frischgasmischung durch Ansaugen von Heißgas infolge seines Unterdrucks im Zentrum ermöglicht.

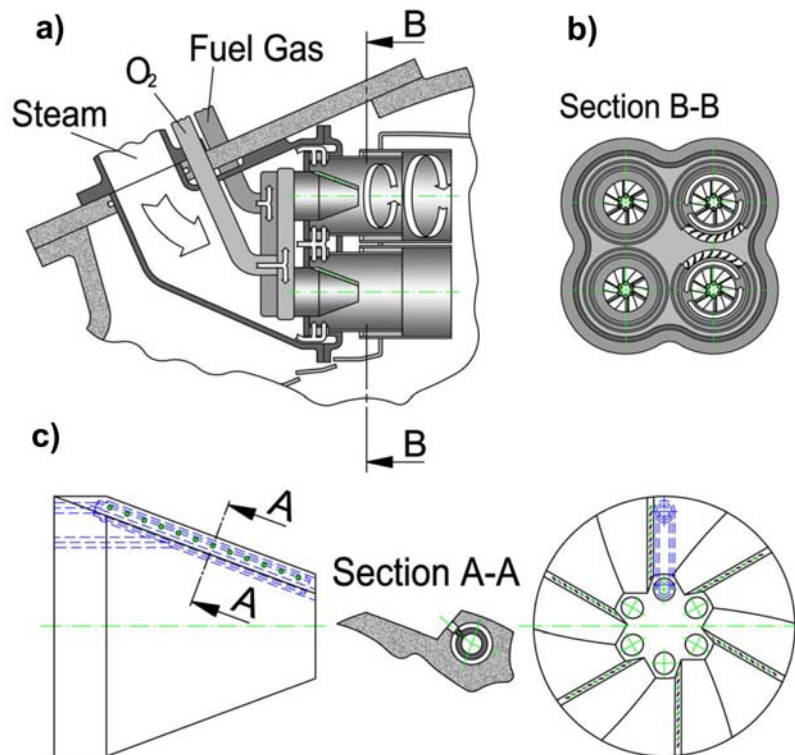


Bild 3: a) Brenner mit zwei gegenläufigen Wirbel, b) Brenner in Vierer-Anordnung, c) Brennerkonus mit Düsen für konzentrische Flammbildung des Brennstoffs mit Sauerstoff

Eine weitere Mischung mit dem Arbeitsgas, dem durch die Kompressoren rückgespeisten CO₂ und H₂O, erfolgt durch einen äußeren gegenläufigen Wirbel. Die zylindrischen Wände, die zunächst den inneren Kegel mit den Flammen umschließen, gehen in einen äußeren Ring über, in dem der Gegenlauf des Arbeitsgases einen Zusammenbruch der gegenläufigen Wirbel (Vortex Breakdown) bewirkt. Bei Hochtemperaturbrennern muss sowohl auf die Vermeidung akustischer Schwingungen als auch auf die Vermeidung zu hoher Temperaturen bei Sauerstoffverbrennung geachtet werden. Wir haben daher diese Brennerauslegung sorgfältig theoretisch überlegt. Der Erstautor hat in der Frage der Bekämpfung akustischer Schwingungen industrielle Erfahrung erworben und theoretische Untersuchungen in H₂/O₂ Brennern schon vor langem publiziert [17]. Weiters stehen uns Angaben der Firma Hitachi [18] sowie Erfahrungen aus einer langdauernden Zusammenarbeit mit MHI in der Frage einer 500 MW Wasserstoff-Gasturbine zur Verfügung.

Von da an geht die Strömung in Folge der Neigung der Vierfach-Brenner (burner quadruples) mit deutlicher Geschwindigkeit ins Zentrum zu den ersten Düsen, wobei ein gewisser Wirbel im Sinne der Rotation des Rotors auch unter der Zuströmung durch das Flammrohr aufrecht erhalten wird.

Die Brennkammer ist zylindrisch rund um den Kompressor C2 und um die Turbine HTTC angeordnet. Dieser in axialer Richtung flache Zylinder, das Brennkammergehäuse, trägt im Außenteil 6 derartige Quadrupels, die unter ca. 45 Grad zur Umfangsrichtung in das Flammrohr blasen. Hier entsteht eine Temperatur von etwa 1900°C, da schon ein beträchtlicher Anteil des Arbeitsgases im äußeren Zylinder jedes Brenners eingespeist wird. Die verbleibende Menge an Arbeitsgas folgt der Form des Flammrohres und tritt durch dessen Schlitz so ein, dass eine gleichmäßige Temperatur von 1500°C bei der Einströmung zur ersten Düsen-schaufel erreicht wird.

5. Vorschaltkompressor C0

Der Vorschaltkompressor C0 bewirkt eine Drucksteigerung durch alle Stufen der folgenden Kompressoren C1 und C2 bis zur Brennkammer, deren Druck damit auf 50 bar angehoben wird. Das Druckverhältnis des Vorverdichters beträgt 1.2, die Wellenleistung beträgt 8.8 MW. Die Stufe des Verdichters C0 muss aber eine entsprechend größere Gasmenge ansaugen und muss daher aus Gründen der Spitzenmachzahl mit verringerter Drehzahl betrieben werden. Über ein Planetengetriebe in den Naben wird der Antrieb einer Welle von 5100 Upm durch die erwähnte schnellere Welle von 8500 Upm bewirkt (siehe Bild 4). Es kann damit eine Spitzenmachzahl von $M=1,3$ auch bei dieser Stufe erreicht werden.

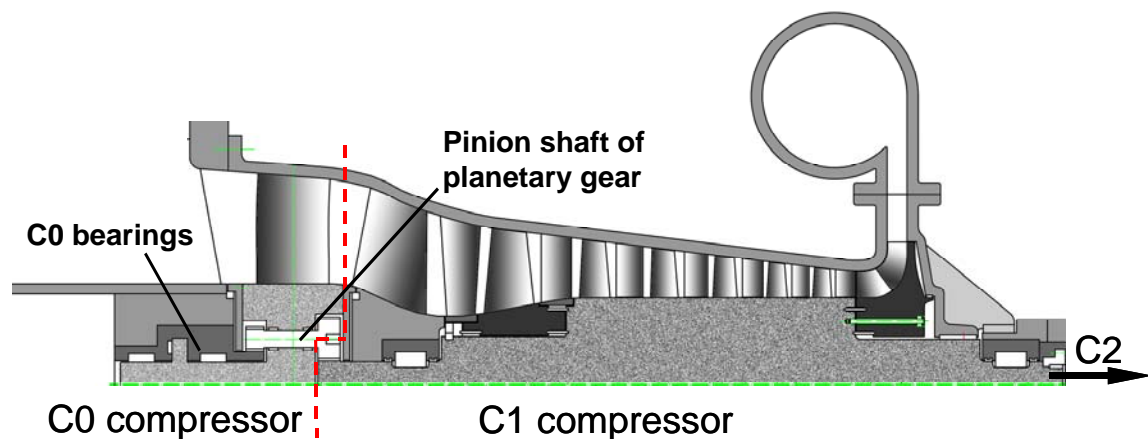


Bild 4: Vorschaltverichter C0 mit Verdichter C1, verbunden über ein Planetengetriebe

Das Planetengetriebe besteht aus zwei Sonnenrädern, wobei eines davon, das Eintrittsseitige, feststehend ist, und das zweite durch ein am Ende der schnelllaufenden Welle befindliches Stirnrad gebildet wird. Die Planeten sind im Laufrad gelagert. Die Drehrichtung wird durch das Getriebe umgekehrt. Die Ausführung des Planetengetriebes erlaubt die Abdichtung der Rotorscheibe des C0 auf kleinem Durchmesser.

Bild 5 zeigt das Laufrad des Vorverdichters sowie die Geschwindigkeitsdreiecke über der Höhe. Der Vorverdichter C0 ist mäßig und über die Höhe der Schaufel etwa konstant belastet. Profilierte Lagerabstützungen und die Eintrittsleitschaufeln zum C1 drehen die Strömung in axiale Richtung.

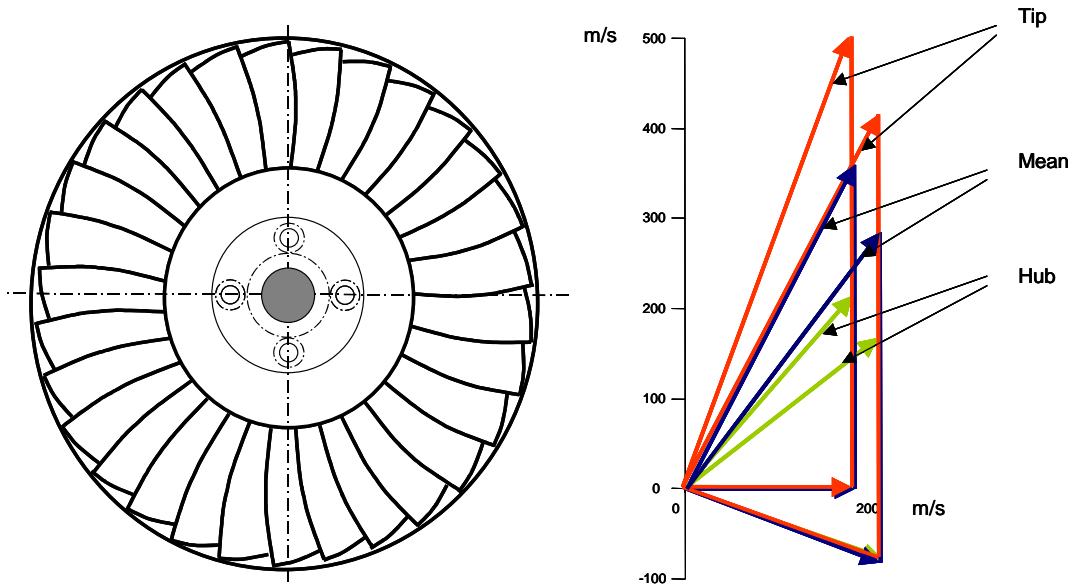


Bild 5: Vorderansicht und Geschwindigkeitsdreieck für den Vorschaltverdichter C0

Durch den Vorschaltkompressor bleibt der Volumenstrom durch C1 und C2 gegenüber der 400 MW - Variante [11, 12] unverändert, sodass nur geringe Anpassungen in der Schaufel- auslegung nötig sind. Der Massenstrom und die Leistungen steigen aber deutlich an. Günstig wirkt sich die mit der Drucksteigerung verbundene Temperaturerhöhung auf 120°C auf die erste Stufe des C1 aus, da sich dadurch die Spitzenmachzahl auf den Wert $M = 1,3$ reduziert.

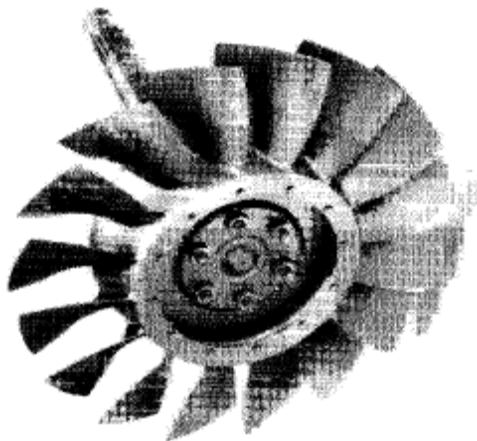


Bild 6: Blik-Rotor aus Titan mit Wide-Chord-Beschaufelung der TU Darmstadt [19]

Die Auslegung dieser Stufe wurde in vorhergehenden Arbeiten [11, 12] geschildert – es handelt sich um einen Titan-Blisk, also eine Beschau felung, in der Scheibe und Schaufeln in einem gefertigt und auf den Läufer aufgesetzt sind (siehe Bild 4). Ausgehend von den an der TU Darmstadt entwickelten Verdichter von Prof. Hennecke [19] wird dieser auf einen Durchmesser von 1,4 m vergrößert und mit einer Drehzahl von 8500 betrieben (siehe Bild 6).

6. Überschallstufe HTTC

Die Kompressoren C0, C1 und C2 erfordern zur Erzielung günstiger Strömungseigenschaften eine sehr hohe Drehzahl. Für diesen Antrieb ist daher eine einstufige Überschallturbine (Hochtemperaturturbine – Kompressorantrieb HTTC) am besten geeignet.

Unser Institut an der TU Graz verfügt über eine außerordentlich leistungsfähige Anlage zur Strömungsuntersuchung in Turbinenstufen im Unter- und Überschallbereich in kontinuierlicher Arbeitsweise mit leistungsfähiger optischer Messtechnik [20]. Wir konnten daher an Stufen eigener Konstruktion und an Stufen von kooperierenden Industriebetrieben umfangreiche Messresultate erarbeiten, die in ihren strömungstechnischen Aussagen den sonst üblichen Kurzzeitversuchen bei weitem überlegen sind. Die großen Sichtfenster der Versuchsturbine erlauben Einblick in die Stufen von großer radialer Länge. Versuchsschaufeln zur Kühlung konnten damit im Dauerbetrieb untersucht werden [21-24].

Das von uns entwickelte innovative Kühlungssystem (ICS, Innovative Cooling System) wurde in unserem Versuchslabor mehrfach getestet [25-28], insbesondere bei der ASME 2004 in Wien [16] zeigten wir unter Anwendung der optischen Messtechnik die Funktionsweise des ICS. Die kühlungstechnische Überlegenheit ergibt sich durch Kühlfilme, die mit Überschall aus Schlitzen ausströmen und somit die äußere Schaufelkontur einer heißen Schaufel mit wirklich zusammenhängenden, dicken Schichten von Kühlmedium schützen. Erste konstruktive Anwendung mit Luftkühlung wurde schon 2000 bei der ASME in München präsentiert [29].

Bild 7 zeigt im Detail die Stufe der HTTC. Die Schaufelprofile dieser Überschallstufe sind mit hohem Reaktionsgrad ausgeführt, der durch die Beschleunigung der Strömung im Schaufelkanal einen hohen Stufen - Wirkungsgrad ermöglicht. Dazu benötigt man einen relativ hohen Zwischendruck in dieser ersten Hochtemperaturstufe von 25 bar am Laufradeintritt bei einem Laufradaustrittsdruck von 17,3 bar. Die Stufendaten sind: 50 bar Eintrittsdruck, 1500°C Eintrittstemperatur, Mittelschnitt bei $R = 0,75$ m, 668 m/s Umfangsgeschwindigkeit, Druckverhältnis 2,89 und Reaktionsgrad 0,38.

Die Deckplatten selbst sind integral zu jeder Schaufel einander überlappend gestaltet, sodass auch Reibungsdämpfung der Schwingungserregung erreicht wird. Bei dieser Anordnung müssen alle 53 Schaufeln der Stufe gemeinsam in die Nuten des Tannenbaumfußes eingeschoben werden. Die Zugänglichkeit ist aber gegeben.

Im gegebenen Fall der bisher größten Graz-Cycle-Gasturbinenanlage wird Dampfkühlung angewandt. Dieses System kann daher auch als ICS-Dampfkühlung bezeichnet werden. Dampf als Kühlmittel hat große Vorteile: hohe spezifische Wärme und hoher Druck zur Einspeisung in die Kühlsysteme, erhalten aus der Verdampfung im HRSG über die HPT der

Graz-Cycle-Schaltung. Dieser Kühldampf muss also nicht mit hohem Leistungsbedarf komprimiert werden wie bei luftsaugenden Gasturbinen. Aus unseren Forschungsarbeiten, gemeinsam mit der Universität Florenz konnten wir die außerordentliche Wirksamkeit der oben beschriebenen Dampfkühlfilme sowohl versuchstechnisch als auch rechnerisch eindeutig nachweisen [16].

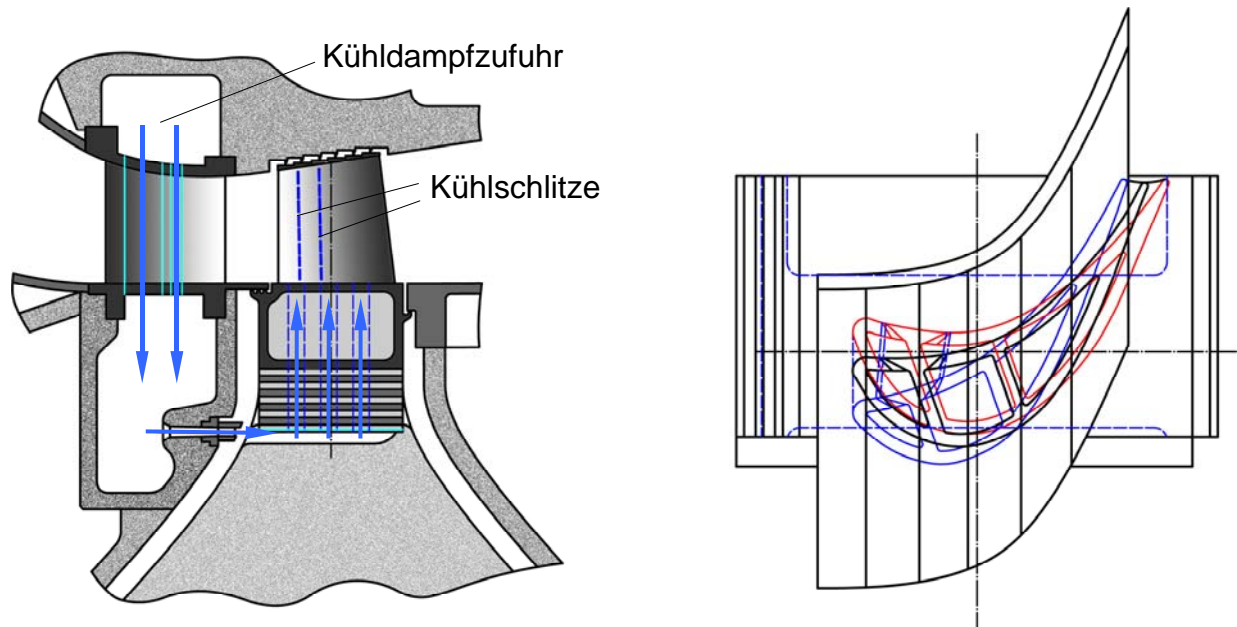


Bild 7: Überschallstufe der HTTC und Rotorschaukel im Grundriss

Das ICS-System erfordert im Inneren der hohlen Laufschaufeln genügenden Druckaufbau des Kühldampfes, um die Überschall - Strömungsbedingungen in den Schaufelschlitzen herzustellen. In diesen herrscht jeweils Schallgeschwindigkeit der inneren Dampfströmung, die sich durch weitere Expansion an die Schaufeloberfläche anlegt und daher die gewünschten „underexpanded coherent steam cooling layers“ erzeugt (siehe Bild 8a). Dies gelingt sogar rund um die Nase des Profils, ein wirkungsvolles Gegenmittel gegen die Schockwirkung beim Durchfahren der von den Leitschaufeln herrührenden Verdichtungsstöße. Wir haben dies in eingehenden Versuchen in unserer Kaskade durch künstlich erzeugte Stosswellen und auch im Betrieb der Versuchsturbine nachgewiesen [25]. Damit ist die ganze Saugseite durch die erste Schlitzreihe (teilweise gegen die Hauptströmung) und durch die zweite Schlitzreihe auch die Druckseite der Schaufeloberfläche vor den heißen Gasen geschützt. Die Zufuhr des Kühldampfes erfolgt durch die hohlen Leitschaufeln in einen inneren Ringraum des Leitschaufelgehäuses, von dem der Dampf von einer Düsenreihe, die einen fast geschlossenen inneren Schlitz bildet, an die Druckseite der Laufschaufelscheibe geblasen wird (siehe Bild 7). Die entsprechende Öffnung unter den Tannenbaumfüßen (dargestellt in

Bild 8b) nimmt diesen Strom auf, ein Verdichtungsstoß erzeugt die erste Verdichtung, die sich in den radialen Bohrungen und im hohlen Laufschaufelinneren zu dem gewünschten hohen Druck von 53 bar fortsetzt.

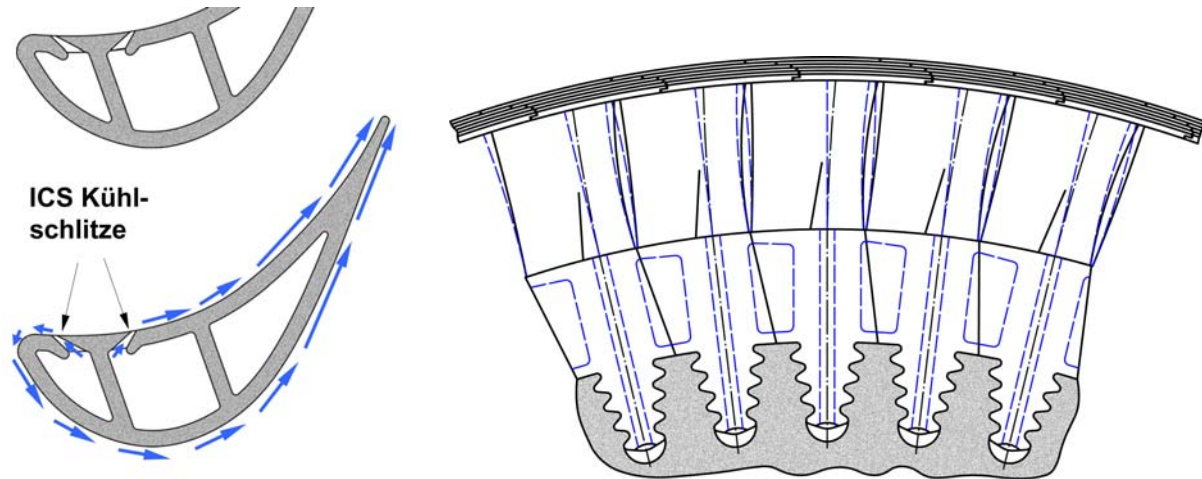


Bild 8: a) Darstellung des ICS-Systems, b) Rotorbeschaufelung mit Kühldampfzufuhr unter den Tannenbaumfüßen

Bild 8a zeigt, dass diese Schaufelkonstruktion insgesamt eine steife Schale mit Befestigung auf der Grundplatte und oben am Deckband darstellt. Zusammen mit den internen Rippen bildet sie eine geschlossene Struktur mit mehreren Dampf erfüllten Hohlräumen im Inneren. Die erwähnten Schlitze auf der Druckseite des Profils sind nach innen zu durch vorgezogene Extensionen der Schale verstärkt, die auch die notwendigen Unterbrechungen in der Schlitzhöhe entsprechend schützen. Der erwähnte hohe Innendruck kann gut ertragen werden und die Fliehkraftspannung wird durch eine entsprechende Verstärkung der Schalendicke von oben nach unten entsprechend aufgefangen. Eine Zeitstandsfestigkeit von 100.000 Stunden ist mit bekannten Hochtemperaturmaterialien durch diese optimale Gestaltung der Spannung tragenden Elemente erreicht.

Da die Biege Wirkung der Schaufelkraft auf die Druckseite und damit die Zone der Schlitze wirkt, würde die Biegespannung an dieser Stelle die gleichmäßige Fliehkraftspannung weiter verstärken. Als Gegenmittel wird die Schaufel in der Konstruktion über die Profilsehne zur Saugseite hin nach außen gebogen. Bild 8b zeigt sowohl die radiale Anordnung der Profilschwerpunkte (strichliert) als auch die nicht radiale Anordnung (strichpunktirt und durchgehend). Damit wird ein mehrfacher Ausgleich der Biegespannung durch die Fliehkraftwirkung der entsprechend verlagerten Außenprofile und des Deckbandes erreicht. In der Zone der Schlitze ist daher die Fliehkraftspannung merklich verringert. Diese konstruktive Maßnahme

führt an der Saugseite auch zu einer Verlagerung der Strömung in Richtung Mittelschnitt und damit zu einer Verlustreduktion.

7. Schlussfolgerung

Bei der Tagung der EU Forschungsplattform ZEP [1] im September 2006 in Brüssel hat der Vorsitzende Prof. Häge der Gasturbinenindustrie dringend geraten:

- Beendung der notwendigen Forschungsarbeiten an CCS (Carbon Capture and Storage) in 4 Jahren bis 2010
- Erstellung einer merklichen Zahl von Anlagen dieser Art bis 2015.

In der Forschung präsentieren wir hier diesen Fortschritt in einer so detaillierten Ausgestaltung mit bisher unerreichtem Wirkungsgrad und Bauaufwand. Durch die vorgetragene Leistungssteigerung von 400 auf 600 MW wird der Turbosatz für den Graz Cycle zu einem günstigeren Leistungspreis herstellbar, unter Einhaltung aller vorgeschriebenen Umweltmaßnahmen.

Literatur

- [1] www.zero-emissionplatform.eu
- [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., Sanz, W., Woisetschläger, J, Fesharaki, M.**, 1995, " CO₂ - Retention Capability of CH₄/O₂ – Fired Graz Cycle", CIMAC Interlaken, Switzerland
- [4] **Jericha, H., Fesharaki, M.**, 1995, "The Graz Cycle – 1500°C Max Temperature Potential H₂ – O₂ Fired CO₂ Capture with CH₄ – O₂ Firing", ASME Paper 95-CTP-79, ASME Cogen-Turbo Power Conference, Vienna, Austria
- [5] **Jericha, H., Lukasser, A., Gatterbauer, W.**, 2000, "Der "Graz Cycle" für Industriekraftwerke gefeuert mit Brenngasen aus Kohle- und Schwerölvergasung", VDI Berichte 1566, VDI Konferenz Essen, Germany
- [6] **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
- [7] **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

- [8] **Jericha, H., Göttlich, E., Sanz, W., Heitmeir, F.**, 2004, "Design Optimisation of the Graz Cycle Prototype Plant", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, October 2004, 126: 733-740
- [9] **Sanz, W., Jericha, H., Moser, M., Heitmeir, F.**, 2005, "Thermodynamic and Economic Investigation of an Improved Graz Cycle Power Plant for CO₂ Capture", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, October 2005, 127: 765-772
- [10] **Sanz, W., Jericha, H., Luckel, F., Heitmeir, F.**, 2005, "A Further Step Towards a Graz Cycle Power Plant for CO₂ Capture", ASME Paper GT2005-68456, ASME Turbo Expo 2005, Reno, USA
- [11] **Jericha, H., Sanz, W., Göttlich, E.**, 2006, "Gasturbine mit CO₂-Rückhaltung – 490 MW (System Graz Cycle)", VDI-Tagung „Stationäre Gasturbinen: Fortschritte und Betriebserfahrungen“, Leverkusen, Germany
- [12] **Jericha, H., Sanz, W., Göttlich, E.**, 2007, "Gas Turbine with CO₂ Retention – 400 MW Oxyfuel-System Graz Cycle", CIMAC Conference Vienna, Paper No. 168
- [13] **Jericha, H., Sanz, W., Göttlich, E.**, 2008, "Design Concept for Large Output Graz Cycle Gas Turbines", ASME J. Eng. Gas Turbines Power **130**, January 2008
- [14] **Sanz, W., Jericha, H., Bauer, B., Göttlich, E.**, 2008, "Qualitative and Quantitative Comparison of Two Promising Oxy-Fuel Power Cycles for CO₂ Capture", ASME J. Eng. Gas Turbines Power **130**, May 2008.
- [15] **Jericha, H., Sanz, W., Göttlich, E., Neumayer, F.**, 2008, "Design Details of a 600 MW Graz Cycle Thermal Power Plant for CO₂ Capture", ASME Paper GT2008-50515, ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany
- [16] **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
- [17] **Jericha, H., Starzer, O.**, 1991, "Steam Cooled Hydrogen/Oxygen Combustion Chamber for the High Temperature-Steam Cycle", CIMAC, Florence, Italy
- [18] **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
- [19] **Hennecke, D. K.**, 1997, "Transsonik-Verdichter-Technologien für stationäre Gasturbinen und Flugtriebwerke" (in German), Festschrift zum Jubiläum 100 Jahre Turbomaschinen TU-Darmstadt, TU-Darmstadt, [Germany]

- [20] **Heitmeir, F., Woisetschläger, J., Sanz, W., Jericha, H., 2003, "Transonic turbine testing", Proceedings 5th European Conference on Turbomachinery, Prague, 2003, pp 837-848**
- [21] **Schennach, O., Woisetschläger, J., Marn, A., Göttlich, E., 2007, "Laser-Doppler-Velocimetry measurements in a one and a half stage transonic test turbine with different angular stator-stator positions", Exp.Fluids, Vol.43, pp385-393**
- [22] **Schennach, O., Woisetschläger, J., Fuchs, A., Göttlich, E., Marn, A., Pecnik, R., 2007, "Experimental Investigations of clocking in a one and a half stage transonic turbine using Laser-Doppler-Velocimetry and a fast response aerodynamics pressure probe", ASME J. Turbomach., Vol. 129, pp372-381**
- [23] **Göttlich, E., Woisetschläger, J., Pieringer, P., Hampel, B., Heitmeir, F., 2006, "Investigation of vortex shedding and wake-wake interaction in a transonic turbine stage using Laser-Velocimetry and Particle-Image-velocimetry", ASME J. Turbomach., Vol 128, pp 178-187**
- [24] **Göttlich, E., Neumayer, F., Pieringer, P., Woisetschläger, J., Sanz, W., Heitmeir, F., 2004, "Investigation of stator-rotor interaction in a transonic turbine stage using laser-doppler-velocimetry and pneumatic probes", ASME J. Turbomach., Vol 126, pp 297-305**
- [25] **Moser, S., Jericha, H., Woisetschläger, J., Gehrler, A., Reinalter, W., 1998, "The Influence of Pressure Pulses to an Innovative Turbine Blade Film Cooling System", Proc. ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Stockholm, Sweden, 98-GT-545**
- [26] **Woisetschläger, J., Jericha, H., Sanz, W., Pirker, H.P., Seyr, A., Ruckebauer, T., 1997, "Experimental Investigation of Transonic Jet Film Cooling in a Linear Cascade", Proc. 2nd European Conference on Turbomachinery - Fluid Dynamics and Thermodynamics, Antwerpen, pp 447-451**
- [27] **Woisetschläger, J., Jericha, H., Sanz, W., Gollner, F., 1995, "Optical Investigation of Transonic Wall-Jet Film Cooling", Proc. ASME COGEN TURBO POWER, Vienna, 95-CTP-26**
- [28] **Moser, S., Ivanisin, M., Woisetschläger, J., Jericha, H., 2000, "Novel Blade Cooling Engineering Solution", ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich, 2000-GT-0242**
- [29] **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**