

Konstruktion der ersten Stufe der HTT-Gasturbine für den Graz Cycle Prototyp

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

Kurzfassung

Die Errichtung von geschlossenen Kraftwerkssystemen mit der Möglichkeit der CO₂-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 CO₂ durch Kondensation ermöglicht. Der zusätzliche Aufwand für die Sauerstoff-Bereitstellung wird größtenteils kompensiert durch Prozesswirkungsgrade an die 70 %.

Die bereits veröffentlichte detaillierte Konstruktion eines Prototyps im Leistungsbereich von Industrie-Gasturbinen dient der Sicherung der verwendeten Turbomaschinen-Wirkungsgrade, der Betriebssicherheit aller Anlagenteile und der Kostenschätzung.

In dieser Arbeit wird die Konstruktion der ersten Stufe der Hochtemperaturgasturbine, der kritischsten Komponente des Graz Cycles, im Detail vorgestellt. Diese Konstruktion wurde mit Hilfe der Ergebnisse unserer Versuchsanlagen für Überschall-Turbinenstufen, mit Hilfe eigener räumlicher CFD-Programme, sowie eigener Auslegungsrechnungen für Schwingung und Festigkeit durchgeführt.

1. Einleitung

Das Prinzip des sogenannten Graz Cycles wurde von H. Jericha bereits 1985 als Dampfprozess mit interner Verbrennung von Wasserstoff und Sauerstoff vorgestellt [1]. 1995 wurde der Prozess für die Feuerung mit Erdgas adaptiert [2, 3] und patentiert [4], das Kreislaufmedium als Gemisch von Wasserdampf und CO₂ erlaubt die effiziente Abtrennung des CO₂ aus der Verbrennung durch Kondensation. In vorangegangenen VDI-Tagungen [5, 6] und ASME-Tagungen [7, 8] wurde der Prozess optimiert, das Prinzip des Graz Cycle auf alle Arten fossiler Brennstoffe, v.a. Kohlegas, erweitert und das Konstruktionskonzept für einen

Prototyp von 92 MW vorgestellt. 2004 wurde eine verbesserte Schaltung des Graz Cycles, der "High Steam Content Graz Cycle (**S**-Graz Cycle)" vorgestellt [9], der aufgrund seiner hohen Wirkungsgrade (für Kohlegasfeuerung: elektrischer Wirkungsgrad 68.6 %, Nettowirkungsgrad unter Berücksichtigung der Sauerstoffzeugung und der CO₂-Verdichtung auf 100 bar: 57.7 %) und der geringen CO₂-Vermeidungskosten von 7 – 17 US-\$/ton CO₂ (abhängig vom Brennstoff) große Beachtung fand.

Das Kreislaufmedium CO₂ im Gemisch mit Wasserdampf erfordert zum Teil neu zu entwickelnde Komponenten. Schnelllaufende Axialkompressoren werden in Zweiwellenanordnung mit Gasturbinenstufen zusammengeschaltet. Die Feuerung des Brenngases mit Sauerstoff erfolgt durch eine Neuentwicklung von Brennkammer und Flammrohreinsätzen. Die Gestaltung der ersten Stufe der kritischsten Komponente, der Hochtemperaturturbine HTT, ist durch die gemeinsame Optimierung mit den anderen Komponenten bestimmt und wird als Überschallstufe mit Dampfkühlung (Innovative Cooling System, ICS [10-12]) verwirklicht.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Auslegung der ersten Stufe der HTT als Überschallstufe höchster Leistung und Umfangsgeschwindigkeit. Die reibungsbehaftete räumliche Überschallströmung wurde mit Hilfe institutseigener CFD-Codes optimiert.

Besondere Bedeutung kommt dabei der Kühlung der Laufschaufel mit aus Schlitzen austretenden geschlossenen Filmen unterexpandierten Dampfes zu, einem vom Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik entwickelten Verfahren. Ebenso wird die Dampzufuhr an den Innenrand der Scheibe des Laufrades und in die Kühlkanäle in den Laufschaufeln als Voraussetzung für die zu ertragenden hohen Fliehkraftspannungen vorgestellt. Die hohe Drehzahl erfordert eine sorgfältige festigkeitsmässige Gestaltung von Schaufelfuß und Scheibe sowie die sorgfältige Schwingungsabstimmung der Laufschaufeln insbesondere hinsichtlich der Erregung durch die Düsenfrequenz.

2. Beschreibung des Graz Cycles

Zur Beschreibung des Graz Cycles zeigt Bild 1 ein vereinfachtes Kreislaufschaltbild mit den wichtigsten Komponenten [8]. Grundsätzlich besteht der Graz Cycle aus einem Hochtemperatur-Gasturbinenprozess (Kompressoren C1, C2, C3, Brennkammer und Hochtemperaturturbine HTT) und einem Niedertemperatur-Dampfprozess (Niederdruckturbine LPT, Kondensator, Abhitzeessel und Hochdruckturbine HPT). Der Brennstoff wird mit Sauerstoff bei 40 bar stöchiometrisch verbrannt, die Kühlung erfolgt mit Dampf und CO₂. Das heiße Abgas wird in der HTT auf 1 bar entspannt, im Abhitzeessel gekühlt und anschließend in der LPT auf Kondensatordruck entspannt. Im Kondensator erfolgt die Trennung zwischen dem kondensierten Wasser und dem CO₂. Nach Abscheidung des Verbrennungswassers wird das

Speisewasser gereinigt und dem Verdampfer zugeführt und in der Folge in der HPT auf Brennkammerdruck entspannt. Das CO₂ wird auf den Brennkammerdruck verdichtet und ebenfalls der Brennkammer zur Kühlung zugeführt. Der Nettowirkungsgrad des S-Graz Cycle beträgt bei Kohlegasfeuerung 52.5 % bei Berücksichtigung von Sauerstofferzeugung und CO₂-Verdichtung auf 100 bar.

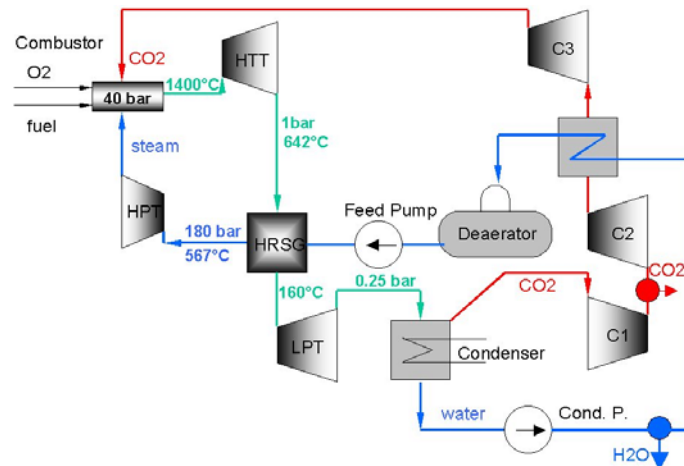


Bild 1: Vereinfachtes Kreislaufschema des Graz Cycles

Der S-Graz Cycle hat einen Nettowirkungsgrad von 57.7 % und ist in Bild 2 dargestellt [9]. Er unterscheidet sich von der Schaltung des Graz Cycle dadurch, dass nach dem Abhitzekessel mehr als die Hälfte des Massenstroms auf Brennkammerdruck rekomprimiert wird. Das CO₂ im abgezweigten Massenstrom durch die LPT entspricht der durch die Verbrennung entstehenden Menge, das nach Abscheidung des Restwassergehaltes der CO₂-Rückhaltung zugeführt wird.

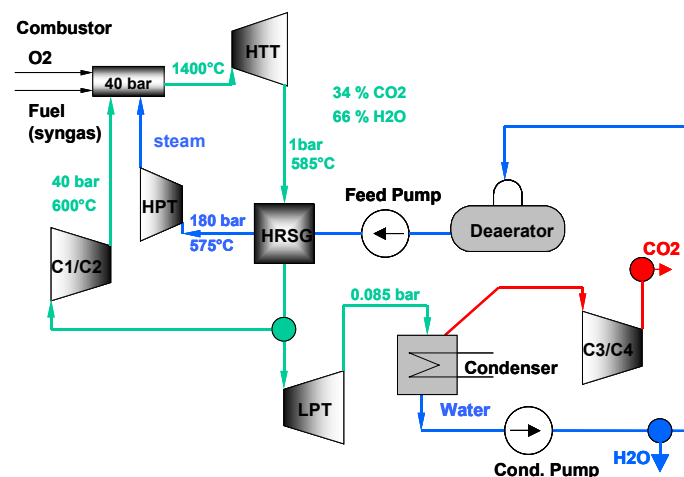


Bild 2: Vereinfachtes Kreislaufschema des S-Graz Cycles

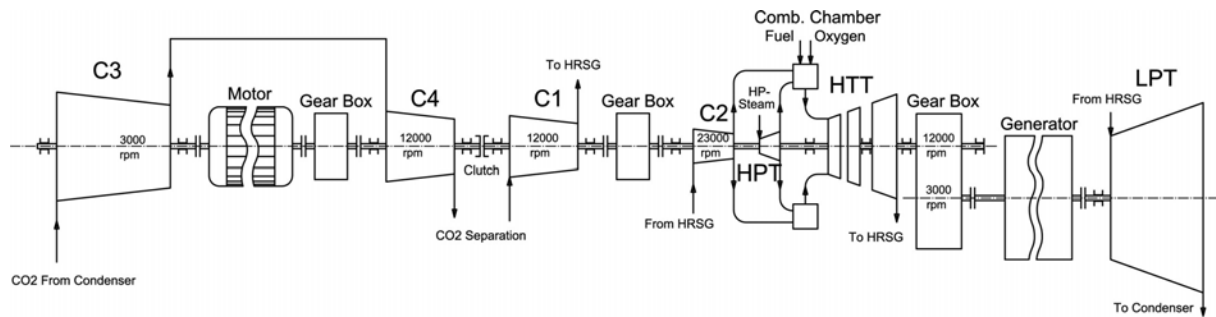


Bild 4: Anordnung der Turbomaschinen für eine S-Graz Cycle Prototyp-Anlage [9]

4. Erste Stufe der HTT (HTT1) für eine Graz Cycle Prototyp-Anlage

In industriellen Gasturbinen werden zum Grossteil Unterschallstufen angewendet, lediglich die Schaufelspitzen schnelllaufender Endstufen erreichen wie bei Kondensationsdampfturbinen den Überschallbereich. Seit längerem arbeitet unser Institut an der theoretischen Entwicklung von Überschallstufen für Gas- und Dampfturbinen, wobei die installierte Luftkompressoranlage und der durch österreichische Forschungsdotation und Industriegeschenke ermöglichte Bau einer Überschallluftturbinen-Versuchsanlage die Basis für die praktische Arbeit boten. Internationale Partner bezeichnen diese Anlage, in der Turbomaschinen bis zu einer Gesamtleistung von 6 MW laufen, als „unique turbine test installation.“ Sie erlaubt die Erfassung der instationären und transsonischen Strömung mit radialem Einblick in die Stufe im Dauerbetrieb mit Messverfahren aller Art, vor allem aber laseroptisch.

Unser Institut hat damit an der internationalen Entwicklung für Überschallstufen industrieller Gasturbinen im mittleren Leistungsbereich teilgenommen. Eine derartige Gasturbine weist nur zwei Stufen auf, von denen nur eine gekühlt ist. Auch hier erfolgt wunschgemäss der rasche Abbau der Eintrittstemperatur über diese Schaufel höchster Umfangsgeschwindigkeit. In diesem Zusammenhang konnte auch das von uns entwickelte Kühlsystem ICS für Überschallstufen getestet werden [10-12].

In [6] werden alle wichtigen Konstruktionselemente einer Graz Cycle Prototyp-Anlage beschrieben. Die nunmehrige Arbeit konzentriert sich dabei auf die schnelllaufende Welle und die Optimierung der HTT-Wellen mit besonderem Augenmerk auf die erste Stufe.

Die Besonderheit der schnelllaufenden Welle ist, dass der Hochdruckkompressor C3, die Hochdruckturbinen HPT und die HTT1 knapp zusammengebaut sind und somit die zwischenliegende Brennkammer radial – axial Heißgas in die ersten Düsen einspeist. Dadurch ergibt sich ein gekrümmter Strömungskanal (siehe Bild 5a), der hinsichtlich der Schaufelgestaltung

und des Strömungsverhaltens durchaus günstige Eigenschaften aufweist. Denn die nach innen gerichtete Fliehkraftwirkung bewirkt eine Vergleichmässigung des Druckabfalls von außen nach innen im Bereich zwischen Leit- und Laufschaufel, sodass sich der Reaktionsgrad im Laufschaufelfußschnitt deutlich erhöht, ein Effekt, der bereits von Traupel ausdrücklich erwähnt wurde [13]. Bild 5b zeigt die relativ geringe radiale Variation des Zuströmwinkels zur Laufschaufel anhand der Geschwindigkeitsdreiecke für Fuß-, Mittel- und Kopfschnitt. Der Reaktionsgrad im Mittelschnitt beträgt 31 %.

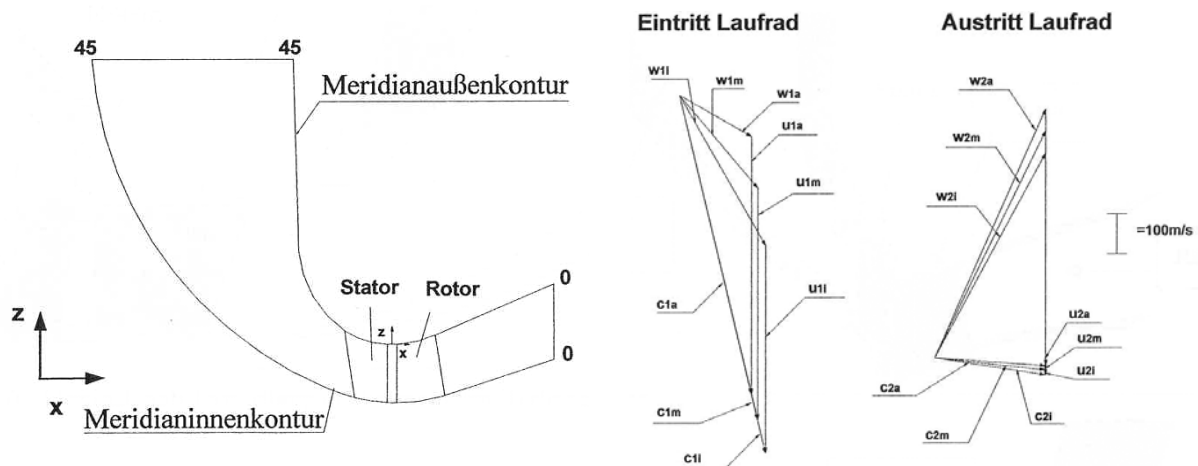


Bild 5a, b: Meridionalschnitt der HTT1 und Geschwindigkeitsdreiecke der Stufe

4. 1. Numerische Berechnung der räumlichen Überschallströmung durch die HTT1 des Graz Cycles

Mit Hilfe des am Institut entwickelten CFD-Codes wurde die räumliche Strömung in der ersten Stufe der HTT eingehend untersucht [14]. Bild 6 zeigt den modellierten dreidimensionalen Strömungskanal und die Machzahlverteilung der transsonischen Durchströmung von Leit- und Laufschaufel im Mittelschnitt. Die mittlere Düsen geschwindigkeit erreicht im Fußschnitt $M = 1,39$, an der Spitze der Laufschaufel wird am Austritt $M_{rel} = 1,05$ erreicht. Hinter den Leitschaufeln entstehen die bekannten Schwanzstöße, wobei der im Sinne der Strömung nach rechts laufende den Düsenkanal durchquert und an der Saugseite der Nachbarschaufel auftrifft und dort in axiale Richtung reflektiert wird. Der linkslaufende pflanzt sich etwa axial in den Strömungsbereich der Laufschaufel fort (was durch die Umfangsmittelung am Interface in der Rechnung nicht sichtbar ist). Diese erfährt daher im Eintrittsbereich stark instationäre Druckschwankungen beim Durchfahren dieser Stöße, sodass es bei konventioneller Kühlung zu einem zeitweisen Stopp der Ausströmung aus den Kühlluftöffnungen kommen kann [15].

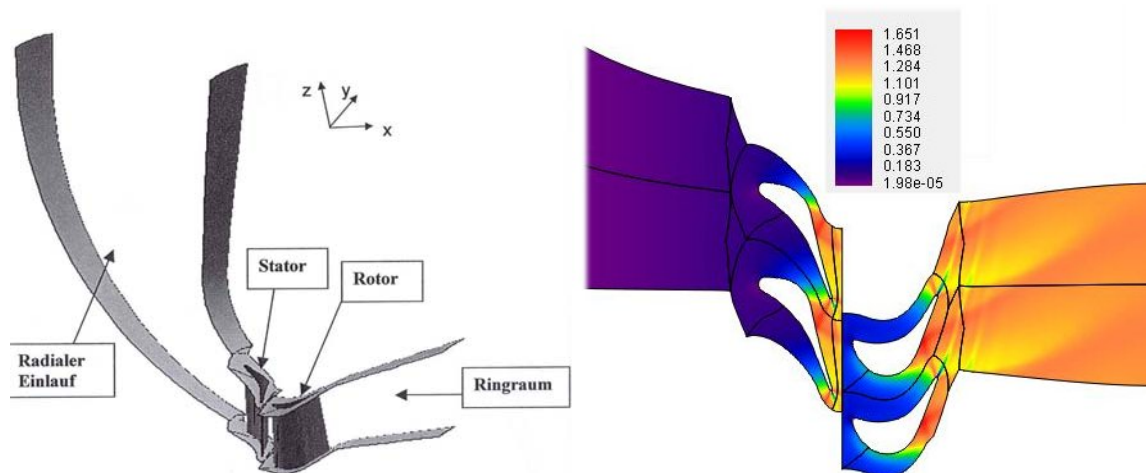


Bild 6: Axonometrische Darstellung des modellierten Strömungskanals und Machzahlverteilung im Mittelschnitt

Hier kommt die Zweckmäßigkeit des am Institut entwickelten innovativen Kühlsystems ICS für Gasturbinen-Laufschaufeln besonders deutlich zum Vorschein. Der innovative Charakter ist die Verwendung von unterexpandierten Strahlen, die nach der Kühlluftöffnung in den Überschall beschleunigen. Diese Strahlen neigen dazu, sich an konvexen Oberflächen, wie die Schaufelvorderkante, anzulegen. Deshalb werden Kühldampfschichten von Schlitzen an der Druckseite teilweise auch gegen die Hauptströmungsrichtung ausgeblasen (siehe Bild 7), Kühldampf steht auf Grund des Kreislaufmediums Dampf und CO₂ reichlich zur Verfügung. Experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, dass die Kühlfilme die thermisch stark belastete Vorderkante gut kühlen und relativ unempfindlich sind gegen die mit hoher Frequenz auftreffenden Verdichtungsstöße [11]. Die Zweckmäßigkeit dieses Verfahrens wurde gemeinsam mit der Universität Florenz rechnerisch überprüft, wobei gezeigt wurde, dass zwei Schlitzreihen genügen, um die gesamte Oberfläche einer Hochtemperaturlaufschaukel ohne Hinterkantenausblasung effektiv zu kühlen [12].

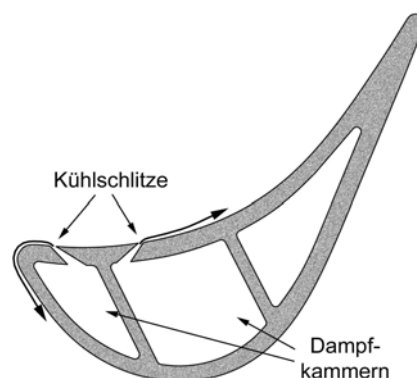


Bild 7: Darstellung des ICS-Kühlsystems

Mit Wärmekamera und optischer Messung konnte die stabile Lage dieser Kühlfilme in der Schaufelkaskade unseres Institutes nachgewiesen werden [10]. Die direkte optische Messung des Verhaltens der Kühlfilme an einer rotierenden Laufschaufel ist bis jetzt noch nicht gelungen, wird aber hier an Hand der dreidimensionalen Strömungsrechnung für die Detailkonstruktion der HTT1 gezeigt. Bild 8 zeigt die Stromlinien und die Druckverteilung nahe der Oberfläche der Schaufeln sowie im Mittelschnitt. An der Saugseite der Leitschaufel kommt es in Folge des senkrechten Stoßes zu einer Ablösung der Strömung am Schaufelfuß und – spitze, die aber nur geringen Einfluß auf den Abströmwinkel hat. Auch an der Saugseite der Laufschaufel sieht man im Bereich des Fußes aufgrund der Sekundäreffekte eine Verdrängung der Wandstromlinien nach außen. Da die Dampfkühlschichten mit der Laufschaufel rotieren, unterliegen sie der Fliehkraft, aber ebenso wie die Hauptströmung dem radialen Druckanstieg nach außen zu, sodass mit Sicherheit ein Anliegen entsprechend den Stromlinien zu erwarten ist.

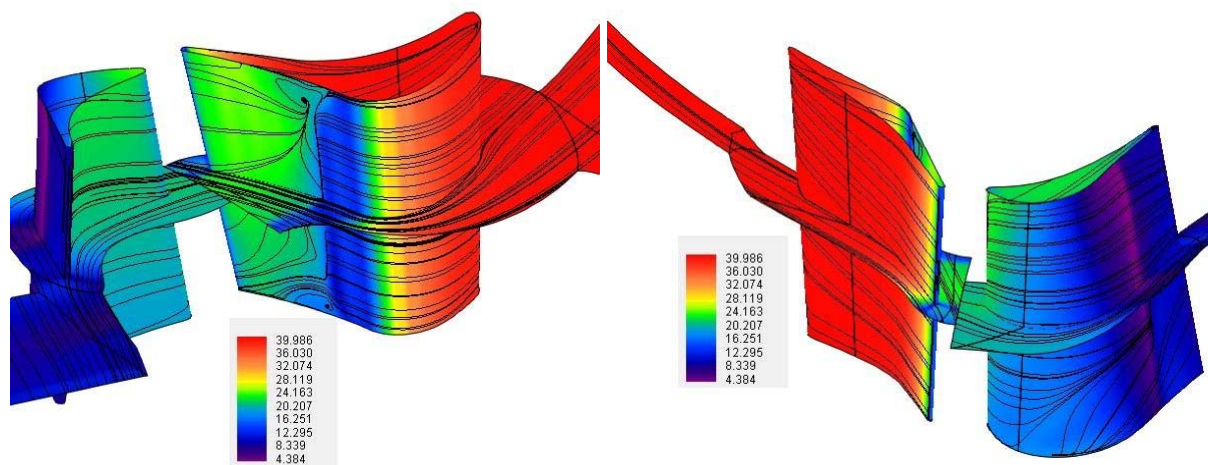


Bild 8: Druckverlauf und Stromlinien knapp über den Schaufeloberflächen und im Mittelschnitt. Bei den Laufschaufeln ergibt sich eine günstige Führung der Kühlfilme

Die Zufuhr des Kühldampfes zu Scheibe und Schaufeln und die Herstellung des notwendigen Überschalldruckverhältnisses ist in [6] beschrieben. Die Kühldampfzufuhr zu den Laufschaufeln erfolgt über den Tannenbaumfuß (siehe Bild 9). Die gesamte Scheibe und die Tannenbaumfüße der Laufschaufel können durch diese Anordnung auf der Temperatur des Kühldampfes von 350°C gehalten werden. Der verwendete Stahl für die Scheibe ist ferritisch mit guter Leitfähigkeit, eine hohe Vergütung und die Erhaltung der Kaltfestigkeit wird damit möglich.

Die erste rechnerische Biegeeigenfrequenz der Laufschaufel samt Fußsteifigkeit liegt unter der Düsenfrequenz, die höheren Eigenformen über dieser. Eine gute Schwingungsabstimmung ist damit erzielbar.

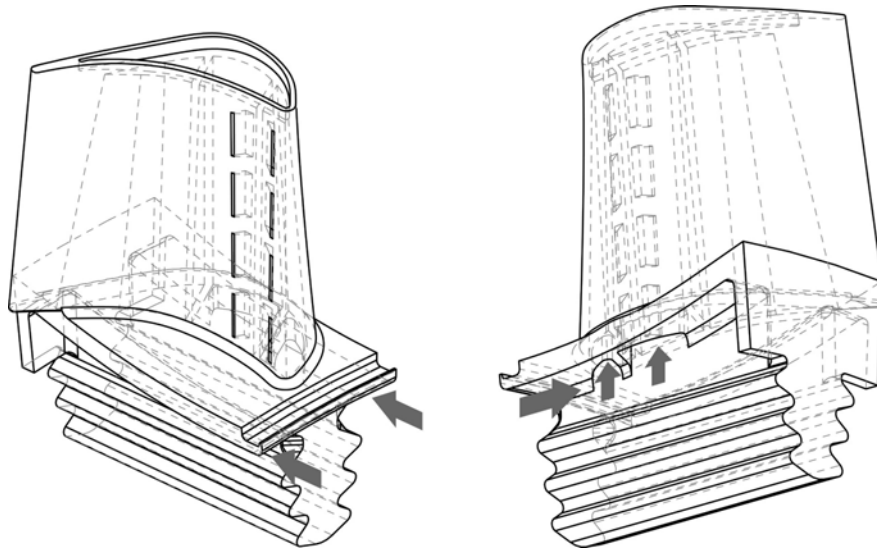


Bild 9: Laufschaufel der HTT1 für Graz Cycle-Anlage mit Darstellung der Kühldampfzufuhr zu den ICS-Schlitzten

5. Erste Stufe der HTT (HTT1) für eine S-Graz Cycle Prototyp-Anlage

Die Verbesserung im Wirkungsgrad beim S-Graz Cycle führt zu einem höheren Dampfgehalt im Kreislaufmedium. In der Auswirkung auf die HTT-Beschaufelung steigert der höhere Dampfgehalt das für die Expansion zur Verfügung stehende Enthalpiegefälle, sodass die HTT des S-Graz Cycle eine zusätzliche Stufe benötigt. Trotz dieser steigt aber das Gefälle der HTT1 beträchtlich, und zwar von 445 kJ/kg auf 548 kJ/kg.

Um die HTT1 zusammen mit der HPT zum Antrieb aller Kompressoren zu verwenden, wie die Turbomaschinenanordnung in Bild 4 zeigt, muss die Drehzahl von 20.000 auf 23.000 Upm erhöht werden. Diese Lösung hat den Vorteil, dass gegenüber der Graz Cycle Anordnung (Bild 3) nur mehr ein Generator erforderlich ist und dass auch der schnellste Kompressor (Gemischverdichter C2) mit dieser Drehzahl günstig ausgelegt ist.

Bild 10 zeigt die Geschwindigkeitsdreiecke für Fuß-, Mittel- und Kopfschnitt der Laufschaufel und die entsprechenden Profile mit den ICS-Kühlschlitzten. Auch diese Stufe ist eine Überschallstufe, die mittlere Düsengeschwindigkeit erreicht $M = 1,11$ und die Spitze der Laufschaufel am Austritt $M = 1,01$. Die aufgrund der Krümmung des Meridionalkanals hohen Reaktionsgrade in allen Schnitten ermöglichen einen sehr hohen Stufenwirkungsgrad. Die Kühlung erfolgt in gleicher Weise wie für die HTT1 des Graz Cycles.

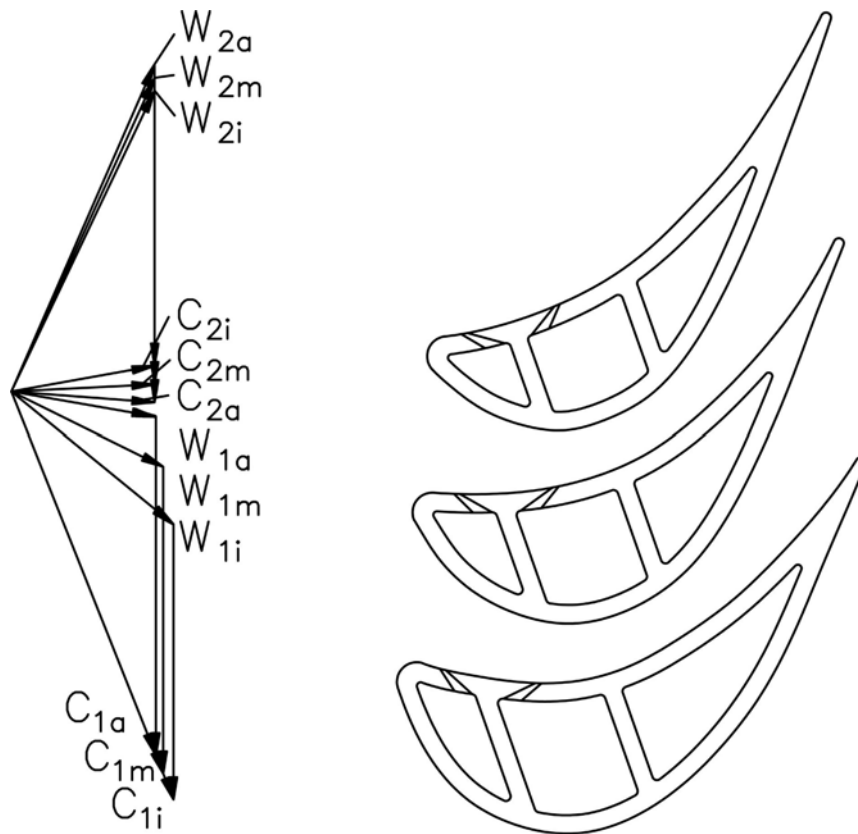


Bild 10: Geschwindigkeitsdreiecke der HTT1 des S-Graz Cycles sowie die Laufschaufelprofile bei Fuß, Mitte und Kopf mit Kühlkanälen

5.1. SGC HTT1 Festigkeit

Die sehr hohe Drehzahl stellt große Anforderungen an die bauchige Laufradscheibe, die nach [13] als Scheibe gleicher Festigkeit ausgeführt wurde (Bild 11). Die Dicke der Scheibe beträgt in der Mitte 200 mm, und nimmt nach außen auf 55 mm bei $R=200$ mm ab. Die Laufschaufeln sind mit Tannenbaumfuß befestigt, wobei die Fußabmessung durch Abstimmung der Spannungen in Fuß und Scheibe gefunden wurden. So beträgt die Scheibendicke im Bereich der Füße 63 mm. Bild 12 zeigt die Tannenbaumbefestigung und die Spannungsverteilung in der Scheibe beim untersten Zahn. Durch die effektvolle Dampfkühlung sind die Werte der Kaltfestigkeit einhaltbar. Die auftretenden Spannungswerte verlangen eine Elastizitätsgrenze des Metalls von 700 MPa, teilweise Plastifizierung tritt auf. Eine Scheibe hoher Vergütung aus Nickellegierung ist in der geforderten Dimension von 500 mm Durchmesser und 200 mm Dicke in der Mitte herstellbar und erfüllt die gestellten Anforderungen.

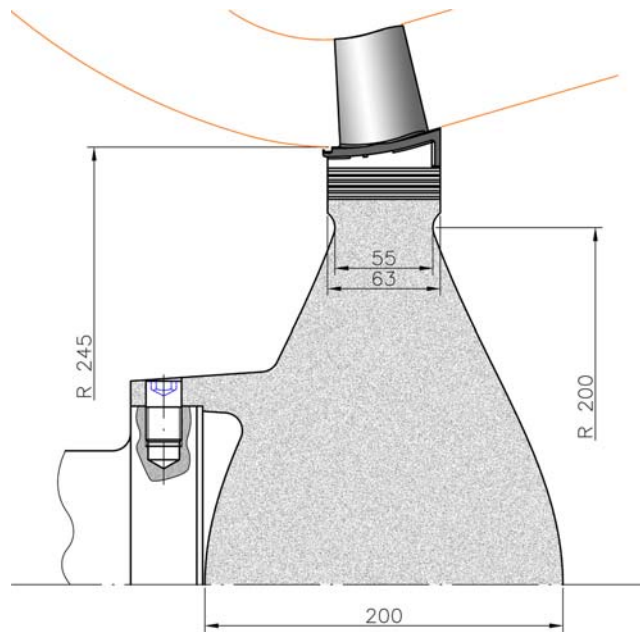


Bild 11: Laufradscheibe der HTT1 für S-Graz Cycle

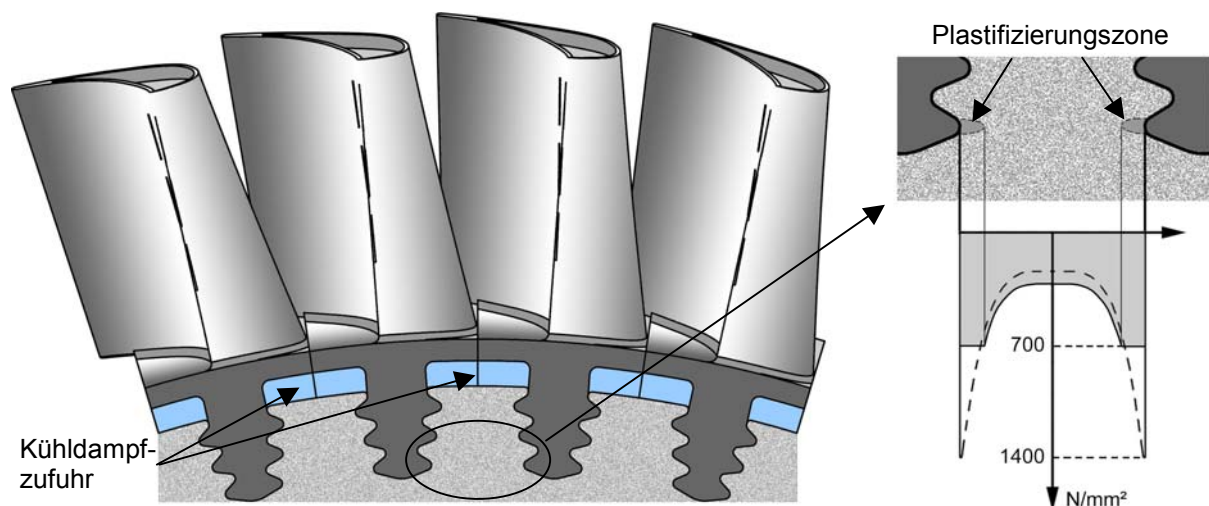


Bild 12: Tannenbaumbefestigung der Laufschaufeln und Spannungsverteilung beim untersten Zahn mit Plastifizierungszone, die im zulässigen Bereich ist.

6. Schlussfolgerung

Die Autoren haben einen Kraftwerksprozess vorgestellt, der die einfache Rückhaltung des bei der Verbrennung fossiler Brennstoffe entstehenden CO₂ zum Schutz der Atmosphäre bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad erlaubt. In dieser Arbeit wurde ein Konstruktionskonzept für die kritischste Komponente des Prozesses, die erste Stufe der Hochtemperaturturbine, für eine 100 MW – Prototyp-Anlage vorgestellt. Die Studie zeigt die Machbarkeit dieser Maschine auf und lässt eine Realisierung in wenigen Jahren möglich erscheinen.

7. Danksagung

Die Unterstützung durch das Österreichischen Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft und Kultur (BMBWK) innerhalb des Projektes Y57-TEC „Berührungsfreie optische Diagnose turbulenter Strömungen in Turbomaschinen“ sei hier dankend anerkannt.

Literatur

- [1] **Jericha, H.**, 1985, "Efficient Steam Cycles with Internal Combustion of Hydrogen and Stoichiometric Oxygen for Turbines and Piston Engines", CIMAC Conference Paper, Oslo, Norway
- [2] **Jericha, H., Sanz, W., Woisetschläger, J, Fesharaki, M.**, 1995, "CO₂ - Retention Capability of CH₄/O₂ – Fired Graz Cycle", CIMAC Conference Paper, Interlaken, Switzerland
- [3] **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
- [4] **Jericha, H., Sanz, W.**, 1995, "Wärmeanlagen mit Verbrennung von Kohlenwasserstoffen mit reinem Sauerstoff zur Stromerzeugung bei Rückhaltung von Kohlendioxid", Austrian Patent No. AT 409 162 B
- [5] **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
- [6] **Jericha, H., Göttlich, E.**, 2002, "Optimierung der Gasturbinen für einen geschlossenen Prozess mit CO₂-Rückhaltung", VDI Berichte 1721, VDI Konferenz Leverkusen, Germany
- [7] **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
- [8] **Jericha, H., Göttlich, E., Sanz, W., Heitmeir, F.**, 2003, "Design Optimisation for the Graz Cycle Prototype Plant", ASME Paper 2003-GT-38120, ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, USA
- [9] **Sanz, W., Jericha, H., Moser, M., Heitmeir, F.**, 2004, "Thermodynamic and Economic Investigation of an Improved Graz Cycle Power Plant for CO₂ Capture", ASME Paper GT2004-53722, ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria

- [10] **Göttlich, E., Lang, H., Sanz, W., Woisetschläger, J.**, 2002, "Experimental Investigation of an Innovative Cooling System (ICS) for High Temperature Transonic Turbine Stages", ASME Paper GT-2002-30341, ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands
- [11] **Moser, S.**, 2003, "Untersuchung einer transsonischen Schlitzkühlung für Hochtemperatur-Gasturbinenschaufeln", Fortschritts-Berichte VDI Reihe Nr. 19, Nr. 140, Düsseldorf, VDI-Verlag
- [12] **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, Austria
- [13] **Traupel, W.**, 1977, "Thermische Turbomaschinen I", 3.Auflage, Springer – Berlin, Heidelberg, New York
- [14] **Erroi, P.**, 2004, "Strömungssimulation der ersten Stufe der Hochtemperaturturbine des Graz-Cycles", Diplomarbeit an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Graz
- [15] **Abhari, R. S.**, 1986, "Impact of Rotor-Stator Interaction on Turbine Blade Film Cooling", ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp 123-133