

Aktive Kontrolle thermoakustisch instabiler Azimuthalmoden in einem annularen Rijke Rohr

Jonas P. Moeck^{*1}, Gregor Gelbert², Markus Paul¹, Christian Oliver Paschereit¹, Rudibert King²

¹ Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik

² Institut für Prozess- und Verfahrenstechnik

Technische Universität Berlin, 10623 Berlin, Deutschland

*jonas.moeck@pi.tu-berlin.de

Hintergrund und Motivation

Um die gegenwärtigen Schadstoffgrenzen zu erfüllen, werden moderne Gasturbinen zur Stromerzeugung im mageren Vormischbetrieb gefeuert. Dieses Verbrennungskonzept hat sich in den letzten 20 Jahren, insbesondere in Verbindung mit konvektiv gekühlten Brennkammerwänden, jedoch als außerordentlich empfindlich gegenüber akustisch gekoppelten Schwingungen erwiesen. Diese thermoakustischen Instabilitäten sind die Ursache von untolerierbaren Druckpulsationen, die neben der strukturellen Belastung auch negative Einflüsse auf die Schadstoffemissionen haben und den Wärmeübergang an den Brennkammerwänden erhöhen [1].

Zur Bauweise moderner Gasturbinen gehören Ringbrennkammern, in denen eine Vielzahl von um den Umfang angeordneten Brennern in einen annularen Brennraum feuern. Die Nachbildung solch eines Systems in einem experimentellen Prüfstand oder in einer numerischen Simulation ist aufgrund der hohen Komplexität nur mit großem Aufwand möglich. Daher werden für grundlegende Untersuchungen von thermoakustischen Instabilitäten, wie auch für die Anwendung von Regelungsverfahren zur Unterdrückung der Pulsationen, fast ausschließlich Einzelbrennerkonfigurationen betrachtet. Die hier auftretenden Instabilitätsmoden sind in der Regel aber rein longitudinal und unterscheiden sich deshalb deutlich von den in der Maschine beobachteten akustischen Azimuthalmoden. Untersuchungen zur modellbasierten Regelung von thermoakustischen Instabilitäten in Ringbrennkammern beschränken sich zur Zeit daher nur auf Simulationsstudien (z.B. [2])

Experimentelle Konfiguration

Um zum Verständnis des grundlegenden Phänomens thermoakustischer Instabilitäten in annularen Geometrien beizutragen und wirksame aktive Kontrollmethoden zu entwickeln, schlagen wir daher in der vorliegenden Arbeit ein Ersatzsystem vor – ein annulares Rijke Rohr. Dieses verwendet wie ein herkömmliches Rijke Rohr Heizgitter als akustisch anregbare Wärmequellen. Damit weist es eine deutlich niedrigere Komplexität auf als eine volle Ringbrennkammer, hat aber dennoch alle notwendigen Zutaten, um Instabilitäten gekoppelt mit akustischen Umfangsmoden untersuchen und Regelverfahren zur Stabilisierung anwenden zu können. Abbildung 1 zeigt die betrachtete Konfiguration mit den ver-

wendeten Mikrofonen und Lautsprechern.

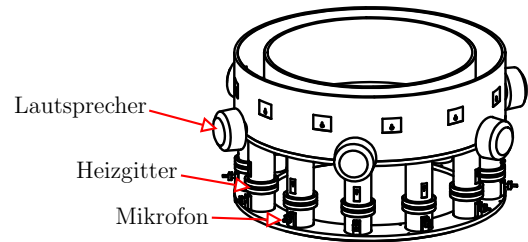


Abbildung 1: Aufbau des annularen Rijke Rohrs. Zwölf Rohre mit Heizgittern sind mit einem annularen Kanal verbunden. An jedem der zwölf Rohre ist ein Mikrofon stromauf des Heizgitters angebracht. Zur Aktuation werden sechs gleichmäßig über den Umfang des annularen Kanals verteilte Lautsprecher verwendet.

Systemmodell

In der vorliegenden Arbeit soll eine modellbasierte Regelung zur Kontrolle der selbsterregten Schwingungen verwendet werden. Hierfür ist ein vollständiges Systemmodell notwendig, das sowohl die Instabilität des unkontrollierten Systems beschreibt als auch die Wirkung der Aktuation (durch die Lautsprecher) beinhaltet. Das Modell soll an dieser Stelle nur skizziert werden; eine vollständige Ausführung für ein nahezu identisches System ist in [3] dargestellt.

Die zu erwartenden Instabilitätsfrequenzen liegen für das betrachtete System im Bereich von einigen hundert Hz. Da die entsprechenden Wellenlängen klein gegenüber dem Durchmesser der zwölf Rohre sind, können diese als eindimensional modelliert werden. Weiterhin können die Heizgitter aufgrund ihrer kleinen axialen Ausdehnung als akustisch kompakt betrachtet werden. Im hier vorliegenden Falle kleiner Machzahlen gelten dann für Druck und Schnelle der ebenen akustischen Welle die Rankine-Hugoniot Sprungbedingungen, d.h. der Schalldruck ist stetig, und die Fluktuation der Wärmefreisetzung erzeugt einen Sprung in der Schnelle, Δu , gemäß

$$A\Delta u = \frac{\gamma - 1}{\gamma P_0} q, \quad (1)$$

wobei A die Querschnittsfläche des Rohres bezeichnet und γ das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten darstellt; q ist die Schwankung in der Wärmefreisetzungsrate. Letztere wird jetzt wiederum anhand einer Übertragungsfunktion auf das

akustische Feld zurückgeführt. Im vorliegenden Fall erfolgt dies durch einen Tiefpass erster Ordnung.

Der annulare Kanal, der alle zwölf Rohre miteinander verbindet, kann im Frequenzbereich durch Impedanz- und Aktuationsmatrizen \mathcal{Z}_{ij} und \mathcal{G}_{ij} beschrieben werden. Diese setzen den Schalldruck \hat{p}_i am Eintritt des Kanals in Rohr i mit den axialen Schnellen \hat{u}_j in Rohren j und der Aktuation auf dem Rand des Annulus \hat{e}_k in Verbindung gemäß $\hat{p}_i = \sum_j \mathcal{Z}_{ij} \hat{u}_j + \sum_k \mathcal{G}_{ik} \hat{e}_k$, mit $j = 1 \dots 12$ und $k = 1 \dots 6$. Impedanz und Aktuationsmatrizen lassen sich aus einer Eigenfunktionen-Darstellung der Greenschen Funktion für den Annulus berechnen. Die Eigenfunktionen für diesen Fall sind bekannt, und somit ist diese Methode effizient anzuwenden. Da die Höhe des annularen Kanals klein gegenüber den relevanten Wellenlängen ist, kann außerdem die radiale Variation der Eigenfunktionen vernachlässigt werden.

Um eine Aussage über die lineare Stabilität des Systems zu treffen, werden nun die Modelle für die Rohre mit denen der Heizgitter und des annularen Kanals verknüpft und die Aktuationseingänge zu Null gesetzt. Das so erhaltene homogene System besitzt Eigenlösungen, deren Stabilität durch den Imaginärteil der Eigenfrequenz bestimmt wird. Bei dieser Analyse zeigt sich, dass die axialen Halbwellen mit azimuthalen Ordnungen vier, fünf und sechs instabil sind mit Frequenzen um 550 Hz. Im Experiment ist eine selbsterregte Schwingung in diesem Frequenzbereich deutlich zu beobachten (Abbildung 2). Eine Analyse der zwölf Mikrofonssignale zeigt, dass die Schwingung im Wesentlichen aus Azimuthalmoden fünfter und sechster Ordnung besteht.

Regelungsansatz

Zur Kontrolle der selbsterregten Schwingung wird ein LQR (linear quadratic regulator) mit Ausgangsgewichtung und Zustandsschätzung durch ein Kalman-Filter verwendet. Hierzu wird zuerst das oben skizzierte Modell in eine Zustandsraumbeschreibung überführt. Dies ist ohne weitere Einschränkungen möglich, da die Eigenfunktionen-Darstellung äquivalent zu einer Überlagerung von Linearschwingern ist. Das nominale Modell, welches die sechs Aktuationssignale auf die zwölf Messsignale abbildet, hat eine Zustandsraumdimension von etwa 900. Die Ordnung des Systems hängt von der Anzahl der berücksichtigten Eigenfunktionen zur Darstellung der Greenschen Funktion ab. Die Anzahl konnte jedoch nicht reduziert werden, ohne eine starke Abweichung in den Eigenfrequenzen zur Folge zu haben. Um das Modell einer Regelung zugänglich zu machen, wurde deshalb eine Projektion auf den von den instabilen Azimuthalmoden aufgespannten Unterraum vorgenommen. Wird nun weiterhin auch nur über die betrachtete Umfangsmode aktuiert, so erhält man ein single input–single output System, welches den Modenkoeffizienten der Aktuation auf den der Drucksignale abbildet. Die Ordnung dieses Systems ist um eine Größenordnung kleiner und kann mit Hilfe von Standardroutinen zur Systemreduktion auf eine Zustandsraumdimension von zwölf reduziert werden.

Regelung im Experiment

Im Experiment werden individuelle Regelkreise für die instabilen Moden fünfter und sechster azimuthaler Ordnung verwendet. Für die betrachtete Konfiguration sind Umfangsmoden fünfter Ordnung degeneriert und haben somit einen zweidimensionalen Eigenraum. Folglich werden zwei Regler benötigt, die die zeitlichen Koeffizienten der den Eigenraum aufspannenden Druckverteilungen kontrollieren. Für die instabile Umfangsmode sechster Ordnung ist nur ein Regler notwendig, da diese aufgrund der zwölffachen Rotationssymmetrie nicht degeneriert ist. Um die Charakteristik der Lautsprecher im Regler zu berücksichtigen wurden im kalten System modale Übertragungsfunktionen gemessen und in Form eines Hochpasses mit zusätzlichem Zeitverzug identifiziert.

Der Vergleich des Schalldruckspektrums in einem der Rohre für den unregulierten und den regulierten Fall ist in Abbildung 2 dargestellt. Die thermoakustische Instabilität im unregulierten Fall ist deutlich zu erkennen. Die Instabilität hebt sich um etwa 100 dB vom Messrauschen ab. Durch Anwendung des Reglers kann die Schwingungsamplitude um 60 dB reduziert werden.

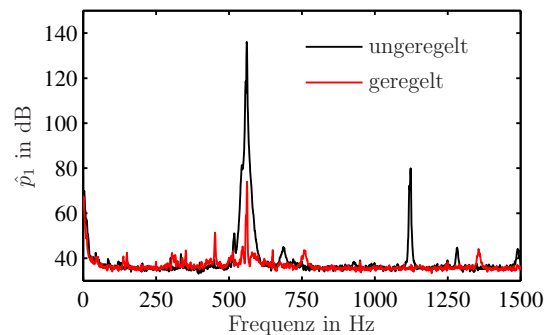


Abbildung 2: Gemessene Druckspektren in einem der zwölf Rohre für den unregulierten und den regulierten Fall

Ausblick

In aktuellen und weiterführenden Arbeiten werden neben der aktiven Kontrolle thermoakustisch instabiler Umfangsmoden auch passive Methoden angewendet. Hierzu wird der Einfluss von Asymmetrien, in Form von über den Umfang gestuften Heizleistungen, auf die Schwingungsamplituden analysiert. Ferner soll der Effekt von verschiedenen angeordneten Helmholtz-Dämpfern auf die Stabilisierung thermoakustischer Moden mit unterschiedlicher azimuthaler Ordnung untersucht werden.

Literatur

- [1] T. C. Lieuwen and V. Yang, eds. *Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines*, vol. 210 of *Progress in Astronautics and Aeronautics* (2005), AIAA, Inc.
- [2] A. S. Morgans and S. R. Stow. *Combustion and Flame* 150 (2007), 380–399.
- [3] J. P. Moeck, M. Paul, and C. O. Paschereit ASME paper GT2010-23577 (2010).