

AUFBAU UND INBETRIEBNAHME EINER RADIALVERDICHTER-VERSUCHSANLAGE ZUR ERPROBUNG ADAPTIVER PUMPGRENZREGELUNG UNTER NUTZUNG AKUSTISCHER SIGNALE

W. Hage*, S. Kieffer§, E. Hylla†, E. Guski†, R. Lorenz‡, S. Schneider‡, H. Siller*

* Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V. (DLR), Institut für Antriebstechnik, Abteilung
Triebwerksakustik, Bismarckstr. 101, 10625 Berlin

§ DGA Essais en vol. 13804 Istres Cédex, Frankreich

† Industrial Analytics IA GmbH, Erkelenzdamm 59–61, 10999 Berlin

‡ AviComp Controls GmbH, Ostwaldstraße 4, 04329 Leipzig

Zusammenfassung

Eine an den dynamischen Betrieb angepasste Pumpgrenzregelung und automatisierte Bestimmung der Pumpgrenze selbst haben großes Potential zur Steigerung der Flexibilität und Erhöhung der Effizienz von neuen und bestehenden Turbomaschinen. Dies gilt insbesondere für Prozesse mit veränderlichen Gaszusammensetzungen oder veränderlichen Eintrittstemperaturen. Dazu zählen z.B. Gaskraftwerke und Luftzerlegungsanlagen zur Produktion industrieller Gase. Im Rahmen der angewandten nichtnukleare Forschungsförderung im 7. Energieforschungsprogramm „Innovationen für die Energiewende“ wurde im Partnervorhaben „AdPG- Adaptive Pumpgrenze“ - Steigerung der Flexibilität und Effizienz großer Energieverbraucher in der Industrie durch adaptive Pumpgrenzregelung unter Nutzung akustischer Signale - ein Prüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen.

Keywords

Turbomaschinen, Effizienzsteigerung, Flexibilität, autonome Überwachung, Strömungsinstabilitäten, retrofitting, predictive maintenance, machine learning, akustische Signalanalyse

1. MOTIVATION

Zentrifugalkompressoren werden zur Erhöhung des Drucks in Fluiden eingesetzt und finden in der Industrie zahlreiche Anwendungen, von Verdichtern für die Bewetterung von Bergwerken über Anwendungen in Gaskraftwerken bis hin zu Luftkompressoren für Flugzeugkabinen. Sie erreichen hohe Druckverhältnisse zwischen dem Einlass und dem Auslass und werden in räumlich begrenzten Bereichen oft Axialkompressoren vorgezogen. Ein aktuelles Ziel ist es, die Leistung von Kompressoren zu verbessern, indem man sich ihrer Pumpgrenze nähert, ohne dabei in das Pumpen zu kommen, das die Anlage beschädigen könnte.

Energieintensive Industrieprozesse, die an das zukünftige Energiesystem mit einem höheren Anteil fluktuierender Stromerzeugung optimal angepasst sind, müssen ihre Flexibilität deutlich steigern. In der Industrie werden 40% der elektrischen Energie in Deutschland verbraucht. Dieser Strom wird zu 70% für mechanische Energie wie Turbomaschinen aufgewendet. Eine Flexibilisierung dieser Verbraucher ist wesentlich für die Erhöhung der Energieeffizienz, den Ausbau erneuerbarer Energien und die

Reduktion der Treibhausgase. In diesem Vorhaben werden Methoden der künstlichen Intelligenz (KI) bzw. des maschinellen Lernens und neue digitale Lösungen wie Edge Computing verwendet, um die Flexibilität und Effizienz von Turbomaschinen durch eine adaptive Pumpgrenzregelung zu erhöhen. Es sollen Indikatoren für Strömungsinstabilitäten in Turbomaschinen akustisch detektiert werden. Zum Einsatz kommen hierfür Methoden der Signalanalyse (Fourier-, Wavelettransformation, Wigner-Ville Distribution, Korrelationsanalyse u.ä.) und der Mustererkennung eingesetzt. Zusätzliche Messgrößen wie Drücke, Temperaturen und Durchflüsse sollen genutzt werden, um eine erhöhte Zuverlässigkeit bei der Pumpgrenzbestimmung im Vergleich zum Stand der Technik zu liefern. Es werden statistische Algorithmen zur Konsistenzprüfung entwickelt und Methoden des maschinellen Lernens (Neuronale Netzwerke wie LSTM) zur Bestimmung des Abstands zur Pumpgrenze angewandt. Die Stabilitätsindikatoren werden dann in eine Schwingungsanalyseplattform eingebettet und Regelungskonzepte auf Basis der neuen Informationen entwickelt, die einen ressourcenschonenden und gleichzeitig sicheren Betrieb von Turbomaschinen im Teillastbereich ermöglichen.

Begrenzend für den Arbeitsbereich einer Turbomaschine und damit der Flexibilität ist die Pumpgrenze. Die Turbomaschine benötigt einen ausreichenden Volumenstrom, um einen Strömungsabriss zu verhindern. Um den Effekt des Pumpens vorzubeugen wird typischerweise durch eine Energie vernichtende Umblasung erreicht, indem Gas von der Druck- zur Saugseite über ein Ventil strömt. Die Ansteuerung dieses Umblasventils ist Bestandteil des Maschinenschutzes und erfolgt über einen Pumpschutz bzw. eine Pumpgrenzregelung. Die Pumpgrenze wird dazu während der Inbetriebnahme ermittelt. Dafür werden mehrere Punkte angefahren, bei denen kein stabiler Betrieb der Maschine möglich ist.

Es existieren unterschiedliche Konzepte, um im Betrieb zu gewährleisten, dass der Betriebspunkt im stabilen Bereich liegt. In der Praxis ergeben sich mehrere Probleme mit dem aktuellen Stand der Technik:

- Der ermittelten Pumpgrenze enthält in der Regel einen Sicherheitsaufschlag,
- Fehler bei der Bestimmung der Pumpgrenze bei der Inbetriebnahme,
- Veränderungen der Maschine führen zu einer veränderten Pumpgrenze,
- veränderte Gaszusammensetzung und Prozessbedingungen.

Insgesamt hat eine adaptive Pumpgrenzregelung mit beziehungsweise in Kombination mit einer automatisierte Bestimmung der Pumpgrenze ein großes Potential zur Steigerung der Flexibilität und Erhöhung der Effizienz von neuen sowie bestehenden Turbomaschinen. Dies gilt insbesondere für Prozesse mit stark sich ändernden Randbedingungen, wo entsprechend hohe Sicherheitsabstände zu den einmalig ermittelten Pumpgrenze vorgesehen werden.

2. AUFBAU DES RADIALVERDICHTER PRÜFSTANDS

Der Kern des Prüfstands besteht aus einem Radialverdichter des Herstellers NextTurbo [1] vom Typ GTH T20XY mit einer Motorleistung von 160 kW, der in eine Ringleitung mit Drosselventilen und Wärmetauscher integriert ist um den Betrieb eines Radialverdichters im industriellen Umfeld zu simulieren. Der Prüfstand ist in einem Standard Seefracht-Container mit 20 Fuß (6,06 m) Länge und einer (Über-)Höhe von 9 Fuß und 6 Zoll (2,90 m) untergebracht.

Um konstante Betriebsbedingungen zu gewährleisten ist neben dem Wärmetauscher in der Ringleitung eine Klimaanlage im Innenraum des Containers installiert, die die Raumtemperatur im Container auch außerhalb des Testbetriebs auf ein niedriges Niveau regelt. Bild 1 zeigt den Aufbau des Prüfstands (Vorderseite): Vorne links ist die Ringleitung zu sehen, die in den Radial-Verdichter führt. Die Druckseite der Ringleitung durchströmt die verstellbaren Drosseln und den Wärmetauscher. Weiterhin sichtbar in Bild 1 sind die beiden Klima-Endgeräte unter der Decke des Containers sowie der Kessel der Druckluftanlage zur Ansteuerung der pneumatisch angetriebenen

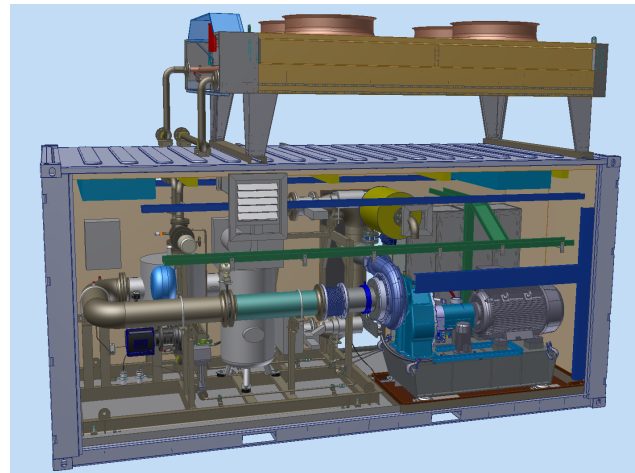


BILD 1. Prinzipieller Aufbau des Prüfstands

Ventile, mit deren Hilfe der Druckwiderstand der Ringleitung eingestellt wird. Auf dem Dach ist der Rückkühler des Wärmetauschers des Prozesskreislaufts zu sehen.

Der Prüfstand ist so konzipiert, dass er mittels einer Remote-Steuerung ortsunabhängig betrieben werden kann. Alle Betriebsparameter sind remote sichtbar und veränderbar. Die zeitgemittelten Messdaten der Versuche werden in einem Cloud-Speicher, die hochaufgelösten Messungen in der NI-Messanlage lokal gespeichert. Über Zeitstempel sind die Daten miteinander verknüpft.



BILD 2. AdPG Prüfstand

Bild 2 zeigt den Prüfstand an seinem Aufstellungs-ort in Cottbus auf dem Gelände der DLR Hep-Co-Versuchsumgebung im Lausitz Science Park. An der Rückseite des Containers sind (von rechts nach links) die Rückkühler der Innenraum-Klimaanlage, die Personaltür und der Niederspannungs-Schaltanlage zu sehen.

2.1. Messtechnik und Instrumentierung

Um spätere komplexere Instrumentierung zu ermöglichen, wurde ein Sensorring (siehe Bild 3) für 9-13 Sensoren eingebaut, deren Positionen mit Methoden

der Compressed Sensor Algorithmen ausgelegt wurden [2]:

- Mit neun Mikrofonen sind Analysen bis zur BPF1 für bis zu fünf dominante Moden auswertbar, die restlichen MA lassen sich mit guten Genauigkeit schätzen.
- Mit 13 Mikrofonen sind Analysen bis zu 2BPF bei allerdings höherem Sensoreinsatz möglich, dabei können wieder die 5 dominante Moden aufgelöst werden und die Modenamplituden der restlichen Moden können abgeschätzt werden.

Die Instrumentierung besteht neben dem industrietypischen Messsystem (Drücke, Temperaturen, Wellendrehzahl-, Volumenstrom- und Wellenschwingungen) aus instationären, hochauflösenden Wechsellldrucksensoren. Zusätzlich ist die Verwendung von Beschleunigungsaufnehmern geplant.

Ziel des Vorhabens ist es, mit industrietauglicher Sensorik eine Annäherung an die Pumpgrenze mittels Stabilitätsindikatoren zu detektieren und in eine adaptive Steuerung zu integrieren. Damit soll der nutzbare Bereich des Kennfelds des Verdichters erweitert werden. Zur Datenerfassung der hochauflösten Druckmessungen, der Drehzahl des Rotors und der Wellenschwingungsmessung wird eine Messanlage aus Komponenten von National Instruments verwendet.

Zusätzlich zu standardisierten Volumenstrommessung mittels einer Lochblende wird eine Ultraschallmessung zur Volumenstrombestimmung im Zulauf des Verdichters durchgeführt. Um diese Messung zu ermöglichen ist ein Teil der Ringleitung als Kunststoffrohr ausgeführt. Da industriell genutzte Anlagen nur selten über eine Mengenmessung verfügen, stellt eine Ultraschallmessung eine gute Option zur Nachrüstung dar.

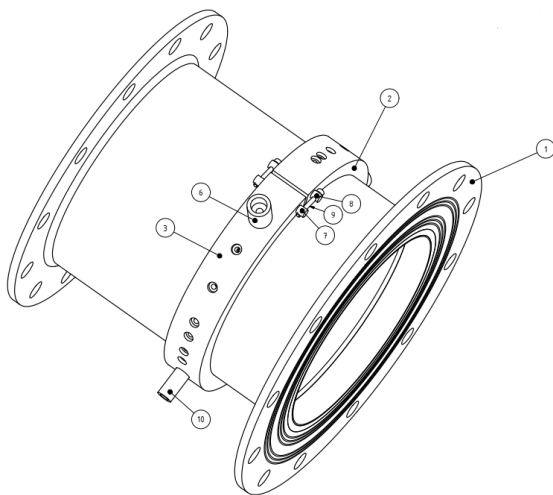


BILD 3. Sensoring für hochauflösende Druckmessung

3. STAND VON WISSENSCHAFT UND TECHNIK

Die Überwachung von Turbomaschinen im industriellen Umfeld ist aktuell auf die Erfassung und

Überwachung von Schwingungen sowohl der rotierenden Bauteile (Wellen, Kupplungen) als auch der nicht rotierenden Bauteile (Gehäuse, Lagerböcke, Grundrahmen) ausgerichtet. Mit der Detektion von Gehäuseschwingungen an einzelnen Komponenten lassen sich die Wellenschwingungen bewerten. Störeinflüsse können anhand charakteristischer Veränderungen der Amplituden und Schwingungsformen erkannt werden. Die sichere Detektion des Übergangs eines Radialverdichters in den strömungsinstabilen Bereich mittels Akustik- und Schwingungsmesstechnik werden zur Zeit im Rahmen des Projekts AdPG entwickelt.

In off-design Punkten der Turbomaschine, bei stark erhöhten Schaufelbelastungen gegenüber dem Auslegungszustand, treten lokal ausgeprägte Wirbelstrukturen auf, die sich mit instationären Druck- und Schwingungsmessungen anhand von typischen spektralen Signaturen erkennen lassen. Eine im Frequenzspektrum unterhalb der ersten Blattfolgefrequenz (BPF) auftretende Gruppe von tonalen Komponenten charakterisiert die so genannte Rotierende Instabilität (RI). Mit der RI ist das sog. Spaltgeräusch (engl. *clearance noise*) verbunden, das sich mit signifikant erhöhten Schallpegeln an den einzelnen Komponenten auch außerhalb der Turbomaschine detektieren lässt. RI mit seinen charakteristischen Eigenschaften und dem assoziierten Spaltgeräusch existiert in verschiedenen Konfigurationen von Axial- und Radialverdichtern. Der Entstehungsmechanismus der RI ist trotz jahrzehntelanger Forschung [3] immer noch Gegenstand aktueller Forschung [4], [5]. Die sichere Detektion der RI als Vorstufe zum noch kritischeren Betriebspunkt Rotating Stall ist von großem Interesse für die industrielle Anwendung.

3.1. Instabilität

Die Herausforderung für eine adaptive Pumpgrenzregelung ist, die Annäherung an die Pumpgrenze in Echtzeit zu erkennen. Hier hilft die Abfolge von nacheinander ablaufenden Phänomenen: Vor dem Pumpen des Verdichters tritt die rotierende Instabilität auf. Diese soll in den Messdaten von Mikrofonen, Beschleunigungsaufnehmern detektiert werden. Idealerweise ist dies mit einfachen, preiswerten, nicht-intrusiven Sensoren möglich, die unter Umständen zur Standard-Sensorik des Verdichters gehören.

Um den Wirkungsgrad eines Zentrifugalkompressors bei einer bestimmten Drehzahl zu verbessern, ist es zwingend erforderlich, die Maschine im Betrieb näher an die Pumpgrenze zu bringen. Um sicher zu gehen, dass die Pumpgrenze nicht erreicht wird, verlassen sich die Betreiber in der Regel auf das Leistungskennfeld des Kompressors. Bei industriellen Anwendungen ist ein solches Leistungskennfeld für jeweils eine Baureihe mit einer Sicherheitsmarge festgelegt, was Spielräume für die Erhöhung der Effizienz für einzelne Geräte und deren Betriebszustände ermöglicht. Darüber hinaus weist jede spezifische Anlage ein leicht unterschiedliches Verhalten auf, das Leistungs-

kennfeld eines Kompressors kann sich im Laufe der Zeit beispielsweise durch Verschleiß an Laufrad und Gehäuse verändern.

3.2. Arbeitsprinzip von Radialverdichtern

Im Gegensatz zu Axialkompressoren wird die Strömung in einem Zentrifugalkompressor umgelenkt. Die einfachsten Zentrifugalkompressoren sind einstufig aufgebaut. Das Laufrad erhöht den Gesamtdruck des aus dem Einlassrohr kommenden Stroms und stößt ihn in das Auslassrohr aus. Ein Ventil in der Einlass- oder Auslassleitung dient zur Steuerung des Massenstroms des Verdichters. Zentrifugalkompressoren werden in der Regel eingesetzt, wenn nur wenig Platz zur Verfügung steht oder wenn ein hohes Druckverhältnis gewünscht ist.

Es besteht die Beziehung:

$$\text{BPF} = B \times \text{SRF}$$

Ein einstufiger Verdichter kann durch die Anzahl der Schaufeln B , den Einlassradius r_i und den Auslassradius r_o definiert werden. SRF ist die Wellendrehfrequenz (manchmal auch als EO für Engine Order bezeichnet) und BPF die Schaufeldurchgangsfrequenz. Der Betriebspunkt eines Verdichters wird durch seine Wellendrehzahl in Umdrehungen pro Minute (RPM), den Massenstrom $\dot{m}$ (in kg/s) und das Druckverhältnis Π definiert, das das Verhältnis des Gesamtdrucks zwischen dem Einlass- und dem Auslassstrom darstellt. Wenn man diese drei Werte für verschiedene Betriebspunkte kennt, kann man das Leistungsdiagramm eines Verdichters zeichnen, dass die Kurve von Π in Abhängigkeit von $\dot{m}$ bei einer festen Drehzahl darstellt.

3.3. Instabilitäten in Radialverdichtern

Bei einer konstanten Drehzahl steigt das Druckverhältnis, wenn der Massenstrom durch Schließen einer Drossel schrittweise verringert wird. Ab einem bestimmten, immer kleiner werdenden Massenstrom wird die Strömung im Verdichter durch Instabilitäten gestört. Es lassen sich drei Arten von Instabilitäten unterscheiden: Rotationsinstabilität (Rotating Instability RI), rotierender Strömungsabriss (Rotating Stall RS) und Pumpen. Stall oder Rotating stall (RS) beschreibt den Eintritt in den Strömungsabriss einzelner oder aller Schaufeln des Laufrads.

Die Strömung löst zuerst an einzelnen Schaufeln ab. Dort bilden sich lokale Zellen, die in Umfangsrichtung rotieren.

Die Störung der Strömung erfolgt in tangentialer Richtung. Rotationsinstabilität (RI) ist eine Vorform des Rotationsstalls. Rotationsinstabilität tritt vor der Stabilitätsgrenze des Verdichters auf. Diese Art der Instabilität hat eine sehr charakteristische spektrale und modale Signatur (siehe beispielsweise [5]). Der Ursprung dieser Instabilität ist nach wie vor unklar, aber sie scheint gut vom rotierenden Strömungsabriss abgegrenzt zu sein und ist gut dokumentiert (siehe [4]). Rotierende Instabilität scheinen nicht bei jedem Verdichter aufzutreten. Das Pumpen (Surge) ist charak-

terisiert durch eine zyklische, schlagartige Rückströmung von der Druck- auf die Saugseite des Kompressors.

Die axiale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit ändert sich periodisch über den gesamten Umfang des Laufrads. Die Störung der Strömung erfolgt in axialer Richtung, es wird ein Rückgang des Massenstroms beobachtet, dieses Phänomen kann den Verdichter bei andauerndem Betrieb in diesem Fahrpunkt schwer beschädigen.

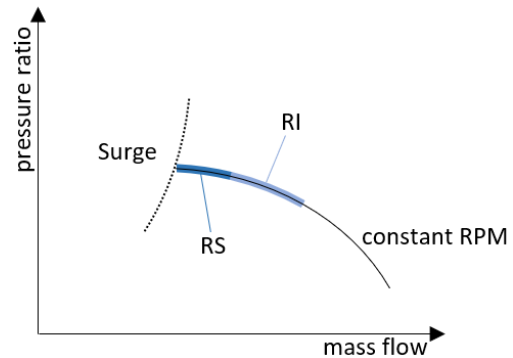


BILD 4. Vereinfachte Darstellung des Auftretens von Instabilitäten in einem Kompressor: Eine Kennlinie ist bei konstanter Drehzahl [rpm] als Funktion des Druckverhältnisses über dem Massenstrom aufgetragen. Nimmt Androsselung zu, treten nacheinander die Phänomene Rotierende Instabilität (RI), Rotierendem Strömungsabriss (RS) und Pumpen (surge) auf

Es sind vor allem die spektralen Signaturen dieser Instabilitäten in den Daten von hochaufgelösten Druckaufnehmer-Messungen interessant. Wenn die Wechselldrücke nahe genug am Laufrad gemessen werden, zeigen die Daten klare spektrale Signaturen von RI und RS. Die Rotationsinstabilität ist typischerweise durch einen Buckel mit mehrfachen Frequenzspitzen, sogenannte "Finger", in Frequenzbereich unterhalb der ersten BPF, jedoch oberhalb der SRF gekennzeichnet. In Ref. [5] wurde festgestellt, dass jeder "Finger" einer Mode über den Umfang des Einlasses entspricht. Die Wechselwirkung zwischen der BPF-Frequenz und der rotierenden Instabilität ist manchmal in der Spektraldichte sichtbar. Beim Eintritt in den Rotating Stall erscheinen einige Spitzen im sehr niedrigen Frequenzbereich, oft unterhalb der SRF. Je stärker der Massenstrom reduziert wird, desto stärker werden diese Spitzen. Als typisches Beispiel für die spektrale Signatur von RI und RS ist der spektrale Leistungspegel eines Axialkompressors in Bild 5 dargestellt, der in [5] untersucht wurde.

3.4. Indikatoren für Strömungsinstabilitäten in Turbomaschinen zur Erkennung der Pumpgrenze

Um die Effizienz eines bestimmten Radialkompressors bei einer bestimmten Drehzahl zu verbessern, ist es zwingend erforderlich, sich der Pumpgrenze zu nähern.

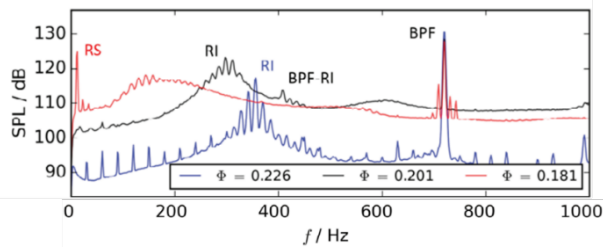


BILD 5. Spektralcharakteristik eines Axialverdichters mit Rotierender Instabilität RI und Rotierender Ablösung RS bei konstanter Drehzahl, Φ ist proportional zum Massenstrom aus [5]

Die Aufgabe im Projekt AdPG ist, den Fahrbereich des Kompressors zu erweitern, ohne den Maschinenschutz zu umgehen. Dazu soll die im Pumpschutz hinterlegte Pumpgrenze in stabilen Fahrpunkten angepasst beziehungsweise zu geringeren Massenströmen hin verschoben werden. Der Maschinenschutz findet in Echtzeit statt, wohingegen das Nachführen der Koordinaten der dafür genutzten Pumpgrenze in größeren Intervallen stattfinden. Es soll dafür ein Indikator entwickelt werden, der auf Grundlage von instationären vibroakustischer Messungen in Echtzeit darüber informiert, dass der Massenstrom erhöht werden muss um das Pumpen zu vermeiden. Dieser Indikator soll so einfach wie möglich sein und ein lineares Verhalten bis zum Pumpen aufweisen.

3.5. Andere Arbeiten aus der Literatur

Frühe Arbeiten über vibroakustische Messungen an Kompressoren wurden in den 90er Jahren veröffentlicht und zeigen den Wert solcher Messungen zur Diagnose des Betriebszustandes von Kompressoren [6] [7]. Ab dem Jahr 2000 wurden erste Vorschläge für Indikatoren für das nahe Einsetzen von Verdichter-Pumpen auf der Grundlage von vibroakustischen Messungen veröffentlicht, wobei die Autokorrelation mit einem Trigger-Wert [8] oder der RMS-Wert eines subharmonischen Frequenzbereichs [9] verwendet wurde.

In den Arbeiten von Morini et al. [10] und Munari et al. [11] wurde das spektrale Verhalten eines mehrstufigen Zentrifugalkompressors in der Nähe der Druckwelle analysiert und die Erkennung von Druckwellen diskutiert. Von der Thermochemical Power Group (TPG) der Universität Genua wurden wegweisende Fortschritte erzielt [12] [13] [14] [15] [16] [17]: Unter Verwendung einer Mikroturbine haben sie erfolgreich eine Software entwickelt, die in der Lage ist, das einsetzende Pumpen zu erkennen und den Betreiber zu warnen. Diese Software, die in [16] detailliert beschrieben wird, verwendet RMS-Werte, Varianzberechnungen und Winkelbereichsanalysen zur Diagnose des Kompressors. Außerdem wurden noch andere Methoden wie die Wavelet-Transformation [13] und das Wigner-Ville-Spektrum [14] untersucht.

In den hier zitierten Arbeiten wird die Rotationsinstabilität (RI) als Vorinstabilität vor dem Rotierenden Strömungsabrisß (RS) oder dem Pumpen allerdings nicht erwähnt.

4. MESSDATEN ZUR ENTWICKLUNG UND TEST VON STABILITÄTSKRITERIEN

Da zum aktuellen Zeitpunkt noch keine Daten aus dem AdPG-Prüfstand vorliegen, wird für die Entwicklung von Stabilitätskriterien zur Bestimmung der Annäherung an die Pumpgrenze auf Auswertungen von Messdaten aus dem EU Projekt ROSSINI zurückgegriffen.

Die Annäherung an die Pumpgrenze von Zentrifugalkompressoren soll in Echtzeit mit einem einfachen, auf jeden Kompressor anwendbaren System zu erkennen sein. Vibroakustische Messungen mit Mikrofonen und Beschleunigungsaufnehmern sind eine attraktive Lösung für ein solches Werkzeug, da diese Sensoren kostengünstig und nicht-invasiv sind. Die beste Lösung wären allerdings Sensoren, die zur Standardinstrumentierung von Industriekompressoren gehören. Dies sind beispielsweise Wellenabstands-Sensoren, die zur Maschinenüberwachung bei dem im Projekt verwendeten NextTurbo-Kompressor verwendet werden.

4.1. ROSSINI-Projekt

Ein von Liebherr Aerospace Toulouse SAS konzipierter Radialverdichter wurde in der Anlage des Deutschen Zentrums für Luft und Raumfahrt (DLR) in Köln im Rahmen des EU-Projekts Radial cOmpresSor Surge INception Investigation (ROSSINI) untersucht. Das Projekt, an dem auch das Niederländische Zentrum für Luft- und Raumfahrt beteiligt ist, konzentriert sich auf die Untersuchung von Strömungsabriss- und Druckstoßphänomenen in Zentrifugalkompressoren [18]. Bei dem im ROSSINI-Projekt verwendeten Versuchsaufbau handelt es sich um einen einstufigen Radialkompressor, der aus einem Laufrad, einem schaufellosen Diffusor und einem Spiralgehäuse besteht. Das Laufrad hat 15 rückwärtsgekrümmte, offene Hauptschaufeln und besitzt kein Splitter-Blades (wie in Bild 6 gezeigt). Ein Auslassventil steuert den Massenstrom. Die genauen Abmessungen des Kompressors befindet sich in [18].

Mit den vom experimentellen Daten aus dem ROSSINI-Projekt wurden Pumpgrenz-Indikatoren auf der Grundlage von vibroakustischen Messungen und Spektralanalysen entwickelt, um den Betrieb von Kompressoren in Echtzeit auf das Auftreten von Instabilitäten hin zu überwachen.

Akustische Sensoren und Beschleunigungsmesser wurden am Kompressor angebracht und Daten an mehreren Betriebspunkten gesammelt, darunter auch in Bereichen nahe der Pumpgrenze des Kompressors. Die Daten der vibroakustischen Messungen werden genutzt, um Indikatoren zu entwickeln, die

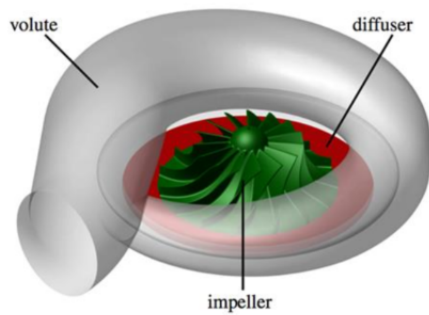


BILD 6. Geometrie des Radialverdichters die für numerische Simulation im ROSSINI-Projekt verwendet wurde [18]

den sich nähernden Pumpvorgang anzeigen, wenn der Massenstrom durch Drosselung reduziert wird. Der Kompressor ist mit 19 instationären Miniatur-Drucksensoren (Kulite, XCE-062) ausgestattet, die zeitaufgelöste Druck Messungen bei 200 kHz liefern. Die Kulite-Sensoren wurden bündig in das Laufradgehäuse eingebaut und waren in einer asymmetrischen Verteilung an unregelmäßigen Umfangspositionen angeordnet. Drei externe Beschleunigungssensoren (PCB) wurden außen auf der Spirale montiert, wobei jeder von ihnen in eine andere Richtung zeigte. Die Instrumentierung ist schematisch in Bild 7 gezeigt. Die Abtastfrequenz der Beschleunigungsmesser betrug ebenfalls 200kHz.

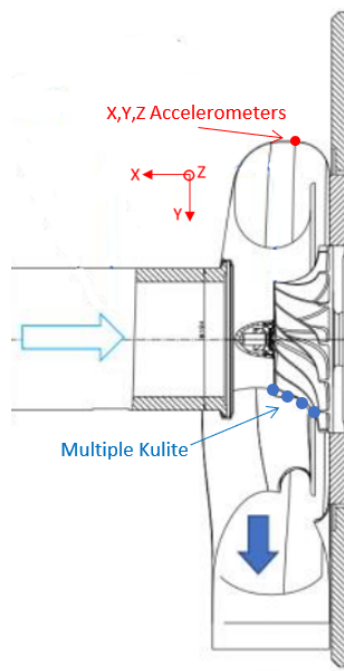


BILD 7. Instrumentierung des ROSSINI-Radialverdichters, schematisch sind instationäre Druckaufnehmer (Kulite) und Beschleunigungsaufnehmer dargestellt

4.1.1. Vibroakustische Messungen

Während der Messkampagne wurden drei Wellendrehzahlen getestet: 60 % N1, 100 % N1 und 110 % N1, wobei 100 % N1 einer Wellendrehzahl von 25.000 U/min entspricht. Für jede Wellendrehzahl wurde die Drossel in vier verschiedene Positionen gebracht, um vier spezifische Zustände zu erhalten. Für jede dieser Konfigurationen wurden die vibroakustischen Daten während 40 bis 120 Sekunden aufgezeichnet.

Der erste Zustand wird bei vollständig geöffneter Drossel erreicht und wird als "reproduzierbarer" Zustand ("repro") bezeichnet. Der zweite Zustand wird erreicht, wenn das Ventil leicht geschlossen ist, um das beste Druckverhältnis ohne Instabilität zu erhalten. Dieser Fall wird als "clean" bezeichnet. Wird das Ventil weiter geschlossen, erscheinen auf dem Spektrogramm die ersten Anzeichen einer Rotationsinstabilität (RI). Diese leichte Instabilität wird als "hump", also als Buckel bezeichnet. Bei weiterer Androsselung wurde die Rotationsinstabilität (RI) gemessen ("ri"). Für jede Wellendrehzahl und jeden Zustand wurden die vibroakustischen Daten während 40 bis 120 Sekunden aufgezeichnet. Die unterschiedlichen Instabilitäten sind in Abhängigkeit der Drehzahl und Drosselzustände in den Bildern 8 bis 10 zu sehen.

Die charakteristische fingerförmige spektrale Signatur der Rotationsinstabilität (RI) ist bei besonders niedrigen Drehzahlen beziehungsweise SRF kleiner als 6 und bei geringen Massenstrom deutlich sichtbar.

Die Kohärenz und die Phase zwischen den verschiedenen Sensoren wurden im "ri"-Fall bei RPM=100% N1 bewertet. Die Kulite-Sensoren, die nahe beieinander liegen, zeigen hohe Kohärenzwerte bei der BPF und bei den RI-Spitzen, siehe Bild 11. Die Beschleunigungssensoren weisen jedoch nicht die gleiche Kohärenz zwischen ihren Signalen auf siehe Bild 12.

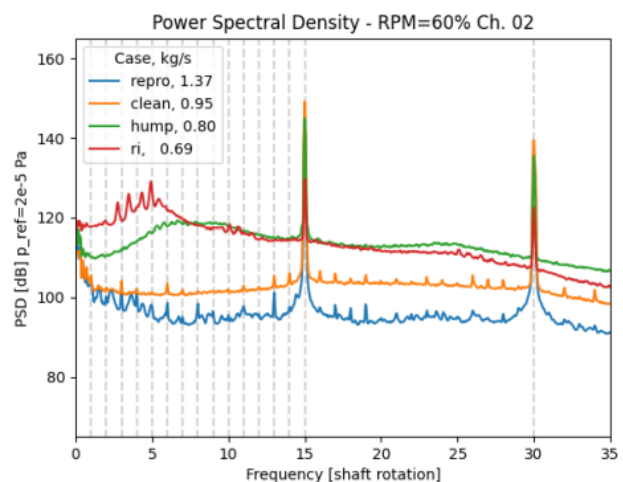


BILD 8. Leistungsspektraldichte eines Kulite-Sensors bei Drehzahl 60% N1 mit unterschiedlichem Massendurchfluss

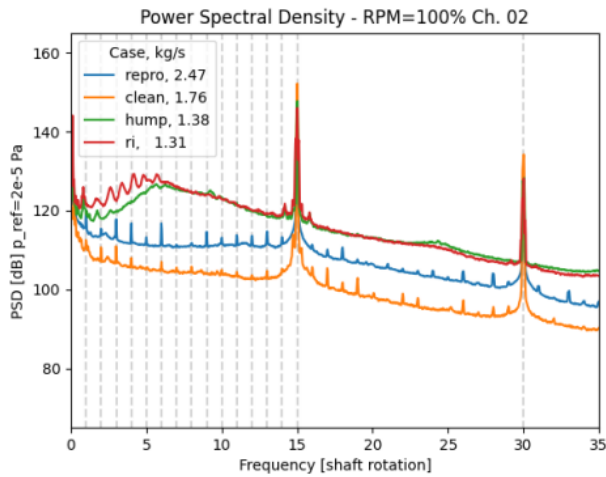


BILD 9. Leistungsspektraldichte eines Kulite-Sensors bei Drehzahl 100% N1 mit unterschiedlichem Massendurchfluss

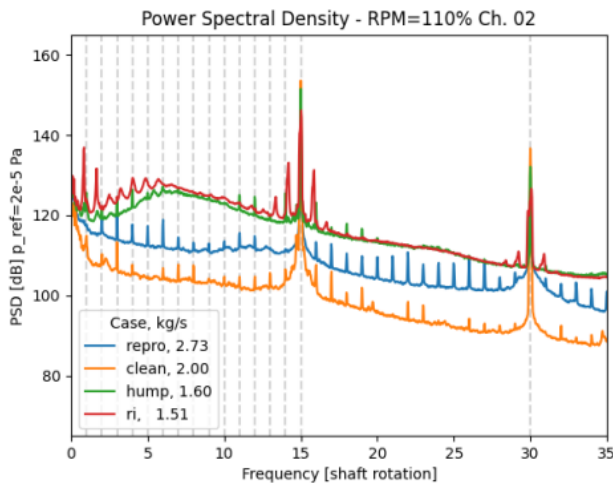


BILD 10. Leistungsspektraldichte eines Kulite-Sensors bei Drehzahl 110% N1 mit unterschiedlichem Massendurchfluss

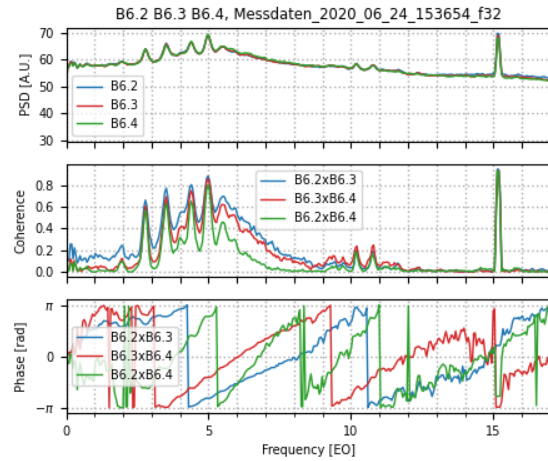


BILD 11. PSD, Kohärenz und Phase für die drei verschiedenen Kulite Sensoren (B6.2,B.3,B6.4) bei RPM=60% im "ri" Zustand

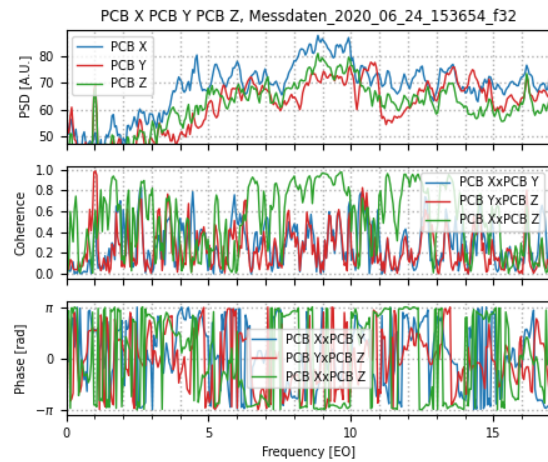


BILD 12. PSD, Kohärenz und Phase für die X,Y,Z-Beschleunigungssensoren bei RPM=60% im "ri" Zustand

4.2. Entwicklung der Pumpgrenz-Indikatoren

Zunächst wurden die folgenden mathematischen Werkzeuge im Frequenzbereich definiert: RMS-Wert des Leistungsspektrums eines Signals, zwischen den Frequenzen F und F':

$$(1) \quad \sigma_{F,F'}[Pa] = \sqrt{\frac{1}{\sqrt{F' - F}} \int_F^{F'} S_{xx}(f) df} = \sqrt{\frac{1}{N' - N} \sum_{i=N, f_N=F}^{N', f_{N'}=F'} S_{xx}(f_i)}$$

Die im Frequenzband zwischen F und F' enthaltene Leistung:

$$(2) \quad \Sigma_{F,F'}[Pa^2 Hz] = \int_F^{F'} S_{xx}(f) df = \Delta f \sum_{i=N, f_N=F}^{N', f_{N'}=F'} S_{xx}(f_i)$$

Spitzenwert des Leistungsspektrums, zwischen den Frequenzen F und F':

$$(3) \quad M_{F,F'}[Pa^2] = \max(S_{xx}(f), F < f < F')$$

4.3. Bewertung von Pumpgrenz-Indikatoren aus der Literatur

Die in der Literatur aufgeführten entwickelten Pumpgrenz-Indikatoren auf die ROSSINI-Daten angewandt, insbesondere die in [12] und [16] vor-

gestellten Indikatoren wurden ausgewertet. Es wurde die RMS-Wert-Analyse für die Beschleunigungssensoren und Kulite-Sensoren sowie für die Varianzen dieser Sensoren reproduziert. Weiterhin wurde die in [16] vorgeschlagene Winkelbereichsanalyse durchgeführt. Diese Pumpgrenz-Indikatoren wurden auf die Kulite-Messungen und die Beschleunigungsmessungen angewendet. Nur ein in [16] vorgeschlagener Pumpgrenz-Indikator war bei den vibroakustischen Datensätzen erfolgreich. Dies ist der RMS-Wert zwischen 0,08 und 0,8 SRF des Kulite-Sensors. Dieser Pumpgrenz-Indikator steigt an, wenn der Kompressor bei jeder getesteten Motordrehzahl Instabilitäten aufweist.

Die Verwendung der in [16] vorgestellten Pumpgrenz-Indikatoren lieferte nicht die gewünschten Ergebnisse, war aber eine Quelle der Inspiration für die Entwicklung eigener Indikatoren. Der in ihrem Algorithmus verwendete Frequenzbereich liegt immer zwischen 0 und 0,9 SRF. Dieser Frequenzbereich scheint relevant zu sein, wenn ein Rotating Stall oder ein frühes Pumpen auftritt. Wie oben erläutert, liegt die spektrale Signatur des Rotating Stall, die der Signatur des Pumpens ähnelt, im Allgemeinen unterhalb der SRF. In den Datensätzen aus dem ROSSINI-Projekt gibt es noch keinen Rotating Stall (RS), sondern lediglich Rotationsinstabilitäten (RI), die früher auftreten und im Allgemeinen durch einen Anstieg der spektralen Leistung zwischen 1 SRF und der BPF gekennzeichnet sind.

4.4. Bewertung der neuen Pumpgrenz-Indikatoren

Diese Beobachtung war die Veranlassung, neue Pumpgrenz-Indikatoren zu testen, die an die Rotationsinstabilität angepasst sind. Es wurden die folgenden Parameter als Pumpgrenz-Indikatoren getestet:

$$(4) \quad \sigma_{0,13SRF}; \Sigma_{0,13SRF}; M_{14,7SRF;15,3SRF}; M_{0,13SRF}$$

$$\mu = \frac{\Sigma_{0,13SRF}}{\Sigma_{0,16SRF}};$$

$$(5) \quad \nu = \frac{\Sigma_{0,13SRF}}{M_{14,7SRF;15,3SRF}};$$

$$\gamma = \frac{M_{0,13SRF}}{M_{14,7SRF;15,3SRF}}$$

Diese Pumpgrenz-Indikatoren wurden anhand der gemittelten Leistungsspektren berechnet, die aus den 40- bis 120-sekündigen Messungen bei konstanter Drehzahl und konstanter Auslassventilöffnung gewonnen wurden.

Um die Instabilität zu erkennen, kann es nützlich sein, einen bestimmten Wert eines Indikatoren für das Erreichen der Pumpgrenze mit einem Referenzwert zu vergleichen. Deshalb wurden Pumpgrenz-Indikatoren durch den entsprechenden Wert im "clean"- Fall bei

der gleichen Drehzahl geteilt. Die mit dieser Operation transformierten Vorläufer werden als "kalibriert" bezeichnet. Der "clean"-Fall wurde als Referenzwert gewählt, weil er als der häufigste Fall bei der Verwendung von Kompressoren gesehen werden kann. Um diese Kalibrierung durchzuführen, muss die Drehzahl bekannt sein. Dies ist bei einer Echtzeitanwendung Pumpgrenz-Indikatoren zu beachten.

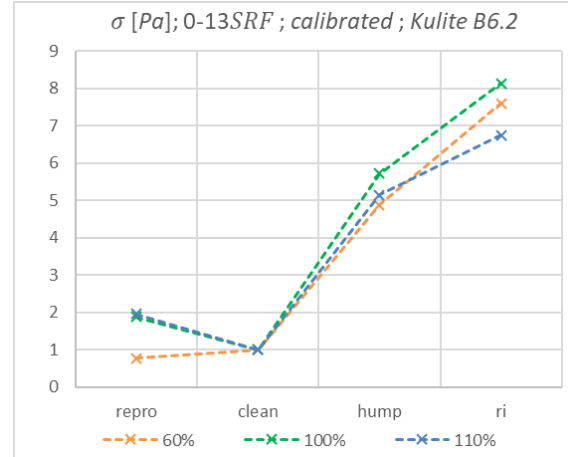


BILD 13. Berechnete Indikatoren σ für instationäre Druckdaten bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Zuständen

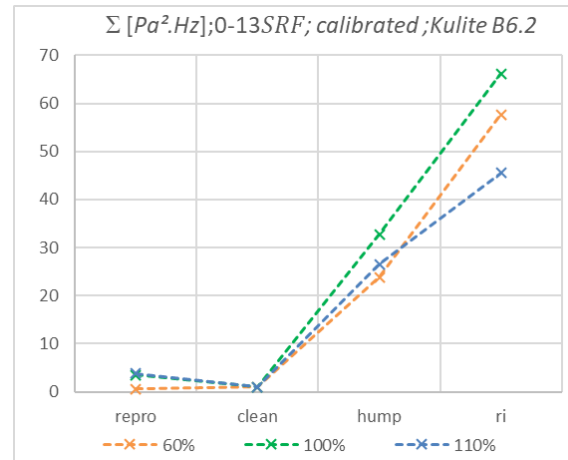


BILD 14. Berechnete Indikatoren Σ für instationäre Druckdaten bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Zuständen

Die Indikatoren μ , ν und γ zeigen auffällige Verläufe, wenn sie sich der RI nähern, die für eine Detektion benutzte werden können.

Vor allem auf dem Kulite-Sensor erreichen diese Pumpgrenz-Indikatoren im Zustand "ri" hohe Werte. Die gleiche Entwicklung ist den Signalen der Beschleunigungssensor sichtbar, aber weniger offensichtlich. Nach der Kalibrierung zeigen $\sigma_{0,13SRF}$ und $\Sigma_{0,13SRF}$ auf Kulite- und auf den Beschleunigungsmesser-Daten ein ähnliches Verhalten. Sie steigen deutlich an, wenn sie sich der Instabilität nähern, und die Werte bei verschiedenen Motorgeschwindigkeiten liegen dank der Kalibrierung nahe beieinander.

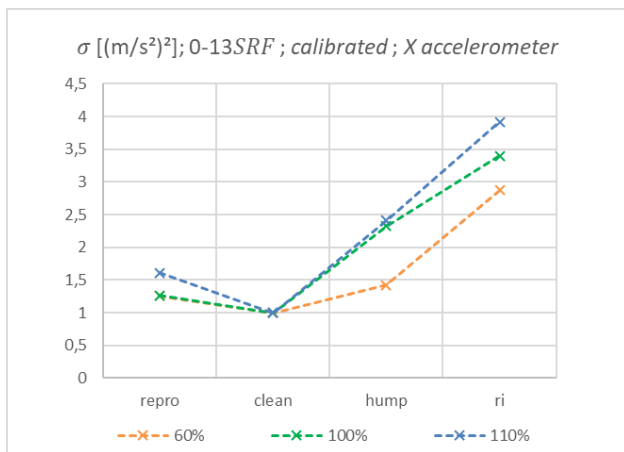


BILD 15. Berechnete Indikatoren σ für einen Beschleunigungsaufnehmer bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Zuständen

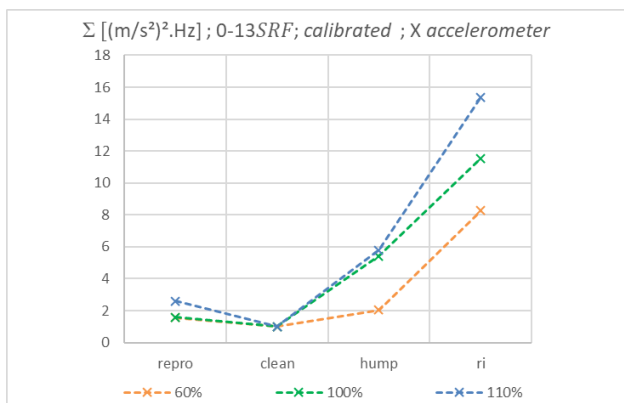


BILD 16. Berechnete Indikatoren Σ für einen Beschleunigungsaufnehmer bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Zuständen

Es zeigt sich, dass der Frequenzbereich von 0 bis 13 SRF für die Erkennung von Rotationsinstabilität in dem im ROSSINI-Projekt verwendeten Kompressor besser geeignet scheint. Die RMS-bezogenen Pumpgrenz-Indikatoren σ 0,13SRF und Σ 0,13SRF, mit einer Kalibrierung auf den "clean"-Fall, sind sehr gute Kandidaten für Pumpgrenz-Indikatoren wie in den Abbildungen 13 bis 16 gezeigt.

4.4.1. Auswertung in Echtzeit

Bei den oben vorgestellten Ergebnissen wurde das gemittelte Leistungsspektrum bei einer Messung über einen längeren Zeitraum verwendet. Für eine industrielle Anwendung möchte man jedoch, dass die Pumpgrenz-Indikatoren in Echtzeit berechnet werden können. Um dies zu testen, wurde eine Messung mit verschiedenen Drosselstellungen bei konstanter Drehzahl gewählt. Bei dieser Messung beträgt die Motordrehzahl 100 % N1 und das Auslassventil wird im Laufe der Zeit schrittweise geschlossen, was bedeutet, dass der Kompressor im Zustand "repro" beginnt und im Zustand "ri" endet.

Dann wurden dieselben Pumpgrenz-Indikatoren wie oben berechnet, aber in Messfenstern von 0,33 s

Länge. So kann die Entwicklung der berechneten Pumpgrenz-Indikatoren durch die verschiedenen Betriebszustände des Kompressors bei konstanter Motordrehzahl in kurzen Zeitfenstern beobachtet werden. Die Ergebnisse sind schlüssig. Als Beispiel zeigen in Bild 17 die Indikatoren σ 0,13SRF und Σ 0,13SRF eine hinreichend klare Entwicklung über die Zeit, die es uns ermöglichte, die Zustände "clean" und "repro" von den Zuständen "hump" und "ri" zu unterscheiden.

5. OFFENE FRAGEN UND AUSBLICK

Einige Fragen bleiben offen. Die erste Frage bezieht sich auf das Auftreten von Rotationsinstabilität: Es ist unklar, für welche Kompressoren die Rotierende Instabilität sichtbar ist und für welche nicht. Falls RI in der spektralen Leistung sichtbar ist, sollten die hier entwickelten Pumpgrenz-Indikatoren nützlich sein. Im gegenteiligen Fall ist es jedoch sicherlich die beste Option, sich auf den Frequenzbereich unterhalb der SRF zu verlassen, auch wenn der Pumpgrenz-Indikator, der auf Instabilität hinweist, den Bediener vielleicht etwas später über das Einsetzen der Rotierenden Ablösung warnt als im Fall des Auftretens der Rotierenden Instabilität.

Der nächste Schritt wäre dann die Festlegung von Schwellenwerten für die Indikatoren, um einen klaren Wechsel zwischen stabilem und instabilem Zustand des Kompressors zu ermöglichen. Dieser Schwellenwert könnte für den hier betrachteten Kompressor leicht gewählt werden, aber die für diese Maschine bestimmten Werte sind möglicherweise für andere Kompressoren nicht relevant. Der Schwellenwert könnte entweder manuell nach einigen Tests für jeden Kompressor gewählt werden, oder es könnte ein adaptiver Schwellenwertalgorithmus entwickelt werden, um automatisch einen geeigneten Schwellenwert zu finden, wenn man das bisherige Verhalten des Kompressors kennt. Ein solcher Algorithmus wurde in [16] implementiert, wurde aber in dieser Studie nicht reproduziert.

Der Test und die Anwendung der hier beschriebenen Pumpgrenz-Indikatoren auf die oben beschriebene Radial-Kompressor-Anlage des Projekts AdPG steht noch aus.

Kontaktadresse:

wolfram.hage@dlr.de

Literatur

- [1] Next Turbo Technology. <https://www.next-turbo.com/ntt/global/index.html>.
- [2] Maximilian Behn, Roman Kisler, and Ulf Tapken. Efficient azimuthal mode analysis using compressed sensing. In *22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, 30 May - 1 Jun 2016,

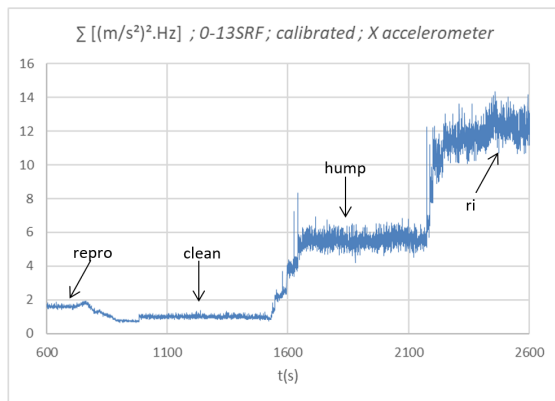


BILD 17. Σ 0,13SRF mit Kalibrierung für die Beschleunigungssensoren Y, im Laufe der Zeit, bei 100%N1: der Massenstrom wird schrittweise reduziert, die verschiedenen Zustände des Kompressors sind zum besseren Verständnis gekennzeichnet

Lyon, France. American Institute of Aeronautics and Astronautics. DOI: [10.2514/6.2016-3038](https://doi.org/10.2514/6.2016-3038).

- [3] Yasutoshi Senoo and Yoshifumi Kinoshita. Influence of inlet flow conditions and geometries of centrifugal vaneless diffusers on critical flow angle for reverse flow. 99(1):98–102. ISSN: 1528-901X. DOI: [10.1115/1.3448577](https://doi.org/10.1115/1.3448577).
- [4] I. J. Day. Stall, surge, and 75 years of research. 138(1). DOI: [10.1115/1.4031473](https://doi.org/10.1115/1.4031473).
- [5] Benjamin Pardowitz. *Rotierende Instabilität in Axialverdichtern*. PhD thesis, 2018. DOI: [10.14279/DEPOSITONCE-6755](https://doi.org/10.14279/DEPOSITONCE-6755).
- [6] K. Mathioudakis, E. Loukis, and K. D. Papailiou. Casing vibration and gas turbine operating conditions. In *Volume 5: Manufacturing Materials and Metallurgy; Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; General*, GT1989. American Society of Mechanical Engineers. DOI: [10.1115/89-gt-78](https://doi.org/10.1115/89-gt-78).
- [7] Donald E Bently and Paul Goldman. Vibrational diagnostics of rotating stall in centrifugal compressors. *Orbit*, 21(1):32–40, 2000.
- [8] Manuj Dhingra, Yedidia Neumeier, J.V.R. Prasad, and Hyoun-Woo Shin. Stall and surge precursors in axial compressors. In *39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. American Institute of Aeronautics and Astronautics. DOI: [10.2514/6.2003-4425](https://doi.org/10.2514/6.2003-4425).
- [9] N. Aretakis, K. Mathioudakis, M. Kefalakis, and K. Papailiou. Turbocharger unstable operation diagnosis using vibroacoustic measurements. 126(4):840–847. ISSN: 1528-8919. DOI: [10.1115/1.1771686](https://doi.org/10.1115/1.1771686).
- [10] M. Morini, M. Pinelli, and M. Venturini. Acoustic and vibrational analyses on a multi-stage compressor for unstable behavior precursor identification. In *Volume 4: Turbo Expo 2007, Parts A and B*. ASME/EDC. DOI: [10.1115/gt2007-27040](https://doi.org/10.1115/gt2007-27040).
- [11] Enrico Munari, Gianluca D'Elia, Mirko Morini, Emiliano Mucchi, Michele Pinelli, and Pier Ruggero Spina. Experimental investigation of vibrational and acoustic phenomena for detecting the stall and surge of a multistage compressor. 140(9). DOI: [10.1115/1.4038765](https://doi.org/10.1115/1.4038765).
- [12] F. Reggio, M. L. Ferrari, P. Silvestri, and A. F. Massardo. Vibrational analysis for surge precursor definition in gas turbines. 54(8):1257–1278. DOI: [10.1007/s11012-019-01016-0](https://doi.org/10.1007/s11012-019-01016-0).
- [13] Carlo Alberto Niccolini Marmont Du Haut Champ, Paolo Silvestri, Mario Luigi Ferrari, and Aristide Fausto Massardo. Signal processing techniques to detect centrifugal compressors instabilities in large volume power plants. 142(12). ISSN: 1528-8919. DOI: [10.1115/1.4048910](https://doi.org/10.1115/1.4048910).
- [14] Carlo Alberto Niccolini Marmont Du Haut Champ, Paolo Silvestri, Mario Luigi Ferrari, and Aristide Fausto Massardo. Incipient surge detection in large volume energy systems based on wigner–ville distribution evaluated on vibration signals. 143(7). ISSN: 1528-8919. DOI: [10.1115/1.4049855](https://doi.org/10.1115/1.4049855).
- [15] Paolo Silvestri, Silvia Marelli, and Massimo Capobianco. Incipient surge analysis in time and frequency domain for centrifugal compressors. 143(10). ISSN: 1528-8919. DOI: [10.1115/1.4051956](https://doi.org/10.1115/1.4051956).
- [16] Federico Reggio, P. Silvestri, M. L. Ferrari, and A. F. Massardo. Operation extension in gas turbine-based advanced cycles with a surge prevention tool. 57(8):2117–2130. ISSN: 1572-9648. DOI: [10.1007/s11012-022-01540-6](https://doi.org/10.1007/s11012-022-01540-6).
- [17] Paolo Silvestri, Carlo Alberto Niccolini Marmont Du Haut Champ, Federico Reggio, Mario Luigi Ferrari, and Aristide Fausto Massardo. Vibro-acoustic responses and pressure signal analysis for early surge detection in a turbocharger compressor. In *Volume 5: Cycle Innovations*, GT2023. American Society of Mechanical Engineers. DOI: [10.1115/gt2023-101699](https://doi.org/10.1115/gt2023-101699).
- [18] Melanie Voges, Oliver Reutter, Alessandro Bassetti, Michel van Rooij, and Christian Willert. The challenge of time-resolved flow investigation of a one-stage centrifugal compressor with a non-symmetric volute. In *14th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, ETC14. European Turbomachinery Society. DOI: [10.29008/etc2021-515](https://doi.org/10.29008/etc2021-515).