

Angewandte nichtrückbare Forschungsförderung im 7. Energieforschungsprogramm „Innovationen für die Energiewende“; Förderbereich Thermische Kraftwerke; 3.10.2 Turbomaschinen des Bundesministeriums für Wirtschaft und Klimaschutz

Forschungsverbund

AdPG

**Steigerung der Flexibilität und Effizienz
großer Energieverbraucher in der Industrie
durch adaptive Pumpgrenzregelung
unter Nutzung akustischer Signale**

Akronym: **AdPG- Adaptive Pumpgrenze**

Abschlussbericht

Ausführende Stelle: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) Institut für Antriebstechnik Abteilung Triebwerksakustik	Förderkennzeichen: 03EE5054C
Laufzeit des Vorhabens:	01.04.2021 - 31.03.2025
Seitenzahl Literaturangaben Tabellen Abbildungen	31 7 1 26
Autoren:	Wolfram Hage
Unterschrift: Wolfram Hage	

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Inhalt

1	Kurzdarstellung.....	2
1.1	Aufgabenstellung.....	2
1.2	Voraussetzungen des Vorhabens.....	3
1.3	Planung und Ablauf des Vorhabens	4
1.4	Technisch/wissenschaftlicher Stand zu Beginn des Vorhabens	4
1.5	Zusammenarbeit mit anderen Stellen	4
2	Eingehende Darstellung.....	5
2.1	Erzielte Ergebnisse.....	5
2.2	Bezug zu wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises.....	30
2.3	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	30
2.4	Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit	30
2.5	Fortschritte bei anderen Stellen.....	31
3	Literaturverzeichnis	31

1 Kurzdarstellung

==== Text Kurzdarstellung ====

1.1 Aufgabenstellung

1.1.1 AP 1.1 Detailspezifikation Versuchsanlage

Spezifikation und Ausschreibung der Komponenten der Versuchsanlage: Als Ergebnis dieses Arbeitspaket soll alle Komponenten der Versuchsanlage benannt sein und die Ausschreibung der einzelnen Bestandteile durchgeführt sein. Am Markt verfügbare Komponenten werden geprüft. Der Aufbau soll kompakte Abmessungen besitzen, so dass der komplette Aufbau auf möglichst kleinen Raum aufgebaut ist. Die Anlage soll möglichst mobil gestaltet werden, so dass sie an einen alternativen Aufstellungsort umgesetzt werden kann. Ein weiteres Ergebnis dieses AP soll die Auswahl der zu verwendende Sensorik sowie die Lokalisation der Sensoren an der Turbomaschine und Peripherie sein. Die geplante Sensorik (und vermutlich zu verwendende Aktorik) ist zu berücksichtigen.

1.1.2 AP 1.2 Inbetriebnahme Versuchsanlage

Das Ergebnis der Ausschreibung wird bewertet, die Lieferanten für Komponenten und Dienstleitung werden ausgewählt. Die Beschaffung von Radialverdichter, SPS-Regelung, Container, Versuchsanlage, Messtechnik, Ausrüstung Versuchsanlage (Rohrleitungen, Kühler, Durchflussmesser, Schieber, Drossel, Schalldämpfer, Sensorik, Rechner für Messwarte, Datenerfassung) wird ausgelöst. Die Montage der einzelnen Komponenten wird koordiniert, der Aufstellungsort wird vorbereitet. Die Anlage wird vor Ort aufgebaut und mit den Versorgungsmedien verbunden. Die Inbetriebnahme wird vorbereitet und durchgeführt. Erste Datensätze werden gemessen.

1.1.3 AP 1.3 Messkampagne manueller Betrieb

Eine erste Messkampagne wird durchgeführt, ein ausführlicher Test von Versuchsanlage und Instrumentierung findet statt. Ohne Pumpgrenzregelung wird das Verdichterkennfeld vermessen. Ein Testbetrieb der Versuchsanlage mit Erprobung aller Komponenten findet statt. Eine erste Messkampagne zur genauen Vermessung des Verdichterkennfelds wird durchgeführt.

1.1.4 AP 1.4 Spezifikation und Erweiterung Regelung

Spezifikation und Erweiterung der Regelung mit aktualisierter, angepasster Software. Der Testbetrieb mit industrieller Instrumentierung als Minimum Viable Product wird vorbereitet. Für den industriellen Testbetrieb wird der Versuchstand entsprechend der Anforderungen (Sensorik, Aktorik) umgerüstet und im Probebetrieb untersucht.

1.1.5 AP 1.5 Ausbau zu vollen Leistungsumfang

Ausbau zum vollen Leistungsumfang des Radialverdichter-Prüfstands. Betrieb des Prüfstands als Demonstrator. Der Versuchstand wird für den vollen Leistungsumfang umgerüstet. Der Betrieb als Demonstrator wird getestet.

1.1.6 AP 2.1 Spezifikation Algorithmen

Identifizierung von Algorithmen zur Pumpgrenzbestimmung. Entwicklung und Auswertung von Messdaten des DLR (aus EU-Projekt Rossini und AdPG) und HKW Mitte.

Ergebnis: Signalanalyse, Algorithmen zur Postauswertung. Das DLR implementiert die zur Betriebsüberwachung benötigten Signalanalyse-Methoden. Diese basieren auf Routinen zur Trennung der rotorkohärenten und inkohärenten breitbandigen Komponenten mittels zyklostationärer Analyse und anderer Korrelationsverfahren zur Identifizierung der stochastisch auftretenden spektralen Linien, welche die RI und andere Strömungsinstabilitäten charakterisieren. Weiterhin programmiert werden Module zur Mustererkennung in Amplituden, Phasen- und Kohärenzspektren sowie zur Identifikation von Strukturparametern im Betrieb, z.B. in Form einer Operational Modal Analysis, welche Eigenfrequenzen, Strukturdämpfungsparameter und anderer Messgrößen zum Abgleich mit Datenbanken bzw. Predictive Maintenance liefert. Algorithmen zur fortlaufenden statistischen Analyse der Signalkomponenten, z.B. hinsichtlich Toleranzen der Frequenz-Lage und Pegel von charakteristischen Peaks infolge von Betriebspunktschwankungen, werden weiterer Bestandteil der Software-Toolbox sein. Es werden in Abstimmung mit Industrial Analytics und AviComp gegebenenfalls notwendige Anpassungen vorgenommen (Laufzeitoptimierung, Speicherverwaltung für den Dauerbetrieb).

1.2 Voraussetzungen des Vorhabens

Die DLR-Abteilung AT-TRA ist an zahlreichen experimentellen Untersuchungen zur Schallentstehung, Schallausbreitung und Schallabstrahlung von allen relevanten Turbomaschinenkomponenten wie Triebwerksfan, Niederdruckverdichter und Niederdruckturbine beteiligt. Das DLR beschäftigt sich seit vielen Jahren mit der akustisch induzierten Detektion von Betriebs- und Strömungszuständen rotierender Maschinen. In dem EU-Projekt TurboNoiseBB wurde mit Hilfe akustischer Messdaten und Betriebspunktvariationen die Auswirkungen der Veränderung von Betriebsparametern wie Drehzahl, Massenfluss und Schaufelbelastung auf den Breitbandlärmpiegel eines Axialverdichters untersucht. Im EU-Projekt ROSSINI wurden verschiedene Konzepte untersucht, um das Pumpgrenzszenarien von Radialverdichtern zu identifizieren. Unter anderem wurde der Frage nachgegangen, welchen Einfluss das Auftreten von Rotierenden Instabilitäten auf die Annäherung an die Pumpgrenze bei diesem Typ von Verdichter hat.

1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Durch äußere Umstände (die Covid-Pandemie und den Beginn des Krieges in der Ukraine) kam es zu Projektverzögerungen durch Preisanstieg und mangelnde Verfügbarkeit für das Projekt benötigter Komponenten. Dies und die Notwendigkeit einen aufwändiger gelagerten und somit teureren Radialverdichter zu beschaffen wurde durch eine Mittelaufstockung des Projekts aufgefangen. Dadurch und wegen der Suche nach einem geeigneten Aufstellungsort für den im Projekt aufgebauten Prüfstand kam es zu Verzögerungen, die mit einer kostenneutralen Verlängerung um ein Jahr aufgefangen wurden. Der letztendlich gewählte Standort für den Prüfstand in Cottbus hat jedoch den Nachteil der langen Anfahrtswege von Berlin (für DLR AT-TRA) und Leipzig (für den Partner AviComp).

1.4 Technisch/wissenschaftlicher Stand zu Beginn des Vorhabens

Die sichere Detektion des Übergangs eines Radialverdichters in den strömungsinstabilen Bereich mittels Akustik- und Schwingungsmesstechnik befindet sich in der Entwicklung. 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 Spitzen im Frequenzspektrum charakterisiert die so genannte Rotierende Instabilität (RI). Mit der RI ist das sogenannte 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 noch nicht umfassend verstanden und Gegenstand aktueller Forschung. Die sichere Detektion der rotierenden Instabilität RI als Vorstufe zum noch kritischeren Betriebspunkt *rotating stall* (RS) ist von großem Interesse für die industrielle Anwendung.

1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Das Projekt wurde mit den Partner Industrial Analytics (Berlin) und AviComp (Leipzig) durchgeführt. Es gab im Projekt folgende Aufgabenteilung: Der Prüfstand wurde vom DLR durchgeführt anhand von Konzept und Planung von Industrial Analytics, die Instrumentierung wurde zusammen mit Industrial Analytics und AviComp eingebaut und getestet. Die Inbetriebnahme erfolgte zusammen mit dem Hersteller des Radialverdichters Next Turbo (Inarzo, Italien). Für den Ausbau des Containers und den Einbau der Versuchsanlage in den Container wurden die Firmen (BauCon Vertriebs GmbH & Co. KG und VDL Delmas) beauftragt. Die Zusammenarbeit mit allen Beteiligten war überaus positiv und konstruktiv.

2 Eingehende Darstellung

2.1 Erzielte Ergebnisse

2.1.1 AP.-Nr.:1.1: Detailspezifikation Versuchsanlage

Ziel des Arbeitspakets war die Spezifikation und Ausschreibung der Komponenten der Versuchsanlage. Als Ergebnis dieses Arbeitspakets wurden die Komponenten der Versuchsanlage benannt und die Ausschreibung der einzelnen Bestandteile durchgeführt. Die Marktverfügbarkeit der Komponenten wurde geprüft.

Die Versuchsanlage sollte so kompakte Abmessungen besitzen, dass der komplette Aufbau in einem Standard-Überseecontainer untergebracht werden konnte. Gleichzeitig wurde die Anlage mobil gestaltet, um so an einen alternativen Aufstellungsort umgesetzt werden zu können. Außerdem wurden die Auswahl der zu verwendende Sensorik sowie die Lokalisation der Sensoren an der Turbomaschine und Peripherie geplant.

Hierfür wurden verschiedene dynamische Druckaufnehmer sowie Schwingungssensoren ausgewählt. Die dynamischen Druckaufnehmer wurden in einem Sensorring angeordnet, der vor dem Vorleitgitter die Möglichkeit bietet, an verschiedenen Positionen eine unterschiedliche Anzahl von dynamischen Druckaufnehmern einzusetzen. So sollte die Möglichkeit geschaffen werden auch komplexere Untersuchungen wie Modenanalysen des durch den Radialverdichter hervorgerufene Schallfeld durchzuführen. Im Projekt wurde der Sensorring aus Kostengründen jedoch nur mit zwei Druckaufnehmer ausgerüstet und die restlichen Positionen wurden mit Blindstopfen verschlossen. An einer zweiten Position stromab des Vorleitgitters wurden drei weitere dynamisch messende Druckaufnehmer verbaut. Ergänzt wurde die Instrumentierung durch zwei Schwingungssensoren, die auf der Volute des Radialverdichters sowie auf dem Gehäuse des Getriebes angebracht wurden.

Ein Grund für die Kostensteigerung bei der Beschaffung der Prüfstandskomponenten war der Umstand, dass für eine Untersuchung an einem mit industrietypischer Instrumentierung ausgestatteten Verdichters eine aufwändigere Lagerung der Impellerwelle des Radialverdichters notwendig wurde: Nur die mit Kippsegmentlagern ausgestatteten Getriebe lassen eine Abstandsmessung der Impellerwelle zu, an rollengelagerten Wellen kann diese Messung nicht stattfindenden.

Zusätzlich zu den Sensoren für Druckmessungen an einer Messblende wurde von Industrial Analytics noch ein Ultraschallmessgerät zur Massenstrombestimmung in die Versuchsanlage integriert.

Nummerierung in Abbildung 1	Anzahl	Sensor	Sensorbezeichnung
1	2	dynamisch messende Drucksensoren	113B28.Ch1 113B28.Ch2
2	3	dynamisch messende Drucksensoren	Ladungsverstaerker.Ch3 – Ch5
3	1	Beschleunigungssensor	Ladungsverstaerker.Ch1
4	1	Beschleunigungssensor	Ladungsverstaerker.Ch2
5	1	Beschleunigungssensor	CCM.Ch6
6	1	Drehzahl	CCM.CH1
7	2	Wellenabstandssensoren	CCM Ch2: Wellenabstand-Sensor x1 CCM Ch3:
8	2	Wellenabstandssensoren	CCM Ch4: Wellenabstand-Sensor y1 CCM Ch5: Wellenabstand-Sensor y2

Tabelle 1 Instrumentierung Next Turbo Kompressor

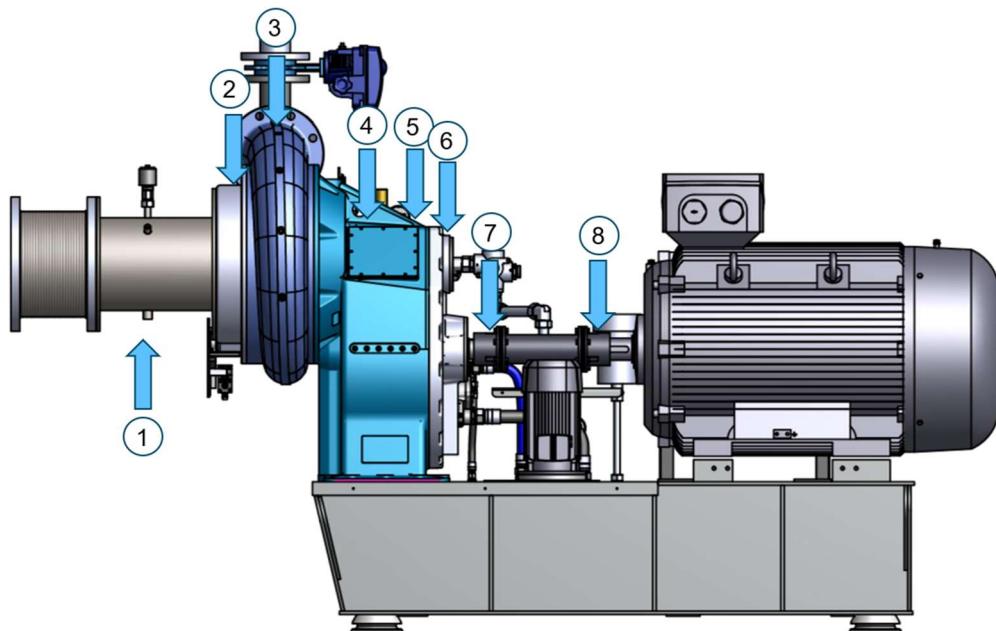


Abbildung 1: Schematische Darstellung der am Verdichter verbauten Sensorik, die Zuordnung der einzelnen Sensoren ist in Tabelle 1 dargestellt. Vor und nach dem Vorleitgitter IGV sind dynamisch messende Drucksensoren verbaut. Auf der Volute (Radialverdichtergehäuse) und dem Getriebegehäuse sind Beschleunigungssensoren verbaut, Im Getriebe befinden sich die Drehzahlmessersensoren und die Sensoren zur Wellenabstandsüberwachung

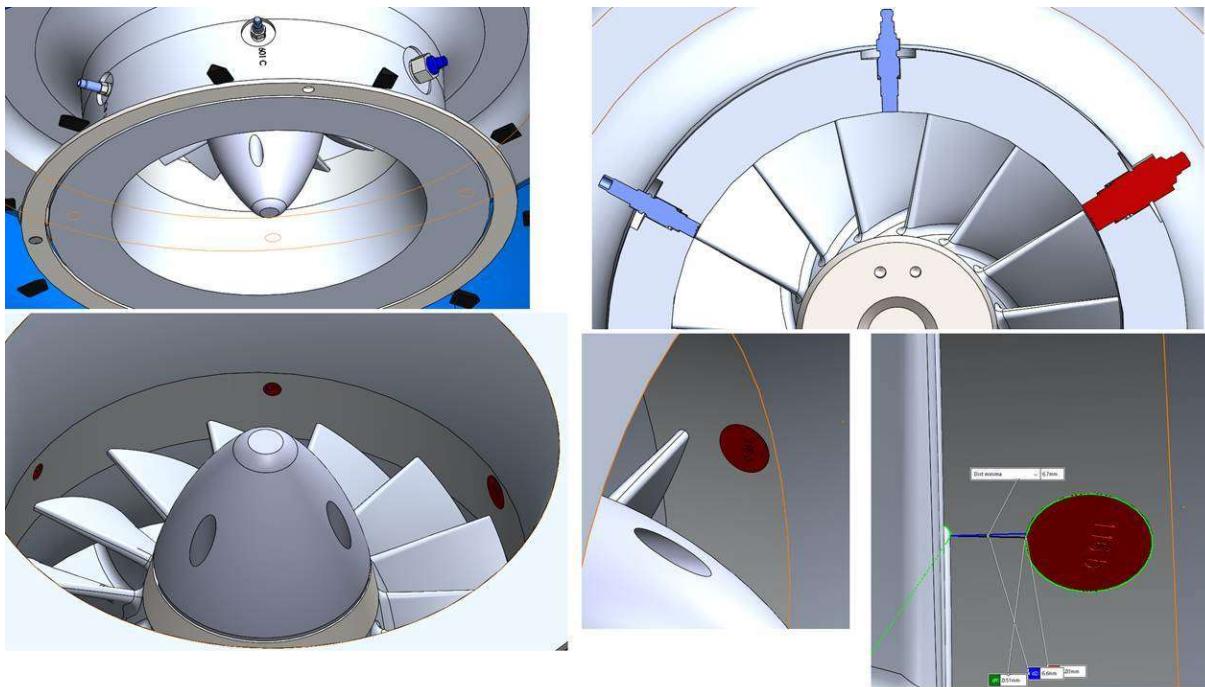


Abbildung 2: Einbausituation der drei dynamisch messenden Drucksensoren hinter dem Vorleitgitter IGV unmittelbar stromauf des Impellers, entspricht Sensor Nr. 2 in Abbildung 1

Das Messkonzept zur Erfassung aller relevanten akustischen und schwingungstechnischen Größen wurde definiert. Die Signale der im Prüfstand verbauten Sensoren für Druck-, Drehzahl, Volumenstrom, Wellenabstand- und Temperaturmessungen zur Betriebsüberwachung sowie die Stellung der Drosselventile wurden als sekündlich gemittelte Werte in eine cloudbasierte Datenbank geschrieben. Die hochauflösten instationären Messungen werden in einer im Prüfstand befindlichen Datenerfassungsanlage gespeichert. Nach Abschluss einer Messreihe werden die Daten von der Datenerfassung zur Auswertung auf ein externes Laufwerk kopiert.

Die Anbindung an eine Messwarte wurde spezifiziert und geplant. Der AdPG-Versuchsaufbau wurde mit einem Glasfaser-kabel an das Netzwerk im angrenzenden Gebäude verbunden. Der Betrieb der Anlage ist entweder direkt am Prüfstand mit einer LAN-Verbindung oder im Remote Betrieb möglich.

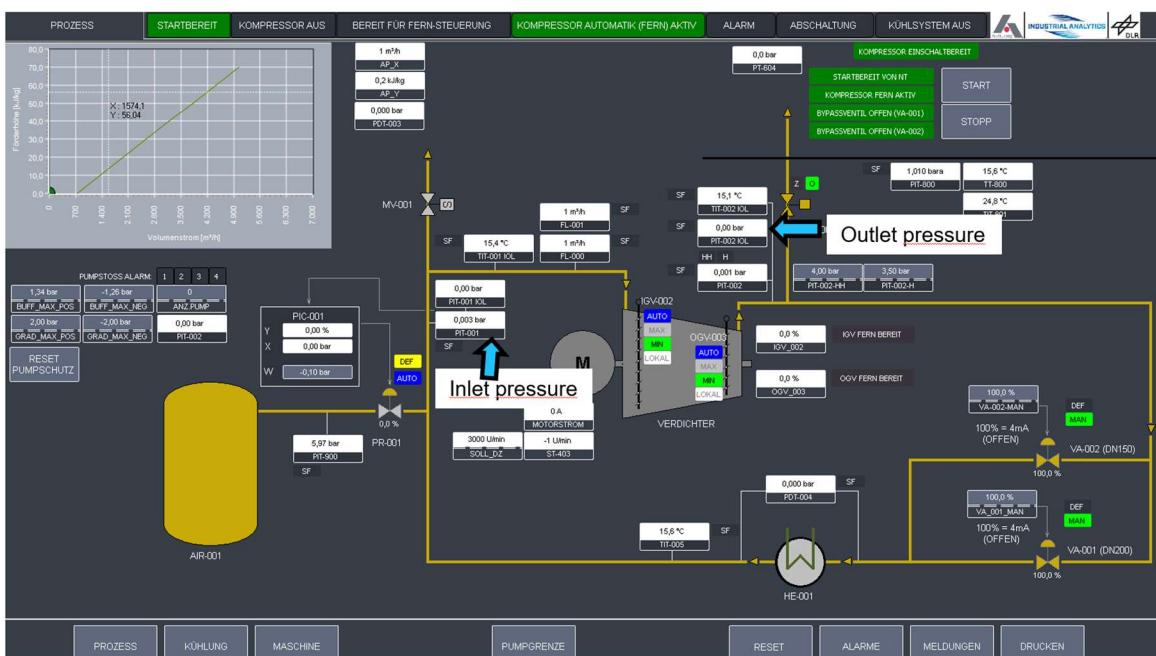


Abbildung 3 Darstellung der Benutzeroberfläche des AdPG Prüfstands für den Remote Betrieb mit den Sensoren und Stellgliedern. Hervorgehoben sind die Sensoren für die Druckmessungen zur Bestimmung der Kennlinien.

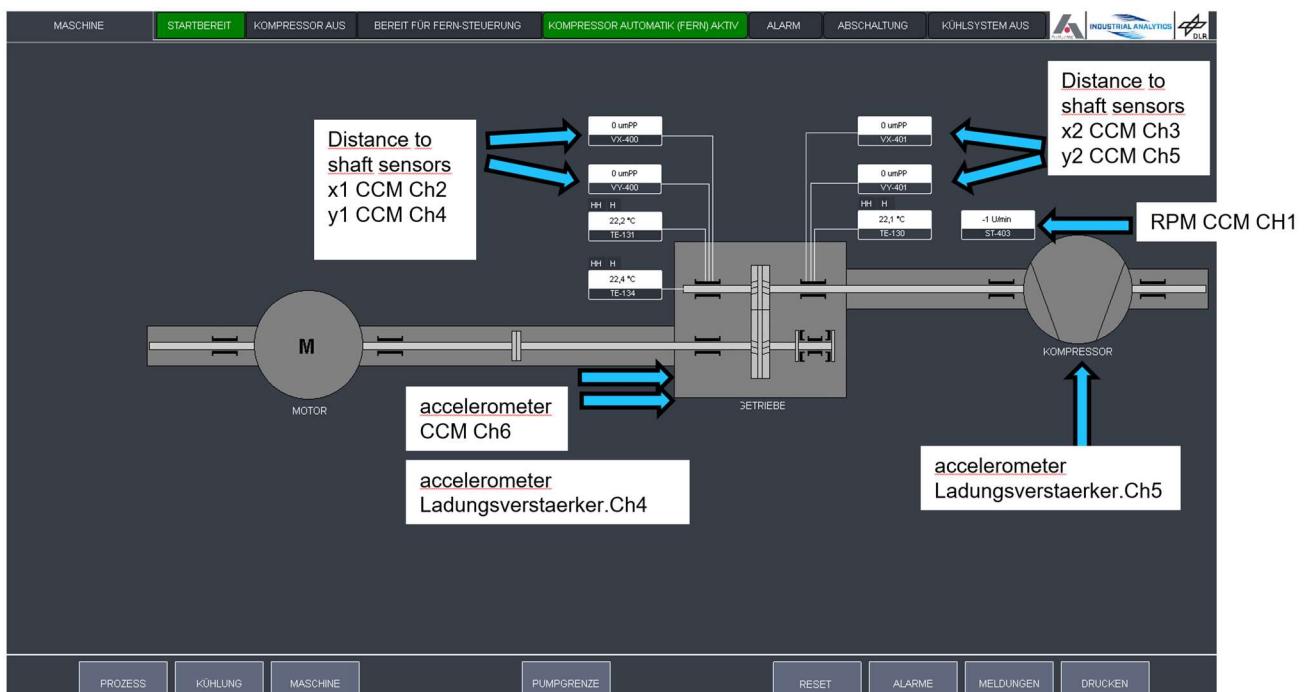


Abbildung 4: Darstellung der Benutzeroberfläche des AdPG Prüfstands für den Remote Betrieb mit den am Radialverdichter angebrachten Sensoren zur Wellenabstandsmessung, Drehzahlmessung und Gehäuseschwingungen.

Der Versuchsaufbau besteht im Prinzip aus einem Radialverdichter mit angeschlossener Ringleitung, vergleichbar mit einem Windkanal Göttinger Bauart. Dieser wurde mit den notwendigen Aggregaten wie Messblenden, Drosseln, einem Hilfskompressor für die Gewährleistung eines konstanten

Ansaugdrucks des Verdichters sowie für die Versorgung der pneumatisch gesteuerten Drosselventile für den Prüfstandsbetrieb zum Abfahren der Betriebspunkte bzw. Kennlinien. Außerdem wurden ein Wärmetauscher und ein Kühler zur Abfuhr der in Wärme umgewandelten Leistung des Radialverdichters eingebaut.

Der ursprünglich im Antrag konzipierte Betrieb mit Prozess-Gasen sowie der Überdruckbetrieb wurden in der Planungsphase für den Verdichterprüfstand nicht explizit weiterverfolgt. Eine spätere Nachrüstung des Prüfstands sollte aber mit vertretbarem Aufwand möglich sein. Grund für die nicht umgesetzte Planung war der erhebliche Zusatzaufwand für Druckbehälter der notwendigen Gasmixschungen. Diese würden mit einer weiteren Verrohrung und Stellgliedern an den Prüfstandscontainer angeschlossen, was einen zusätzlichen Platzbedarf für die Anlage bedeutet hätte und aufgrund der in der Antragsphase zu gering abgeschätzten Kosten zu einer weiteren Kostensteigerung geführt.

Die benötigten Komponenten wurden für den geplanten Aufbau aufeinander abgestimmt. Die für den Prüfstandsaufbau benötigte externen Dienstleistungen wurden identifiziert. Diese bestanden aus einem Containerbauer bzw. Containerausrüster, einem Anlagenbauer der auch die benötigten Wärmetauscher mit Rückkühler auslegen sollte sowie einem Hersteller von Radialverdichtern. Die Ausschreibung für die Anlage und deren Komponenten wurde ausgelöst.

2.1.2 AP.-Nr.:1.2 Inbetriebnahme Versuchsanlage

Aufbau und Erstinbetriebnahme des Prüfstands

Aus dem Ergebnis der Ausschreibung wurden Lieferanten für Komponenten und Dienstleistungen ausgewählt. Die Beschaffung von Radialverdichter, SPS Regelung, Container, Aufbau der Versuchsanlage, Messtechnik, Ausrüstung Versuchsanlage (Rohrleitungen, Kühler, Durchflussmesser, Schieber, Drossel, Schalldämpfer, Sensorik, Rechner für Messwerte, Datenerfassung) wurde beauftragt. Der Kern des Prüfstands besteht aus einem Radialverdichter des Herstellers Next Turbo [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.

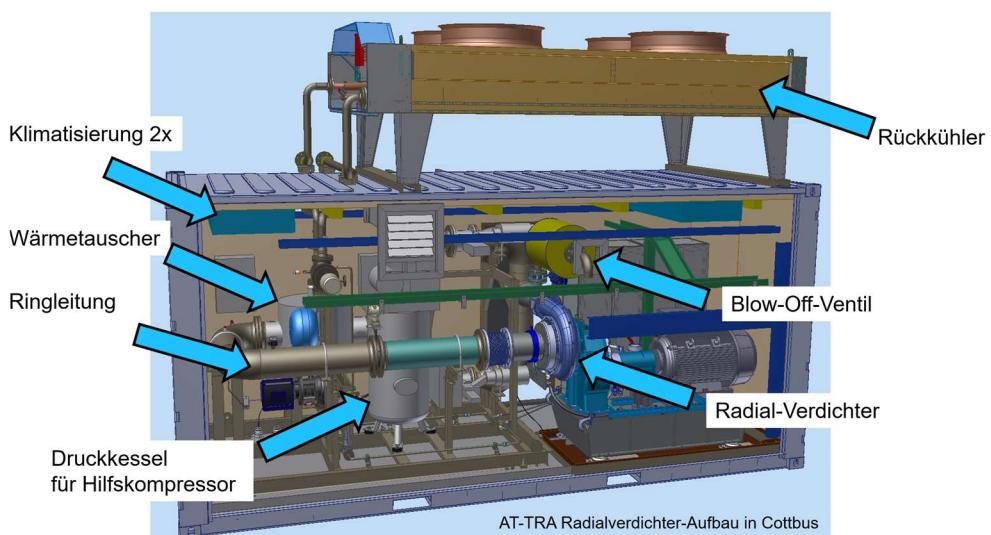


Abbildung 5: AdPG Prüfstand mit seinen wichtigsten Komponenten

Die Montage der einzelnen Komponenten wurde koordiniert: Der Container wurde von einem auf Spezialcontainer spezialisierten Unternehmen mit einer Wärmeisolation, Klimatechnik, rudimentärer Elektrik und Befestigungspunkten für den nachfolgenden Einbau der Anlagenkomponenten ausgerüstet und an einen Anlagenbauer in Berlin geliefert. Dieser baute Radialverdichter mit Ringleitung, Wärmetauscher, Hilfskompressor, Ventilen und weiteren Komponenten in den angelieferten Container ein. Eine Elektrofachfirma begann mit der Verkabelung der Anlage. Der Versuchsaufbau im Container Anlage wurde am Ausstellungsort komplettiert und an Strom und Datenleitungen angeschlossen.

Die Wahl des Aufstellungsorts erwies sich als schwieriger als in der Antragsphase angenommen. Die ursprünglich geplante Aufstellung auf dem Gelände der TU-Berlin war nicht möglich. Als alternativer Aufstellungsplatz wurde das Gelände des DLR in Berlin Adlershof identifiziert, hier waren genügend Platz vorhanden und die notwendige Anschlussleistung wurde in Aussicht gestellt. Mit dem Bau eines Fundaments und der Datenleitung zu einem benachbarten Gebäude wurde begonnen. Allerdings rückte die Bereitstellung der Anschlussleistung in weite Ferne, da für den benötigten

Mittelspannungstransformator trotz wiederholter Ausschreibung kein Lieferant gefunden werden konnte. Als Alternative wurde die Anmietung eines großen Dieselaggregats zur Stromerzeugung in Betracht gezogen, allerdings wurden die damit verbundenen hohen Mietkosten des Aggregats und den hohen Treibstoffkosten als großes Risiko gesehen.

Abhilfe bot sich durch die Aufstellung der Versuchsanlage auf dem vom DLR für das DLR Institut für elektrische Flugantriebe erworbenen Gelände in Cottbus, wo sowohl Platz und Anschlussleistung vorhanden waren. Einziger Nachteil ist die schlechte Erreichbarkeit des Standorts in Cottbus für die Projekt-Partner aus Berlin und Leipzig. Auch die Fertigstellung des Prüfstands vor Ort wurde durch die Distanz verzögert.



Abbildung 6: AdPG Prüfstand auf dem Gelände des DLR Institut für Elektrifizierte Luftfahrtantriebe in Cottbus

Die Vorbereitung der Inbetriebnahme nahm mehr Zeit in Anspruch als geplant, hier machte sich die schlechte Erreichbarkeit der Anlage in Cottbus negativ bemerkbar. In Anwesenheit des Radialverdichter-Herstellers Next Turbo wurde die Anlage im Februar 2024 in Betrieb genommen und erste Datensätze konnten erfolgreich gemessen werden.

2.1.3 AP.-Nr.:1.3 Messkampagne manueller Betrieb

Mit einer erheblichen Verspätung gegenüber dem ursprünglichen Zeitplan wurde die erste Messkampagne mit ausführlichen Tests von Versuchsanlage und Instrumentierung durchgeführt. Dabei konnten eine Anzahl von Fehler behoben und Nachbesserungen durchgeführt werden, bis die Anlage vollständig betriebsbereit war.

Anschließend wurde das Verdichterkennfeld ohne die in der Anlagensteuerung implementierten Pumpengrenzregelung vermessen (siehe Abbildung 7). Im Unterschied zu anderen Radialverdichtern wird der hier verwendete Verdichter bei konstanter Motordrehzahl betrieben. Das Kennfeld ist aus den einzelnen Kennlinien zusammengestellt, die bei unterschiedlichen Stellungen von Vor- und Nachleitgitter gemessen wurden.

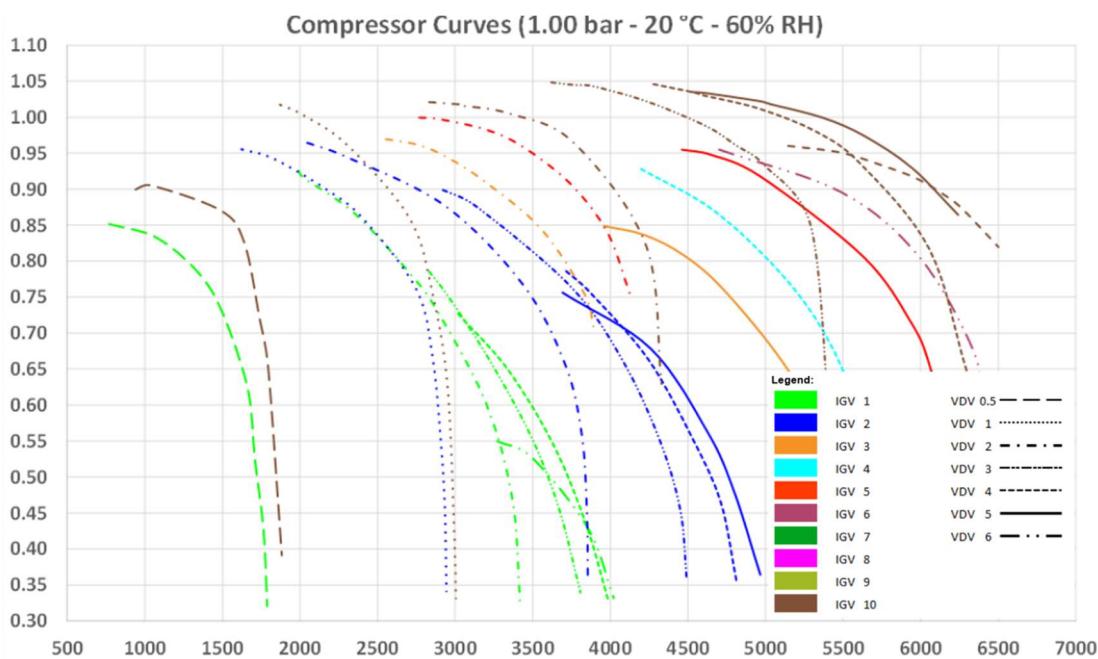


Abbildung 7: AdPG Prüfstand Kennlinien - Links des Herstellers Next Turbo

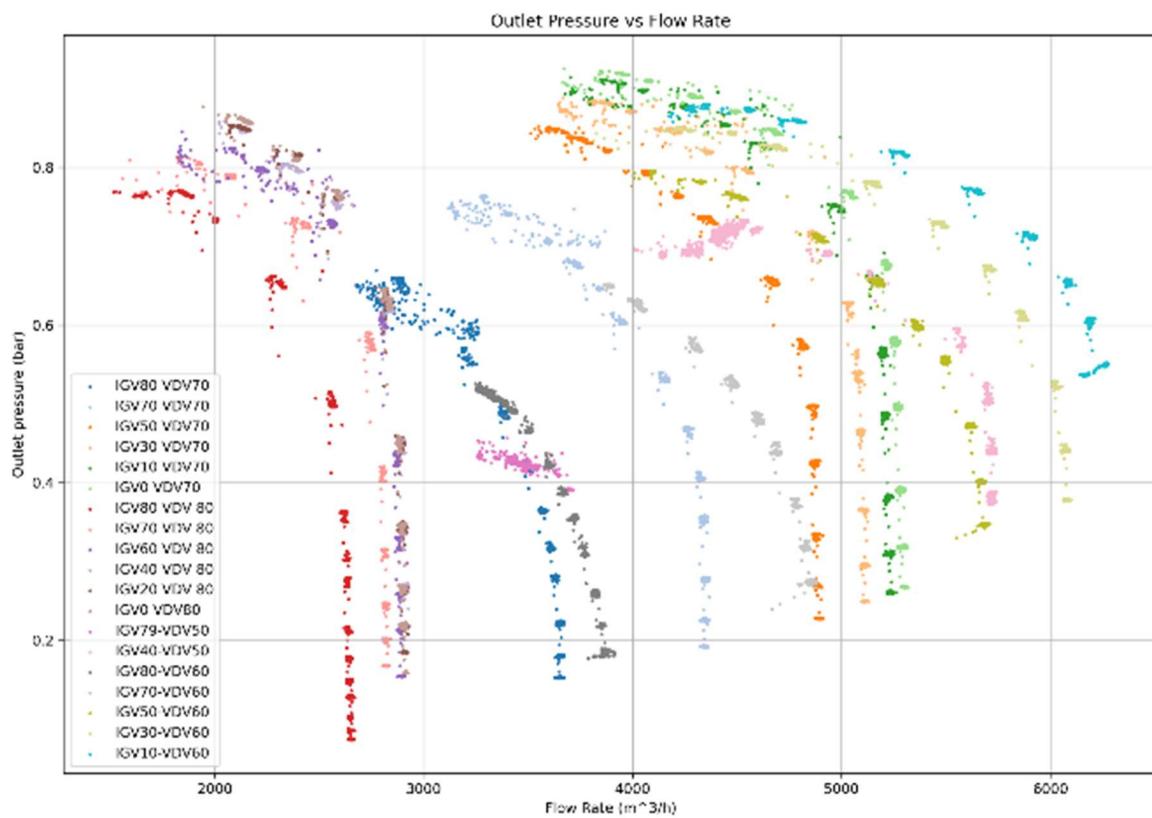


Abbildung 8: AdPG Prüfstand Kennlinien, eigene Messungen an der baugleichen Maschine integriert im Versuchsaufbau des AdPG Prüfstand

2.1.4 AP.-Nr.:1.4 Spezifikation und Erweiterung Regelung

Das Ziel des Arbeitspaketes war die Spezifikation und Erweiterung der Regelung mit aktualisierter, angepasster Software im Testbetrieb mit industrieller Instrumentierung als Minimum Viable Product. Für den industriellen Testbetrieb wurde der Versuchsstand entsprechend der Anforderungen an die Sensorik und Aktorik umgerüstet und im Probetrieb untersucht: Zur Erweiterung der Instrumentierung wurden Schwingungssensoren sowohl von Industrial Analytics wie auch vom DLR am Getriebe sowie auf dem Radialverdichtergehäuse aufgebracht und in die Datenanalyse integriert. Die Aktorik wurde unverändert gelassen, da hier keine Nachbesserung notwendig war.

2.1.5 AP.-Nr.: 1.5 Ausbau zu vollen Leistungsumfang

Der Betrieb des AdPG Prüfstands wurde als Demonstrator getestet. Dabei wurden weitere Kennlinien aufgenommen. Auf die weitere Umrüstung auf den vollen Leistungsumfang wurde wegen nicht vorhandenem Bedarf verzichtet.

2.1.6 AP.-Nr.: 2.2 Spezifikation Algorithmen

Hauptaufgabe in diesem Arbeitspaket war die Identifizierung von Algorithmen zur Pumpgrenzbestimmung. Da absehbar war, dass der Prüfstand erst relativ spät im Projektverlauf für Prüfstands läufe zur Erzeugung von Messdaten verfügbar sein würde, war die Verwendung bereits vorhandener Daten für die Entwicklung von Algorithmen zur Pumpgrenzbestimmung vorgesehen. Diese stammten aus dem EU-Projekt ROSSINI und vom Vattenfall HKW Mitte in Berlin.

Ein einstufiger Verdichter kann durch die Anzahl der Schaufeln B , den Einlassradius und den Auslassradius charakterisiert werden. Der Parameter SRF bezeichnet die Wellendrehfrequenz (manchmal auch als EO für Engine Order bezeichnet) und BPF die Schaufelfolgefrequenz, also entspricht $BPF = B \times SRF$. Der Betriebspunkt eines Verdichters wird durch seine Wellendrehzahl in Umdrehungen pro Minute (RPM), den Massenstrom m (in kg/s) oder dem Volumenstrom (in m³/s) und das Druckverhältnis π definiert, das das Verhältnis des Gesamtdrucks zwischen dem Einlass- und dem Auslassstrom darstellt.

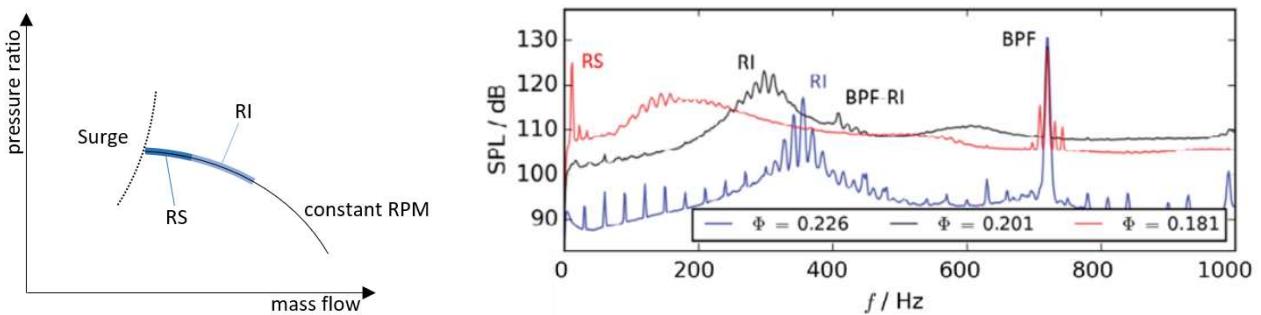


Abbildung 9: Links: Vereinfachte Darstellung des Auftretens von Instabilitäten in einem Kompressor. Eine Kennlinie ist bei konstanter Drehzahl [rpm] als Funktion des Druckverhältnisses über dem Massenstrom aufgetragen. Nimmt die Androselung zu, treten nacheinander die Phänomene Rotierende Instabilität (RI), Rotierender Strömungsabriss (RS) und Pumpen (surge) auf. Rechts: Spektralcharakteristik eines Axialverdichters mit Rotierender Instabilität RI und Rotierender Ablösung RS bei konstanter Drehzahl (Φ ist proportional zum Massenstrom) aus [6]

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 (surge), siehe Abbildung 9 links. 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 [6]). Der Ursprung dieser Instabilität ist nach wie vor unklar, aber sie scheint gut vom rotierenden Strömungsabriss abgegrenzt zu sein und ist gut dokumentiert (siehe [7]).

Rotierende Instabilität scheinen jedoch nicht bei jedem Verdichtertyp aufzutreten. Das Pumpen (surge) ist charakterisiert 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 Betriebspunkt schwer beschädigen.

Es sind vor allem die spektralen Signaturen dieser Instabilitäten in den Daten von hochauflösten Druckaufnehmer-Messungen interessant. Wenn die Wechseldrücke 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 Wellendrehfrequenz SRF gekennzeichnet [6]. Die Wechselwirkung zwischen der BPF-Frequenz und der rotierenden Instabilität ist manchmal in den Frequenzspektren erkennbar. Beim Eintritt in den *rotating stall* treten Frequenzspitzen im sehr niedrigen Frequenzbereich auf, oft unterhalb der SRF. Diese sind nicht synchron zur Wellendrehfrequenz. 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 Abbildung 9 rechts dargestellt, der in [6] untersucht wurde.

Die Entwicklung von Algorithmen zur Pumpgrenzbestimmung wurden anfangs mit Daten des assoziierten Partners Vattenfall begonnen, der Daten aus einem fünfstufigen Radialverdichter zur Verfügung stellte. Diese wurden mit gängigen Methoden der Signalanalyse untersucht, jedoch war der Erkenntnisgewinn gering. Der Verdichter im Gaskraftwerk wurde (naturgemäß) nicht in den kritischen Bereichen gefahren, so dass nur Daten aus dem unkritischen Regelbetrieb vorlagen. Die Auswertung der zur Verfügung stehenden Daten gaben nur Hinweise auf einen stabilen Betrieb der Anlage, was im Kontext des sicheren Betriebs eines Gaskraftwerks zur Energieversorgung natürlich plausibel ist. Trotzdem brachte die Beschäftigung mit den Daten wichtige Impulse für die weitere Arbeit. In der Abbildung 10 links zeigt das Spektrogramm für einen Beschleunigungssensor auf dem Verdichtergehäuse keine Anzeichen für instationäre Ereignisse die auf einen kritischen Zustand des Verdichters rückschließen ließe. In der gleichen Abbildung rechts zeigt das Spektrum eines weiteren Beschleunigungssensors eine Zuordnung der Signale der drei einzelnen Wellen im fünfstufigen Verdichter.

Da nicht zu erwarten war, dass Daten aus kritischen Betriebszuständen verfügbar werden könnten, wurde die weiteren Untersuchung mit Daten aus dem EU-Projekt ROSSINI durchgeführt.

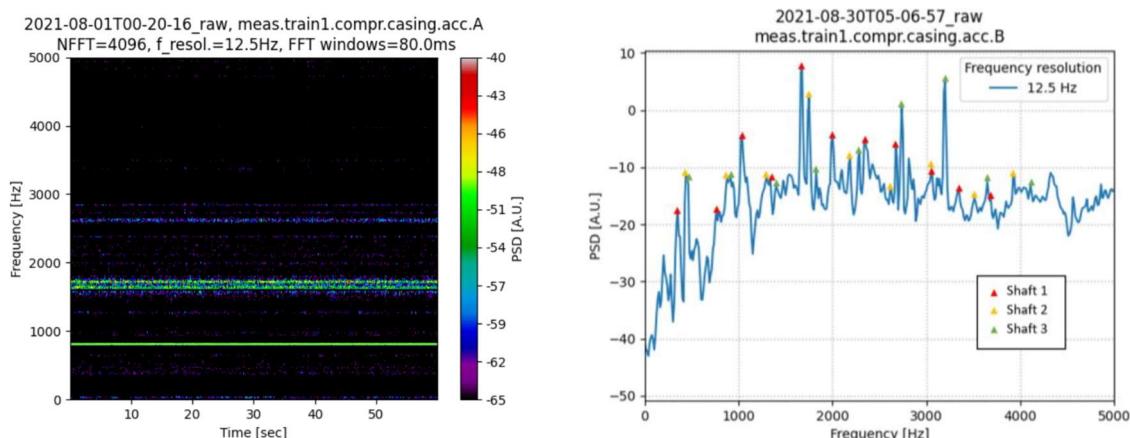


Abbildung 10: Auswertung der Daten aus dem HKW Mitte: Links ein Spektrogramm eines Beschleunigungssensors auf dem Gehäuse des fünfstufigen Verdichters. Rechts das Spektrum eines Beschleunigungssensors das die Zuordnung der typischen Frequenzen der drei Wellen des Verdichters ermöglicht. .

In dem EU-Projekt ROSSINI wurde ein für experimentelle Untersuchungen instrumentierter Radialverdichter untersucht, der auch in kritischen Betriebszuständen gefahren wurde [2]. Das Projekt konzentrierte sich auf die Untersuchung von Strömungsabriss- und Druckstoßphänomenen in Zentrifugalkompressoren [2]. 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 Schaufeln. Ein Auslassventil steuert den Massenstrom. Die genauen Abmessungen des Kompressors befinden sich in [2]. Daten dieser Sensoren wurden an mehreren Betriebspunkten gemessen, darunter auch in Bereichen nahe der Pumpgrenze des Kompressors. Der Kompressor ist mit 19 instationär messenden Drucksensoren ausgestattet, die zeitaufgelöste Druckmessungen bei 200 kHz liefern. Die Drucksensoren wurden wandbündig in das Laufradgehäuse eingebaut und waren in einer asymmetrischen Verteilung an unregelmäßigen Umfangspositionen angeordnet. Drei externe Beschleunigungssensoren waren außen auf das Verdichtergehäuse angebracht, die die drei Raumkoordinaten x , y und z weisen.

Während der Messkampagne wurde bei vier Wellendrehzahlen getestet: 40 % N1, 60 % N1, 100 % N1 und 110 % N1, wobei 100 % N1 einer Drehzahl 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. Die Daten dieser Messungen werden genutzt, um Indikatoren zu entwickeln, die den sich nähern Pumpvorgang anzeigen, wenn der Massenstrom durch Drosselung reduziert wird.

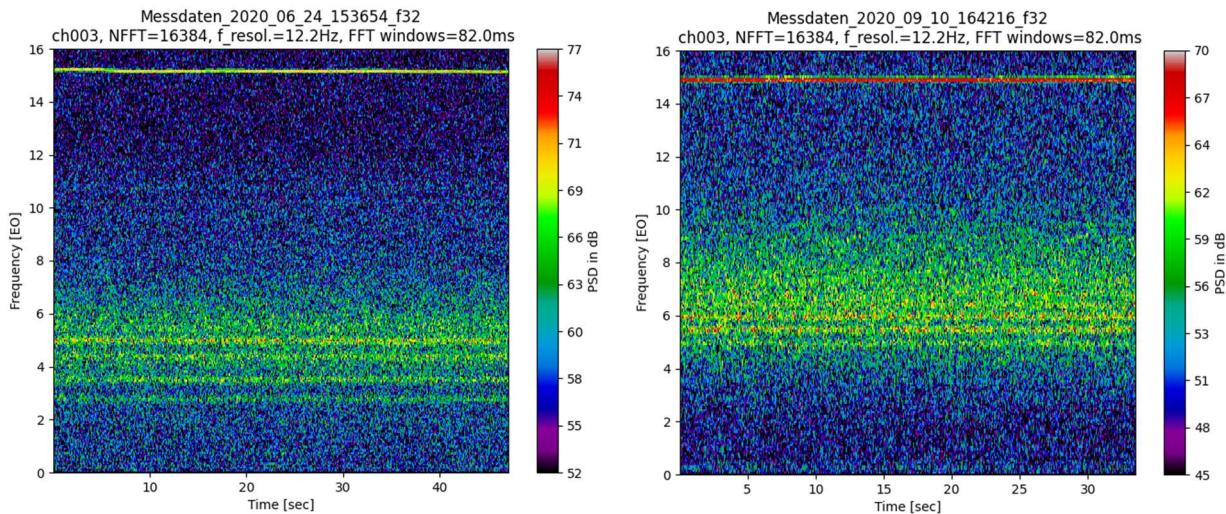


Abbildung 11: Links: Spektrogramm Zustand „hump“ bei Drehzahl 40 % N1 Spektrogramm, Rechts: Zustand Rotierende Instabilität (RI) bei Drehzahl 60 % N1

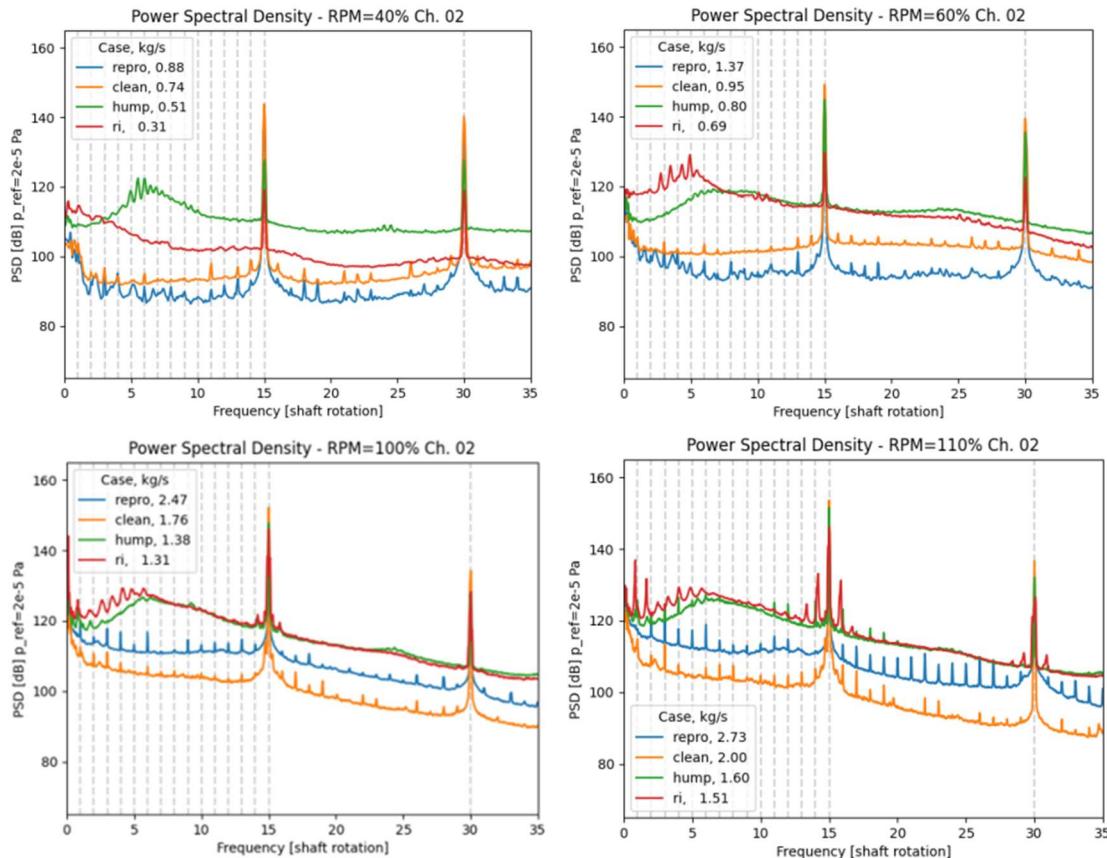


Abbildung 12: Leistungsspektraldichte eines dynamisch messenden Drucksensors bei unterschiedlichen Drehzahlen und unterschiedlichem Massendurchfluss. Oben links ist sind die Spektren der Drucksensoresignale für die vier unterschiedlichen Drosselstellungen bei 40 % der Nenndrehzahl, oben rechts bei 60 % der Nenndrehzahl, unten links bei 100 % der Nenndrehzahl und unten rechts bei 110 % der Nenndrehzahl dargestellt

Der erste Zustand wurde bei vollständig geöffneter Drossel erreicht und wird als "reproduzierbarer" Zustand ("repro") bezeichnet. Der zweite betrachtete Zustand wird erreicht, wenn die Drossel leicht geschlossen ist, um das beste Druckverhältnis ohne Instabilität zu erhalten. Dieser Fall wird wegen des ebenmäßigen Verlaufs des Spektrums der Drucksensoren als "clean" bezeichnet. Wird die Drossel weiter geschlossen, erscheinen im Spektrum die ersten Anzeichen einer Instabilität. Diese leichte Instabilität wird als "hump", also als Buckel bezeichnet, der sich im Spektrum abbildet. Bei weiterer Androsselung wurde die Rotationsinstabilität (R) im Spektrum als fingerförmige Struktur, die nicht mit der Wellendrehzahl korreliert ist, sichtbar ("ri").

Werden die instationären Daten als Spektrogramme dargestellt, werden wie erwartet werden Frequenzen beobachtet, die nicht mit der Wellendrehfrequenz (EO) synchron sind. Abbildung 11 zeigt links die Signatur des Buckels („hump“) bei Frequenzen zwischen 3 - 6 EO, die Signatur der Rotierenden Instabilität ist rechts in Abbildung 11 sichtbar zwischen Frequenzen von 5 – 8 EO. Dies korrespondiert gut mit den Darstellungen dieser Zustände in den Spektren, die in Abbildung 12 gezeigt sind. Die unterschiedlichen Formen der Instabilitäten im Radialverdichter sind in Abhängigkeit der Drehzahl und Drosselzustände in Abbildung 12 dargestellt. Die charakteristische fingerförmige spektrale Signatur der Rotationsinstabilität (R) ist bei besonders bei niedriger Wellendrehfrequenz (SRF kleiner als 6) deutlich sichtbar.

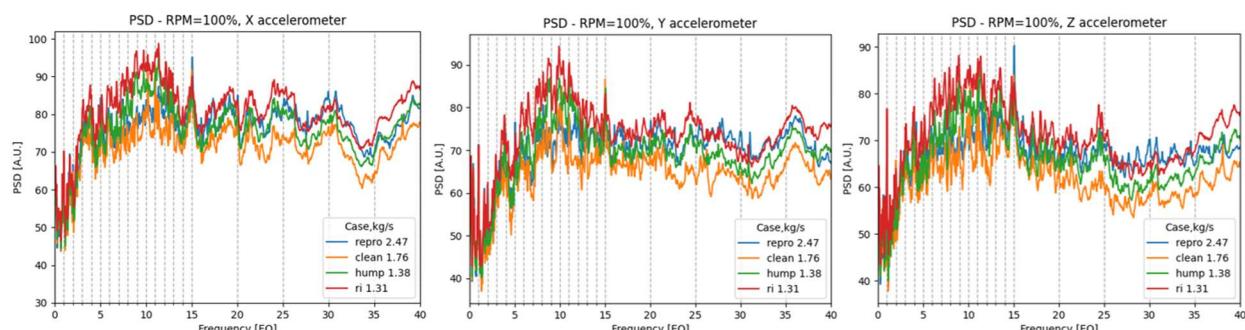


Abbildung 13: Leistungsspektraldichte der drei verwendeten Beschleunigungsaufnehmer bei der Drehzahlen 100 % N1 mit unterschiedlichem Massendurchfluss. Links ist sind die Spektren der Beschleunigungssensoren-Signale des in x-Richtung ausgerichteten Sensors für die vier unterschiedlichen Drosselstellungen, in der Mitte des in y-Richtung ausgerichteten Sensors und rechts die Spektren des in z-Richtung ausgerichteten Sensors dargestellt

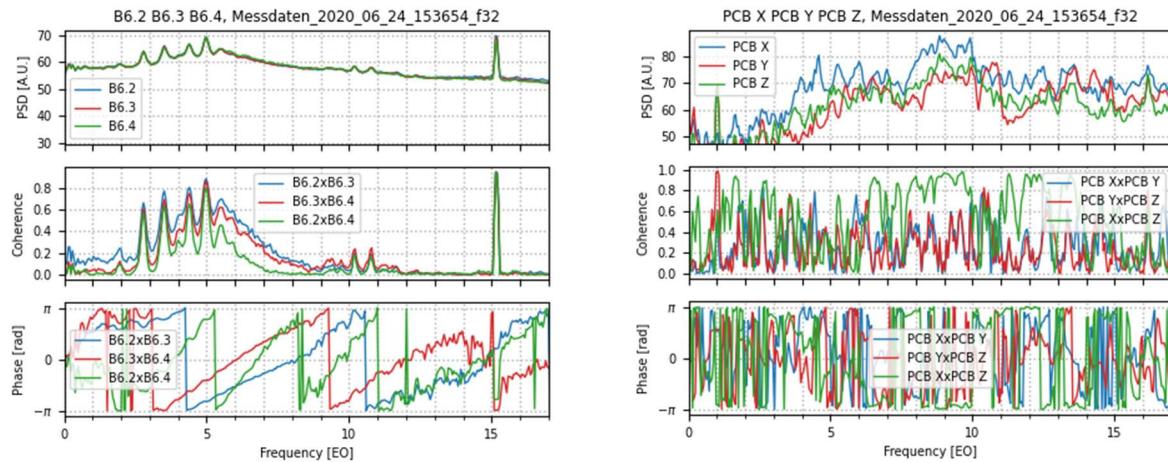


Abbildung 14: Leistungsspektraldichte, Kohärenz und Phase für die drei verschiedenen Druck-Sensoren bei RPM=60% im "ri" Zustand (links) und rechts die Leistungsspektraldichte, Kohärenz und Phase für die X,Y,Z Beschleunigungssensoren bei RPM=60% im "ri" Zustand

Diese Deutlichkeit der Instabilitäts-Phänome ist bei den Signalen der Beschleunigungsaufnehmer wie in Abbildung 13 bei weitem nicht so klar erkennbar. Die Kohärenz und die Phase zwischen den verschiedenen Sensoren wurden im "ri"-Fall bei RPM=100% N1 bewertet. Die Drucksensoren, die räumlich nahe beieinander liegen, zeigen hohe Kohärenzwerte bei der BPF und bei den RI-Spitzen, die Beschleunigungssensoren (siehe Abbildung 14) weisen nicht die gleiche Kohärenz zwischen ihren Signalen auf.

Indikatoren für Strömungsinstabilitäten in Turbomaschinen zur Erkennung der Pumpengrenze

Es sollten Indikatoren entwickelt werden, der auf Grundlage von instationären vibroakustischen Messungen in Echtzeit darüber informieren, dass der Massenstrom verändert werden muss um das Pumpen zu verhindern. Dieser Indikator soll so einfach wie möglich sein und ein lineares Verhalten bis zum Pumpen aufweisen.

Entwicklung der Pumpgrenz-Indikatoren

Nach einer Literatur-Recherche wurden die folgenden mathematischen Werkzeuge im Frequenzbereich des RMS-Werts des Leistungsspektrums eines Signals, zwischen den Frequenzen F und F' definiert:

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

Die im Frequenzband zwischen F und F' enthaltene Leistung beträgt:

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

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

$$(3) \quad M_{F,F'} = \max(S_{xx}(f), F < f < F')$$

Bewertung von Pumpgrenz-Indikatoren aus der Literatur

Die in der Literatur aufgeführten entwickelten Pumpgrenz-Indikatoren wurden auf die ROSSINI-Daten angewendet, wobei insbesondere die in [4] und [3] vorgestellten Indikatoren ausgewertet wurden. Es wurde die RMS-Wert-Analyse für die Beschleunigungssensoren und Drucksensoren sowie für die Varianzen dieser Sensoren reproduziert. Weiterhin wurde die in [3] vorgeschlagene Winkelbereichsanalyse durchgeführt.

Diese Pumpgrenz-Indikatoren wurden auf die Druck-Messungen und die Beschleunigungssensor-Messungen angewendet. Nur ein in [3] vorgeschlagener Pumpgrenz-Indikator war bei den vibroakustischen Datensätzen erfolgreich. Dies ist der RMS-Wert zwischen 0,08 und 0,8 SRF des Drucksensors. Dieser Pumpgrenz-Indikator steigt an, wenn der Kompressor bei jeder getesteten Motor-drehzahl Instabilitäten aufweist. Die Verwendung der in [3] 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 *rotating stall* 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.

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 nach Formeln (1), (2) und (3) als Pumpgrenz-Indikatoren getestet:

$$(4) \quad \sigma_{0,13SRF}; \Sigma_{0,13SRF}; M_{14.7SRF,15.3SRF}; M_{0,13SRF}$$

$$(5) \quad \mu = \frac{\Sigma_{0,13SRF}}{\Sigma_{0,16SRF}}; \nu = \frac{\Sigma_{0,13SRF}}{M_{14.7SRF,15.3SRF}}; \gamma = \frac{M_{0,13SRF}}{M_{14.7SRF,15.3SRF}}; \eta = \frac{\Sigma_{0,13SRF}}{\Sigma_{14.7,15.3 SRF}}$$

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, die Werte der Pumpgrenz-Indikatoren mit einem Referenzwert zu vergleichen. Deshalb werden Pumpgrenz-Indikatoren mit dem entsprechenden Wert im "clean"- Fall normiert dargestellt.

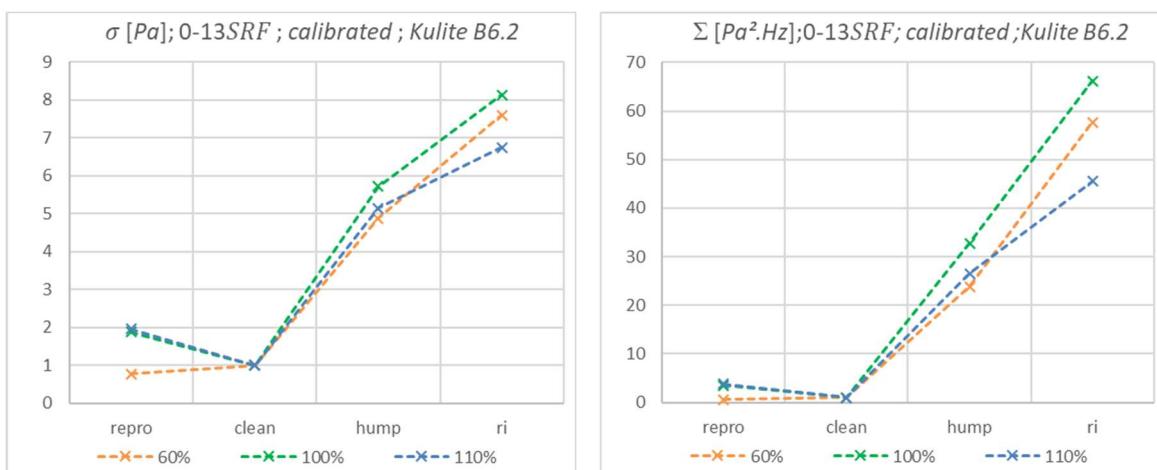


Abbildung 15: Links: Berechnete Indikatoren „ σ “ (siehe Formel (1) für instationäre Druckdaten bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Zuständen. Rechts: Berechnete Indikatoren „ Σ “ (siehe Formel (2)) für instationäre Druckdaten bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Zuständen in den ROSSINI Daten

Die Indikatoren μ , ν und γ zeigen gut geeignete, stetige Verläufe, wenn sie sich der R/I nähern, sie können also gut für eine Pumpgrenz-Detektion benutzt werden. Vor allem auf dem Druck-Sensor erreichen diese Pumpgrenz-Indikatoren im Zustand "ri" hohe Werte. Die gleiche Entwicklung ist bei den Signalen der Beschleunigungssensor sichtbar, aber weniger offensichtlich. Nach der Kalibrierung zeigen σ 0,13 SRF und Σ 0,13 SRF auf Druck- und Beschleunigungssensor-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.

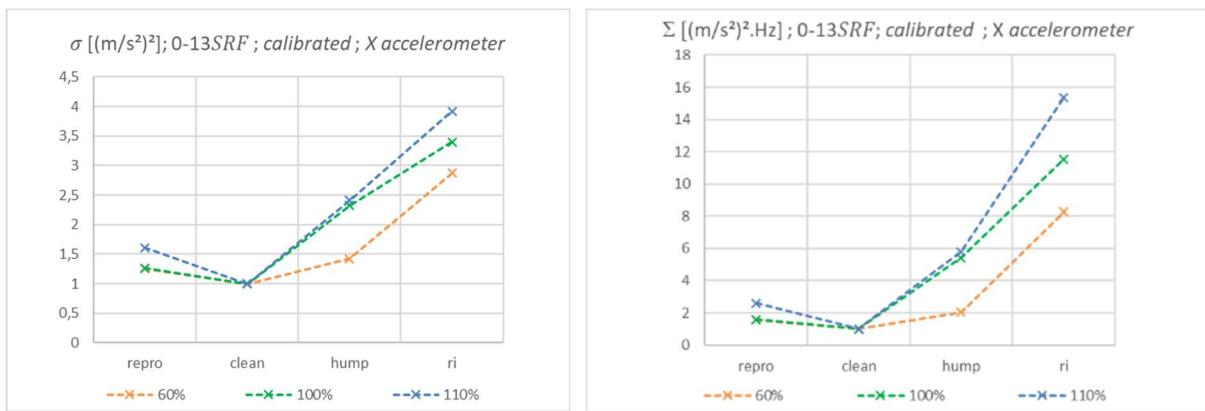


Abbildung 16: Links: Berechnete Indikatoren σ für einen Beschleunigungsaufnehmer bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Zuständen. Rechts: Berechnete Indikatoren Σ für einen Beschleunigungsaufnehmer bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Zuständen für die ROSSINI Daten

Es zeigte sich, dass der Frequenzbereich von 0 bis 13 SRF für die Erkennung von Rotationsinstabilität in dem im ROSSINI-Projekt verwendeten Kompressor besser geeignet scheint. Auch die RMS-bezogenen Pumpgrenz-Indikatoren σ 0,13 SRF und Σ 0,13 SRF, mit einer Kalibrierung auf den "clean"-Fall, sind sehr gute Kandidaten für Pumpgrenz-Indikatoren wie in den Abbildung 15 und Abbildung 16 gezeigt wird.

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 die Pumpgrenz-Indikatoren in Echtzeit berechnen. 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 wurde schrittweise geschlossen, was bedeutet, dass der Kompressor vom Zustand "repro" beginnend in den Zustand "ri" gefahren wird..

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 Abbildung 17 die Indikatoren σ 0,13S RF und Σ 0,13 SRF eine hinreichend klare Entwicklung über die Zeit, die es uns ermöglichte, die Zustände "clean" und "repro" von den Zuständen "hump" und "ri" zu unterscheiden.

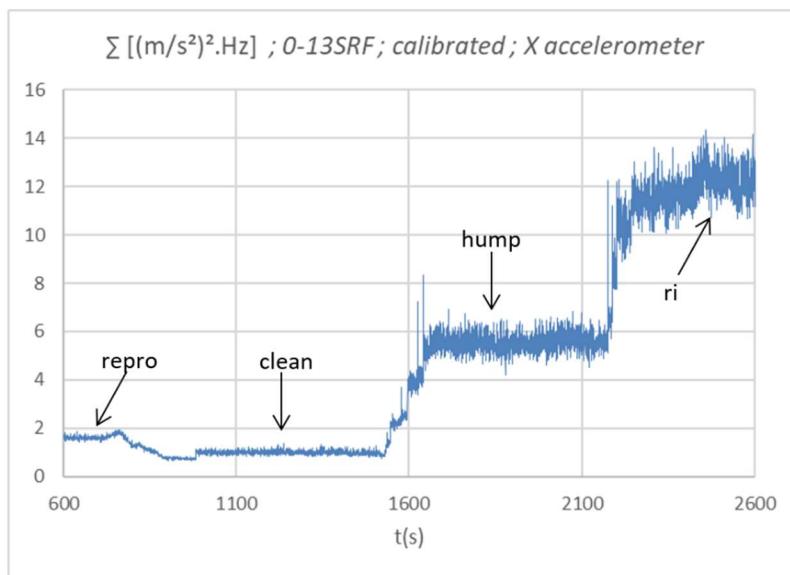


Abbildung 17: Entwicklung des Pumpgrenz-Indikator Σ 0,13SRF mit Kalibrierung (mit dem Fall „clean“) für den Beschleunigungssensor in x-Richtung, über den Zeitverlauf der Androsselung der Maschine (Drehzahl 100 % N1) im ROSSINI Datensatz. Die verschiedenen Zustände des Kompressors sind zum besseren Verständnis gekennzeichnet

Auswertung der am AdPG-Prüfstand gemessenen Daten

Anschließend an die Auswertung der ROSSINI-Daten wurde die Messdaten des AdPG-Projekts ausgewertet, als diese nach Inbetriebnahme des Prüfstands verfügbar wurden. Die beiden betrachteten Radialverdichter unterscheiden sich in einigen Eigenschaften stark: Im Gegensatz zu dem im ROSSINI-Projekt verwendeten Verdichter hat der im AdPG-Prüfstand verbaute Radialverdichter verstellbare Vor- und Nachleitgitter und wird mit konstanter Drehzahl betrieben. Die Spektren der dynamisch messenden Drucksensoren gleichen augenscheinlich eher den Daten der ROSSINI-Beschleunigungsaufnehmer, für die Annäherung an die Pumpgrenze typische Strukturen in den Spektren waren nicht sichtbar.

Für die geplante Betriebsüberwachung wurden verschiedene Signalanalyse-Methoden getestet. Diese basieren beispielsweise auf Routinen zur Trennung der rotorkohärenten und -inkohärenten breitbandigen Komponenten mittels zyklostationärer Analyse. Da schwierig war, klare Muster in den Sensordaten des AdPG-Prüfstands zu erkennen, wurde eine zyklostationäre Analyse durchgeführt, mit der Absicht ein deutlicheres Signalverhalten zu erkennen. Die Untersuchungen mit dieser Methode ergaben, dass die Spektren der Sensorsignale wie in Abbildung 18 dargestellt in der Regel von dem rotorkohärenten Anteil (*random*) dominiert wird während der rotorkohärente Anteil (*rotor-locked*) nur einen geringen Anteil zum gesamten Spektrum (*full*) beiträgt. Das Ergebnis für den *random* Anteil zeigt also ein ähnliches Gesamtmerkmal wie das Originalsignal. In dem gezeigten Beispiel ist der Radialverdichter in der Nähe der Pumpgrenze. Nur in der Nähe der Blattpassierfrequenz (*BPF*) weisen die beiden Komponenten vergleichbare Größenordnungen auf, was darauf hindeutet, dass die zyklostationäre Zerlegung nur begrenzte zusätzliche Erkenntnisse liefert. Die zyklostationäre Analyse ist zudem relativ rechenaufwändig und eignet sich deshalb nur bedingt für ein Echtzeitmonitoring von instationären Prozessen in einem Verdichter.

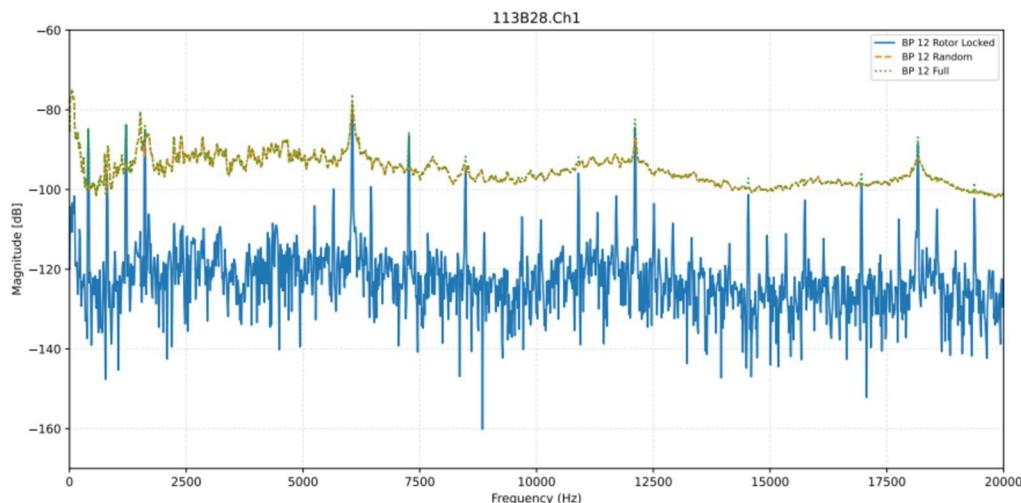


Abbildung 18: Ergebnis der zyklostationären Analyse am Beispiel der Daten eines dynamischen Drucksensors im AdPg Prüfstand.. Das Spektrum wird von dem Rotor-inkohärenten Anteil (Random) dominiert.

Wie bei der vorangegangenen Auswertung der ROSSINI-Daten wurden die Spektrogramme und Spektren auf Hinweise zu Instabilitäten untersucht, die dem Pumpen der Radialverdichters vorausgehen. Die Ergebnisse erwiesen sich als nicht so einheitlich wie die des ROSSINI-Projekts.

Das Verhalten der aufgezeichneten Signale scheint stark von der Kombination der Stellungen von Vorleitgitter IGV und Nachleitgitter VDV abzuhängen.

Das Vorhandensein des Vorleitgitters scheint die dynamisch messenden Drucksensoren stark zu beeinflussen, so „saubere“ Spektren wie im ROSSINI-Projekt wurden im AdPG-Projekt nicht aufgezeichnet. Die Auswertung der Spektrogramme der einzelnen Sensorsignale war nicht so aussagekräftig wie bei den ROSSINI-Daten, instationäre Phänomene sind nicht ausgeprägt sichtbar. Die Anwendung der entwickelten Pumpgrenzindikatoren ergeben genauso wie bei den ROSSINI-Daten stetige Verläufe der Indikatorentwicklung, jedoch gibt es immer „Ausfälle“ der angewandten Indikatoren. Es sind nicht alle Sensorkanäle gleichermaßen geeignet, um die Annäherung an die Pumpgrenze zu detektieren. Auch die angewandten Indikatoren funktionieren nicht in allen untersuchten Fällen nicht gleichermaßen.

Als bester Sensor für die Erkennung der Pumpgrenzannäherung hat sich der Drehzahlsensor herausgestellt, der für die untersuchten Kennlinien mit den Indikatoren „sigma 0-13SRF time series“ und „M 0-13SRF“ die den geforderten stetigen Verlauf anzeigen. Beide Indikatoren bewerten die Änderung des Energieinhalts unterhalb der ersten Blattfolgefrequenz im Spektrum.

Ein sehr interessantes Ergebnis der Untersuchung ist, dass die Standard-Instrumentierung des betrachteten Kompressors, nämlich der Drehzahlsensor und die Sensoren zur Wellenabstandsüberwachung genügen, um eine Annäherung an die Pumpgrenze vorherzusagen. Das würde im Fall einer Implementierung der entwickelten Algorithmen zur Pumpgrenzdetection bedeuten, dass auf eine nachträgliche Instrumentierung eines Kompressors verzichtet werden kann.

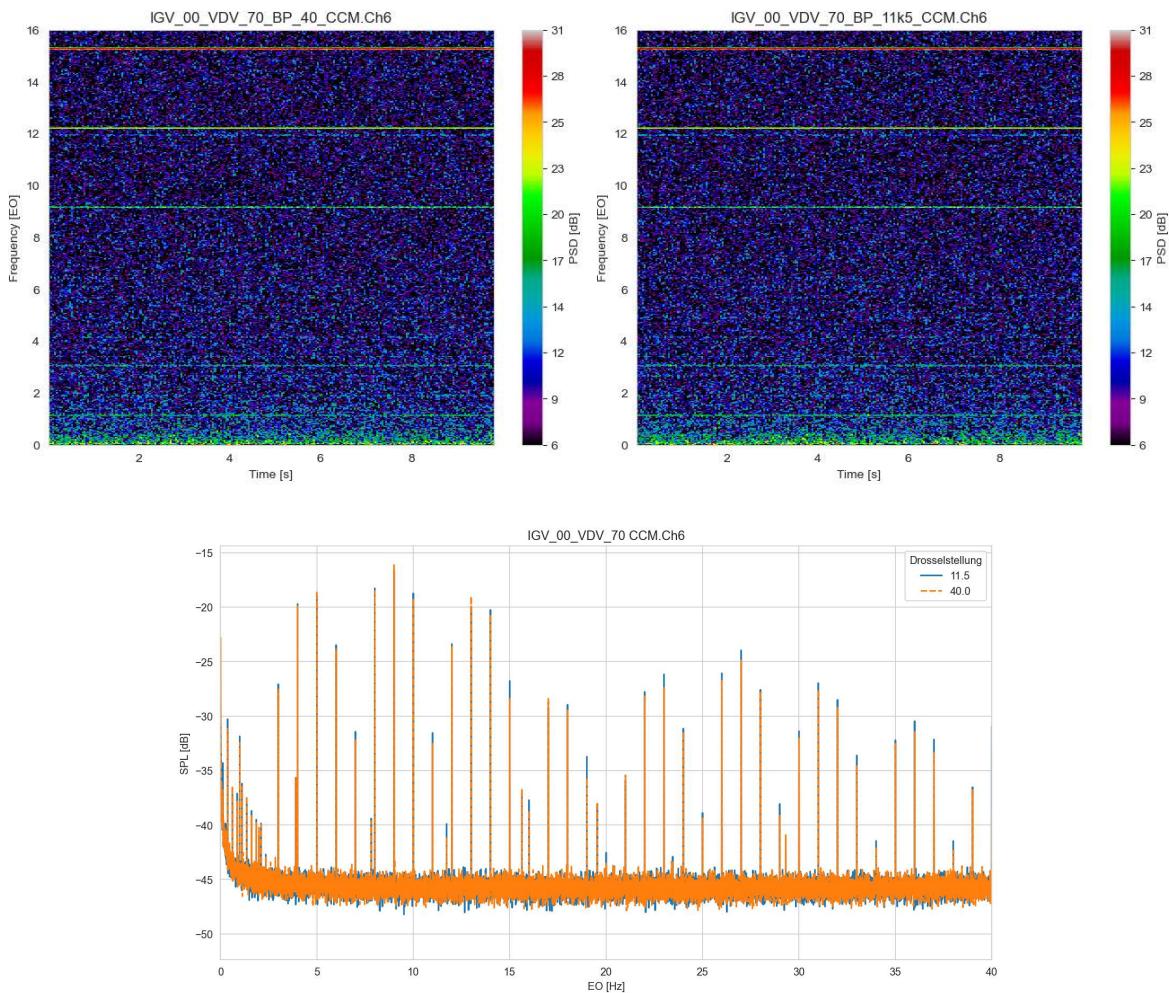


Abbildung 19: Vergleich der Spektrogramme der Sensorsignale des Beschleunigungssensors auf dem Getriebegehäuse. Links: zu Beginn der Kennlinie der Konfiguration IGV0 VDV 70 bei weit geöffneter Drossel und rechts bei starker Androsselung nahe der Pumpgrenze. Im Fall der Nähe zur Pumpgrenze (rechtes Spektrogramm) werden entgegen der Erwartung keine Drehzahl-asynchronen Frequenzen beobachtet, die typisch für beispielsweise rotierende Instabilität oder rotierende Ablösung sind.

Die Auswertung der Signale der Getriebegehäuseschwingungen (siehe Abbildung 19) zeigt keine Hinweise auf die Annäherung an die Pumpgrenze: Weder die Spektrogramme der Gehäuseschwingungssignale noch die dazugehörigen Spektren zeigen die typischen Anzeichen einer einsetzenden Instabilität.

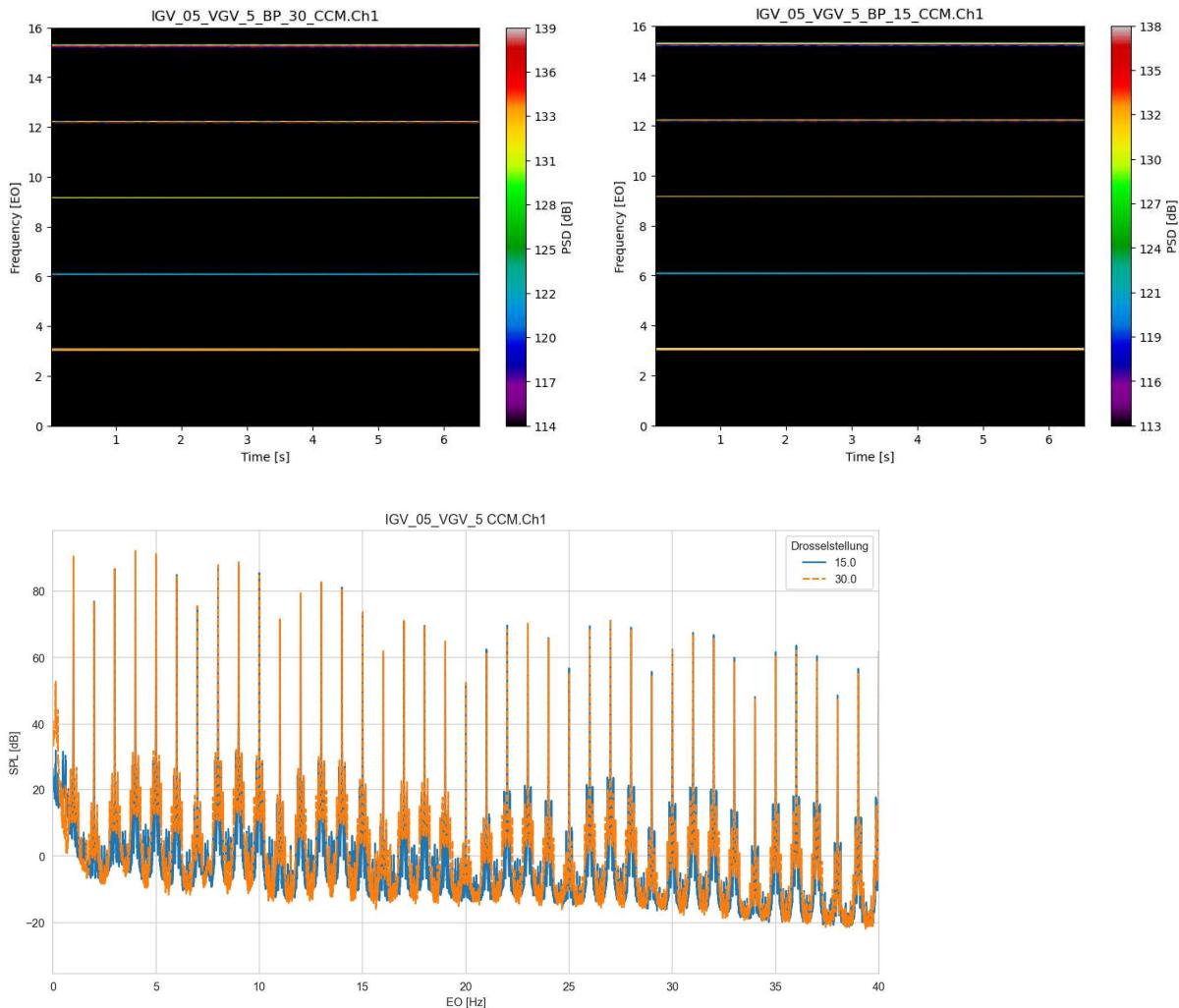


Abbildung 20: Vergleich der Spektrogramme der Sensorsignale des Wellendrehzahlsensors Links: zu Beginn der Kennlinie der Konfiguration IGV 5 VDV 5 bei weit geöffneter Drossel und rechts bei starker Androsselung nahe der Pumpgrenze. Im Fall der Nähe zur Pumpgrenze (rechtes Spektrogramm) sind asynchrone Frequenzen nur schwer auszumachen, dazu das Spektrum, die typisch für beispielsweise rotierende Instabilität oder rotierende Ablösung sind.

Auch die Auswertung der Signale des Drehzahlsignals (siehe Abbildung 20) zeigt augenscheinlich keine Hinweise auf die Annäherung an die Pumpgrenze: Die Spektrogramme des Drehzahlsignals und die dazugehörigen Spektren scheinen keine typischen Anzeichen der einsetzenden Instabilität zu zeigen. Trotzdem zeigen die Signale dieses Sensors in der weiteren Auswertung die besten Voraussetzungen für die Pumpgrenzdetection (Siehe Abbildung 23 und Abbildung 24).

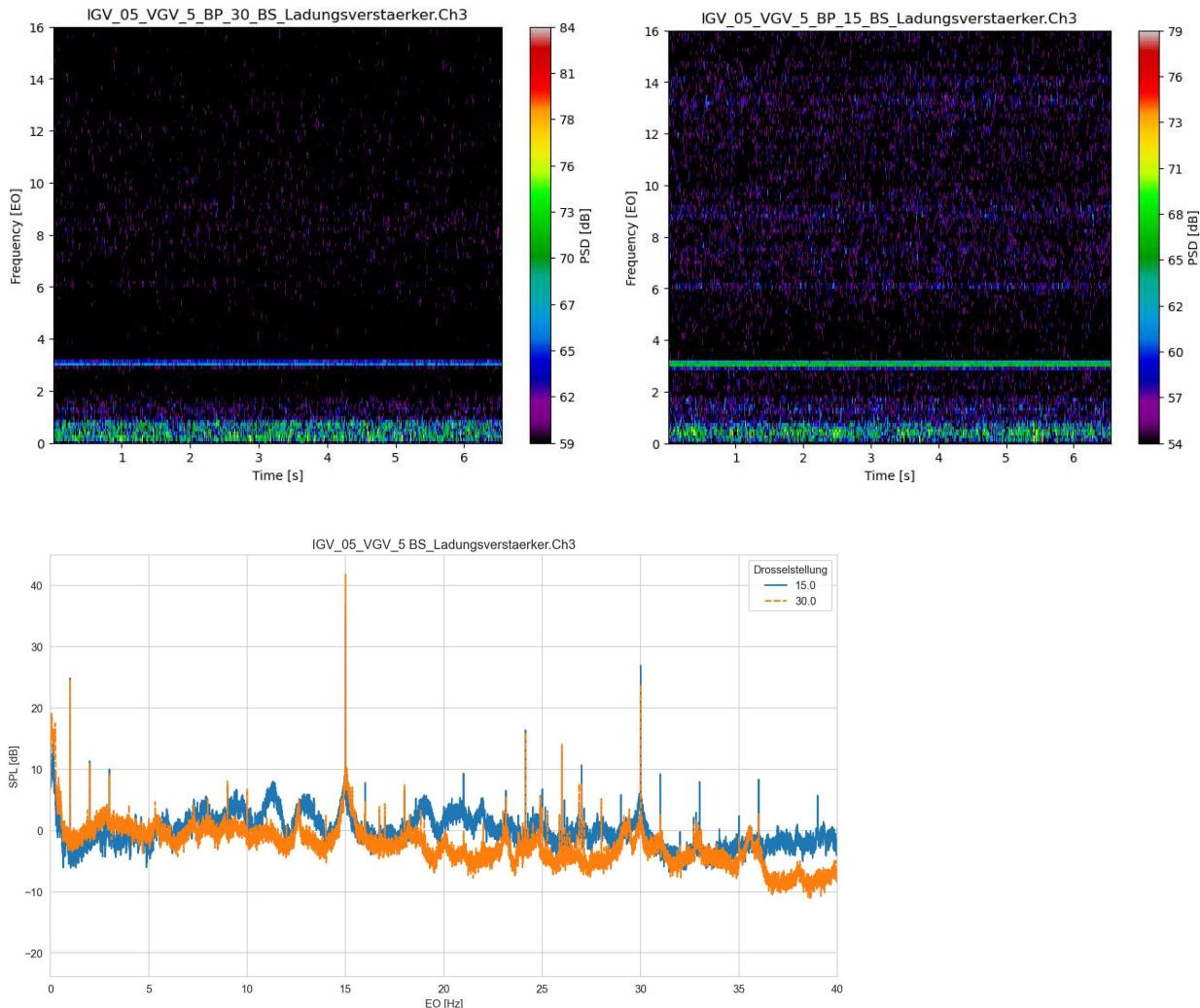


Abbildung 21: Vergleich der Spektrogramme der Sensorsignale der Dynamischen Druckaufnehmer nach dem Vorleitgitter
Links: zu Beginn der Kennlinie der Konfiguration IGV 5 VDV 5 bei weit geöffneter Drossel und rechts bei starker Androsselung nahe der Pumpgrenze. Im Fall nahe an der Pumpgrenze (rechtes Spektrogramm) sind Rotor-asynchrone Frequenzen auszumachen, die dazu gehörenden Spektren zeigen eine geänderte Energieverteilung bei stärkerer Androsselung.

Die Spektrogramme (siehe Abbildung 21) der dynamischen Druckaufnehmer nach dem Vorleitgitter (die Einbaupositionen sind in Abbildung 1 und Abbildung 2 dargestellt) zeigen, dass bei stärkerer Androsselung nicht-drehzahlsynchrone Phänomene im Spektrogramm auftreten. Auch die Spektren der betrachtenden Drossel-Zustände zeigen eine Veränderung im Energie-Inhalt unter- und oberhalb der ersten Blattfolgefrequenz. Allerdings ist dieses Verhalten (wie auch das der Signale der Druckaufnehmer vor dem Vorleitgitter) nicht für alle Vor- und Nachleitgitter Konfigurationen, die im Rahmen des Projekts untersucht wurden, gleich.

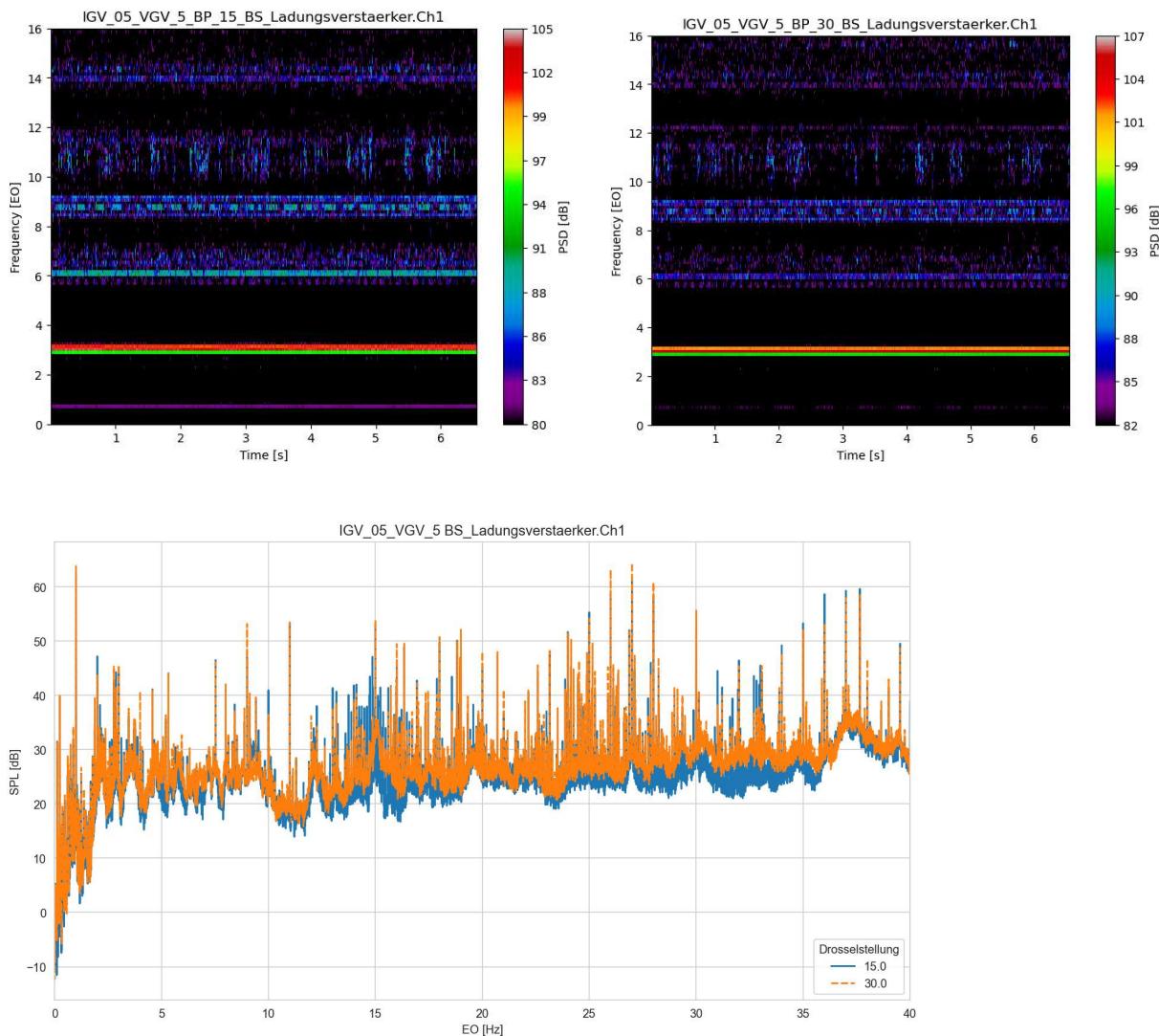


Abbildung 22: Vergleich der Spektrogramme der Sensorsignale des Beschleunigungssensors auf der Verdichter-Volute. Links: zu Beginn der Kennlinie der Konfiguration IGV 5 VDV 5 bei weit geöffneter Drossel und rechts bei starker Androsselung nahe der Pumpgrenze. Unten: Spektren der beiden Drosselzustände, um die erste Blattfolgefrequenz (bei EO 15) gibt es einen Energieanstieg.

Es sind zwar drehzahlunabhängige Phänomene in den Spektrogrammen zu beobachten, das Verhalten der Sensorsignale über das gemessene Kennfeld zeigt aber, dass dieser Sensor für eine Vorhersage der Pumpgrenzannäherung nicht geeignet ist.

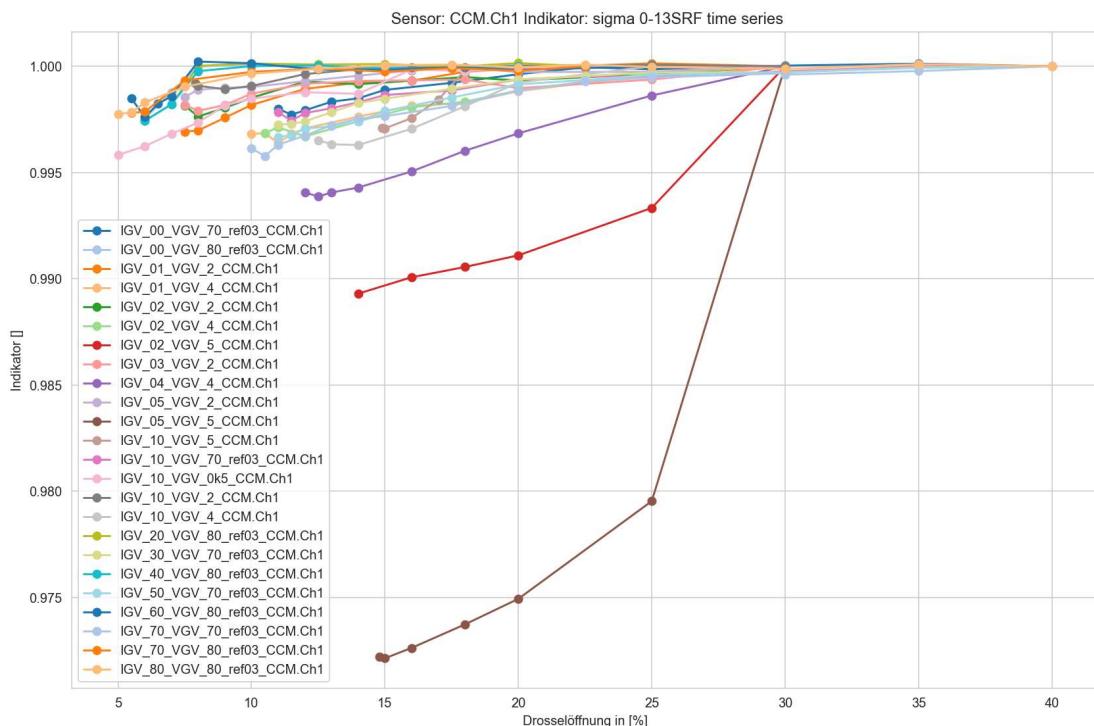


Abbildung 23: Anwendung des Pumpgrenzindikators „ σ “ auf das Wellendrehzahlssignal

Der beste Kandidat zur Bestimmung an die Annäherung an die Pumpgrenze ist die Auswertung des Drehzahlssignals mit dem Indikator „ σ “, also der Bewertung des Energieinhalts im Spektrum der hochauflösten Signale des Drehzahlssignals wie in Abbildung 23 dargestellt. Eine ähnlich gute Eigenschaft zeigt der Indikator „M 0-13 SRF“ auf die Drehzahlssignale, hier wird der Spitzenwert des Leistungsspektrums in den Frequenzen unterhalb der Blattfolgefrequenz bewertet, siehe Abbildung 24.

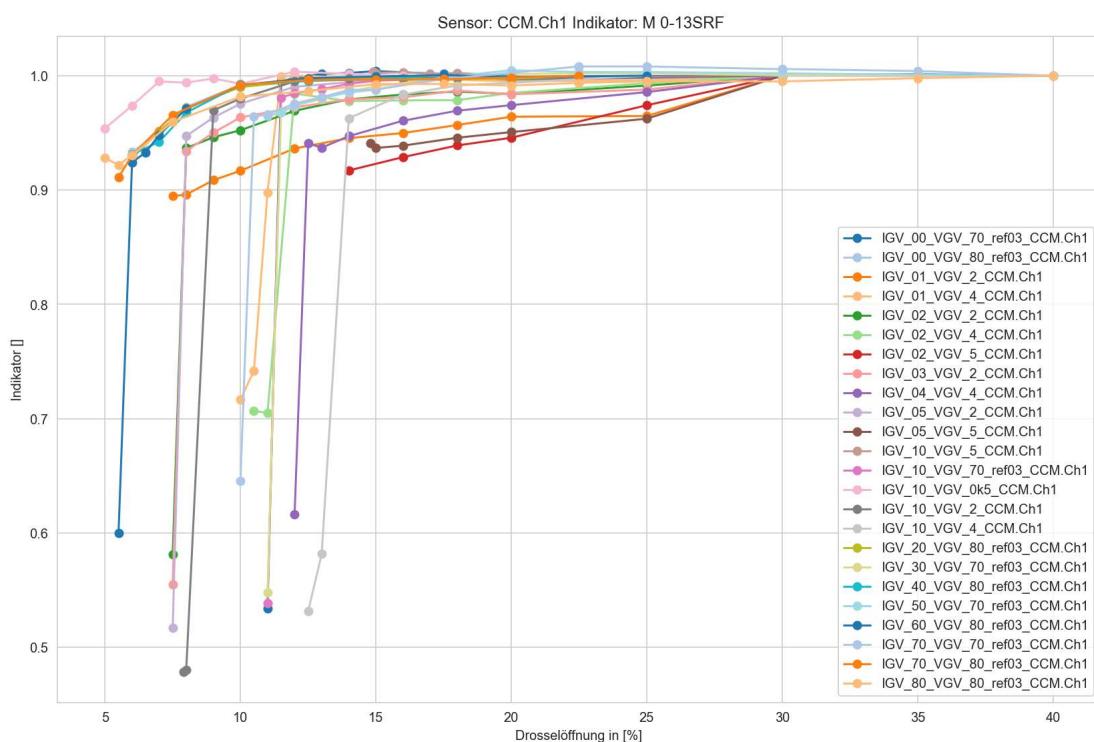


Abbildung 24: Anwendung des Pumpgrenz-Indikators M 0-13 SRF auf den Drehzahlssensor. Der Pumpgrenz-Indikator zeigt einen überwiegend stetigen Verlauf für die IGV/VDV-Konfigurationen

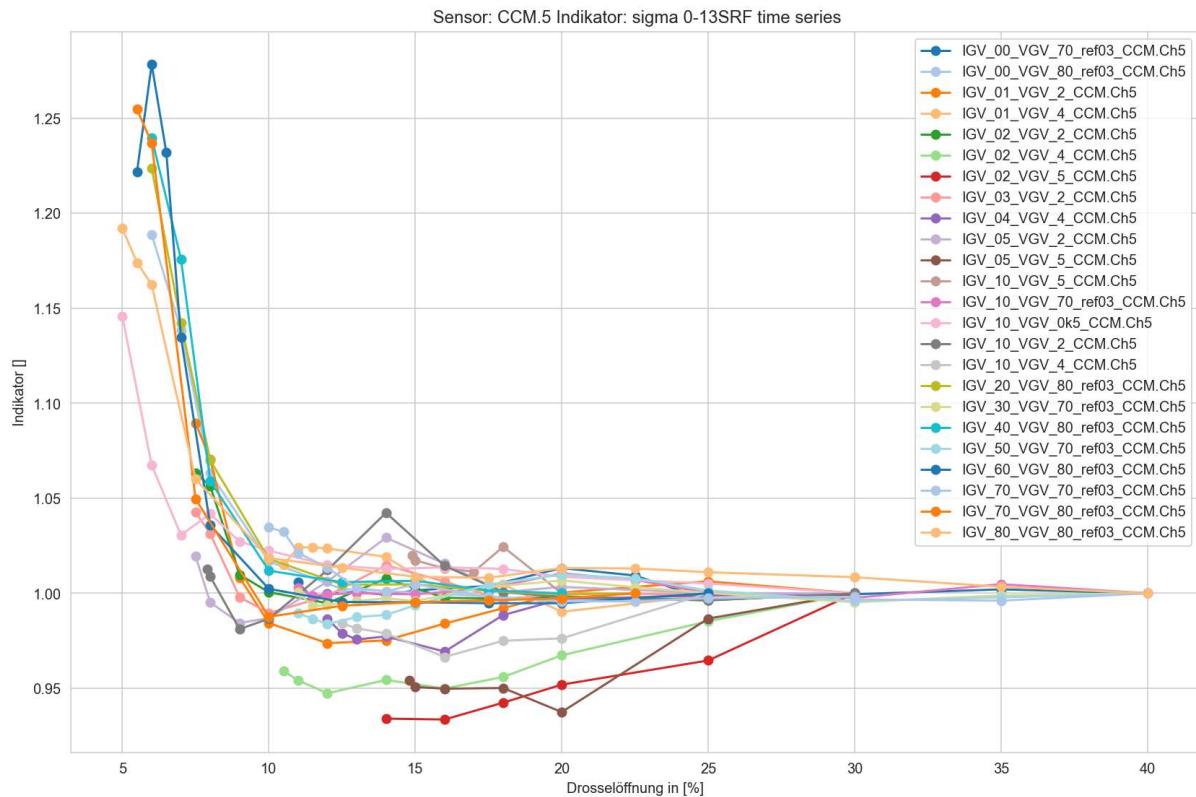


Abbildung 25: Auswertung des Signals des Wellenabstandssensor CCM.Ch5 mit dem Indikator „ σ “

Die Auswertung der Wellenabstandssignale sind ebenfalls vielversprechend, allerdings kommt es hier teilweise zu einer Abweichung von der Forderung, dass sich ein Indikator in Richtung zunehmender Drosselung stetig verhalten soll.

Die Auswertung eines Drucksensorsignals zeigt beispielhaft die ungenügende Eignung dieser Sensorsignale für die Indikation der Pumpgrenz-Annäherung: der Verlauf des Indikators „ η “ in Abbildung 26 zeigt einen eher zufälligen Verlauf. Auch die Anwendung der anderen Indikatoren, die für die ROSSINI-Daten aussagekräftige Ergebnisse gebracht haben funktionieren im Fall der Drucksensoren des AdPG-Versuchs nicht. Die dynamisch messenden Drucksensoren lieferten im Gegensatz zur Untersuchung an dem ROSSINI-Prüfstand keine verwertbaren Signale für die Pumpgrenz-Annäherung. Das liegt möglicherweise an der stark gestörten Zuströmung durch das Vorleitgitter /GV/. Die zusätzlich verwendeten Beschleunigungssensoren brachten ebenfalls keine gut verwendbaren Signale für die Detektion der Pumpgrenz-Annäherung.

Die positive Erkenntnis aus der Daten Auswertung ist, dass die industrielle Standard-Instrumentierung für die Messung von Drehzahl, Gehäuseschwingung und Wellenabstand für die Vorhersage der Annäherung an die Pumpgrenze genügen.

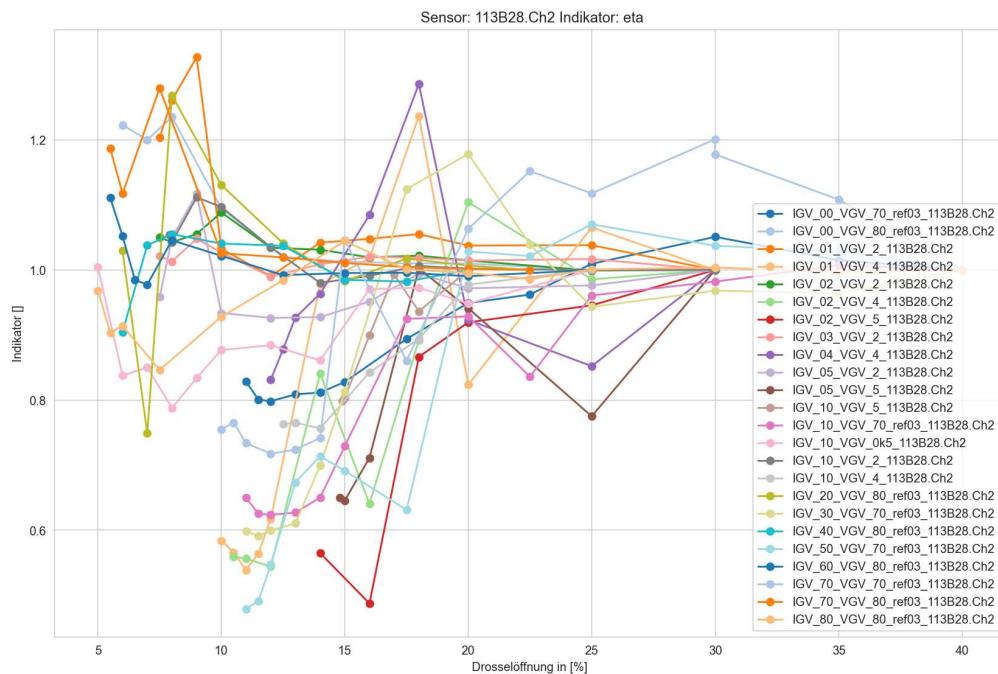


Abbildung 26: Der Indikator „ η “ angewendet auf die Signale des Druckaufnehmers vor dem IGV zeigt ein sehr erratisches Verhalten. Der Sensor befindet sich vor dem IGV und erfährt möglicherweise Störungen, die Stromauf des Sensors entstanden sind oder die Stromauf-Wirkung des Vorleitgitters

2.2 Bezug zu wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Im Rahmen des Projekts wurde eine Anlage aufgebaut, in diesem Zusammenhang kam es zu größeren Investitionen und Sachmittelausgaben die im zahlenmäßigen Nachweis detailliert aufgeführt sind. Weiter Anlagenbelegungen wurden nicht durchgeführt.

2.3 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Der im Rahmen des Projekts durchgeführte Aufbau und Betrieb einer speziellen, industrienahen Versuchsanlage war notwendig und angemessen

2.4 Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit

Im Rahmen des Projekts wurde Abteilungsintern Wissen angesammelt. Es wurden Hochschul-Praktikanten aus anderen EU-Ländern im Rahmen des Projekts beschäftigt, die interessante Inhaltliche Aspekte herausgearbeitet haben. Es gab eine Veröffentlichung mit Präsentation auf einem nationalen Kongress, eine weitere Veröffentlichung ist geplant. Für die weitere Nutzung des im Rahmen des Projekts aufgebauten Versuchsanlage gibt es zum Zeitpunkt der Berichtserstellung keine Nutzungs-perspektive. Aktuell ist kein Folgeprojekt geplant. Im Rahmen des Verbunds wäre dies nicht möglich da sich der Partner Industrial Analytics inhaltlich umorientiert und Turbomaschinen-Themen nicht

vorrangig weiter verfolgt-. Eine Marktstudie durch das Technologie-Marketing des DLRs wird erwartet, um weitere Tests der Entwicklung durchzuführen das Interesse der Industrie zu wecken.

2.5 Fortschritte bei anderen Stellen

-

2.6.1 Veröffentlichungen und Abschlussarbeiten

Hage, W., Kieffer, S., Hylla, E., Guski, E., Lorenz, R., Schneider, S., & Siller, H. (2024). *Aufbau und Inbetriebnahme einer Radialverdichter-Versuchsanlage zur Erprobung adaptiver Pumpgrenzregelung unter Nutzung akustischer Signale*. Deutsche Gesellschaft für Luft-und Raumfahrt-Lilienthal-Oberth eV.

3 Literaturverzeichnis

- [1] Next Turbo Technology. <https://www.nextturbo.com/ntt/global/index.html>
- [2] 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 nonsymmetric volute. In 14th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC14. European Turbomachinery Society. DOI: 10.29008/etc2021-515.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] Hage, W., Kieffer, S., Hylla, E., Guski, E., Lorenz, R., Schneider, S., & Siller, H. (2024). *Aufbau und Inbetriebnahme einer Radialverdichter-Versuchsanlage zur Erprobung adaptiver Pumpgrenzregelung unter Nutzung akustischer Signale*. Deutsche Gesellschaft für Luft-und Raumfahrt-Lilienthal-Oberth eV.
- [6] Benjamin Pardowitz. Rotierende Instabilität in Axialverdichtern. PhD thesis, 2018. DOI: 10.14279/DEPOSITONCE-6755.
- [7] Day, I. J. (October 13, 2015). "Stall, Surge, and 75 Years of Research." ASME. J. Turbomach. January 2016; 138(1): 011001. <https://doi.org/10.1115/1.4031473>