

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DER AUSWIRKUNG VON GRENZSCHICHTEINSAUGUNG AUF DIE ZUSTRÖMTURBULENZ UND DIE AEROAKUSTIK DES GEGENLÄUFIGEN FAN-MODELLS CRISPMULTI

R. Meyer, U. Tapken L. Klähn, M. Behn, A. Rudolphi
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Antriebstechnik,
Abteilung Triebwerksakustik,
Müller-Breslau-Str. 8, 10623 Berlin

Zusammenfassung

Es wurden umfangreiche aerodynamische und akustische Messungen an einer gegenläufig rotierenden Turbo Fan-(CRISP)-Stufe unter dem Einfluss von Einlaufstörungen durchgeführt, die repräsentativ für die Grenzschichteinsaugung eines in den Flugzeugrumpf eingebetteten Triebwerks sind. Das instationäre Strömungsfeld wurde mit Hilfe der Hitzdraht Anemometrie stromauf, zwischen und stromab der Rotoren, jeweils mit und ohne Einlaufstörungen gemessen und analysiert. Akustische Messungen wurden unter Einsatz von umfangreichen Mikrofonarrays auf der Ansaug- und Abströmseite des Fans durchgeführt. In dem vorliegenden Artikel werden erste Messergebnisse vorgestellt, welche exemplarisch die bedeutende Auswirkung der Einlaufstörungen auf die Turbulenz und auf die Fan-Schallanregung zeigen.

Kontaktadresse:

Robert.meyer@dlr.de

Keywords:

Triebwerksakustik, Einlaufstörung, Grenzschichteinsaugung, Breitbandlärm, Turbulenz, Verdichter

1. EINLEITUNG

Durch die Vergrößerung des Triebwerksdurchmessers lässt sich im Allgemeinen der spezifische Kraftstoffverbrauch von Flugzeugen senken. Andererseits steigt mit der Größe auch der Anteil des Luftwiderstands der Triebwerksgondel an dem Gesamtwiderstand eines Flugzeugs. Zukünftige Flugzeugkonzepte, gehen deshalb bei der Triebwerksintegration vermehrt von einer Teileinbettung des Triebwerks in den Rumpf aus. Neben den genannten Vorteilen können durch die Einsaugung der Rumpfgrenzschicht (boundary layer ingestion, BLI) auch unerwünschte Nebenwirkungen entstehen. Eine ungleichmäßige Verteilung des Totaldrucks, der Geschwindigkeit und der Strömungsturbulenz in der Zuströmung der Triebwerksöffnung sind die Folge (BILD 1).

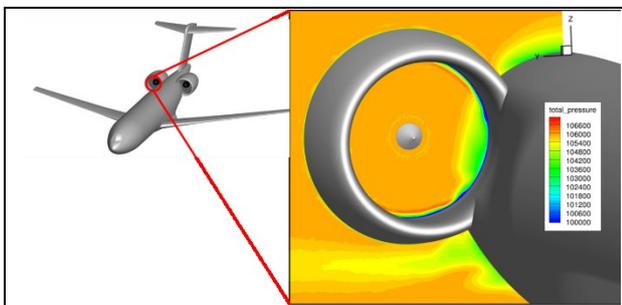


BILD 1: Druckverteilung im Triebwerkseinlauf mit Einlaufstörungen infolge der eingesaugten Rumpfgrenzschicht (BLI).

Die Wechselwirkung dieser Strömungsstörungen mit den rotierenden Triebwerksschaufeln führt zu einer Veränderung der aerodynamischen Kenngrößen, zu Schaufelschwingungen und der zusätzlichen Anregung von Schallquellen.

Das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) hat umfangreiche aerodynamische, akustische und schwingungstechnische Messungen an einer repräsentativen gegenläufig rotierenden Turbo Fan-(CRISP2)-Stufe unter dem Einfluss von verschiedenen Einlaufstörungen durchgeführt. Die Messungen wurden im Frühjahr 2022 gemeinsam mit verschiedenen Fachabteilungen am Mehrstufen-Zweiwellen-Axialverdichterprüfstand (M2VP) des Instituts für Antriebstechnik realisiert. In der vorliegenden Arbeit wird detailliert auf die Auswirkung der Einlaufstörungen auf die Turbulenz und auf die Fan-Schallanregung von einem gegenläufig drehenden CRISPMulti Rotor eingegangen. Das instationäre Strömungsfeld (Turbulenzgrad, spektrale Verteilung, turbulente kinetische Energie (TKE), turbulentes Längenmaß) wurde mit Hilfe der Hitzdraht Anemometrie in der Zuströmung vor den Rotoren mit und ohne Einlaufstörungen gemessen und analysiert. In weiteren Messungen zwischen den beiden Rotoren und stromab des zweiten Rotors wurden die gemittelten Geschwindigkeiten sowie die fluktuierenden Komponenten der Geschwindigkeit im Nachlauf jedes einzelnen Rotorblattes bestimmt und die lokale Turbulenzverteilung für verschiedene radiale Positionen berechnet. Im

Vergleich zu einem (konventionellen) freigeströmten Triebwerk ist infolge der inhomogenen Grenzschicht mit einer deutlichen Erhöhung des Fan-Geräusches zu rechnen. Jede Rotorschaukel erfährt während eines Umlaufs eine zeitlich und räumlich variierende Fehlanströmung und damit zusätzliche starke instationäre Kräfte auf den Schaufeloberflächen. Die Anteile, die auf das gestörte mittlere Strömungsprofil zurückgehen, führen zur Anregung tonaler Rotoreigengeräusche, welche bei einer homogenen Einlaufströmung prinzipiell nicht auftreten. Die im Grenzschichtbereich stark erhöhte Strömungsturbulenz wirkt sich in einer verstärkten Abstrahlung breitbandiger Schallfeldkomponenten aus. Die dahinter liegenden Schallentstehungsmechanismen und ihre maßgeblichen aerodynamischen Abhängigkeiten werden gegenwärtig intensiv theoretisch und experimentell untersucht. Eine Übersicht über den Stand der Forschung gibt Stagat in seiner Dissertation [1]. In der vorliegenden Studie wird die Grenzschicht-Rotor-Interaktionsschallanregung erstmalig an einem Turbo-Fan unter realistischen Triebwerksbetriebsbedingungen untersucht. Dazu wurden das vom Fan angeregte Schallfeld im Einlaufkanal durch linien- und ringförmig angeordnete Mikrofonarrays und in der stromauf liegenden Beruhigungskammer unter Freifeldbedingungen mit einer Mikrofonantenne umfassend abgetastet. Das im Einlauf gemessene Schallfeld wird in akustische Kanalmoden zerlegt. Auf diese Weise können erstmalig die Entstehungsmechanismen von Geräuschkomponenten, die aus der Interaktion einer BLI-ähnlichen Einlaufstörung mit einem Fan hervorgehen, detailliert analysiert werden. Ein weiteres Ziel besteht in der Quantifizierung der einlaufstörungsbedingten zusätzlichen Schallanregung, um diese künftig in eine Gesamtbilanz von lärmverstärkenden und lärmindernden Effekten eines Flugzeugs mit eingebetteten Triebwerken einzubringen.

2. M2VP-FANPRÜFSTAND UND CRISP2-ROTOR

Beide Rotoren der CRISPMulti Stufe wurde vom DLR mit einem Optimierungsverfahren für ein aerodynamisch effizientes und gleichzeitig lärmarmes Fandesign ausgelegt. Die CRISPMulti Beschaukelung wurde aus CFK mit einer thermoplastischen Matrix durch Kombination aus Umformen und Fräsbearbeitung gefertigt [4]. Rotor-1 besteht aus $B_1 = 10$ Schaufeln, Rotor-2 aus $B_2 = 12$ Schaufeln. Die mittlere Sehnenlänge C_{R1} von Rotor-1 beträgt ca. 150mm, die für Rotor-2 C_{R2} ca. 135mm. Der Rotordurchmesser beträgt 1000 mm bei einem Nabendurchmesser in Interstage-Bereich von 320 mm. Für den Auslegungspunkt mit einer axialen Zuström-Mach-Zahl von 0,69 ergibt sich ein Druckverhältnis von 1,3 bei einem Massenstrom von 159 kg/s.



BILD 2: Gegenläufiger DLR-CRISPmulti Fan in CFK Bauweise

2.1. Störgitter zur Erzeugung von Einlaufstörungen

Die künstliche Erzeugung einer BLI-repräsentativen inhomogenen Einlaufströmung (BILD 1) an einem konventionellen Fanprüfstand stellte eine besondere Herausforderung dar, da sonst die Zuströmstrecke üblicherweise eine möglichst ungestörte Zuströmung aufweisen soll. Um eine variable Gestaltung der Geschwindigkeitsverteilung der Einlaufstörung zu erreichen wurde ein Störgitter in den Zuströmkanal ca. 2,2 Kanaldurchmesser stromauf des Rotoreintritts radial in die Zuströmung eingefahren. Ein nachfolgender Strömungs-(Waben-) Gleichrichter stellt sicher, dass keine zusätzlichen Querströmungskomponenten in radialer und tangentialer Richtung entstehen können. Numerische und experimentelle Vorstudien zeigten, dass der Wabengleichrichter unerwünschte Sekundärströmungen (Längswirbel) dämpft und eher zu einer dem BLI Fall entsprechenden Totaldruckverteilung führt. Die Wabentiefe beträgt 77mm, die lichte Weite der Wabenöffnung 6mm, mit einer Stegbreite von 0,1mm (BILD 4). In einer CFD Studie wurden sechs unterschiedliche Störzaun Konfigurationen untersucht. Für die Experimente wurden hieraus zwei Störzäune mit unterschiedlichen Öffnungsverhältnissen ausgewählt und gefertigt. Das Störgitter Variante-6 weist ein konstantes Öffnungsverhältnis von 76% auf. Das Störgitter Variante-4 weist ein dreifach abgestuftes Öffnungsverhältnis von 68%, 45% und 17% auf. Die maximale Eintauchtiefe des Störzauns ist auf 140mm begrenzt und wird im Folgenden mit 100% angegeben. Hitzdrahtmessungen wurden nur an dem Störgitter Variante-4 mit geringerem Öffnungsverhältnis bei 70mm (50%) und 120mm (85%) Eintauchtiefe durchgeführt.



BILD 3: Einfahrbarer Störgitter Variante-6

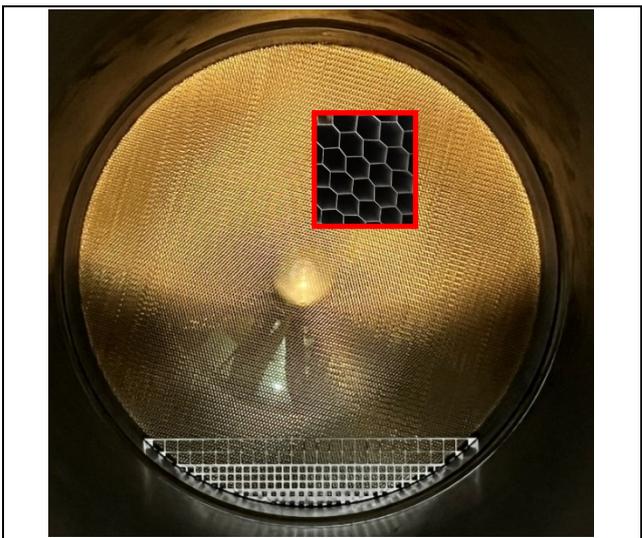


BILD 4: Wabengleichrichter, stromab des Störgitters Variante-4

Mit der Hitzdrahtmesstechnik wurde nacheinander, in drei Messebenen, Daten aufgezeichnet. Die Ebene 3 befindet sich ca. eine Schaufel-Sehnenlänge stromauf von Rotor 1. Ebene E4 befindet sich zwischen den Rotoren im Interstage-Bereich. Die Ebene 5 liegt hinter dem Rotor 2 (BILD 5).

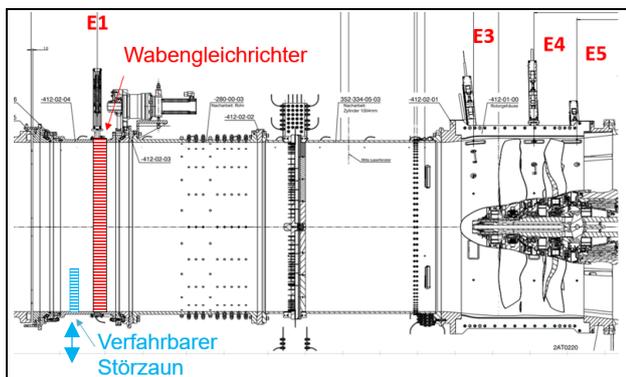


BILD 5: Querschnitt durch das DLR-M2VP-Testrig mit CRISPMulti Fan und Störzaun (blau) und Wabengleichrichter (rot) zur Erzeugung von Einlaufstörungen

BILD 6 zeigt die gemessene Totaldruckverteilung für eine Eintauchtiefe von 120 mm (85%), normiert mit dem Totaldruck der Kernströmung. Die Messungen erfolgten vor Rotor 1 ca. einen Rotordurchmesser stromab des Wabengleichrichters. BILD 26 im Anhang zeigt die entsprechende Verteilung für die reduzierte Eintauchtiefe des Zauns von 70 mm (50%).

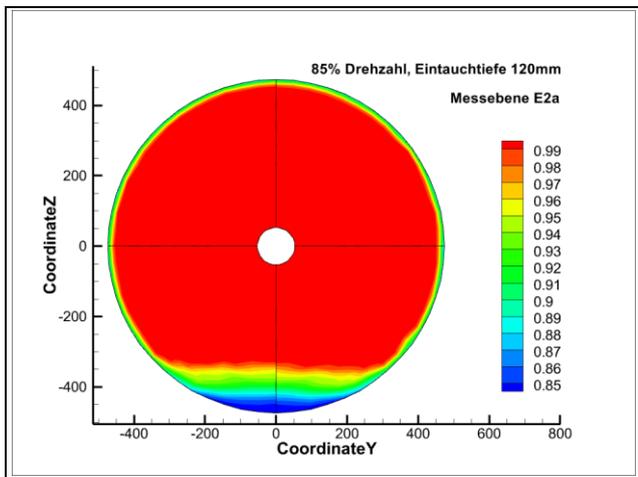


BILD 6: Normierte Totaldruckverteilung für Störzaun Variante-4 bei 85% Drehzahl und 120mm Eintauchtiefe (85%)

2.2. Hitzdraht Messtechnik

In früheren Veröffentlichungen wurden bereits Ergebnisse zu Hitzdrahtmessungen an einem gegenläufigen Rotor (CRTF) [5], [6], einem Direct Driven Turbo Fan (DDTF) [7], [9], und einen Ultra High Bypass Fan (UHBR) [8] ohne Einlaufstörungen vorgestellt. Das Hitzdraht-Mess-System des DLR basiert auf der Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA). Die Hitzdrahtmesstechnik nutzt den Kühleffekt einer Strömung auf einen beheizten dünnen

Sensordraht. Der Draht (d.h. der Sensorwiderstand) ist mit einem Zweig einer Wheatstone'schen Messbrücke verbunden und wird durch einen elektrischen Strom erhitzt. Ein elektrischer Regelverstärker hält die Brücke im Gleichgewicht, indem er den Strom durch den Sensor steuert. Auf diese Weise wird der Widerstand - und damit die Temperatur - konstant gehalten, unabhängig vom Wärmeaustausch mit der Kühlung durch die Strömung. Standardmäßig wird ein Überhitzungsverhältnis von 1,9 verwendet. Die messbare Brückenspannung lässt sich über das King'sche Gesetz mit einer hohen Frequenzauflösung in Beziehung zur Kühlgeschwindigkeit am Draht setzen und erlaubt Aussagen zur Turbulenz der vermessenen Strömung.



BILD 7: X-Draht Hitzdrahtsonden mit Beschleunigungssensoren zur Schwingungsüberwachung

Für die instationären Hitzdrahtmessungen wurden pro Messebene zwei X-Draht Hitzdrahtsonden verwendet, die jeweils zwei Geschwindigkeitskomponenten messen: Eine (U,V)-Sonde, die die axiale und radiale Komponente misst, und eine (U,W)-Sonde, die die axiale und Umfangskomponente misst (BILD 7). Jede Sonde wurde in eine Traverse installiert, die es ermöglicht, die Sonden bis zu 300 mm innerhalb des Kanals radial zu verfahren. Die Hitzdrahtsonden bestehen aus jeweils zwei Sensordrähte aus Wolfram mit 10 %Platinanteil mit 12,5 µm Durchmesser bei 2,8 mm Sensorlänge und erlauben eine Frequenzauflösung von 25 kHz. Die Datenaufzeichnung erfolgt mit einer Samplerate von 192 kHz über einer Dauer von 5 Sekunden. Somit werden je nach untersuchter Drehzahl zwischen 271 und 354 Umdrehungen kontinuierlich aufgezeichnet. In den Sondenhaltern sind jeweils zwei Schwingungssensoren integriert (BILD 7, links), die zeitgleich die Schwingungen des Sondenhalters erfassen. Während der Messungen dienen die Beschleunigungssignale zur Schwingungsüberwachung während des Traversiervorgangs. In der späteren Datenanalyse werden die Signale zusätzlich für die Schwingungsbereinigung der Hitzdrahtsignale verwendet. Das speziell entwickelte Filterungsverfahren ist eingehen beschrieben von Karlos et al. [12] und Caldas et al. [13].

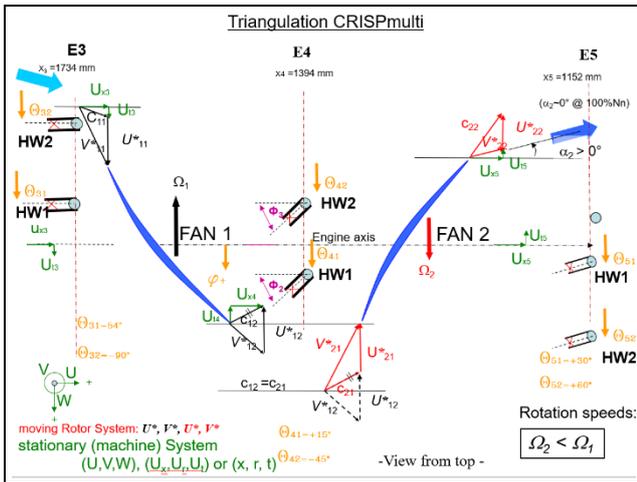


BILD 8: Positionen der Hitzdrahtsonden und Triangulation Geschwindigkeitskomponenten

Parallel zu den Hitzdrahtsensoren wird zusätzliche in der jeweiligen Messebene der Totaldruck P_t , die Totaltemperatur T_t über eine traversierbare Kombisonde erfasst. Über Druckbohrungen in der Gehäusewand wird der statische Druck P_s erfasst. In BILD 9 sind die einzelnen Schritte der Datenanalyse aufgezeigt. Zur Berechnung der kalibrierten instationären Geschwindigkeit aus den gemessenen Spannungszeitreihen (Roh-Signalen) wurde ein Kalibrierverfahren unter Verwendung der dimensionslosen Reynolds- und Nusselt-Zahl [4], [10], [11] anstelle von Spannung und Geschwindigkeit angewendet. Dies liefert die effektiven Kühlgeschwindigkeiten der einzelnen Hitzdrähte, die zusammen mit der Sondengeometrie in Geschwindigkeiten in Sondenkoordinaten umgerechnet werden. In [9] sind weitere Informationen zu dem Kalibrierverfahren und den einzelnen Teilschritten zu finden.

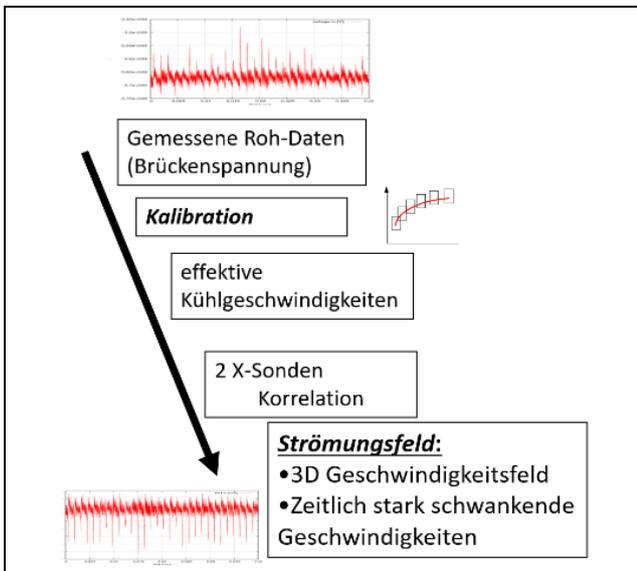


BILD 9: Ablauf der Datenanalyse, Teil 1

In Ebene E4, im Interstage-Bereich, zwischen den beiden Rotoren, wurden die beiden Hitzdrahtsonden auf den aus CFD Rechnungen erwarteten Abströmwinkel ϕ des Rotor1 eingedreht, um eine bestmögliche Winkelauflösung bei der

Vermessung der Strömung zu gewährleisten. Bei der Auswertung dieser Messreihen ist zusätzlich eine Koordinatentransformation von Sonden- in die Rig- bzw. Maschinenkoordinaten notwendig. Als Ergebnis erhält man die in BILD 8 grün dargestellten axiale Geschwindigkeit $U_x(t)$, die radiale Geschwindigkeit $U_r(t)$ und die tangentielle Geschwindigkeit $U_t(t)$ als instationäre Zeitreihe über 5 Sekunden Messdauer. Bei allen Messungen wird die Rotordrehzahl über ein Triggersignal pro Umdrehung miterfasst. Als nächster Schritt in der Analyse (BILD 10) erfolgt ein Resampling der Zeitreihen und die so genannte Phasen Mittelung (Phased Locked Averaging Analysis) über allen aufgezeichneten Umdrehungen.

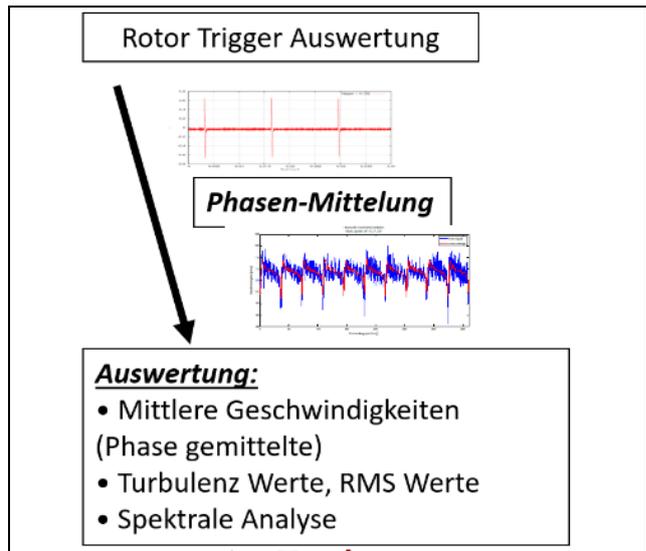


BILD 10: Ablauf der Datenanalyse, Teil 2

Man erhält in Umfangsrichtung ϕ einen phasen-gemittelte Geschwindigkeitsverlauf $\overline{U_x(\phi)}$ über einer Rotorumdrehung, der für jede individuelle Rotorschaukel die gemittelten Strömungsnachläufe ergibt.

$$U'_x(t, \phi) = U_x(t) - \overline{U_x(\phi)} \quad (1)$$

Zieht man diese gemittelten Geschwindigkeiten von den gemessenen (instationären) Geschwindigkeiten jeder Umdrehung ab, so kann der Fluktuationsanteil $U'_x(t, \phi)$, die RMS-Werte der Fluktuation $U_{RMSx}(t, \phi)$ und letztlich die Turbulenzverteilung $Tu_x(\phi)$ über einer Rotorumdrehung bestimmt werden.

$$\overline{U_{RMSx}(t, \phi)} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N U'_x(t, \phi)^2} \quad (2)$$

$$Tu_x(\phi) = \frac{\overline{U_{RMSx}(t, \phi)}}{\overline{U_x}} \quad (3)$$

In gleicher Weise lässt sich das für die radiale und tangentielle Komponente wiederholen. Weitere Analysen erfolgen in der Bestimmung der spektralen Verteilung, und der Turbulenzparameter (Turbulenzgrad (Tu), Turbulentes Integrales Längenmaß (TLS) und der Turbulenten Kinetischen Energie (TKE).

2.3. Akustische Messtechnik

Die Ziele der Akustikmessungen bestehen in der Bewertung der Geräuschanregung des CRISPMulti-Fans, der Quantifizierung der veränderten Schallanregung infolge inhomogener Anströmung sowie der Bereitstellung von realistischen akustischen Modenspektren zur Korrelation mit den relevanten aerodynamischen Einflussgrößen und zur Validierung von Modellierungsverfahren. Hierfür wurde das Schallfeld räumlich und zeitlich hoch aufgelöst mithilfe von Mikrofonarrays abgetastet.

BILD 11 und BILD 12 zeigen die im Einlauf und im Austritt des Fans eingesetzte Instrumentierung. Nahe stromauf des Fans wurde das, als A1 bezeichnete und mit 91 Mikrofonen in gleichmäßiger Staffelung besetzte, Ringarray eingesetzt. Es ermöglicht eine Azimutalmoden-Zerlegung des Schallfelds bis zu einer Frequenz von 4.5 kHz und erlaubt damit Rückschlüsse auf fundamentale Schallentstehungs- und Schallausbreitungsmechanismen [16]. Eine weitergehende Analyse und die genaue Berechnung der vom Fan abgestrahlten Schalleistung wird mittels der Radialmodenzerlegung realisiert [19]. Hierfür wurde das mit 59 Mikrofonen bestückte Linienarray X1+X2 eingesetzt. Die Mikrofone wurden als Ergebnis einer Optimierungsstudie in ungleichmäßig variierenden Abständen zwischen 15mm und 40mm angeordnet. Im Fall ohne Einlaufstörungen muss im Gegensatz zu Messungen an Rotor-Stator-Anordnungen für die Modenanalyse das Mikrofonarray nicht in Umfangsrichtung traversiert werden, sondern es kann das in [20] beschriebene Verfahren eingesetzt werden. Im Fall der gestörten Zuströmung wird das Störgitter in Umfangsrichtung gedreht und damit das in Interaktion mit den Rotoren entstehende Schallfeld unter Bezugnahme zum jeweiligen Rotorwellentrigger schrittweise abgetastet. Eine vollständige Radialmodenzerlegung des Schallfelds kann bis etwa 2.5 kHz durchgeführt werden, bei der die höchsten aufgelösten azimutalen und radialen Modenordnungen $m=\pm 25$ bzw. $n=8$ sind. Beschränkte Radialmodenanalysen, d.h. unter Ausnahme niedriger azimutaler Ordnungen, sind auch bei weitaus höheren Frequenzen möglich. Auf der Austrittsseite des CRISPMulti-Fans wurde das stromab abgestrahlte Schallfeld durch 3 Mikrofone erfasst. In allen beschriebenen Arrays wurden $\frac{1}{4}$ " Kondensator-Mikrofone vom Typ G.R.A.S. 40 BP zusammen mit Vorverstärkern 26 AC verwendet.

Für eine Einschätzung der Wirkung von inhomogenen Grenzschichten auf den vom Einlauf ins Fernfeld abgestrahlten Fanschall wurden Messungen in der stromauf der Bellmouth liegenden akustisch reflexionsarm ausgekleideten Beruhigungskammer durchgeführt. Hierfür wurde die in BILD 13 dargestellte Mikrofonantenne genutzt. Sie besteht aus einem Halbkreisbogen und ist gleichmäßig mit 40 $\frac{1}{4}$ " Kondensator-Druckmikrofonen vom Typ Sennheiser KE 4-211-2 besetzt. Durch Traversierung des Arrays um 180° wird die Schallfeldsignatur auf einer Halbkugeloberfläche erfasst und kann bezüglich dominant abstrahlender akustischer Moden analysiert werden. In der vorliegenden Studie muss dabei beachtet werden, dass das Schallfeld beim Durchgang durch den Wabengleichrichter und den optional eingefahrenen Störzaun modifiziert wird. Dieser Einfluss kann mithilfe von Referenzmessungen eingeschätzt werden.

Die akustischen Messungen wurden bei den relativen Drehzahlen von 65% und 85% auf der Arbeitslinie (AL) und nahe der Pumpgrenze (PG) durchgeführt. An allen Betriebspunkten wurde der Störzaun in drei Höhen variiert: 0mm, 70mm und 120mm. Die Mikrofonensignale wurden auf einem NI-PXIe-Datenerfassungssystem mit einer Abtastrate von 51.2 kHz und je nach Analyseweck unterschiedlichen Messdauern aufgezeichnet.

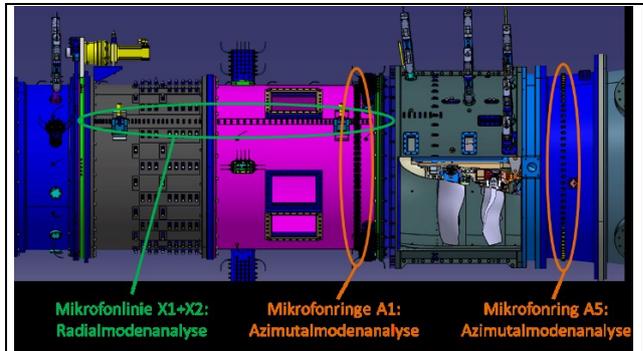


BILD 11: Akustikinstrumentierung im Einlauf- und Austrittskanal des CRISPMulti-Rigs

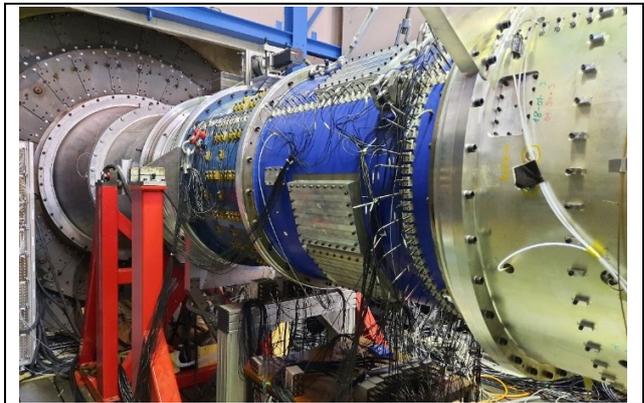


BILD 12: Linienarray X1+X2 mit 59 Mikrofonen und Ring A1 mit 91 Mikrofonen



BILD 13: Mikrofonantenne in der akustisch reflexionsarm ausgekleideten Beruhigungskammer

3. AUSWIRKUNG DER EINLAUFSTÖRUNG AUF DIE TURBULENZ DER ROTORZUSTRÖMUNG

In dem folgenden Abschnitt wird auf die radiale Verteilung der Geschwindigkeit, des Turbulenzgrades, des turbulenten Längenmaßes (TLS) und der turbulenten kinetischen Energie (TKE) für die axiale, radial und tangential Komponenten in der Ebene E3 vor Rotor 1 eingegangen. Die Umfangsposition des radialen Schnittes wurde so gewählt, dass der Schnitt senkrecht durch die Zaunmitte bei der maximalen Zaun Höhe gegeben ist. In dem Konturplot in BILD 14 wurde die Schnittebene mit einer gestrichelten Linie angedeutet. Auf der x-Achse ist die radial Eintauchtiefe, gemessen von der inneren Gehäusewand in mm dargestellt. In der Legende sind die Betriebspunkte mit Drehzahl (z.B. $N=65\%$ oder $N=85\%$) bei der Arbeitslinie (AL) aufgeführt. Die Abkürzung ZH beschreibt die maximale Eintauchtiefe des Störzaunes (ZH=0 mm; 70 mm; 120 mm).

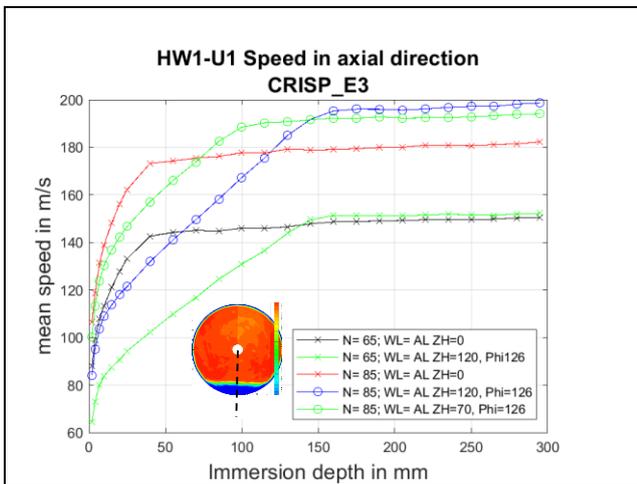


BILD 14: Axiale Geschwindigkeit über der Eintauchtiefe, mit und ohne Störzaun

Ohne Störzaun beträgt die Wandgrenschichtdicke ca. 40mm (BILD 14). Mit einem zusätzlich in die Strömung eingefahren Störzaun wird die konstante Geschwindigkeitsverteilung der Kernströmung erst bei 100mm (ZH=70mm) bzw. bei 160mm für die Störzautiefe von 120mm erreicht. BILD 30 bis BILD 32 im Anhang zeigt die Verteilung der Turbulenzintensität für die axiale, radiale und tangentiale Komponente. Alle Turbulenzwerte werden mit der lokalen axialen mittleren Geschwindigkeit bestimmt. Es fällt auf, dass die Turbulenzniveaus für die drei Raumrichtungen unterschiedlich stark ausfallen. Die axiale Komponente fällt von 10-13%, direkt an der Wand auf das Niveau der Kernströmung bei ca. 0,5 - 0,8% (BILD 30). Im Nachlauf des Störzaunes erfolgt der Abfall entsprechend flacher. Die radiale Komponente hat direkt an der Wand lediglich ein Maximum von 3,5% - 4% (BILD 31). Für die große Störzauneintauchtiefe von 120 mm zeigt sich ein Buckel bei 3%-3,3%. Das Niveau der Kernströmung liegt ähnlich wie bei der axialen Komponente bei 0,4 - 0,8%. Die tangentiale Komponente hat an der Wand ein Maximum von 5% - 6%. Für die große Störzauneintauchtiefe von 120mm zeigen sich Werte bei 3%-4%. Das Niveau der Kernströmung liegt ähnlich wie bei der axialen Komponente bei 1 - 1,5% (BILD 32). Für das integrale Turbulente Längenmaß (TLS) sind die Werte in BILD 33 bis BILD 35 dargestellt. Die Bestimmung des TLS ist aufwendig, da das gemessene Turbulenz-Spektrum eine Vielzahl von tonalen

und Störsignalen Komponenten enthält. Eine einfach Autokorrelation unter der Annahme der „Frozen Turbulence“ führt zu starken Abweichung gegenüber einem reinen breitbandigen Turbulenzspektrum ohne Störsignale. Zur Bestimmung wurde deshalb ein Approximations-Verfahren entwickelt, dass die Störkomponenten ausblendet [13]. Die Streuungen der Werte sind jedoch erheblich, so dass das verwendete Verfahren zumindest den Anspruch hat die Größenordnung zu bestimmen. Betrachtet man die Messpunkte, wo die Beschleunigungssensoren nur geringe Störschwingungen aufweisen, so ergeben sich für das TLS ohne Störzaun Werte zw.10 mm und 40 mm (6%-26% C_{R1}). Mit Störzaun ergeben sich Werte zw. 40 mm und 60 mm (26%-40% C_{R1}). Für die turbulente kinetische Energie (TKE) sind die Werte in BILD 36 dargestellt. Nahe an der Wand finden sich Werte von maximal 100 m^2/s^2 , in der ungestörten Kernströmung hingegen betragen die Werte unter 5 m^2/s^2 (BILD 36).

4. TURBULENZVERTEILUNG IM INTERSTAGE OHNE STÖRZAUN

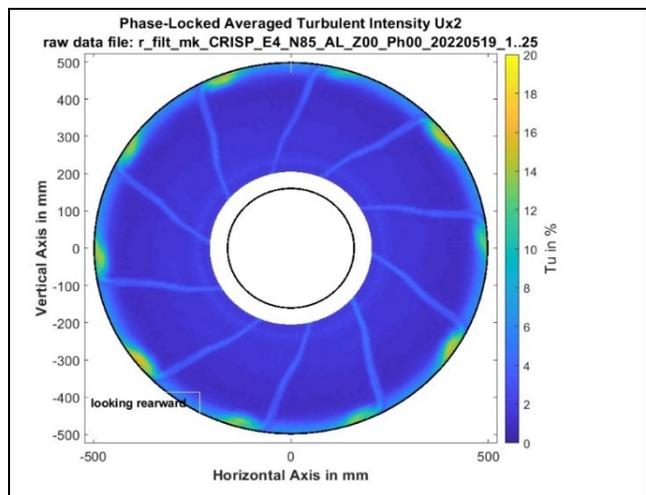


BILD 15: Axiale Turbulenzverteilung hinter Rotor 1 bei 85% Drehzahl bei normaler Arbeitslinie (AL)

In BILD 15 ist ein Konturplot dargestellt, der die axiale Turbulenzverteilung hinter Rotor 1 bei 85% Drehzahl auf der normalen Arbeitslinie (AL) zeigt. BILD 27 zeigt die Verteilung für 85% und einen abgedrosselten Betriebspunkt kurz vor der Pumpgrenze. Bei beiden Darstellung ist der Störzaun noch nicht ausgefahren. Deutlich zu sehen sind die erhöhten Turbulenzen in der Nachlaufströmung der Rotorschauflern. Die Grundturbulenz zwischen den Schaufelnachläufen beträgt 2 - 2,5%. In dem Schaufelnachlauf werden maximale Turbulenzwerte von 4 bis 7% erreicht. An den Schaufelspitzen sind deutlich die Auswirkungen der Spaltwirbel zu erkennen. Hier werden Maximalwerte von 12%- 19% und angedrosselt sogar 25% erreicht. Im Anhang sind weitere Bilder für 65% Drehzahl zu finden.

BILD 16 zeigt den Konturplot der Turbulenzverteilung einer Rotorpassage für den Fall mit Störzaun bei 120mm Eintauchtiefe. Links ist die Ebene E3 vor dem Rotor dargestellt, rechts die Ebene E4 hinter Rotor 1. Deutlich sichtbar, der hell blaue Streifen mit Werten zwischen 3 und 6%.

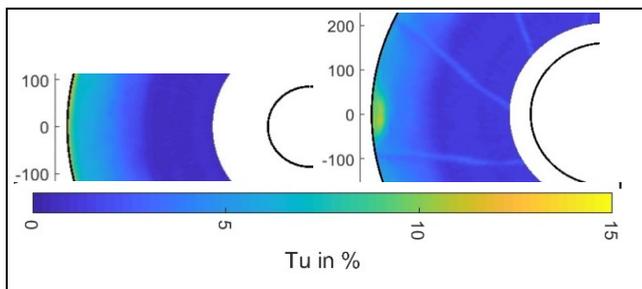


BILD 16: Axiale Turbulenzverteilung mit Störzaun (120mm) bei 85% Drehzahl und normaler Arbeitslinie. links Ebene E3 vor Rotor1, rechts Ebene E4 hinter Rotor1

5. AUSWIRKUNG DER EINLAUFSTÖRUNG AUF DIE FAN-SCHALLANREGUNG

Einen ersten Eindruck von den Auswirkungen der inhomogenen Grenzschichtverteilung auf die Fan-Schallanregung vermitteln BILD 17 und BILD 18. Dargestellt sind Autoleistungsspektren für die beiden Betriebspunkte bei 65% bzw. 85% relativen Drehzahlen auf der Arbeitslinie (AL). Dabei sind die für die zwei Zaunhöhen 70mm und 120mm gemessenen Spektren dem ungestörten Fall gegenübergestellt. Die Spektren resultieren aus Mittelungen der Signale von 91 Mikrofone in Ring A1. Offensichtlich wirken sich die Einlaufstörungen sowohl auf die tonale als auch die breitbandige Geräuschanregung aus. Im Folgenden wird zunächst näher auf die Breitbandschallquellen eingegangen, danach die tonale Schallanregung diskutiert.

Bei einer Störzaunhöhe von 70mm ist in beiden in BILD 17 und BILD 18 dargestellten Testfällen keine erhebliche Breitbandgeräuschanhebung gegenüber dem ungestörten Fall festzustellen. Mit der größeren Störzaunhöhe von 120mm kommt es jedoch zu einer deutlichen Pegelerhöhung, sie beträgt ca. 2dB im Frequenzbereich bis 2 kHz und ca. 3dB im höheren Frequenzbereich, was sich in einer kumulativen Bewertung signifikant auswirken dürfte. Die breitbandige Schallanregung wird maßgeblich durch die Intensität und Verteilung der Turbulenz in der Zuströmung zu Rotor 1 und Rotor 2 bestimmt. Man kann drei wesentliche Schallquellen unterscheiden: die Interaktion der Zuströmturbulenz mit Rotor 1, die Interaktion der Zuströmturbulenz mit Rotor 2 und die Rotor-Rotor-Interaktion. Die Rotor-Rotor-Interaktion bezieht sich auf die Wechselwirkung der turbulenten Schaufelnachläufe von Rotor1 mit den Vorderkanten von Rotor 2. Die turbulenten Geschwindigkeitsfluktuationen der Nachläufe gehen auf die Grenzschichten auf Saug- und Druckseite der Rotorschaukeln zurück und sind mit kleinen integralen Turbulenzlängenmaßen verbunden, was mit einer Schallanregung bei höheren Frequenzen korreliert [1]. Die hiermit verbundene Frage, ob sich bei eingefahrenem Störzaun die Turbulenz der Rotor 1-Nachläufe signifikant erhöht hat, muss in weiteren Hitzdrahtanalysen geklärt werden. Der Einfluss der Störzäune auf die beiden anderen Schallquellen, die auf die Interaktion der Rotoren mit der Turbulenz der Zuströmung zurückgehen, ist hingegen in den bisherigen Analysen schon deutlich nachgewiesen. Bild 26 zeigt die Profile der axialen Turbulenzintensität für die verschiedenen Testfälle. Im Fall ohne Störzaun treten in der Einlaufströmung hohe Turbulenzintensitäten bis 12%

nur in der dünnen Wandgrenzschicht auf. In der freien Kanalströmung beträgt die Turbulenzintensität hingegen nur etwa 0.5%. Mit Einbringen des Störzäuns stellen sich über die gesamte Störzaunhöhe große Turbulenzintensitäten ein, die in Interaktion mit den Rotoren bedeutend zu der festgestellten Breitbandgeräuschanhebung führen dürften. Die in Bild 29 bis 31 dargestellten turbulenten Längenmaße sind bezogen auf die Sehnenlänge der Rotorschaukeln klein und legen eine Anregung im höheren Frequenzbereich nahe. Diese Vermutung soll in zukünftigen Nachrechnungen der Testfälle mithilfe der von Staggar in [1] dargestellten Modelle geprüft werden.

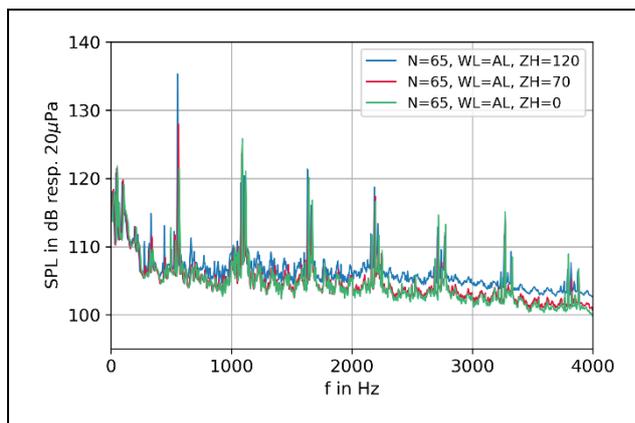


BILD 17: Mittleres Schalldruckspektrum im Einlauf des CRISPmulti-Fans nahe des Approach-Betriebspunkts und mit variablem Störzaun.

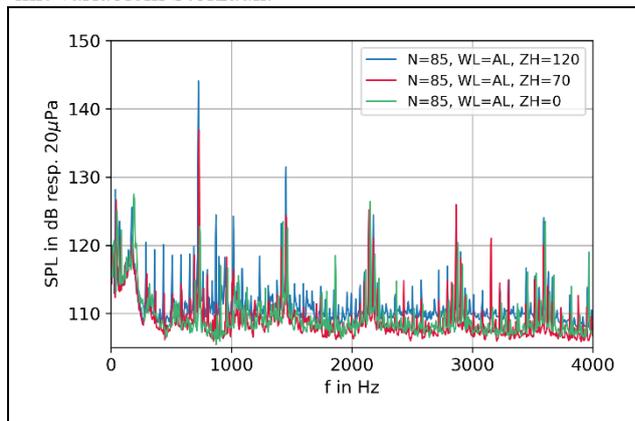


BILD 18: Mittleres Schalldruckspektrum im Einlauf des CRISPmulti-Fans nahe des Cutback-Betriebspunkts und mit variablem Störzaun

Auf die tonalen Geräuschanregungen wirkt sich die gestörte Einlaufströmung in vielfältiger Weise aus. Dies wird im Folgenden für den Betriebspunkt bei 65% Drehzahl auf der Arbeitslinie diskutiert, der nahe dem wichtigen akustischen Zertifizierungspunkt Approach liegt. Es muss zwischen den Schaufeltönen unterschieden werden, die mit Rotorwelle 1, mit Rotorwelle 2 oder mit der Kombination der beiden Rotorwellen korrelieren. Die Anteile lassen sich mittels einer zyklstationären Analyse aus den Mikrofonensignalen separieren [15] [16], die speziell zur Analyse der Rotor-Rotor-Interaktionstöne erweitert wurde. BILD 19 zeigt exemplarisch das Ergebnis der zyklstationären Analyse eines Mikrofonensignals für den Fall ohne Einlaufstörung. Darin sind die mit Rotorwelle 1, Rotorwelle 2 bzw. den Kombinationsfrequenzen der beiden Wellen korrelierten Komponenten mit $cys1$ bezeichnet.

Ihre mittleren Anteile lassen sich vom Gesamtsignal subtrahieren, so dass der mit *cys2* bezeichnete inkohärente (breitbandige) Schallfeldanteil verbleibt. Der besseren Übersichtlichkeit halber sind die Blattpassierfrequenzen (BPF) der einzelnen Rotoren und die Summenfrequenzen der Kombinationstöne von Rotor 1 und Rotor 2 durch senkrechte Linien gekennzeichnet, sowie die bei den BPF1-Harmonischen und BPF2-Harmonischen erzeugten Pegel durch Marker gekennzeichnet.

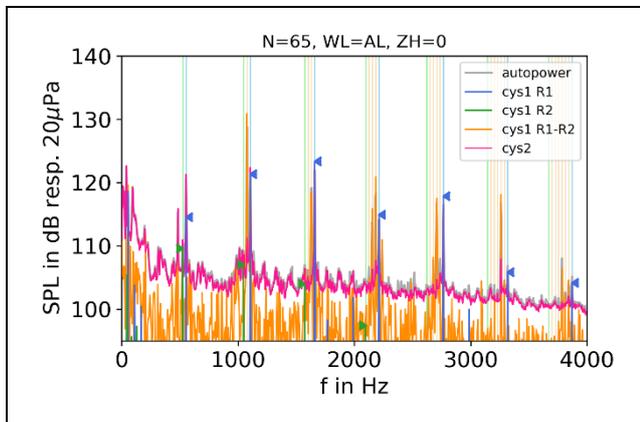


BILD 19: Filterung von Schallfeldkomponenten unterschiedlicher aerodynamischer Entstehungsmechanismen. Signal eines Mikrofons für Test bei N=65, WL=AL und ohne Einlaufstörung.

In gegenläufigen Fans wird die tonale Schallanregung typischerweise durch die Interaktion der stationären Schaufelnachläufe von Rotor 1 mit den Vorderkanten von Rotor 2 bestimmt, sowie in Abhängigkeit des relativen Rotorenabstands durch die Wechselwirkung der Rotoren-Potentialfelder. Die Frequenzen dieser Interaktionstöne können nach Holste und Neise [17] berechnet werden:

$$f = h_1 B_1 f_{rot1} - h_2 B_2 f_{rot2}, \quad (4)$$

worin B_1 und B_2 die Rotorschaukelzahlen, f_{rot1} und f_{rot2} die Rotordrehfrequenzen und h_1 und h_2 positive harmonische Ordnungszahlen bezeichnen. Das Produkt $B_i f_{rot,i}$ gibt die Blattpassierfrequenz des jeweiligen Rotors wieder. Aufgrund der gegenläufigen Wellen der Rotoren ergeben sich somit Töne bei den Summenfrequenzen $h_1 BPF_1 + h_2 BPF_2$. Bei homogener Zuströmung werden Schallmoden bei diskreten azimuthalen Ordnungen erzeugt [17]:

$$m = h_1 B_1 - h_2 B_2 - kV. \quad (5)$$

Diese Formulierung berücksichtigt den etwaigen Einfluss von V=4 Austrittskämmen, die sich circa 0.5m stromab der Rotoren gleichmäßig gestaffelt über den Kanalumfang befinden ($k \in \mathbb{Z}$), deren Einfluss auf die Schallanregung jedoch als untergeordnet eingeschätzt wird.

In BILD 20 sind die Pegel der Rotor-Rotor-Interaktionstöne extrahiert dargestellt, die im Bereich bis 4 kHz bei den Kombinationen von $h_1=1,2,3$ und $h_2=1,2,\dots,6$ erzeugt werden. Offensichtlich dominiert der bei $BPF_1 + BPF_2$ angeregte Ton. Die Schaufeltöne bei $2BPF_1 + BPF_2$ und $3BPF_1 + BPF_2$ stellen die nächsten dominanten Komponenten dar. Die Wirkung des eingefahrenen Störzauns ist farblich kodiert gegenübergestellt. Tatsächlich wirkt sich die Einlaufstörung nur bei nachrangigen Schaufelreiheninteraktionen pegelerhöhend aus. Bei dem dominierenden Schaufelton $BPF_1 + BPF_2$

kommt es sogar zu einer Pegelabsenkung um ca. 8dB bei voll maximal eingefahrenem Störzaun. Für ein weitergehendes Verständnis wurde eine Azimutalmodenanalyse unter Anwendung der von Bahr [18] beschriebenen Methode auf ein einziges Mikrofon durchgeführt. Das Ergebnis ist in BILD 21 zu sehen. Entsprechend Formel (5) wird die Mode $m=-2$ dominant durch die Interaktion der beiden Rotoren erzeugt. Mit überlagerter Einlaufstörung tritt die beobachtete Pegelabsenkung auf, aber es treten keine weiteren Moden hinzu, obwohl dies infolge der umfangsvariierenden Schaufelanströmung plausibel wäre.

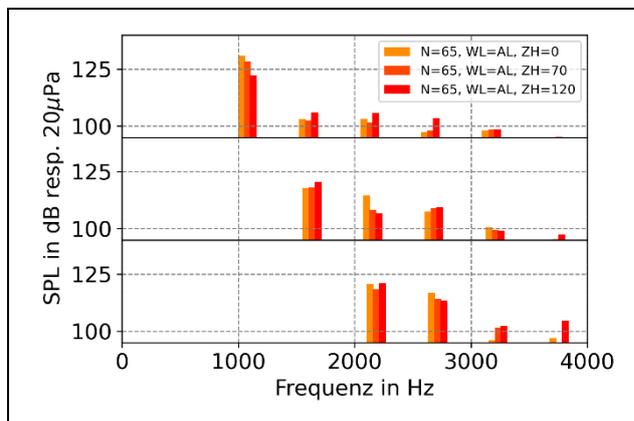


BILD 20: Pegel der Rotor1-Rotor2-Interaktionstöne bei den Summenfrequenzen $h_1 BPF_1 + h_2 BPF_2$ am Betriebspunkt N=65% auf der Arbeitslinie und mit variablem Störzaun. Darstellung für $h_1=1,2,3$ aufsteigend untereinander und für $h_2=1,2,\dots,6$.

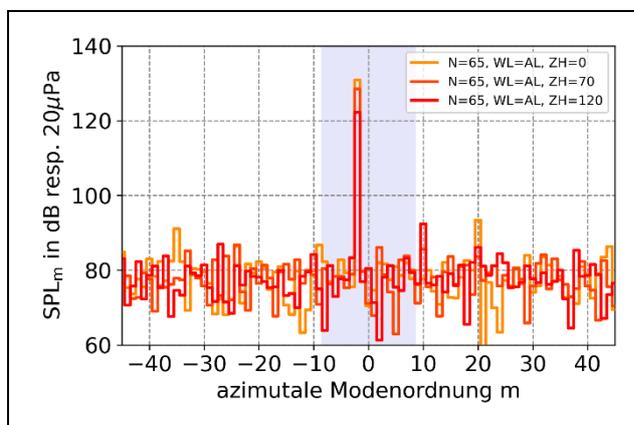


BILD 21: Azimutalmodenanalyse des Interaktionstons $BPF_1 + BPF_2$ am Betriebspunkt N=65% auf der Arbeitslinie (AL) und mit variablem Störzaun.

Die Auswirkungen der inhomogenen Einlaufströmung auf die Schaufeltöne der einzelnen Rotoren sind in BILD 22 und BILD 37 dargestellt. Bei ideal homogener Zuströmung würden die beiden Rotoren keine tonalen Eigengeräusche anregen, da die stationären Dipolquellen auf den Schaufeln bei Unterschallgeschwindigkeit nicht effektiv abstrahlen. Tatsächlich wurden bei den BPF-Harmonischen aber sichtbare Schalldruckpegel gemessen, was auch im Fall ohne Störzaun auf eine inhomogene Strömung hindeutet. Allerdings liegen die Pegel der Schaufeltöne $h_1 BPF_1$ von Rotor 1 um mindestens 10dB niedriger als der Pegel des Interaktionstons $BPF_1 + BPF_2$ und die Schaufeltöne $h_2 BPF_2$ von Rotor 2 um mehr als 20dB.

Mit Einführung des Störzauns kommt es aber zu einer sehr starken Anhebung des Schaufeltons $1BPF_1$ um etwa 12dB bzw. 20dB und damit zur absoluten Dominanz dieser Komponente, da der Rotor-Rotor-Interaktionston mit der Störung abgeschwächt wurde. Die Pegel der höheren BPF_1 -Harmonischen sowie aller BPF_2 -Harmonischen des zweiten Rotors bleiben durch die Einlaufstörung relativ unbeeinflusst und spielen eine untergeordnete Rolle. BILD 23 zeigt das Ergebnis einer Azimutalmodenanalyse des Schaufeltons $1BPF_1$ durchgeführt an Mikrofonring A1. Ohne Störzaun ist keine dominante Mode feststellbar. Mit Einführung der Störung kommt es zur dominanten Anregung der Mode $m=-4$. Grundsätzlich kann die azimutale Modenanregung auf die Interaktion aerodynamischer Moden der Geschwindigkeitsstörung in Umfangsrichtung mit dem Rotor zurückgeführt werden:

$$m = m_{aero} \pm kB_i. \quad (6)$$

Hierbei gilt $k \in \mathbb{Z}$. Die aerodynamischen Moden können anhand einer azimutalen Fourieranalyse aus der Totaldruckstörung bestimmt werden, sind aber in den gegebenen Testfällen radial abhängig. Eine genauere Nachrechnung ist zukünftig unter Anwendung der von Staggat in [1] angegebenen Modelle geplant.

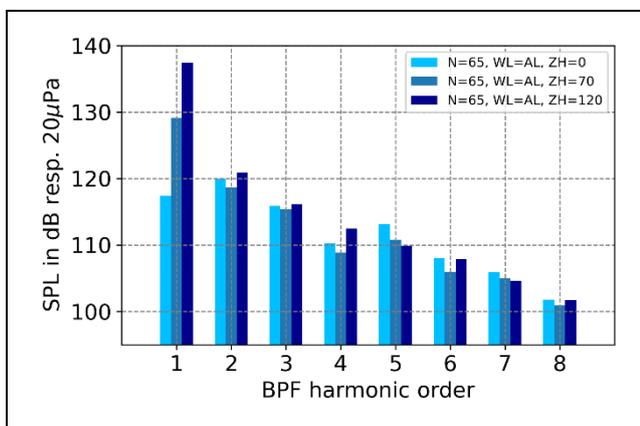


BILD 22: Pegel der Rotor1-Schaufeltöne h_1BPF_1 am Betriebspunkt $N=65\%$ auf der Arbeitslinie (AL) und mit variablem Störzaun.

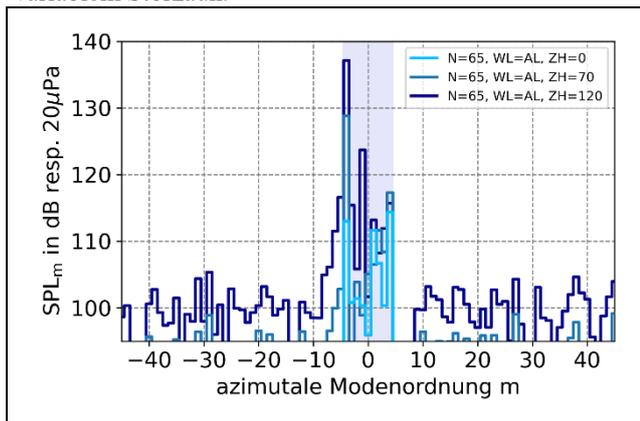


BILD 23: Azimutalmodenanalyse des Schaufeltons BPF_1 am Betriebspunkt $N=65\%$ auf der Arbeitslinie (AL) und mit variablem Störzaun.

6. ZUSAMMENFASSUNG

Es wurden umfangreiche aerodynamische und akustische Messungen an einer gegenläufig rotierenden Turbo Fan-(CRISP)-Stufe unter dem Einfluss von Einlaufstörungen durchgeführt, die repräsentativ für die Grenzschichtsaugung eines in den Flugzeugrumpf eingebetteten Triebwerks sind. Das instationäre Strömungsfeld wurde mit Hilfe der Hitzdraht Anemometrie in der Zuströmung vor den Rotoren mit und ohne Einlaufstörungen gemessen und analysiert. Aus den Messdaten wurde die Grenzschichtdicke, die Turbulenzverteilung, die RMS-Werte der Strömungsfuktuationen, die turbulente kinetische Energie und das turbulente Längenmaß bestimmt.

Weitere Messungen im Interstage zwischen Rotor1 und Rotor2 wurden durchgeführt. Die phasenaufgelösten mittleren Geschwindigkeiten sowie die Fluktuationskomponenten wurden bestimmt und die lokale Turbulenzverteilung stromabwärts des Rotor1 ermittelt. Deutlich sichtbar sind die instationären Strömungsstrukturen (z.B. der Nachlauf jedes einzelnen Rotorblattes) als auch der Einfluss des Kopfspaltwirbels auf die Turbulenz in der Passage.

Die Schallanregung des Fans wurde räumlich hochauflösend durch Mikrofonarrays in der reflexionsarm ausgekleideten Beruhigungskammer, im Einlaufkanal und im Austritt vermessen. Es wurden Analyseergebnisse für den aus Zertifizierungssicht akustisch relevanten Approach-Betriebspunkt vorgestellt. Durch Anwendung zyklstationärer Analyseverfahren konnten die Schallfeldkomponenten separiert werden, die sich unterschiedlichen Entstehungsmechanismen an Rotor 1, Rotor 2 bzw. der Rotor1-Rotor2-Interaktion zuordnen lassen. Modenanalyseverfahren liefern vertieften Einblick in die aerodynamischen Anregungsmechanismen. Die inhomogene Strömung wirkt sich auf den dominanten Rotor-Rotor-Interaktionston niedrigster Ordnung pegelnsenkend aus, während die höheren Ordnungen unbeeinflusst bleiben oder vergleichsweise unbedeutend angehoben werden. Hingegen wird die Grundharmonische des ersten Rotors durch die inhomogene Strömung auf ein den Gesamtpegel bestimmendes Niveau verstärkt. Das Breitbandgeräusch wird im Fall der stärkeren Einlaufstörung signifikant erhöht.

7. AUSBLICK

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse zeigen einen ersten Zwischenstand der Auswertungen. Es werden weitere detaillierte Auswertungen der durchgeführten Messungen folgen. Für eine umfassende Beurteilung der Wirkung von inhomogenen Grenzschichtprofilen auf die Fanschallanregung werden die Analysen zukünftig auf die weiteren gemessenen Betriebspunkte ausgedehnt und Radialmodenanalysen im Einlaufkanal sowie Analysen des abgestrahlten Fernfelds durchgeführt. Eine Korrelation der Aerodynamik- und Akustikmessungen soll die maßgeblichen Abhängigkeiten der Schallquellen von den Störungscharakteristiken identifizieren und Hinweise für die Entwicklung effizienter Geräuschminderungsmaßnahmen liefern.

8. SCHRIFTUM

- [1] Staggat, M. (2021): Modellierung und Prognose des Grenzschicht-Rotor-Interaktionsschalls für integrierte Triebwerke. Dissertation Technische Universität Berlin. DLR-Forschungsbericht 2021-30.
- [2] Daroukh, M., Moreau, S., Gourdain, G. und Sensiau, C.: (2016) „Influence of distortion on fan tonal noise,“ in 22th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2016, Lyon, France, 2016.
- [3] Tapken, U., Lengyel-Kampmann T., Belz, J., Stürmer, A., Otten, T. (2022): Auswirkung von Grenzschichteinsaugung auf Triebwerkfans: Aerodynamik, Aeroelastik, Strukturmechanik und Akustik – Übersicht über das Projekt AGATA3S. Deutsche Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt, DLRK 27.-29.9.2022 in Dresden.
- [4] Aulich, A., Goerke, D., Blocher, M., Nicke, E., Kocian, F. (2013): Multidisciplinary automated optimization strategy on a counter rotating fan., GT2013-94259; ASME TurboExpo June 3-7, 2013; San Antonio, Texas, USA
- [5] Meyer, R.; Knobloch, K.; Linden, J. (2010). Hot-Wire Measurements in a high-speed Counter Rotating Turbo Fan rig; ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22569, Glasgow
- [6] Lengyel, T.; Bischoff, A.; Meyer, R.; Nicke, E. (2012). Design of an economical Counter Rotating Fan – Comparison of the calculated and measured steady and unsteady results; GT2012-69587; ASME TurboExpo 2012; Kopenhagen
- [7] Meyer, R.; Knobloch, K.; Hakansson, S (2015). Hot-wire measurement in a Direct Driven high-speed Turbo Fan (DDTF) Rig; ETC-11-256; 11th European Turbomachinery Conference; March 23-27, 2015, Madrid, Spain
- [8] Meillard, L., Schnell, R. und Meyer, R. (2013). Time resolved pressure and velocity measurements of the DLR UHBR Fan and comparison with simulation data, 62. Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, 10-12. September 2013, Stuttgart
- [9] Meyer, R., Hakansson, S., Hage, W., Enghardt, L. (2019): Instantaneous flow field measurements in the interstage section between a fan and the outlet guiding vanes at different axial positions. 13th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics ETC2019-330; <https://doi.org/10.29008/ETC2019-330>; ETC13, Lausanne, Switzerland, April 8-12, 2019
- [10] Bruun, H.H. (1995). Hot-wire Anemometry, Oxford University Press, UK
- [11] Strickert, H. (1974). Hitzdraht- und Hitzfilm-anemometrie; Messtechnik VEB Verlag Technik, Berlin
- [12] A. Karlos, Ch. Paruchuri, P. Joseph, V. Bahrs, R. Meyer, W. Hage, L. Enghardt: Effects of probe vibration on hot wire turbulence measurement: A technique for its removal; 10.2514/6.2021-2213; AIAA AVIATION 2021 FORUM, August 2-6, 2021
- [13] L. Caldas, C. Kissner, M. Behn, U. Tapken, R. Meyer: Comparison of techniques for the estimation of flow parameters of fan inflow turbulence from noisy hot-wire data; Journal Fluids 2021, 6, 372. <https://doi.org/10.3390/fluids6110372>
- [14] Tapken, U., Caldas, L., Meyer, R., Klähn, L., Rudolphi, A., Behn, M., Jaron, R., Enghardt, L.: Fan test rig for detailed investigation of noise generation mechanisms due to inflow disturbances; 10.2514/6.2021-2314, AIAA AVIATION 2021 FORUM, August 2-6, 2021,
- [15] Antoni, J., “Cyclostationarity by examples,” Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 23, 2009, pp. 987–1036
- [16] Behn, M., Tapken, U.; Investigation of Sound Generation and Transmission Effects Through the ACAT1 Fan Stage using Compressed Sensing-based Mode Analysis; AIAA-2019-2502; 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference; May 20-23, 2019, Delft, The Netherlands
- [17] Holste, F., Neise, W.: Acoustic near field measurement on a propfan model for noise source identification, Proc. 1st CEAS/AIAA Aeroacoustics Conference (16th AIAA Aero-acoustics Conference), Munich, Germany, Paper AIAA-95-178, 1995
- [18] Bahrs, V.J.: Analyse der Interaktionstöne von zwei gegenläufigen Rotoren in einem Strömungskanal. Bachelorarbeit Technische Universität Berlin, 2018.
- [19] Tapken, U., Bauers, R., Neuhaus, L., Humphreys, N., Wilson, A., Stöhr, Chr., Beutke, M. (2011): A new modular fan rig noise test and radial mode detection capability. In: Proceedings 17th AIAA / CEAS Aeroacoustics Conference (32nd Aeroacoustics Conference), 05.06. - 08.06.2011, Portland, USA.
- [20] Enghardt, L. und Bahrs, V. und Tapken, U. (2019) Advanced analysis of tonal noise from asynchronous Counter-rotating fans by means of a low sensor count. In: 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference 2019, 20.05. - 23.05.2019, Delft, Niederlande.

9. ANHANG

9.1. Totaldruckverteilung hinter der Einlaufstörung

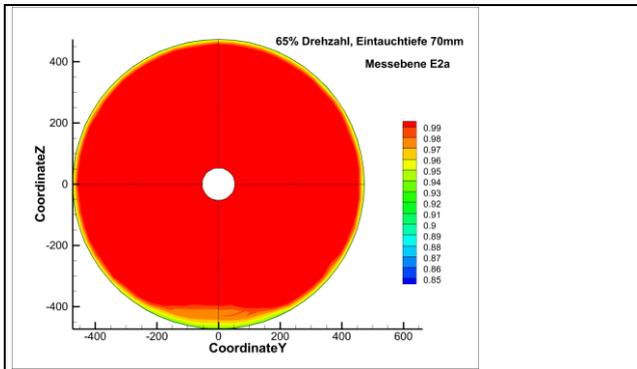


BILD 24: Normierte Totaldruckverteilung für den Störzaun Variante-4 bei 65% Drehzahl und 70mm Eintauchtiefe (50%)

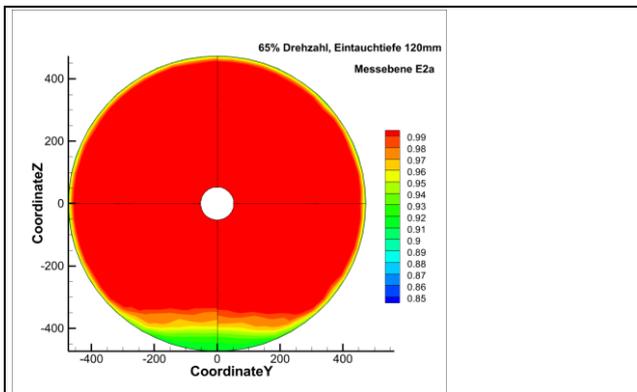


BILD 25: Normierte Totaldruckverteilung für den Störzaun Variante-4 bei 65% Drehzahl und 120mm Eintauchtiefe (85%)

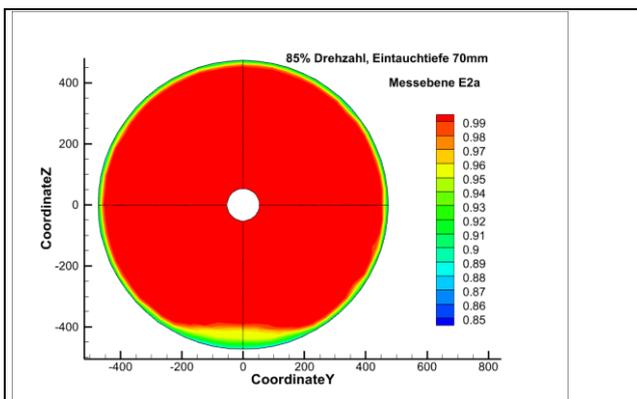


BILD 26: Normierte Totaldruckverteilung für den Störzaun Variante-4 bei 85% Drehzahl und 70mm Eintauchtiefe (50%)

9.2. Turbulenzverteilung hinter Rotor 1 ohne Einlaufstörung

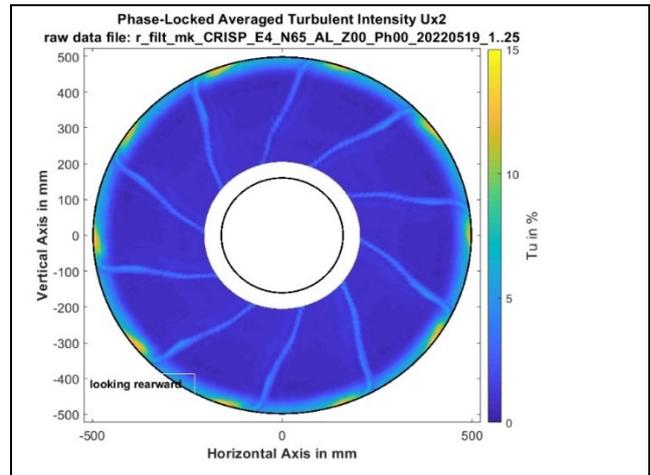


BILD 27: Axiale Turbulenzverteilung hinter Rotor1 bei 65% Drehzahl bei normaler Arbeitslinie (AL)

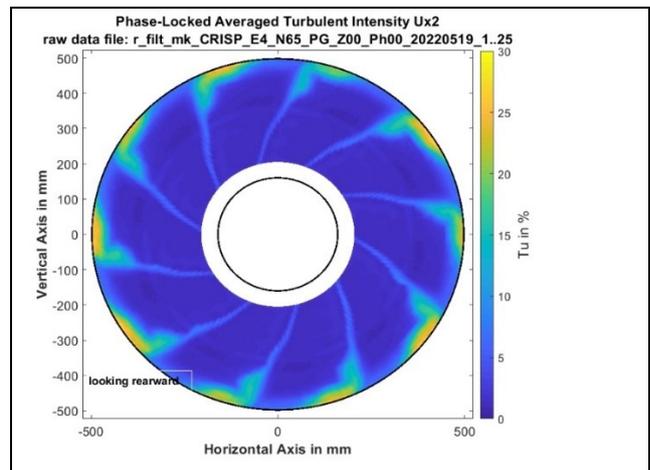


BILD 28: Axiale Turbulenzverteilung hinter Rotor1 bei 65% Drehzahl im angedrosselten Zustand (PG)

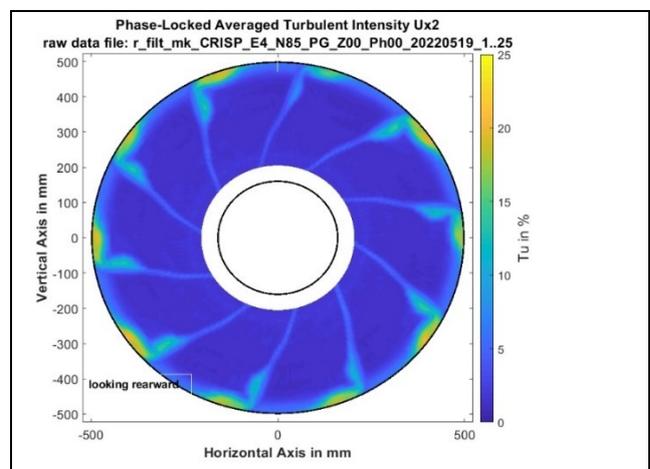


BILD 29: Axiale Turbulenzverteilung hinter Rotor1 bei 85% Drehzahl im angedrosselten Zustand (PG)

9.3. Verteilung der Turbulenzintensitäten (TU) in der Zuströmung vor Rotor 1 mit und ohne Einlaufstörung

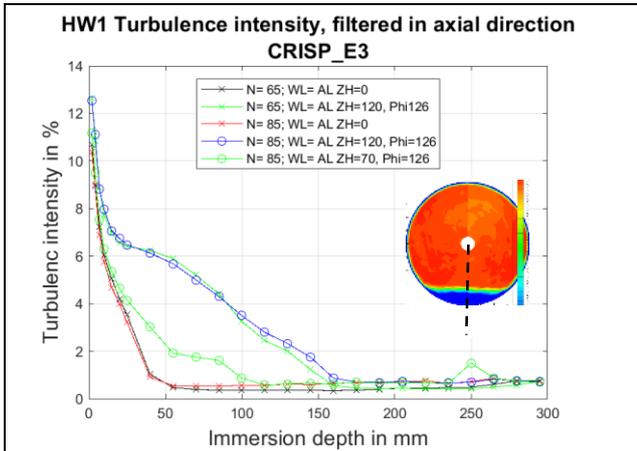


BILD 30: Turbulenzintensität in axialer Richtung über der Eintauchtiefe

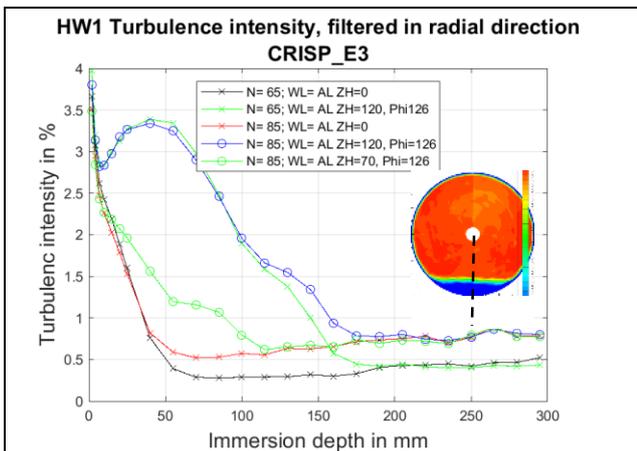


BILD 31: Turbulenzintensität in radialer Richtung über der Eintauchtiefe

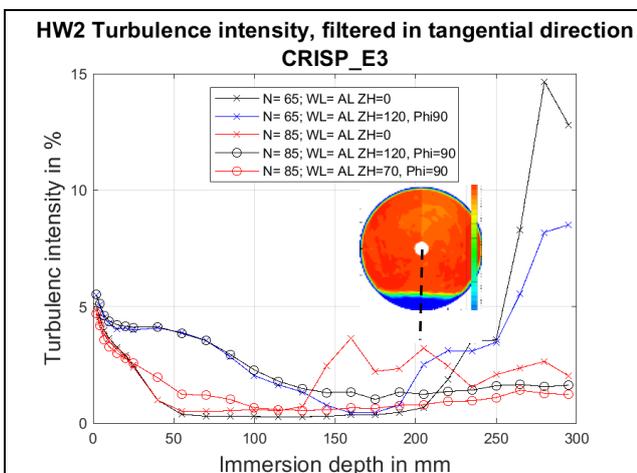


BILD 32: Turbulenzintensität in tangentialer Richtung über der Eintauchtiefe

9.4. Verteilung der integralen turbulenten Längenskala (TLS) in der Zuströmung vor Rotor 1 mit und ohne Einlaufstörung

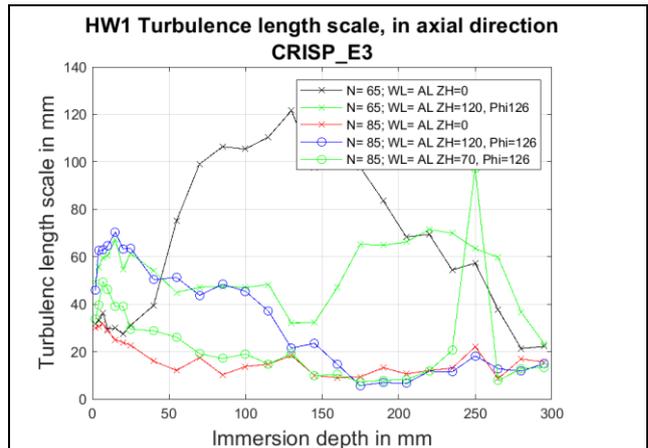


BILD 33: Turbulentes Längenmaß in axialer Richtung über der Eintauchtiefe

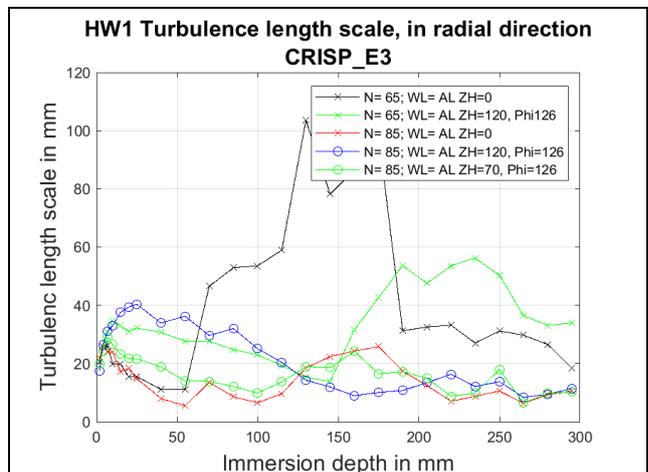


BILD 34: Turbulentes Längenmaß in radialer Richtung über der Eintauchtiefe

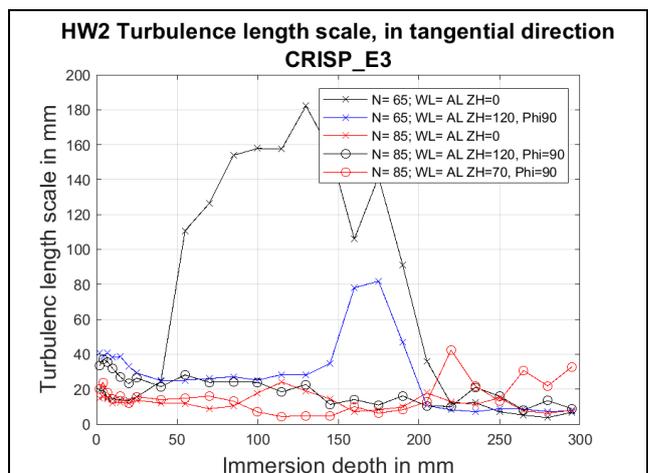


BILD 35: Turbulentes Längenmaß in tangentialer Richtung über der Eintauchtiefe

9.5. Verteilung der Turbulente Kinetische Energie (TKE) in der Zuströmung vor Rotor 1 mit und ohne Einlaufstörung

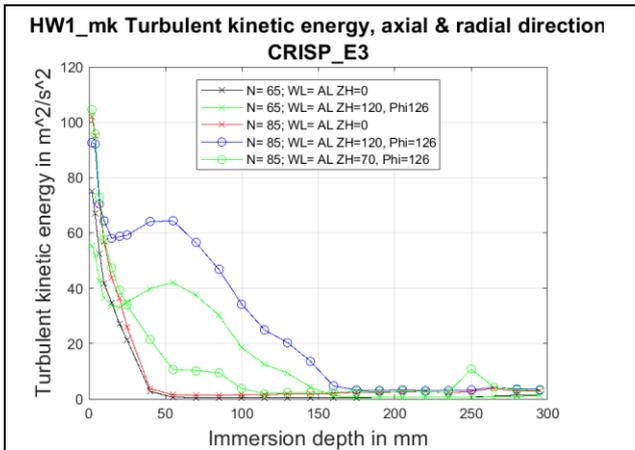


BILD 36: Turbulente Kinetische Energie (TKE) über der Eintauchtiefe

9.6. Schallfeldanalyse im Einlauf

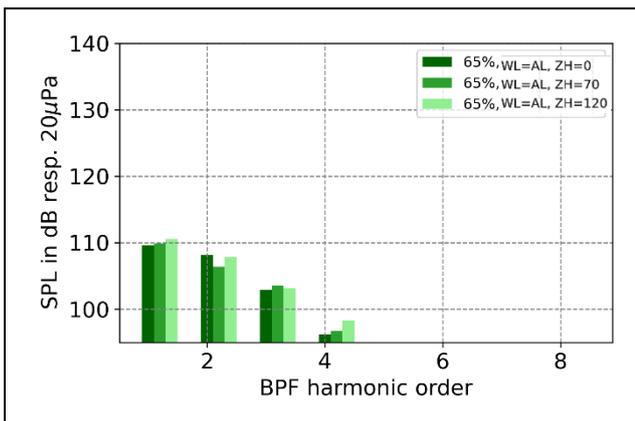


BILD 37: Pegel der Rotor2-Schaufeltöne $h_2 BPF_2$ am Betriebspunkt N=65% auf der Arbeitslinie (AL) und mit variablem Störzaun.