

Project R&D II / Studienprojekt II

Untersuchung von rotierenden strömungsakustischen Effekten bei Axialventilatoren

Cédric Schnieringer
Matrikelnummer 806901
Mechanical Engineering

Betreuender Professor

Prof. Dr.-Ing. Frank Kameier
Institute of Sound and Vibration Engineering (ISAVE)
Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Münsterstraße 156
40476 Düsseldorf
frank.kameier@hs-duesseldorf.de

Düsseldorf, den 31.03.2025

Abkürzungsverzeichnis

BFF	Blattfolgefrequenz
DES	Detached Eddy Simulation
DMS	Dehnungsmessstreifen
RA	Rotierendes Abreißen
RI	Rotierende Instabilitäten
SST	Shear Stress Transport

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

A	[N m ⁻²]	Wechseldruck Amplitude
D	[m]	Lafraddurchmesser
f	[s ⁻¹]	Frequenz
k	[-]	Index Frequenzlinie
M	[N m]	Moment
N	[-]	Blockgröße
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
P	[W]	Leistung
p	[N m ⁻²]	Druck
T	[s]	Blocklänge
t	[s]	Zeit
\dot{V}	[m ³ s ⁻¹]	Volumenstrom
z	[-]	Schaufelzahl

Griechische Symbole

α	[-]	Modenzahl
Δ	[-]	Auflösung / Differenz
λ	[°]	Anstellwinkel
ρ	[kg m ⁻³]	Dichte
φ	[rad]	Umfangskoordinate
ϕ	[-]	Lieferzahl
ψ	[-]	Druckzahl
Ω	[rad s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit
ω	[rad s ⁻¹]	Kreisfrequenz

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
2 Rotierende Geräuschquellen	2
3 Auswertung vorliegender Messdaten	5
4 CFD-Simulation des Demonstrators nach Haukap	10
5 Zusammenfassung und Handlungsempfehlungen	17
Quellenverzeichnis	18

1 Einleitung

Axialventilatoren fördern Luft mit hohen Volumenströmen bei geringerer Druckerhöhung im Vergleich zu Radialventilatoren. Sie kommen in verschiedenen Größen zum Einsatz, z.B. bei der Belüftung in Gebäuden, der Kühlung von Motoren oder kleine Ventilatoren zur Kühlung in Elektrogeräten. Möglichst leises und breitbandiges Rauschen sollte das Ziel bei einer akustischen Auslegung sein. Schmalbandige oder tonale Komponenten werden oftmals als störend empfunden.

In dieser Studienarbeit sollen bisherige Erkenntnisse für rotierende strömungsakustische Phänomene an axialen Strömungsmaschinen nachvollzogen werden. Zu diesem Zweck werden in MATLAB vorliegende Messdaten eines Demonstrators mit geraden Schaufeln ausgewertet, die von C. Haukap im Rahmen seiner Dissertation im Jahre 2006 durchgeführt wurden. Auf Grundlage dieser Messdaten werden vergleichbare CFD-Simulationen mit der Software ANSYS CFX durchgeführt.

Es soll beantwortet werden, ob die damals gemessenen schmalbandigen Effekte durch Spaltgeräusche über eine Frequenzanalyse unter Berücksichtigung des rotierenden Bezugssystems, Verwendung von einem Moving Mesh und von ANSYS Monitor Points abgebildet werden können. Schließlich werden Handlungsempfehlungen für nachfolgende Simulationen formuliert.

Mit gezielten Designänderungen z.B. im Blattspitzenbereich können die unerwünschten rotierenden instationären Effekte möglicherweise vermieden und die Geräuschabstrahlung bei Axialventilatoren verbessert werden. Das Verständnis der physikalischen Entstehung ist jedoch die Voraussetzung und es ist bis heute nicht möglich, diese Phänomene genau vorherzusagen.

2 Rotierende Geräuschquellen

Drehklang tritt schmalbandig (diskret) im Frequenzspektrum auf. Bei Strömungsmaschinen führen je Umdrehung z Schaufeln zu periodischen Kräften und folglich zu Druckstörungen in das umgebende Fluid vgl. [1]. Dies führt zu der Blattfolgefrequenz (BFF)

$$f_{BFF} = z \cdot \frac{n}{60} \quad (2-1)$$

und dessen Harmonische. Drehklang ist also proportional zur Drehzahl und zur Schaufelzahl. Die höchste Schallabstrahlung durch Drehklang lässt sich wegen der Rotor-Stator-Wechselwirkung im Bereich der Blattspitze vermuten. [2]

Zur mathematischen Beschreibung des Drehklangs eignet sich die Fourier-Analyse einer Abfolge von Verteilungen oder idealisiert von endlichen Impulsen. Besitzen diese Kraftimpulse bedeutend unterschiedliche Höhen, z.B. durch einzelne beschädigte Schaufeln, treten im Frequenzspektrum Zwischenharmonische auf. Bei der Betrachtung aus einem mitrotierenden System ist die Laufschaufelkraft bei gleichmäßiger Anströmung stationär. [1]; [2], S.50 f.

Neben dem Drehklang existieren bei Strömungsmaschinen rotierende Phänomene, die relativ zum rotierenden Bezugssystem drehen. Darunter fallen rotierendes Abreißen (RA) (en. „rotating stall“) und rotierende Instabilitäten (RI).

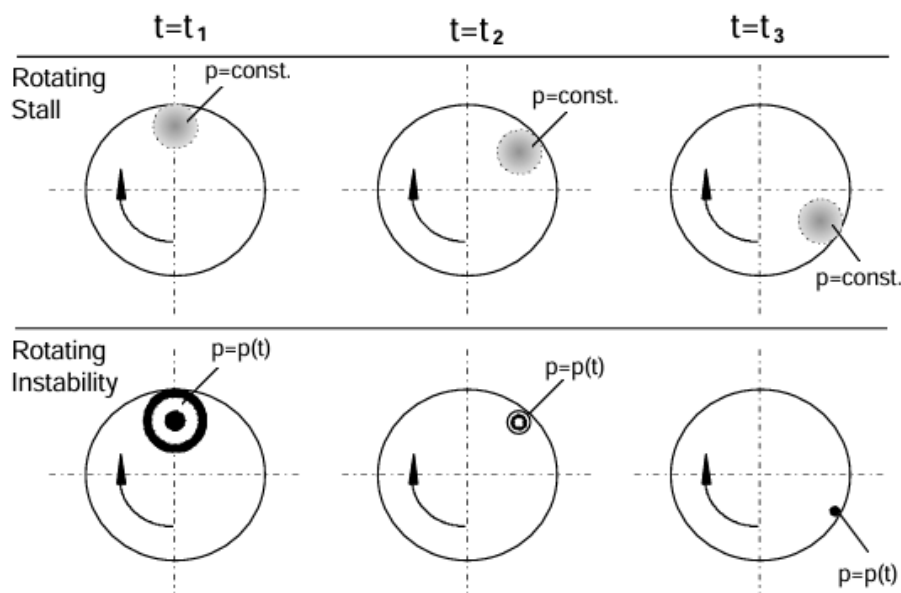


Abbildung 2-1: Schematische Vorstellung von relativ zum Laufrad rotierenden Druckfeldern [3]

Der Unterschied zwischen beiden Modellen ist, dass RI zeitlich abhängig oder instationär sind, also das rotierende Druckfeld eine Quellfrequenz besitzt. Eine RI kann demnach als ein mitrotierender Lautsprecher angesehen werden, der relativ zum Laufrad rotiert

Rotierendes Abreißen (RA)	Rotierende Instabilitäten (RI)
<p>Bei geringen Volumenströmen „Stall cell“ rotiert in die gleiche Richtung wie der Rotor, aber mit einer langsameren Geschwindigkeit Länge der Schaufeln spielt eine Rolle [4]</p> <p>Instabiler Kennlinienbereich Unabhängig von der Anzahl der Rotorschaukeln Bei 40 – 60 % der Rotorfrequenz [= Drehzahl] Strömungsablösung Stochastischer Charakter, turbulent Zeitlich konstant [5]</p> <p>Zunächst löst die Strömung in einem Schaufelkanal ab und verblockt die Durchströmung. Durch die Verblockung wird die Strömung zum Nachbarkanal hingelenkt. Kanal entgegen der Drehrichtung wird ungünstig angeströmt. Mögliche Stabilisierung in Drehrichtung. Manchmal bilden sich eine oder mehrere Ablösezellen aus. [6]</p>	<p>Bei höheren Volumenströmen als RA Weit vor dem Erreichen der Stabilitätsgrenze Bei großem Spalt zwischen Rotor und Gehäuse Tiefdruckgebiet, dass sich von der Saugseite einer Schaufel zur Druckseite der anderen überträgt Rotieren bei etwa der Hälfte der Umfangs-Geschwindigkeit [4]</p> <p>Stabiler Kennlinienbereich Abhängig von der Anzahl der Rotorschaukeln Bereich ca. 50% der BFF Strömungsablösung Diskreter Charakter, periodisch, Summen- und Differenzenfrequenzen Zeitabhängig (mitrotierender Lautsprecher) [5]</p> <p>Interaktion der Modenordnungen oder Wellenlängen in Umfangsrichtung mit den Schaufeln könnten zu verstärkten Spaltgeräuschen führen Existieren nur bei Rückströmbedingungen im Kopfspalt Können Schaufelschwingungen induzieren [7]</p>

Tabelle 1: Zusammenfassung einiger Merkmale von RA und RI

Akustik-Messungen eines rotierenden Lautsprechers aus einem ortsfesten Absolutsystem haben gezeigt, dass im Frequenzspektrum Summen- und Differenzenfrequenzen mit Seitenlinien in Abständen der Drehfrequenz auftreten. Es handelt sich um eine Superposition verschiedener Moden. [8]

Im Gegensatz hierzu erklärte Haukap die Seitenlinien mit Modulationseffekten. Ferner wird aus den damaligen Messergebnissen geschlossen, dass „(...) der rotierende Instabilitätseffekt nicht eine Vielzahl dominierender Modenordnungen α anregt, sondern in Abhängigkeit der physikalischen Bedingungen immer nur eine Modenordnung.“ [5], S.43f.

Experimente mit rotierenden Lautsprechern wurden auch im rotierenden Bezugssystem durchgeführt. Im rotierenden Bezugssystem verschwinden die Summen- und Differenzenfrequenzen nicht. [2], S.64f.

RI konnten an Axialventilatoren im rotierenden Bezugssystem mit Kulite Miniaturdruckaufnehmer, an der Schaufel mit Dehnungsmessstreifen (DMS), sowie mittels Wanddruckmessungen im ortsfesten Bezugssystem an der Gehäuseinnenseite nachgewiesen werden. ([5], S.19f.), [9].

Ein rotierendes Druckfeld kann über eine Fourier Zerlegung beschreiben werden:

$$p(\varphi^R, t) = \sum_{\alpha=-\infty}^{\infty} A_{\alpha} \cos(\alpha \cdot \varphi^R - \omega^R t) \quad (2-2)$$

$$p(\varphi^F, t) = \sum_{\alpha=-\infty}^{\infty} A_{\alpha} \cos(\alpha \varphi^F - \omega^F t) \quad (2-3)$$

mit $\varphi^R = \varphi^F - \Omega t$ und $\omega^F = \omega^R + \alpha \Omega$

φ^F = Umfangskoordinate im Absolutsystem

φ^R = Umfangskoordinate im Relativsystem

ω^F = Rotationsfrequenz der Schallquelle, gemessen im Absolutsystem

ω^R = Rotationsfrequenz der Schallquelle, gemessen im Relativsystem

Ω = Winkelgeschwindigkeit des Relativsystems

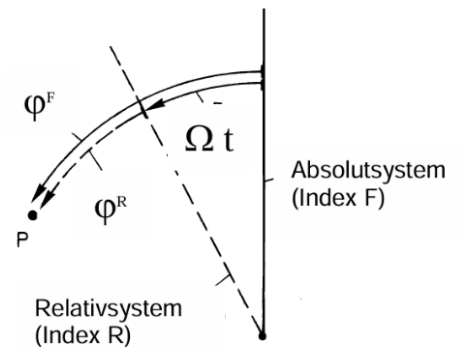


Abbildung 2-2: Festlegung der Koordinatenachsen [2], S.67

[2], S. 67f.

Um festzustellen, ob eine Schallquelle langsamer oder schneller als das Bezugssystem dreht, sind zwei unterschiedliche Messstellen erforderlich, die mit dem rotierenden Bezugssystem R drehen. Aus [9], S.93 folgt für einen Axialverdichter, dass RI langsamer rotieren als der Rotor.

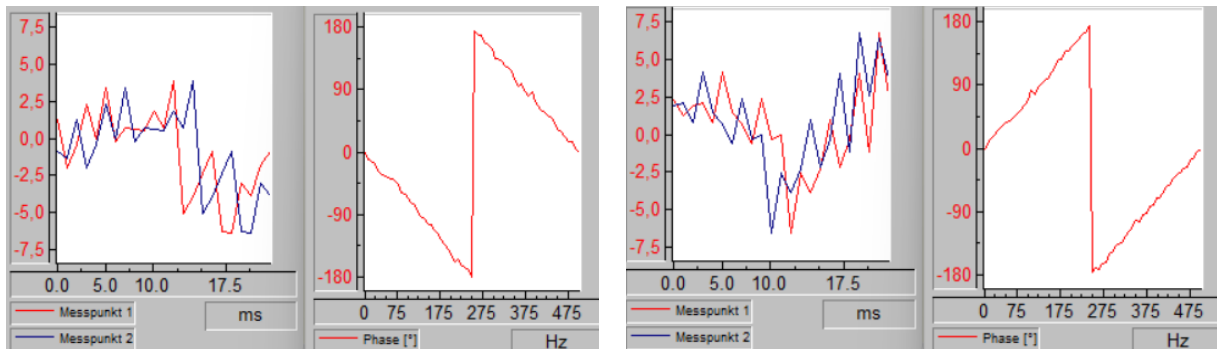


Abbildung 2-3: DASyLab Simulation mit einem verrauschten Sinus: Rotierende Quelle dreht relativ zum rotierenden System. Zeitsignale und Phasenspektren aus der Kreuzkorrelation.

In Drehrichtung werden die Messpunkte 1 und 2 betrachtet, die zusammen mit dem System R rotieren. Ist die Steigung des Phasenverlaufs positiv (rechtes Bild), kommt das Signal verspätet am Messpunkt 1 an. Die rotierende Schallquelle dreht dann schneller als das rotierende System. (FK: das ist so nicht richtig, da man in jedem Bezugssystem die Phasen- oder Zeitdifferenzen ermittelt – die Zeitdifferenz zwischen den Messstellen muss dann größer sein als die Zeitdifferenz zweier benachbarter Schaufeln, dann rotiert das „Ablösephänomen“ langsamer als der Rotor.)

Bei aktuelleren Arbeiten, z.B. Van Rennings [10], oder Brandstetter, Stapelfeld [11] konnte keine Quellfrequenz gezeigt werden. Ferner werden insbesondere bei transienten Messungen (Drehzahlhochlauf, Drosselvorgänge) Frequenzsprünge an nicht vorhersehbaren Stellen aus den Auswertungen im nächsten Abschnitt sichtbar. Es ist daher auch an stationären Betriebspunkten nicht möglich genau vorherzusagen, welche Frequenz durch RI hauptsächlich angeregt wird.

3 Auswertung vorliegender Daten

Haukap führte bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen Anstellwinkel und Spaltweiten stationäre, sowie zeitabhängige Messungen durch. Vorliegende .wav-Dateien werden in MATLAB ausgewertet. Auf Grundlage der damaligen Messergebnisse werden Anforderungen an CFD-Simulationen formuliert. Der Kalibrierfaktor wurde bei allen der hier gezeigten Daten beliebig gewählt. Es sind keine Aussagen über absolute Amplitudenwerte möglich. Die durch den zunächst unbekanntem Effekt hauptsächlich angeregte Frequenz wird im Folgenden als „RI-Frequenz“ bezeichnet.

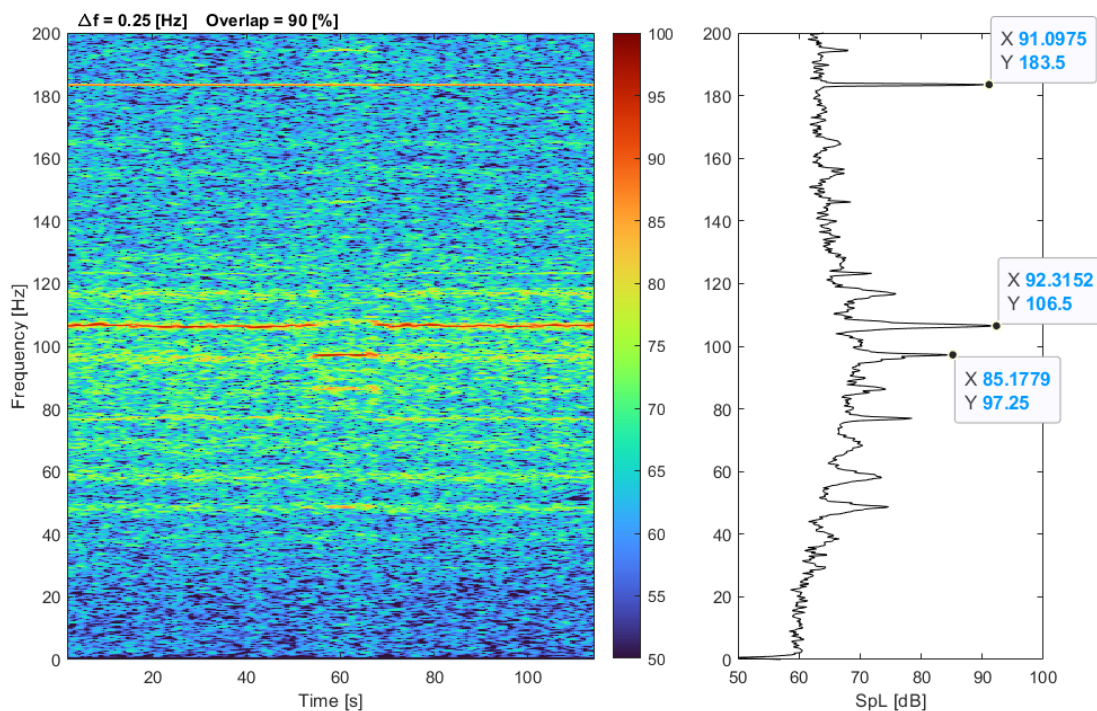


Abbildung 3-1: Auswertung der stationären Messung (Mikrofon) bei $n = 1000$ [1/min]

Die Blattfolgefrequenz liegt bei 183 Hz, die RI-Frequenz bei 107 Hz. Zwischen 50 s und 70 s springt die RI-Frequenz in die nächst-tiefere Seitenlinie. Dies könnte an einem schwankenden Volumenstrom während der Messung liegen.

Bei der Darstellung einer Hochfahrt im Campbell Diagramm werden Maximalwerte entlang der Blattfolgefrequenz in einem Intervall von $\pm 2\Delta f$ gesucht und die Frequenzlinie k , an der die maximale Amplitude vorliegt, wird für jeden Zeitschritt gespeichert.

Werden N Werte im Zeitsignal innerhalb einer zeitlichen Blocklänge zusammengefasst, besteht ein einseitiges Frequenzspektrum nach dem Abtasttheorem [12], S.42 aus $N/2$ diskreten Frequenzen f_k . Im Falle der BFF gilt

$$k_{BFF} = \frac{f_{BFF}}{\Delta f}. \quad (3-1)$$

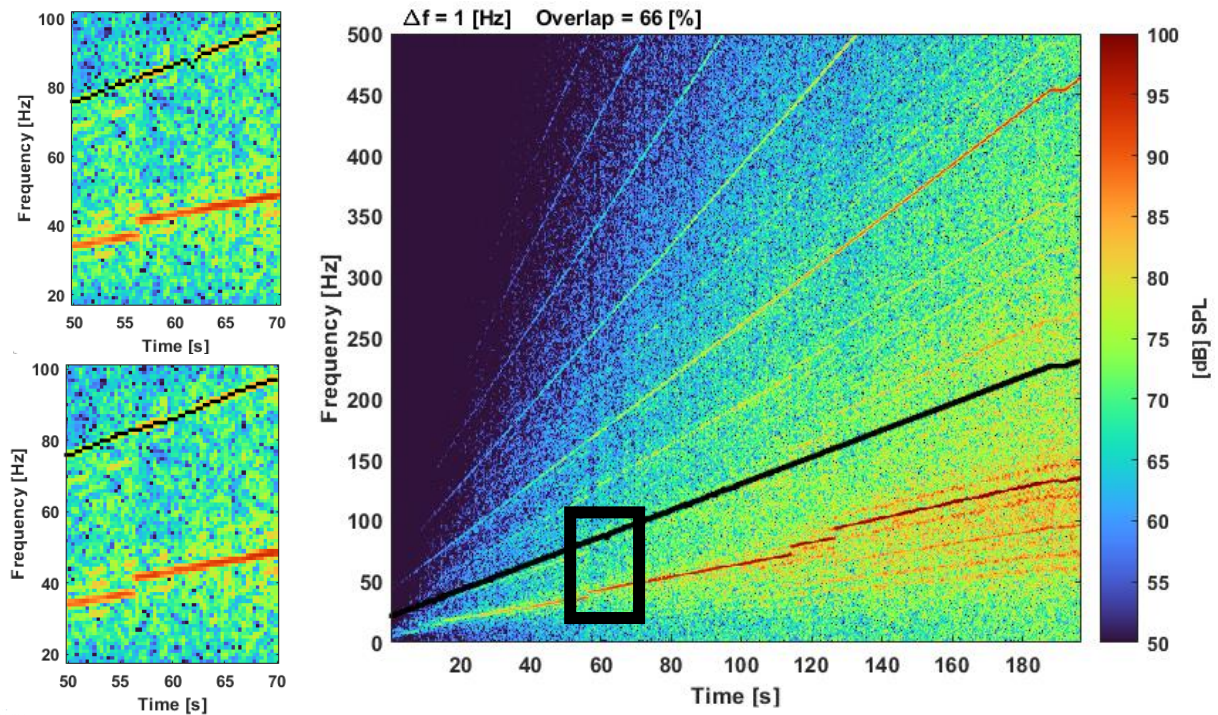


Abbildung 3-2: 3D-Spektrogramm und graphische Bestimmung der Blattfolgefrequenz

Frequenzlinien maximaler Amplitude werden entlang der 11. Ordnung gespeichert. Bei 62 s sind Unschärfen bei der Bestimmung der maximalen Amplitude zu erkennen. Glättungsfiler führen hier zu keiner merklichen Verbesserung im Campbell Diagramm.

Wird die Zeitachse zu einer Drehzahlachse komprimiert müssen alle 2D-Spektren mit gleicher Frequenzlinienzahl k_{BFF} quadratisch (energetisch) gemittelt werden. Nach der Mittelung besitzt jedes 2D-Spektrum einen anderen Wert für k_{BFF} , der sich in eine Drehzahl umrechnen lässt.

Das resultierende Campbell Diagramm *Abbildung 3-3* erfüllt bewusst nicht Parsevals Theorem. Der Gesamtpegel entspricht nicht dem quadratischen Mittelwert der Rohdaten. Hierzu müsste statt des energetischen Mittelwerts der Summenpegel verwendet werden. Dies ist hier nicht erwünscht, da ansonsten einzelne 2D-Spektren bei einem schwankenden Drehzahlanstieg hervorgehoben werden würden.

Unschärfen wie in *Abbildung 3-2* werden teilweise durch die Mittelung verringert. Die gespeicherten Frequenzlinien werden zusätzlich mit einem Glättungsfiler [13] versehen. Die Genauigkeit verschlechtert sich im Vergleich zum Spektrogramm, da sich bei einer begrenzten Zeit- und Frequenzauflösung die tatsächliche Drehzahl nicht zweifelsfrei aus den originalen Daten ableiten lässt.

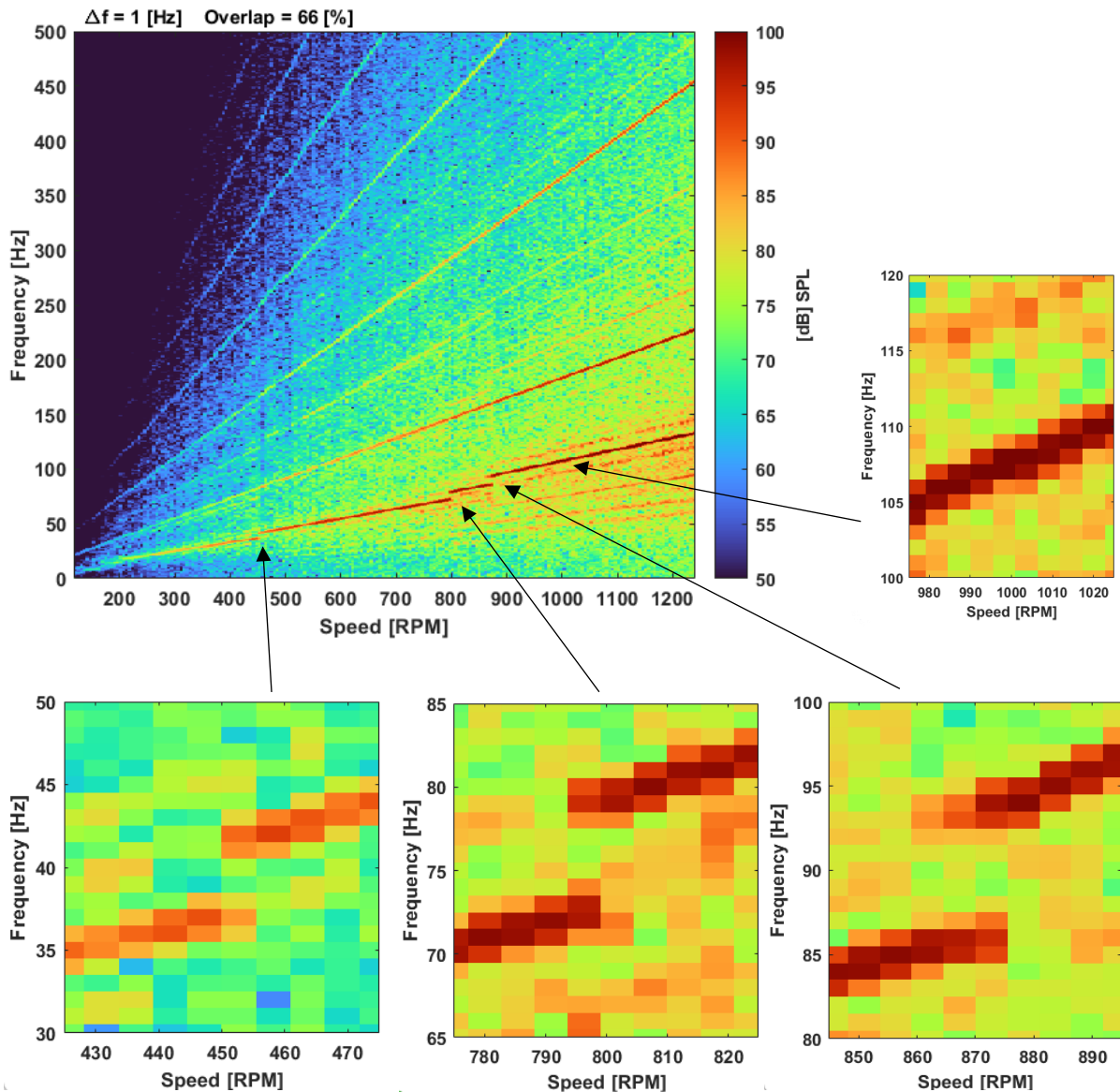


Abbildung 3-3: Campbell Diagramm

Die RI-Frequenz ω^F ist abschnittsweise proportional zur Drehzahl und springt an nicht vorhersehbaren Punkten in die nächste Seitenlinie. Die Sprungweite entspricht der Drehfrequenz $\omega^F / (2\pi \cdot z)$ vgl. [2], S.66. Ergebnis stimmt mit stationären Daten bei 1000 1/min (Abb 3-1) überein.

Eine höhere Drehzahl bedeutet bei konstantem Volumenstrom, dass der Betriebspunkt in Richtung des instabilen Kennlinienbereichs rückt.

Bei der Bestimmung von Campbell Diagrammen für Drosselvorgänge muss die Zeitachse in eine ϕ -Achse umgerechnet werden. Der Volumenstrom lässt sich nicht graphisch aus einem Spektrogramm bestimmen und müsste in Abhängigkeit der Zeit gemessen werden. Aus den Auswertungen von Haukap folgt, dass die RI-Frequenz in Abhängigkeit des Volumenstroms springt. [5], S.45f.

Als Letztes werden mittels DMS im rotierenden Bezugssystem aufgenommene Schaufelkräfte ausgewertet. Von dem aus Formel (2-2) und (2-3) bekannten Zusammenhang

$$\alpha = \frac{\omega^F - \omega^R}{\Omega} \quad (3-2)$$

folgt bei $n = 1000$ 1/min eine mit negativem Vorzeichen interpretierte Frequenz $f^R = -110.25$ [Hz], da RI langsamer drehen als der Rotor, und somit eine Modenzahl von

$$\alpha = \frac{106.5 \text{ [Hz]} + 110.25 \text{ [Hz]}}{16.75 \text{ [Hz]}} = 12.94 .$$

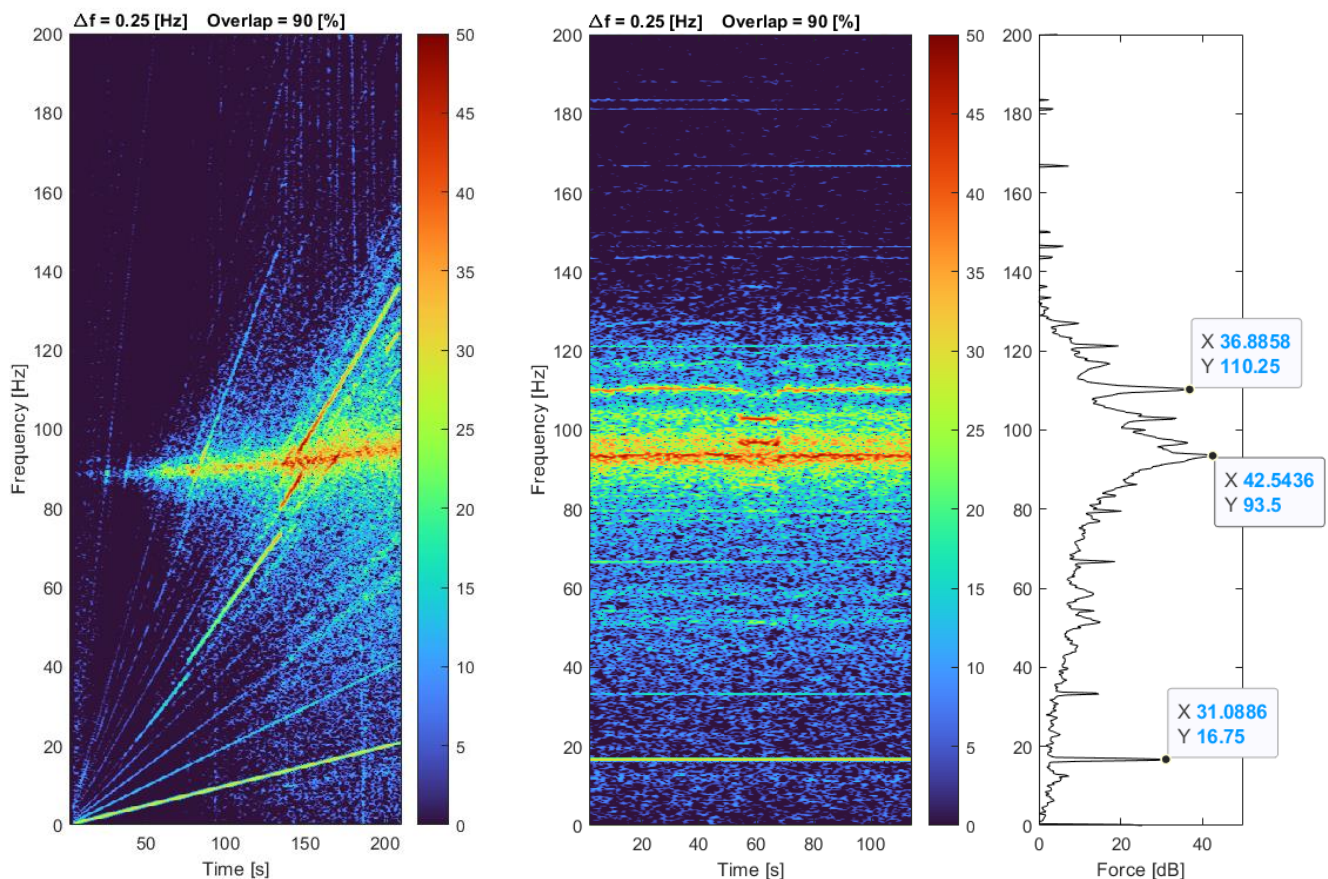


Abbildung 3-4: Spektrogramme bei DMS-Messung im rotierenden Bezugssystem. Drehzahlhochlauf (links), stationäre Messung bei 1000 1/min (rechts)

Stationäre Messung: RI-Frequenz bei 110.25 Hz, gleiche Betriebsbedingungen wie in Abb. 3-1. Drehfrequenz bei 16.75 Hz. Hochlauf-Messung: Schwach ansteigender Peak bei etwa 90 Hz wird als Eigenfrequenz eines Rotorblatts vermutet.

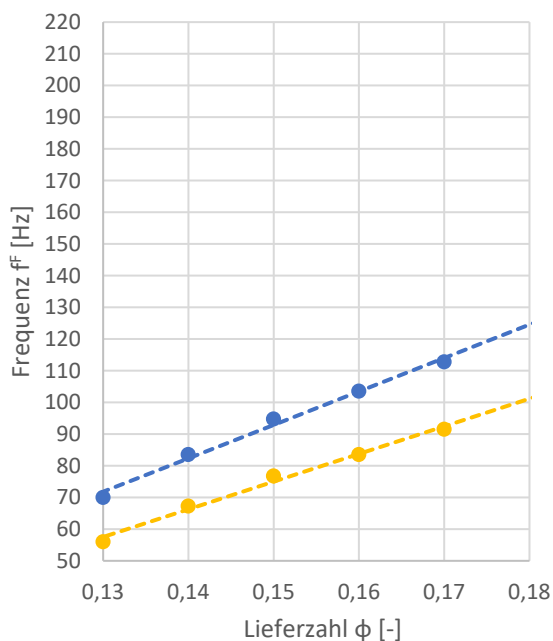
Aus den vorliegenden Informationen folgt, dass alle hier gezeigten Auswirkungen sich auf einen Anstellwinkel von $\lambda = 40^\circ$ beziehen. Der Volumenstrom kann anhand des Campbell-Diagramms für den kontinuierlichen Drosselvorgang auf $\phi \approx 0.17$ nur abgeschätzt werden, da eine Übertragung auf stationäre Betriebspunkte nicht zweifelsfrei möglich ist. [5] S.76; S.127.

Damalige Messungen von Drosselkennlinien zeigten einen für Axialventilatoren untypischen Verlauf bei $\lambda = 40^\circ$. Bessere Ergebnisse konnten bei $\lambda = 60^\circ$ erzielt werden [5] S.33. Nachfolgende CFD-Simulationen sollten somit für $\lambda = 60^\circ$ getestet werden, auch weil mehr Daten über stationäre Betriebspunkte vorliegen.

$\lambda=60^\circ$	n = 800 [1/min]			n = 1000 [1/min]			
	ϕ [-]	f^F [Hz]	f^R [Hz]	α [-]	f^F [Hz]	f^R [Hz]	α [-]
	0,10	40,5	52,8	7	51,0	65,5	7
	0,11	45,8	60,8	8	56,5	76,8	8
	0,12	51,5	68,5	9	63,8	86,3	9
	0,13	56,0	77,3	10	70,0	96,8	10
	0,14	67,3	92,8	12	83,5	116,5	12
	0,15	76,8	109,8	14	94,8	138,5	14
	0,16	83,5	129,8	16	103,5	166,3	16
	0,17	91,5	148,5	18	112,8	187,0	17

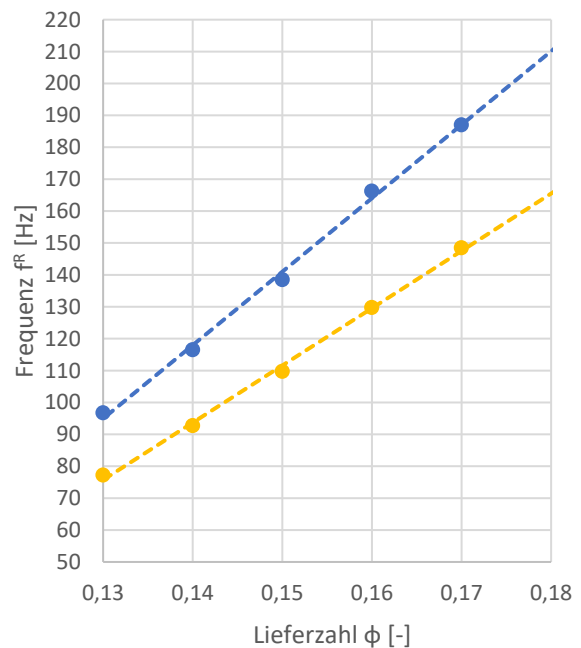
Tabelle 2: RI-Frequenzen und Modenzahlen bei $\lambda=60^\circ$ gemäß [5] S.125

Modenzahl bei $n=1000$ 1/min und $\phi=0.17$ sollte gemäß Formel 3-2 den Wert $\alpha=18$ haben.



● n=1000 1/min - - - n=1000 1/min
● n=800 1/min - - - n=800 1/min

Abbildung 3-6a: RI-Frequenzen im ortsfesten Bezugssystem bei $\lambda=60^\circ$. Gemessene Datenpunkte $\phi=0.13\dots0.17$.



● n=1000 1/min - - - n=1000 1/min
● n=800 1/min - - - n=800 1/min

Abbildung 3-6b: RI-Frequenzen im rotierenden Bezugssystem bei $\lambda=60^\circ$. Gemessene Datenpunkte $\phi=0.13\dots0.17$.

Im rotierenden Bezugssystem bei $\phi = 0.18$ lässt sich $f^R \approx 210$ Hz linear extrapolieren.

4 CFD-Simulation des Demonstrators nach Haukap

Es werden die Ergebnisse einer durchgeführten Simulation bei $\lambda=60^\circ$, $n=1000$ 1/min und $\phi=0.18$ gezeigt. Die Schaufeln sind mit einer axialen Länge von 0.05 m doppelt so lang wie die des originalen Demonstrators. Wegen eines vermuteten Interpolationsfehlers bei der Bestimmung der Koordinaten des Schaufelprofils entsteht eine leichte Krümmung, die als vernachlässigbar klein angenommen wird. Zur Vereinfachung wird der Nabendurchmesser von 0.32 m in der gesamten Ein- und Auslaufdomäne von jeweils 1 m Länge fortgesetzt.

Turbulenz wurde über ein DES-Modell aufgelöst. Zur Initialisierung wird stationär mit einem SST-Modell vorgerechnet. Diese Vorrechnung wird nach 320 Iterationen abgebrochen, wobei Residuenverläufe nur geringfügige Änderungen ($<10^{-4}$) bei weiteren Iterationen zeigen. Es wurde der in ANSYS voreingestellte Zeit-Skalierungsfaktor von 1.0 verwendet. [14],[15]

Bei der transienten Simulation wurde eine adaptive Zeitschrittweite mit einem Mindestzeitschritt von 0.1 ms verwendet. Bei einer Drehzahl von 1000 1/min benötigt eine vollständige Umdrehung 60 ms. Für jeden Zeitschritt berechnet ANSYS maximal 30 Iterationen, bei einem eingestellten Konvergenzkriterium von 0.001 (Effektivwert). Bei der vorliegenden Netzgröße von 1305920 Elementen benötigt eine vollständige Umdrehung bei der verwendeten Workstation etwa 4 Tage Rechenzeit.

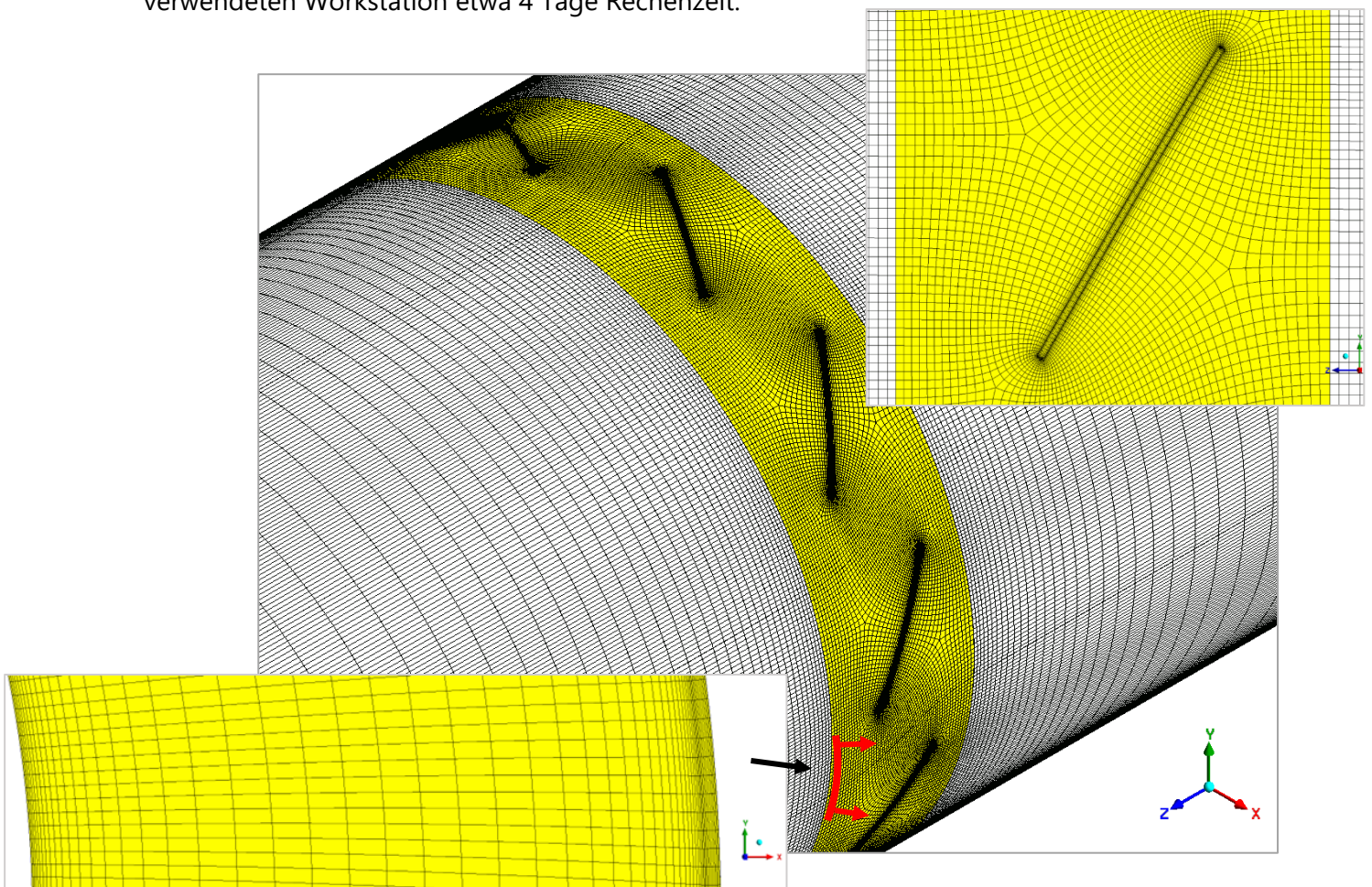


Abbildung 4-1: Strukturiertes O-H-Netz mit Inflation Layers zur Auflösung der Grenzschichten.
Danke an Tobias Pohlmann für die Hilfe bei der Erstellung dieses Netzes.

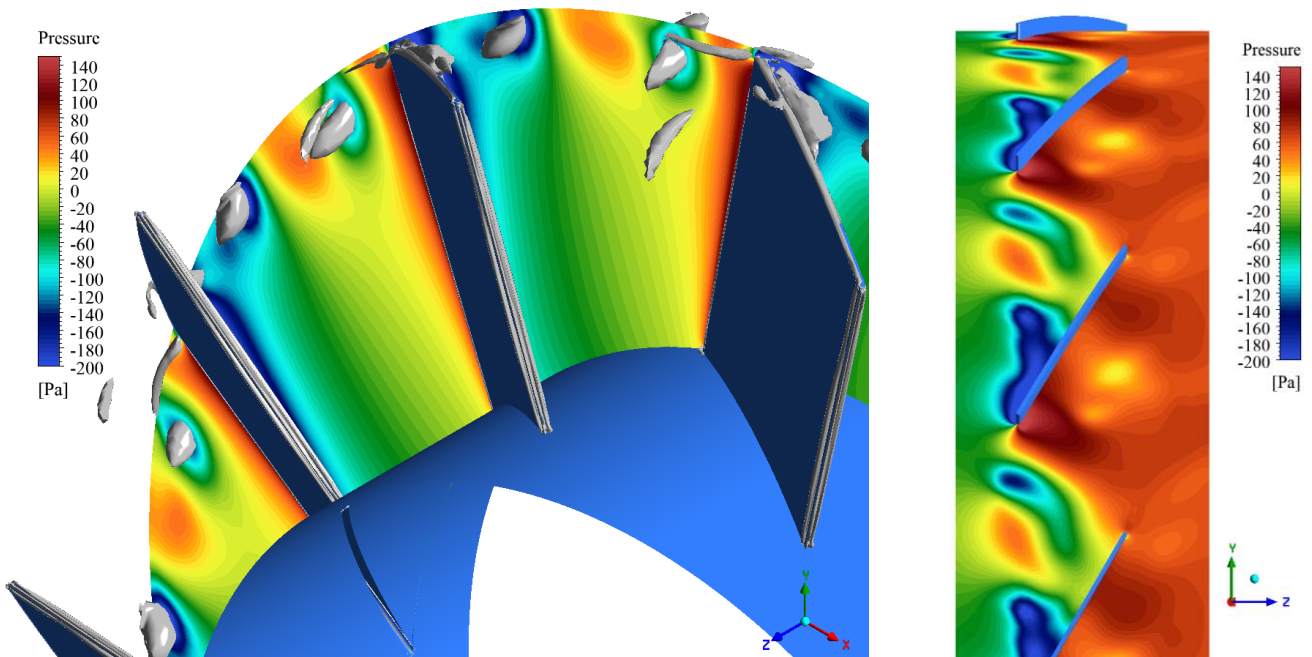


Abbildung 4-2: Statischer Druckverlauf am Eintritt und Wirbelvisualisierung mittels λ_2 -Kriterium. Statischer Druckverlauf in Umfangsrichtung – Auswertung am Ende der zweiten Umdrehung (transienter Zeitschritt 1135).

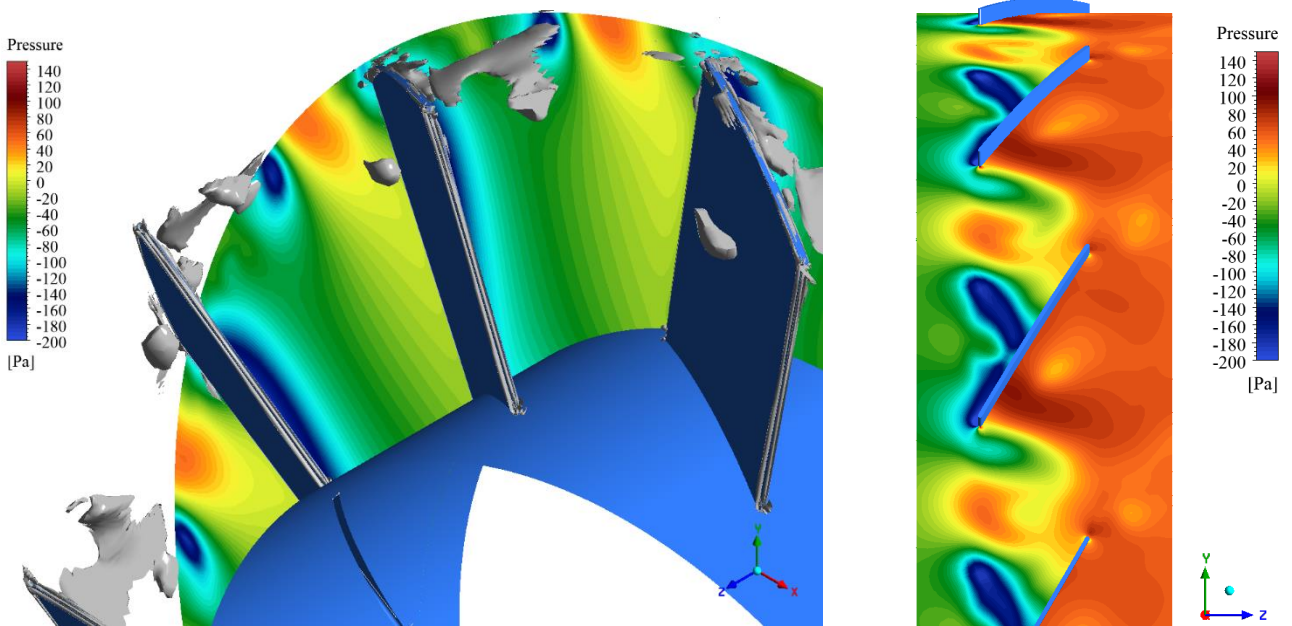


Abbildung 4-3: Statischer Druckverlauf am Eintritt und Wirbelvisualisierung mittels λ_2 -Kriterium. Statischer Druckverlauf in Umfangsrichtung – Auswertung in der dritten Umdrehung (transienter Zeitschritt 1630).

Wirbel im Blattspitzenbereich lösen an der Vorderkante ab und bewegen sich zur nächsten Schaufelpassage. Periodische Tiefdruckgebiete bewegen sich in Drehrichtung, aber langsamer als das Laufrad. Wirbelkriterien sind bedingt aussagekräftig, da die visualisierten Strukturen im weiteren Berechnungsverlauf ihre Größe ändern und chaotischer werden. Die rotierenden Tiefdruckgebiete bleiben jedoch weiterhin bestehen.

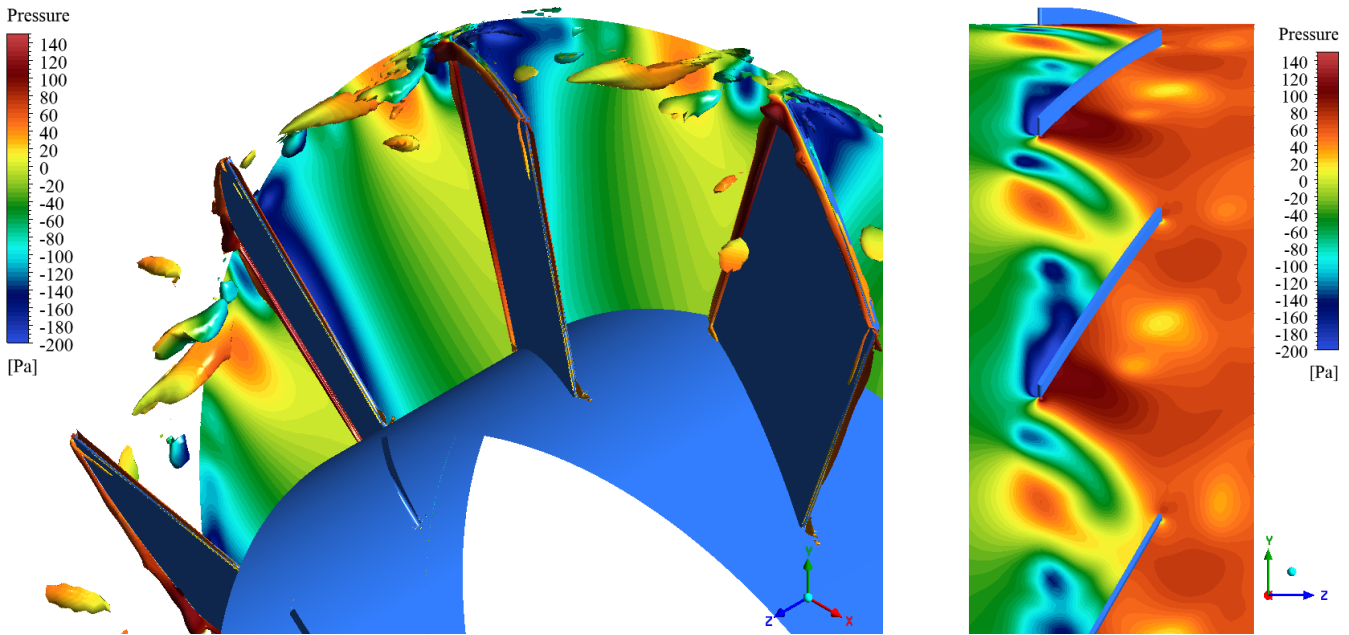


Abbildung 4-4: Statischer Druckverlauf am Eintritt, am visualisierten Wirbel und in Umfangsrichtung. Auswertung in der vierten Umdrehung (transienter Zeitschritt 2105).

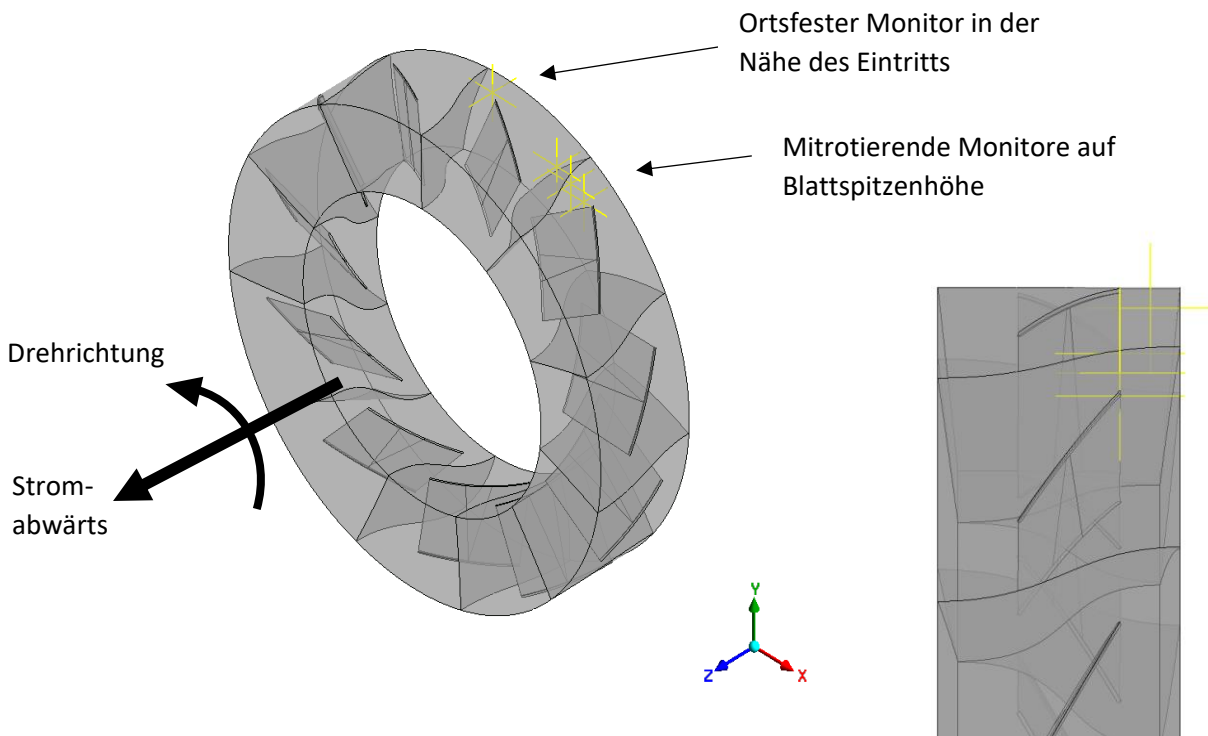


Abbildung 4-5: Monitore in der rotierenden Domäne auf der Höhe des abgelösten Wirbels

Als Konsequenz aus Abbildungen 4-2 bis 4-4 wurden „Monitor Points“ definiert, um den statischen Druck als Zeitdaten aufzunehmen. Der ortsfeste Monitor befindet sich in der Nähe der Eintrittsfläche, die mitrotierenden Monitore in Blattspitzennähe.

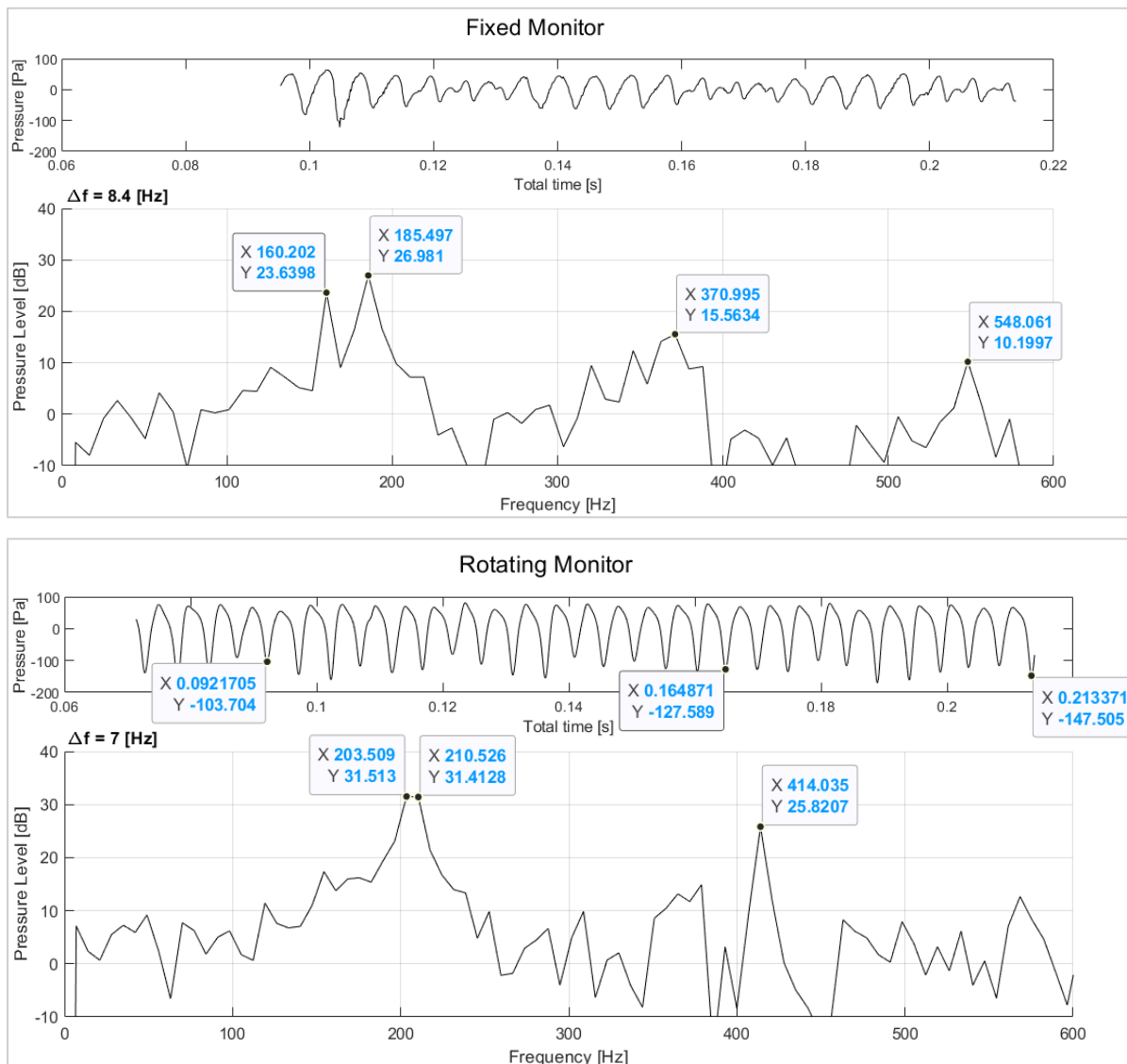


Abbildung 4-6: Statische Druckverläufe an den Monitor-Points (1 Pa Referenzwert für dB)

Am Ortsfesten Monitor lässt sich die BFF (theoretisch 183 Hz) mit ihren Harmonischen erkennen. Für weitere Aussagen muss über einen längeren Zeitraum ausgewertet werden. Am rotierenden Monitor folgt aus 10 oder 25 Wellenlängen im Zeitbereich eine Frequenz von 206 Hz. Das stimmt mit der in Abb. 3-6b bei $\phi=0.18$ extrapolierten RI-Frequenz von 210 Hz gut überein.

Abschließend werden die Drosselkennlinie und der Bestpunkt anhand eines vereinfachten Netzes einer einzelnen Passage mittels stationärer Simulationen und einem SST-Modell abgeschätzt. Dimensionsbehaftete Volumenströme lassen sich mittels

$$\dot{V} = \frac{D^3 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot \phi}{4} \quad (4-1)$$

aus den gegebenen Informationen umrechnen. Multiplikation mit $\rho_{Luft} = 1.2 \text{ kg/m}^3$ liefert den Massenstrom, welche die Randbedingung am Auslass darstellt. Der Laufraddurchmesser D beträgt 0,496 m. Die Drosselkennlinien werden mit dimensionslosen Druckzahlen dargestellt. [16] S.343 f.

Der Optimalpunkt wird über den maximalen Wirkungsgrad bestimmt. Der Wirkungsgrad einer Arbeitsmaschine ist die umgesetzte strömungsmechanische Leistung $P_{Strömung}$ bezogen auf die mechanische Wellenleistung P_{mech} . Bei M handelt es sich um die Summe aller Einzelschaufelmomente.

$$P_{Strömung} = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (4-2)$$

$$P_{mech} = M \cdot \Omega \quad (4-3)$$

[16] S.168; S.221f.

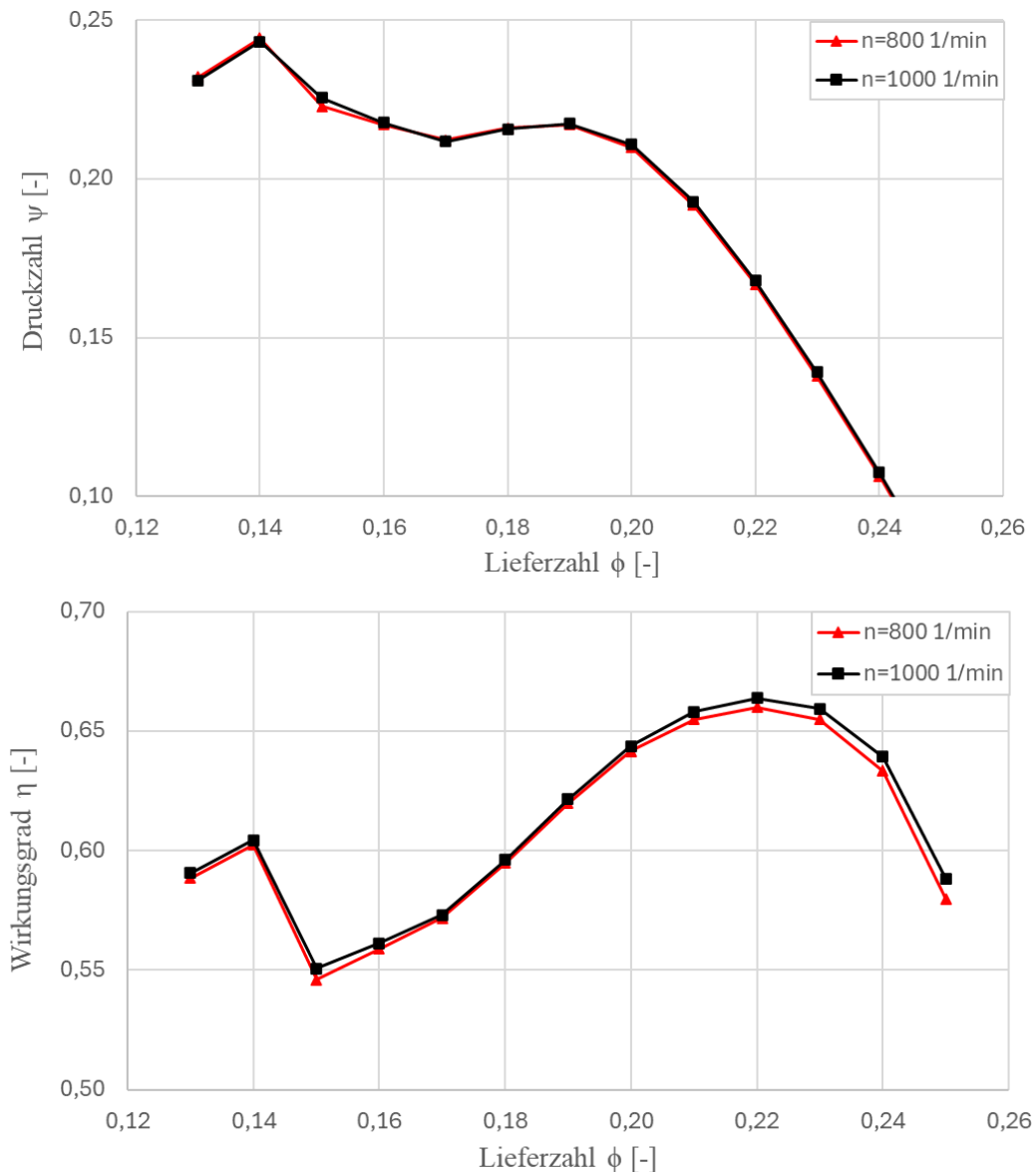


Abbildung 4-7: Drosselkennlinien und Wirkungsgradverläufe

Der Optimalpunkt liegt bei $\phi=0,22$. Bei $\phi=0,18$ wird laut Simulation der Ventilator nahe der Stabilitätsgrenze aber bereits im instabilen Kennlinienbereich betrieben. Dies ist in guter Übereinstimmung zu den Beschreibungen von Haukap [5] S.84. Die Werte der Drosselkennlinie stimmen nicht mit den damaligen Messwerten überein [5], S.33.

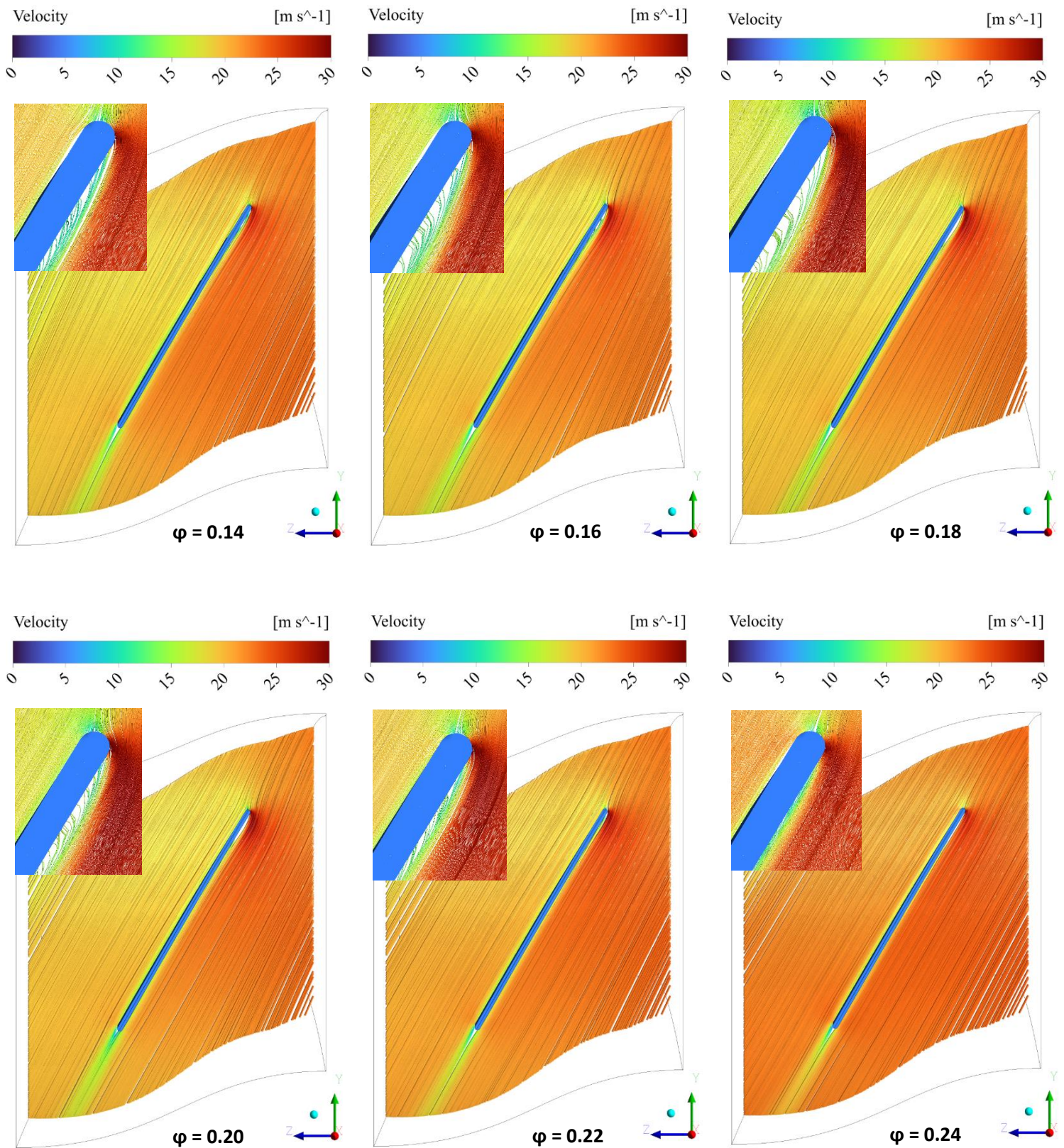


Abbildung 4-8: Relativgeschwindigkeiten bei $n=1000$ 1/min und $\phi=0.14$ bis $\phi=0.24$ im Mittelschnitt

Zu erkennen sind Verdrängung durch die Schaufeldicke, bei $\phi \leq 0.22$ eine zunehmende Fehlanströmung an der Vorderkante, und ein zunehmendes Ablösegebiet auf der Saugseite. Bei $\phi = 0.24$ ist eine beginnende Ablösung auf der Druckseite zu erkennen.

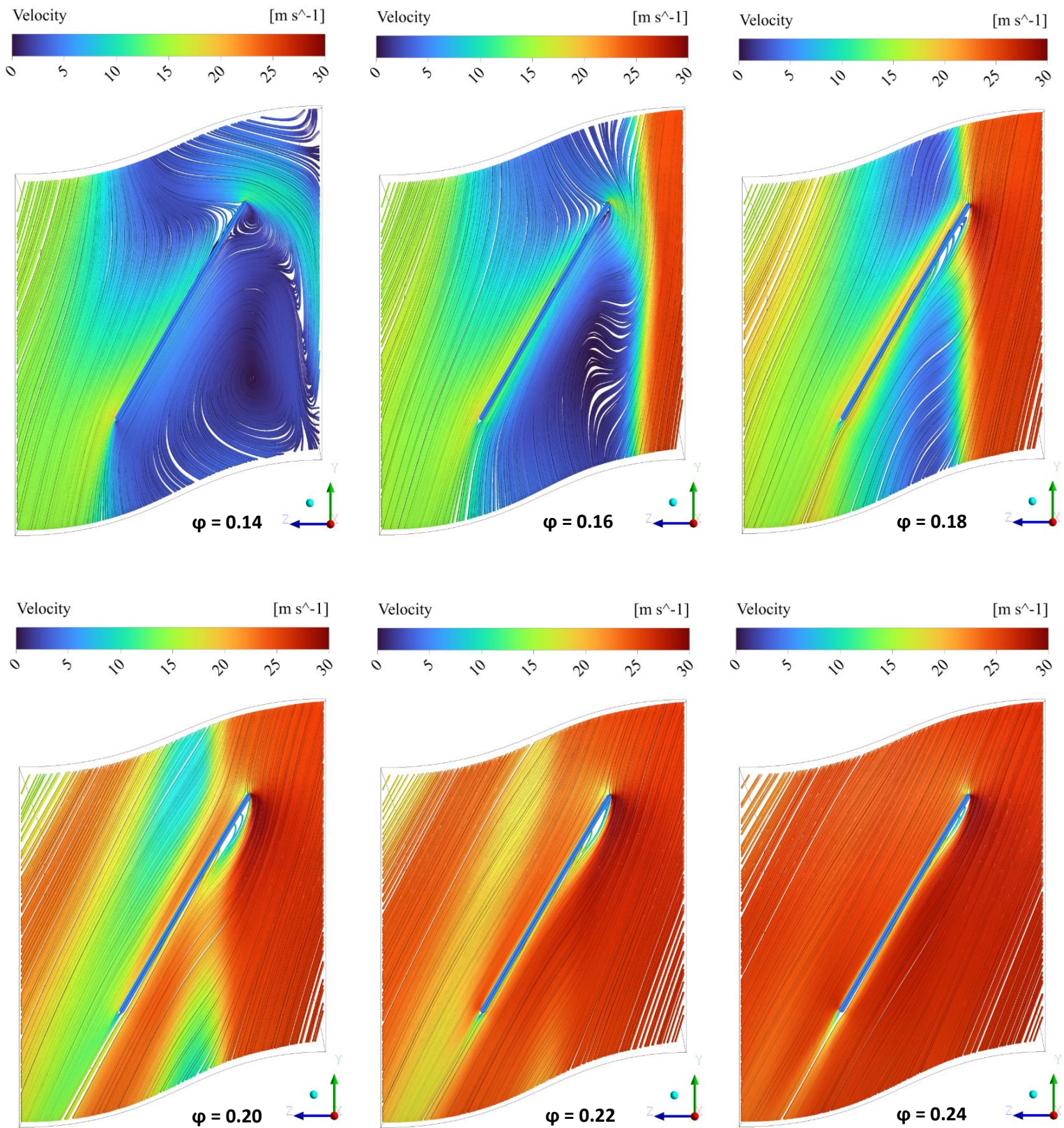


Abbildung 4-9: Relativgeschwindigkeiten bei $n=1000$ 1/min und $\phi=0.14$ bis $\phi=0.24$ im 90% Schnitt

Im Blattspitzenbereich tritt an der Saugseite Ablösung auch am Optimalpunkt $\phi = 0.22$ auf. Wirbelbildung nimmt bei geringeren Volumenströmen zu und könnte mit einer gewundenen Schaufel mit kleiner werdendem Winkel bezüglich der Umfangsrichtung in Blattspitzennähe verringert werden.

5 Zusammenfassung und Handlungsempfehlungen

Es wurde gezeigt, wie sich relativ zum Laufrad bewegende rotierende Phänomene anhand von ausgewerteten Messdaten erkennen lassen. Die hierdurch hauptsächlich angeregte Frequenz springt in Abhängigkeit des Betriebspunkts und lässt sich nicht genau vorhersagen.

Die Ergebnisse der CFD-Simulationen zeigten sich relativ zum Laufrad drehende Tiefdruckgebiete, die mit abgelösten Wirbel im Blattspitzenbereich in Verbindung stehen könnten. Die durch die Bewegung des Tiefdruckgebiets entstehende Druckschwankung liegt in guter Übereinstimmung mit den vorliegenden Frequenzdaten.

Diese Arbeit hat gezeigt, dass die CFD-Methodik und das verwendete Turbulenzmodell in der Lage sind, die von Haukap an einem Demonstrator mit geraden Schaufeln gemessenen instationären rotierenden Effekte wiederzugeben. Eine möglichst genaue Nachbildung dieser vergleichsweise einfachen Versuchsanordnung wird als der erste Schritt angesehen, um die physikalischen Ursachen besser zu verstehen.

Für nachfolgende CFD-Simulationen sollte zunächst folgendermaßen vorgegangen werden:

- Validierung des CFD-Modells an stationären Betriebspunkten zwischen $\phi = 0.13 \dots 0.18$ bei $n = 800$ 1/min und $n = 1000$ 1/min für einen Staffelungswinkel bei $\lambda = 60^\circ$
- Aufsuchen einer Quellfrequenz des rotierenden Druckfelds z.B. mit einer hohem Anzahl an ANSYS Monitor Points in Umfangsrichtung
- Transiente Simulation von Drosselkennlinien und Abgleich mit vorhandenen Daten
- Numerische Validierung für einen Punkt, z.B. mittels Netzstudie, Änderung der Zeitschrittweite und der Turbulenz-Parameter / Turbulenzmodell.
- Untersuchung von Frequenzsprüngen in engen Drehzahl- oder Massenstrom-Intervallen. Warum und wann springen RI-Frequenzen?

Erst im weiteren Verlauf sollte die Geometrie geändert werden, beispielsweise durch Variation des Anstellwinkels, Änderung der Schaufelzahl oder durch Änderung der Kopfspaltweite. Es könnten Simulationen mit einem NACA-Profil gemäß [9] durchgeführt werden. Sekundärströmungsgebiete in Blattspitzennähe könnten mit gewundenen Schaufeln und Designänderungen im Blattspitzenbereich verringert werden. Der Einfluss auf die Schallabstrahlung sollte gleichzeitig über numerische Akustik z.B. mittels ANSYS Fluent untersucht werden.

Quellenverzeichnis

- [1] Ghiladi, Abolhassan: Drehklangentstehung in axialen Turbomaschinen und -ausbreitung in angeschlossenen Rohrleitungen. Technische Hochschule Aachen, 1981.
- [2] Kameier, Frank; Reinartz, Dieter: Strömungsakustik (Strömungstechnik & Akustik). Fachhochschule Düsseldorf, 2001.
- [3] M. Baumgartner, F. Kameier, J. Hourmouziadis: Non-Engine Order Blade Vibration in a High Pressure Compressor. ISABE - Twelfth International Symposium on Airbreathing Engines, Melbourne, Australia, September 10-15, 1995
- [4] I. J. Day: Stall, Surge, 75 Years of research. Journal of Turbomachinery Jan 2016
- [5] C. Haukap: *Zur Korrelation von Schaufelschwingungen und rotierenden Strömungsphänomenen in Axialverdichter*. Technische Universität München, 2006
- [6] Kameier, Frank: Strömungsmaschinen. Fachhochschule Düsseldorf, 1999/2010.
- [7] Kameier, F; Neise, W: Rotating Blade Flow Instability as a Source of Noise in Axial Turbomachines. Journal of Sound and Vibration 203: 1997
- [8] Heo, Yong-Ho; Ih, Jeoung-Guon; Bodén, Hans: Identification of a Rotating Sound Source in a Duct with High Spatial Resolution. EAA-NAG-ABAV, ISSN 2226-5147, 2015.
<https://www.conforg.fr/euronoise2015/proceedings/data/articles/000345.pdf>
- [9] Kameier, Frank: Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms. Technische Universität Berlin, 1994.
- [10] Van Rennings, Ruben: Numerical simulation and modelling of sound generated by rotating instabilities in an annular compressor cascade. Technische Universität Berlin, 2015.
- [11] Christoph Brandstetter, Sina Stapelfeldt. Analysis of a Linear Model for Non-Synchronous Vibrations Near Stall. International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power, 2021, 6 (3), pp.26. 10.3390/ijtpp6030026. hal-03521760v3. Link: https://hal.science/hal-03521760v3/file/AM_brandstetter2021analysis_ijtpp-1301560-done_logo.pdf
- [12] Hoffmann, Jörg (Hrsg.): Taschenbuch der Messtechnik. 7., aktualisierte Auflage. München, Hanser: 2015
- [13] MATLAB Hilfe-Center: Savitzky Golay filtering. Mathworks, 2025
<https://www.mathworks.com/help/signal/ref/sgolayfilt.html>.
- [14] CFX modelling guide: The Detached Eddy Simulation (DES). 2025 - ANSYS, Inc. Link: https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=////////Views/Secured/corp/v242/en/cfx_mod/i1303200.html?q=detached%20eddy
- [15] CFX modelling guide: Steady-state Time Scale Control. 2025 - ANSYS, Inc. Link: https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=////////Views/Secured/corp/v242/en/cfx_mod/i1313401.html
- [16] H. Schade, E. Kunz, F. Kameier, C. O. Paschereit: *Strömungslehre, 5. Auflage*. Berlin, DeGruyter: 2021.