

Diss. ETH No. 18587

Experimental Research into Resonant Vibration of Centrifugal Compressor Blades

A dissertation submitted to the

SWISS FEDERAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY
(ETH ZÜRICH)

for the degree of

DOCTOR OF SCIENCES

presented by

ALBERT KAMMERER

Dipl.-Ing., Technical University of Braunschweig, Germany
born 7. October 1976
citizen of the Federal Republic of Germany

accepted on the recommendation of

Prof. Dr. Reza S. Abhari
Prof. Dr. Edoardo Mazza
Dr. Beat Ribi

2009

Abstract

The objective of this work was to study resonant vibration of high-speed centrifugal compressor blades. Low order resonant response conditions were created in a test facility in order to experimentally investigate four aspects of blade forced response: (1) inlet flow distortion, (2) unsteady blade excitation, (3) damping and (4) resonant response. These aspects were evaluated for resonance cases of the first two blade modes and a number of inlet distortion cases. The major parameters during the study were the inlet pressure and the mass flow.

Centrifugal compressors play a key role in processes engineering, propulsion and power generation. Due to the increased demands on aerodynamic performance the designs are pushed towards their mechanical limits. This is in particular the case for high cycle fatigue due to blade vibration. Resonant vibration due to forced response manifests during operation where flow disturbances upstream or downstream of the rotor cause unsteady blade excitation. Generally, aerodynamic non-uniformities are created in the flow field by diffuser vanes or mechanical obstacles in the flow field, i.e. struts or pipe bends. In some applications flow injection generates non-uniformities.

Experimental research was conducted in a closed loop test facility driven by a centrifugal compressor. The rotor used in the study featured design and performance criteria typical for turbocharging applications with highly loaded blades and a vaneless diffuser. The flow upstream of the compressor was intentionally disturbed using screens with the number of lobes equivalent to the engine excitation order. The resultant flow field was measured using a fast aerodynamic probe. Pressure sensors and dynamic strain gauges were installed on the blade surface to measure unsteady pressure and strain, respectively. The blade thickness was modified using FEM in order to generate resonant crossing conditions of the first two blade modal frequencies. Modal shapes and frequencies were verified using speckle interferometry and were found to agree very well with the predictions.

Due to intentional inlet flow distortion, the total pressure distribution varied in the range of 1% to 4% of the inlet static pressure depending on the mass flow setting. The distortion amplitude represented a case commonly encountered in applications. A one-dimensional model based on loss generation and mass redistribution was developed. It was shown that this model predicts accurately the mean levels of the distortion properties. Depending on the case, the inlet distortion caused unsteady pressure amplitudes on the blade surfaces of

1.5% of the inlet static pressure. For centrifugal compressors, typical strut installations in the inlet cause dominant EO2 and EO3 harmonics which prevail for all screen cases. The intended engine orders, i.e. EO5 or EO6, were of similar amplitude. Overall, in the course of the analysis it was shown that the relatively complex nature of centrifugal compressor flows results in a strong dependence of the excitation function on the operating point of the compressor.

A novel experimental analysis technique has been successfully developed to measure the energy transfer between the vibrating blade and the fluid. The method is generally applicable to any case of blade vibration and was shown to enable the identification of zones on the blade surface where either excitation or damping takes place during resonance. The phase angle between the blade and the unsteady pressure plays a key role in the energy exchange by determining the direction of energy transfer and by scaling the amplitude. Therefore, mass flow variations during operation affect the phase angle distribution and may cause substantial increase in modal force and therefore response amplitudes.

The dynamic response characteristic of a centrifugal blade during resonance was proved to be very well captured by a single-degree-of-freedom (SDOF) model. Based on the SDOF model damping was experimentally shown to be dominated by contribution from aerodynamic damping whereas material damping is by a factor of ten smaller. For centrifugal compressors aerodynamic damping was found to be linearly dependent on inlet pressure. In the present the researched pressure was ranging from 0.2-0.8bar. For the same range of inlet pressure the maximum vibratory amplitude at resonance increases and becomes asymptotic at approximately 1bar. Material damping becomes relevant at pressure levels around 0.3bar and below. For the first eigenmode blade damping was shown to be constant, i.e. to be independent of the operating line or resonance case. Mistuning was experimentally shown to cause a potentially hazardous increase in response amplitude and must not be neglected during design.

Kurzfassung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung resonanter Schaufelschwingung von Radialkompressoren. Das experimentelle Forschungsvorhaben umfasste eine gezielte Erzeugung erzwungener Schaufelschwingung niedriger Frequenzordnung, um die folgenden vier Aspekte resonanter Schaufelschwingung zu untersuchen: (1) Strömungsstörung im Eintrittsbereich, (2) instationäre Erregung von Schaufelschwingungen, (3) Dämpfung und (4) resonante Schaufelschwingung. Diese Aspekte wurden für die Eigenfrequenzen der ersten zwei Modi und eine Anzahl von Resonanzfällen untersucht.

Radialkompressoren spielen eine Schlüsselrolle in den Bereichen der Verfahrenstechnik, Antriebstechnik und der Energieumwandlung. Aufgrund derer zunehmenden aerodynamischen Belastung, steigen die mechanischen Beanspruchungen und erreichen dadurch die Materialbeanspruchungsgrenzen. Dies ist im Besonderen der Fall für Materialermüdung aufgrund von Wechselbeanspruchung bei resonanter Schwingung. Der Zustand der resonanten Schwingung wird durch Strömungsstörungen entweder im Eintritts- oder im Austrittsbereich der Laufräder verursacht. Diffusorschaukeln am Austritt oder Störkörper sowie Strömungskrümmen im Eintrittsbereich generieren einen ungleichförmigen Strömungszustand und damit eine auf die Schaufeln wirkende instationäre Druckverteilung.

Die experimentellen Untersuchungen wurden in einem Radialkompressorteststand mit geschlossenem Kreislauf durchgeführt. Das dabei eingesetzte Laufrad kennzeichnet sich durch eine hohe aerodynamische Belastung aus und schliesst an einen schaufellosen Diffusor an. Die Kompressorkonfiguration stellt eine für Turboaufladung typische Auslegung dar. Die Strömung am Laufradeintritt wurde mit segmentierten Gittern gezielt gestört. Die Anzahl der dabei eingesetzten Segmente entsprach der zu erregenden Ordnungszahl. Die Eintrittsströmung wurde mit einer aerodynamischen Sonde vermessen. Auf den Schaufeloberflächen angebrachte Drucksensoren und Dehnungsmessstreifen dienten zur Erfassung der instationären Drücke und Schaufelschwingungsdehnungen. Die Schaufeldicken wurden unter Einsatz von FEM derart angepasst, dass resonante Schwingungszustände der ersten zwei Schaufelschwingemodi mit den tiefen Erregungsordnungen möglich wurden. Die Modalformen und deren Frequenzen wurden experimentell unter Einsatz von Speckle Interferometry verifiziert und als sehr gut mit den numerischen Werten übereinstimmend gefunden.

Aufgrund der gezielten Strömungsstörung am Laufradeintritt, stellte sich ein Totaldruckprofil in Umfangsrichtung ein. Abhängig vom Massenstrom betrug die Profilamplitude 1%

bis 4% vom statischen Eintrittsdruck und stellte damit ein für reale Anwendungen realistisches Fall dar. Zur Bestimmung der Störungsamplitude wurde ein Model entwickelt, welches die Verluste und die Verblockungseffekte beim Durchströmen von porösen Gittern quantifiziert. Experimentelle Untersuchungen haben bestätigt, dass mit diesem Model die mittleren Störungsamplituden sehr gut bestimmt werden konnten und sich das Model damit zur Auslegung eignet. In Abhängigkeit vom untersuchten Fall, verursachten die Eintrittsstörung instationäre Druckamplituden von 1.5% vom statischen Eintrittsdruck. Unabhängig vom eingesetzten Störungsgitter wurde die Druckverteilung auf den Schaukeloberflächen von der zweiten und der dritten Erregungsharmonischen dominiert. Die gemessenen Amplituden der beabsichtigten Erregungsordnungen EO5 sowie EO6 waren vergleichbar. Allumfassend wurde gezeigt, dass die relativ komplexe Strömung innerhalb des Laufrades zu einer starken Abhängigkeit der Erregungsfunktion mit dem Betriebspunkt der Maschine führte.

Eine neue experimentelle Methode wurde erfolgreich angewandt, um den Energieaustausch zwischen der schwingenden Schaufel und der instationären Strömung zu quantifizieren. Die Methode kann für jeden möglichen Fall von Schaufelschwingung angewendet werden und ermöglicht es Bereiche auf der Schaufeloberfläche zu identifizieren, die entweder durch aerodynamische Dämpfung oder Erregung gekennzeichnet sind. Der Phasenwinkel der Druckverteilung spielt dabei eine Schlüsselrolle indem dieser die Richtung des Energieaustausches bestimmt und ebenso den Effekt der Erregungsamplitude skaliert. Aus diesem Grund können Änderungen des Betriebspunktes zu massiven Schwingungsamplituden führen, die darauf zurückzuführen sind, dass die damit einhergehende Änderung der Phasewinkelverteilung einen Anstieg der Modalkraft verursacht.

Im Verlauf dieser Arbeit wurde gezeigt, dass das dynamische Verhalten von Radialschaufeln während resonanter Schwingung durch ein Masse-Dämpfer-System mit einem Freiheitsgrad sehr gut abgebildet werden kann. Basierend auf diesem Ansatz wurde die Schaufeldämpfung gemessen, wobei sich ergeben hat, dass die aerodynamische Dämpfung die gesamte Dämpfung dominiert. Materialdämpfung ist um den Faktor zehn kleiner als die aerodynamische Dämpfung. Diese ist linear abhängig vom Eintrittsdruck, der in den untersuchten Fällen im Bereich von 0.2-0.8bar variiert wurde. Für diesen Druckbereich steigt die resonante Schwingungsamplitude an und wird asymptotisch für einen Eintrittsdruck von 1bar. Materialdämpfung kann bei Eintrittsdrücken von unter 0.3bar für Schwingungsamplitude als relevant betrachtet werden. Weiterhin hat sich herausgestellt, dass die Schaufeldämpfung für die erste Schwingungsform als vom Betriebspunkt und Resonanzfall unabhängig angenommen werden konnte. Der Einfluss von Mistuning führt zum markanten Anstieg der Schwingungsamplituden einzelner Schaufeln und muss damit während der mechanischen Laufradauslegung berücksichtigt werden.