

Robustheitsanalyse und Optimierung von Kompressorschaukeln

Philipp Hecker und Roland Mücke
Alstom Power, Baden / Schweiz

Inhalt

Inhalt	1
1. Einleitung	1
2. Mathematische Grundlagen	2
2.1. Probabilistik	2
2.2. Numerische Optimierung	3
3. Robuste Entwurfsanalyse einer Kompressorschaukel	5
3.1 Kompressorschaukelentwurfsprozess	5
3.2.2 Spannungsverteilung	7
3.2.3 Eigenfrequenzen	9
4. Ausblick numerische Optimierung	11
4.1. Optimierungsstrategie	11
4.2. Parametrisierung der Schaukelgeometrie	12
5. Zusammenfassung	13
Referenzen	14

1. Einleitung

In den letzten Jahren wurden *probabilistische* Auslegungsmethoden in verschiedenen Gebieten des Maschinenbaus erfolgreich eingesetzt. Auch aus der Entwicklung großer stationärer Gasturbinen – ein Gebiet, das sich aufgrund geringer Stückzahlen und großer Inspektionsintervalle zunächst wenig für den Einsatz probabilistischer Methoden eignet [1] – werden zunehmend Beispiele mit anwendungsrelevantem Hintergrund beschrieben [2-4]. In dem hier vorliegenden Beitrag werden probabilistische Verfahren für die *Robustheitsanalyse* kritischer Bauteile eingesetzt. Dieser Aspekt der Anwendung wird anhand eines einfachen Beispiels aus der Kompressorschaukelentwicklung erläutert.

Neben probabilistischen Verfahren erhalten auch Methoden der *numerischen Optimierung* [5] eine immer größere Bedeutung in verschiedenen Bereichen des Maschinenbaus. Obwohl auch die Anwendung numerischer Optimierungsverfahren nicht unproblematisch und an gewisse Voraussetzungen gebunden ist [6, 7], lassen sich doch hervorragende Beispiele für eine effiziente sowie kostengünstige Anwendung numerischer Optimierungsmethoden im Turbinenbau finden [8]. Insbesondere soll darauf hingewiesen werden, dass sowohl probabilistische als auch Optimierungsverfahren auf einer geeigneten Parametrisierung des Simulationsmodells beruhen und dass somit eine gewisse Synergie zwischen beiden Methoden besteht.

Im Rahmen des vorliegenden Beitrags wird daher zunächst kurz auf die Geometrie-Parametrisierung der untersuchten Schaukel im Rahmen des Kompressorauslegungsprozesses eingegangen. Es werden dann probabilistische Methoden verwendet, um die Robustheit der Kompressorschaukel gegenüber Geometrievariationen in der Schaukeleinhängung zu analysieren. Schließlich wird ein Ausblick auf die Anwendung numerischer Optimierungsalgorithmen im Rahmen des Schaukelauslegungsprozesses gegeben.

2. Mathematische Grundlagen

2.1. Probabilistik

Ausgangspunkt sowohl jeder probabilistischen Untersuchung als auch jeder Optimierungsmethodik ist ein *deterministisches parametrisiertes* Strukturmodell, das einen Entwurfsraum $\Omega = \Omega(\mathbf{d})$ auf einen Ergebnisraum $U = U(\mathbf{u})$ abbildet. Insbesondere lässt sich damit jedem Satz von Entwurfparametern $\mathbf{d} \in R^d$ ein Satz von Ergebnisgrößen $\mathbf{u} \in R^u$ eindeutig zuordnen. Die im allgemeinen nichtlineare Abbildung $\Omega \rightarrow U$ kann in den meisten Fällen nur näherungsweise mit numerischen Verfahren – insbesondere mit **Finite Element (FE)** Methoden – nur punktweise ermittelt werden.

Belastungen und Einspannbedingungen sowie Materialeigenschaften und geometrische Größen unterliegen in realen Bauteilen aber einer gewissen Streuung. Während diese bei deterministischen strukturmechanischen Simulationen nicht berücksichtigt werden und lediglich eine „Musterantwort“ der Struktur $\mathbf{d}_0 \rightarrow \mathbf{u}_0$ ermittelt wird, können mit probabilistischen Entwurfsmethoden auch Streuungen einzelner Entwurfparameter in die Strukturanalyse einbezogen werden. Dabei werden einzelne Entwurfparameter durch stochastische Variablen x_i ersetzt, wobei die Gesamtheit der Realisierungen r der stochastischen Variablen, $\{x_i^{(r)}\}$, eine vorgegebene Verteilungsdichtefunktion $f_i(x_i)$ approximiert. Für den Raum der stochastischen Variablen gilt demnach

$$X \subseteq \Omega \text{ mit } X := \left\{ \mathbf{x} \in R^n \mid \left\{ x_i^{(r)} \right\} \rightarrow f_i(x_i^{(r)}); i = 1, 2, \dots, n \right\}. \quad (1)$$

Ausgangspunkt einer probabilistischen Analyse ist eine geeignete Definition eines Fehlerkriteriums. Typische Fehlerkriterien sind das Überschreiten einer zulässigen Spannung oder das Unter- bzw. Überschreiten eines zulässigen Eigenfrequenzbereiches. Das Versagen einer Struktur ist dann mathematisch definiert durch $G(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \leq 0$, wohingegen $G(\mathbf{x}, \mathbf{u}) > 0$ den sicheren Bereich bezeichnet. Die Ausfallwahrscheinlichkeit P_f des Bauteils ergibt sich aus

$$P_f = P[G(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \leq 0] = \int_{G(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \leq 0} f_{\mathbf{x}}(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \quad (2)$$

wobei $f_{\mathbf{x}}(\mathbf{x})$ die multivariante Verteilungsdichtefunktion von \mathbf{x} darstellt. Für *unabhängige* stochastische Variablen ergibt sich diese aus dem Produkt der einzelnen Verteilungsdichtefunktionen, d.h. es gilt $f_{\mathbf{x}}(\mathbf{x}) = f_1(x_1) \cdot f_2(x_2) \cdot \dots \cdot f_n(x_n)$.

Bei praktisch allen ingenieurtechnischen Problemen muss das Mehrfach-Integral (1) aufgrund seiner schwierig zu bestimmenden Integrationsgrenzen numerisch näherungsweise berechnet werden. Dazu bieten sich mehrere Möglichkeiten an: Bei den *direkten Monte-Carlo-Simulationsmethoden* werden jeder stochastischen Variablen n_{sim} Zufallszahlen mit vorgegebenen Verteilungsfunktionen zugewiesen und mit den so generierten Parametersätzen n_{sim} voneinander unabhängige Finite-Element-Simulationen zur Ermittlung der Fehlerfunktion $G(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ durchgeführt, Abbildung 1. Die Versagenswahrscheinlichkeit P_f ergibt sich dann aus

$$P_f = \frac{n_f}{n_{sim}} \quad (3)$$

wobei n_f die Anzahl derjenigen Simulationen wiedergibt, für die $G(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \leq 0$ (d.h. für die das Bauteil versagt).

Eine Alternative zur direkten Monte-Carlo-Simulation ist die Einbeziehung einer *Antwortfläche*, mit der das Bauteilverhalten approximiert wird. Dazu wird meist eine quadratische Funktion der stochastischen Variablen verwendet, wobei die Koeffizienten der Antwortfläche mit *Design of Experiment (DoE)* Methoden ermittelt werden. In einer

anschliessenden Monte-Carlo-Simulation wird, ähnlich wie oben, die Ausfallwahrscheinlichkeit mit Hilfe der Gleichungen (2) und (3) bestimmt, wobei jetzt das Strukturverhalten nicht durch aufwendige Finite-Element-Simulationen sondern durch die zuvor ermittelte Antwortfläche approximiert wird.

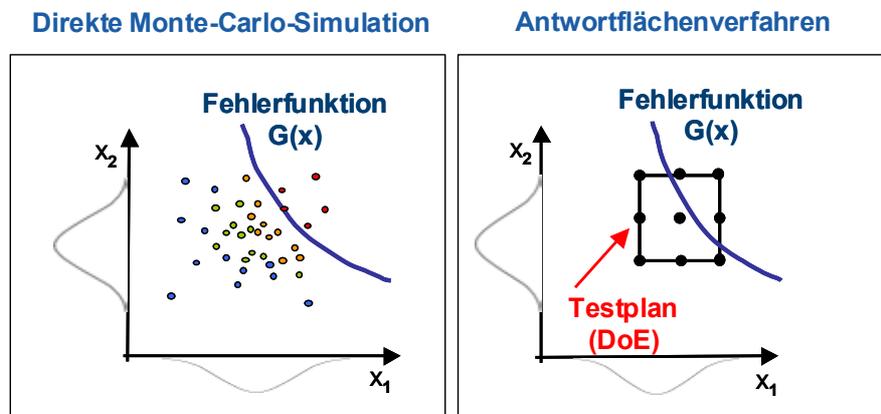


Abbildung 1: Direkte Monte-Carlo-Simulation und Antwortflächenverfahren.

2.2. Numerische Optimierung

Im Gegensatz zu DoE Methoden, welche eine Parameterstudie auf Basis einer definierten Entwurfsmatrix darstellen, minimiert bzw. maximiert ein Optimierungsalgorithmus eine Kriterienfunktion durch eine zielgerichtete Auswahl von Parameterwerten aus der Menge eines zulässigen Parameterraums [5].

Zur Formulierung der Optimierungsaufgabe im Rahmen eines *numerischen* Optimierungsprozesses ist eine mathematische Beschreibung des Optimierungsproblems durch eine Kriterienfunktion oder ein Gütekriterium erforderlich. Dabei kann es vorkommen, dass nicht nur ein einzelnes Ziel verfolgt werden soll, sondern verschiedene, unter Umständen auch widersprüchliche Anforderungen zu erfüllen sind. Eine Möglichkeit zur Lösung dieses Problems besteht darin, einzelne Kriterienfunktionen als Nebenbedingungen zu betrachten. Alternativ dazu existieren Ansätze zur Mehrkriterienoptimierung [5], die einen Kompromiss zwischen sich widersprechenden Anforderungen definieren.

Zur Formulierung eines skalaren Optimierungsproblems (Einkriterienoptimierung) werden die variablen Entwurfparameter im Entwurfsvektor $\mathbf{p} \in R^h$ zusammengefasst. Gesucht ist ein Parametervektor $\mathbf{p} \in P \subseteq R^h$ welcher eine Gütefunktion

$$f = f(\mathbf{p}) \quad (4)$$

in der Menge der zulässigen Parameter

$$P := \{\mathbf{p} \in R^h \mid \mathbf{g}(\mathbf{p}) = 0, \mathbf{h}(\mathbf{p}) \leq 0, \mathbf{p}^u \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{p}^o, \mathbf{g} : R^h \rightarrow R^l, \mathbf{h} : R^h \rightarrow R^m\}, \quad (5)$$

minimiert. Hierbei limitieren Ungleichungsnebenbedingungen $h_j(\mathbf{p}) \leq 0$ die Menge der zulässigen Entwurfspunkte aus dem Entwurfsraum, einem Unterraum von R^h , wobei die Dimension des Unterraums R^m gleich der von R^h ist, es gilt $m = h$. Im Gegensatz dazu führen Gleichungsnebenbedingungen $g_i(\mathbf{p})=0$ zu einer Reduktion der Dimension des zulässigen Entwurfsraums, es gilt in (5) $l < h$. Entwurfspunkte, die alle Nebenbedingungen und Parameterbeschränkungen $\mathbf{p}^u \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{p}^o$ erfüllen, werden als zulässige Entwurfspunkte bezeichnet.

Die Formulierung dieses Mehrkriterienoptimierungsproblems erfolgt analog zu der bereits eingeführten Einkriterienoptimierungsaufgabe. Gesucht ist eine Lösung \mathbf{p}^* , die gegebene Gleichungs- und Ungleichungsbedingungen erfüllt und eine Vektorfunktion $\mathbf{f}(\mathbf{p}), \mathbf{f} : R^h \rightarrow R^n$ minimiert

$$\min_{\mathbf{p} \in P} \mathbf{f}(\mathbf{p}) \quad (6)$$

mit

$$P := \{\mathbf{p} \in R^h \mid \mathbf{g}(\mathbf{p}) = 0, \mathbf{h}(\mathbf{p}) \leq 0, \mathbf{p}^u \leq \mathbf{p} \leq \mathbf{p}^o, \mathbf{g} : R^h \rightarrow R^l, \mathbf{h} : R^h \rightarrow R^m\}. \quad (7)$$

Der wesentliche Unterschied zu einer skalaren Optimierung besteht dabei darin, dass sich nur in wenigen Sonderfällen ein zulässiger Punkt $\mathbf{p}^* \in P$ finden lässt, der gleichzeitig alle Kriterienfunktionen $f_i(\mathbf{p})$ minimiert. Im allgemeinen führt die Suche nach einem optimalen Entwurf zu Widersprüchen der einzelnen Kriterien. Der Versuch, die Werte eines Kriteriums weiter zu optimieren, führt unter Umständen zu einer Verschlechterung eines anderen Kriteriums. Um dies zu veranschaulichen wird das Vektorkriterium als Abbildung des zulässigen Entwurfsraums auf den Kriterienraum betrachtet

$$\mathbf{f} : P \rightarrow F \subset R^n, \quad (8)$$

Abbildung 2. Diese Abbildung ist im allgemeinen eindeutig, das heißt, dass zu jedem Entwurfspunkt $\mathbf{p} \in P$ genau ein Punkt im Kriterienraum $\mathbf{f}(\mathbf{p}) \in F$ existiert. Hierbei können aber mehrere Entwurfspunkte \mathbf{p} auf denselben Punkt im Kriterienraum $\mathbf{f}(\mathbf{p})$ abgebildet werden.

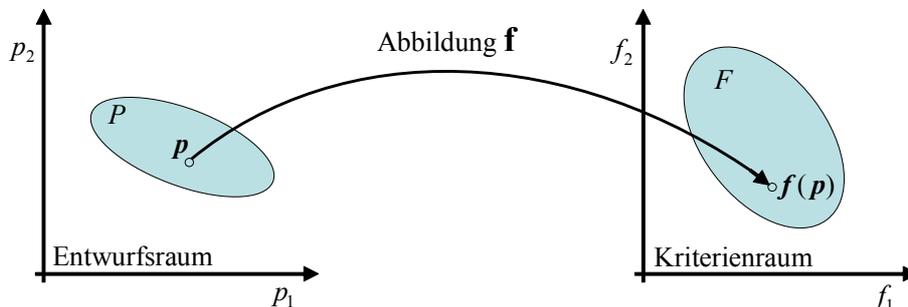


Abbildung 2: Abbildung des Entwurfsraumes P auf den Kriterienraum F .

Betrachtet man den Kriterienraum für ein spezifisches Optimierungsproblem, so lassen sich dort optimale Kompromisse zwischen den einzelnen Entwurfskriterien finden. Diese Punkte werden nach dem Ingenieur und Ökonomen *Vilfredo Pareto (1848-1923)* als Pareto-optimal bezeichnet. Ein Entwurf $\mathbf{p}^p \in P$ heißt Pareto-optimal, wenn beispielsweise für eine Minimierung aller Entwurfskriterien kein zulässiger Punkt $\mathbf{p} \in P$ existiert, für dessen Bildpunkt $\mathbf{f}(\mathbf{p}) < \mathbf{f}(\mathbf{p}^p)$ gilt. Diese Punkte werden in der Menge der Pareto-optimalen Entwürfe zusammengefasst

$$P^p := \{\mathbf{p}^p \in P \mid \neg \exists \mathbf{p} \in P : \mathbf{f}(\mathbf{p}) < \mathbf{f}(\mathbf{p}^p)\}, \quad (9)$$

wobei das Bild F^p aller Pareto-optimaler Entwürfe auf dem Rand von F liegt [5]. Die Lage der Pareto-Front ist exemplarisch für zwei Optimierungsprobleme in Abbildung 3 veranschaulicht. Die einzelnen Pareto-optimalen Entwürfe sind dabei bezüglich ihrer Kriterienwerte nicht miteinander vergleichbar.

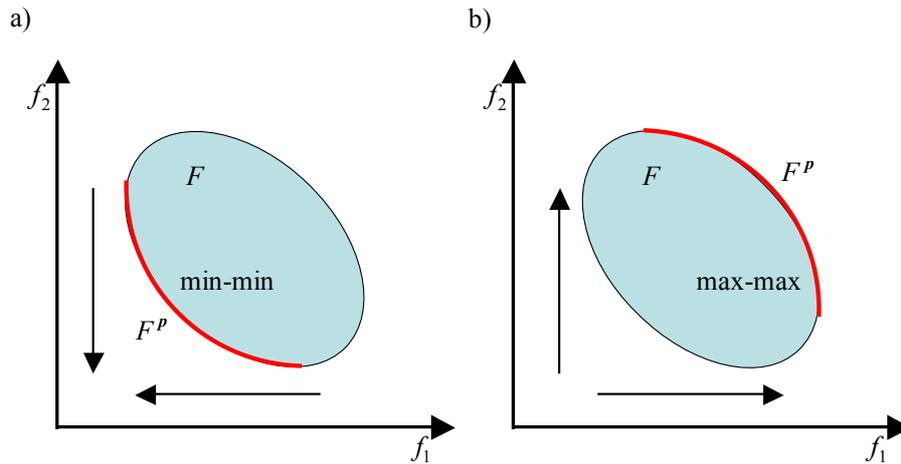


Abbildung 3: Pareto-Front für (a) eine Minimierung und (b) eine Maximierung beider Entwurfskriterien.

3. Robuste Entwurfsanalyse einer Kompressorschaukel

3.1 Kompressorschaukelentwurfprozess

Im folgenden wird ein Anwendungsbeispiel probabilistischer Methoden im Rahmen der mechanischen Auslegung einer Kompressorschaukel einer stationären Gasturbine erläutert. Hierzu wird zunächst der Entwurfprozess einer Kompressorschaukel im Rahmen der Vorauslegung betrachtet, Abbildung 4. Der Prozess beginnt mit der aerodynamischen Auslegung des Schaufelblattes.

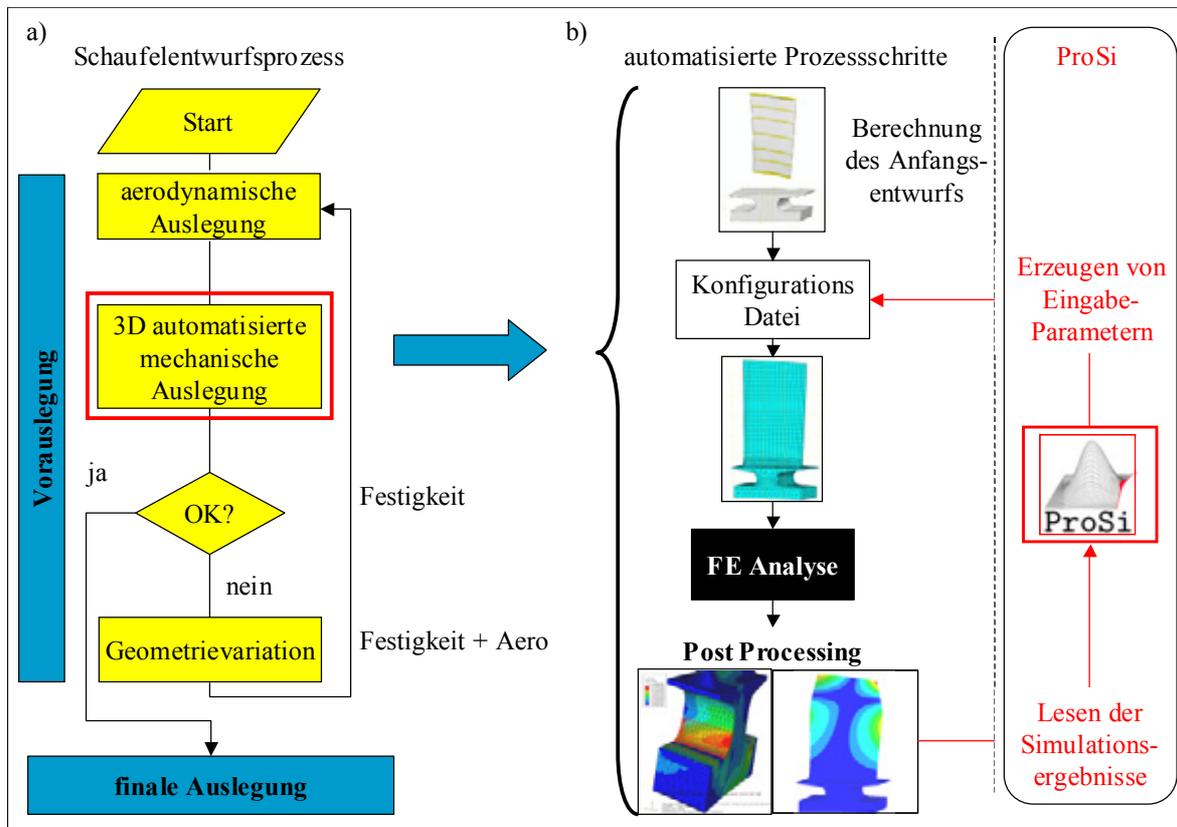


Abbildung 4: Schaufelentwurfprozess und automatisierter Subprozess zur probabilistischen Analyse mit Hilfe von ProSi.

Erfüllt die Schaufel die definierten aerodynamischen Entwurfskriterien, wird diese an die nächste Prozessstufe – die mechanische Analyse – weitergegeben. Die mechanische Analyse der Schaufel wurde in Abaqus nahezu vollständig automatisiert [9]. Die wesentlichen Schritte dieses automatisierten Teilprozesses sind in Abbildung 4b dargestellt. Dabei wird im ersten Schritt dem Schaufelblatt eine passende Schaufelfußgeometrie angefügt. Beide Teile liegen dann als parametrisches Modell in einer ASCII Datei vor. Aus diesen Konfigurationsdateien wird ein Abaqus/CAE Modell erzeugt, welches nach dem Aufbringen von Belastungen (Metalltemperaturen, Drucklasten, Rotationskraft) und Einspannbedingungen vernetzt wird.

Die Verwendung eines *parametrisierten* 3D CAE Modells mit der Möglichkeit einer Neuvernetzung des Simulationsmodells hat gegenüber herkömmlichen *Mesh Morphing Methoden* [10] den Vorteil, dass neben der Analyse von kleinen Fertigungstoleranzen auch große Geometrievariationen realisiert werden können, ohne die Genauigkeit der FE Ergebnisse zu beeinflussen. Dies wiederum ist eine Voraussetzung für die Anwendung von Optimierungsmethoden, wie sie in einem späteren Abschnitt des Beitrages angesprochen werden.

Im Anschluss an die Vernetzung wird das FE Modell an den FE Löser von Abaqus übergeben. Nach erfolgreichem Abschluss der FE Analyse wertet eine weitere Routine die Rechnung automatisch aus und erzeugt entsprechende ASCII-Ausgabedateien, die Informationen über Spannungen und Eigenfrequenzen der Schaufel enthalten. Entspricht die aktuelle Schaufelgeometrie den Anforderungen der Festigkeit, wird diese zur finalen Auslegung freigegeben. Werden die Anforderungen der mechanischen Auslegung nicht erfüllt, muss zusammen mit der Aerodynamik ein neuer Schaufelentwurf definiert werden und der Auslegungsprozess beginnt von vorn.

3.2 Probabilistische Analyse

3.2.1 Probabilistisches Model

Im folgenden wird auf den Teil der automatisierten mechanischen Auslegung eingegangen, in dem mit Hilfe des **probabilistischen Simulationswerkzeuges** PROSI¹ eine automatische Robustheitsanalyse der Schaufelfußgeometrie integriert wurde. Dabei werden folgende Entwurfsparameter variiert (siehe Abbildung 5):

- Breite der Kontaktfläche AF
- Breite der Plattform FTP
- Dicke des Schaftes HB
- Fasenhöhe HFF
- Höhe des Schaftes an der Schaufelvorderkante HHET
- oberer Rundungsradius RHO
- unterer Rundungsradius RHU.

¹ Das Simulationswerkzeug PROSI wurde an der TU Dresden im Rahmen zweier AG Turbo Vorhaben entwickelt.

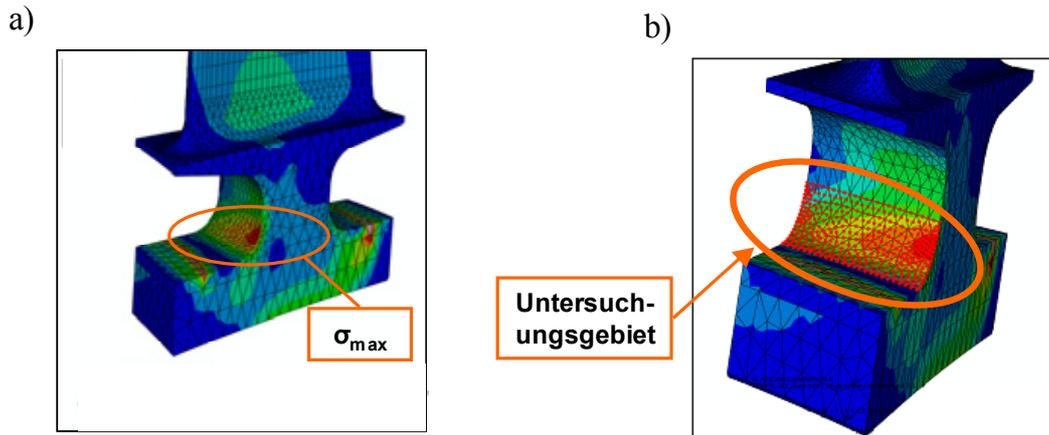


Abbildung 7: Typische Spannungsverteilung im Schaufelfuß.

Zunächst wird im Rahmen einer statischen Berechnung der Schaufelgeometrie das Verhalten der Spannung im definierten Untersuchungsgebiet analysiert, Abbildung 8. Dazu werden die eingeführten 7 stochastischen Variablen mit Hilfe einer Monte-Carlo-Simulation mit insgesamt 376 Entwurfspunkten, welche mit Hilfe von Descriptive Sampling erzeugt wurden, variiert. Zum Zwecke der Darstellung wurden in Abbildung 8 sämtliche Spannungen auf den Wert der deterministisch ermittelten Ausgangsspannung normiert. Der Vergleich der Spannungsvariation für kleine und große Toleranzen zeigt, dass diese ebenfalls entsprechend variieren. Die Charakteristik der Spannungsverteilung bleibt dabei aber weitgehend erhalten.

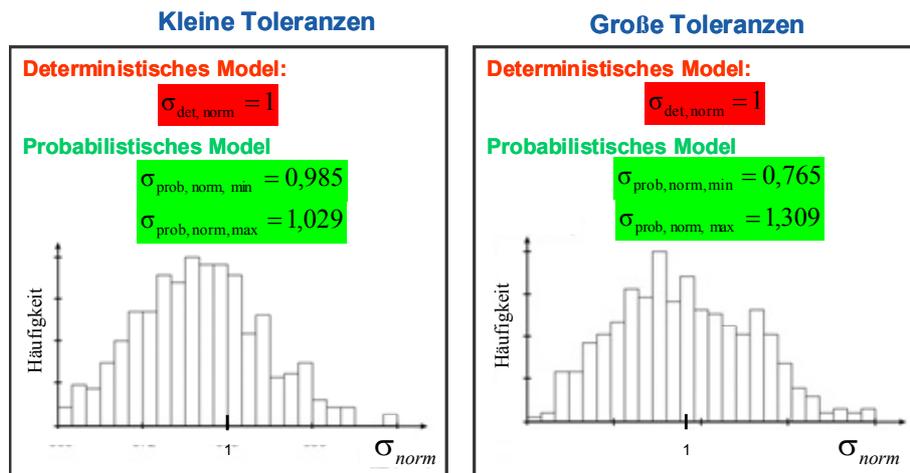


Abbildung 8: Variation der maximalen Spannung im Schaufelfuß.

Im folgenden wird exemplarisch die Abhängigkeit der maximalen Spannung von zwei Entwurfparametern untersucht: dem unteren Rundungsradius RHU und der Breite der Kontaktfläche AF. Diese Parameter sind in Abbildung 9 gegeneinander dargestellt, wobei der zu jedem Entwurfspunkt zugehörige Spannungswert entsprechend seines Betrages farbig markiert ist. Es zeigt sich, dass die niedrigsten Spannungswerte für maximale Werte von AF und RHU erreicht werden. Dementsprechend müssen für eine Minimierung der Spannung die Kontaktfläche und der untere Rundungsradius maximiert werden, was sich mit den gängigen Erfahrungswerten deckt.

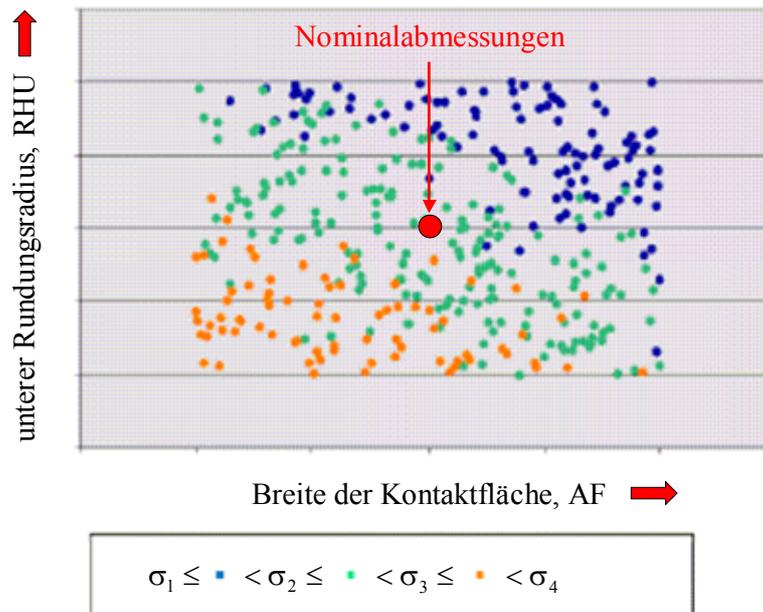


Abbildung 9: Effekt der Breite der Kontaktfläche, AF, und des unteren Rundingsradius, RHU, auf die maximale Spannung.

Die Betrachtung der Sensitivität der stochastischen Variablen bezüglich der maximalen Spannung in Abbildung 10 zeigt, dass es zwischen den Auswertungen für kleine und große Toleranzen Unterschiede gibt. Während im Fall geringer Toleranzen der untere Rundungsradius RHU den größten Einfluss auf die maximale Spannung besitzt, gefolgt von der Breite der Kontaktfläche AF und der Breite der Plattform FTP, tritt im Fall großer Toleranzen der Einfluss des Rundungsradius RHU zurück und die Plattformbreite FTP tritt von der dritten Position an die erste. Dieses Verhalten lässt sich mit der Tatsache erklären, dass eine Vergrößerung der Toleranz einer stochastischen Variablen wesentliche Auswirkungen auf die Rangkorrelationskoeffizienten aller stochastischer Variablen besitzt. Weiterhin tragen Variablen mit großer Toleranz zur Streuung der Ergebnisgrößen stärker bei als Variablen mit engem Toleranzbereich. Im gezeigten Beispiel beträgt der Toleranzbereich für Rundungsradius RHU sowie die Kontaktfläche AF zwar 20% und für die Plattformbreite FTP nur 15 %. Jedoch sind die absoluten Werte der Toleranz aufgrund der größeren geometrischen Nominalwerte für die Plattformbreite FTP deutlich größer als für den unteren Rundungsradius RHU sowie die Kontaktfläche AF.

3.2.3 Eigenfrequenzen

Analog zur Untersuchung der maximalen Spannung wurde eine Modalanalyse zur Abschätzung der Parametervariation auf die Eigenfrequenzen der Schaufelgeometrie durchgeführt. Hierzu wurde ebenfalls eine Monte-Carlo-Simulation mit nun 223 Entwurfs- und Descriptive Sampling verwendet. Dabei ist der Einfluss der stochastischen Variablen auf die Frequenzbereiche der einzelnen Eigenfrequenzen für kleine Toleranzen nur sehr gering. Mit größer werdenden Toleranzen der stochastischen Variablen nimmt das Frequenzband der Eigenfrequenzen entsprechend zu.

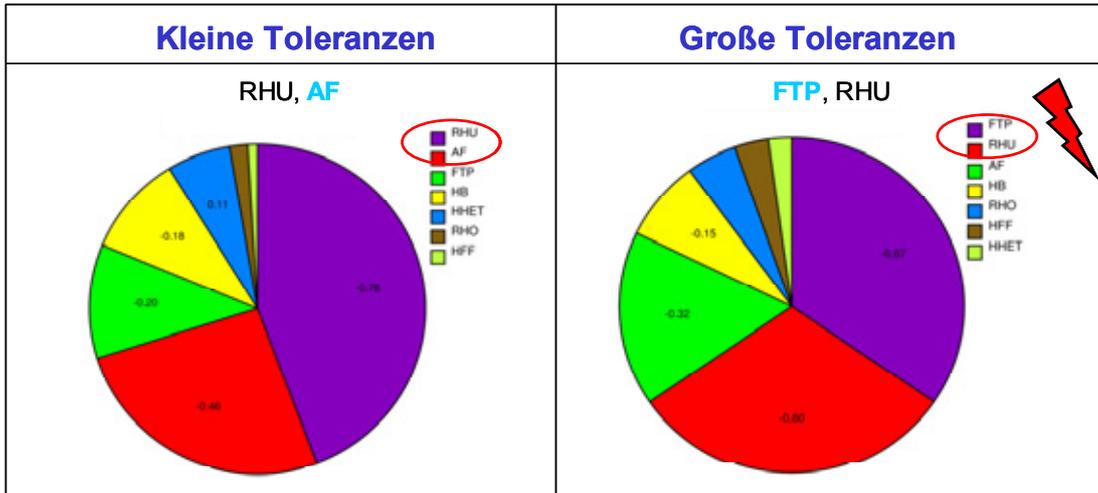


Abbildung 10: Sensitivität der stochastischen Variablen bezüglich der maximalen Spannung.

Die Betrachtung der Sensitivitäten bezüglich einer spezifischen Eigenfrequenz zeigt auch in diesem Fall Unterschiede für kleine und große Toleranzen, Abbildung 11. Für kleine Toleranzen dominiert die Schaftdicke HB, wobei mit deutlichem Abstand der untere Rundungsradius RHU und die Schafthöhe an der Schaufelvorderkante HHET folgen. Für große Toleranzen besitzt die Schaftdicke HB einen unverändert großen Einfluss, wobei an zweiter Stelle mit deutlich gewachsenem Anteil die Schafthöhe HHET an der Schaufelvorderkante tritt, gefolgt von der Plattformbreite FTP. Der untere Rundungsradius RHU fällt demgegenüber stark zurück. Auch hier gelten die gleichen Begründungen für die festgestellten Phänomene wie im Fall der in Abbildung 10 dargestellten Sensitivitäten der maximalen Spannung.

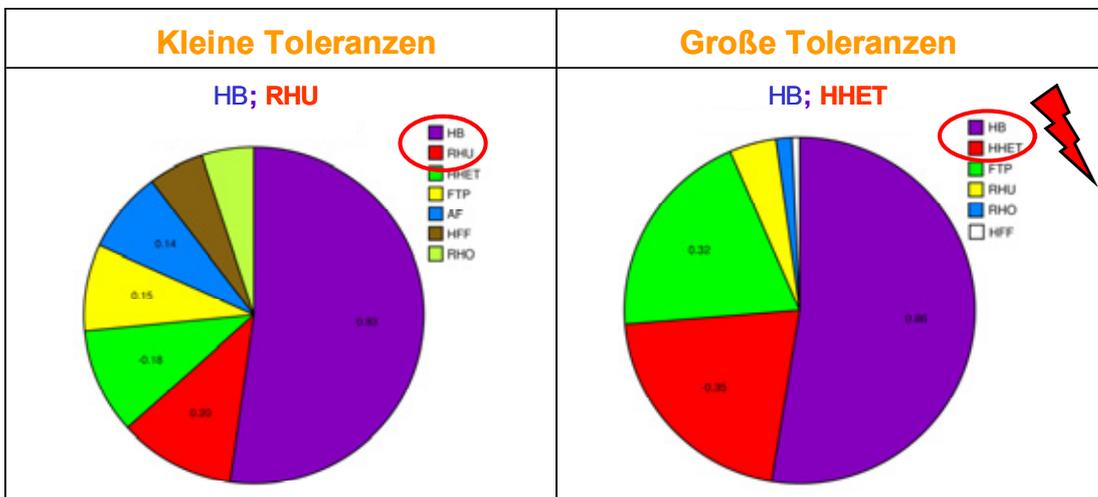


Abbildung 11: Sensitivitäten der stochastischen Variablen bezüglich einer Eigenfrequenz.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die untersuchten stochastischen Variablen in Abhängigkeit von ihrer Toleranz unterschiedliche Effekte auf die untersuchte maximale Spannung und Eigenfrequenz besitzen. Abschließend wird nun das Verhalten von maximaler Spannung und Eigenfrequenz zueinander untersucht. Dazu sind beide Kriterien gegeneinander dargestellt worden, Abbildung 12. Hierbei zeigt sich, dass beide Kriterien gegenläufig sind, d.h. eine Verringerung der Schaufeleigenfrequenz bedingt im analysierten Entwurfsraum eine Zunahme der maximalen Spannung im unteren Rundungsradius (Punkt A in Abbildung 12).

Demgegenüber bewirkt eine Verringerung der maximalen Spannung eine Erhöhung der Eigenfrequenz (Punkt B in Abbildung 12). Die Menge der bestmöglichen Kompromisse zwischen minimaler Spannung und minimaler Frequenz wird durch die Pareto-Front illustriert, die dadurch gekennzeichnet ist, dass die Verbesserung eines Kriteriums immer zu einer Verschlechterung eines anderen Kriteriums führt, siehe auch Abschnitt 2.2.

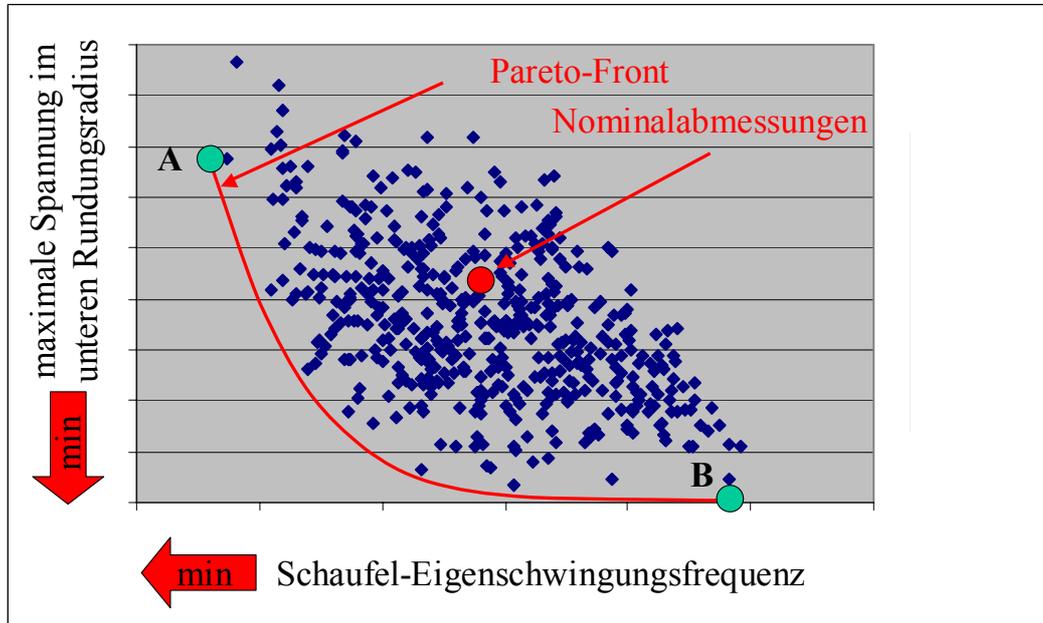


Abbildung 12: Maximale Spannung im unteren Rundungsradius über einer Schaufel-Eigenfrequenz.

4. Ausblick numerische Optimierung

4.1. Optimierungsstrategie

Im Rahmen der weiteren Entwicklung des Schaufelauslegungsprozesses bietet sich die Anwendung numerischer Optimierungsverfahren an. Die Einführung dieser Verfahren erfolgt in zwei Stufen. Zunächst wird der nahezu vollständig automatisierte 3D mechanische Analyseprozess in eine Festigkeits-Optimierung eingebunden, welche die Spannungen und Frequenzen der Kompressorschaukel in einen zulässigen Bereich bringt, Abbildung 13 (grün). Weitere Kriterien dieses Optimierungsprozesses sind dabei beispielsweise ein minimales Schaufelgewicht (um den Rotor zu entlasten) und minimal modifizierte aerodynamische Eigenschaften der Schaufel im Rahmen der Festigkeitsoptimierung. Die Festigkeitsoptimierung erfordert, genau wie der bisherige manuelle Prozess, eine abschließende Iteration mit der Aerodynamik, da bisher keine aerodynamische Auslegung der Schaufel im Rahmen der Festigkeitsoptimierung erfolgt und eine möglicherweise notwendige Modifikation des Schaufelblattes die Aerodynamik ändert.

Um die Iterationen mit der Aerodynamik ebenfalls in einen automatisierten Prozess zu integrieren, wird in der nächsten Stufe der numerischen Optimierung ein *multi-disziplinärer* Auslegungsprozess implementiert, Abbildung 13 (violett). Die Entwurfskriterien dieses Prozesses sind in erster Linie der aerodynamische Wirkungsgrad der Schaufel aber auch ein minimales Schaufelgewicht. Eine Begrenzung der maximalen Spannung sowie zulässige Bereiche für Schaufeleigenfrequenzen werden als Nebenbedingungen im Optimierungsprozess berücksichtigt. Um die definierten Optimierungsziele zu erreichen, muss neben der Integration der aerodynamischen Schaufelanalyse auch die Parametrisierung des

Schaufelentwurfs derart modifiziert werden, dass sowohl aerodynamische, als auch festigkeitsrelevante Eigenschaften angepasst werden können.

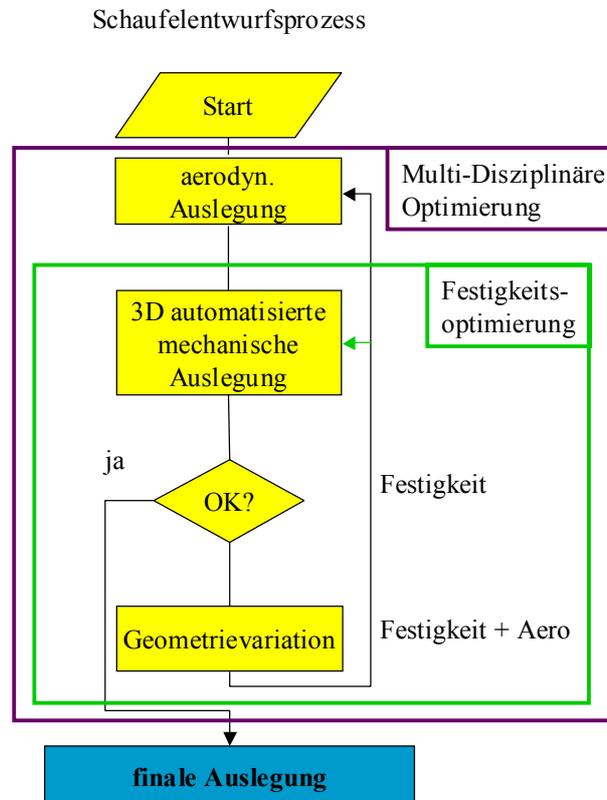


Abbildung 13: Integration numerischer Optimierungsmethoden in den Schaufelauslegungsprozess.

4.2. Parametrisierung der Schaufelgeometrie

Die in Abbildung 5 eingeführten Parameter haben einen signifikanten Effekt auf die Spannungsverteilung im Schaufelfuß. Diese Parameter werden deshalb im Rahmen der Festigkeits- und der multi-disziplinären Optimierung herangezogen. Darüber hinaus sind weitere Entwurfparameter erforderlich, welche die Schaufelaerodynamik beeinflussen. Zur Identifizierung solcher geeigneter Parameter wird im folgenden die Schaufelgeometrie näher betrachtet, Abbildung 14a. Hierbei lässt sich erkennen, dass die Geometrie des Schaufelblattes mit Hilfe von Schaufelblattsektionen definiert wird, Abbildung 14b. Die einzelnen Schaufelsektionen werden dabei u.a. durch die Parameter „maximale Dicke“ und „Sehnenlänge“ beschrieben, Abbildung 15.

Eine Modifikation dieser Parameter bewirkt eine Aufdickung oder eine Verschlanung des Schaufelprofils. Hierbei wird eine mögliche Verschlanung des Profils vor allem die Aerodynamik des Schaufelblattes positiv beeinflussen, während eine Aufdickung der Schaufel einen Effekt auf die Spannungen innerhalb des Schaufelblattes und auf die Eigenfrequenzen der Schaufel besitzt. Weitere potentielle Parameter, die zur Modifikation der aerodynamischen Eigenschaften der Schaufel herangezogen werden können, sind die Vorder- und Hinterkantenradien des Schaufelblattes sowie der Staffelungswinkel der einzelnen Schaufelsektionen.

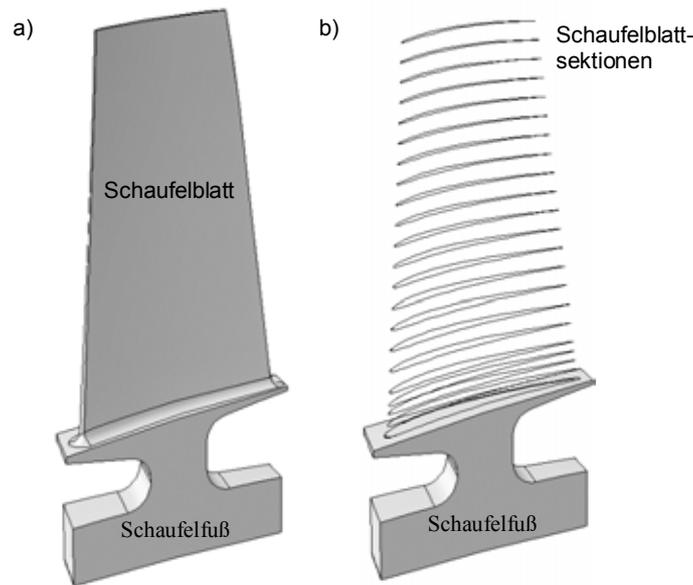


Abbildung 14: Schaufelgeometrie (a) und Aufbau des Schaufelblattes mittels Schaufelsektionen (b).

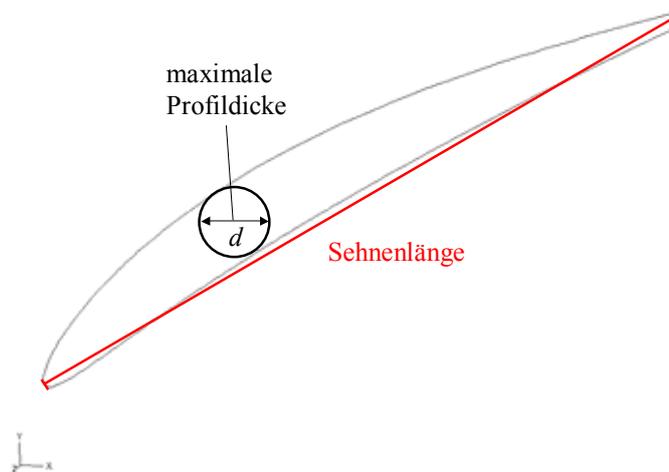


Abbildung 15: Parameter einer Schaufelsektion.

5. Zusammenfassung

Probabilistische Verfahren und Methoden der numerischen Optimierung werden in zunehmendem Maße in der Industrie angewendet. Da beide Verfahren ein robustes parametrisiertes Strukturmodell zur Voraussetzung haben, gibt es zwischen beiden Methoden gewisse Synergien. Der vorliegende Beitrag hat einerseits anhand eines Beispiels die Anwendung probabilistischer Methoden zur Robustheitsanalyse von Kompressorschaukeln einer stationären Gasturbine gezeigt. Andererseits wurde die Einbeziehung multi-disziplinärer Optimierungsverfahren in den Auslegungsprozess von Kompressorschaukeln diskutiert.

Referenzen

- [1] R. MÜCKE, A. HEGER, Probabilistische Methoden in der strukturmechanischen Auslegung großer stationärer Gasturbinen. Anwendung und Anwendungsgrenzen, 1. Dresdner-Probabilistik-Workshop, 9.-10. Oktober 2008, TU Dresden.
- [2] R. MÜCKE, A. JOCKSCH, Probabilistische Design-Methoden und ihre Anwendung bei der strukturmechanischen Auslegung von Turbinenschaufeln, Technische Mechanik 20 (2000) 1, 61-72.
- [3] R. MÜCKE, A. HEGER, R. KOCH, Application of Probabilistic Methods to Gas Turbine Design, Proceedings 9th CAD-FEM User's Conference, Zürich 2004, Sept 9-10.
- [4] Beiträge zum 1. Dresdner-Probabilistik-Workshop, 9.-10. Oktober 2008, TU-Dresden, http://www.probabilistik.de/programm_08.html
- [5] D. BESTLE, Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen: Grundlagen und rechnergestützte Methoden, Springer Verlag, Berlin, 1994.
- [6] R. MÜCKE, Remarks on the Applicability of Structural Optimization Methods in the Practical Engineering Design Process. Design Optimization 1 (1999) 137-153.
- [7] R. MÜCKE, Structural Optimisation of Industrial Engineering Problems with General-Purpose Optimisation Procedures, in I. Parmee, P. Hajela (Eds.), Optimization in Industry, Springer Verlag 2002, 31-41.
- [8] A. KESKIN, Process Integration and Automated Multi-Objective Optimization Supporting Aerodynamic Compressor Design, Dissertation, Brandenburgische Technische Universität Cottbus, Shaker, Aachen, 2007.
- [9] H. BRANDL, D. DELIMAR, PH. HECKER, Einsatz von ABAQUS / CAE zur Beschleunigung des mechanischen Auslegungsprozesses von Kompressorschaukeln, Deutsche Simulia-Konferenz, Würzburg 2009.
- [10] M. VOIGT, R. MÜCKE, H. SCHLUMS, K. VOGELER, Probabilistische Analyse von Turbinenschaufeln unter Berücksichtigung von Geometrieänderungen, Proceedings Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, 20.-23. Sept. 2004, TU Dresden.