

Sensitivitätsanalyse von Modellparametern in CFD-Simulationen mit dem Festo CFD Validierungsmodell

David Schulz ¹, Manuel Hasert ², Erwin Bürk ³

Juni 9, 2015

Zusammenfassung

Die Lösungsqualität numerischer Strömungssimulationen ist unter anderem abhängig von der Diskretisierung des Gebiets, den gewählten Modellen sowie den Einstellungen des Löser. Im Idealfall weicht die numerische Lösung geringstmöglich von den realen Messergebnissen ab. Ist die Sensitivität der einzelnen Parameter auf das Ergebnis bekannt, kann die Robustheit und Qualität der Lösung der Simulation verbessert werden. Weiterhin können die Einflüsse physikalischer Parameter auf bestimmte Zielgrößen quantifiziert werden. Hierdurch lassen sich im Entwicklungsprozess gewisse Zielgrößen feiner steuern und einstellen.

Diese Arbeit untersucht mit Hilfe numerischer Strömungssimulation systematisch die Einflüsse der Wahl des Turbulenzmodells und quantifiziert die Variation einer Vielzahl physikalischer Parameter sowie numerischer Parameter. Die von einem Kolbenschieberventil abgeleitete und vereinfachte Geometrie des Festo CFD Validierungsmodells dient als Testfall. Der Einfluss der Parameter auf die Zielgrößen Durchfluss und Kolbenkräfte wird im Detail untersucht. Die im industriellen Bereich für Innenströmungen weit verbreitete Zweigleichungs-Turbulenzmodelle $k-\varepsilon$ und SST werden untersucht und verglichen. In dieser Arbeit wird der Strömungslöser ANSYS CFX mit der Optimierungs-Software Dynardo optiSLang über die ANSYS Workbench gekoppelt.

Das Festo CFD Validierungsmodell wird bei einer Druckdifferenz von 6 bar mit Luft im überkritischen Zustand durchströmt. Als Zielgröße dienen zum einen der Leitwert C aus ISO 6358 und zum anderen die Strömungskräfte auf den Ventilkolben.

Die Sensitivitätsanalyse zeigt, dass die Wandrauheit der Parameter mit dem vergleichsweise größten Einfluss auf Durchfluss und Kolbenkräfte ist. Jedoch verbleibt der C -Wert sogar bei einer unrealistisch hohen Steigerung der Wandrauheit innerhalb der Messungenauigkeit von $\pm 2\%$. Der Einfluss der Wandrauheit auf die Kolbenkräfte ist signifikant und beträgt beim $k-\varepsilon$ -Modell bis 33% und beim SST Modell bis 35%. Alle anderen untersuchten Parameter weisen eine meist geringfügige Sensitivität auf.

Für Ventilberechnungen speziell im Hinblick auf die Berechnung von Strömungskräften auf den Kolben wird basierend auf den Ergebnissen dieser Arbeit empfohlen, den Einfluss der Wandrauheit zu berücksichtigen. Mit dieser Arbeit wurde gezeigt, dass Sensitivitätsanalysen und Optimierungen im Entwicklungsprozess von pneumatischen Bauteilen praktikabel eingesetzt werden können. Dies erfolgte durch die Kopplung eines Strömungslösers an Optimierungssoftware.

Keywords: Sensitivitätsanalyse, ANSYS CFX, optiSLang, Turbulenzmodell, Wandrauheit, turbulente Strömung, Validierungsmodell

¹Hochschule Furtwangen, Fakultät Industrial Technologies

²Festo AG & Co. KG, Forschung CAE Projects

³Hochschule Furtwangen, Fakultät Industrial Technologies, Lehrstuhl Strömungsmechanik

1 Einleitung

Bei der Entwicklung pneumatischer Ventile werden mit Hilfe von Strömungssimulationen die globalen Kenngrößen des Produkts rechnerisch bestimmt. Von besonderem Interesse sind das Durchflussverhalten und die Strömungskräfte auf bewegliche Bauelemente wie beispielsweise den Ventilkolben. Die Qualität und Genauigkeit der Simulationsergebnisse hängt stark von den verwendeten Modellen und der Konfiguration des Strömungslöser ab. Weiterhin besitzen die gewählten physikalischen Parameter, wie beispielsweise Eigenschaften der Wände oder die Höhe des Turbulenzgrades am Einlass, einen großen Einfluss auf die Lösungsqualität überkritischer Innenströmungen. Bei Festo werden seit vielen Jahren die weit verbreiteten Turbulenzmodelle mit deren Standardparametern eingesetzt. Es hat sich als praktikabel erwiesen, Wände als glatt zu betrachten und den Wärmeübergang an der Wand zu vernachlässigen.

In dieser Arbeit wird eine vollturbulente Überschallströmungssimulation eines Validierungsmodells untersucht. Die Strömungsberechnung erfolgt mit ANSYS CFX 15. Die Einflüsse der etablierten Modelle und Parameter auf die Strömung werden systematisch variiert und durch eine Sensitivitätsanalyse mit der Optimierungssoftware optiSLang 4.2.0 untersucht. Sind die Sensitivitäten der Einstellungen bekannt, kann die Simulation gezielt konfiguriert werden, um den Anforderungen von Genauigkeit an die Simulation gerechter zu werden. Weiterhin lässt sich durch Kenntnis der Sensitivitäten entsprechender Parameter die Simulation robuster definieren sowie Eigenschaften und Verhalten eines pneumatischen Bauteils gezielter festlegen.

2 Grundlagen

Eine wichtige Kenngröße bei der Durchströmung von Bauteilen sind die Strömungskräfte auf gewisse Teile der Geometrie. Die Strömungskräfte lassen sich zu

$$F = \int_A p \, dA + \int_A -\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} \, dA, \quad (1)$$

bestimmen, wobei wobei der Strömungslöser das Druckfeld p sowie den Spannungstensor $\boldsymbol{\sigma}$ berechnet, der aus dem Geschwindigkeitsfeld U abgeleitet wird.

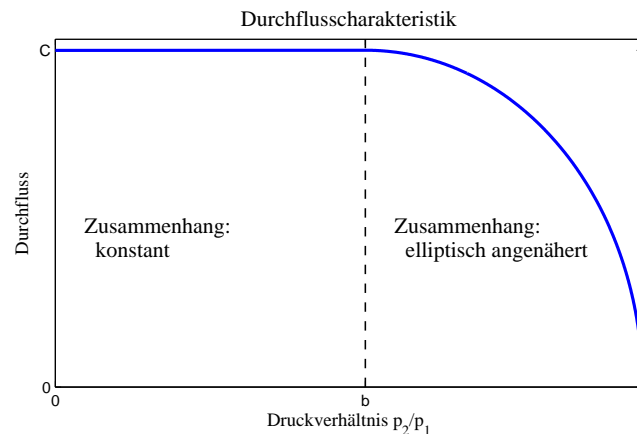


Abbildung 1: Ausflussfunktion der Durchflusscharakteristik für ideale Düsen [4]

Das Durchflussverhalten eines pneumatischen Bauteils ist in **Abb. 1** dargestellt. In Abhängigkeit des Druckverhältnisses von Druck am Einlass p_1 und Auslass p_2 ergibt sich die dargestellte Durchflussfunktion. Diese ist vor allem durch den Leitwert C und das kritische Druckverhältnis b charakterisiert [4]. Der pneumatische Leitwert C beschreibt das Durchflussvermögen im überkritischen Zustand und berechnet wie folgt [4]

$$C = \frac{\dot{m}_{\text{überkr.}}}{p_{1,\text{stat.,überkr.}} \cdot \rho_{\text{ISO}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{1,\text{stat.,überkr.}}}{T_{\text{ISO}}}}. \quad (2)$$

Die Modellierung der Turbulenz durch die RANS-Gleichungen hat sich im industriellen Umfeld als praktikabel erwiesen [5]. Sie basieren auf dem Konzept der Wirbelviskosität μ_t [1]. Da die Modellparameter der Turbulenzmodelle k - ε und SST im Folgenden in die Sensitivitätsanalyse mit einbezogen werden, sollen die relevanten Gleichungen kurz vorgestellt werden.

Das k - ε -**Turbulenzmodell** [9] beschreibt die Wirbelviskosität durch die turbulente kinetische Energie k und die turbulente Dissipationsrate ε zu [9]

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} . \quad (3)$$

Die Differenzialgleichungen zur Beschreibung der Erhaltungsgrößen k und ε lauten

$$\partial_t(\rho k) + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon , \quad (4a)$$

$$\partial_t(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \nabla \varepsilon \right] + P_k \cdot C_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} - \rho \cdot C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} . \quad (4b)$$

Gleichungen (3) und (4) beinhalten die Modellparameter C_μ , $C_{\varepsilon 1}$ und $C_{\varepsilon 2}$. Diese werden empirisch ermittelt [8] und sind in **Tab. 1** aufgelistet.

Tabelle 1: Modellkonstanten des k - ε -Turbulenzmodells

Symbol	C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
Wert	0,09	1,44	1,92

Das SST -**Turbulenzmodell** [6] erfreut sich wachsender Beliebtheit vor allem im Bereich der Außenströmungen. Es besteht aus einer Kombination des k - ε -Modells im wandfernen Bereich und des k - ω -Modells in Wandnähe. Die Wirbelviskosität ist im SST -Modell definiert durch

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, S^* F_2)} . \quad (5)$$

Das SST -Modell basiert auf den Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie k und die turbulente Frequenz ω mit

$$\partial_t(\rho k) + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \nabla k \right] + P_k - \rho \beta^* k \omega , \quad (6a)$$

$$\begin{aligned} \partial_t(\rho \omega) + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \cdot \nabla \omega \right] + P_k \cdot \alpha \frac{\omega}{k} - \rho \beta \omega^2 \\ + (1 - F_1) \cdot \frac{2 \rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega . \end{aligned} \quad (6b)$$

Die Gleichungen beinhalten eine Übergangsfunktionen F_1 . Die empirischen Parameter des Modells aus Gleichungen (5) und (6) sind in **Tab. 2** zusammengestellt.

Tabelle 2: Modellkonstanten des SST -Turbulenzmodells nach Menter [6]

Symbol	β^*	α_1	α_2	β_1	β_2	a_1
Wert	0,09	$\frac{5}{9}$	0,44	0,075	0,0828	0,31

Die Wandrauheit muss auf Grund der Verwendung von Wandfunktionen dezidiert in die Modellierung einfließen. Im **logarithmischen Wandprofil** nach Launder et al. [9] wird eine technisch raue Wand durch eine äquivalente Sandkornrauheit h_s berücksichtigt. Mit

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \cdot \ln(y^+) + B - \frac{1}{\kappa} \ln\left(1 + 0,3 \cdot \frac{h_s u_\tau}{\nu}\right) \quad (7)$$

fließt der Durchmesser h_s der Sandkörner in die Wandfunktion ein. Die modellhaften Sandkörner sind Kugeln, die hexagonal auf der Wandoberfläche verteilt sind (siehe **Abb. 2**).

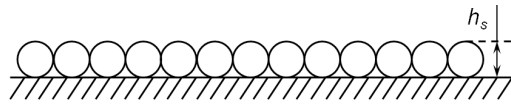


Abbildung 2: Sandkörner mit Durchmesser h_s an der Wand zur Modellierung der Wandrauhheit

3 Validierungsmodell und Workflow

Die Untersuchungen in dieser Arbeit werden mit dem Festo CFD Validierungsmodell [3] durchgeführt. Die Geometrie des Modells ist von einem pneumatischen Kolbenschieberventil abgeleitet. Für Untersuchungszwecke wurde die Geometrie konstruktiv angepasst und vereinfacht. So ist der Kolben unbeweglich und in seiner Mittelstellung fixiert. Der geometrisch engste Querschnitt an der Dichtpatrone ist weiter verengt worden, sodass das Dichtungsprinzip mit dieser Geometrie nicht mehr funktionieren würde. Allerdings dient dieses generische Validierungsmodell ausschließlich Forschungszwecken und hat keine Anwendung als Produkt. Da die Geometrie große Ähnlichkeit zu typischen Ventil-Geometrien besitzt, können die an diesem Modell gewonnenen Erkenntnisse durchaus auf pneumatische Ventilgeometrien übertragen werden.

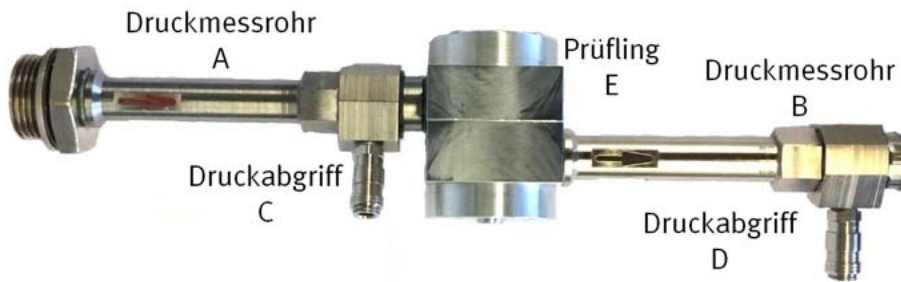


Abbildung 3: Festo Validierungsmodell (Mitte) mit vor- und nachgeschalteten Druckmessrohren, an denen der Druckabgriff erfolgt.

Der Aufbau des Validierungsmodells besteht aus dem Ventilkörper (E) und den am Einlass und am Auslass angebrachten $\frac{1}{4}$ Zoll-Druckmessrohren (A, B) nach ISO 6358 [4]. Dies ist in **Abb. 3** dargestellt. Der statische Druck wird an den Druckmesspunkten (C, D) abgenommen. **Abbildung 4** zeigt eine Schnittansicht des Modells.

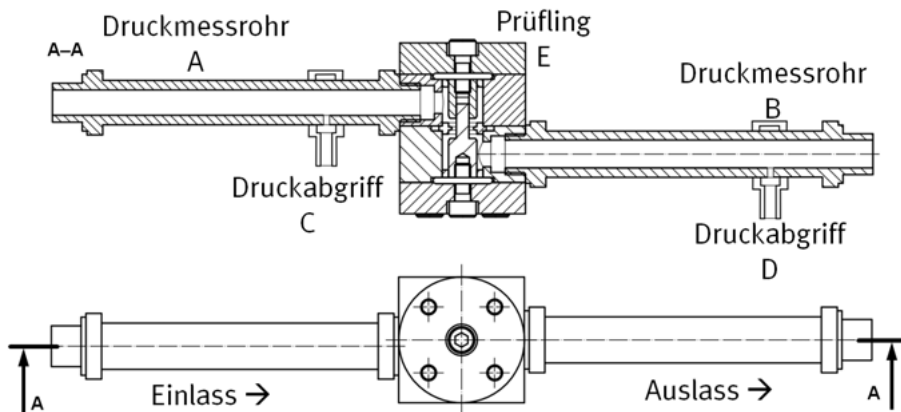


Abbildung 4: Validierungsmodell: Schnittansicht und Ansicht von oben.

Das Durchflussverhalten des Validierungsmodells wurde an der Festo Durchflussmessanlage [3] bestimmt. Die Anlage besitzt eine relative Messungenauigkeit von $\pm 2\%$. Der Leitwert C (siehe Gl. (2)) ergab aus mehreren Messreihen einen Mittelwert [3] von:

$$C_{\text{Labor}} = 4,24 \text{ l}/(\text{s} \cdot \text{bar}) \quad \text{Standardabweichung: } \sigma = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ l}/(\text{s} \cdot \text{bar}). \quad (8)$$

In dieser Arbeit wird dieser Labormesswert in der Auswertung als Referenzwert verwendet.

Zur Ermittlung des C -Werts wird am Einlass ein relativer Druck von $p_{1,\text{rel}} = 6 \text{ bar}$ und $p_{2,\text{rel}} = 0 \text{ bar}$ am Auslass angelegt. Das Verhältnis mit absoluten Druckwerten beträgt somit $p_1/p_2 = 7$ und wird sowohl für die Messung als auch für die Simulationen verwendet.

Für den Workflow wird die ANSYS Workbench verwendet. Das System Fluidynamik (CFX) wird genutzt, um die Geometrie aufzubereiten, das Netz zu generieren und die Simulation durchzuführen. Aus der optiSLang Toolbox wird das *Sensitivity* System an das Parameterset gekoppelt.

Die Berechnung der Strömung erfolgt stationär. Das Rechengebiet erstreckt sich vom Druckabnahmepunkt am Einlass zum entsprechenden Punkt am Auslass. Die Luft wird als kompressibles, ideales Gas modelliert. Zur Abbildung der Turbulenz dienen zum einen das k - ε -Modell (Gl. (4)) und zum anderen das *SST*-Modell (Gl. (6)). Die Turbulenzmodelle benötigen eine unterschiedliche Konfiguration des Rechengitters. Die Gitter sind im Allgemeinen unstrukturiert und bestehen aus Tetraedern. In Wandnähe bildet aufgrund der Haftbedingung eine laminare Unterschicht aus. Durch flache zur Wand parallele Prismenschichten wird der Raum dort geeignet diskretisiert. Beim k - ε -Modell werden fünf Schichten an der Wand verwendet, beim *SST*-Modell 12 Schichten. Die Netze weisen in etwa 0,5 Mio. Knoten (k - ε) und 0,8 Mio. (*SST*) auf. Die Wände sind als raue Wände durch die äquivalente Sandkornrauheit modelliert. Weiterhin wird ein Wärmedurchgangskoeffizient zur Definition des Wärmeaustauschs mit der Umgebung festgelegt.

Für die verschiedenen Parameterkonfigurationen werden in der Sensitivitätsanalyse dann jeweils Strömungsberechnungen automatisiert durchgeführt. Dabei muss jede einzelne Rechnung ein ausreichendes Konvergenzniveau erreicht haben. Weiterhin müssen globale Eigenschaften der Strömung wie Druck, Temperatur und Massenstrom an Ein- und Auslass ein stationäre Werte besitzen. Diese Werte werden dann nach Gl. (2) verwendet um den Leitwert C zu bilden. Auch werden die resultierenden Kräfte F auf den Ventilkolben bestimmt.

4 Sensitivitätsanalysen

Durch die Sensitivitätsanalyse werden die Einflüsse der Modellparameter auf den Durchfluss und die Strömungskräfte quantifiziert. Im Folgenden werden die Parameter mit den variierten Wertebereichen vorgestellt. Die physikalischen Parameter und Turbulenzmodellparameter werden in einem Intervall $I = [x_u, x_o]$ statistisch gleichverteilt.

Der Wärmedurchgangskoeffizient wird von $k = 0$ bis $6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ variiert. Die Wandrauheit nimmt bei der k - ε -Modellanalyse Werte zwischen $h_s = 0 \mu\text{m}$ und $h_s = 50 \mu\text{m}$ an. Beim *SST*-Modell liegt die Obergrenze bei $h_s = 100 \mu\text{m}$. Die Beschreibung der Turbulenz am Einlass erfolgt durch zwei Parameter: Turbulenzintensität und Längenskala. Empirische Abschätzungen [7] haben gezeigt, dass die Längenskala mit $l_t = (266 \dots 380) \mu\text{m}$ und die Turbulenzintensität mit $I_t = (0,0 \dots 0,4)$ gestreut werden kann. Alle drei variablen Parameter des k - ε -Turbulenzmodells ($C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ und C_μ) basieren auf experimentellen Untersuchungen. In Oertel et al. [2] ist der Wertebereich der Parameter angegeben mit

$$C_\mu = (1,41 \dots 1,45) , C_{\varepsilon 1} = (1,90 \dots 1,92) \quad \text{und} \quad C_{\varepsilon 2} = (0,07 \dots 0,09) .$$

Das *SST*-Turbulenzmodell hat sechs variable Parameter ($a_1 \beta^* \alpha_1 \alpha_2 \beta_1 \beta_2$), die wiederum auf experimentellen Untersuchungen basieren [6]. Da zum *SST*-Modell keine Variationsgrenzen in der Literatur angegeben sind, wurden diese Parametergrenzen mit $\pm 10\%$ Abweichung vom Standardwert angesetzt.

Es liegen nun $n = 7$ (k - ε) bzw. 10 (*SST*) Parameter vor, deren Intervallgrenzen einen Parameterraum aufspannen. Dieser Raum wird stochastisch mit einer endlichen Anzahl an Kombinationen $X = [x_1, \dots, x_n]$ diskretisiert. Hierbei kommt das Advanced Latin Hypercube Sampling (ALHS)

zum Einsatz. Da das ALHS die Randwerte in die Intervalle nicht mit einbezieht, werden die wichtigsten Randwert-Kombinationen manuell zum Parameterraum hinzugefügt.

Als Startlösung jedes Designs wurde eine mit Referenzwerten gerechnete Lösung verwendet. Durch Parameterrampen ist das Konvergenzverhalten positiv beeinflusst worden. Es wurden 78 ($k-\varepsilon$) bzw. 178 (*SST*) Parameterkombinationen berechnet. Dabei konnten nur zu 76 ($k-\varepsilon$) bzw. 124 (*SST*) Parameterkombination eine ausreichend konvergierte Lösung gefunden werden. Die nicht-auskonvergierten Lösungen wurden im weiteren Verlauf von der Analyse ausgeschlossen. Die Berechnungen wurden auf einem Linux Cluster durchgeführt und dauerten mit 16 Kernen etwa jeweils 6 Tage. Weitere Details hierzu sind in [7] zu finden.

4.1 Sensitivität auf den Durchfluss bzw. Leitwert

Der Leitwert C (Gleichung (8)) streut sowohl bei $k-\varepsilon$ - als auch bei *SST*-Rechnungen um den Labormesswert mit maximal 3,5%.

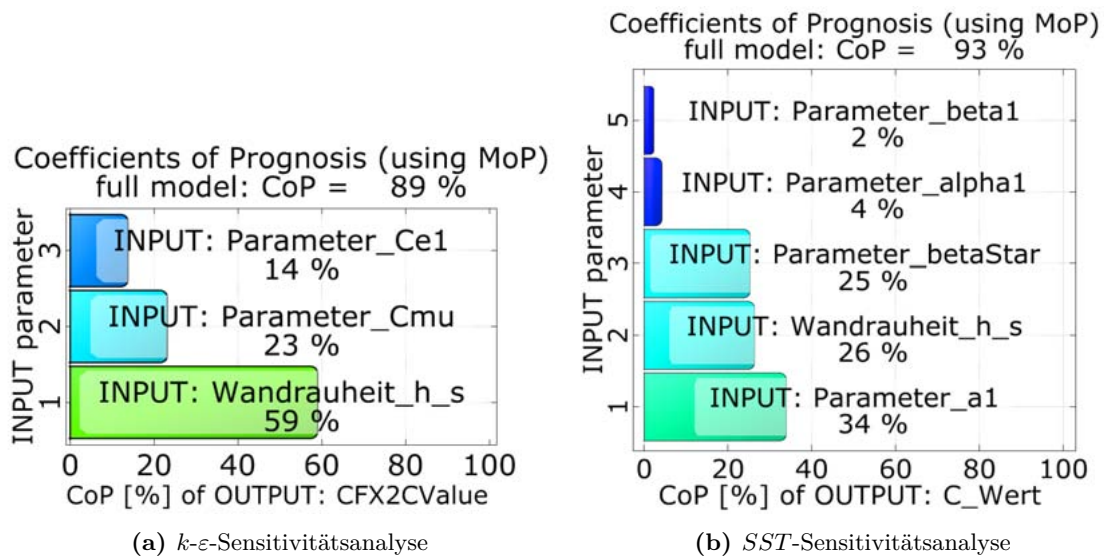


Abbildung 5: Hierarchie der Einflussparameter auf den Leitwert C

Abbildung 5a stellt die Sensitivitäten der Eingabe-Parameter auf den Leitwert C bei Verwendung des $k-\varepsilon$ -Modells hierarchisch dar. Die drei Parameter mit dem größten Einfluss sind die Wandrauheit h_s ($CoP = 59\%$) sowie die beiden Turbulenzparameter C_μ ($CoP = 23\%$) und $C_{\varepsilon 1}$ ($CoP = 14\%$).

Bei der Verwendung des *SST*-Modells (siehe Abb. 5b) haben fünf Parameter einen signifikanten Einfluss, unter ihnen die Wandrauheit h_s ($CoP = 26\%$) und die vier Turbulenzmodellparameter ($CoP = 34\ldots 2\%$).

Die verbleibenden, hier nicht dargestellten Parameter, weisen eine vernachlässigbare Sensitivität und somit einen nur unwesentlichen Einfluss auf den Leitwert C auf.

Der einzige, direkt physikalisch definierte Parameter ist bei beiden Turbulenzmodellen die Wandrauheit. Sie beeinflusst die Ausprägung der laminaren Unterschicht, die den Impulsaustausch maßgeblich vorgibt. Folglich weist der Impulsaustausch der Scherschichten einen relevanten Einfluss auf den Leitwert C auf.

Unter den Turbulenzparametern beider Modelle erweisen sich vor allem diejenigen als einflussreich, die in die Berechnung der Wirbelviskosität (Gleichungen (3) und 5) eingehen. Für $k-\varepsilon$ ist dies der C_μ und für *SST* der a_1 .

Abbildung 6 stellt die berechneten Leitwerte C über der Wandrauheit h_s dar. Je nach verwendetem Turbulenzmodell liegt der Einfluss der Wandrauheit auf den Durchfluss unterschiedlich. Die Behandlung der viskosen Unterschicht wird in beiden Modellen unterschiedlich gehandhabt. Im Intervall $h_s = [0 \mu\text{m}, 50 \mu\text{m}]$ liegen die beim *SST*-Modell berechneten C -Werte durchschnittlich näher am Labormesswert, beim $k-\varepsilon$ -Modell ist der C -Wert für exakt glatte Wände maximal 1,9%

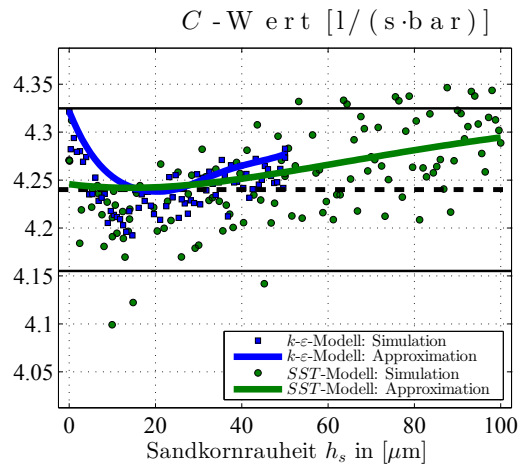


Abbildung 6: C-Wert: Streuung bei $k-\varepsilon$ - und SST-Modell über der Wandrauheit h_s

über dem Labormesswert. Bei Verwendung einer realistischen Wandrauheit $h_s = 2,0 \mu\text{m}$ reduziert sich die Abweichung auf lediglich $+1,0\%$. Das SST-Modell reagiert im Allgemeinen weniger sensitiv auf die Modellparameter und schätzt den Durchflussbeiwert selbst bei ideal glatten Wänden besser ab als das $k-\varepsilon$ -Modell. Jedoch streut der C-Wert hier deutlich stärker als beim $k-\varepsilon$ -Modell.

Die Einflüsse der wesentlichen Turbulenzparameter beim $k-\varepsilon$ - und SST-Modell sind in beiden Fällen in guter Näherung durch lineare Zusammenhänge beschreibbar. Im Wesentlichen sind die Proportionalfaktoren (C_μ, a_1) in der Wirbelviskosität μ_t von Wichtigkeit, die bei zunehmenden Werten eine Zunahme des Leitwerts C mit sich bringen.

Allerdings liegt die Variation der C-Werte über die untersuchten Wandrauheiten größtenteils innerhalb der Messungenauigkeit der experimentellen Untersuchungen.

4.2 Sensitivität auf Strömungskräfte

Die Strömungskräfte auf den Ventilkolben sind eine wichtige Größe zur Auslegung des Ventils. Die Axialkraft $F_{ax} = F_z$ wirkt in Bewegungsrichtung des Kolbens, die Querkraft wirkt orthogonal auf dessen Achse und setzt sich zusammen aus der x- und y-Komponente der Strömungskraft: $F_q = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2}$.

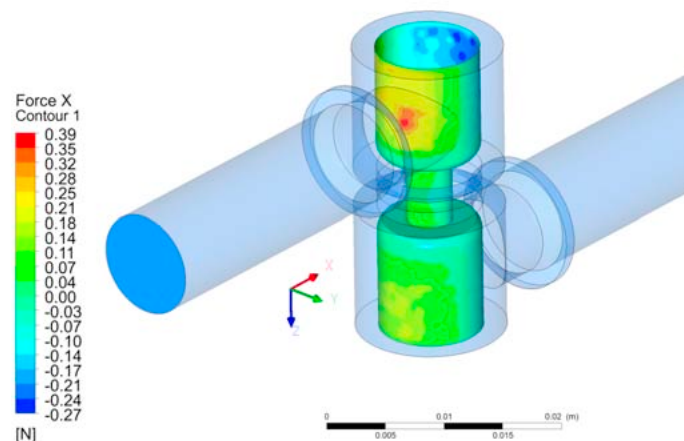


Abbildung 7: Verteilung der x-Kraft auf dem Ventilkolben

Abbildung 7 zeigt repräsentativ die Kraftverteilung auf der Oberfläche des Ventilkolbens. Labormesswerte zu den Strömungskräften liegen nicht vor. Dennoch wird eine Sensitivitätsanalyse

durchgeführt, um entsprechende Einflüsse zu quantifizieren.

Die Parameter mit Einfluss auf die Kräfte sind in **Abb. 8** in ihrer Wichtigkeit hierarchisch darstellt. Sowohl beim k - ε - als auch beim SST -Modell werden die Kolbenkräfte wiederum maßgeblich von der Wandrauheit beeinflusst.

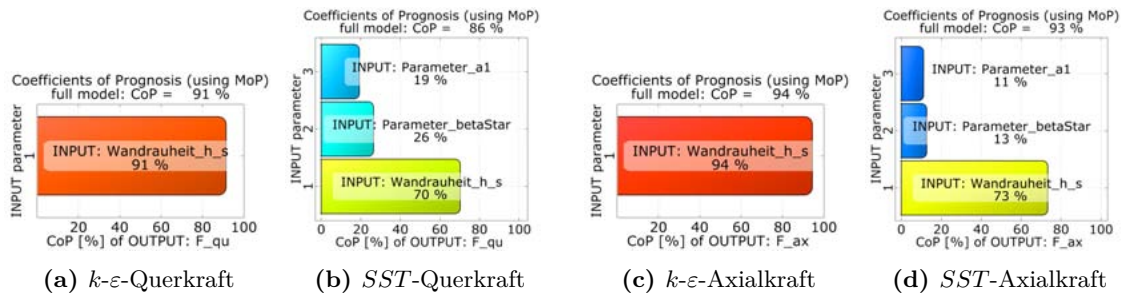


Abbildung 8: Hierarchie der Einflussparameter auf Kolbenkräfte

In **Abb. 9** sind die Verläufe der Kräfte F_{ax} und F_q über der Wandrauheit h_s aufgetragen. Es wird deutlich, dass die Querkraft bei glatten Wänden maximal ist und mit zunehmender Rauheit um -25% (k - ε) und -34% (SST) abnimmt. Bei der Axialkraft ist es umgekehrt. Ausgehend von der glatten Wand nimmt sie um 27% (k - ε) und 36% (SST) zu. Im Allgemeinen sind bei Verwendung des SST -Modells die berechneten Kräfte um durchschnittlich 12% geringer als beim Einsatz des k - ε -Modells.

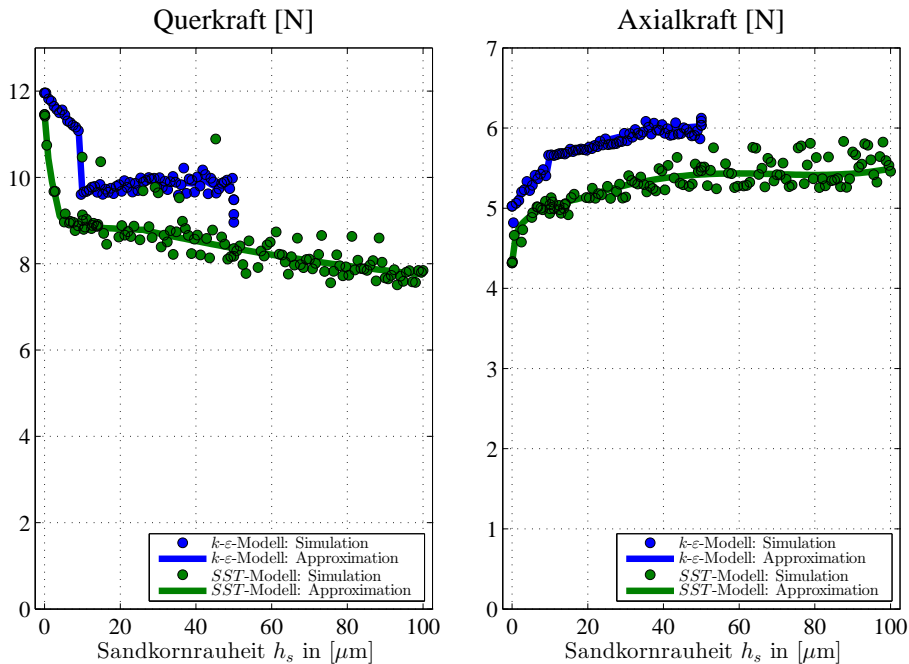


Abbildung 9: Strömungskräfte: Streuung bei k - ε und SST Modell über der Wandrauheit

Für Wandrauheiten $h_s = (0 \dots 10) \mu\text{m}$ haben die Kurven große Änderungsraten, beim k - ε -Modell ist sogar ein signifikanter Sprung beobachtbar. Dieser Effekt konnte mit einer Umstrukturierung des Strömungsfeldes in Zusammenhang gebracht werden. In der oberen Ventilkammer bildet sich ein großräumiger Wirbel aus. Dieser entsteht je nach Wandrauheit beim k - ε -Modell an zwei unterschiedlichen Winkelpositionen aus. Beim SST -Modell bilden sich die Wirbelstrukturen mit veränderter Lage und Ausdehnung aus, wodurch der Unterschied der beiden Modelle deutlich wird [7].

Die Untersuchungen zeigen, dass eine Berücksichtigung der Wandrauheit für pneumatische Innenströmungen sehr wichtig ist und die Strömungskräfte maßgeblich beeinflusst.

Nicht-Berücksichtigung der Wandrauheit würde die Querkraft unter- sowie die Axialkraft überschätzen.

Da die weiteren variierten Parameter keinen signifikanten Einfluss auf Durchfluss bzw. Kolbenkräfte ergeben, können für Überschallströmungen bei pneumatischen Widerstandsbauteilen die Wände als adiabatisch betrachtet und die Turbulenz am Einlass mit ihren Standardparametern verwendet werden. Beim k - ε -Turbulenzmodell konnte mit dem vorliegenden Fall kein Einfluss des Parameters $C_{\varepsilon 2}$, sowie beim SST -Modell der Parameter α_2 und β_2 festgestellt werden.

5 Diskussion und Ausblick

Ziel dieser Untersuchung war die systematische Analyse von Parametereinflüssen unter Verwendung der Zweigleichungs-Turbulenzmodelle k - ε und SST auf den überkritischen Durchfluss eines Pneumatikventils bei gegebenem Druckverhältnis. Es stellte sich heraus, dass die Wandrauheit ein einflussreicher Parameter ist. Sollen insbesondere die Strömungskräfte auf den Kolben berechnet werden, wird daher empfohlen, die Rauheit zu berücksichtigen. Der Durchfluss (Leitwert C) ist dagegen weniger empfindlich auf die Rauheit, obwohl er von ihr signifikant beeinflusst wird. Bei der Analyse der Kolbenkräfte handelt es sich ausschließlich um numerische Untersuchungen. Es wird daher empfohlen, experimentelle Daten zu den Kolbenkräften zu sammeln, um den Einfluss der Wandrauheit validieren zu können.

Dank

Die Inhalte dieses Papers sind während meiner Bachelorarbeit entstanden. Die Firma Festo hat die Arbeit unterstützt und betreut, wofür ich mich ganz herzlich bedanke! Ein großes Dankeschön richte ich an Herrn Dr.-Ing. Thomas Most von der Fa. Dynardo. Ohne die gestellte Grundlagenschulung in optiSLang wäre die Einarbeitungszeit in die Software um ein Vielfaches länger gewesen. Ein Dank gilt ebenfalls der Fördergesellschaft der Hochschule Furtwangen, welche die Arbeit unterstützt hat.

Literatur

- [1] J. Boussinesq. *Essai sur la théorie des eaux courantes / par J. Boussinesq. Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences 23*. Impr. nationale (Paris), 1877.
- [2] H. Oertel jr. M. Böhle und T. Rivol. *Strömungsmechanik*. Vieweg+Teuber, 6 edition, 2011.
- [3] M. Hasert. Festo CFD Case. *Deutschsprachige NAFEMS Konferenz: Berechnung und Simulation - Anwendungen, Entwicklungen, Trends*, 2014.
- [4] ISO 6358-1. *Pneumatic fluid power - Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids*. 2013.
- [5] T. Wintergerste M. Casey. Special Interest Group on *Quality and Trust in Industrial CFD*. ERCOFTAC, *Best Practice Guidelines*, 2000.
- [6] F. B. Mentner. Zonal two-equations k - ω turbulence model for aeronautic flows. *AIAA*, pages 1993–2906, 1993.
- [7] D. Schulz. Sensitivitätsanalyse von Modellparametern in CFD-Simulationen mit dem Festo CFD Validierungsmodell. Hochschule Furtwangen. *Bachelorarbeit*, 2015.
- [8] B. E. Launder und B. I. Sharma. Application of the energy dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. *Letters in Heat and Mass Transfer*, 1(2):Seiten 131–138, 1974.
- [9] B. E. Launder und D. B. Spalding. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2):Seiten 269–289, 1974.