

This document contains a post-print version of the paper

Dreistufiger Kolbenkompressor mit vorgeschaltetem Drehkolbenkompressor: Teil 1, Modellierung

authored by **T. Glück, W. Kemmetmüller, A. Kugi, and P. Zanolin**
and published in *at-Automatisierungstechnik*.

The content of this post-print version is identical to the published paper but without the publisher's final layout or copy editing. Please, scroll down for the article.

Cite this article as:

T. Glück, W. Kemmetmüller, A. Kugi, and P. Zanolin, "Dreistufiger Kolbenkompressor mit vorgeschaltetem Drehkolbenkompressor: Teil 1, Modellierung", *at-Automatisierungstechnik*, vol. 60, no. 12, pp. 766–775, 2012. DOI: [10.1524/auto.2012.1047](https://doi.org/10.1524/auto.2012.1047)

BibTex entry:

```
@Article{GlueckAT2012,  
  Title = {{Dreistufiger Kolbenkompressor mit vorgeschaltetem Drehkolbenkompressor: Teil 1, Modellierung}},  
  Author = {T. Gl"uck and W. Kemmetm"uller and A. Kugi and P. Zanolin},  
  Journal = {at--Automatisierungstechnik},  
  Year = {2012},  
  Number = {12},  
  Pages = {766-775},  
  Volume = {60},  
  Doi = {10.1524/auto.2012.1047}  
}
```

Link to original paper:

<http://dx.doi.org/10.1524/auto.2012.1047>

Read more ACIN papers or get this document:

<http://www.acin.tuwien.ac.at/literature>

Contact:

Automation and Control Institute (ACIN)
Vienna University of Technology
Gusshausstrasse 27-29/E376
1040 Vienna, Austria

Internet: www.acin.tuwien.ac.at
E-mail: office@acin.tuwien.ac.at
Phone: +43 1 58801 37601
Fax: +43 1 58801 37699



Dreistufiger Kolbenkompressor mit vorgeschaltetem Drehkolbenkompressor: Teil 1, Modellierung

Three-Stage Compressor with Upstream Roots Blower: Part 1, Modeling

Tobias Glück*, Wolfgang Kemmettmüller, Technische Universität Wien,
Patrick Zanolin, Graz,
Andreas Kugi, Technische Universität Wien

* Korrespondenzautor: glueck@acin.tuwien.ac.at

Zusammenfassung Dieser Beitrag beschäftigt sich mit der mathematischen Modellierung eines dreistufigen Kolbenkompressors mit vorgeschaltetem Drehkolbenkompressor, welcher zur Produktion von PET-Flaschen eingesetzt wird. Ausgehend von den Grundgesetzen der Thermodynamik werden die Einzelkomponenten des Kompressors mathematisch modelliert und der zugrunde liegende Kreisprozess beschrieben. Anhand von Simulationsstudien wird das Verhalten des Kompressors im belasteten Fall untersucht. Das entwickelte Modell dient als

Grundlage für den Reglerentwurf im zweiten Teil dieses Beitrags. ►► **Summary** This paper presents the mathematical modeling of a three-stage compressor with upstream roots blower. The individual components of the compressor are modeled based on the fundamental laws of thermodynamics in order to describe the underlying cyclic process. Simulation studies are carried out in order to analyse the behavior of the compressor. The developed model provides the basis for the subsequent controller design in the second part of this paper.

Schlagwörter Kolbenkompressor, Drehkolbenkompressor, mathematische Modellierung ►► **Keywords** Piston Compressor, roots blower, mathematical modeling

1 Einleitung

Die weltweite Produktion von PET-Flaschen liegt bei ca. 500 Milliarden Stück pro Jahr [10]. Zur Herstellung von PET-Flaschen werden sogenannte Preforms durch Blasmaschinen mithilfe von Druckluft in ihre endgültige Flaschenform gepresst. Die hierzu benötigte Druckluft mit einem Druck von ca. $p_s = 40$ bar und typischen Volumenströmen in der Größenordnung von $q = 2000$ m³/h wird in der Regel von mehrstufigen Kolbenkompresso-

ren bereitgestellt. Bedingt durch den Herstellungsprozess (Anlagenanlauf, häufige kurzzeitige Stillstände) kommt es zu großen sprungartigen Änderungen des Lastvolumenstromes, welche eine unzulässige Variation des Druckes zur Folge haben können. Diese Druckvariation beeinträchtigt wiederum die Produktqualität, weshalb eine genaue Regelung des Druckes in diesen Anlagen von besonderer Bedeutung ist. Insbesondere muss im Betrieb ein Absinken des Druckes unter einen minimalen Druck ver-

hindert werden. Bisher verwendete Regelungsstrategien für Kolbenkompressoren erhöhen den Druck im Druckspeicher im Vergleich zum benötigten Druck, um im Falle des Druckeinbruchs zufolge einer schnellen Änderung des Lastvolumenstroms die untere Grenze noch zuverlässig einhalten zu können. Zusätzlich zum bereits beschriebenen nachteiligen Einfluss der Druckschwankungen auf den Produktionsprozess besitzt diese Vorgehensweise den Nachteil, dass mit der Druckerhöhung auch eine Erhöhung der Leistungsaufnahme des Kompressors einhergeht. Weiterhin steigt die thermische Belastung der einzelnen Kompressorstufen, die im Hinblick auf den Verschleiß der Komponenten unerwünscht ist. Deutlich besser kann die Anlage betrieben werden, wenn der Druck mithilfe geeigneter Regelungsstrategien konstant gehalten wird. Moderne modellbasierte Regelungsverfahren erlauben es dabei nicht nur diese Primäranforderung zu erfüllen, sondern zusätzlich auch gezielt Einfluss auf die Lastverteilung zwischen den einzelnen Stufen des Kompressors und somit auf die maximal auftretenden Kolbentemperaturen zu nehmen. Damit ist, bei geeigneter Regelung, eine Verlängerung der Lebensdauer des Kompressors zu erwarten. Zudem ermöglicht die dem Regelungsentwurf zugrunde liegende mathematische Beschreibung die Analyse des Kompressors mit dem Ziel, Konstruktionsvarianten abzuschätzen und gegebenenfalls entsprechende leistungssteigernde Änderungen der Konstruktion abzuleiten. Der Fokus der mathematischen Modellierung liegt auf der Abbildung der wesentlichen Nichtlinearitäten und der dominierenden Dynamik des Systems.

Die mathematische Modellierung von pneumatischen Systemen wurde bereits in einer Reihe von Publikationen betrachtet. So werden z. B. in [11; 15] die thermodynamischen Grundlagen umfassend beschrieben und die wesentlichen Grundprinzipien der Modellierung von pneumatischen Systemen werden unter anderem in [1; 13] und [14] dargestellt. Mit der Entwicklung eines für die Simulation, die Analyse und den Reglerentwurf geeigneten mathematischen Modells eines mehrstufigen Kolbenkompressors beschäftigen sich hingegen nur sehr wenige Arbeiten. In [12] wird ein mathematisches Modell eines öl-gefüllten Schraubenkompressors vorgestellt. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Analyse des mittleren Massenstroms und des energetischen Wirkungsgrads. Ein stark vereinfachtes lineares Modell eines einstufigen Kolbenkompressor wird in [9] entwickelt. Wesentlich detailliertere thermodynamische Modelle einstufiger Kolbenkompressoren werden in [7] und [16] vorgestellt. In [6] wird zusätzlich der Einfluss des realen Gasverhaltens auf die Thermodynamik in einem Flügelzellenkompressor untersucht. Ein Simulationsmodell eines zweistufigen Kolbenkompressors wird in [5] hergeleitet, womit eine detaillierte Beschreibung der Kolbendrucke möglich ist. Eine detaillierte Analyse der Kolbentemperaturen erfolgt jedoch nicht. Schließlich stellt [3] eine objektorientierte Simulationsumgebung

für Kolbenkompressoren vor, welche die wesentlichen statischen Eigenschaften ein- und zweistufiger Kolbenkompressoren abbildet. Im Gegensatz zum vorliegenden Beitrag wird in [3] jedoch kein Modell zur Simulation des dynamischen Verhaltens dargestellt.

In diesem ersten Teil des Beitrages wird für den betrachteten Kompressor ein mathematisches Modell zur Analyse und zur Entwicklung einer geeigneten Regelungsstrategie (siehe zweiter Teil dieses Beitrages) erstellt. Das in diesem Beitrag betrachtete System unterscheidet sich in folgenden wesentlichen Punkten von den oben genannten Publikationen: (i) Es wird ein dreistufiger Kolbenkompressor mit vorgeschaltetem Drehkolbenkompressor (Roots-Gebälse) betrachtet. (ii) Die Einlassventile der Kolbenkompressorstufen sind mit Hilfe des VALCOM-System [8] verstellbar. (iii) Zwischen den einzelnen Kompressorstufen sind Kühler verbaut. Diese Eigenschaften des Systems führen zu einer wesentlich höheren Komplexität des resultierenden mathematischen Modells im Vergleich zu bekannten Arbeiten.

Dieser Beitrag ist wie folgt strukturiert: Im Abschnitt 2.1 wird eine einzelne Kolbenverdichterstufe beschrieben. Anschließend werden im Abschnitt 2.2 die verbindenden Rohrleitungen, im Abschnitt 2.3 die Saug- und Druckventile und im Abschnitt 2.4 der Drehkolbenkompressor modelliert. Im Abschnitt 2.5 wird ein vollständiges mathematisches Modell des Systems, bestehend aus den zuvor modellierten Einzelkomponenten, hergeleitet. Die Eigenschaften des Systems werden im Abschnitt 3 anhand von Simulationsergebnissen dargestellt.

2 Mathematische Modellierung

Der prinzipielle Aufbau des betrachteten Kompressors ist in Bild 1 dargestellt. Das System besteht aus einem Drehkolbenkompressor (d) über dessen Drehzahl der Massenstrom \dot{m}_d vorgegeben werden kann. Ihm folgen ein doppelwirkender Kolben der ersten Stufe und die beiden einfach wirkenden Kolben der zweiten und dritten Stufe des Kolbenkompressors. Die Einlassventile der einzelnen Stufen verfügen über ein sogenanntes VALCOM-System (vc), womit die Ventilöffnungszeiten vorgegeben werden können [8].

Nach jeder Stufe wird die komprimierte Luft mithilfe eines Wärmetauschers (wt) abgekühlt, bevor sie in die

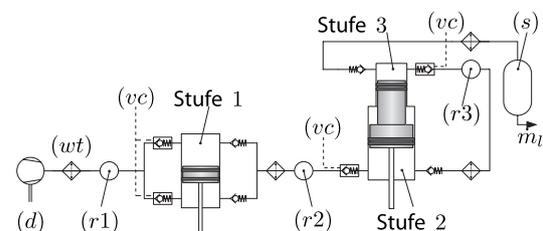


Bild 1 Prinzipskizze des Kompressors bestehend aus dem Drehkolbenkompressor (d), den drei Kolbenverdichterstufen, den Wärmetauschern (wt), den Rohrleitungen ($r1, r2, r3$) und den VALCOM-Systemen (vc).

Rohrleitungen (r1), (r2), (r3) bzw. in den Druckspeicher (s) gefördert wird. Vom Druckspeicher wird der unbekannte und stark variierende Lastmassenstrom \dot{m}_l an die Produktionsanlage abgegeben.

2.1 Kolbenverdichterstufe

Den folgenden Untersuchungen liegt der in Bild 2 schematisch dargestellte Zylinder zugrunde. Mit dem Index $k \in \{k11, k12, k2, k3\}$ werden im Folgenden die Zustands- und Eingangsgrößen der jeweiligen Zylinder gekennzeichnet. Durch das Saugventil wird der Massenstrom $\dot{m}_{k,z}$ mit der Temperatur $T_{k,z}$ angesaugt und über das Druckventil wird der Massenstrom $\dot{m}_{k,a}$ mit der Kolbentemperatur T_k ausgeblasen.

Für eine Beschreibung der thermodynamischen Prozesse im Inneren des Zylinders werden zwei unabhängige Zustandsgrößen, der Kolbendruck p_k und die Kolbentemperatur T_k , benötigt. Aus der Leistungsbilanz für den Zylinder (vgl. z. B. [15]) nach Bild 2 folgt, dass die Änderung der inneren Energie U_k gleich der Summe der zugeführten mechanischen Leistung $P_k = -p_k \dot{V}_k$, mit dem Kolbenvolumen V_k , der zu- und abgeführten thermischen Leistung \dot{Q}_k sowie der Summe der zu- und abfließenden Enthalpieströme $\dot{m}_{k,z} h_{k,z} - \dot{m}_{k,a} h_{k,a}$ ist

$$\frac{d}{dt} U_k = P_k + \dot{Q}_k + \dot{m}_{k,z} h_{k,z} - \dot{m}_{k,a} h_{k,a}. \tag{1}$$

Dabei beschreiben $h_{k,z}$ und $h_{k,a}$ die spezifischen Enthalpien des zu- bzw. abfließenden Gases des Kolbens. Im Weiteren wird angenommen, dass die Luft im Kolben durch das ideale Gasgesetz $p_k/\rho_k = R_s T_k$, mit dem Druck p_k , der Dichte ρ_k und der spezifischen Gaskonstanten R_s , beschrieben werden kann. Weiterhin werden die kalorischen Zustandsgleichungen des idealen Gases in der Form $du_k = c_v dT_k$ bzw. $dh_i = c_p dT_i$, mit der spezifischen inneren Energie u_k ($U_k = \rho_k V_k u_k$) und der spezifischen Enthalpie h_i , verwendet. Es wird schließlich vorausgesetzt, dass die spezifischen Wärmekapazitäten c_v und c_p temperaturunabhängig sind und dass der thermodynamische Prozess im Kolben adiabatisch ist, d. h. $\dot{Q}_k = 0$ gilt, siehe dazu z. B. [2].

Unter Berücksichtigung der Massenerhaltung in der Form

$$\frac{d}{dt} m_k = \frac{d}{dt} (\rho_k V_k) = \dot{m}_{k,z} - \dot{m}_{k,a}, \tag{2}$$

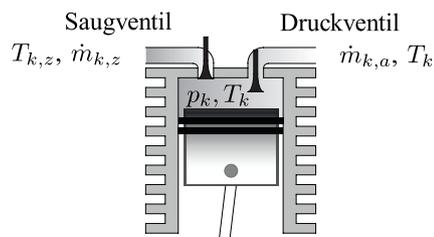


Bild 2 Schematische Darstellung eines Zylinders.

und der Beziehung für das ideale Gas $c_p - c_v = R_s$ kann die Differentialgleichung für die Kolbentemperatur T_k zu

$$\frac{d}{dt} T_k = \frac{R_s}{c_v} \frac{T_k}{p_k} \left(-p_k \dot{V}_k + \dot{m}_{k,z} (c_p T_{k,z} - c_v T_k) - \dot{m}_{k,a} R_s T_k \right), \tag{3}$$

formuliert werden. Eine Differentialgleichung für den Kolbendruck p_k kann aus (2) gefunden werden, indem man die Dichte ρ_k mithilfe des idealen Gasgesetzes als Funktion des Drucks p_k und der Temperatur T_k ausdrückt und anschließend die zeitliche Änderungen \dot{T}_k durch (3) ersetzt,

$$\frac{d}{dt} p_k = \frac{\kappa}{V_k} \left(-p_k \dot{V}_k + \dot{m}_{k,z} R_s T_{k,z} - \dot{m}_{k,a} R_s T_k \right). \tag{4}$$

Darin bezeichnet $\kappa = c_p/c_v$ den konstanten Isentropenkoeffizienten.

Das in (3) und (4) verwendete Kolbenvolumen V_k ergibt sich zufolge der Drehung der Pleuellenscheibe mit der konstanten Kompressorrehzahl n_k zu

$$V_k(t) = V_s + \frac{V_h}{2} (1 - \cos(2\pi n_k t)), \tag{5}$$

wobei V_h das Hubvolumen zwischen unterem und oberem Totpunkt des Pleuellensystems bezeichnet. Durch Fertigungstoleranzen und durch Ausdehnung in Folge von Temperaturänderungen muss zusätzlich ein sogenanntes Schadvolumen V_s zwischen Zylinderdeckel und dem oberen Totpunkt in Kauf genommen werden.

2.2 Rohrleitung

Die Modellierung der Rohrleitung erfolgt analog zu den Ausführungen in Abschnitt 2.1. Für die vor den jeweiligen Rohrleitungen angebrachten Wärmetauscher wird angenommen, dass der in das Rohrsegment zufließende Massenstrom $\dot{m}_{r,z}$ unabhängig vom Durchsatz auf die nominelle Kühlertemperatur $T_{wt} = 47^\circ\text{C}$ abgekühlt wird. Daraus folgt die konstante Temperatur $T_{r,z} = T_{wt}$ des in die Rohrleitung zufließenden Massenstroms. Die Anwendung des ersten Hauptsatzes (1) für ein konstantes Rohrvolumen ($\dot{V}_r = 0$) und ein ideal thermisch isoliertes Rohr ($\dot{Q}_r = 0$) ergibt die Differentialgleichung der Rohrtemperatur T_r

$$\frac{d}{dt} T_r = \frac{R_s}{c_v} \frac{T_r}{p_r} \left(\dot{m}_{r,z} (c_p T_{wt} - c_v T_r) - \dot{m}_{r,a} (c_p T_{r,a} - c_v T_r) \right). \tag{6}$$

Darin bezeichnet p_r den Druck und V_r das Volumen der Rohrleitung, $\dot{m}_{r,z}$ den zufließenden und $\dot{m}_{r,a}$ den abfließenden Massenstrom. Wie im Folgenden noch gezeigt wird, kann es zu einem Rückströmen von Luft aus dem Kolben über das Einlassventil in das vorgelagerte Rohrsegment kommen. Deswegen ist die Temperatur $T_{r,a}$ des Massenstroms $\dot{m}_{r,a}$ in (6) im Allgemeinen unterschiedlich zur Temperatur T_r im Rohr.



Die Differentialgleichung für den Rohrdruck p_r ergibt sich analog zu (4) in der Form

$$\frac{d}{dt} p_r = \frac{\kappa R_s}{V_r} (\dot{m}_{r,z} T_{wt} - \dot{m}_{r,a} T_{r,a}). \quad (7)$$

2.3 Saug- und Druckventile

Bild 3 zeigt eine Prinzipskizze der in Form von federbelasteten Rückschlagventilen gefertigten Saug- und Druckventile des Kolbenverdichters. Die Ventile bestehen im Wesentlichen aus einer Ventilplatte, die mit Rückstellfedern gegen den Ventilsitz gedrückt wird.

Durchflussgesetz einer Drossel

In erster Näherung können die Schlitz der Ventilplatte als Drossel mit variabler Querschnittsfläche betrachtet werden. Aufgrund der scharfkantigen Drossel tritt eine Einschnürung der Strömung auf, wodurch sich der effektive Strömungsquerschnitt verkleinert. Nach [14] bestimmt sich der Durchfluss einer adiabatischen Drossel bei einer Druckdifferenz $\Delta p = p_1 - p_2$ zu

$$\dot{m} = \alpha_v A_v \Psi(\Pi) \sqrt{2 p_v \rho_v} \text{sign}(\Delta p), \quad (8)$$

mit dem Druck $p_v = \max(p_1, p_2)$ in Strömungsrichtung vor und dem Druck $p_n = \min(p_1, p_2)$ in Strömungsrichtung nach der Drossel sowie dem Druckverhältnis $\Pi = p_v/p_n$. Weiterhin bezeichnet ρ_v die Dichte vor der Drossel und α_v den Kontraktionskoeffizienten, welcher das Verhältnis von geometrischer Ventilfläche A_v zu effektiver Querschnittsfläche der Strömung berücksichtigt.

Die in (8) verwendete Ausflussfunktion $\Psi(\Pi)$ lautet [14]

$$\Psi(\Pi) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[(\Pi)^{\frac{2}{\kappa}} - (\Pi)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} & \text{für } \Pi \leq \Pi_{krit} \\ \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}} & \text{für } \Pi > \Pi_{krit}, \end{cases} \quad (9)$$

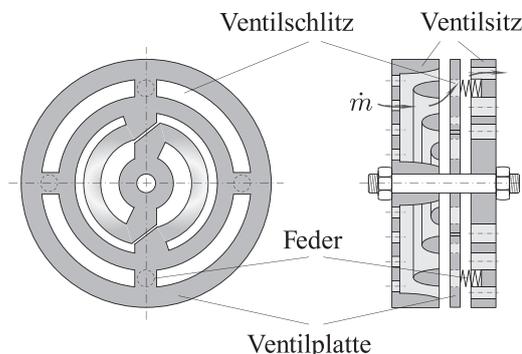


Bild 3 Schematische Darstellungen eines Plattenventils. Links die Ventilplatte mit kreisförmigen Schlitzen, rechts das Ventil bestehend aus Ventilsitz, Ventilplatte und Federn [8].

mit dem kritischen Druckverhältnis

$$\Pi_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (10)$$

Die Ausflussfunktion entspricht dabei einer auf den Druck vor der Drossel bezogenen Strömungsgeschwindigkeit und erreicht ihren Maximalwert bei der Schallgeschwindigkeit.

Ventilfläche und Einfluss der VALCOM

Die Saug- und Druckventile sind im Wesentlichen als federbelastete Plattenventile ausgeführt, welche ab einem Differenzdruck von $\Delta p \geq \Delta p_o$ öffnen und beim Unterschreiten von $\Delta p \leq \Delta p_c$ schließen, siehe Bild 4. Der Übergang zwischen geöffnetem und geschlossenem Ventil wird in Form einer linearen Abhängigkeit der Ventilöffnungsfläche vom Differenzdruck modelliert. Die Dynamik der federbelasteten Ventilplatten wird in Form eines Verzögerungsgliedes erster Ordnung approximiert.

VALCOM Stelleingang

Die Druckventile der einzelnen Kolbenstufen sind in Form von passiven federbelasteten Plattenventilen ausgeführt, womit die Öffnungsfläche A_v nur eine Funktion der Druckdifferenz Δp ist. Die Saugventile der einzelnen Kompressorstufen können hingegen durch eine Steuereinheit (VALCOM) am Schließen gehindert werden. Passiert der Kolben einer Kompressorstufe seinen unteren Totpunkt zum Zeitpunkt t_{UT} , so beginnt die Phase des Verdichtens und ein passives Saugventil würde aufgrund der entstehenden Druckdifferenz schließen. Dieser Zeitpunkt kann durch das Eingreifen des VALCOM-Systems bis zum oberen Totpunkt $t_{OT} = t_{UT} + T/2$ verzögert werden und es folgt die Schließzeit t_c zu

$$t_c = t_{UT} + \chi \frac{T}{2}, \quad \chi \in [0, 1], \quad (11)$$

mit der Periodendauer $T = 1/n_k$ des Kolbenkompressors. Dadurch strömt Luft in die Saugleitung zurück und nimmt nicht am Kompressionsprozess im Kolben teil. Die Ventilfläche A_v des Saugventils ist damit von der

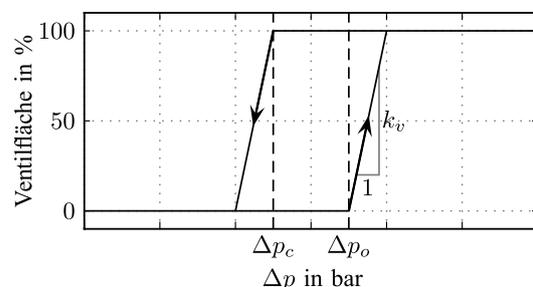


Bild 4 Hysterese der Ventilfläche A_v in Abhängigkeit des Differenzdrucks $\Delta p = p_1 - p_2$ mit dem Öffnungsdruck Δp_o , dem Schließdruck Δp_c und der Hysterese Steigung k_v .

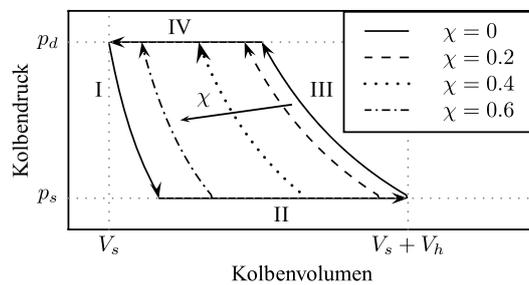


Bild 5 pV -Diagramm eines idealen Kolbenverdichters mit verschiedenen VALCOM-Stellungen χ : Adiabatische Expansion I, isobares Ansaugen II, adiabatische Kompression III, isobares Ausstoßen IV.

Druckdifferenz Δp und zusätzlich vom Stelleingang χ abhängig.

Mithilfe des VALCOM-Systems kann die Fördermenge der einzelnen Kompressorstufen gezielt beeinflusst werden, was in weiterer Folge die Regelung der Drücke zwischen den einzelnen Kompressorstufen und somit der Temperaturverteilung ermöglicht. Bild 5 zeigt den Einfluss des VALCOM-Systems anhand des pV -Diagramms eines idealisierten Kreisprozesses eines Kolbenverdichters bei verschiedenen VALCOM-Stellungen. Wie man erkennt, sinkt für steigende Werte von χ der vom Kompressor geförderte Massenstrom bis er für $\chi = 1$ komplett verschwindet.

Rückströmender Massenstrom

Die Saugventile sind jeweils zwischen einer Rohrleitung und einem Zylinder angebracht, womit der aus der Rohrleitung abgeführte Massenstrom $\dot{m}_{r,a}$ dem in den Zylinder zugeführten Massenstrom $\dot{m}_{k,z}$ entspricht, $\dot{m}_{r,a} = \dot{m}_{k,z} = \dot{m}$, siehe Bild 6.

Durch den Druckabfall über das Saugventil erfolgt eine Änderung der Temperatur der Luft, welche mithilfe einer isentropen Expansion modelliert wird, siehe z. B. [15]. Da das VALCOM-System eine Rückförderung von Luft aus dem Zylinder in die Rohrleitung erlaubt, kann der Massenstrom \dot{m} auch negative Werte annehmen. Dies wird durch die folgende, von der Strömungsrichtung abhängige, Berechnung der Temperaturen berücksichtigt

$$T_{r,a} = \begin{cases} T_r & \text{für } \dot{m} > 0 \\ T_k \left(\frac{p_r}{p_k} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} & \text{für } \dot{m} < 0, \end{cases} \quad (12a)$$

$$T_{k,z} = \begin{cases} T_r \left(\frac{p_k}{p_r} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} & \text{für } \dot{m} > 0 \\ T_k & \text{für } \dot{m} < 0, \end{cases} \quad (12b)$$

mit der Temperatur $T_{r,a}$ der aus bzw. in das Rohr strömenden Luft und der Temperatur $T_{k,z}$ der aus bzw. in den Kolben fließenden Luft.

2.4 Drehkolbenkompressor

Drehkolbenkompressoren sind eine spezielle Form von rotierenden Verdrängermaschinen. Durch den sehr ein-

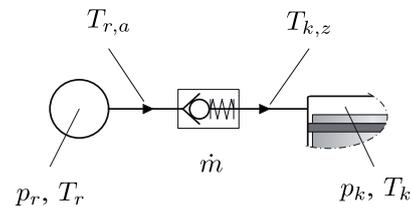


Bild 6 Temperaturen $T_{r,a}$ und $T_{k,z}$ des zufließenden Massenstroms \dot{m} vor und nach dem Saugventil.

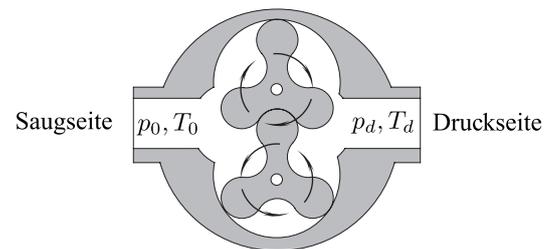


Bild 7 Schematische Darstellung eines Drehkolbenkompressors mit drei Verdrängern pro Rotor.

fachen Aufbau ist ein berührungsfreier, und somit ölfreier Lauf möglich, was insbesondere für das betrachtete Anwendungsgebiet in der PET-Flaschenproduktion wichtig ist. Bild 7 zeigt den schematischen Aufbau eines Drehkolbenkompressors mit drei Verdrängern pro Rotor.

Eine exakte Beschreibung des Drehkolbenkompressors gestaltet sich aufgrund der komplexen Geometrie der Strömungspfade im Kompressor als schwierig. Daher basiert die mathematische Modellierung auf physikalisch motivierten Ansätzen, die sowohl den Massenstrom \dot{m} durch den Drehkolbenkompressor als auch die resultierende Temperaturerhöhung der Luft beschreiben. Der Abgleich der Parameter des Modells erfolgt anhand der gemessenen Kennfelder des Drehkolbenkompressors.

Der theoretische, geometrische Massenstrom \dot{m}_{th} eines Drehkolbenkompressors ist nach [17] eine lineare Funktion der Drehzahl n_d und in der Form

$$\dot{m}_{th} = \rho_0 \frac{A_a D_r^2 \pi}{A_r 4} b_a n_d = \rho_0 k_{d1} n_d, \quad (13)$$

mit dem zylindrischen Arbeitsraumquerschnitt A_a und dessen Breite b_a , dem Rotorquerschnitt A_r und dem Rotordurchmesser D_r , sowie der Dichte ρ_0 der angesaugten Luft, gegeben. Infolge der Druckerhöhung $\Delta p = p_d - p_0$ stellen sich in den Spaltflächen zwischen den Verdrängern sogenannte Stirnspaltverluste und in den Umfangsspalten zwischen Verdränger und Gehäuse Umfangsspaltverluste ein. Diese mindern die Förderleistung des Drehkolbenkompressors und sind von der Druckdifferenz abhängig [17]. Mit der Summe der Spaltflächen A_{sp} und dem Druckverlustbeiwert ζ kann der



theoretische Spaltmassenstrom für eine turbulente inkompressible Strömung [17] durch

$$\dot{m}_{sp} = \rho_0 A_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho_0 \xi}} \sqrt{p_d - p_0} = \rho_0 k_{d2} \sqrt{p_d - p_0} \quad (14)$$

abgeschätzt werden. Der theoretische Massenstrom (13) und die Spaltverluste (14) motivieren den phänomenologischen Ansatz für den Massenstrom des Drehkolbenkompressors

$$\dot{m}_d = \rho_0 k_{d1} n_d - \rho_0 k_{d2} \sqrt{p_d - p_0}, \quad (15)$$

wobei die Parameter k_{d1} und k_{d2} mithilfe einer Least-Squares Identifikation an vorhandene Kennfelddaten angepasst wurden. Die Bilder 8 und 9 zeigen, dass die Messungen sehr gut mit dem Ansatz (15) approximiert werden können. Anhand des ersten Hauptsatzes für stationäre Fließprozesse [15] lässt sich die auftretende Temperaturerhöhung der Luft im Drehkolbenkompressor beschreiben. Setzt man voraus, dass die zu- und abfließenden Massenströme gleich \dot{m}_d sind und die Energie des thermodynamischen Systems konstant ist, folgt für die Temperaturerhöhung als Funktion der Druckdifferenz und der Drehzahl n_d

$$T_d = T_0 + \frac{1}{c_p \dot{m}_d} (P_d + \dot{Q}_d), \quad (16)$$

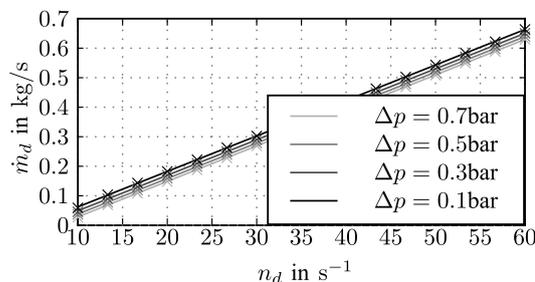


Bild 8 Approximation des Drehkolbenkompressormassenstroms \dot{m}_d in Abhängigkeit der Drehzahl n_d und des Differenzdrucks $\Delta p = p_d - p_0$.

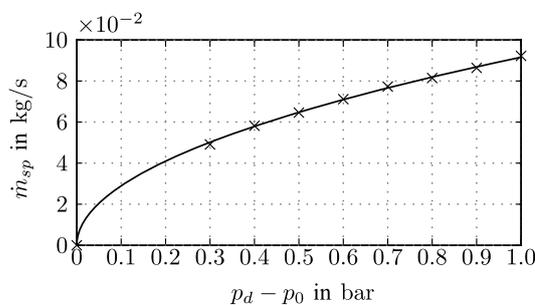


Bild 9 Approximation des Spaltmassenstroms \dot{m}_{sp} in Abhängigkeit der Druckdifferenz $\Delta p = p_d - p_0$.

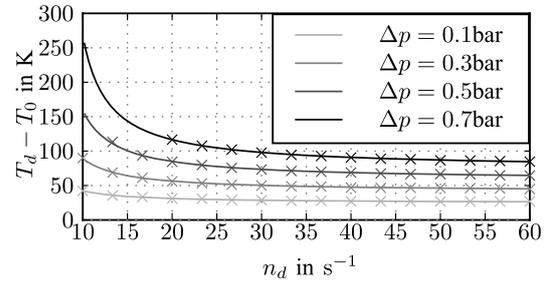


Bild 10 Approximation der Temperaturerhöhung des Drehkolbenkompressors zufolge der Reibung und Verdichtung.

mit der zugeführten mechanischen Leistung P_d

$$P_d = \frac{\dot{m}_{th}}{\rho_0} (p_d - p_0) = k_{d1} n_d (p_d - p_0) \quad (17)$$

sowie dem phänomenologischen Ansatz für die zugeführte Wärmeleistung

$$\dot{Q}_d = k_{d3} n_d, \quad (18)$$

mit den Parametern k_{d1} und k_{d3} . Der Parameter k_{d3} wurde ebenfalls mithilfe einer Least-Squares Identifikation an Messungen angepasst. Die sehr gute Übereinstimmung der Messdaten mit dem Ansatz ist in Bild 10 gezeigt.

2.5 Vollständiges Kompressormodell

Der Aufbau des Kompressors und die Bezeichnung der Komponenten ist nochmals in Bild 11 dargestellt. Wie eingangs erwähnt, besteht das System aus dem Drehkolbenkompressor, der den Massenstrom \dot{m}_d über einen Wärmetauscher (ausfließende Lufttemperatur T_{wt}) in das Volumen V_{r1} (Druck p_{r1} , Temperatur T_{r1}) fördert. Anschließend folgt der doppelwirkende Kolben der ersten Stufe mit den zufließenden Massenströmen $\dot{m}_{k11,z}$ und $\dot{m}_{k12,z}$, welche über den VALCOM-Stelleingang χ_1 geregelt werden können und den abfließenden Massenströmen $\dot{m}_{k11,a}$ und $\dot{m}_{k12,a}$, welche über einen Wärmetauscher in die Rohrleitung mit dem Volumen V_{r2} (Druck p_{r2} , Temperatur T_{r2}) gefördert werden. Die entsprechenden Zylinderdrücke und -temperaturen der

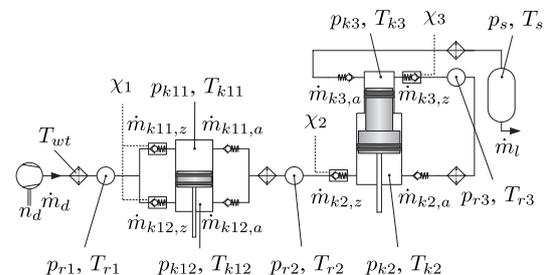


Bild 11 Vollständiges Kompressormodell bestehend aus dem Drehkolbenkompressor, den drei Kolbenverdichterstufen, den Wärmetauschern, den Rohrleitungen und den VALCOM Systemen.

ersten Stufe werden mit p_{k11} und p_{k12} bzw. T_{k11} und T_{k12} bezeichnet.

Die zweite Kolbenverdichterstufe wird durch den Druck p_{k2} , die Temperatur T_{k2} , die VALCOM-Stellung χ_2 sowie die Massenströme $\dot{m}_{k2,z}$ und $\dot{m}_{k2,a}$ beschrieben. Dabei wird der Massenstrom $\dot{m}_{k2,z}$ aus dem Volumen V_{r2} entnommen und der Massenstrom $\dot{m}_{k2,a}$ in die Rohrleitung mit dem Volumen V_{r3} (Druck p_{r3} , Temperatur T_{r3}) über einen Wärmetauscher gefördert.

Zur Beschreibung der dritten Stufe werden der Druck p_{k3} , die Temperatur T_{k3} , die VALCOM-Stellung χ_3 sowie die Massenströme $\dot{m}_{k3,z}$ und $\dot{m}_{k3,a}$ verwendet. Der von der dritten Stufe geförderte Massenstrom $\dot{m}_{k3,a}$ wird schließlich über einen Wärmetauscher in den Druckspeicher gefördert. Die Luft im Druckspeicher besitzt den Druck p_s und die Temperatur T_s . Weiterhin wird der Lastmassenstrom mit \dot{m}_l bezeichnet.

Die Druckaufbaugleichungen der Rohrleitungen folgen aus (7) zu

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} p_{r1} &= \frac{\kappa R_s}{V_{r1}} \left(\dot{m}_d T_{wt} - \dot{m}_{k11,z} T_{r11,a} - \dot{m}_{k12,z} T_{r12,a} \right) \\ \frac{d}{dt} p_{r2} &= \frac{\kappa R_s}{V_{r2}} \left((\dot{m}_{k11,a} + \dot{m}_{k12,a}) T_{wt} - \dot{m}_{k2,z} T_{r2,a} \right) \\ \frac{d}{dt} p_{r3} &= \frac{\kappa R_s}{V_{r3}} \left(\dot{m}_{k2,a} T_{wt} - \dot{m}_{k3,z} T_{r3,a} \right) \\ \frac{d}{dt} p_s &= \frac{\kappa R_s}{V_s} \left(\dot{m}_{k3,a} T_{wt} - \dot{m}_l T_s \right) \end{aligned} \quad (19)$$

und aus (6) lassen sich die Temperaturdifferentialgleichungen der Rohrleitungen wie folgt

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} T_{r1} &= \frac{R_s}{c_v p_{r1} V_{r1}} T_{r1} \left(\dot{m}_d (c_p T_{wt} - c_v T_{r1}) \right. \\ &\quad \left. - \dot{m}_{k11,z} (c_p T_{r11,a} - c_v T_{r1}) \right. \\ &\quad \left. - \dot{m}_{k12,z} (c_p T_{r12,a} - c_v T_{r1}) \right) \\ \frac{d}{dt} T_{r2} &= \frac{R_s}{c_v p_{r2} V_{r2}} T_{r2} \left(\dot{m}_{k11,a} (c_p T_{wt} - c_v T_{r2}) \right. \\ &\quad \left. + \dot{m}_{k12,a} (c_p T_{wt} - c_v T_{r2}) \right. \\ &\quad \left. - \dot{m}_{k2,z} (c_p T_{r2,a} - c_v T_{r2}) \right) \\ \frac{d}{dt} T_{r3} &= \frac{R_s}{c_v p_{r3} V_{r3}} T_{r3} \left(\dot{m}_{k2,a} (c_p T_{wt} - c_v T_{r3}) \right. \\ &\quad \left. - \dot{m}_{k3,z} (c_p T_{r3,a} - c_v T_{r3}) \right) \\ \frac{d}{dt} T_s &= \frac{R_s}{c_v p_s V_s} T_s \left(\dot{m}_{k3,a} (c_p T_{wt} - c_v T_s) - \dot{m}_l R_s T_s \right) \end{aligned} \quad (20)$$

herleiten. Die Temperaturen $T_{rj,a}$, $j \in \{11, 12, 2, 3\}$ der abfließenden Rohrmassenströme ergeben sich aus (12)

durch Einsetzen der entsprechenden Massenströme und Temperaturen in der Form

$$T_{rj,a} = \begin{cases} T_{rj} & \text{für } \dot{m}_{kj,z} > 0 \\ T_{kj} \left(\frac{p_{rj}}{p_{kj}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} & \text{für } \dot{m}_{kj,z} < 0, \end{cases} \quad (21)$$

wobei natürlich $T_{r11} = T_{r21} = T_{r1}$ sowie $p_{r11} = p_{r12} = p_{r1}$ gilt. Die Druckdifferentialgleichungen der einzelnen Kolbenstufen lauten nach (4)

$$\frac{d}{dt} p_{kj} = \frac{\kappa}{V_{kj}} \left(-p_{kj} \dot{V}_{kj} + \dot{m}_{kj,z} R_s T_{kj,z} - \dot{m}_{kj,a} R_s T_{kj} \right), \quad (22)$$

während sich die Temperaturdifferentialgleichungen der Kolben nach (3) zu

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} T_{kj} &= \frac{R_s}{c_v p_{kj} V_{kj}} T_{kj} \left(-p_{kj} \dot{V}_{kj} - \dot{m}_{kj,a} R_s T_{kj} \right. \\ &\quad \left. + \dot{m}_{kj,z} (c_p T_{kj,z} - c_v T_{kj}) \right), \end{aligned} \quad (23)$$

für $j \in \{11, 12, 2, 3\}$ errechnen. Die entsprechenden Temperaturen der zufließenden Massenströme folgen wiederum aus (12) zu

$$T_{kj,z} = \begin{cases} T_{rj} \left(\frac{p_{kj}}{p_{rj}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} & \text{für } \dot{m}_{kj,z} > 0 \\ T_{kj} & \text{für } \dot{m}_{kj,z} < 0. \end{cases} \quad (24)$$

Schließlich ergeben sich die jeweiligen Massenströme $\dot{m}_{kj,z}$ und $\dot{m}_{kj,a}$, $j \in \{11, 12, 2, 3\}$, aus (8) mit der Ausflussfunktion nach (9).

2.6 Modellierung der Drucksensoren

Die Drücke p_{r1} , p_{r2} , p_{r3} und p_s in den Rohrleitungen zwischen den Verdichterstufen werden mithilfe von Druckmessumformern des Typs MBS33 [4] gemessen. Das Messprinzip beruht auf der Widerstandsänderung von Dehnungsmessstreifen (DMS), die auf einer Edelstahlmembran angebracht sind. Der integrierte Druckstoßminderer ist notwendig, um Druckspitzen, welche durch das schnelle Schließen der Ventile entstehen können, zu glätten. Die Ansprechzeit dieser Druckmessumformer liegt für gasförmige Medien im Bereich von 30 ms. Angesichts dieser Reaktionszeit ist die Sensordynamik nicht vernachlässigbar und wird deshalb über ein Verzögerungsglied 1. Ordnung modelliert.

3 Simulationsergebnisse

Das vollständige Kompressormodell wurden in MATLAB/SIMULINK implementiert. In den folgenden Simulationsstudien wird das Verhalten des Systems unter verschiedenen Bedingungen untersucht. Dabei werden aus Gründen der Übersicht lediglich der Mittelwert der Massenströme und der Rohrdrücke

$$\bar{x}(t) = \frac{1}{T} \int_{t-T}^t x(\tau) d\tau \quad (25)$$

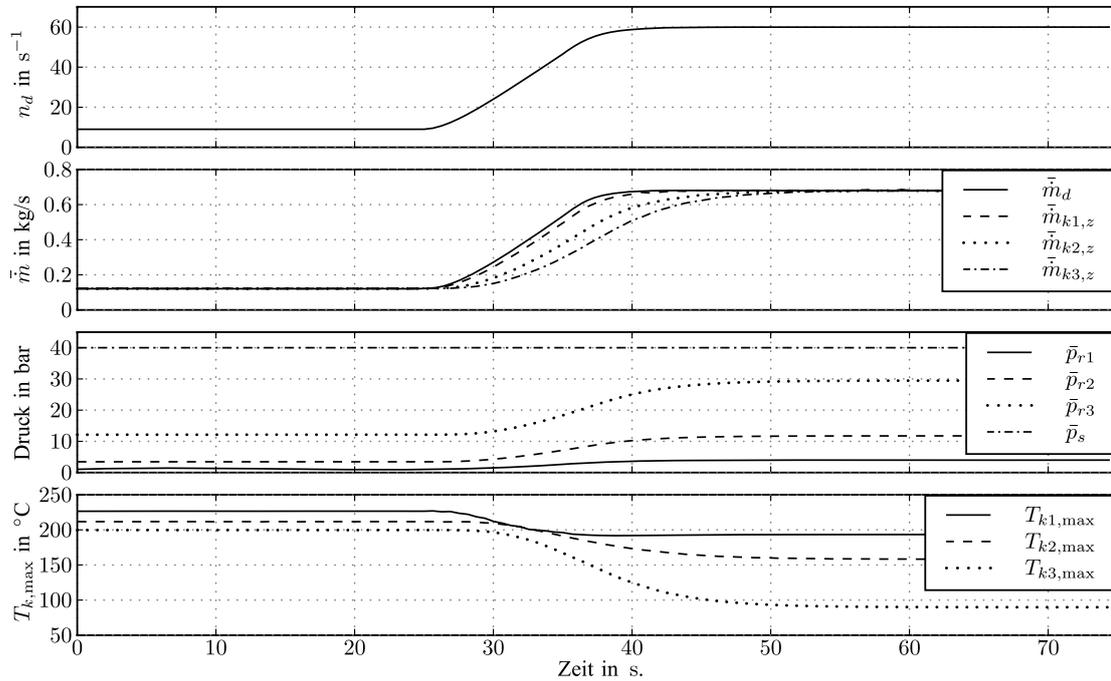


Bild 12 Simulationsergebnisse des vollständigen Kompressormodells für konstante VALCOM-Stellungen $\chi_j = 0,5, j = 1, \dots, 3$, und veränderliche Drehzahl n_d des Drehkolbenkompressors.

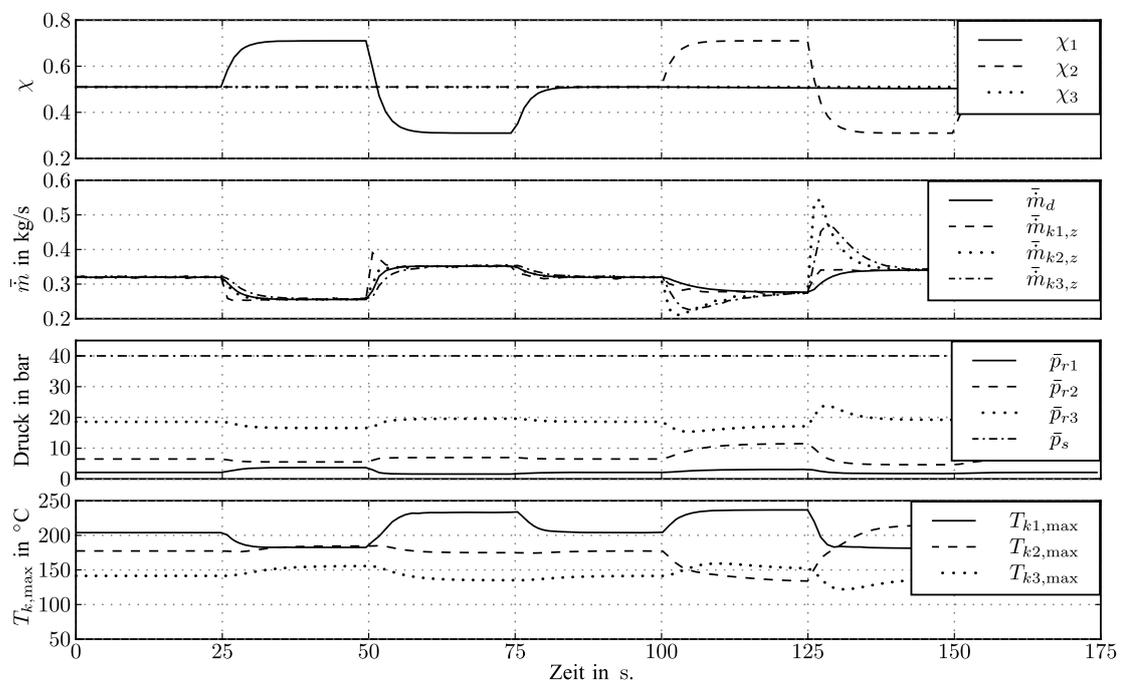


Bild 13 Simulationsergebnisse des vollständigen Kompressormodells für konstante Drehzahl $n_d = 30 \text{ s}^{-1}$ des Drehkolbenkompressors und veränderliche VALCOM-Stellungen.

sowie die Maximalwerte der Temperaturen des vollständigen Kompressormodells dargestellt. Die Periodendauer T einer Umdrehung des Kolbenkompressors errechnet sich für eine Drehzahl $n_k = 750$ U/min zu $T = 80$ ms.

Das Verhalten des Systems bei einer Änderung der Drehzahl n_d des Drehkolbenkompressors von $n_d = 9$ s⁻¹ auf $n_d = 60$ s⁻¹ mit der maximal möglichen Drehzahländerungsrate von $\dot{n}_d = 5$ s⁻² ist in Bild 12 gezeigt. Dabei wurde der Druck p_s im Druckspeicher konstant auf $p_s = 40$ bar gehalten und für die VALCOM Ventile eine mittlere Stellung von $\chi = 0,5$ gewählt. Wie in Bild 12 zu sehen, bewirkt eine Erhöhung der Drehzahl n_d eine Erhöhung des Massenstroms \dot{m}_d , was aufgrund der Massenerhaltung eine Erhöhung der Massenströme der einzelnen Stufen des Kolbenkompressors zur Folge hat. Der Massenstrom $\dot{m}_{k1,z}$ setzt sich dabei aus den beiden Massenströmen des doppelwirkenden Zylinderkolbens zusammen, d. h. $\dot{m}_{k1,z} = \dot{m}_{k11,z} + \dot{m}_{k12,z}$. Der steigende Massenstrom durch den Kompressor führt bei konstanter VALCOM-Stellung zu einer Erhöhung der Rohrdrücke. Da damit jedoch das Druckverhältnis zwischen Saug- und Druckseite der einzelnen Kolbenkompressorstufen absinkt, bewirkt dies eine Verringerung der maximalen Kolbentemperaturen, siehe Bild 12.

Der Einfluss der VALCOM-Stellungen wird in den Simulationen in Bild 13 untersucht. Diese Simulation erfolgt bei einer konstanten Drehzahl n_d des Drehkolbenkompressors von $n_d = 30$ s⁻¹ und einem konstanten Druck im Druckspeicher von $p_s = 40$ bar. Die Simulationsergebnisse in Bild 13 zeigen deutlich, dass eine sehr schnelle und gezielte Variation der Rohrdrücke und der daraus resultierenden maximalen Kolbentemperaturen durch die VALCOM-Stellungen möglich ist.

4 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem ersten Teil des Beitrag wurde die Modellierung eines dreistufigen Kolbenkompressors mit vorgeschaltetem Drehkolbenkompressor vorgestellt. Die Einzelkomponenten, nämlich der Drehkolbenkompressor, die Kolbenverdichterstufen und die entsprechenden Rohrleitungen, wurden mithilfe der Grundgesetze der Thermodynamik mathematisch beschrieben. Ferner wurde der Einfluss der VALCOM-Steuereinheit zur Regulierung der an der Verdichtung teilnehmenden Luftmenge in den einzelnen Kolbenverdichterstufen untersucht und physikalisch modelliert. Ausgehend hiervon konnte ein vollständiges Kompressormodell, welches den zugrunde liegenden Kreisprozess detailliert beschreibt, hergeleitet werden. Anhand von Simulationsstudien wurde das Verhalten des Kompressors auf Änderungen der Drehzahl des Drehkolbenverdichters und der VALCOM-Stellungen untersucht.

Im zweiten Teil dieses Beitrag wird ausgehend vom erarbeiteten vollständigen Kompressormodell ein vereinfachtes Mittelwertmodell unter Ausnutzung der Periodizität der Systemgrößen des Kompressors abgeleitet.

Dieses reduzierte Modell dient als Grundlage für die Entwicklung einer nichtlinearen Mehrgrößenregelungsstrategie.

Literatur

- [1] P. BEATER, *Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control*, Springer, Berlin, 2007.
- [2] S. W. BROK, S. TOUBER UND J. S. VAN DER MEER, *Modeling of Cylinder Heat Transfer – Large Effort, Little Effect?*, Int. Compressor Engineering Conference, Paper 305, Seiten 43–50, 1980.
- [3] R. DAMLE, J. RIGOLA, C. D. PEREZ-SEGARRA, J. CASTRO UND A. OLIVA, *Object-oriented simulation of reciprocating compressors: Numerical verification and experimental comparison*, Int. Journal of Refrigeration, Jahrgang 34, Seiten 1989–1998, 2011.
- [4] DANFOSS, *Druckmessumformer für industrielle Anwendungen Typ MBS32 und MBS33*, Produktdatenblatt, 2009.
- [5] M. ELHAI, F. GU, A. D. BALL, A. ALBARBAR, M. ALQATTA UND A. NAID, *Numerical Simulation and Experimental Study of a Two-Stage Reciprocating Compressor for Condition Monitoring*, Mechanical Systems and Signal Processing, Jahrgang 22, Seiten 374–389, 2008.
- [6] F. GYBERG UND H. S. NISSEN, *A Simulation Model for Fixed Vane Rotary Compressor Using Real Gas Properties*, Int. Compressor Engineering Conference, Paper 430, Seiten 33–39, 1984.
- [7] J. HAFNER UND B. GASPERIC, *Dynamic Modeling of Reciprocating Compressor*, Int. Compressor Engineering Conference, Paper 708, Seiten 216–221, 1990.
- [8] HOERBIGER, VALCOM: *Das Energieeinsparungssystem für PET-Kompressoren*, technische Produktbeschreibung, 2008.
- [9] B. J. HUANG UND Y. C. CHEN, *System Dynamics and Control of a Linear Compressor for Stroke and Frequency Adjustment*, ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Jahrgang 124, Seiten 176–182, 2002.
- [10] KLÖCKNER WERKE AG, *Steigerung von Energie- und Ressourceneffizienz bei der Herstellung von PET-Flaschen* Pressemeldung vom 08.09.2010, url: <http://www.khs.com>, Aufruf 26.11.2011.
- [11] G. KLUGE UND G. NEUGEBAUER, *Grundlagen der Thermodynamik*, Spektrum Verlag, Heidelberg, 1994.
- [12] S. V. KRICHEL UND O. SAWODNY, *Dynamic modeling of compressors illustrated by an oil-flooded twin helical screw compressor*, Mechatronics, Jahrgang 21, Seiten 77–84, 2011.
- [13] H. Murrenhoff, *Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 2 – Pneumatik*, Shaker Verlag, Aachen, 2. Auflage, 2006.
- [14] J. H. Spurb und N. Aksel, *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*, Springer-Verlag, Berlin, 7. Auflage, 2007.
- [15] P. Stephan, K. Schaber, K. Stephan, und F. Mayinger, *Thermodynamik Grundlagen und technische Anwendungen Band 1: Einstoffsysteme*, Springer-Verlag, Berlin, 17. Auflage, 2006.
- [16] S. Y. SUN UND T. R. REN, *New Method of Thermodynamic Computation for a Reciprocating Compressor: Computer Simulation of Working Process*, Int. Journal of Mechanical Science, Jahrgang 37, No. 4, Seiten 343–353, 1995.
- [17] B. Blume, G. Grabov, R. Neumair und D. Reinger, *Rotierende Verdrängermaschinen (Pumpen, Verdichter und Vakuumpumpen)*, Faragallah, Sulzbach 2. Auflage, 2004.

Manuskriptingang: 11. Juni 2012



Dipl.-Ing. Tobias Glück ist Projektassistent am Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik (ACIN) der Technischen Universität Wien. Hauptarbeitsgebiete: Modellbasierter Beobachter- und Regelungsentwurf mit Anwendungen in der Pneumatik und Elektromechanik.

Adresse: Technische Universität Wien, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, A-1040 Wien, E-Mail: glueck@acin.tuwien.ac.at

Dr.-Ing. Wolfgang Kemmettmüller ist Post-Doktorand am Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik (ACIN) der Technischen Universität Wien. Hauptarbeitsgebiete: Modellbasierter Steuerungs- und Regelungsentwurf für lineare und nichtlineare Systeme mit Anwendungen in der Hydraulik, der Mechatronik und in der Fahrzeugtechnik sowie Anwendungen mit intelligenten Fluiden (elektrorheologische Fluide).

Adresse: Technische Universität Wien, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, A-1040 Wien,
E-Mail: kemmettmueller@acin.tuwien.ac.at

Dipl.-Ing. Patrick Zanolin war Diplomand am Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik (ACIN) der Technischen Universität Wien.

Adresse: Schauensteingasse 4 Top 7, A-8010 Graz,
E-Mail: patrick.zanolin@gmx.at

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Kugi ist Institutsvorstand am Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik (ACIN) der Technischen Universität Wien. Hauptarbeitsgebiete: Modellierung, Simulation und Regelung nichtlinearer sowie infinit-dimensionaler mechatronischer Systeme mit Anwendungen in der Hydraulik und Pneumatik, der Walzwerksautomatisierung, in der Automobilindustrie sowie für mikromechanische Systeme.

Adresse: Technische Universität Wien, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, A-1040 Wien,
E-Mail: kugi@acin.tuwien.ac.at

Vorschau auf Heft 1/2013

Unsere nächste Ausgabe ist ein Schwerpunktheft zum Thema „Engineering“ (Gastherausgeber: Ch. Diedrich) und enthält unter anderen folgende Beiträge:

- *B. Kormann*: Engineering-Schwerpunkt Automatisierter modellbasierter Applikationstest für SPS Steuerungsprogramme auf der Basis von UML
- *M. Maurmaier*: Effizienz durch systematischen Einsatz von Modellen in der Entwicklung von Automatisierungssystemen
- *J. Ploennigs*: Ganzheitlicher, automatischer Entwurf drahtloser Gebäudeautomationssysteme
- *A. Schimschar*: Koexistenzsimulation von drahtlosen Systemen als Bestandteil des Engineerings

Weitere Informationen über geplante Hefte, ausführliche Informationen über die in den letzten Heften der **at** erschienenen Beiträge sowie Hinweise für Autoren finden Sie im Internet unter <http://www.at-automatisierungstechnik.de>.