

Industrie armaturen

The Industrial Valve Journal

<http://www.industriearmaturen.de>

Neue Lösungen für ein wirtschaftliches Prozessregelventil

New solutions for cost-efficient process-control valves

Lothar Grutesen, ARCA Regler GmbH, Tönisvorst

erschienen in Industriearmaturen Heft 3, September 2007

Vulkan-Verlag GmbH, Essen

Ansprechpartner: W. Mönning Tel. 0201/82002-25, E-Mail: w.moenning@vulkan-verlag.de

Neue Lösungen für ein wirtschaftliches Prozessregelventil

New solutions for cost-efficient process-control valves

Von Lothar Grutesen

Das Ziel jeder konstruktiven Maßnahme, die Wirtschaftlichkeit von Stellventilen zu erhöhen, ist die Verlängerung der eigentlichen Betriebsphase, das heißt die Vermeidung von Ansatzpunkten für Korrosion und Materialermüdung. Ein zusätzlicher Aspekt ist die einfache und vor allem prozesssichere Wartung.

Dieser Beitrag untersucht in diesem Rahmen folgende Ausfallursachen:

- Zerstörung des Ventilgehäuses durch Bypassleckage
 - Ausfall der Spindelabdichtung durch Korrosion im Stopfbuchsbereich
 - innere Korrosion bei pneumatischen Stellantrieben
- und beschreibt entsprechende Lösungen zu ihrer Vermeidung.*

The basic target of any design provision intended to enhance the cost-efficiency of control valves is that of prolonging the actual operating campaign, i.e., by avoiding points at which corrosion and material-fatigue occur. A further aspect is simple and, above all, process-safe, servicing and maintenance.

This article examines within this framework the following potential causes of failure:

- Destruction of the valve housing by bypass leakage
 - Corrosion-induced failure of spindle seals in the stuffing-box area
 - Internal corrosion in pneumatic actuator systems
- and examines appropriate measures for their avoidance.*

Als Schlüsselkomponenten in prozesstechnischen Anlagen wird die Wirtschaftlichkeit von Stellventilen nicht vom Einstandspreis, sondern hauptsächlich von den Produktfolgekosten, insbesondere von den Kosten für die Wartung beeinflusst. Darüber hinaus werden die Produktfolgekosten wesentlich durch die Kosten für ungeplante Stillstände und den damit verbundenen Produktionsausfällen bestimmt.

Neben den Bestrebungen, durch Zustandsüberwachung und Ventildiagnose die Wahrscheinlichkeit eines ungeplanten Stillstandes zu minimieren, bietet auch das Stellventil selber in seiner mechanischen Konstruktion ein Optimierungspotential zur Erhöhung der Lebensdauer und der Zuverlässigkeit.

Der Lebenszyklus eines jeden technischen Gerätes wird bestimmt durch die so genannte „Badewannenkurve“ (**Bild 1**). Nach einer Anfangsphase mit relativ hoher Ausfallwahrscheinlichkeit (hauptsächlich verursacht durch Fehler bei Auslegung, Materialauswahl oder Installation) schließt sich die eigentliche Betriebsphase an, die auch die MTBF (Mean Time between Failure) bestimmt. Bei zunehmender Betriebsdauer steigt die Ausfallwahrscheinlichkeit wieder an, hauptsächlich verursacht durch Materialermüdung (durch Wechselbelastungen und natürliche Alterung) und Korrosion.

Das Ziel jeder konstruktiven Maßnahme am Stellventil ist daher die Verlängerung der eigentlichen Betriebsphase,

das heißt die Vermeidung von Ansatzpunkten für Korrosion und Materialermüdung. Zusätzlicher Aspekt sollte die einfache und vor allem prozesssichere Wartung sein. Ausgangspunkt für alle konstruktiven Maßnahmen ist eine Ausfallanalyse, wie sie wohl von jedem Armaturenhersteller und auch von den größeren Anwendern im Rahmen der Reparatur- und Serviceeinsätze durchgeführt wird.

An dieser Stelle soll auf die nachfolgend aufgeführten Ausfallursachen näher eingegangen und die entsprechenden Lösungen aufgezeigt werden:

- Zerstörung des Ventilgehäuses durch Bypassleckage
- Ausfall der Spindelabdichtung durch Korrosion im Stopfbuchsbereich

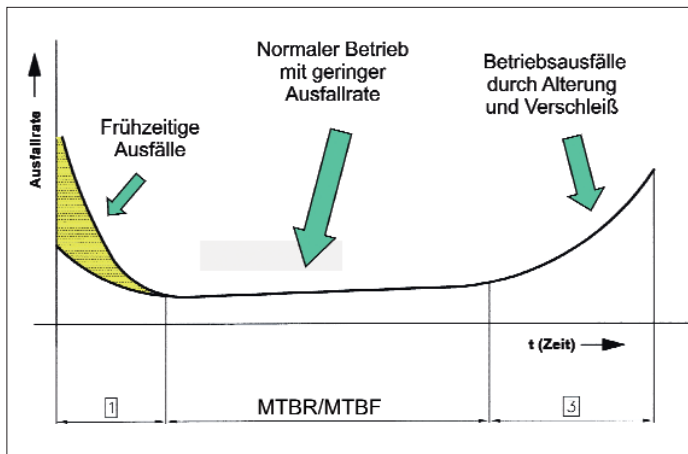


Bild 1: Typischer Lebenszyklus von Stellgeräten

Fig. 1: Typical correcting element life-cycle (in this case: control valves)

Resultierende der oben genannten Kraftkomponenten.

Um diese Kraft aufzubringen, ist ein Drehmoment M_A von annähernd

$$M_A = (F_V + F_A) \cdot (0,16 \cdot \tan \alpha \cdot \pi \cdot d_2 + 1,08 \cdot \mu \cdot d_2)$$

aufzubringen. α ist hier die Gewindesteigung; d_2 der Gewindedurchmesser.

Zur Vereinfachung wird hier ein ISO-Spitzgewinde vorausgesetzt, sowie der Durchmesser der Dichtkante zwischen Sitz und Gehäuse gleich dem Gewindedurchmesser d_2 und die Reibzahl im Gewinde gleich der Kopfreibzahl gesetzt.

Beispiel:

Ventil DN 200 mit Schraubstz, Sitzgewinde M200 x 3; der Winkel der Dichtschräge ist 45°: Dann ergibt sich mit $F_N = 40 \text{ N/mm}$ eine Vorspannkraft F_V von 25.000 N, dazu kommen noch 20.000 N für die Antriebskraft F_A . Mit diesen Werten und einem Sicherheitsfaktor von 1,5 ergibt sich ein erforderliches Anzugsmoment von ca. 1900 Nm.

Dies ist ein Drehmoment, das nur noch mit speziellen Werkzeugen reproduzierbar aufgebracht werden kann und das zudem sehr stark von der Reibzahl μ (beeinflusst durch die Materialpaarung, die Schmierung des Gewindes etc.) abhängt. Im Produktionsprozess ist eine solche Schraubverbindung vielleicht noch sicher beherrschbar, bei Reparaturen in vielen Fällen ganz sicher nicht.

- Innere Korrosion bei pneumatischen Stellantrieben

Problem: Bypass-Leckage

Bei Regelventilen mit auswechselbarem Sitzring haben sich, insbesondere bei europäischen Herstellern, eingeschraubte Sitzringe mit metallischer Dichtung zwischen Sitzring und Ventilgehäuse als einfache, universell anwendbare und sehr kostengünstige Lösung etabliert. Bei der Wartung von Stellventilen findet man jedoch in manchen Fällen Ausblasungen des Gewindes im Sitzbereich, die auf Undichtigkeiten zwischen Sitzring und Gehäuse zurückzuführen sind (**Bild 2**).

Bei näherer Betrachtung stellt sich die Verbindung zwischen Sitzring und Ventilgehäuse als ein sehr komplexes mechanisches System dar, das sowohl von statischen als auch von dynamischen Kräften bestimmt wird (**Bild 3**). Die wirkenden Kräfte sind:

- die statische Abdichtkraft der Gehäuse/Sitzring-Abdichtung F_N . Typisch sind dies 20-50 N je mm Sitzumfang. Die Vorspannkraft F_V , die dieser Dichtkraft entspricht, ergibt sich als: $F_V \cdot d_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta$.
- die Druckkraft des Mediums auf die unentlastete Kreisringfläche des Sitzringes (quasistatisch bzw. dynamisch) sowie die Kraft, die vom Stellantrieb über den Ventilkegel auf den Sitzring einwirkt (dynamisch, nur bei geschlossenem Ventil). Diese Kräfte sind im Bild unter F_A zusammengefasst.

Hinzu kommt noch ein Sicherheitsfaktor für thermische Ausdehnung, Vibration etc. hinzu, der mathematisch kaum erfassbar ist. Wichtig ist, dass die Vorspannung der Schraubverbindung so bemessen ist, dass in keinem Fall eine Wechselbelastung auftritt, das heißt die Vorspannung muss auf Dauer zuverlässig größer sein als die größtmögliche



Bild 2: Zerstörung durch Bypass-Leckage
Fig. 2: Destruction by bypass leakage

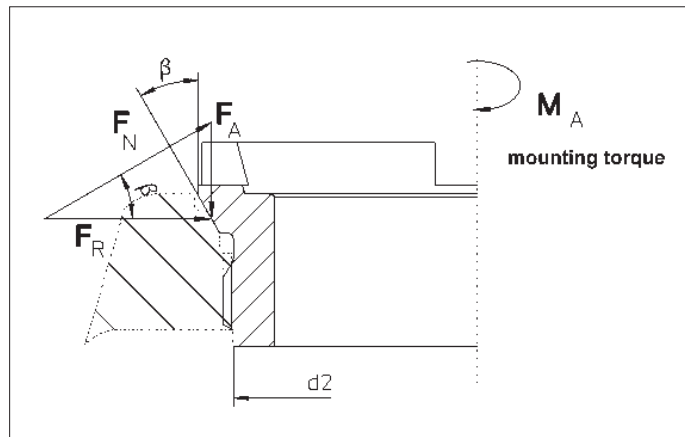


Bild 3: Kräfte und Drehmoment am Schraubstz

Fig. 3: Forces and torque acting at the screw-fitted seat

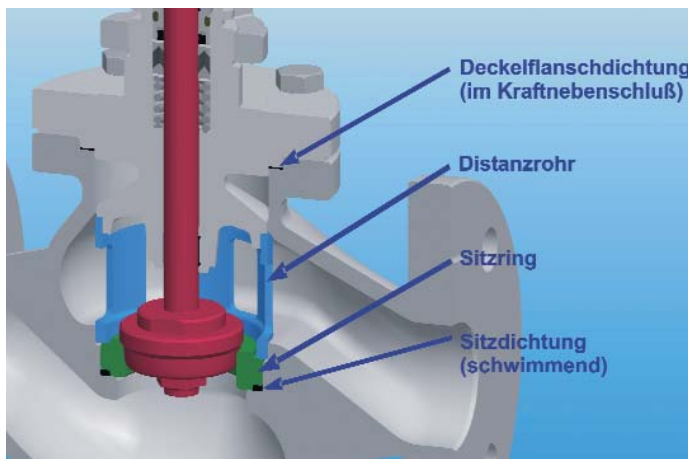


Bild 4: Regelventil mit Klemmsitz
Fig. 4: Control valve with press-fitted seat

Die Lösung

Eine kostengünstige und universell einsetzbare Lösung dieser Problematik sind Ventile mit Klemmsitz, bei denen der Ventilkegel in herkömmlicher Weise spindel- bzw. schaftgeführt ist (**Bild 4**). Gegenüber einem Ventil mit Schraubsitz hat diese Konstruktion für den praktischen Einsatz folgende Vorteile:

- der Sitzring ist schnell und zuverlässig auswechselbar. Erstens sind keine Spezialwerkzeuge erforderlich, darüber hinaus ist die Vorspannung der Abdichtung alleine durch die CNC-Fertigung von Gehäuse und Innenteilen definiert.
- Durch die durchgängige formschlüssige Ausrichtung zwischen Deckelflansch (und damit der Spindelführung) und dem Sitzring wird die vorgegebene Sitzleckage auf jeden Fall reproduzierbar erreicht; die Ausrich-

tung des Deckelflansches zum Sitzring durch selektives Anziehen der Deckelflanschschrauben ist nicht erforderlich.

- Der Sitzring hat kein Gewinde – damit sind Sitzringe aus Sondermaterialien bis hin zu Hartmetall (Wolframcarbid) oder Ingenieurkeramik wirtschaftlich einsetzbar.

Problem: Korrosion im Stopfbuchsbereich

Eine weitere typische Ausfallursache von Stellventilen ist die Zerstörung des Stopfbuchsraumes (auf dem Außendurchmesser der Stopfbuchspackung) durch Korrosion (**Bild 5**). Die Ursache hierzu findet sich bei Betrachtung der verwendeten Material-Kombinationen: Die Ventilspindel ist aus Edelstahl (meist 1.4571 oder AISI 316); der Deckelflansch und damit die Außenseite des

Stopfbuchsraumes ist (bei Ventilen aus C-Stahl) entweder als 1.0619 oder C22.8). Bei Graphitpackungen oder graphithaltigen PTFE-Packungen bildet sich zusammen mit Wasser (entweder aus dem Prozessfluid oder aus der Umgebung) ein galvanisches Element (**Bild 6**).

In der galvanischen Spannungsreihe liegt der Werkstoff 1.4571 bei -0,3 V, C22.8 und 1.0619 bei etwa -0,6 V. Zusammen mit dem Graphit und dem Wasser bildet sich ein galvanisches Element ähnlich einer Zink-Kohle-Batterie (Nur dass die Spannung nicht 1,5 V, sondern nur 0,3 V beträgt). Zusammen mit dem Wasser (aus der Umgebung) ergibt sich ein geschlossener Stromkreislauf, bei dem innerhalb des Elements Elektronen von der negativen Seite zur positiven Seite transportiert werden, das heißt es findet ein Lochfraß an der unedlen Seite statt, wie in Bild 5 deutlich ersichtlich.

Die Lösung

Da auf leitfähige Materialien in der Stopfbuchse meist nicht verzichtet werden kann, besteht die einzige Möglichkeit zur Vermeidung galvanischer Korrosion in der Verwendung gleicher Materialien für Spindel und Stopfbuchsraum. Bei „kleinen“ Ventilen bietet sich an, den Deckelflansch komplett aus Edelstahl zu fertigen, bei größeren Nennweiten wird der Deckelflansch mit einer Stopfbuchshülse aus entsprechendem Material versehen (**Bild 7**).



Bild 5: Korrosion des Stopfbuchsraums
Fig. 5: Corrosion of the stuffing-box chamber

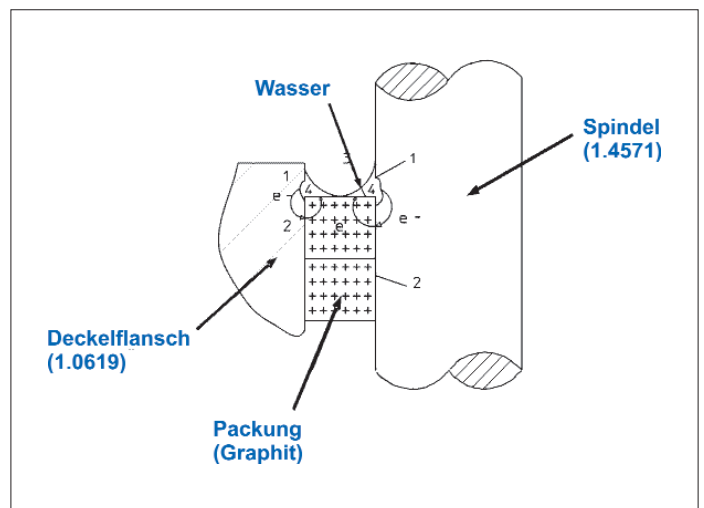


Bild 6: Ventilstopfbuchse als galvanisches Element
Fig. 6: The valve stuffing-box as an electrical element

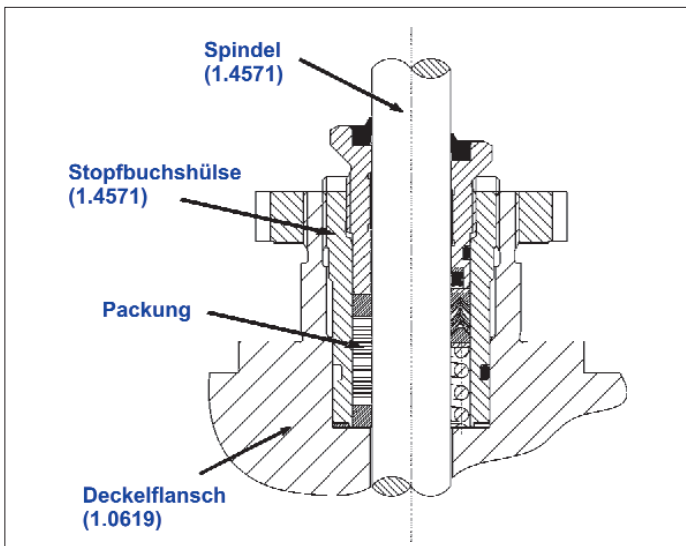


Bild 7: Korrosionsfeste Ausführung einer Ventilstopfbuchse

Fig. 7: Corrosion-resistant valve stuffing-box design



Bild 8: Ausfall eines Stellantriebes durch Korrosion

Fig. 8: Corrosion-induced failure of an actuator system

Problem: Innere Korrosion bei pneumatischen Stellantrieben

Als dritter Punkt wird auf die Betriebsausfälle durch Korrosion bei pneumatischen Stellantrieben eingegangen. Durch die Bewegung der Membrane und des Membrantellers findet ein ständiger Luftaustausch mit der Umgebung durch die Entlüftungsöffnung des Stell-

antriebes statt. Diese ist zwar mit einem Spritzschutz und eventuell auch einem Filtereinsatz versehen, dieser nützt jedoch nichts gegenüber Kondensatbildung durch Luftfeuchtigkeit sowie den korrosiven gas- oder dampfförmigen Bestandteilen der Umgebungsluft. Die Auswirkungen dieser Umwelteinflüsse reichen von der vorzeitigen Alterung der Membrane über vollständige Korro-

sion der Antriebsfedern (**Bild 8**) bis hin zu einem plötzlichen Ventilausfall durch Vereisung.

Die Lösung

Eine einfache, aber wirkungsvolle Abhilfe besteht in der Ableitung der Instrumentenluft von der Ausblaseöffnung des Stellungsreglers in den Federraum des Stellantriebes. Die in **Bild 9** gezeigte Variante mit Luftführung durch die Antriebsspindel ermöglicht den Direktanbau des Stellungsreglers mit Beschleierung unter Vermeidung von ungeschützten externen Luftleitungen.

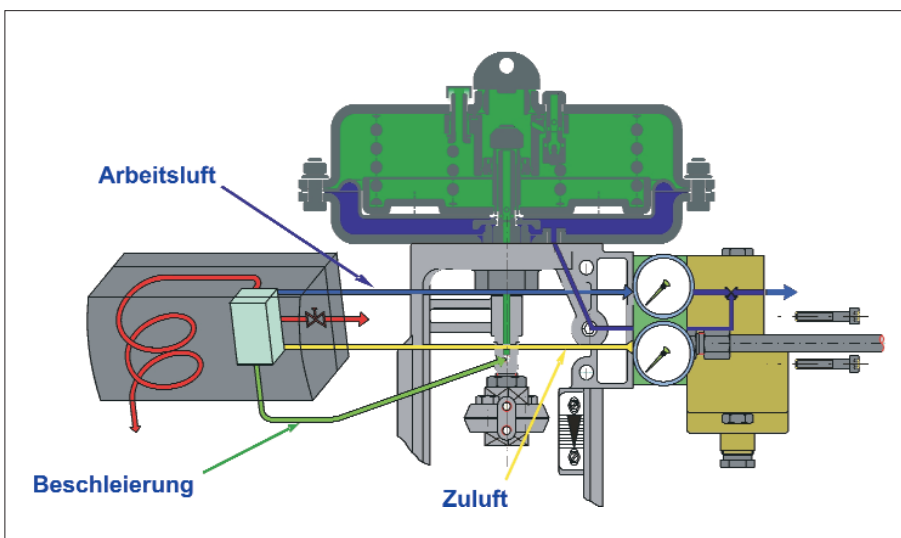


Bild 9: Beschleierung des Stellantriebes mit Instrumentenluft

Fig. 9: Shrouding of the actuator system with instrument air

Als Fazit dieser Beispiele soll festgehalten werden, dass durch konstruktive Maßnahmen und sorgfältige Materialauswahl die Betriebssicherheit und Lebensdauer (und damit die Wirtschaftlichkeit) eines Regelventils deutlich erhöht werden kann und dass ein geringer Einstandspreis alleine nicht die Wirtschaftlichkeit des Ventils bestimmt.



Lothar Grutesen
ARCA Regler GmbH
Tönisvorst
Tel.: +49 (0)2156 7709-203
gr@arca-valve.com