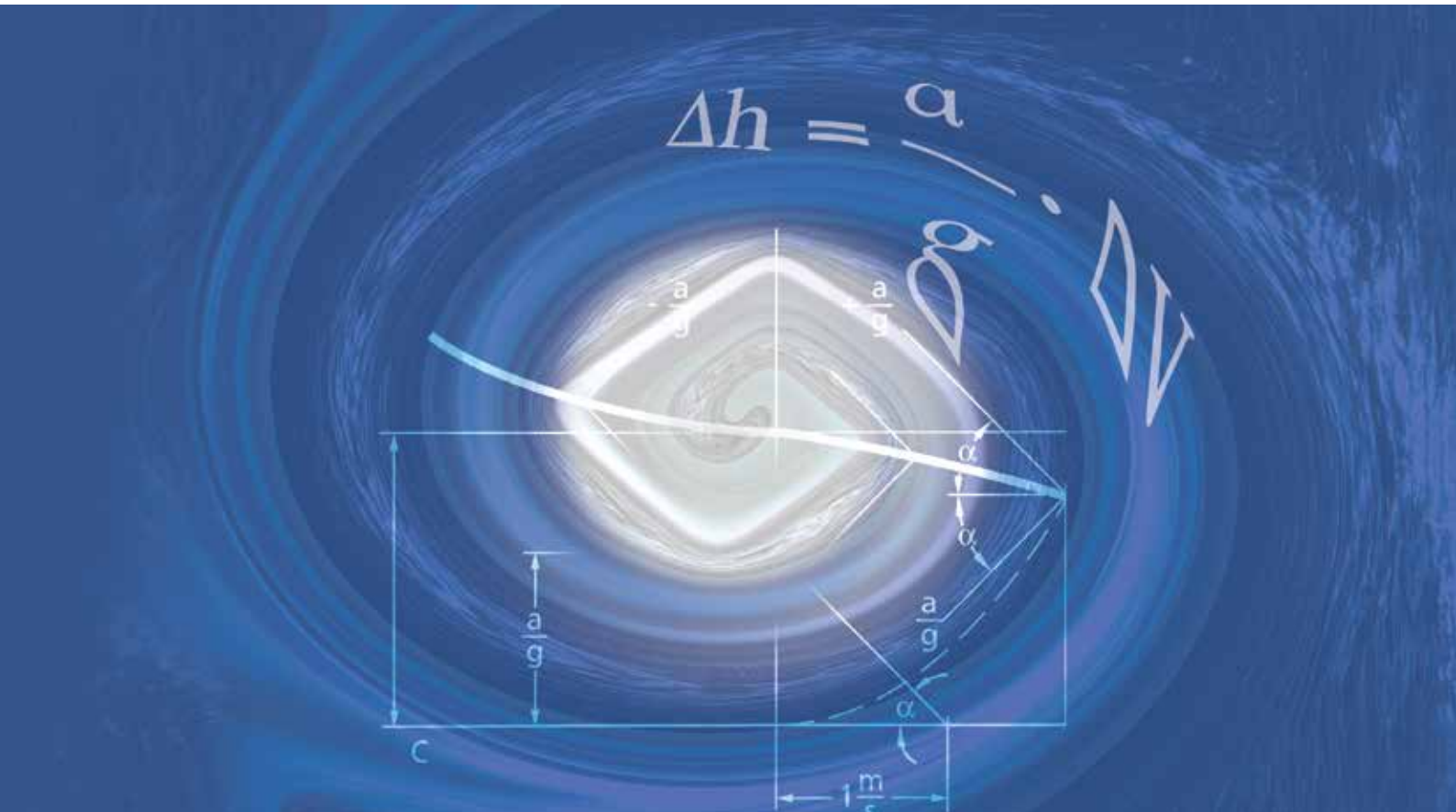


Der Druckstoß



	Seite	
1	Einleitung	3
2	Allgemeines zum Druckstoßproblem	4
2.1	Stationäre und instationäre Rohrströmung	4
3	Der Druckstoß	6
3.1	Die Massenträgheit	6
3.2	Elastizität von Flüssigkeit und Rohrwand	7
3.3	Resonanz	10
4	Der Joukowsky-Stoß	11
4.1	Der Geltungsbereich der Joukowsky-Formel	12
5	Die numerische Simulation von Druckstößen	15
5.1	Zur Genauigkeit von Simulationsrechnungen	15
5.2	Kräfte auf Rohrleitungen durch Druckstöße	16
6	Praktische Druckstoßberechnungen mit dem Rechner	17
6.1	Der technische Ablauf	17
6.2	Zusammenarbeit zwischen Auftraggeber und Berechnungsstelle	17
7	Nutzen von Faustformeln und Handrechnungen	18
8	Die wichtigsten Druckstoßsicherungen	20
8.1	Energiespeicher	20
8.1.1	Windkessel	20
8.1.2	Standrohre, Einwegwasserschlosser	21
8.1.3	Pumpenschwungmassen	22
8.2	Be- oder Entlüftungsventile	23
8.3	Gesteuerte Armaturen	23
8.4	Rückschlagklappen	24
9	Fallbeispiele	25
9.1	Fallbeispiel „Fernwasserleitung“	25
9.2	Fallbeispiel „Regenwetterpumprohrleitung“	26
	Modelldaten	26
	Berechnung des Istzustandes, erste Ergebnisse	27
	Druckstoßsicherungsmaßnahmen	28
10	Weiterführende Literatur	30
	Autoren	30

1 Einleitung

Der Begriff „Druckstoß“ ist den meisten Planern von Pumpenanlagen geläufig. Die Frage, ob eine Druckstoßuntersuchung in der Planungsphase notwendig ist, wird schon weniger eindeutig beantwortet. Bereits bei Rohrlängen von über hundert Metern und Fördermengen ab wenigen Dezilitern pro Sekunde sind in ungünstigen Fällen Schäden durch Druckstöße möglich. Aber auch sehr kurze, frei verlegte Rohre in Pumpenanlagen sind bei unsachgemäßer Verankerung durch Resonanzschwingungen gefährdet. Im häuslichen Umgebungsbereich, also in Heizungs- und Trinkwasserrohrleitungen mit ihren geringen Längen und kleinen Querschnitten, ist das Phänomen dagegen praktisch unbekannt.

Informationen über Druckstoßschäden werden von den Betreibern betroffener Anlagen nur ungern weitergegeben. Anhand der Fotos einiger „Unfälle“



Bild 1-a: Völlig zerstörte Druckrohrleitung DN 600 (Wandstärke 12 mm)

(Bild 1-a, 1-b, 1-c) wird aber sehr schnell deutlich, dass die Schäden, die durch Druckstöße verursacht werden, die Kosten für präventive Berechnungs- und Sicherungsmaßnahmen bei weitem übertreffen.

Die zuverlässige Auslegung von Sicherheitskomponenten, wie Windkessel¹, Pumpenschwungmasse und Belüftungsventil ist längst Stand der Technik. Das DVGW-Merkblatt W 303 „Dynamische Druckänderungen in Wasserversorgungsanlagen“ stellt unmissverständlich klar, dass dynamische Druckänderungen bei der Planung und dem Betrieb von Anlagen beachtet werden müssen, da sie Ursache erheblicher Schäden sein können. Für jede gefährdete hydraulische Rohranlage ist eine Druckstoßuntersuchung nach heutigem Stand durchzuführen. Zu diesem Zweck stehen Computerprogramme zur Verfügung, deren Anwendung von einschlägigen Spezialisten vorgenommen wird. Für den Planer stellen sich



Bild 1-b: Zerstörtes Auflager (Doppel-T-Profil 200 mm bleibend verformt)

daher folgende Fragen, die in dieser Broschüre beantwortet werden sollen:

- Wie kann man feststellen, ob eine Anlage durch Druckstöße gefährdet ist?
- Welche Rolle spielen Näherungsformeln zur Berechnung von Druckstößen?
- Kann man vom Verhalten einer bereits untersuchten Anlage Rückschlüsse auf ähnliche Anlagen ziehen?
- Welche Information benötigt man für eine Berechnung?
- Welche Kosten fallen an?
- Wie zuverlässig und ökonomisch arbeiten die angebotenen Druckstoßsicherungen?
- Wie zuverlässig ist eine computergestützte Berechnung?

Nur ein reibungsloses Zusammenspiel von Anlagenplaner und dem „Druckstoßberechner“ spart Zeit und Kosten. Das Ziel dieser Broschüre ist es, Grundkenntnisse über das komplexe Druckstoßphänomen zu vermitteln, ohne dabei unzulässig zu vereinfachen.



Bild 1-c: Rückflussverhinderer DN 800 nach Druckstoß in der Druckrohrleitung

¹ Die korrekte Bezeichnung ist inzwischen „Druckbehälter mit Gaspolster“, ob sich diese Bezeichnung aber bei den Praktikern durchsetzen wird, ist fraglich. Daher wird hier der gebräuchliche Name „Windkessel“ beibehalten.

2 Allgemeines zum Druckstoßproblem

2.1 Stationäre und instationäre Rohrströmung

Beim Flüssigkeitsdruck ist p bar als Überdruck oder p bar(a) als Absolutdruck von der Druckhöhe h m zu unterscheiden. Unter der Druckhöhe h versteht man die Höhe einer homogenen Flüssigkeitssäule, die einen bestimmten Druck p erzeugt. Zur Angabe von h gehört immer eine Bezugshöhe, zum Beispiel NN, Rohrachse, Rohrscheitel. Betriebsdrücke und Volumenströme einer Pumpenrohranlage werden vom Planer zuerst stationär ermittelt. Mit stationär² ist gemeint, dass Volumenströme, Drücke, Pumpendrehzahlen zeitlich konstant sind. Bild 2.1-a zeigt ein typisches stationäres Strömungsprofil:

Die Druckhöhenlinie ist bei gleichbleibendem Rohrdurchmesser und gleichbleibender Rohrrauheit eine Gerade. Die Ermittlung des stationären Pumpenarbeitspunktes kann in einfachen Fällen grafisch erfolgen. Hierbei wird der Schnittpunkt der Pumpenkennlinie mit der Rohrleitungskennlinie gebildet. Ein durchgehend stationärer Betrieb einer Pumpanlage ist nicht möglich, weil bereits das Anfahren und Abstellen der Pumpe Betriebsänderungen sind. Generell erzeugen alle Arten von Betriebsänderungen und Betriebsstörungen Druck- und Volumenstromschwankungen, also sich zeitlich ändernde Strömungszustände. Diese werden als instationär oder transient bezeichnet. Meint man Drücke, spricht man auch von dynamischen Druckänderungen.

Die wichtigsten Ursachen instationärer Strömungszustände sind:

- Pumpenausfall infolge Abschaltens oder Unterbrechens der Stromversorgung
- Ab- und Zuschalten von Pumpen zu bereits in Betrieb befindlichen Pumpen
- Schließen oder Öffnen von Absperrorganen in der Rohrleitung
- Anregung von Resonanzschwingungen durch Pumpen mit instabiler Q-h-Kennlinie
- Änderungen des Zulaufwasserspiegels

Bild 2.1-b zeigt als stellvertretendes Beispiel eine Pumprohrleitung, in der die Druckeinhängenden³ nach Pumpenausfall mit und ohne Windkessel eingetragen sind.

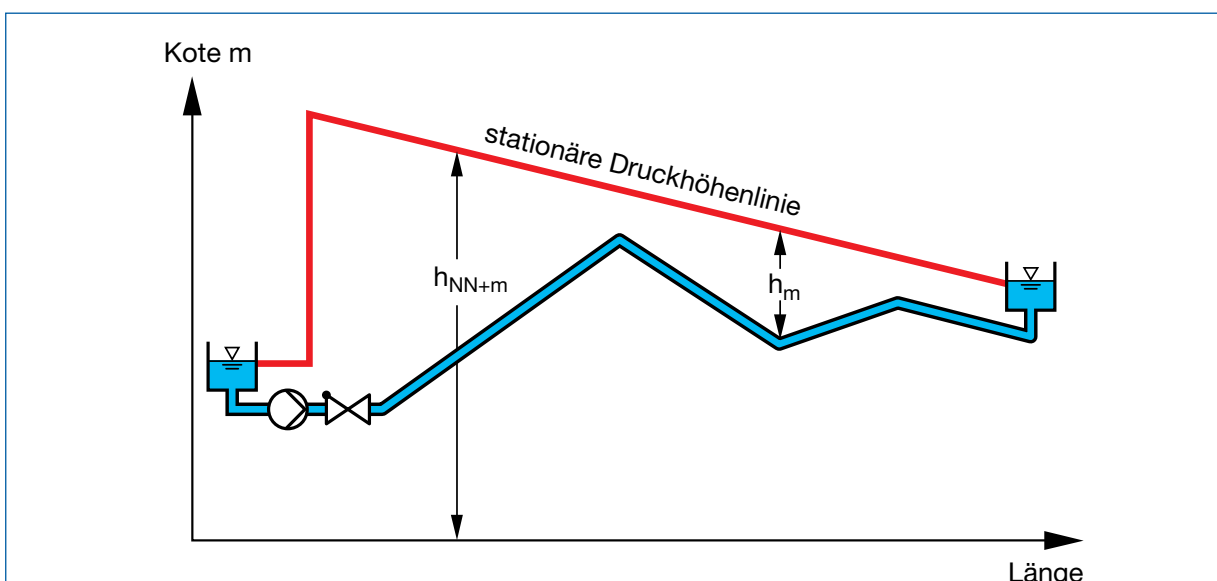


Bild 2.1-a: Zur stationären Druckhöhenlinie einer Pumpanlage

² Nicht zu verwechseln mit dem Begriff „statisch“.

³ Unter Druckeinhängenden versteht man die sich ergebende Minimal- und Maximaldruckhöhenlinie entlang des Höhenprofils aus allen im betrachteten Zeitraum vorgekommenen dynamischen Drücken.

h_{stat} in Bild 2.1-b ist die stationäre Druckhöhenlinie. Die Einhüllenden h_{minWK} und h_{maxWK} gehören zur Anlage mit Windkessel, h_{min} und h_{max} zur Anlage ohne Windkessel. h_{minWK} und h_{maxWK} liegen im zulässigen Druckbereich, h_{min} zeigt dagegen im Bereich zwischen 0 m und etwa 800 m Rohrlänge Dampfdruck (Makrokavitation). h_{max} liegt fast über die gesamte Rohrlänge über dem zulässigen Rohrnenndruck PN 16 (Linie PN-Rohr) und ist damit unzulässig hoch.

Das Auftreten von Dampfdruck ist in der Regel ein höchst unerwünschter Zustand. Er kann zu folgenden Schäden führen:

- Einbeulen von dünnen Stahlrohr- oder Kunststoffleitungen
- Abplatzen von Zementmörtel innenauskleidung
- Schmutzwassereinzug durch undichte Rohrmuffen in Trinkwasserleitungen.

Auf die Makrokavitation wird unter 3.1 noch näher eingegangen.

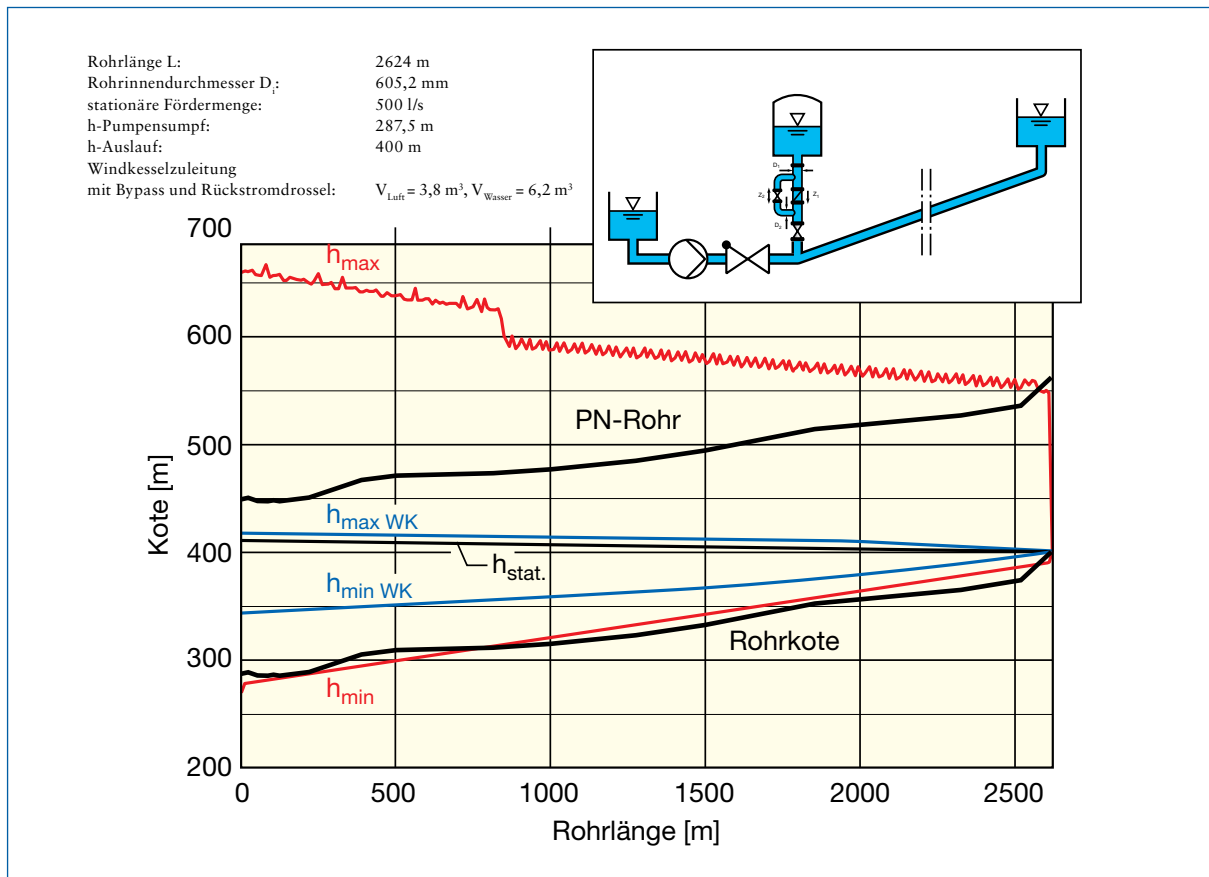


Bild 2.1-b: Druckhöhenlinie von dynamischen Druckänderungen nach Pumpenausfall

3 Der Druckstoß

Dynamische Druckänderungen werden auch als Druckstöße bezeichnet, weil man sie gedanklich mit einer Gefährdung von Rohren oder Anlageneinbauten verbindet. Dynamische mechanische Belastungen von Rohren, Armaturen, Rohrleitungshalterungen, Auflagerungen, Anlagenteilen usw. sind Folgen von Druckstößen. Mit „Druckstoß“ ist sowohl Druckerhöhung als auch Druckabsenkung gemeint. Der Druck besitzt im Gegensatz zur Kraft keine Richtung, so dass die gelegentlich zu hörende Ausdrucksweise „Druckrichtung“ falsch ist. Erst der Flüssigkeitsdruck auf eine begrenzte Fläche erzeugt eine Kraft in Richtung der Flächennormalen.

Dynamische Druckänderungen sind im Betrieb von Rohrleitungen prinzipiell unvermeidbar, sie müssen aber in zulässigen Grenzen gehalten werden. Bei unzulässig hohen Druckstoßbelastungen braucht nicht immer ein sichtbarer Schaden aufzutreten. Oft tritt erst nach längerer Zeit ein Rohrbruch auf, Flanschverbindungen werden locker und reißen ab. In solchen Fällen wird der Schadensgrund meist nicht erkannt. Im Folgenden stellvertretend einige typische Schadensereignisse durch Druckstöße:

Drucksteigerungen:

- Rohrbrüche
- Schäden an Rohrhalterungen
- Schäden an Pumpen, Fundamenten sowie Rohreinbauten und Armaturen

Druckabsenkungen:

- Einbeulen von Kunststoff- und dünnwandigen Stahlleitungen
- Abplatzen der Zementmörtel- auskleidung innenbeschichteter Rohrleitungen
- Einsaugen von Luft oder Schmutzwasser an Flansch- und Muffenverbindungen, an Stopfbuchsen oder an Leckstellen
- Abreißen der Wassersäule und nachfolgende hohe Drucksteigerungen beim Wiederzusammenschlagen der Flüssigkeitssäulen (Makrokavitation)

3.1 Die Massenträgheit

Beim plötzlichen Absperren einer Rohrleitung durch eine Armatur wird durch die Massenträgheit der Flüssigkeitssäule eine Kraft auf das Schließorgan ausgeübt. Am Armatureingang tritt Druckerhöhung, am Ausgang Druckminderung auf. Ein Zahlenbeispiel: DN 200 Rohr, $L = 900$ m, $v = 3$ m/s. Die im Rohr enthaltene Wassermasse beträgt dann

$$m_{\text{Wasser}} = \frac{0,2^2 \pi}{4} \cdot 900 \cdot 1000 = 28274 \text{ kg}$$

Dies ist etwa die Masse eines LKWs. $v = 3$ m/s entsprechen 11 km/h. Somit fährt beim plötzlichen Absperren der Strömung – um im Bild zu bleiben – ein mit 11 km/h rollender LKW (Wassermasse im Rohr) an eine Mauer (geschlossenes Ventil). Als Folge des analogen Vorgangs – jetzt wieder im Rohr – entstehen hohe Drücke, und es wirken hohe Kräfte auf die Absperrarmatur.

Bild 3.1-a zeigt als weiteres Beispiel zur Massenträgheit eine Pumpendruckleitung. Bei einem sehr kleinen Massenträgheitsmoment der Pumpe und des Motors kommt die ausfallende Pumpe plötzlich zum Stillstand und wirkt daher wie ein plötzlich schließender Schieber, wobei jetzt aber der Schieberausgang gemeint ist. Reißt infolge Massenträgheit am Pumpenausgang der Flüssigkeitsfaden, bildet sich ein Hohlraum von Wasserdampf und ausgegaster Luft. Beim späteren Zurückfließen und Wiederzusammenschlagen der Flüssigkeitssäulen entstehen hohe Drücke. Dieses Phänomen wird als Makrokavitation⁴ bezeichnet.

⁴ Makrokavitation in Rohrleitungen ist von der berüchtigten mikroskopischen Lochfraßkavitation an Pumpen- und Turbinenschaukeln zu unterscheiden. Letztere greift immer an der gleichen Stelle an, und die sehr kurzfristig auftretenden Drücke in den mikroskopisch kleinen, kollabierenden Dampfbläschen betragen bis zu über 1000 bar. Bei der Makrokavitation kommen solche vielfach wiederholten, scharf lokalisierten Materialbelastungen nicht vor. Die Drucksteigerungen sind hier wesentlich niedriger.

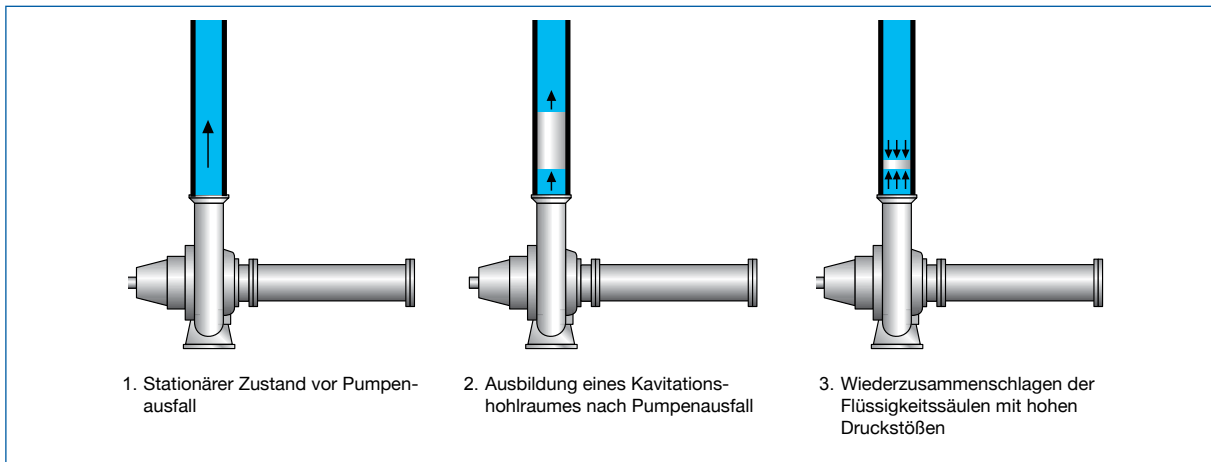


Bild 3.1-a: Makrokavitation nach Pumpenausfall

3.2 Elastizität von Flüssigkeit und Rohrwand

Die unter 3.1 vorgenommene Veranschaulichung des Druckstoßes als Folge der Massenträgheit der Flüssigkeit ist nur teilweise richtig, weil die Elastizität von Flüssigkeit und Rohrwand außer Acht gelassen wurde. Angegurtete Autofahrer sind bei nicht zu hohen Aufprallgeschwindigkeiten heute nicht gefährdet, weil bei stärkeren Kollisionen die Bewegungsenergie des Fahrzeugs in unschädliche Verformungswärme übergeht⁵. Wasser und Rohrwände sind im Gegensatz zu einer Fahrzeugkarosserie jedoch elastisch, wenn auch so hart, dass diese Eigenschaft im täglichen Gebrauch nicht spürbar wird.

Die realen Verhältnisse im Rohr werden daher nun genauer durch eine durchs Rohr

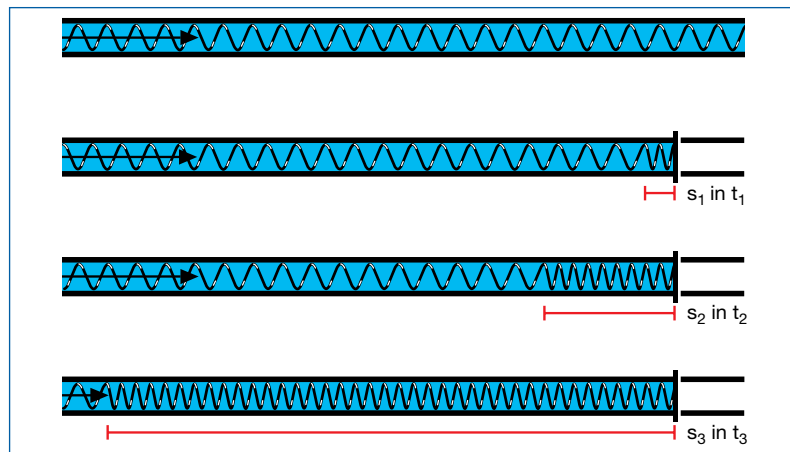


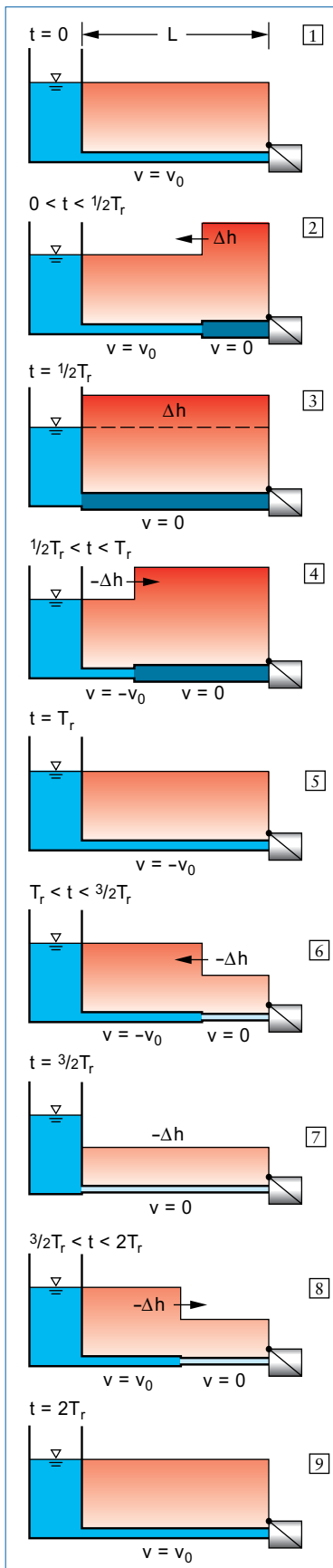
Bild 3.2-a: Plötzliches Schieberschließen, veranschaulicht durch eine schwere Stahlfeder

gleitende schwere Stahlfeder beschrieben, die sich beim plötzlichen Abstoppen elastisch verformt (Bild 3.2-a):

Die Verformungsfront läuft entgegengesetzt zur ursprünglichen Bewegungsrichtung mit der für die Stahlfeder typischen Geschwindigkeit, Wellenfortpflanzungsgeschwindigkeit a m/s. In der Kompressionszone wird die Gleitgeschwindigkeit der Stahlfeder überall $v = 0$.

Nach diesen, wegen der erstrebten Anschaulichkeit immer noch leicht hinkenden Beispielen, nun zur realen Situation im Rohr, die in Bild 3.2-b für angenommene Reibungsfreiheit gezeigt ist. Am Ende einer horizontal liegenden Rohrleitung mit konstantem Innendurchmesser, die aus einem Behälter mit konstantem Druck gespeist wird, schließt plötzlich ein Absperrorgan:

⁵ Bei kleinen Parkrempeleien muss eine PKW-Karosserie elastisch sein, bei größeren Kollisionen geben sich die Hersteller aber alle Mühe, sie so unelastisch wie möglich zu machen!



1 Für $t=0$ herrscht stationäres Druckprofil mit einer Druckhöhenlinie, die auf Grund fehlender Reibung waagrecht verläuft. Die Strömungsgeschwindigkeit ist stationär v_0 .

2 Plötzliches Absperren des Schiebers am Rohrleitungsende führt zu einem plötzlichen Druckhöhenanstieg Δh , gleichzeitig ist die hiermit verbundene Aufweitung der Rohrleitung angedeutet. Die entstandene Druckwelle läuft mit Wellefortpflanzungsgeschwindigkeit entgegen und wird von einem Abstoppen der Strömungsgeschwindigkeit auf den Wert $v=0$ in der Überdruckzone begleitet. Dieser Vorgang findet in der Zeit $0 < t < 1/2 T_r$ statt, mit T_r als der Zeitspanne, die die Welle benötigt, um die gesamte Rohrlänge hin- und herzulaufen. Die wichtige Größe T_r heißt Reflexionszeit des Rohres. Ihr Wert beträgt $2L/a$.

3 Für $t = 1/2 T_r$ ist die Druckwelle am Behälter angekommen. Dort kann wegen $p = \text{konstant}$ keine

Bild 3.2-b: Druck- und Geschwindigkeitswellenverlauf in einer einsträngigen, reibungsfreien Rohrleitung nach plötzlichem Absperren. Die Zonen mit stationärer Druckhöhe sind mittel, mit Druckerhöhung dunkel, mit Druckabsenkung hell schattiert. Die Aufweitung und Einschnürung der Rohrleitung infolge Druckerhöhung beziehungsweise Druckabsenkung ist angedeutet. Zur Größenordnung: Das Volumen von Wasser verringert sich bei einer Druckerhöhung um 100 bar um etwa 0,5%.

Druckerhöhung bestehen bleiben. Die Druckwelle wird unter Vorzeichenumkehr reflektiert. Hierbei wechselt die Strömungsgeschwindigkeit das Vorzeichen, sie zeigt nun auf den Behälter.

4 Eine Entspannungswelle der Höhe $-\Delta h$ läuft auf den Schieber zu und erreicht diesen zur Zeit $t = T_r$. Sie ist begleitet von einer Geschwindigkeitsänderung auf den Wert $-v_0$.

5 Am geschlossenen Schieber ändert sich die Geschwindigkeit vom Wert $-v_0$ auf den Wert $v = 0$. Hierdurch entsteht ein negativer Drucksprung von $-\Delta h$.

6 Die Druckminderungswelle $-\Delta h$ läuft in der Zeit $T_r < t < 3/2 T_r$ wieder auf den Behälter zu, gleichzeitig mit dieser Welle wird $v = 0$.

7 Zur Zeit $t = 3/2 T_r$ ist der Behälter erreicht, und der Druck springt wieder auf die Behälterdruckhöhe.

8 In der Zeit $3/2 T_r < t < 2 T_r$ läuft die vom Behälter ausgehende Drucksteigerungswelle wieder auf den Schieber zu, gleichzeitig mit dieser Welle wird v wieder zu v_0 .

9 Für $t = 2 T_r$ ist also der alte Zustand von $t = 0$ wieder erreicht, und das Spiel beginnt von neuem.

Bild 3.2-b beantwortet bei genauerem Hinsehen auch die mögliche Frage, wo die anfängliche stationäre Bewegungsenergie der Flüssigkeit nach Absperren des Schiebers eigentlich geblieben ist. Nach dem Energieerhaltungsgesetz kann sie nicht einfach verschwinden. Sie geht in elastische Verformungsarbeit der Flüssigkeit und Rohrwand über, wandelt sich infolge Reflexion danach wieder in Bewegungsenergie zurück und so fort. Man betrachte hierzu Bild 3.2-b bis zum Zeitpunkt $t = \frac{1}{2}T_r$. Die Umwandlung in Verformungsarbeit spielt sich in diesem Zeitraum ab. Unmittelbar vor der Reflexion der Welle am Behälter hat die Geschwindigkeit der Säule überall den Wert Null, sie besitzt jetzt überhaupt keine Bewegungsenergie mehr, diese steckt vielmehr in ihr als Verformungsarbeit, genauso wie in einer zusammengedrückten Stahlfeder. Auch

die Energierückumwandlung ist aus **Bild 3.2-b** aus dem letzten Zustand bei $t = 2T_r$ ablesbar. Würde jetzt plötzlich der Schieber geöffnet, wäre unverändert der alte stationäre Zustand zur Zeit $t = 0$ wieder hergestellt, es wäre überhaupt keine Verformungsenergie mehr vorhanden.

Ohne Reibung würden die Druckpendelungen nicht abklingen. Tatsächlich ist stets Reibung vorhanden, die Abnahme der Druckschwankungen ist aber in der Realität relativ gering, weil der Energieübergang in Reibungswärme infolge Reibung der Flüssigkeit an Rohrwänden, innerer Flüssigkeitsreibung und schließlich Verformungen von Rohrwänden und Rohrhalterungen verhältnismäßig klein ist. Um konkreter zu werden, ist im **Bild 3.2-c** das Ergebnis einer Computersimulation des in **Bild 3.2-b** gezeigten Beispiels für

ein reales Rohr mit folgenden Parametern angegeben:

$L = 100$ m, DN 100, $k = 0,1$ mm, $h_{\text{ein}} = 200$ m, lineares Drosseln von $Q = 10$ l/s am Leitungsausgang ab $t = 0,1$ s in $\Delta t = 0,01$ s auf den Wert $Q = 0$.

Mit Hilfe von **Bild 3.2-b** kann die Reflexion von Druckwellen an Rohrleitungsenden allgemein erklärt werden:

- Läuft eine Druckwelle Δp gegen das geschlossene Ende einer Leitung, so verdoppelt sich Δp mit gleichem Vorzeichen, d.h. es wird $p = p \pm 2 \cdot \Delta p$. Die Geschwindigkeit am Ende ist stets gleich Null.
- Am offenen Ende einer Rohrleitung mit einer konstanten Energiehöhe (z.B. Behälter mit konstanter Wasserspiegellhöhe) ist die Druckänderung stets gleich Null.
- An Armaturen, Drosselstellen, Pumpen oder Turbinen liegen Druck und Geschwindigkeit in allen Fällen auf der Widerstandsbeziehungsweise Maschinenkennlinie.

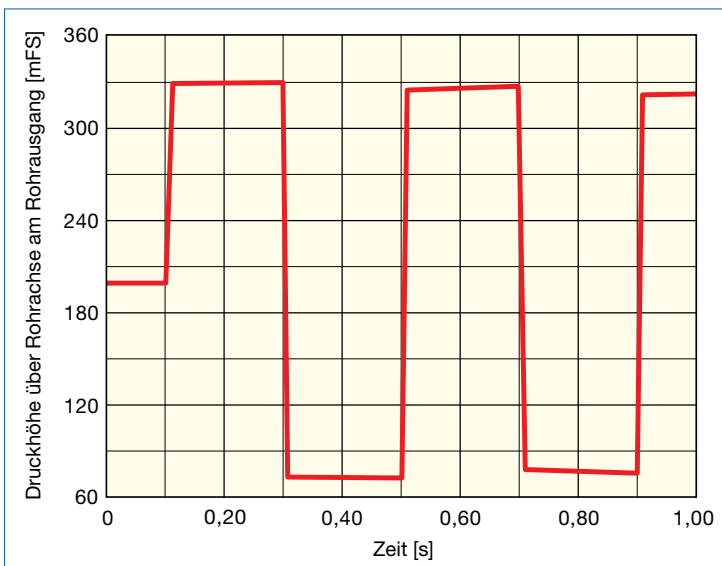


Bild 3.2-c: Druckhöhe vor dem Schieber. Gegenüber der in Bild 3.2-b dargestellten Situation sind ganz kleine Abweichungen erkennbar. Die Druckflanken sind z.B. wegen der endlichen Schließzeit von $\Delta t = 0,01$ s nicht ganz senkrecht. Die Druckplateaus sind als Folge der Reibung nicht vollständig waagerecht – auf diese Erscheinung wird unter 4.1 noch näher eingegangen.

Druckstöße entstehen, wenn die Bewegungsenergie der Flüssigkeit in Verformungsarbeit übergeht. Dies erfolgt nur bei schnellen⁶ Änderungen der Strömungsgeschwindigkeit, etwa durch rasches Schließen eines Schiebers oder einen plötzlichen Pumpenausfall. Infolge der Massenträgheit der Flüssigkeit kann sich die Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeitssäule als Ganzes nicht mehr dem neuen Zustand anpassen, die Flüssigkeit wird verformt, und dabei entstehen dynamische Druckänderungen. Druckstöße sind deshalb gefährlich, weil sie nahezu unabgemindert und mit Schallgeschwindigkeit (grob 1000 m/s für viele Rohrmaterialien) jeden Ort des Rohrsystems erreichen und dort ihre schädliche Wirkung entfalten.

Druckstöße pflanzen sich schnell fort, etwa mit $a = 1000$ m/s in duktilen oder Stahlrohrleitungen (siehe 4.1). Sie klingen nur langsam ab und bleiben somit lange gefährlich. Die Abklingzeiträume sind abhängig von den Rohrlängen. Sie dauern nur wenige Sekunden bei Anlagen in der hiesigen Wasserversorgung. Bei langen Pipelines kann es viele Minuten dauern, bis der Druckstoß abgeklungen ist.

Damit wird das Grundprinzip aller Druckstoßsicherungen, wie beispielsweise von Windkesseln, Pumpenschwungmassen, Standrohren und Belüftern klar. Sie verhindern den gefährlichen Übergang von stationärer Bewegungsenergie in elastische Verformungsarbeit. Der Windkessel eignet sich gut, um dies zu veranschaulichen. Das komprimierte Gaspolster des Windkessels ist ein Energiespeicher.

Ohne Windkessel würde nach Pumpenausfall der gefährliche Übergang von Bewegungsenergie in elastische Verformungsarbeit der Flüssigkeit am Pumpen-

ausgang erfolgen, wobei die Flüssigkeitssäule abreißen kann (Bild 3.1-a). Hierzu kommt es aber nicht, weil die im Gaspolster des Kessels gespeicherte Energie die Arbeit der Pumpe übernimmt.

Unmittelbar nach dem Pumpenausfall beginnt sich das Gaspolster auszudehnen und fördert an Stelle der ausgefallenen Pumpe Wasser in die Rohrleitung. Daher sind bei richtig ausgelegtem Kessel schnelle Änderungen der Strömungsgeschwindigkeit im Rohr ausgeschlossen. Es kommt zu einem langfristigen Auf- und Abschwngen des Kesselwassers sowie der unverformten Flüssigkeitssäule in der Rohrleitung. Dieser Vorgang wird von der beim Herausströmen abgegebenen und beim Zurückströmen wieder vom Luftpolster aufgenommenen Energie angetrieben. Der Energievorrat des Luftpolsters wird nur langsam durch Dissipation verbraucht. Deshalb klingen Windkesselschwingungen besonders bei größeren

Rohrleitungslängen erst nach vielen Minuten ab.

3.3 Resonanz

Resonanzschwingungen bilden einen Sonderfall. Sie ergeben sich, wenn Erregerfrequenzen beliebiger Herkunft, die z.B. durch den Pumpenantrieb oder durch Ablösungserscheinungen in Armaturen und Krümmern erzeugt werden, mit einer Eigenfrequenz der Rohrleitung zusammenfallen. Besonders gefährdet durch Resonanzschwingungen, die von der Förderflüssigkeit und Rohrstruktur übertragen werden, sind nicht sachgemäß verankerte, frei verlegte Rohrleitungsstücke in Pumpwerken. Bei erdeingebetteten Rohren spielt Resonanz dagegen so gut wie keine Rolle. Um die Verankerungen sachgemäß zu gestalten, sollten die Rohrverankerungen in Pumpwerken grundsätzlich immer einer überschlüssigen strukturdynamischen Abschätzung mit der Pumpendrehzahl als Erregerfrequenz unterzogen werden.

⁶ Die Bezeichnung „schnell“ hängt von den Verhältnissen der Anlage ab. So können dynamische Druckänderungen infolge des Schließens einer Armatur in einer 2 km langen Rohrleitung im zulässigen Bereich bleiben, der gleiche Schließvorgang kann in einer 20 km langen Leitung dagegen unzulässig hohe Druckwerte erzeugen

4 Der Joukowsky-Stoß

Die Druckänderung Δp_{Jou} in einer Flüssigkeit infolge Geschwindigkeitsänderung Δv beträgt

$$\Delta p_{\text{Jou}} = \rho \cdot a \cdot \Delta v \quad (4.1)$$

Δv : Geschwindigkeitsänderung
m/s

ρ : Dichte der Flüssigkeit kg/m³

a : Wellenfortpflanzungsgeschw.
im flüssigkeitsgefülltem
Rohr m/s

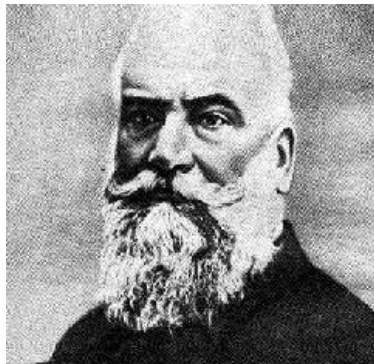
Δp_{Jou} : Druckänderung N/m²

Δp_{Jou} wird als Joukowsky-Stoß bezeichnet. In Gleichung (4.1) sind außer Δv die Dichte ρ und die Wellenfortpflanzungsgeschwindigkeit a enthalten. Die Beziehung ist nur für den Zeitraum gültig, in welchem die Geschwindigkeitsänderung Δv erfolgt. Zeigt Δv entgegen der Strömungsrichtung, entsteht ein Druckanstieg, sonst eine Druckabsenkung. Mit Wasser⁷, das heißt mit $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ wird Gleichung (4.1) zu:

$$\Delta h_{\text{Jou}} = \frac{a}{g} \cdot \Delta v \approx 100 \cdot \Delta v \quad (4.2)$$

g : Erdbeschleunigung 9,81 m/s²

Δp_{Jou} : Druckhöhenänderung m
Joukowsky führte 1897 in Moskau ausführliche Experimente an Trinkwasserleitungen der Längen/Durchmesser 7620 m/50 mm, 305 m/101,5 mm und



Nikolai Egorovich Joukowsky

305 m/152,5 mm durch. Basierend auf seinen experimentellen Ergebnissen und theoretischen Studien veröffentlichte er 1898 seine Ergebnisse.

Es mag unstimmig erscheinen, dass der Joukowsky-Stoß Δp_{Jou} gemäß Gleichung (4.1) anscheinend nichts mit der Flüssigkeitsmasse im Rohr zu tun hat. Wäre in der ersten Veranschaulichung des Druckstoßes unter 3.1 beispielsweise vom doppelten Rohrdurchmesser ausgegangen worden, wären wegen $A = D^2\pi/4$ die Flüssigkeitsmasse und ihre Bewegungsenergie vier mal so groß ausgefallen. Das scheinbare Paradox löst sich auf, wenn man die auf das Absperrorgan ausgeübte Kraft $F = \Delta p \cdot A$ betrachtet, die für die Druckstoßbelastung maßgebend ist. Sie ist wegen A jetzt tatsächlich vier mal so groß wie zuvor.

Auch die Flüssigkeitsmasse ist somit für das Gefährdungspotenzial durch Druckstöße verantwortlich, obwohl dies bei oberflächlicher Betrachtung

der Joukowsky-Formel nicht so aussieht.

Dies erklärt auch, warum Druckstöße in Hausleitungen mit ihren sehr kleinen Rohrquerschnitten und Längen unbedeutend sind. Die Bewegungsenergien und Flüssigkeitsmassen sind hier sehr klein. Hinzu kommt, dass es praktisch unmöglich ist, einen Haushahn innerhalb der sehr kleinen Reflexionszeiten von Hausrohrleitungen zu schließen.

Mit der Joukowsky-Formel können einfache rechnerische Abschätzungen vorgenommen werden. Hierzu drei Beispiele:

Beispiel 1:

In einer DN 500-Rohrleitung mit $L = 8000 \text{ m}$, $a = 1000 \text{ m/s}$ und $v = 2 \text{ m/s}$ wird ein Schieber in 5 s zugefahren. Wie hoch ist der Druckstoß? Wie hoch ist die auf die Schieberplatte ausgeübte Kraft?

Antwort:

$5 \text{ s} < T_r = 16 \text{ s}$, daher darf die Joukowsky-Formel angewendet werden. Wird beim Schieber schließen die Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s auf den Wert Null gedrosselt, ist $\Delta v = 2 \text{ m/s}$. Somit beträgt die Drucksteigerung $\Delta h = 100 \cdot 2 = 200 \text{ m}$ oder etwa $\Delta p = 20 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ bzw. 20 bar. Der Schieberquerschnitt ist $A = D^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \approx 0,2 \text{ m}^2$. Die auf den Schieber ausgeübte Kraft beträgt $p \cdot A = 0,2 \cdot 20 \cdot 10^5 = 4 \cdot 10^5 \text{ N} = 400 \text{ kN}$.

⁷ In Gasrohrleitungen gibt es trotz höherer Strömungsgeschwindigkeiten kein Druckstoßproblem, weil $\rho \cdot a$ mehrere tausend mal kleiner ist als bei Wasser.

Beispiel 2:

Eine Pumpe fördert $Q = 300 \text{ l/s}$ bei einer Förderhöhe von $\Delta h = 40 \text{ m}$ durch eine DN 400 Druckleitung der Länge $L = 5000 \text{ m}$ in einen Hochbehälter; $a = 1000 \text{ m/s}$. Das Massenträgheitsmoment von Pumpe und Motor ist vernachlässigbar. Besteht die Gefahr von Makrokavitation nach Pumpenausfall? Wenn ja, wie hoch ist der zu erwartende Druckanstieg?

Antwort:

$Q = 300 \text{ l/s}$ in einer DN 400 Rohrleitung entspricht etwa $v = 2,4 \text{ m/s}$. Infolge eines Pumpenausfalls bei verschwindendem Massenträgheitsmoment kommt die Pumpe plötzlich zum Stillstand, d.h. $\Delta v = 2,4 \text{ m/s}$. Daraus folgt nach der Joukowsky-Formel eine Druckhöhenabminderung von $\Delta h = -100 \cdot 2,4 \text{ m} = -240 \text{ m}$. Da die stationäre Förderhöhe nur 40 m beträgt, wird somit Vakuum erreicht, die Wassersäule reißt, und es kommt zu Makrokavitation. Nach Trennung der Wassersäule unmittelbar am Pumpenausgang erfolgt zu einer späteren Zeit das Wiederausströmen der Flüssigkeitssäulen. Die höchste Rückströmgeschwindigkeit kann wegen Energieerhaltungsgründen den Wert der ursprünglichen stationären Strömungsgeschwindigkeit von

$2,4 \text{ m/s}$ nicht überschreiten. Die infolge Kavitation auftretende Druckerhöhung beträgt daher im ungünstigsten Fall $Dh = 100 \cdot 2,4 = 240 \text{ m}$ bzw. 24 bar .

Beispiel 3:

Eine Pumpe fördert $Q = 300 \text{ l/s}$ mit einer Förderhöhe von $\Delta h = 40 \text{ m}$ in eine 2000 m lange DN 400 Rohrleitung, $a = 1000 \text{ m/s}$. Das Massenträgheitsmoment⁸ aller bewegten Teile (Pumpe, Motor usw.) ist $J = 20 \text{ kgm}^2$, die Drehzahl $n_0 = 24 \text{ s}^{-1}$ und der Wirkungsgrad $\eta = 0,9$ also 90% . Besteht die Gefahr des Abreißen der Flüssigkeitssäule, d.h. von Makrokavitation nach Pumpenausfall?

Antwort:

Für den Ausfallzeitpunkt lässt sich aus der Trägheitsgleichung $M_p = 2 \cdot \pi \cdot J \cdot \dot{n}$ die Drehzahländerung \dot{n} berechnen. Setzt man als (sehr grobe) Näherung lineare Drehzahlabnahme $\dot{n} = \frac{n_0}{\Delta t}$ an, ergibt sich mit

$$M_p = \frac{\Delta p \cdot Q}{2\pi \cdot n_0 \cdot \eta} \quad \text{die Zeit } \Delta t, \text{ in}$$

welcher die Drehzahl auf den Wert Null abgenommen hat und mit $\Delta p = 1000 \cdot 9,81 \cdot \Delta h$, zu

$$\Delta t = \frac{(2\pi \cdot n_0)^2 \cdot J \cdot \eta}{\Delta p \cdot 0.001 \cdot Q} \approx 4 \cdot \frac{n_0^2 \cdot J \cdot \eta}{\Delta h \cdot Q} = 3,4 \text{ s}$$

Die Reflexionszeit der Rohrlei-

tung beträgt $T_r = 4 \text{ s}$ (mit $a = 1000 \text{ m/s}$), daher ist die reflektierte Entlastungswelle erst an der Pumpe angekommen, wenn die Drehzahl bereits auf den Wert Null gesunken ist und es für die Entlastungswirkung zu spät ist. Es ist daher das Auftreten von Makrokavitation zu vermuten.

4.1 Der Geltungsbereich der Joukowsky-Formel

Die Joukowsky-Formel ist nur gültig für:

- Zeiten, die gleich oder kürzer sind als die Reflexionszeit der Rohrleitung T_r
- den Zeitraum, der innerhalb der Geschwindigkeitsänderung Δv liegt
- Rohrleitungen mit Reibungsanteilen, die im üblichen Bereich der Wasserförderung liegen

Zur Reflexionszeit T_r :

In Bild 3.2-b ist nach Verstreichen von T_r die vom Behälter reflektierte Druckminderungswelle am Schließorgan getroffen und kompensiert somit zum Teil die Druckerhöhung Δp . Erfolgt die Durchflussänderung Δt verteilt auf eine Zeit größer als T_r , entsteht die Druckerhöhung Δp_{Jou} nur an der auslösenden Stelle, während sie bis zum anderen Ende der Rohrleitung auf den der Randbedingung entsprechenden Wert abnimmt. Bild 4.1-a zeigt die Druckeinhüllenden für einen solchen Fall:

⁸ Zum Massenträgheitsmoment J : J in kgm^2 ist die korrekte physikalische Größe. Das frühere Schwungmoment GD^2 darf nicht mehr verwendet werden, da leicht Verwechslungen mit J möglich sind!

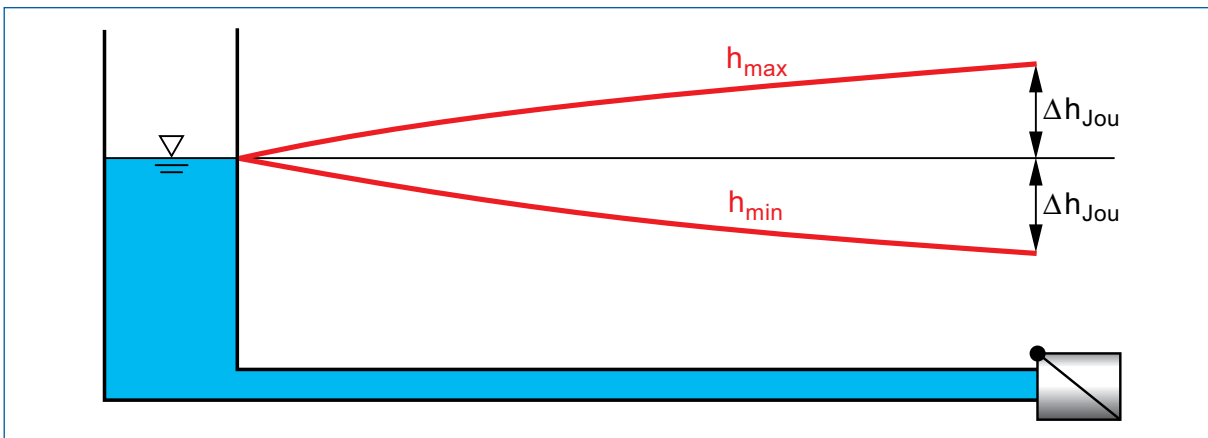


Bild 4.1-a: Einhüllende der Druckhöhen für Schließzeiten größer als die Reflexionszeit T_r

Zur Reibung:

Wenn ein sehr zähes Medium gefördert wird oder die Rohrleitungslängen sehr groß sind (ab etwa 10 km), dient die von der Pumpe geleistete Arbeit nur noch der Überwindung der Rohrreibung. Geodätische Höhenänderungen im Rohrverlauf fallen dagegen nicht mehr ins Gewicht. Die Joukowsky-Formel ist nun

auch innerhalb der Reflexionszeit der Rohrleitung nicht mehr gültig. Die tatsächliche Druckerhöhung nach dem plötzlichen Absperrn eines Schiebers kann in diesen Fällen ein Vielfaches des Joukowsky-Stoßes betragen! Man bezeichnet dieses durch die Rohrreibung verursachte Phänomen als Line Packing.

Die folgende Simulationsrechnung zeigt ein Beispiel: 20 s nach Rechnungsbeginn schließt der Schieber im Beispiel des Bildes 4.1-b. Der erste steile Anstieg von ca. 20 bar bis zu ca. 55 bar ist der Joukowsky-Stoß, der weitere Anstieg bis auf nahezu 110 bar wird durch das Line Packing bewirkt. Line Packing ist nur für lange Pipelines oder sehr zähe Fördermedien von Bedeutung und spielt bei den hierzulande üblichen Anlagen der Wasserversorgung und des Abwasserbereichs keine Rolle.

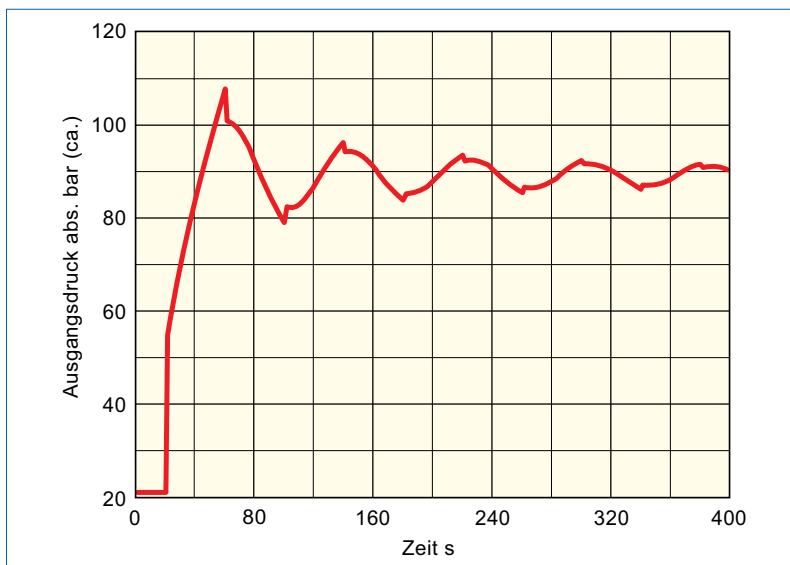


Bild 4.1-b: Druckverlauf am Ausgang einer 20 km langen Rohrleitung nach plötzlichem Schieberschließen. Berechnungsparameter: DN 300, $k=0,02$ mm, Eingangsdruck 88 bar konstant, $Q=250$ l/s, Fördermedium Rohöl mit $r = 900$ kg/m³

Zur Wellenfortpflanzungsgeschwindigkeit

Sie ist in der Joukowsky-Formel enthalten und daher maßgebend für die Höhe des Druckstoßes. Ihre Berechnung erfolgt nach Gleichung (4.1).

$$a = \sqrt{\frac{1}{\frac{\rho}{E_F} + \frac{\rho \cdot d_i \cdot (1-\mu^2)}{E_R \cdot s}}} \text{ m/s} \quad (4.1)$$

- r - Dichte der Flüssigkeit kg/m³
- E_F - Modul der Flüssigkeit N/m²
- E_R - Modul der Rohrwand N/m²
- d_i - Innendurchmesser des Rohres mm
- s - Rohrwanddicke mm
- μ - Querkontraktionszahl

Man erhält aus Gleichung (4.1) Werte von maximal etwa 1400 m/s für Stahlrohre bis herunter zu 300 m/s für weiches Kunststoffrohr. Der Wert für a in freiem Wasser beträgt etwa 1440 m/s. Die praktische Verwertbarkeit von Gleichung (4.1) darf nicht zu hoch veranschlagt werden, in Druckstoßberechnungen wird auf ihre Anwendung sogar oft verzichtet und a nur geschätzt. Der Gasgehalt der Flüssigkeit, der in Gleichung (4.1) unberücksichtigt ist, kann nämlich a stark verändern, wie Tabelle 4-1 auszugsweise zeigt:

Gasgehalt Volumen %	a m/s
0	1250
0,2	450
0,4	300
0,8	250
1	240

Tabelle 4-1: a in Abhängigkeit vom Gasgehalt bei einem statischen Wasserdruck von etwa 3 bar

In Trinkwasserleitungen ist der Gasgehalt vernachlässigbar, in Abwasseranlagen gewöhnlich aber nicht. Weitere Unsicherheiten von a betreffen hauptsächlich Kunststoffrohre. Unbekannter und variierender Elastizitätsmodul, Fertigungsabweichungen, Alterung des Rohres und besonders die Einbettung in den Boden spielen hier eine Rolle. Ein eingebettetes Rohr hat wesentlich höhere Werte von a als das freie Rohr.

5 Die numerische Simulation von Druckstößen

In der Theorie nach heutigem Stand sind die abhängigen Modellgrößen der Druck p und die Strömungsgeschwindigkeit v in den beiden gekoppelten partiellen Differentialgleichungen (5.1) für jedes Einzelrohr eines Rohrnetzes mit t der Zeit und x der abgewickelten Rohrlänge.

Die Gleichungen (5.1) sind allgemeingültig und umfassen gleichermaßen den Einfluss von Massenträgheit und Elastizität. Über die Rohrränder, die mathematisch als Randbedingungen der Gleichungen (5.1) bezeichnet werden, gehen Einbauten, wie z.B. Rohrknoten, Behälter, Pumpen und Armaturen in das Modell ein. So erfolgt beispielsweise die Verbindung von Einzelrohren zu einem vollständigen Rohrnetz über die verknüpfende Randbedingung des Rohrknotens. Die Anfangsbedingung der Gleichung (5.1) ist der stationäre Strömungszustand im betreffenden Rohr vor Einsetzen der Störung. Das numerische Verfahren zur Lösung der Gleichungen (5.1) ist die Charakteristikenmethode. Auf ihr beruhen heute fast alle Druckstoßprogramme.

Um Resonanzschwingungen zu berechnen, sind die Gleichungen (5.1) im Zeitbereich weniger

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho \cdot a^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - g \cdot \sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2 \cdot d} \cdot v \cdot |v| = 0$$

geeignet. Sie werden genauer mit der Impedanz-Methode, also im Frequenzbereich, berechnet.

5.1 Zur Genauigkeit von Simulationsrechnungen

Computerprogramme, die auf der Charakteristikenmethode basieren, liefern Lösungen, deren Genauigkeit praktische Belange weit übersteigt. Das belegen zahlreiche Vergleiche mit Messungen. Nennenswerte Abweichungen treten nur bei der Berechnung von Makrokavitation und der Dämpfung von Druckwellen im Rohr auf. Das aus Gleichung (5.1) ableitbare Standardmodell der Dampfkavitation, das heißt die Annahme eines einfachen Vakuumhohlraumes nach Säulentrennung, liefert immer höhere Drücke als in der Realität. Man liegt aber mit den Schlussfolgerungen damit auf der sicheren Seite. Die realen Energieverluste durch Reibungsvorgänge, Ver-

formungen des Rohres und der Rohrhalterungen sind geringfügig größer als von der Simulation vorhergesagt. Die ersten Druckmaxima und -minima werden daher noch sehr genau, die weiteren Verläufe aber zunehmend zu schwach gedämpft wiedergegeben. Solche Abweichungen sind aber gegenüber Ungenauigkeiten aus falschen oder fehlenden Eingangsdaten vernachlässigbar.

Als mögliche Datenfehler sind zu nennen:

- ungenaue Armaturkennlinien und Pumpenkennlinien
- Unkenntnis der tatsächlichen Wellenfortpflanzungsgeschwindigkeit im Rohr
- nicht bekannte Entnahmestellen in einer Hauptleitung
- unbekannter Verkrustungszustand der Rohre.

Damit ist klar, wie wichtig möglichst genaue Eingangsdaten für die Qualität der Druckstoßberechnung sind.

Eine Druckstoßberechnung kann nur so genau wie die Eingangsdaten sein. Nur wenn diese zutreffen und das Berechnungsmodell der Realität entspricht, darf hohe Genauigkeit angenommen werden.

Exakte Daten zu erhalten ist aber oft nicht möglich. Dann ist man auf Schätzungen angewiesen.

Ein Beispiel:

Für Armaturenhersteller ist ein möglichst kleiner Widerstandsbeiwert der geöffneten Armatur ein wichtiges Verkaufsargument. Für die Druckstoßberechnung sind dagegen die Werte kurz vor dem endgültigen Absperren maßgebend, deren Messung ist allerdings aufwendig. Als Folge davon reichen viele erhältliche Widerstandskurven von Armaturen nicht weit genug in Richtung Schließen. Aus Kostengründen stammen die meisten von Herstellern zur Verfügung gestellten Widerstandskurven nicht aus Originalmessungen, sondern stellen nur Extrapolationen dar.

Die Gestaltung einer Anlage mit Hilfe von Druckstoßberechnungen sollte solche Ungenauigkeiten durch etwas konservativer ausgelegte Druckstoßsicherungseinrichtungen berücksichtigen.

5.2 Kräfte auf Rohrleitungen durch Druckstöße

Aus den mit Hilfe des Rechners ermittelten, zeitabhängigen Druckverläufen lassen sich in einem weiteren, separaten Rechenschritt die Kräfte auf Krümmer und Rohrverbindungen bei freiverlegten Rohren berechnen. Die Fluid-Rohr-wandwechselwirkung bleibt hierbei unberücksichtigt (entkoppelte Rechnung). Von Ausnahmen abgesehen, die im Wasser- und Abwasserbereich keine Rolle spielen, liefert dieses Vorgehen immer etwas zu hohe Kräfte, so dass man mit den Schlußfolgerungen aus den Berechnungsergebnissen auf der sicheren Seite liegt.

6 Praktische Druckstoßberechnungen mit dem Rechner

6.1 Der technische Ablauf

Eine Druckstoßberechnung kann die gesuchten Parameter, wie optimale Windkesselgrößen, Kompressoreinstellungen, Armatureschließgesetze, Pumpenschwungmassen etc. nicht direkt liefern. Die Art der Druckstoßsicherung muß vom Bearbeiter vorgegeben und deren Parameter geschätzt werden. Nach Kontrolle der Ergebnisse aus der Druckstoßberechnung werden die Parameter entsprechend angepasst, und es wird eine erneute vollständige Druckstoßberechnung der Anlage vorgenommen. Nach mehreren Rechenläufen ergeben sich Werte, die dem technisch-wirtschaftlichen Optimum nahe kommen. Eine Druckstoßstudie ist infolge der unabdingbaren Expertenarbeit trotz moderner Rechner immer noch zeit- und arbeitsintensiv. Da heute leistungsfähige Druckstoßsoftware erhältlich ist, stellt sich für den Anwender die Frage, ob eigene Berechnungen sinnvoll sind. Seriöse⁹ Druckstoßprogramme sind wegen der geringen Abnehmerzahl teuer. Dazu kommen Kosten für Schulung und Einarbeitung. Erfolgt keine Programm Benutzung über einen längeren Zeitraum, müssen die Kenntnisse reaktiviert werden.

Bei weniger als 10 Anwendungsfällen pro Jahr erscheint der Aufwand eigener Berechnungen unwirtschaftlich.

6.2 Zusammenarbeit zwischen Auftraggeber und Berechnungsstelle

Hier sind die Angebotsphase und die eigentliche Berechnung zu unterscheiden. In der Angebotsphase benötigt die Berechnungsstelle zur Angabe der Kosten folgende Information des Anlagenplaners:

1. Ein Grobfließschema der Anlage, das alle maßgebenden Einbauten, wie Pumpen, Armaturen, zusätzliche Entnahmen oder Zuflüsse sowie eventuell bereits vorhandene Sicherungen, wie Belüfter, Windkessel enthält. Dieses Schema kann durchaus eine Handskizze sein, deren Erstellung nur wenige Minuten in Anspruch nimmt.
2. Eine Grobzusammenstellung der wichtigsten Parameter, wie maßgebender Rohrlängen, Durchmesser und Fördermengen.
3. Auflistung der maßgebenden Betriebs- und Störfälle.
4. Zusammenstellung aller bekannt gewordenen Schäden, deren Ursache von Druckstoßen herrühren könnte.
5. Ungewöhnliche Betriebsbeobachtungen.

Soll eine Berechnung durchgeführt werden, müssen weitere von der Berechnungsstelle spezifizierte Daten beschafft werden. Diese können - in Auszügen - sein:

- Höhenprofil
- Längen
- Durchmesser
- Wanddicke
- Werkstoff, Auskleidung, Rohrverbindungen
- Druckstufe, Bemessungsdruk-höhenlinie
- zulässige Rohrrinnendrucke (p_{\min} , p_{\max})
- Rohrbettung oder Auflagerung
- E-Moduln der Rohrwerkstoffe
- Rauigkeitsbeiwert
- Be- und Entlüftung von Hochpunkten
- Abzweige
- Zeta- oder KV-Kurven sowie Stellgesetze der Armaturen
- Kennlinien bzw. Kennfelder und Kenndaten der hydraulischen Maschinen
- Massenträgheitsmomente der Maschinensätze
- Kennlinien bzw. Kenndaten bereits vorhandener Druckstoßsicherungen
- Kennwerte von Be- und Entlüftern
- Reglereinstellungen
- Wasserspiegelhöhen der Behälter
- Durchflüsse in allen Leitungsabschnitten
- Öffnungsgrade von Absperr- und Drosselorganen
- Betriebsdrücke.

⁹ Da ein Anwender die Rechenweise von Druckstoßprogrammen nicht nachvollziehen kann, ist es wichtig, dass ein renommierter Hersteller für die Qualität des Produktes einsteht. Druckstoßprogramme stammen in aller Regel aus einschlägigen Hochschulinstituten. In einigen Fällen wurden diese Programme von kommerziellen Firmen übernommen und zur bequemeren Bedienung mit aufwendigen Benutzungsoberflächen versehen.

7 Nutzen von Faustformeln und Handrechnungen

Eine Grobschätzung kann sinnvoll sein, wenn die potenzielle Gefährdung einer Anlage schnell ermittelt werden soll. In diesem Zusammenhang entstehen Fragen nach dem Gültigkeitsbereich von Faustformeln und ob sich das Druckstoßverhalten einer Anlage auf eine ähnliche übertragen lässt (Skalierbarkeit). Zunächst ist festzustellen, dass Wasserversorgungsanlagen und Abwasserpumpenanlagen äußerst vielfältig und so unterschiedlich sind, dass Näherungsformeln nicht anwendbar sind. Auch Anlagen mit sehr ähnlichen Kennwerten, also gleichen Fördermengen und Rohrlängen, lassen sich in der Regel nicht skalieren.

Dies wird an einem einfachen Beispiel klar: Zwei ansonsten völlig identische Wasserversorgungssysteme unterscheiden sich lediglich im Höhenprofil der Hauptleitung, wobei die eine einen Hochpunkt aufweist, den die zweite Anlage nicht besitzt. Die Anlage ohne Hochpunkt wird mit einem Windkessel zuverlässig geschützt. Mit der gleichen Kesselgröße ist das in der zweiten Anlage aber nicht mehr möglich, weil nun beim Abschwngen des Kesselwassers die dynamische Minimaldruckhöhe den Hochpunkt anschneidet und durch diese Unterdrücke die Gefahr von Schmutzwassereinzug besteht.

Um den Gültigkeitsbereich der Näherungsformeln zur Berechnung instationärer Strömungszustände zuverlässig beurteilen zu können, bedarf es sehr vieler Erfahrung. Bei der praktischen Planungsarbeit sollten Näherungsformeln ausschließlich für grobe Abschätzungszwecke über das Gefährdungspotenzial einer Anlage verwendet werden (Beispiele unter 4). Weitergehende Aussagen oder gar eine Auslegung von Druckstoßsicherungen sind im allgemeinen nicht zu verantworten. Im Folgenden werden alle bekannten Näherungsverfahren und Abschätzungsformeln kurz vorgestellt:

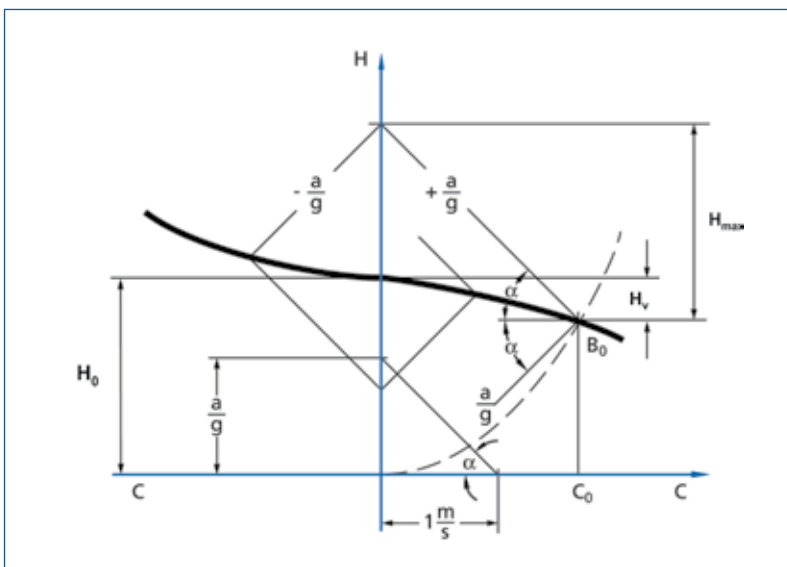


Bild 7-1: Grafisches Verfahren nach Schnyder-Bergeron

- Mit dem grafischen Schnyder-Bergeron-Verfahren wurden vor der Verfügbarkeit von Rechnern sehr zuverlässig Druckstoßberechnungen durchgeführt. Die Anwendung ist aus praktischen Gründen im Wesentlichen auf Systeme mit nur einer Rohrleitung beschränkt, Reibung kann nur in aufwendiger Weise berücksichtigt werden. Es sind Expertenkenntnisse erforderlich. Bild 7.1 zeigt stellvertretend eine Schnyder-Bergeron-Grafik, in welcher die Druckwellenausbreitung infolge Ventilschließens grafisch ermittelt wird.
 - Anwendung der Joukowsky-Formel bei schnellen Änderungen der Strömungsgeschwindigkeit v (Fallbeispiele unter 4.).
 - Graphische Verfahren zur Ermittlung von Windkesselgrößen.*)
 - Grafische Verfahren, um das Line Packing abzuschätzen.*)
 - Das weitgehend optimale Schließgesetz einer Absperrarmatur für den Sonderfall einer einsträngigen Rohrleitung kann näherungsweise berechnet werden.*)
- Mehr Handrechnungsverfahren gibt es nicht. Man versteht diesen scheinbaren Mangel aber besser, wenn man noch einmal den Windkessel als stellvertretendes Beispiel betrachtet. Mit dem Gesamtvolumen des Kessels aus einer Auslegungsgrafik allein ist es nicht getan. Die Wirkung des Windkessels hängt maßgebend vom Verhältnis Wasser- zu Luftvolumen im Kessel ab, das heißt davon, ob der Kessel hart oder weich vorgespannt ist. Diese Vorspannung beeinflusst das erforderliche Gesamtkesselvolumen. Ferner ist der Rohrleitungsverlauf von Bedeutung. Ist etwa ein Hochpunkt vorhanden, der von der minimalen dynamischen Druckhöhenlinie nach Pumpenausfall nicht angeschnitten werden darf (Unterdruck), ergeben sich bei identischen Anlagenparametern andere Auslegungsverhältnisse für den Kessel. Dieser fällt deutlich größer aus. Oft sorgen Rückschlagklappe und Drossel in einem Bypass dafür, dass beim Zurückschwingen im Windkessel keine unzulässig hohen Drücke entstehen. Mit Faustformeln oder grafischen Auslegungsverfahren können alle diese maßgeblichen Einflussgrößen nicht erfasst werden.

*) *Expertenkenntnisse sind erforderlich.*

8 Die wichtigsten Druckstoßsicherungen

Druckstoßsicherungen verhindern den Übergang von Bewegungsenergie in Verformungsenergie. Im Wesentlichen kommen dabei die folgenden Prinzipien zur Anwendung:

- Energiespeicher
- Nachsaug- und Belüftungseinrichtungen
- Optimieren der Stellgesetze¹⁰ von Armaturen
- Optimierung der Steuerstrategien von Rohrleitungen

8.1 Energiespeicher

Die Energie wird bei Windkessel und Standrohr als Druckenergie und bei der Pumpenschwungmasse als Rotationsenergie gespeichert. Dieser Energievorrat ist ausreichend groß, so dass die stationäre Strömung relativ lange aufrecht erhalten wird und ihre Geschwindigkeit durch Dissipation nur langsam abnimmt. Ein rascher Druckabfall wird verhindert. Windkessel und Standrohre können, wenn sie vor einer Pumpe in einer langen Zulaufleitung angebracht sind, den Druckstoß nicht nur durch Energieabgabe, sondern umgekehrt auch durch Energieaufnahme verhindern.

8.1.1 Windkessel

Es gibt Kompressorkessel (Bild 8.1.1-a), Membranwindkessel (Bild 8.1.1-b) oder Kessel mit Belüftungstauchrohr. Kompressor- und Membranwindkessel besitzen keine prinzipiellen Unterschiede hinsichtlich ihrer Wirkungsweise. Die Auswahl des Typs erfolgt nach technischen oder wirtschaftlichen Gesichtspunkten. Membrankessel kommen wegen ihrer Konstruktion nur für kleine Volumina in Frage.

Wie bereits erläutert, ist nicht nur der Kesselinhalt maßgebend. Durch ein optimales Verhältnis von Wasser- zu Luftvolumen lässt sich ein erheblicher Anteil am Gesamtvolumen des Kessels

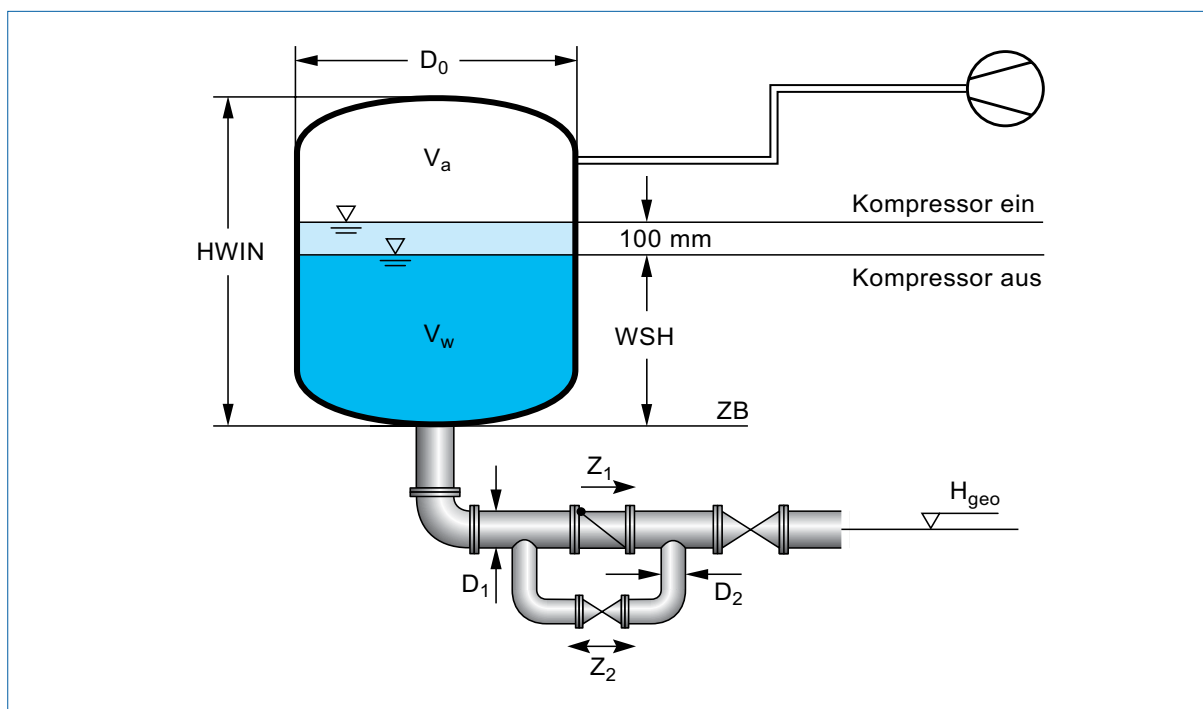


Bild 8.1.1-a: Schema eines Kompressorkessels. Zur Vermeidung von zu hohen Drücken beim Rückschwingen des Kesselwassers ist gegebenenfalls eine Rückschlagklappe mit gedrosseltem Bypass in der Anschlussleitung erforderlich.

¹⁰Ein Stellgesetz gibt den Schließwinkel der Armatur in Abhängigkeit von der Zeit an.

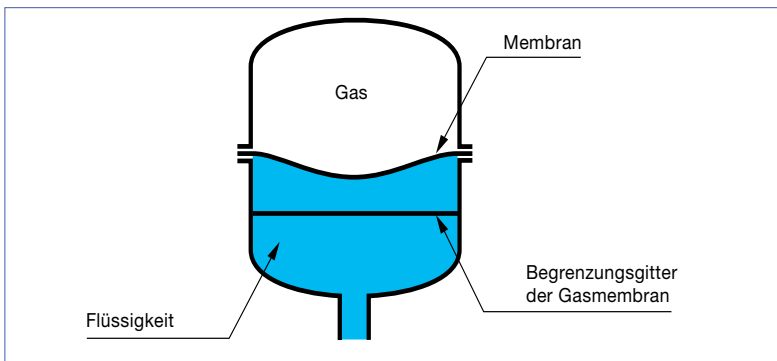


Bild 8.1.1-b: Schema eines Membranwindkessels

einsparen. Sensoren sorgen in einem Kompressorkessel für die korrekte Befüllung, indem sie den Luftverdichter ein- und ausschalten. Beim Membrankessel erfolgt die Einstellung meist vor der Installation durch Aufladung der Membranblase mit einem bestimmten Vordruck. Windkessel werden nicht nur am Pumpenausgang zum Schutz gegen Pumpenausfall eingebaut. Sie können auch an anderen geeigneten Stellen eines Rohrleitungssystems eingebaut werden.

Bei langen Zulaufleitungen kann beispielsweise ein zusätzlicher Windkessel am Pumpeneingang als Druckstoßsicherung angebracht werden. Der Kessel am Eingang nimmt nach Pumpenausfall Energie auf, der am Ausgang gibt Energie ab. Für Abwasserpumpenanlagen sind Windkessel nicht geeignet¹¹. Die Gründe hierfür sind:

- Es gibt keine Möglichkeit, die für die Kompressoreinstellung notwendige Füllstandsmessung bei Abwasser vorzunehmen.



Bild 8.1.1-c: Membranwindkessel

¹¹ Eine Ausnahme ist ein Kessel mit Belüftungstauchrohr, einem Zwitter aus Windkessel, Standrohr und Be-/Entlüftungsventil, der in Deutschland aber so gut wie unbekannt ist.

- Die Blase eines Membrankessels ist empfindlich gegenüber im Abwasser vorkommenden scharfen Gegenständen, wie z.B. Rasierklingen oder Nägeln.
- Gefahr von Krustenbildung, Absetzung und Verstopfung.

Die Betriebssicherheit von Windkesseln ist bei entsprechender Überwachung hoch. Bei ihrem Betrieb ist Folgendes zu beachten:

- Überwachung des Wasserstands im Kessel.
- Aus hygienischen Gründen muss das Wasservolumen kontinuierlich oder regelmäßig ausgetauscht werden.
- Die Druckluft muß ölfrei sein.
- Um Außerbetriebnahme bei Revisionen zu ermöglichen, sollten Reservekessel vorgesehen werden.
- Die Absperrarmaturen in der Anschlussleitung sind gegen unbeabsichtigtes Schließen zu sichern, ihre Offenstellung ist zu überwachen.
- Wartung des Verdichters (Kompressorkessel).

8.1.2 Standrohre, Einwegwasserschlösser

Das Standrohr kann nur an den Punkten des Systems eingesetzt werden, die geringe Druckhöhen aufweisen. Es kann in der Regel einen Windkessel am Pumpenausgang nicht ersetzen. Mit Rückschlagklappe in Ausflussrichtung und Auffüllmechanismus (Einwegwasserschloss) ausgestattet, wird es eingesetzt, um

an Hochpunkten in langen Reinwasserpipelines Unterdrücke zu verhindern. In Abwasseranlagen kommt das Standrohr wegen der möglichen Geruchsbelästigung nur in Ausnahmefällen in Frage. Die Betriebssicherheit von Standrohren beziehungsweise von Einwegwasserschlossern ist hoch, wenn folgende Punkte beachtet werden.

- Kontinuierlich oder regelmäßig Wasseraustausch (Hygiene)
- Filterung der Zugluft
- Funktionsprüfung des Rückflussverhinderes bei Einwegwasserschlossern.
- Überwachung des Füllstandes oder der Füllvorrichtung bei Einwegwasserschlossern.

8.1.3 Pumpenschwungmassen

Sie werden am Antrieb angebracht und verlängern durch die gespeicherte Rotationsenergie

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (8.1)$$

J - Massenträgheitsmoment der Schwungmasse kgm^2

ω - Winkelgeschwindigkeit s^{-1}

die Auslaufzeit der Pumpe. Für eine homogene Vollscheibe mit dem Radius r und der Masse m beträgt beispielsweise das Massenträgheitsmoment

$$J = \frac{m \cdot r^2}{2}$$

Die Bilder 8.1.3-a und 8.1.3-b zeigen Anwendungsbeispiele.



Bild 8.1.3-a: Die Keilriemenscheiben werden als Vollscheiben ausgeführt.

Mit wirtschaftlich und technisch möglichen Schwungmassen sind allerdings nur Verlängerungen der Auslaufzeit erzielbar, die für relativ kurze Rohrleitungslängen, das heißt kleine Reflexionszeiten T_R , geeignet sind. Die Grenze liegt bei etwa 1 km bis 2 km Gesamtröhrlänge. Eine Grobabschätzung, ob die Lösung Schwungmasse überhaupt möglich ist, wurde unter 4. im dritten Fallbeispiel vorgenommen. Für Tauchmotorpumpen sind

Schwungmassen aus bautechnischen Gründen nicht möglich. Bei anderen Pumpentypen ist zu prüfen, ob der Startvorgang des Pumpenmotors unbeeinträchtigt bleibt. Schwungscheiben sind die wohl sicherste und eleganteste Art der Druckstoßsicherung. Ihre Betriebssicherheit ist die höchste von allen Sicherungsarten. Neben der Überwachung der Lager bei größeren Systemen ist bei ihrem Betrieb nichts weiter zu beachten.



Bild 8.1.3-b: Vertikal angeordnete Schwungscheibe (Antrieb über Gelenkwelle, $D = 790 \text{ mm}$).

8.2 Be- oder Entlüftungsventile

Sie sollten nur dann zum Einsatz gelangen, wenn andere Maßnahmen nicht mehr möglich sind. Ihre Nachteile sind:

- Regelmäßige Wartung erforderlich.
- Bei falscher Anordnung und unsachgemäßem Einbau können sie sogar zu erhöhten Druckstößen führen.
- Die Fahrweise der Anlage ist unter Umständen eingeschränkt, da eingezogene Luft wieder entfernt werden muss.
- Für Abwasser sind spezielle Bauweisen notwendig.

Belüftungsventile (Bild 8.2-a) müssen sorgfältig ausgelegt werden. Bei Rohrleitungen mit größeren Durchmessern muss darauf geachtet werden, dass die Entlüfter auf Domen sitzen, damit sich dort die eingezogene Luft sammeln kann. Eingesaugte Luft in Leitungen kann, wenn die Strömung noch nicht zur Ruhe gekommen ist, in ungünstigen Fällen sehr nachteilig sein. Luftpolster wirken normalerweise dämpfend. Es sind aber auch Situationen möglich, bei denen die eingezogene Luft zu gefährlichen dynamischen Drucksteigerungen führt. Das Herausdrücken eingezogener Luft muss langsam erfolgen, da bei zu großen Entlüftungsquerschnitten ruckartige Druckänderungen am Ende des Luftausstoßes auftreten können. Deshalb haben Be- oder



Bild 8.2-a: Duojet*) Be- und Entlüftungsventil mit Medium betätigtem Einkammer-Ventil.

Großer Entlüftungsquerschnitt zum Be- und Entlüften großer Luftmengen beim Anfahren oder Abschalten von Pumpenanlagen.

Kleiner Entlüftungsquerschnitt zum Entlüften kleiner Luftmengen während des Betriebes unter vollem inneren Überdruck

Entlüfter unterschiedliche, von der Strömungsrichtung der Luft abhängige Nennweiten. Die Belüftung hat einen großen

und die Entlüftung einen kleinen Querschnitt. Die Betriebssicherheit von Be-/ Entlüftern hängt von ihrer Bauweise ab und ist von allen Druckstoßsicherungen am ungünstigsten. Bei ihrem Betrieb ist auf eine regelmäßige Funktionsprüfung und gegebenenfalls Filterung der Zuluft zu achten.

8.3 Gesteuerte Armaturen

Geeignete Stellgesetze für das Öffnen und Schließen von Armaturen werden unter Berücksichtigung der Armaturenkennlinie mit Hilfe der Druckstoßberechnung ermittelt und überprüft. Die Betriebssicherheit ist hoch, wenn Stellzeiten und Knickpunkte der Stellgesetze bei Elektroantrieben mehrfach abgesichert werden oder wenn bei ölhdraulischen Antrieben sichere Bauelemente, wie z.B. Lochblenden oder Stromregelventile verwendet werden. Bei ihrem Betrieb sind regelmäßige Überprüfung der Stellzeiten und Funktionskontrollen zum Stellgesetz zu beachten.



Bild 8.3-a: Motorgetriebene Absperriklappe

*) Mit freundlicher Genehmigung der VAG-Armaturen GmbH.

8.4 Rückschlagklappen

Die Dynamik von Rückschlagklappen hat oft einen maßgebenden Einfluss auf die Druckstoßentwicklung, weil durch das Schließen der Klappe nach Strömungsumkehr Geschwindigkeitsänderungen auftreten, die nach der Joukowski-Beziehung (4.1) Druckänderungen erzeugen.

Von Ausnahmen abgesehen, soll eine Rückschlagklappe stets die beiden sich widersprechenden Forderungen erfüllen:

- Die Rückströmung soll möglichst rasch zum Stillstand kommen.
- Der beim Abbremsen entstehende Druckstoß soll so klein wie möglich bleiben.

Bei Trinkwasser-Pumpanlagen mit Windkesseln sind Düsenrückschlagventile zu verwenden. Freischwingende Klappen können sich hier sehr ungünstig auswirken, weil ihre langsame Schließzeit die Ausbildung einer Rückwärtsströmung zulässt und die Klappe beim Absperren hart auf den Sitz aufschlägt. Dieses Phänomen ist als „Klappenschlag“ bekannt und gefürchtet. Da das maßgebende Kriterium für den Klappenschlag die Schließzeit ist, wird die Situation durch eine Endlagendämpfung zwar verbessert, aber nicht grundsätzlich entschärft. Bei Abwasser kommen Düsenrückschlagventile wegen Verstopfungsgefahr nicht in Frage, so dass hier trotz ihrer Nachteile nur freischwingende Klappen mit Endlagendämpfung als Option verbleiben.

Bei Kraftwerkskühlleitungen sorgen die Pumpenrückschlagklappen dafür, dass nach Pumpenausfall der Rückstrom definiert gedrosselt wird. Das ist bei Parallelbetrieb von Pumpen wichtig, wenn eine Pumpe ausfällt, die restlichen Pumpen aber weiterlaufen und gegen die ausgefallene Pumpe drücken. Definiertes Schließen wird hier durch einstellbare hydraulische Antriebe ohne Fremdversorgung, mit Hebel und Gewicht, realisiert, wobei die Klappe freischwingend in Strömungsrichtung öffnet und bei Auslösung mit einem einfach oder zweifach abgestuften Stellgesetz schließt.

Die Betriebssicherheit von Rückschlagklappen ist relativ hoch. Bei ihrem Betrieb ist eine regelmäßige Funktionsprüfung durchzuführen.

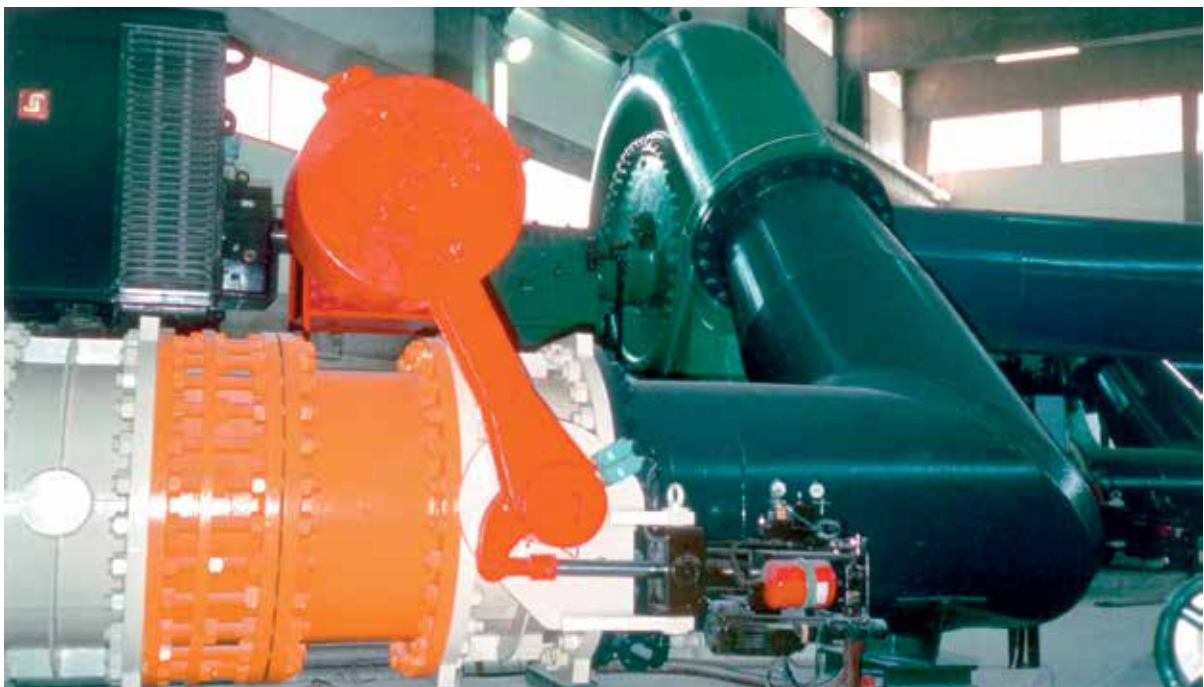


Bild 8.4-a: Rückschlagklappe mit Gegengewicht und hydraulischer Antriebseinheit

9 Fallbeispiele

Die hier vorgestellten Fallbeispiele gehen aus KSB-Druckstoßuntersuchungen hervor, mit geeigneten Abänderungen der Anlagenparameter, um eine direkte Identifizierung zu verhindern. Die jeweilige Problemstellung sowie die Lösungsfindung wurden nicht verändert.

9.1 Fallbeispiel „Fernwasserleitung“

Die Parameter der Anlage sind in Bild 2.1-b angegeben. Durch eine DN 600-Rohrleitung aus duktilem Guß mit einer Gesamtlänge von $L = 2624$ m wird mit drei parallel geschalteten Kreiselpumpen der stationäre Volumenstrom $Q_{\text{stat}} = 500$ l/s bei der Pumpenförderhöhe $\Delta h_{\text{stat}} = 122,5$ m in einen Hochbehälter gepumpt. Maßgebende Betriebsstörung, die zu unzulässigen dynamischen Drücken führt, ist der gleichzeitige Ausfall aller drei Pumpen. Die hierdurch erzeugten dynamischen Höchstdrücke liegen weit über dem zulässigen Nenndruck PN 16 (siehe h_{max} -Linie in Bild 2.1-b, und die auftretenden Minimaldrücke fallen über weite Strecken bis zum Dampfdruck ab (siehe h_{min} -Linie in Bild 2.1-b). Das System kann durch einen Windkessel am Eingang der Fernleitung geschützt werden. Ein Kessel mit den in Bild 2.1-b angegebenen Abmessungen ver-

hindert zunächst das Auftreten von Unterdrücken, beim Zurückschwingen der Wassersäule im Rohr treten aber immer noch dynamische Höchstdrücke über 16 bar auf. Daher muß zusätzlich der Rückstrom in den Windkessel gedrosselt werden; das Prinzipschema der Zuflussdrosselung ist in Bild 8.1.1-a dargestellt. Die Drosselung wird im vorliegenden Fall mit Hilfe eines kurzen DN 200-Rohrstücks, in welches eine DN 80- Normblende eingepasst ist, realisiert.

Bild 2.1-b zeigt die berechneten Druckeinhüllenden mit und ohne Windkessel. Die Maximaldruckhöhenlinie mit Windkessel h_{maxWK} liegt jetzt nur noch geringfügig über der stationären Druckhöhenlinie h_{stat} , und die zugehörige Minimaldruckhöhenlinie h_{minWK} verläuft mit großem Sicherheitsabstand über dem Rohrscheitel.

Bild 9.1 zeigt den zeitabhängigen Druckhöhen- und Volumenstromverlauf des mit Windkesselanlage geschützten Systems (Druckhöhen in müNN).

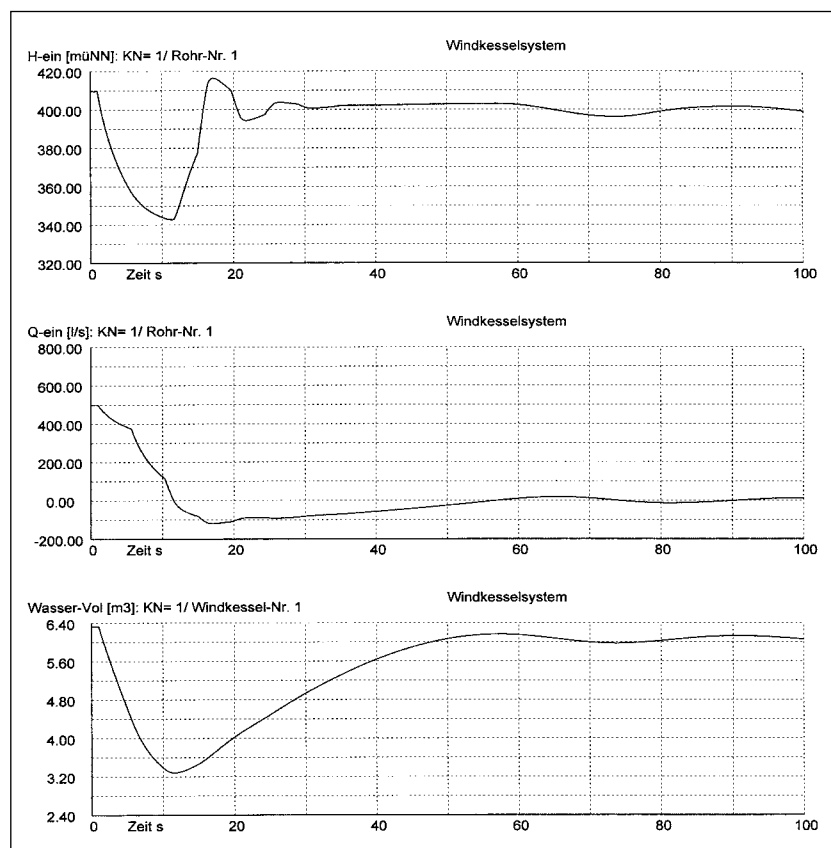


Bild 9.1: Zeitverläufe des Beispiels „Fernwasserleitung“ (Bild 2.1-b), gezeigt werden die zeitabhängigen Druckhöhen- und Volumenstromverlauf des mit Windkesselanlage geschützten Systems (Druckhöhen in müNN).

9.2 Fallbeispiel „Regenwetterpumprohrleitung“

Eine neue DN 350-Regenwetterleitung von $L = 590$ m Gesamtlänge wurde, ausgehend von einem Abwasserpumpwerk, zu einem Belüftungsbauwerk geführt. Der Betrieb erfolgte mit drei parallel betriebenen, baugleichen Pumpen, die jeweils mit Rückschlagventil und Motorschieber zur Steuerung des An- und Abfahrens versehen waren. Die ersten 100 m der Rohrleitung aus PE-HD wurden unterirdisch im Boden verlegt, die restlichen 490 m aus Stahl oberirdisch über Rohrbrücken. Bild 9.2-a zeigt das Modellschema der Anlage. Die Knoten, welche die oberirdisch verlaufenden Modell-Einzelleitungen verbinden, sind 90°- Krümmen. Eine die Anlagenkonzeption begleitende Druckstoßuntersuchung wurde vom Anlagenplaner nicht durchgeführt bzw. vergeben.

Nach Fertigstellung wurde bei ersten Fahrversuchen u. a. auch eine Unterbrechung der elektrischen Stromzufuhr und somit der gleichzeitige Ausfall aller drei Pumpen ausgelöst, mit der Folge, dass hierbei erhebliche Erschütterungen im oberirdisch verlegten Rohrleitungsteil auftraten, Rohrbefestigungen beschädigt wurden und teilweise abrissen.

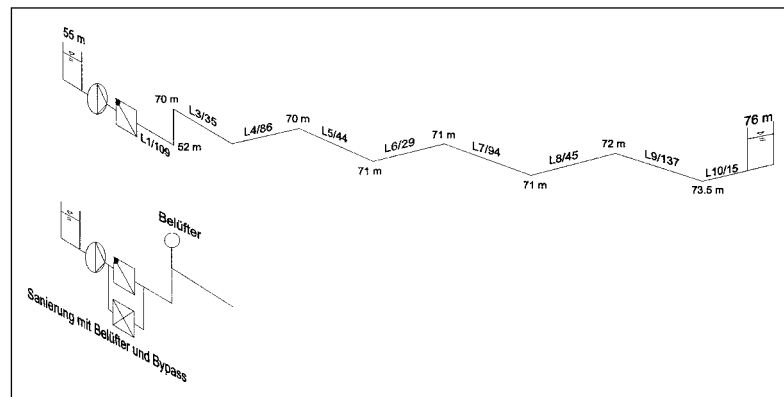


Bild 9.2-a: Schema des Beispiels „Regenwetterleitung“

Die daraufhin vergebene Druckstoßuntersuchung hatte zum Ziel:

- die Ursachen der beobachteten Druckstöße und Kräfte zu ermitteln,
- geeignete Maßnahmen bzw. Druckstoßsicherungen gegen die durch Pumpenausfall entstehenden, unzulässigen dynamischen Drücke vorzusehen und ihre Wirkungsweise rechnerisch zu belegen.

Modelldaten

Neben den in Bild 9.2-a bereits genannten Parametern gehen in die Berechnung die folgenden weiteren Systemdaten ein:

Pumpenkennlinie in Bild 9.2-c

Modell-Leitung L1:

Material: PE HD

D_{innen} : 354,6 mm

k : 0,1 mm

a : 600 m/s

(geschätzt)

min. zuläss. Druck: Vakuum

Druckstufe: PN 6

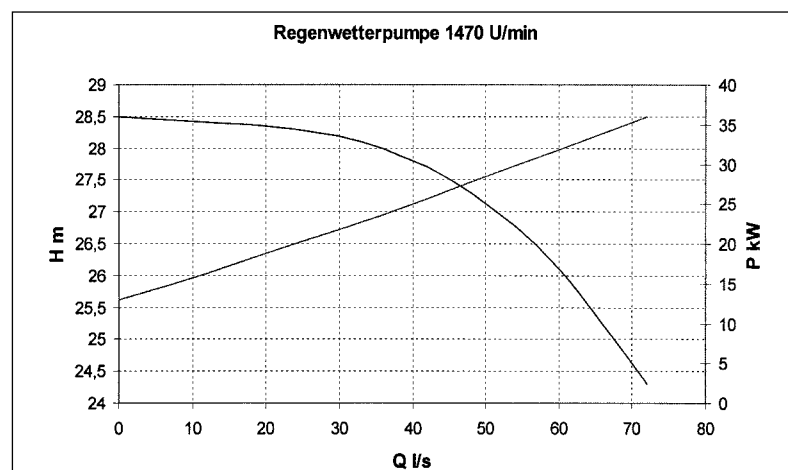


Bild 9.2-c: Pumpenkennlinie des Beispiels „Regenwetterleitung“

Modell-Leitung L2 bis L10:

Material: Stahl
 D_{innen} : 349,2 mm
 k : 0,1 mm
 a : 1012 m/s
 (aus Formel 4.1)

min. zuläss. Druck: Vakuum
 Druckstufe: PN 10

Über die Pumpenrückschlagventile waren keine Parameter bekannt. Im Modell wurde daher von der weitgehend zutreffenden Annahme ausgegangen, dass die Ventile bei Strömungsumkehr plötzlich schließen.

Berechnung des Istzustandes, erste Ergebnisse

Der vom Programm errechnete stationäre Volumenstrom für den Parallelbetrieb mit drei Pumpen beträgt $Q_{\text{stat}} = 187 \text{ l/s}$. Die erste Druckstoßberechnung des gleichzeitigen Ausfalls der Förderpumpen ergab, dass Makrokavitation und, davon verursacht, dynamische Höchstdrücke von bis zu 15 bar in der PE-HD-Leitung auftraten, also eine sehr hohe, unzulässige Überschreitung des Rohrinnendrucks von PN 6. Die berechneten Längskräfte auf den Rohrbrücken zwischen jeweils zwei 90°-Krümmern erreichten kurzfristig Werte bis knapp 100 kN, was Gewichtslängskräften von etwa 10 t entspricht. Bild 9.2-d und Bild 9.2-e zeigen stellver-

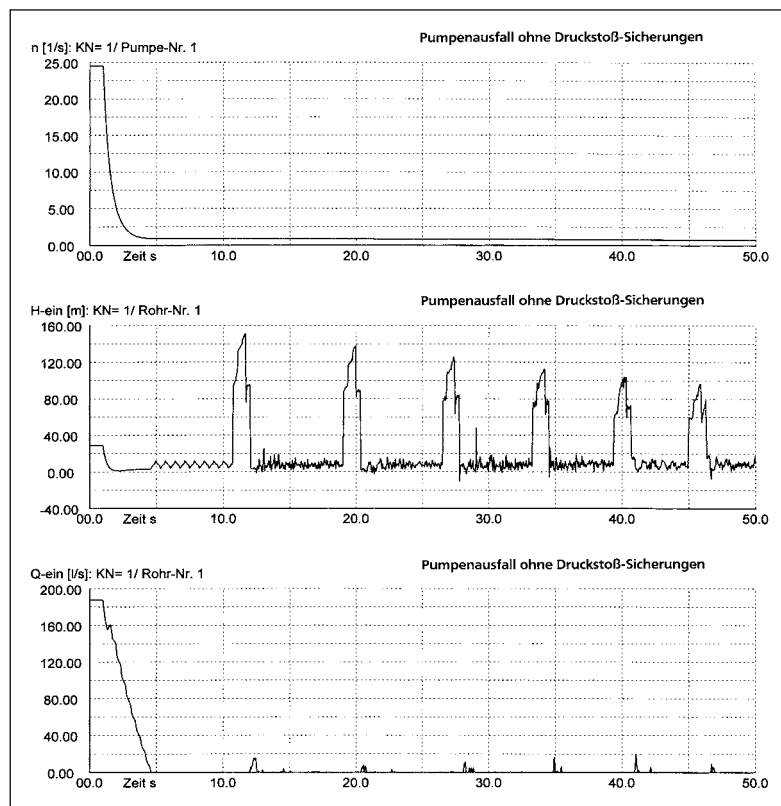


Bild 9.2-d: Zeitverläufe des ungeschützten Systems „Regenwetterleitung“

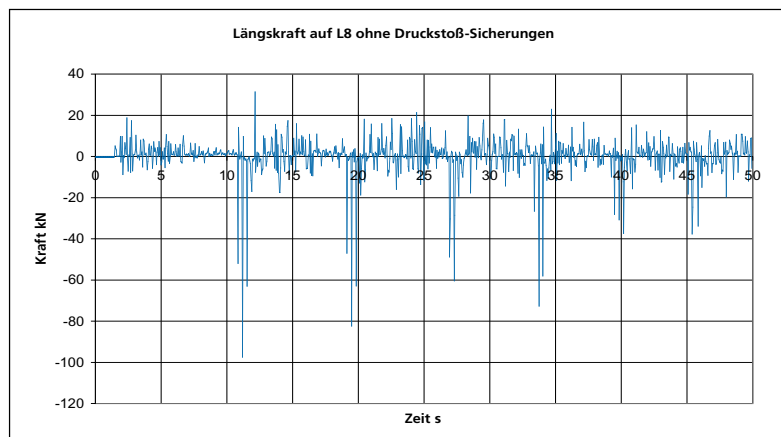


Bild 9.2-e: Längskraft auf L8 im ungeschützten System „Regenwetterleitung“

tretehend einige Zeitverläufe des ungeschützten Systems. Bild 9.2-d gibt die Pumpendrehzahl sowie die Druckhöhe und den Volumenstrom am Eingang der Modell-Leitung L1 an (Druck

höhe hier in m über Rohrachse), Bild 9.2-e zeigt den an L8 angreifenden Längskraftverlauf. Die beobachteten Erschütterungen und Schäden waren somit erklärt.

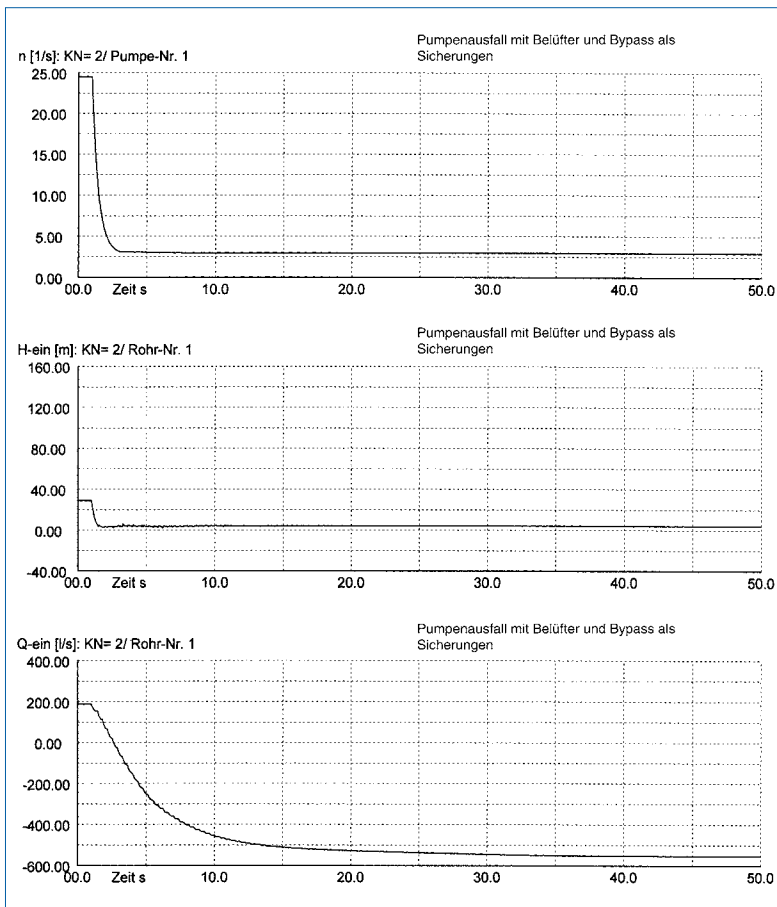


Bild 9.2-f: Zeitverläufe des geschützten Systems „Regenwetterleitung“

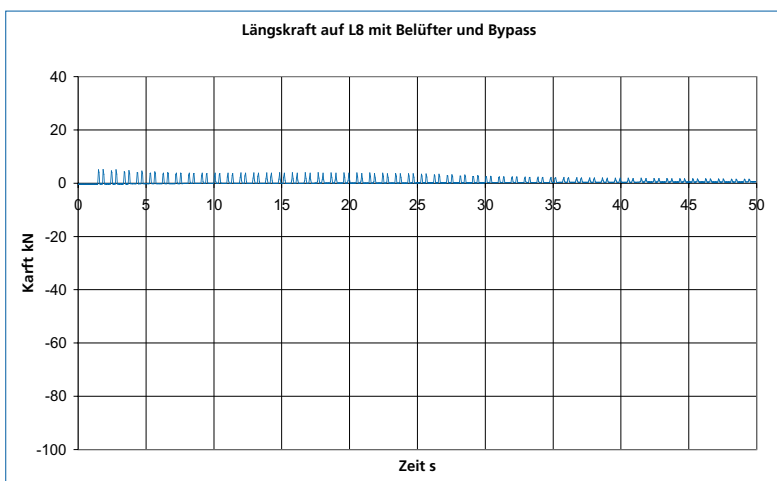


Bild 9.2-g: Längskraft auf L8 im geschützten System „Regenwetterleitung“

Druckstoßsicherungsmaßnahmen

Um die nach Pumpenausfall auftretende Makro Kavitation zu beseitigen, wurde in einer weiteren Simulationsrechnung ein DN 150-Belüfter am Hochpunkt des Ausgangs von L2 eingesetzt. Mit dieser Sicherungsmaßnahme wurden einige Sekunden nach Pumpenausfall rechnerisch immer noch unzulässig hohe Drucksteigerungen im PE-HD-Rohr gefunden. Zur Beseitigung dieser unerwünschten Druckmaxima wurde schließlich zwischen Eingang von L1 und dem Pumpenvorlagebehälter ein Bypass mit Absperrarmatur vorgesehen, welche bei gleichzeitigem Ausfall aller drei Förderpumpen mittels eines wartungsfreien elektrohydraulischen Stellantriebs mit Hebel und Gewicht automatisch öffnet. Solche Systeme werden von den Klappenherstellern heute mehr oder weniger standardmäßig angeboten. Mit diesen beiden Sicherungsmaßnahmen, d.h. Belüfter und Bypass mit automatisch öffnender Absperrarmatur, zeigte die Simulation schließlich, dass die dynamischen Höchst drücke unterhalb des stationären Anfangsdrucks blieben und die Längskräfte in den oberirdisch verlegten Rohrbrückenstrecken

nur noch etwa 5% der ursprünglichen Werte aufwiesen. Weiter ergab sich aus der Berechnung, dass auf die vorhandenen Rückschlagventile verzichtet werden konnte. Bild 9.2-f zeigt – zum besseren Vergleich im jeweils gleichem Maßstab wie in den Bildern 9.2-d bzw.

9.2-e – die Zeitverläufe, Bild 9.2-g den Kräfteverlauf für das geschützte System. Die globalen Druckeinhüllenden der sanierten Anlage zusammen mit den Verläufen ohne Druckstoßsicherungen sind in Bild 9.2-h eingetragen.

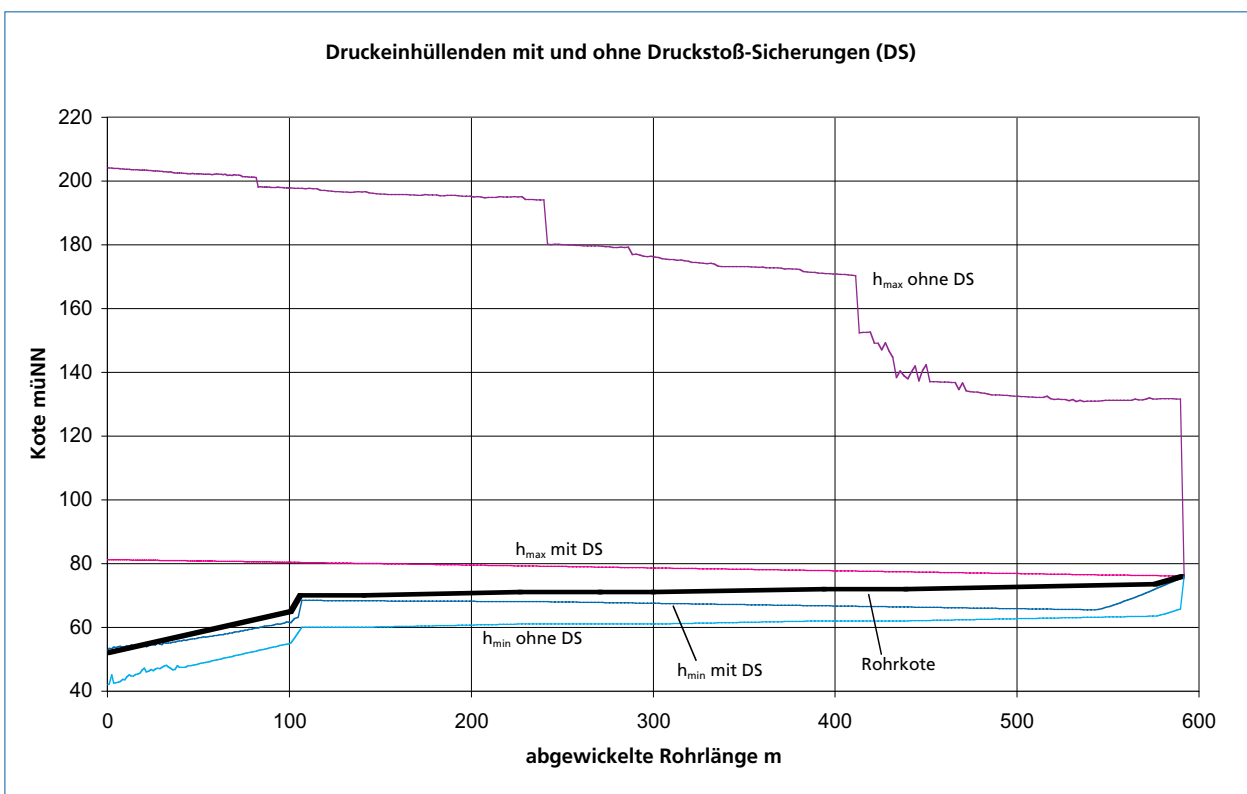


Bild 9.2-b: Druckeinhüllende des geschützten und ungeschützten Systems „Regenwetterleitung“

Weiterführende Literatur:

1. Dynamische Druckänderungen in Wasser versorgungsanlagen, Techn. Mitteilung, Merkblatt W303, DVGW, Sept. 1994
2. Horlacher, H.B., Lüdecke, H.J.: Strömungsberechnung für Rohrsysteme, expert Verlag, 1992
3. Zielke, W.: Elektronische Berechnung von Rohr- und Gerinneströmungen, Erich Schmidt Verlag, 1974
4. Wylie, E.B., Streeter, V.L.: Fluid Transients, FEB Press, Ann Arbor, MI, 1983
5. Chaudry, H.M.: Applied Hydraulic Transient, Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1987
6. Sharp, B.B.: Water Hammer, Edward Arnold, 1981
7. Parmarkian, J.: Waterhammer Analysis, Dover Publications, 1963
8. Veröffentlichung der Beiträge der Internationalen Konferenzen "Pressure Surges" der bhra fluid engineering, England in den Jahren 1976, 1980, 1986, 1992, 1996, 2000
9. Engelhard, G.: Zusammenwirken von Pumpen, Armaturen und Rohrleitungen, KSB 1983
10. Raabe, J.: Hydraulische Maschinen und Anlagen, VDI Verlag, 1989

Autoren:

Prof. Dr. Horst-Joachim Lüdecke, geb. 1943, Diplom-Physiker, Entwicklung verfahrenstechnischer und fluiddynamischer Software in der BASF Ludwigshafen, seit 1976 Professor an der Hochschule für Technik und Wirtschaft (HTW) des Saarlandes, zahlreiche Veröffentlichungen zum Thema Rohrströmung, Mitautor des Buchs "Strömungsberechnung für Rohrsysteme" (expert-Verlag), als Mitglied des Druckstoßausschusses des DVGW an der Neufassung der Druckstoßrichtlinie W 303 beteiligt, unterstützt und berät KSB bei Druckstoßberechnungen.

Dipl.-Ing. Bernd Kothe, geb. 1955, Studium an der TU „Otto von Guericke“ Magdeburg, danach Entwicklungs-Ing. für Kraftwerkspumpen in den Pumpenwerken Halle. Von 1993 bis 1998 im Engineering-Bereich der KSB AG zuständig für Druckstoßberechnungen und komplexe Berechnungen für den Abwasserbereich. Seit 2002 Manager Sales Support des Competence Centers Waste Water Halle.

Redaktionelle Bearbeitung:

Zentrale Kommunikation der KSB Aktiengesellschaft
Dipl.-Ing. (FH) Christoph P. Pauly

So bestellen Sie KSB Know-how Bände

Alle bisher erschienenen KSB Know-how Bände senden wir Ihnen gerne auf Wunsch zu. Die Bestellung erfolgt ganz einfach.

Nehmen Sie über unsere Webseite Kontakt mit uns auf:

- <http://www.ksb.com/ksb-de/Kontaktfinder>
- Wählen Sie Ihr Land und/oder die PLZ aus.
- Senden Sie eine E-Mail mit den gewünschten Know-how Bänden an das zuständige Vertriebshaus oder an die zuständige Landesgesellschaft.

Folgende Know-how Bände können Sie bestellen:

Bestellnummer	Thema	Verfügbare Sprachausgaben
• 0101.5	„Auslegung von Kreiselpumpen“	DE, EN-UK, FR
• 0101.55	„Der Druckstoss“	DE, EN-UK
• 0508.023	„Planungshinweise BOA-Systronic®“	DE, EN-UK
• 2300.02	„Planungshinweise Entwässerung“	DE, EN-UK
• 2300.024	„Pumpenregelung/Anlagenautomation“	DE, EN-UK, FR
• 2300.025	„Planungshinweise Druckerhöhungsanlagen“	DE, EN-UK
• 0118.55	„Planungshinweise Rohrschachtpumpen Amacan®“	DE, EN-UK, EN-US, ES
• 2554.025	„Planungshinweise KRT“	DE, EN-UK, EN-US, ES
• 2300.023	„Planungshinweise Löschwasseranlagen“	DE, EN-UK

Hotline

Deutschlandweit zu Ihrem
Vertriebshaus aus dem
Festnetz 0,14 €/Minute
(Mobilfunktarif kann höher ausfallen)

Tel. +49 1805 5724-80
Fax +49 1805 5724-89

KSB-24-h-Service-Hotline
Tel. +49 6233 86-0
Fax +49 6233 86-3401

Automations-Support-Hotline
für technische Fragen
Tel. +49 6233 86-2042

Vertriebshaus Berlin
vertrieb-berlin@ksb.com
Gebäudetechnik
Tel. +49 30 43578-5060
Fax +49 30 43578-5058

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 30 43578-5000
Fax +49 30 43578-5055

Vertriebshaus Halle
vertrieb-halle@ksb.com

Gebäudetechnik
Tel. +49 345 4826-5340
+49 345 4826-5356
Fax +49 345 4826-5358

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 345 4826-5310
Fax +49 345 4826-5355

Vertriebshaus Hamburg
vertrieb-hamburg@ksb.com

Gebäudetechnik
Tel. +49 40 69447-0
Fax +49 40 69447-256

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 40 69447-226
Fax +49 40 69447-255

Vertriebshaus Hannover
vertrieb-hannover@ksb.com
Gebäudetechnik
Tel. +49 40 69447-0
Fax +49 40 69447-256

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 511 33805-0
Fax +49 511 33805-55

Vertriebshaus Mainz
vertrieb-mainz@ksb.com

Gebäudetechnik
Tel. +49 6131 25051-41
Fax +49 6131 25051-58

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 6131 25051-0
Fax +49 6131 25051-55

Vertriebshaus München
vertrieb-muenchen@ksb.com

Gebäudetechnik
Tel. +49 911 58608-80
Fax +49 911 58608-56

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 89 72010-200
Fax +49 89 72010-275

Vertriebshaus Nürnberg
vertrieb-nuernberg@ksb.com
Gebäudetechnik
Tel. +49 911 58608-80
Fax +49 911 58608-56

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 911 58608-70
Fax +49 911 58608-57

Vertriebshaus Region West
vertrieb-west@ksb.com

Gebäudetechnik
Tel. +49 214 20694-10
Fax +49 214 20694-57

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 214 20694-10
Fax +49 214 20694-55

Vertriebshaus Stuttgart
vertrieb-stuttgart@ksb.com

Gebäudetechnik
Tel. +49 711 78902-7910
Fax +49 711 78902-7956

Industrie-, Wasser- und
Energietechnik
Tel. +49 711 78902-7970
Fax +49 711 78902-7955

Österreich
KSB Österreich
Gesellschaft mbH, Wien
Tel. +43 5 91030-0
Fax +43 5 91030-200

Schweiz
KSB Zürich AG, Zürich
Tel. +41 43 2109-933
Fax +41 43 2109-966

Der KSB Newsletter –
Melden Sie sich gleich an:
www.ksb.de/newsletter

More space for solutions.



KSB Aktiengesellschaft
Turmstraße 92
06110 Halle (Saale)
www.ksb.com