Druckstossprobleme bei Wasserversorgungssystemen

Autor(en): **Waller, Heinz**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizer Ingenieur und Architekt**

Band (Jahr): **100 (1982)**

Heft 46

PDF erstellt am: **17.04.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-74891

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Druckstossprobleme bei Wasserversorgungssystemen

Von Heinz Waller, Winterthur

Für den planenden Ingenieur sowie für den Betreiber von Pumpenanlagen ist es schwierig, aus der sehr umfassenden Literatur das für ihn besonders wichtige Wissen herauszufinden. Mit der vorliegenden Arbeit wird versucht, diese Lücke etwas zu schliessen. Eine Zusammenfassung der Geschichte des Druckstosses zeigt, dass sich Sulzer seit den späten 30er Jahren mit dem Druckstossproblem beschäftigt. Anhand eines einfachen Modells werden die grundsätzlichen Zusammenhänge dargestellt. Für das Schwungrad sowie für den Luftkessel wird die Sulzer-Approximation beschrieben. Anhand von zwei Beispielen wird gezeigt, wie damit unzulässige Druckabsenkungen nach dem Stromausfall vermieden werden können. Mit der Einführung der EDV hat die graphische Rechnung an Bedeutung verloren. Wichtige Zusammenhänge können mit der graphischen Rechnung jedoch oft sehr klar erkannt werden. Für das Schwungrad und den Luftkessel werden die notwendigen Rechenschritte der graphischen Rechnung beschrieben. An Beispielen wird die Rechenmethode demonstriert.
Heute werden Druckstossprobleme ausschliesslich mit Hilfe des Computers bearbeitet. Das Programm-System DWK (Druckstoss für Wasserversorgungen und Kühlwasserkreisläufe) und seine Kapazität werden beschrieben. Anhand eines einfachen Beispieles werden Eingabe- und Ausgabedaten erläutert.

Einleitung

Das *Hauptproblem* bei der Druckstossuntersuchung liegt primär in der *Einhaltung der zulässigen Drücke* des Systems. Dabei ist bei vielen Systemen der *Unterdruck von grösserer Bedeutung* als der *zulässige Überdruck*. Die Beachtung der *Rücklaufdrehzahl* hat bei vielen Anlagen ebenfalls grosse Bedeutung. Über das Gebiet des Druckstosses sind umfassende Abhandlungen geschrieben worden. Daneben existieren eine Grosszahl von Spezialuntersuchungen. Für den planenden Ingenieur ist es oft schwierig, wenn nicht sogar unmöglich, das für ihn notwendige Wissen aus der vorhandenen Literatur herauszulesen. Viele Arbeiten sind zu theoretisch oder dann wird nur ein Teilgebiet, dieses jedoch in die Tiefe gehend, behandelt.

In diesem Beitrag sollen vor allem dem Anlageplaner, der normalerweise kein Spezialist auf dem Sektor Druckstoss ist, Hinweise dafür gegeben werden, ob es notwendig ist, für eine geplante Anlage das Druckstossproblem genau untersuchen zu lassen. Für sehr einfache Anlagen werden Hinweise gegeben, die es erlauben, eine Schutzmassnahme in der Grössenordnung festzulegen.

Für den Anlageplaner ist es wesentlich, dass er die *Kosten* für eine Druckstossuntersuchung immer in Beziehung zu den *Gesamtkosten* der Anlage setzt und niemals in Beziehung zu den Kosten der Pumpe allein. Obwohl eine Störung bei der Pumpstation entsteht, ist es das *Leitungssystem,* das mit seinen Reaktionen bestimmt, ob die von der Pumpstation erzeugten Störungen zu unzulässigen Werten führen. Eine zusätzliche Schutzmassnahme muss deshalb vorwiegend zum Schutz des Leitungssystems und nur in den seltensten Fällen zum Schutz der Pumpen eingebaut werden.

Geschichtliches

Im Jahre 1897 führte *Joukowski* Experimente an verschiedenen Systemen durch. Basierend auf den Versuchsresultaten, sowie auf theoretischen Untersuchungen, publizierte er seinen klassischen Bericht über Druckstoss [1]. Er gab Informationen über die Berechnung der Fortpflanzungsgeschwindigkeit sowie der Behandlung der Reflektion am offenen Leitungsende. Im weiteren zeigte er, wie ein Luftkessel, ein Wasserschloss sowie ein Entlastungsventil zu berechnen sind. Die nach ihm benannte Gleichung für den maximalen Druckanstieg lautet:

$$\Delta H_{max} = \frac{a}{g} \cdot \Delta V$$

Allievi [2] entwickelte die Druckstosstheorie von Grund auf und publizierte sie 1903.

In den Jahren 1929 bis 1932 wurde die graphische Methode von *Schnyder* und *Bergeron* publiziert [3, 4]. Hierbei kommt bei *Schnyder* das allgemeine Kennbild der Pumpe erstmals klar zur Anwendung. Im weitern wird gezeigt, wie die Rohrreibungsverluste zu berücksichtigen sind.

Sulzer beschäftigt sich seit den frühen 30er Jahren mit Druckstossproblemen. Dies geht aus heute noch vorhandenen Druckregistrierungen aus dem Jahre 1931 hervor. Erste Rechnungen mit der Sulzer-Approximation lassen sich auf das Jahr 1948 zurückdatieren.

Eine sehr umfassende Publikation mit klarer Darstellung der graphischen Rechnung stammt von *Parmakian*. Sie wurde erstmals im Jahre 1955 publiziert [5].

Mit der Einführung der *elektronischen Datenverarbeitung* erfolgte auch in der Behandlung der Druckstossprobleme ein Umbruch. Die ersten Arbeiten wurden ab etwa 1963 von *Streeter, Lai* und *Wylie* publiziert [6, 7]. Sulzer erkannte den Vorteil der Druckstossberechnung unter Zuhilfenahme der EDV; ein erstes Programm wurde 1965 entwickelt [8]. Dieses Programm war vor allem auf die Druckstoss-Probleme im Zusammenhang mit *Pumpspeicheranlagen* ausgelegt (Druckverluste klein). Bei Escher Wyss in Zürich wird seit 1962 mit dem Programm-System HNT gearbeitet.

Nach der im Jahr 1967 erfolgten Arbeitsteilung zwischen Sulzer und Escher Wyss verlagerte sich die Arbeit auf dem Sektor Druckstossprobleme wesentlich. War bisher die Bearbeitung von Speicheranlagen mit hohen Leistungen und eher kurzem System von Bedeutung, so sind es heute *Wassertransportsysteme* mit kleinen bis mittleren Leistungen, jedoch oft sehr langen Leitungen (Druckverluste gross). Deshalb wurde im Jahre 1966 ein neues Druckstossprogramm entwickelt. Es baut im wesentlichen auf den Erfahrungen mit dem Escher Wyss-Programm auf [9]. Das Sulzer-Programm ist in steter Entwicklung und wird laufend den neuen Erfahrungen, die mit Anlage-Messungen gewonnen werden, angepasst.

Von den neuesten Fachbüchern, die meisten in Englisch, sind die wichtigsten von *Jaeger* [10], *Wylie* [11] und *Chaudhry* [12].

Definitionen und grundsätzliche Zusammenhänge

Der *stationäre Strömungszustand* ist dadurch gekennzeichnet, dass die *Strömungsgeschwindigkeit zeitlich und örtlich konstant* ist. Im Gegensatz dazu ist bei der *instationären Strömung* die *Strömungsgeschwindigkeit zeitlich und örtlich verschieden.* Die hier behandelten instationären Strömungszustände treten beim Übergang von einem stationären Zustand zu einem neuen stationären Zustand auf.

Der Druckstoss ist die Folge der instationären Strömung.

Es werden hier nur Strömungen in *geschlossenen* Leitungen behandelt (keine Freispiegelströmungen).

Für Pumpenanlagen treten *Druckstossprobleme* somit bei folgenden Vorgängen auf:

- Anfahren einer Pumpe
- Abstellen einer Pumpe
- Umschalten von Pumpen
- Änderung der Schieberstellung
- Drehzahländerung bei der Pumpe
- Stromausfall bei einer oder mehreren Pumpen.

Mit *Ausnahme des Stromausfalles* sind *alle Vorgänge gewollt.* Dies bedeutet, dass sie auch *kontrolliert* durchgeführt werden können (Öffnen bzw. Schliessen des Absperrvorganges, Änderung der Drehzahl). Der *Stromausfall* hingegen ist *ungewollt.* Im allgemeinen ist es der extremste aller Vorgänge. Dies bedeutet, dass zusätzliche Schutzvorrichtungen vorwiegend für den Stromausfall ausgelegt werden müssen.

Die *Theorie* soll hier nur soweit behandelt werden, wie es für das Verständnis der Vorgänge unbedingt notwendig ist.

Der Druckstoss ist ein *elastischer* Vorgang, d.h. der Druck ist zeitlich und örtlich verschieden.

(1) $$\Delta H_{max} = \frac{a}{g} \cdot \Delta V \text{ [m]}$$

Die *maximale Druckhöhenänderung (Joukowski-Gleichung)* zeigt, dass der Druckanstieg proportional der Schallgeschwindigkeit und der Geschwindigkeitsänderung ist.

(2) $$T_R = \frac{2L}{a} \text{ [s]}$$

Die *Reflektionszeit* ist die Zeit, die eine Störung braucht, um die Strecke vom Entstehungsort bis zur Reflektionsstelle und wieder zurück zum Entstehungsort zurückzulegen.

(3) $$a = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{E_{Fl}} + \frac{D}{sE_L}\right)\varrho}} \text{ [m/s]}$$

Bei der *Fortpflanzungsgeschwindigkeit* (gilt für Rohre ohne Berücksichtigung der axialen Fixierung und ohne Einfluss des Materials in dem das Rohr eingebettet ist) sind neben der relativen Wanddicke der Leitung D/s der Elastizitätsmodul des Leitungswerkstoffs E_L sowie der Kompressionskoeffizient der geförderten Flüssigkeit E_{Fl} die wichtigsten Parameter. Für Wasser und Guss-, Stahl- oder Eternitleitungen liegt die Fortpflanzungsgeschwindigkeit im Bereich von 1000 m/s.

Werden *Kunststoffleitungen* verwendet, kann die Fortpflanzungsgeschwindigkeit bedeutend tiefer liegen. Die geringe Fortpflanzungsgeschwindigkeit hat den Vorteil, dass die maximal mögliche Druckvariation geringer ist. Andererseits hat sie aber den Nachteil, dass die Reflektionszeit entsprechend länger ist. Eine allgemein gültige Aussage, welcher Leitungswerkstoff günstiger ist, lässt sich nicht machen.

Als *Gedankenmodell* soll nun für ein System - bestehend aus einem Reservoir, einer horizontalen Leitung und einem Abschlussorgan - für ausgewählte Zeitpunkte der Momentanzustand für reibungsfreie Strömung festgehalten werden, nachdem der Schieber plötzlich geschlossen wurde (Bild 1):

Der stationäre Zustand (Bild 1 a) ist dadurch gekennzeichnet, dass über die ganze Leitungslänge L konstanter Druck und konstante Geschwindigkeit V herrschen. Zum Zeitpunkt $T = 0$ wird das Absperrorgan plötzlich geschlossen. Der dadurch entstehende Druckanstieg H ergibt sich nach Gleichung [1]. Dieser Druckanstieg pflanzt sich in der Leitung mit der Fortpflanzungsgeschwindigkeit a fort (Bild 1 b). Vor der Stossfront hat die Strömung vom Reservoir gegen das Absperrorgan die Geschwindigkeit V. Hinter sich lässt sie einen erhöhten Druck, jedoch die Geschwindigkeit Null zurück. Die Störung erreicht das Reservoir zur Zeit $T = L/a$. In diesem Augenblick steht die gesamte Leitung unter dem erhöhten Druck $H + \Delta H$, und die Geschwindigkeit ist Null (Bild 1 c). Beim Reservoir erfolgt nun die Reflektion an H = konstant, und damit ändert sich die Richtung der Geschwindigkeit. Hat die Störung wiederum die halbe Leitungslänge erreicht, herrscht vor der Störfront in der Leitung Geschwindigkeit Null, jedoch erhöhter Druck. Hinter der Störfront ist der Druck auf den Anfangszustand zurückgegangen, aber die Geschwindigkeit ist gegen das Reservoir gerichtet (Bild 1 d). Die Störung erreicht das Absperrorgan nach der Reflektionszeit ($T_R = 2L/a$) (Bild 1 e). In diesem

Verwendete Bezeichnungen

A_L	[m²]	Leitungsquerschnitt
a	[m/s]	Fortpflanzungsgeschwindigkeit
D	[m]	Leitungsdurchmesser
C	[m³]	Luftvolumen
C_0	[m³]	Anfangsluftvolumen
$c = C/C_0$	[-]	Relatives Luftvolumen
C_{max}	[m³]	Grösstes Luftvolumen nach Expansion
C_K	[m³]	Kesselvolumen
E_{Fl}	[N/m²]	Kompressionskoeffizient Flüssigkeit
E_L	[N/m²]	Elastizitätsmodul Leitungswerkstoff
J	[kg/m²]	Massenträgheitsmoment
g	[m/s²]	Erdbeschleunigung
H	[m]	Druckhöhe
ΔH	[m]	Druckänderung
ΔH_{max}	[m]	Grösste mögliche Druckänderung nach Gl. (1)
H_v	[m]	Druckverlust
k	[-]	Luftkesselentspannungsfaktor
K_1	[-]	Trägheitskonstante
K_δ	[-]	Luftkesselkonstante
L	[m]	Leitungslänge
ΔL	[m]	Länge eines Leitungselementes
M	[Nm]	Drehmoment
n	[min⁻¹]	Drehzahl
Δn	[min⁻¹]	Drehzahländerung
H_0	[m]	Anfangsdruckhöhe im Luftkessel
Q	[m³/s]	Fördermenge
s	[m]	Wanddicke der Leitung
T	[s]	Zeit
ΔT	[s]	Zeitinterval
T_A	[s]	Auslaufzeit Pumpe (bis $Q = 0$)
T_R	[s]	Reflektionszeit
V	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit in Leitung
$v = V/V_R$	[-]	Relative Strömungsgeschwindigkeit
ΔV	[m/s]	Änderung der Strömungsgeschwindigkeit
z	[-]	Anzahl Leitungselemente je Leitung
α	[-]	Drehzahlverhältnis
β	[-]	Momentenverhältnis
γ	[-]	Koeffizient Schwungmoment
δ	[-]	Koeffizient Luftkessel
ϱ	[kg/m³]	Dichte
η	[-]	Wirkungsgrad
2ϱ	[-]	Leitungskonstante (Stossgerade)
ω	[s⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

Index:

R	Referenz

Augenblick steht die gesamte Leitung wieder unter dem Anfangsdruck, die Geschwindigkeit ist aber gegen das Reservoir gerichtet. Die Reflektion am geschlossenen Absperrorgan bewirkt nun eine Druckabsenkung. Diese Störung bewegt sich wiederum gegen das Reservoir. Der oben beschriebene Vorgang wiederholt sich nun, doch stellt sich eine Druckminderung statt eine Druckerhöhung ein. Nach zwei Reflektionszeiten zeigt die Momentaufnahme den ursprünglichen Anfangszustand wieder. Der gesamte Zyklus hat $4L/a$ gedauert. Unter dem Einfluss von Reibungskräften (für das Modell wurde jedoch reibungsfreie Strömung angenommen) werden die Druckschwankungen mit der Zeit abnehmen, und schliesslich wird im ganzen System die Geschwindigkeit Null erreicht.

Aus Gleichung (1) geht klar hervor, dass nur die Fortpflanzungsgeschwindigkeit und die *Geschwindigkeitsänderung* von Bedeutung sind. Der Systemdruck stellt die maximal mögliche Druckminderung dar, wenn ein unzulässiger Druckabfall vermieden werden soll. Dies bedeutet, dass Systeme mit hoher Geschwindigkeit und Systeme mit niedrigem Druck sehr gefährdet sind. Die hohe Anfangsgeschwindigkeit ergibt eine maximale Druckvariation, wogegen bei den Niederdrucksystemen von Anfang an nur ein begrenzter Druck zur Verfügung steht, um einen unzulässigen Unterdruck zu vermeiden.

Vom System her ist neben der maximalen Fördermenge das Leitungsprofil von ausschlaggebender Bedeutung. Insbesondere für Wassertransportsysteme muss das Problem des unzulässigen Unterdruckes besonders beachtet werden. In vielen Systemen muss ein zusätzlicher Schutz eingebaut werden, um den Druck nicht unter den zulässigen Wert absinken zu lassen. Werden vom Leitungslieferanten keine minimalen Drücke vorgeschrieben, gilt, dass der Druck nur soweit absinken darf, dass mit Sicherheit das *Abreissen der Wassersäule* infolge Erreichens des Dampfdruckes *vermieden* wird.

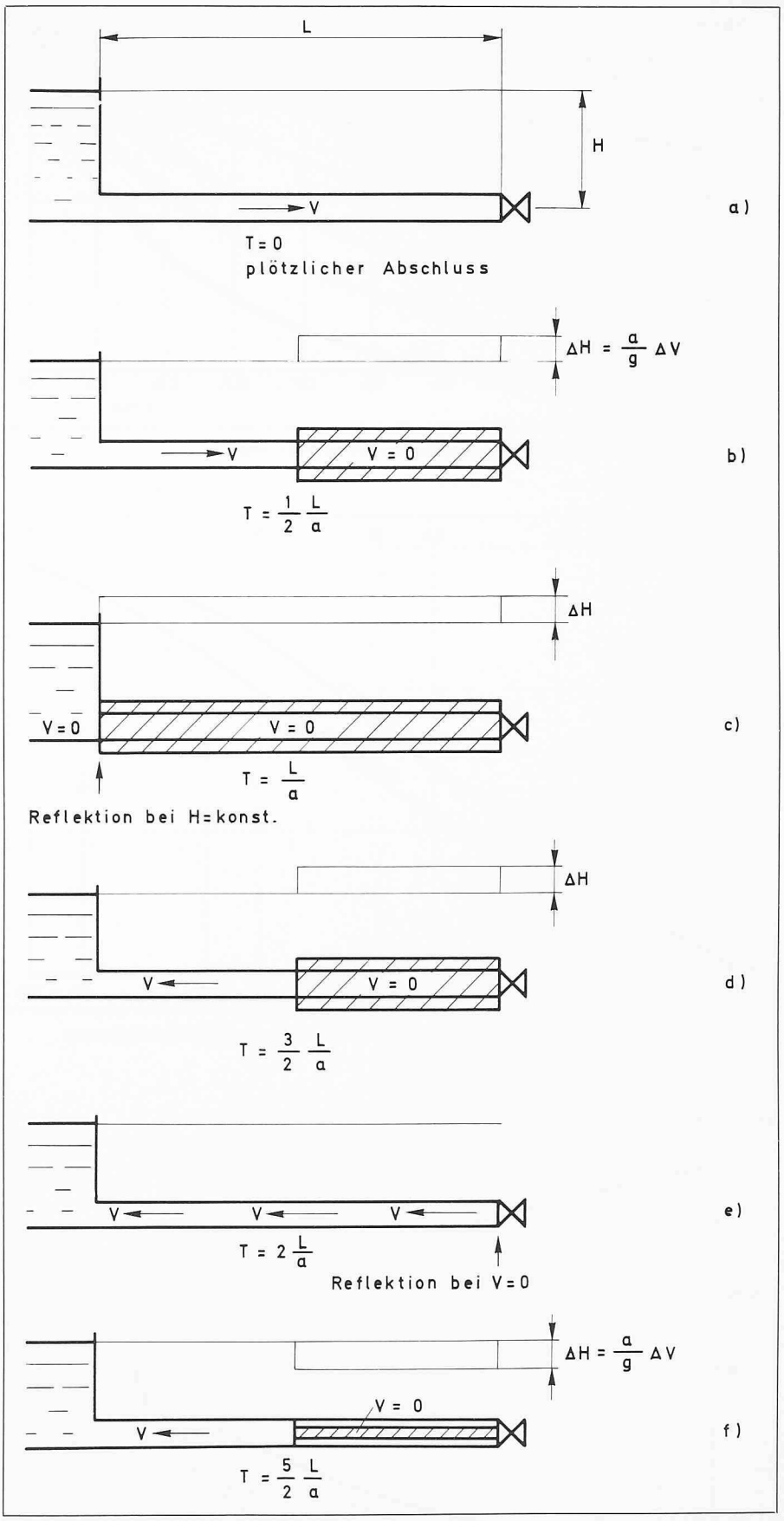


Bild 1. Fortpflanzung des Stosses entlang der Leitung

Sulzer-Approximation

Die Sulzer-Approximation [13] gilt *nur für Totalabschaltung*, d.h. für den Ausfall des Antriebs an allen im Betrieb befindlichen Pumpen. Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit wird mit 1000 m/s angenommen, und die Rohrreibungsverluste werden vernachlässigt.

Mit der Approximation können nur Pumpenanlagen behandelt werden, die mit einer *Rückschlagklappe* ausgerüstet sind (keine Rückströmung). Heute wird sie noch wie folgt angewandt:

- Sie zeigt in erster Näherung, ob ein Schutz überhaupt notwendig ist;
- sie erlaubt die Bestimmung der Grösse eines Schwungrades oder eines Luftkessels für einfache Anlagen;
- sie zeigt sehr schnell die approximative Grösse für ein Schwungrad oder einen Luftkessel. Dieser Wert dient anschliessend als Eingabe für die genaue Computerrechnung.

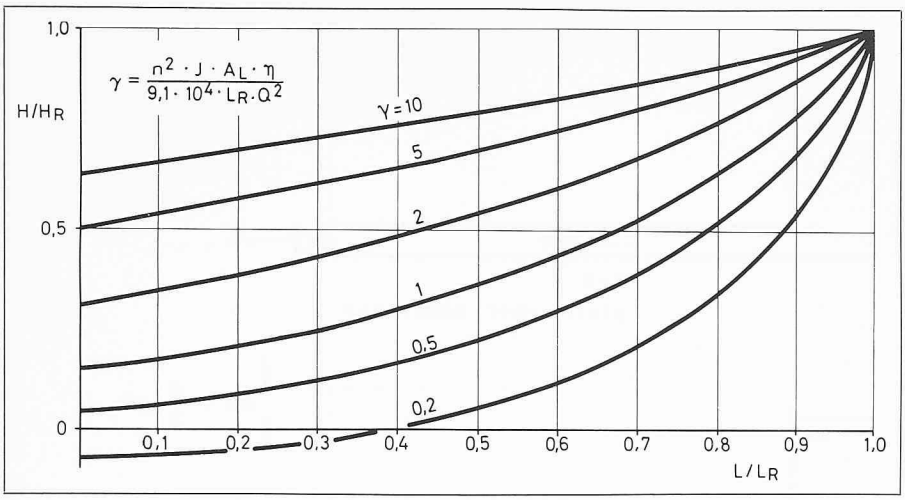


Bild 2. Approximation für Schwungrad, Druckverlauf entlang der Leitung

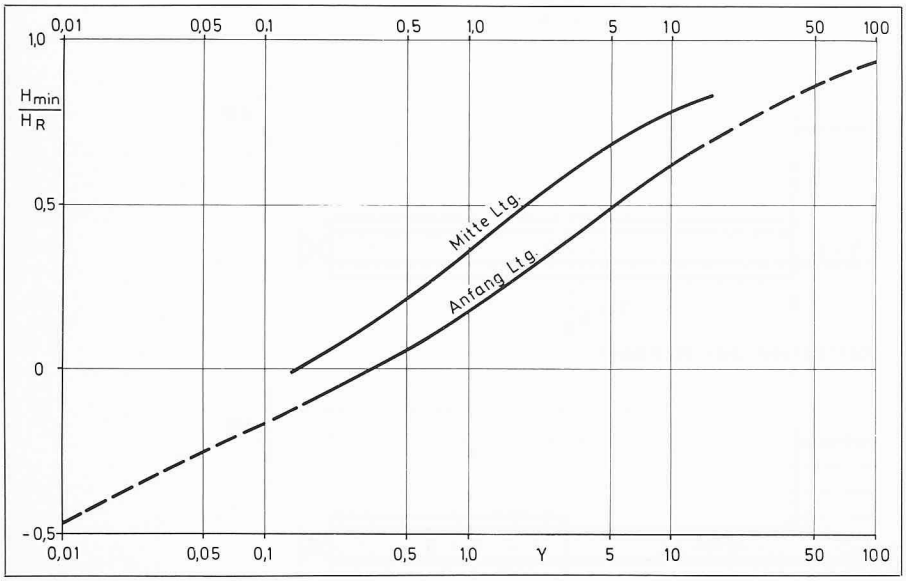
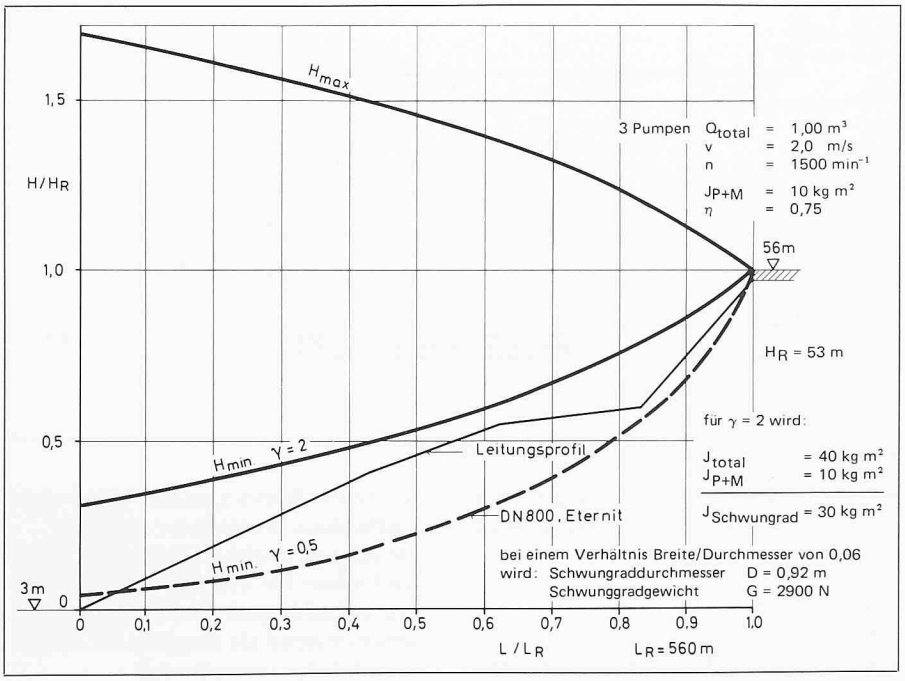


Bild 3. Approximation für Schwungrad, Minimaldruck am Leitungsanfang und Mitte der Leitung

Bild 4. Beispiel: Anlage Huelva



Vergleiche mit anderen Approximationen zeigten gute Übereinstimmung.

Approximation für das Schwungrad

Bei allen Untersuchungen wird grundsätzlich geprüft, ob die Erhöhung des Massenträgheitsmoments mit einem Schwungrad die gewünschte Lösung bringt. Ist dies nicht möglich, wird in einem zweiten Schritt die Anwendung eines Luftkessels untersucht.

In Bild 2 stellen die Kurven γ den Minimaldruck entlang der Leitung für gegebene System-Parameter dar. In einem ersten Schritt wird geprüft, ob mit dem vorhandenen Massenträgheitsmoment von Antrieb und Pumpe zulässige Werte erreicht werden. Ist dies nicht der Fall, so muss ein zusätzliches Schwungrad eingebaut werden, um das Massenträgheitsmoment zu erhöhen. Zwischenwerte von γ sowie Werte für den Minimaldruck in der Mitte der Leitung sind Bild 3 zu entnehmen.

Die Grenze für das Massenträgheitsmoment ist durch die konstruktive Ausführung gegeben und durch das maximal mögliche Massenträgheitsmoment, das vom Antrieb noch beschleunigt werden kann. Eine weitere Einschränkung kann im elektrischen System liegen, das den Anlauf mit zusätzlichem Massenträgheitsmoment verbietet.

Die Grenze für die Anwendbarkeit der Approximation ist in der Praxis etwa 2000 m Leitungslänge. Wird $\Delta H_{max} > H_{system}$, ist die Approximation ebenfalls mit Vorsicht anzuwenden. Vor allem bei Niederdrucksystemen ist oft $\Delta H_{max} >> H_{system}$; hier darf die Approximation überhaupt nicht angewendet werden. Für Leitungssysteme mit mehr als 2000 m Länge hat das Schwungrad auch positive Auswirkungen, doch zeigen sich diese nur im Leitungsteil nahe dem Reservoir. Der minimale Druck an der Pumpenstation lässt sich dabei nicht beeinflussen. (Diese Einflüsse lassen sich nur mit einer genauen Rechnung erfassen.)

Bild 4 zeigt die Anwendung der Approximation für die Anlage *Huelva* (Spanien). Für die gegebenen Systemdaten werden:

Maximal mögliche Druckvariation $\Delta H_{max} = 200$ m nach Gleichung (1)

Minimaldruckverlauf entsprechend $\gamma = 0{,}5$

Die Werte zeigen, dass der Druck zu tief fallen würde. Im mittleren Abschnitt der Leitung ist mit dem Abreissen der Strömung zu rechnen. Deshalb wird ein Minimaldruckverlauf entsprechend $\gamma = 2$ angenommen. Mit diesem Wert ergibt sich ein Massenträgheitsmoment je Pumpe von: $J_{total} = 40$ kgm².

Unter Berücksichtigung des Massenträgheitsmoments von Pumpe und Motor J_{P+M} = 10 kgm² ergibt sich für das Schwungrad ein notwendiges J = 30 kgm².

Der Druckanstieg wird etwa die gleiche Grösse wie die Druckminderung erreichen. Für die Stelle $L/L_R = 0$ ergibt sich somit der maximale Leitungsdruck H_{max} = 90 m.

Approximation für den Luftkessel

Für eine gegebene Anlage wurde in einem ersten Schritt geprüft, ob die Erhöhung des Massenträgheitsmoments die gewünschte Lösung bringt. Ist dies nicht der Fall, so wird die Anwendung eines Luftkessels untersucht (Bilder 5 und 6).

Die Kurven für δ stellen die minimalen Drücke entlang der Leitung dar, die mit den gegebenen Systemparametern erreicht werden. Die veränderliche Grösse ist das Anfangsluftvolumen C_o. Liegt der minimale Leitungsdruck tiefer als der zulässige Druck, muss das Anfangsluftvolumen soweit erhöht werden, bis der zulässige Wert nicht mehr unterschritten wird. Aufgrund des erhaltenen Anfangsluftvolumens und des Expansionsfaktors wird das maximale Luftvolumen errechnet. Unter Berücksichtigung eines Restvolumens ist die Luftkesselgrösse festgelegt.

Bild 7 zeigt als Beispiel die approximative Berechnung für das *Pumpwerk Lyren* (Zürich). Bereits mit einer einzigen Pumpe tritt ein unzulässiger Zustand ein, da entlang der Leitung ab L/L_R = 0,25 der Druck unter die Kote der Leitung sinkt und somit das Abreissen der Säule nicht zu vermeiden ist. Für dieses System mit seinen drei Pumpen ist der Wert δ = 0,35 notwendig, um den zulässigen Minimaldruck nicht zu unterschreiten. Daraus ergeben sich die folgenden Werte:

Anfangsvolumen C_o = 8 m³
Gesamtes Kesselvolumen C_k = 16 m³

Das Verhältnis von Druckanstieg zu Druckminderung ist hier bedeutend geringer als mit dem Schwungrad. Es wird mit der korrekten Dämpfung in der Verbindungsleitung zwischen der Druckleitung und dem Luftkessel erreicht.

Graphische Berechnung

Die Methode der graphischen Rechnung, wie sie bei Sulzer bis zur Einführung der Computer-Rechnungen Anwendung fand, wurde 1955 [14] publiziert. Darin wird auch im Detail auf das allgemeine Kennbild der Pumpe einge-

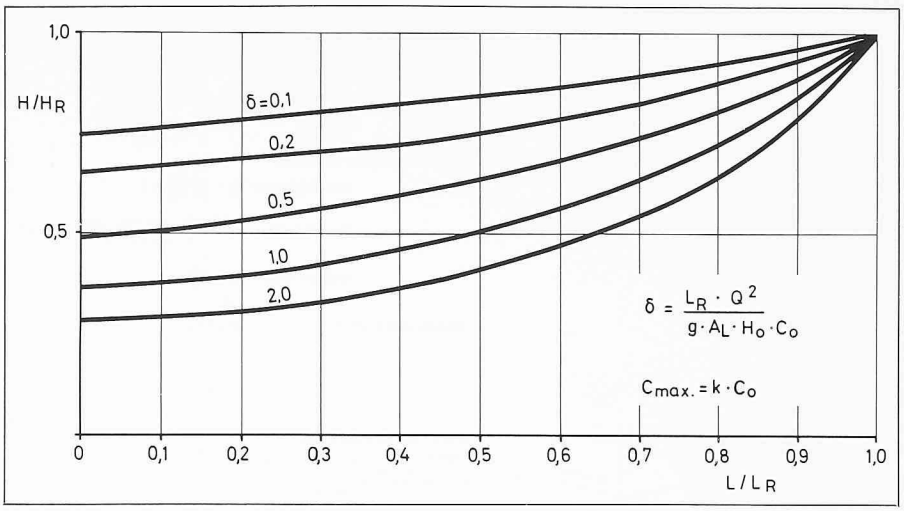


Bild 5. Approximation für Luftkessel, Druckverlauf entlang der Leitung

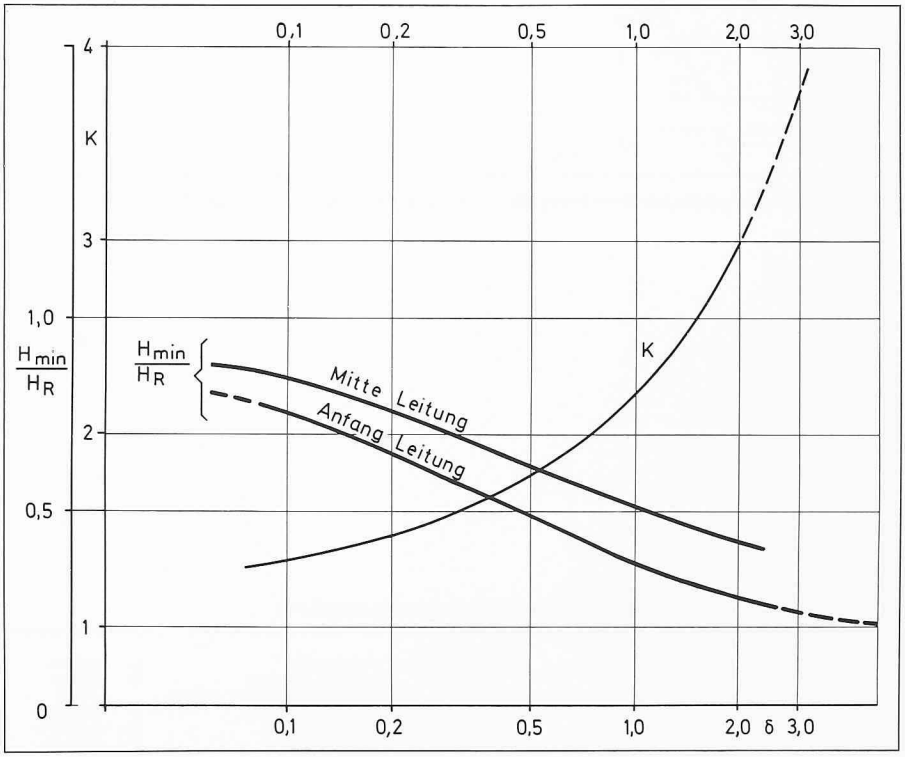
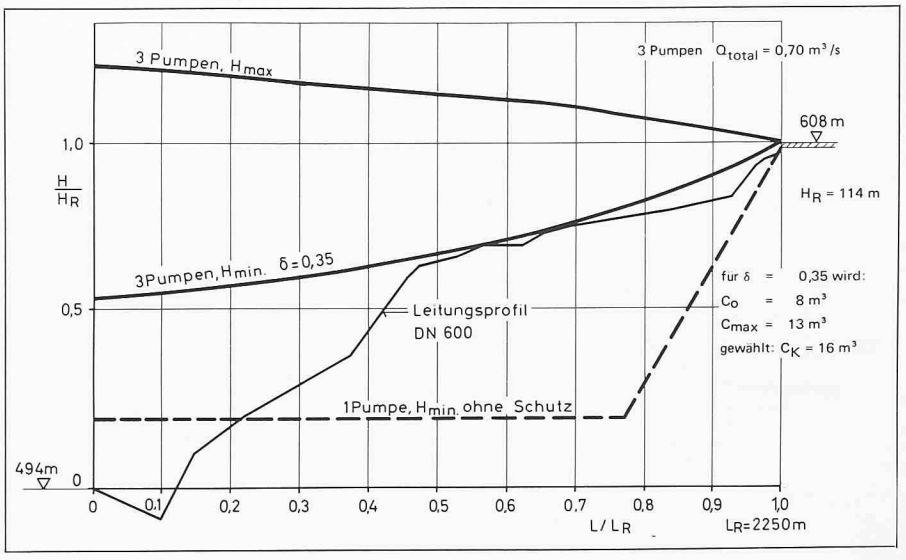
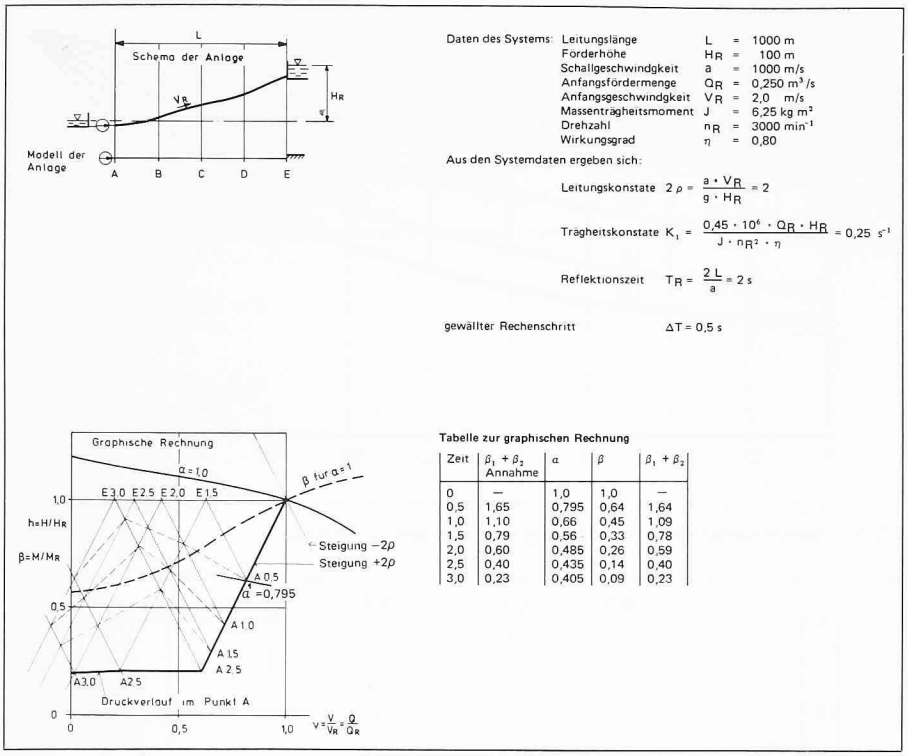


Bild 6. Approximation für Luftkessel, Minimaldruck in Leitung und Expansionskoeffizient

Bild 7. Beispiel für Luftkessel: Anlage Lyren

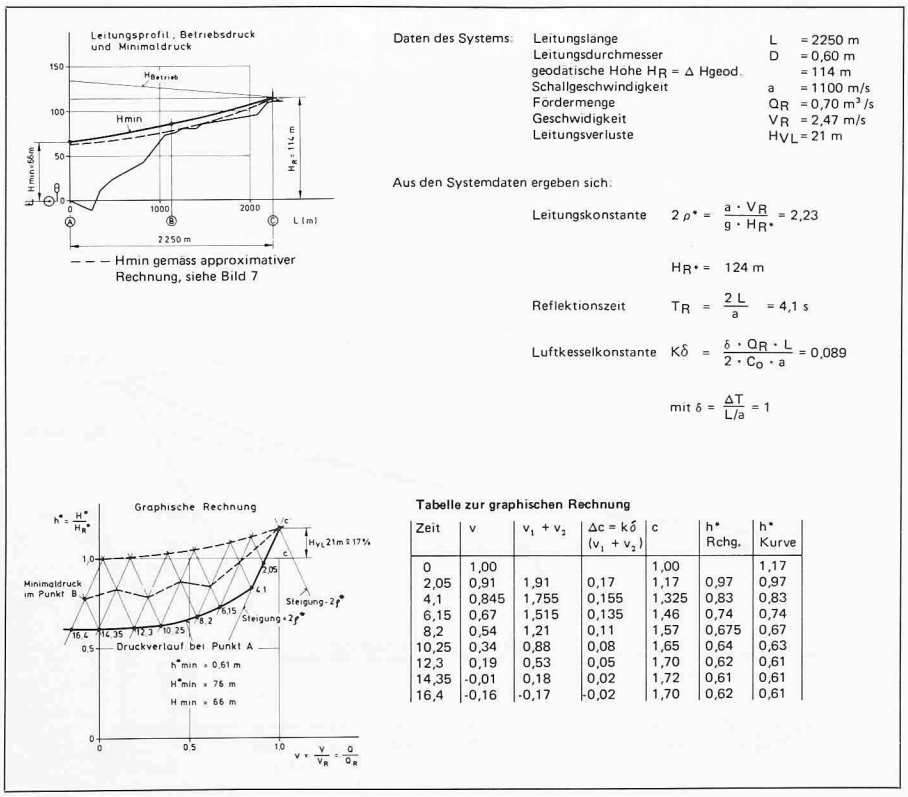




Zeit	$\beta_1+\beta_2$ Annahme	α	β	$\beta_1+\beta_2$
0	—	1,0	1,0	—
0,5	1,65	0,795	0,64	1,64
1,0	1,10	0,66	0,45	1,09
1,5	0,79	0,56	0,33	0,78
2,0	0,60	0,485	0,26	0,59
2,5	0,40	0,435	0,14	0,40
3,0	0,23	0,405	0,09	0,23

Bild 8. Beispiel für graphische Berechnung: Bestimmung der Auslaufzeit T_A (bis $Q = 0$)

Bild 9. Beispiel für die graphische Rechnung mit Luftkessel: Anlage Lyren



Zeit	v	v_1+v_2	$\Delta c = k\delta (v_1+v_2)$	c	h* Rchg.	h* Kurve
0	1,00			1,00		1,17
2,05	0,91	1,91	0,17	1,17	0,97	0,97
4,1	0,845	1,755	0,155	1,325	0,83	0,83
6,15	0,67	1,515	0,135	1,46	0,74	0,74
8,2	0,54	1,21	0,11	1,57	0,675	0,67
10,25	0,34	0,88	0,08	1,65	0,64	0,63
12,3	0,19	0,53	0,05	1,70	0,62	0,61
14,35	-0,01	0,18	0,02	1,72	0,61	0,61
16,4	-0,16	-0,17	-0,02	1,70	0,62	0,61

gangen. Graphische Berechnungen werden heute *nur noch in Ausnahmefällen* durchgeführt und dann vorwiegend für *Luftkesselanlagen*. Dabei wird nach der *Methode von Parmakian* [5] gerechnet.

Im Gegensatz zu den Speicheranlagen, bei denen gesteuerte Absperrorgane eingebaut sind, werden Wassertransportsysteme oft mit einer Rückschlagklappe an der Pumpe versehen. Die Rückschlagklappe bewirkt, dass sich an der Pumpe kein Rückfluss einstellen kann. Für die graphische Bestimmung wird somit die Charakteristik der Pumpe nur im Pumpenbereich benötigt.

Schwungrad

Aus den Gleichungen für die *Leitungskonstante* (Stossgerade)

$$(4) \quad 2\varrho = \frac{a \cdot V_R}{g \cdot H_R}$$

und für die *Drehzahlminderung*

$$(5) \quad \frac{d\omega}{dt} = -\frac{M}{J}$$

erhält man nach der Umformung für das Zeitintervall ΔT *die Drehzahländerung*

$$(6) \quad \Delta n = -9{,}55 \cdot \frac{M}{J} \cdot \Delta T$$

Gerechnet wird mit den relativen Werten. Es wird gesetzt

$$(7+8) \quad \alpha = \frac{n}{n_R} \text{ und } \beta = \frac{M}{M_R}$$

Für die Drehzahlminderung ergibt sich

$$(9) \quad \alpha_1 - \alpha_2 = K_1 \cdot (\beta_1 + \beta_2)\, \Delta T$$

Die Trägheitskonstante K_J für die Pumpe wird errechnet aus

$$(10) \quad K_1 = 0{,}45 \cdot 10^6 \cdot \frac{Q_R \cdot H_R}{J \cdot n_R^2 \cdot \eta} \; [s^{-1}]$$

Bild 8 zeigt als Beispiel die graphische Bestimmung der Auslaufzeit einer Pumpe bis $Q = 0$.

Die Ermittlung eines jeden Punktes erfolgt durch schrittweise Näherung. Der gesuchte Punkt muss auf der *Leitungskonstanten* (Gerade mit der Steigung 2ϱ) und auch auf der *Pumpenkennlinie* liegen. Der Punkt ist gefunden, wenn die Annahme aus der Kurve mit dem gerechneten Wert übereinstimmt. Den Wert für den Punkt A 0,5 findet man wie folgt:

- Annahme eines Wertes $\beta_1 + \beta_2$ (es empfiehlt sich, mit $2 \cdot \beta_1$ zu beginnen).
- Aus Gleichung (9) erhält man $\alpha_1 - \alpha_2$. Daraus folgt α_2.
- Im Bereich der Stossgeraden zeichnet

man für das errechnete α_2 ein Stück der Pumpencharakteristik.
- Für den Schnittpunkt der Charakteristik mit der Stossgeraden bestimmt man β_2.
- Die Rechnung wird so lange wiederholt, bis der angenommene Wert ($\beta_1 + \beta_2$) mit dem ermittelten Wert ($\beta_1 + \beta_2$) übereinstimmt.

Gerechnet werden also nur die Zustände am Anfang der Leitung bei Punkt A. Das Reservoir (Punkt E) liefert eine zweite Gruppe von Punkten, nämlich die Schnittpunkte der Stossgeraden mit $H/H_R = 1{,}0$. Die weiteren Schnittpunkte der Stossgeraden stellen die Drücke in den Punkten B, C und D dar. Für das vorliegende Beispiel beträgt die Auslaufzeit also 3,1 s.

Luftkessel

Bei der Bestimmung des Luftkessels hat die Pumpenkennlinie eine untergeordnete Bedeutung, da der Luftkessel in sehr kurzer Zeit die volle Nachspeisung übernimmt. Deshalb wird hier mit der *Expansionskennlinie* des Luftkessels gerechnet statt mit der Pumpenkennlinie. Da die Expansion mit den absoluten Druckwerten gerechnet wird, muss auch die Leitungskonstante auf den absoluten Druck H_R^* bezogen werden.

Die wichtigsten Gleichungen sind:

(11) *Leitungskonstante* $2\varrho^* = \dfrac{a \cdot V_R}{g \cdot H_R^*}$

(12) *Zustandsänderung im Luftkessel* $H^* \cdot C^k = \text{konst.}$

Für k wird der Mittelwert zwischen isothermer und adiabatischer Zustandsänderung gesetzt: $k = 1{,}2$

(13) *Luftvolumen*

$$C_2 = C_1 + \frac{1}{2} A_L \cdot (V_1 + V_2) \cdot \Delta T$$

Durch Umformung findet man

(14) $c_2 = c_1 + K_\delta (v_1 + v_2) = c_1 + \Delta c$

(15) wobei $K_\delta = \dfrac{\delta \cdot Q_R \cdot L}{2 \cdot C_0 \cdot a}$

$$\delta = \frac{T}{L/a}$$

$$c = \frac{C}{C_0} \text{ und } v = \frac{V}{V_0}$$

Bei der schrittweisen Bestimmung geht man folgendermassen vor:

- Annahme von v_2,
- Berechnung von Δc,
- mit c_2 das neue h^* rechnen ($h^* = H^*/H_R^*$),
- v_2 so lange verändern, bis das gerechnete h^* mit dem h^* der Kurve übereinstimmt, d. h. bis der gefundene Punkt auf der Stossgeraden und der Expansionskennlinie liegt.

In Bild 9 ist als Beispiel die graphische Bestimmung der Luftkesselanlage für die Anlage Lyren gezeigt. Es handelt sich um die gleiche Anlage wie bereits in Bild 7 für die approximative Rechnung. Die Pumpencharakteristik ist nun gar nicht mehr eingezeichnet. Sie wird bei der Bestimmung nicht verwendet. Die Druckverluste der Leitung werden berücksichtigt, indem eine Drosselblende beim Leitungsende angenommen wird. Nach sieben Rechenschritten ist die Menge Null, und der minimale Druck ist erreicht. Am Luftkessel hat sich also die maximale Entspannung eingestellt. Mit 8 m³ Anfangsluftvolumen ergibt sich für diese Berechnung ein Minimaldruck von 66 m und 13,8 m³ maximales Volumen. Als Kesselvolumen wird nun 15 m³ gewählt.

Der *Minimaldruck* muss im Zusammenhang mit dem Leitungssystem betrachtet werden. In Bild 9 ist dieser entlang der Leitung dargestellt. Der Verlauf der Kurve zeigt, dass das Leitungssystem mit dem 15-m³-Luftkessel gegen unzulässige Unterdrücke gesichert ist.

Auch nach Erreichen des Minimaldrucks ist der instationäre Vorgang noch nicht abgeschlossen. Es wird sich nun eine Strömung in Richtung Luftkessel einstellen, und das Wasservolumen im Luftkessel nimmt wiederum zu. Dadurch entsteht ein Druckanstieg bei der Pumpstation. Durch eine korrekt gewählte Drosselung beim Wiedereinströmen in den Luftkessel kann dieser Überdruck niedrig gehalten werden. Bei den meisten Systemen ist es möglich, diesen Druckanstieg unterhalb oder doch mindestens im Bereich des normalen Betriebsdruckes zu halten.

Druckstossrechnungen mit dem Computer

Um die Kapazität des Programmsystems DWK (Druckstoss für Wasserversorgungen und Kühlwasserkreisläufe) beschreiben zu können, wird von einer normalen Anlage ausgegangen. Bild 10 zeigt ein System mit einer oder mehreren Pumpen, die auf der Druckseite mit einer Rückschlagklappe versehen sind. Eine Druckleitung führt von der Pumpstation zur Verzweigung, von der aus zwei Reservoire gespeist werden. Die Reibung in den Leitungen wird berücksichtigt.

Ausser den im Beispiel angegebenen Randbedingungen können mit dem Programm DWK noch folgende *Randbedingungen* behandelt werden:

- Luftkessel bei der Pumpstation
- Separater Luftkessel

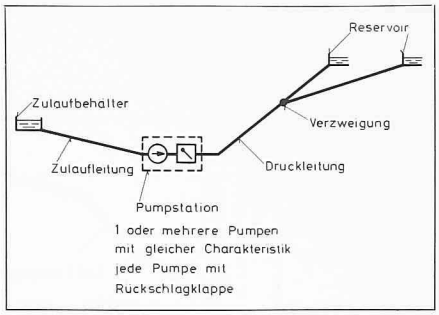


Bild 10. Schema einer Anlage

- Gesteuertes Absperrorgan bei der Pumpe
- Bypass zwischen Zulaufleitung und Druckleitung
- Wasserschloss
- Gesteuerte Drosselstelle oder Rückschlagklappe zwischen zwei Leitungen
- Nicht reflektierendes Rohrende
- Abgeschlossenes Rohrende
- Gedrosselte Entnahmestelle
- Luftventil
- Anstelle des Luftventils kann auch das Abreissen der Strömung als Folge von zu tiefem Unterdruck errechnet werden.
- Kondensator mit Berücksichtigung des Volumens im Zu- und Ablaufgehäuse sowie der Höhe des aktiven Teils. Ein Luftventil am Austritt kann berücksichtigt werden.

Die Berechnung mit dem Computer liefert genaue Ergebnisse. Verglichen mit der Approximation ist jedoch der *Aufwand grösser.* Es ist deshalb wenig sinnvoll, mit sehr unklaren Angaben Berechnungen durchzuführen.

Tabelle 1 zeigt eine Checkliste mit allen Angaben, die für die Druckstossberech-

Tabelle 1. Checkliste für die notwendigen Unterlagen zur Druckstossberechnung. [: Mindestanforderung

Pumpstation:

1. Typ der Pumpe, Anzahl, max. Anzahl im Parallelbetrieb
2. Pumpendaten, J Pumpe, J Motor
[3. Kennlinie der Pumpe, Systemkennlinie
[4. Maximale Fördermenge
5. Maximal zulässiges Schwungrad für Motor (Gewicht, J)
6. Normales Anfahren und Abstellen (gegen geschlossenen Schieber oder nur Rückschlagklappe)

System:

[11. Leitungsprofil von Zulauf und Druckleitung im Längenmassstab 1:10 000 oder 1:20 000, Situationsplan
[12. Leitungsdurchmesser, -material und Wanddicke
13. Randbedingungen
   - Woher kommt das Wasser (Reservoir, Ringleitung ...)
   - Wohin führt die Druckleitung (Reservoir, Ringleitung, Netz ...)
14. Maximal zulässiger Leitungsdruck
15. Minimal zulässiger Leitungsdruck
16. Art und Schliessgesetz der vorgesehenen Abschlussorgane
17. Drosselcharakteristik von Abschlussorgan (Druckverlust in Funktion der Öffnung)

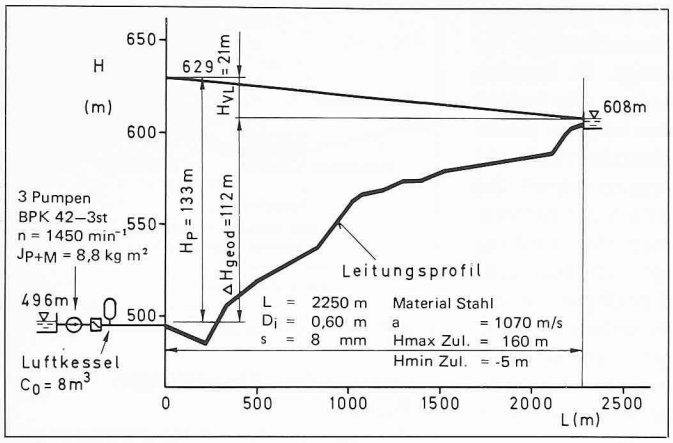


Bild 11 (links). *Anlage Lyren. Effektives System, Leitungsprofil mit Systemdaten und Anfangsbetriebszustand*

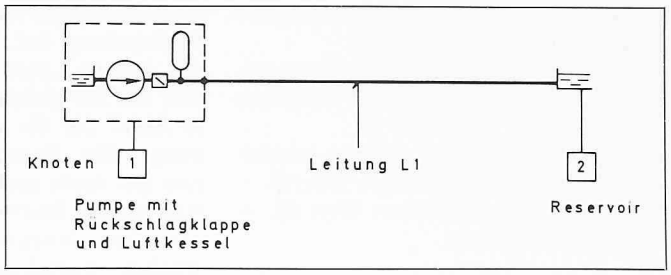


Bild 12. *Anlage Lyren. Mathematisches Modell*

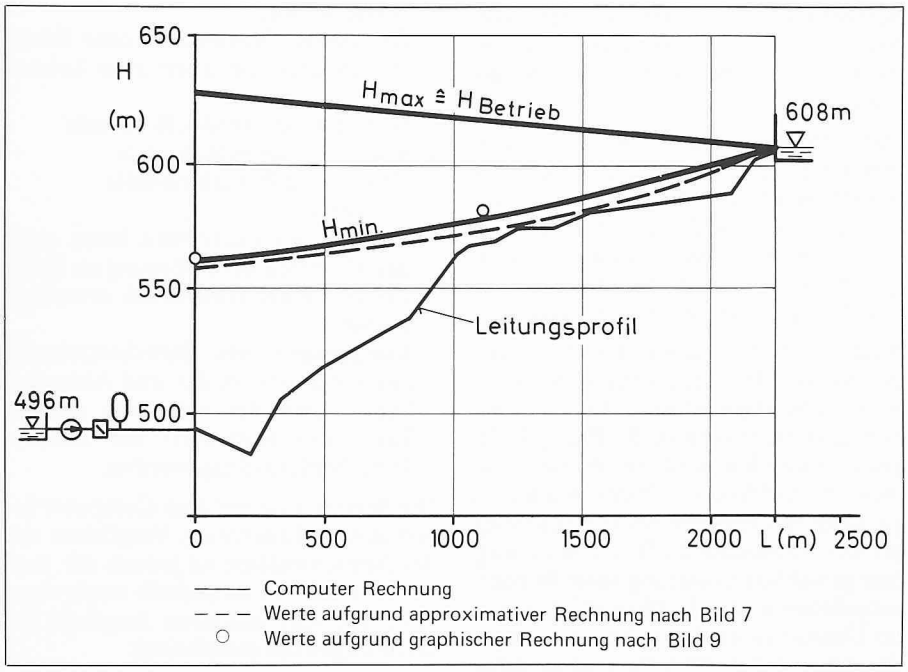
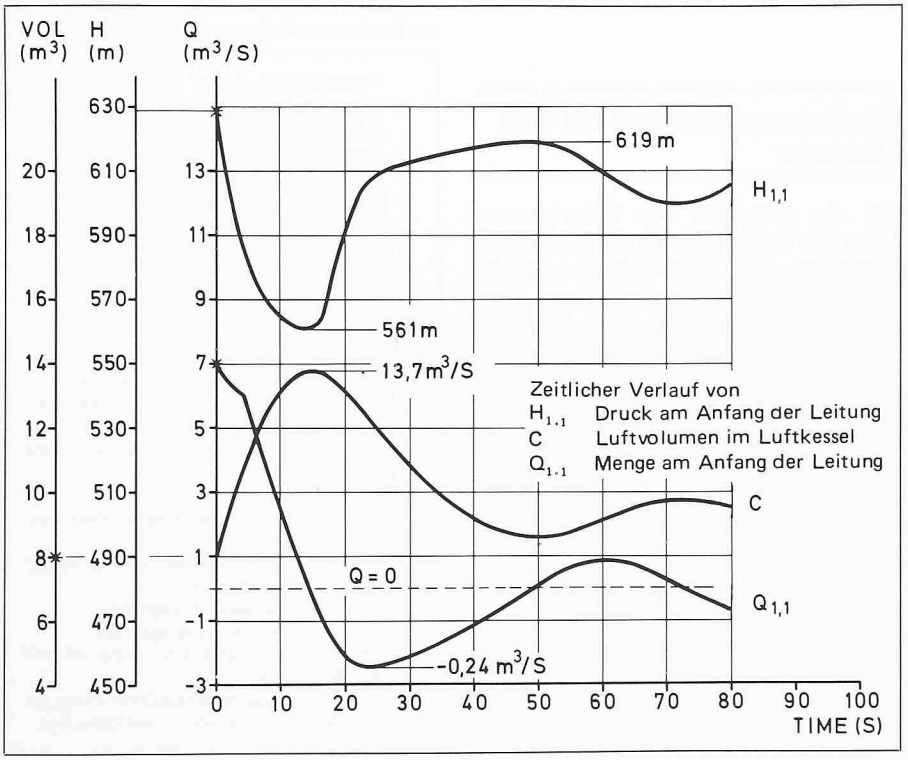


Bild 13. *Anlage Lyren. Extremdrücke entlang der Leitung*

Bild 14. *Anlage Lyren. Transiente Werte*



nung notwendig sind. Sollen schon im Projektstadium Berechnungen durchgeführt werden, so müssen mindestens folgende Grössen bekannt sein:

- Kennlinie der Pumpe
- Maximale Fördermenge
- Leitungsprofil aller Leitungen
- Leitungsdurchmesser (wenn möglich Leitungswerkstoff und Wanddikken).

Fehlt von diesen wenigen Angaben auch nur eine, ist es nicht möglich, ein brauchbares Ergebnis zu erzielen und zu beurteilen.

Die *Hauptbedingungen für das Berechnungsverfahren* [9] sind die folgenden:

- die Strömung ist eindimensional,
- die Elastizität des Mediums und die Elastizität der Leitung werden berücksichtigt,
- die Wirkung der Erdbeschleunigung und die Machzahl werden vernachlässigt,
- die Druckverluste sind proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit,
- die transienten Zustände werden beschrieben durch Randbedingungen an den Enden der Leitungen und durch Anfangsbedingungen,
- alle Leitungen des Systems werden wie folgt beschrieben:

(16) $L = z \cdot a \cdot \Delta T = z \cdot \Delta L$ [m]

Für eine Leitung L sind folgende Parameter konstant:

- Durchmesser,
- Druckverlustfaktor,
- Fortpflanzungsgeschwindigkeit;
- jede Leitung beginnt und endet in je einem Knoten.

Beispiel

Als Beispiel wird wieder die Anlage Lyren gewählt. Dies erlaubt anschliessend einen Vergleich zwischen den drei Bestimmungsarten.

Lyren ist eine sehr einfache Anlage, die nur einen minimalsten Teil der Kapazität des Computerprogramms zeigt. Trotzdem genügt sie, um die wesentli-

chen Schritte beschreiben zu können. In Bild 11 ist das tatsächliche System dargestellt. Alle zur Verfügung gestellten Informationen sind in der für die weitere Arbeit notwendigen Form dargestellt. Das Volumen des Luftkessels wurde aufgrund der approximativen Rechnung mit 8 m³ angenommen.

Das System wird durch ein *mathematisches Modell* dargestellt. Bild 12 zeigt, dass für das Beispiel nur eine Leitung zwischen zwei Knoten gesetzt wird. Knoten 1 enthält die direkt aus dem Zulaufbehälter ansaugenden drei Pumpen, die Rückschlagklappen und den Luftkessel. Vom Knoten 1 führt die Leitung 1 zum Reservoir, das den Knoten 2 darstellt.

Die *Eingabedaten* haben folgende Reihenfolge:

- Umfang des Systems, d. h. Anzahl Leitungen und Anzahl Knoten,
- Rechenschritt,
- Endzeit der Berechnung,
- Leitungsdaten,
- Charakteristik von Pumpe und evtl. vorhandenem Absperrorgan,
- Beschreibung der einzelnen Knoten.

Mit dem Rechenschritt, der Schallgeschwindigkeit, der Anzahl Punkte je Leitung und der Anzahl Leitungen ist das System eindeutig definiert.

Die *Pumpencharakteristik* kann in verschiedenen Formen eingegeben werden. Für Pumpanlagen, bei denen eine Rückströmung vermieden wird (Rückschlagklappe), ist die Angabe einiger Stützwerte im *Q-, H-, P*-Bereich genügend. Kann jedoch eine Rückströmung auftreten, so ist die Pumpencharakteristik über den vollen Arbeitsbereich (Pumpe, Bremse, Turbine) in dimensionsloser Form einzugeben.

Der Datensatz der Pumpe enthält alle Werte für den stationären Betrieb der Pumpe vor dem transienten Vorgang.

Die *Ergebnisse* der Computerrechnung sind wie folgt gegliedert:

- *Systemdaten.* Sie zeigen die von der Eingaberoutine verarbeiteten Eingabedaten. Rechnungen mit falschen Eingabedaten werden durch eingebaute Kontrollen weitgehend vermieden.
- *Zeitlicher Verlauf* aller verlangten Werte. Die Werte selbst sowie die Genauigkeit jedes einzelnen Wertes können durch Steuergrössen vorgeschrieben werden.
- *Extremwerte* des Druckes für jeden einzelnen Leitungspunkt.

Aus dem zeitlichen Verlauf geht hervor, dass die Fördermenge der Pumpe nach der Zeit T_A Null erreicht. Zu diesem Zeitpunkt muss die Rückschlagklappe der Pumpe geschlossen sein. Ist sie noch offen, so stellt sich eine Rückströmung ein, welche die Klappe mit einem Schlag schliesst. Dieser *Klappenschlag* kann mit folgenden Massnahmen verhindert werden:

- Es muss eine Rückschlagklappe oder ein Rückschlagventil gewählt werden, das eine kurze «natürliche Schliesszeit» hat.
- Die Auslaufzeit der Pumpe muss durch Erhöhen des Schwungmoments verlängert werden.
- Der Luftkessel wird in etwas grösserer Entfernung von der Pumpe eingebaut.

Die *Extremwerte für den Minimaldruck* sind für das Beispiel von primärer Bedeutung. Sie zeigen, ob der gewählte Schutz genügt oder nicht. In Bild 13 sind die Extremwerte entlang der Leitung zusammen mit dem Leitungsprofil dargestellt. Es lässt sich herauslesen, dass im kritischen Bereich (Leitungslänge 1200 bis 1600 m) noch etwa 7 m Überdruck herrscht. Im weiteren kann festgestellt werden, dass der maximale Druck nach einem Stromausfall den Druck des stationären Betriebes nicht überschreitet. Diese positive Wirkung wird mit einer korrekten Drosselung in der Verbindungsleitung erreicht. Bild 13 zeigt ferner den Vergleich der drei besprochenen Berechnungsmethoden. Die approximative Rechnung ergibt die tiefsten Werte. Bei ihr wurden die Reibungsverluste in der Leitung vernachlässigt. Die Übereinstimmung zwischen der graphischen Bestimmung und der Computer-Rechnung ist sehr gut.

Bei der Computer-Rechnung werden die Daten auf einem File gespeichert. Nachträglich kann mit sehr geringem Aufwand der zeitliche Verlauf der interessierenden Grössen automatisch aufgezeichnet werden. Bild 14 zeigt für das Beispiel den Verlauf von $H_{1,1}$ (Druck am Anfang der Leitung), C (Luftvolumen im Luftkessel) und $Q_{1,1}$ (Menge am Anfang der Leitung).

Für das Beispiel ist also durch den Luftkessel mit 8 m³ Luftvolumen ein guter Schutz des Systems gewährleistet.

Adresse des Verfassers: *H. Waller,* Ing. HTL, Produktbereich Pumpen, Gebrüder Sulzer Aktiengesellschaft, 8401 Winterthur.

Literatur

[1] *Joukowski, N.E.*, 1898, 1900. Übersetzt ins Englische durch O. Simin, Proc. Amer. Water Works Assoc., Vol. 24, 1904, S. 341–424

[2] *Allievi, L.*, 1903: «Allgemeine Theorie über die veränderliche Bewegung des Wassers in Leitungen». Deutsch von R. Dubs und V. Baillard. Springer Verlag 1959

[3] *Schnyder, O.:* «Druckstösse in Pumpensteigleitungen». Schweiz. Bauzeitung, Vol. 94, Nov.-Dez. 1929, S. 271–273, 283–286
Schnyder, O.: «Über Druckstösse in Rohrleitungen». Wasserkraft und Wasserwirtschaft, Vol. 27, Heft 5, 1932, S. 49–54, 64–70

[4] *Bergeron, L.:* «Variations de regime dans les conduites d'eau». Comptes Rendus des Travaux de la Soc. Hydrotech. de France, 1931

[5] *Parmakian, J.:* «Waterhammer Analyses». Prentice-Hall Inc. 1955, Dover Reprint 1963

[6] *Streeter, V.L., Lai, C.:* «Waterhammer Analysis Including Fluid Friction». Trans. Amer. Soc. Civ. Engrs., Vol. 128, 1963, S. 1491–1524

[7] *Streeter, V.L., Wylie, E.B.:* «Hydraulic Transients». McGraw Hill Book Co., New York 1967

[8] *Marchal, Flesch, Suter:* «Berechnung des Druckstosses in Speicheranlagen mit Hilfe elektronischer Digitalrechner». TR. Sulzer 1968.2

[9] *Nemet, A.:* «Mathematische Modelle hydraulischer Anlagen». Escher Wyss Mitteilungen 1974/1

[10] *Jaeger, Ch.:* «Fluid Transients in Hydro Electric Engineering Practice». Blackie, 1977

[11] *Wylie, E.B., Streeter, V.L.:* «Fluid Transients». McGraw Hill International Book Company 1978

[12] *Chaudhry, M.H.:* «Applied Hydraulic Transients». Van Nostrand Reinhold Company 1979

[13] «Détermination rapide des coupes de bélier». Interner Bericht (Sulzer CCM, Dezember 1955)

[14] *Duc, J.:* «Die Berechnung der Druckschwankungen in Pumpenleitungen». TR Sulzer 1955.1