

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 123/124 (1944)  
**Heft:** 16

**Artikel:** Die Rohrkennlinie und der wirtschaftliche Betrieb von Zentrifugalpumpenanlagen  
**Autor:** Sprecher, J.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-54033>

#### Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

#### Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

#### Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 03.02.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

**INHALT:** Die Rohrkennlinie und der wirtschaftliche Betrieb von Zentrifugalpumpen anlagen. — Die Eisinsenbildung im Strassenuntergrund. — Die Haftung für Hilfspersonen bei Transporten. — Wohnhaus Prof. Dr. E. S. in Rüschlikon-Zürich (mit Tafeln 1 u. 2). — Mitteilungen: Erdluft, ihre Gewinnung und Verwertung. Eidgen. Techn. Hochschule Volkshochschule des Kantons Zürich. Die Baukosten in Zürich. Folgen und Lehren aus der Bombardierung von Schaffhausen. Argentinische

Marine-Ausstellung Buenos-Aires. Gewichtsmanometer und geodätische Höhendifferenz. Stauwehr des Kraftwerks Kembs. Schweiz. Tropen-Institut in Basel. Schweiz. Institut für Auslandforschung in Zürich. Ausstellung alter Landkarten und Atlanten. Fernseh-Film der AFIF. — Wettbewerbe: Ortsgestaltung und Bauordnung Küssnacht, Städt. Verwaltungsgebäude in Bern. Neubauten für die veterinär-medizin. Fakultät der Universität Zürich. Bezirk- u. städt. Bauten in Zofingen. — Literatur.

## Band 124

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich  
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet

Nr. 16

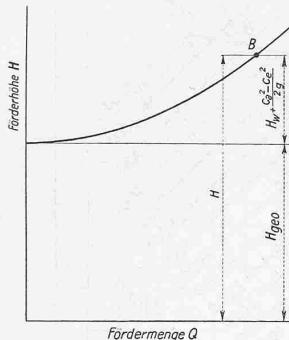


Abb. 1. Kennlinie einer Rohrleitung. — B Betriebspunkt

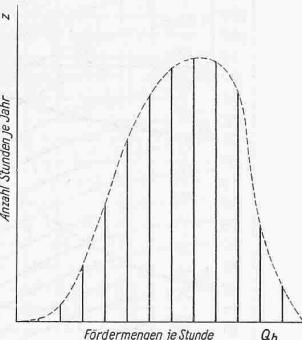


Abb. 2. Häufigkeitskurve einer Zentrifugalpumpenanlage. Jährliche Betriebstunden, während derer gleiche Fördermengen bewältigt werden

## Die Rohrkennlinie und der wirtschaftliche Betrieb von Zentrifugalpumpen anlagen

Von Ing. J. SPRECHER, i. Fa. Brüder Sulzer, Winterthur

Die Art und der Umfang eines Pumpwerks sind durch die Hauptdaten, wie gesamte Fördermenge, Förderhöhe und Antriebssart gegeben. Doch genügen diese Angaben nicht, um die Anlage in betrieblicher Hinsicht eindeutig und bestimmt zu kennzeichnen. Viel umfassender geschieht dies durch die Rohrkennlinie, die zugleich jeden möglichen Betriebspunkt berücksichtigt. Sie ist die eigentliche Betriebskurve der Anlage, und die Kennlinien der Pumpen und Motoren haben sich ihrem Verlauf anzupassen. Mit der Rohrkennlinie und der Häufigkeitskurve der Betriebspunkte lassen sich die beste Art des Antriebes und dessen Steuerung, die Höhe der entstehenden zusätzlichen Energieverluste durch Drosseln, der Umfang der Wartung usw. festlegen.

Die Rohrkennlinie gibt vor allem an, wie gross die von den Pumpen zu erzeugenden manometrischen Förderhöhen mindestens sein müssen, damit die gewünschten Fördermengen zwischen der kleinsten und der grössten Menge durch die Pumpen, Leitungen usw. gefördert werden können. Die dabei in jedem Betriebspunkt zu überwindende Förderhöhe setzt sich aus zwei Anteilen zusammen, und zwar dem statischen Anteil, d. h. der in den meisten Fällen unveränderlichen und von der Fördermenge unabhängigen Förderhöhe  $H_{\text{geo}}$ , und dem mit der Fördermenge ansteigenden dynamischen Anteil  $H_w$ . Die statische Fördermenge ist meist gleich der geometrischen Förderhöhe  $H_{\text{geo}}$ , d. h. gleich dem Höhenunterschied zwischen dem Saug- und dem Druckwasserspiegel. Der dynamische Anteil  $H_w$  berücksichtigt den Strömungswiderstand durch die Leitungen, Armaturen, Bogen, Krümmungen, Verzweigungen, Querschnittsänderungen usw. In einer Gleichung ausgedrückt lautet das Gesetz der Rohrkennlinie in seiner einfachsten und praktisch genügend genauen Form:

$$H = H_{\text{geo}} + H_w + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g} = H_{\text{geo}} + \text{const} \cdot Q^2 + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g} \quad (1)$$

Darin bedeutet:

$Q$  die Fördermenge in l/s

$c_e$  die Eintrittsgeschwindigkeit ins Leitungsnets in m/s

$c_a$  die Austrittsgeschwindigkeit aus diesem Netz in m/s

$H$  die Förderhöhe in m

Das Glied  $\frac{c_a^2 - c_e^2}{2g}$  ist meist vernachlässigbar klein, weshalb sich die Gleichung (1) auch schreiben lässt:

$$H = H_{\text{geo}} + \text{const} \cdot Q^2$$

Graphisch als Funktion  $H = f(Q)$  aufgetragen, zeigt sich die Rohrkennlinie in der Form eines Parabelastes, dessen Scheitelpunkt auf der Ordinatenaxe in einem Abstand  $H_{\text{geo}}$  von der Abszissenaxe liegt (Abb. 1).

Diese Rohrkennlinie ist die wichtigste graphische Unterlage, nach der nicht nur die jetzigen Betriebsverhältnisse einer Anlage bestimmt, sondern auch jene der zukünftigen Entwicklung vor-

ausgesehen werden können; sie soll daher so sorgfältig als möglich aufgestellt werden. Ist  $H_{\text{geo}}$  oder  $H_{\text{stat}}$  veränderlich, so tritt an Stelle einer einzigen Linie eine Schar längs der Ordinatenaxe parallel verschobener Kurven. Natürlich müssen die Rohrleitungen für die höchsten Fördermengen bemessen werden, die während einer gewissen Entwicklungsperiode dauernd auftreten können. Massgebend sind dabei die verschiedenen Verbrauchsgruppen oder der Zweck der Anlagen, die jetzigen oder zukünftigen Speichermöglichkeiten, die Verwendung von Tages- oder Jahres-Ausgleichsbecken usw.

Weitere wichtige Unterlagen sind die Häufigkeitskurven. Aus ihnen geht z. B. die Anzahl Stunden pro Jahr hervor, in denen die gleiche stündliche Fördermenge auftritt (Abb. 2). Diese Häufigkeitskurven müssen allerdings für eine Reihe von Jahren vorliegen, damit die den Betrieb kennzeichnenden Wechselse Fälle so zutreffend als möglich erfasst und bei der Wahl der Maschinenausstattung berücksichtigt werden können.

An Hand der Fördermengenkurven und der Rohrkennlinie lassen sich die Häufigkeitskurven der Betriebspunkte bestimmen, die für den Kennlinienverlauf der Pumpen wichtig sind. In bestehenden Anlagen werden die Fördermengen vielfach von registrierenden Messinstrumenten angezeigt und selbsttätig in Diagramme eingetragen. Diese Diagramme geben Auskunft über die höchste und kleinste Betriebsbelastung und den Spitzenverbrauch und gestatten auch, die Grundbelastung einer Anlage zu bestimmen.

Werden solche Anlagen erweitert, so bilden diese Diagramme die Unterlagen, nach denen die zukünftigen Häufigkeitskurven schätzungsweise aufgestellt und die zu erwartenden Betriebsverhältnisse festgelegt werden können. Müssen hingegen ganz neue Anlagen errichtet werden, so macht man sich an Hand anderweitig aufgenommener mehrjähriger Bedarfs- oder Verbrauchsgebiäge (Abb. 3) ein möglichst zutreffendes Bild über die zu erwartenden Betriebsverhältnisse und die Bedarfsentwicklung während einer gewissen Anzahl von Jahren. Aus den Angaben solcher Bedarfsgebiäge stellt man die Häufigkeitskurven auf und wählt dann den für die Anlage jetzt und in Zukunft passendsten und wirtschaftlichsten Maschinenpark.

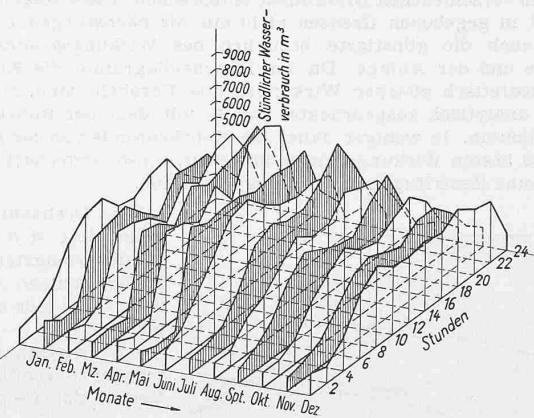


Abb. 3. Wasserverbrauchgebiäge einer grösseren Stadtgemeinde, dargestellt für ein Jahr und den durchschnittlichen, auf einen Monat bezogenen Tagesverbrauch

Die vorbereitenden Untersuchungen richten sich nach dem vorliegenden Fall. Einfach gestalten sich die Verhältnisse, wenn eine bestimmte Wassermenge in ein Verbrauchsnetz mit Speicher gefördert werden muss. Die von den Pumpen zu überwindenden Förderhöhen schwanken dann zwischen den engen Grenzen des niedrigsten und höchsten Wasserstandes des Speichers. Die Pumpen können so gewählt werden, dass ihr nur wenig schwankender Fördermengenbereich mit dem besten Wirkungsgrad zusammenfällt. Die zeitlichen Verbrauchsschwankungen gleichen der Speicher aus, dessen Fassungsraum durch die fluktuierende Wassermenge bestimmt wird. Die Häufigkeitskurve kann sich auf einen einzigen Punkt reduzieren.

Wesentlich schwierigere Voraussetzungen ergeben sich, wenn bei starken Mengenschwankungen kein nennenswerter Ausgleich durch Speicher geschaffen werden kann (Be- und Entwässerungsanlagen, grössere Abwasseranlagen usw.). Die aufzustellenden Pumpen müssen also so bemessen und ihrer Grösse nach so festgelegt sein, dass sie sowohl den Anforderungen der Rohrkennlinie, als auch denen der Häufigkeitskurven am wirtschaftlichsten entsprechen.

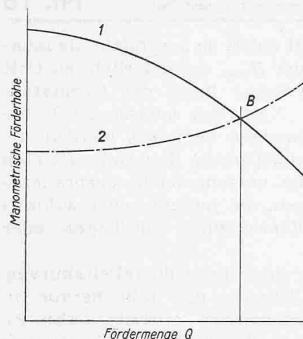


Abb. 4. Kennlinie einer Zentri-fugalpumpe. 1 Pumpenkennlinie, 2 Rohrkennlinie, B Betriebspunkt bei Normallast

Normalerweise werden bei den Versuchen die Kennlinien der Zentrifugalpumpen bei konstanter Drehzahl aufgenommen. Die Regeln des Affinitätsgesetzes:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \text{ und } \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{H_1}{H_2} \quad \dots \quad (2)$$

gestatten, die bei einer Drehzahl  $n_1$  bestimmten Betriebsverhältnisse einer Pumpe auf die einer beliebig andern Drehzahl  $n_2$  umzurechnen. Abb. 5 zeigt, wie sich die Ergebnisse einer solchen Umrechnung graphisch darstellen lassen. Trägt man in ein solches Diagramm auch noch die verschiedenen Wirkungsgrade ein und werden die Orte gleichen Wirkungsgrades miteinander verbunden, so erhält man das Kennlinienfeld der Zentrifugalpumpe, das über irgend einen Betriebspunkt des umfassten Bereichs eindeutig Auskunft gibt. Die so ergänzte graphische Darstellung nennt man Muscheldiagramm.

Wird eine Rohrkennlinie einem solchen Muscheldiagramm überlagert, so erkennt man leicht eine Regelungsmöglichkeit. Man braucht nur die Drehzahl der Pumpe so zu ändern, wie es die Schnittpunkte der Rohrkennlinie mit den  $QH$ -Linien angeben, die den verschiedenen Drehzahlen entsprechen. Diese Regelungsart ist in gegebenen Grenzen nicht nur die nächstliegende, sondern auch die günstigste bezüglich des Wirkungsgrades der Pumpe und der Anlage. Da im Muscheldiagramm die Kurven der theoretisch gleichen Wirkungsgrade Parabeln sind, stimmt deren analytisch ausgedrücktes Gesetz mit dem der Rohrkennlinie überein. Je weniger daher die Rohrkennlinie von der Parabel des besten Wirkungsgrades abweicht, umso wirtschaftlicher kann eine Zentrifugalpumpe geregelt werden.

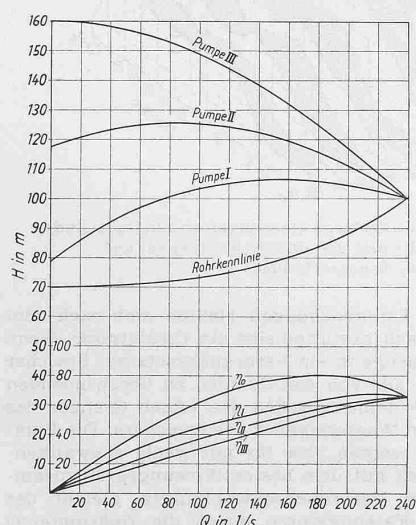


Abb. 6. Einfluss der Drosselregelung von Zentrifugalpumpen auf den Pumpenwirkungsgrad

Die Fördereigenschaften der Zentrifugalpumpen sind durch ihre Kennlinien bestimmt, die, wie die Rohrkennlinien, graphisch als Funktion  $H_{\text{mano}} = f(Q)$  aufgetragen werden. Verglichen mit dem Verlauf der Rohrkennlinie, die von der Fördermenge  $Q = \text{Null}$  bis zur Höchstfördermenge stetig und parabelförmig ansteigt, ist der Verlauf der Kennlinie einer Zentrifugalpumpe zwar auch parabelähnlich, doch gerade umgekehrt. Ganz allgemein betrachtet und bei der Fördermenge  $Q = \text{Null}$  beginnend, fällt sie stetig ab (Kurve 1 in Abb. 4).

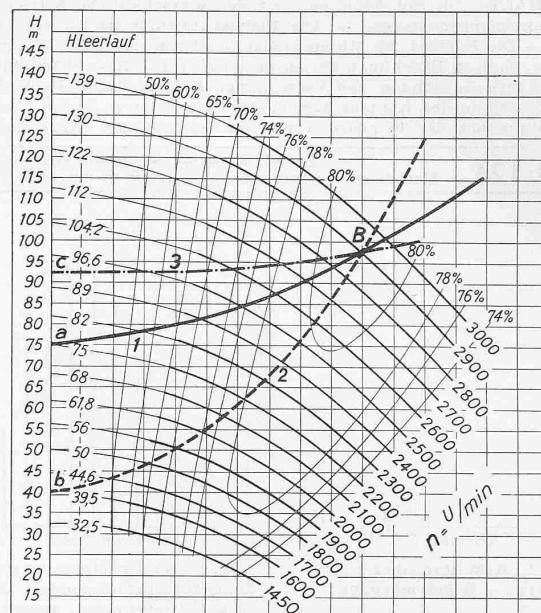


Abb. 5. Muscheldiagramm einer Zentrifugalpumpe  
(Abszissenwerte  $Q$ , Ordinatenwerte  $H$ ). Legende: 1, 2, 3 Rohr-  
kennlinien;  $a, b, c$  Leerlaufpunkte;  $B$  Betriebspunkt

fach gestalten sich die Bedingungen beim Antrieb durch Turbinen, Verbrennungs- oder Gleichstrommotoren. Bei dem am weitaus häufigsten Antrieb durch Dreiphasen-Asynchronmotoren ist jedoch eine einfache Drehzahlregelung, wie sie hier erwünscht wäre, nicht ohne weiteres möglich. Der in der Praxis meist vor kommende Fall ist also die Anlage mit Pumpen, deren Drehzahl nahezu konstant bleibt.

Für kleinere und kleinste Anlagen ist die Drosselregelung durch Regulierschieber nicht die günstigste, aber unbestreitbar die einfachste und daher auch meist verwendete Regelungsart.

Eine weitere, auch auf die Rohrkennlinie einwirkende Regelungsart ist die Umlaufregelung. Bei ihr wird ein Teil der Fördermenge durch eine nach dem Austrittsstutzen angeordnete Abzweigleitung in die Saugleitung zurückgeführt<sup>1)</sup>. Bei der Drosselregelung wird die Rohrkennlinie steiler, während bei der Umlaufregelung die Rohrkennlinie flacher wird.

Beide Regelungsarten sind mit Energieverlusten verbunden, und es lässt sich nur durch eine nähere Prüfung festlegen, welche von beiden in bestimmten Fällen günstiger ist.

Wirtschaftliche Gründe rechtfertigen es, wenigstens bei jeder grösseren Anlage die Energiemenge zu bestimmen, die durch eine Drossel- oder Umlaufregelung vergeben wird. Bei dieser Gelegenheit sollte geprüft werden, wie sich diese Verluste verkleinern lassen. Abb. 6 zeigt — allerdings unter stark vereinfachenden Annahmen — dass bei einer gegebenen Rohrkanallinie schon durch die Wahl von Pumpen mit verschiedenen Kennlinien

<sup>1)</sup> Eine in diesem Sinne arbeitende interessante Regelung lässt sich beispielsweise für eine Speicherpumpengruppe (Motor-Generator, Pelton-turbine, Zentrifugalpumpe) verwenden. Die Pumpe fördert stets gleich viel Wasser im Gebiet des besten Wirkungsgrades. Nimmt der überschüssige elektrische Strom ab, so wird nicht die Fördermenge der Pumpe gedrosselt, um die Pumpenleistung zu vermindern, sondern man zapft die nicht förderbare Wassermenge kurz nach dem Druckstutzen der Pumpe ab und führt sie der Pelonturbine zu, die nun ihrerseits Leistung an die Pumpe abgibt, wodurch ein neuer Gleichgewichtszustand erreicht wird.

Tabelle 1. Zusätzliche Verluste bei der Drosselregelung

	1 Pumpe I				2 Pumpe II				3 Pumpe III				4 Pumpe III (Variante)			
	$Q$ l/s	$t$ h	$N_v$ PS	$A_v$ PS h	$t$ h	$N_v$ PS	$A_v$ PS h	$t$ h	$N_v$ PS	$A_v$ PS h	$t$ h	$N_v$ PS	$A_v$ PS h			
240	800	—	—	800	—	—	800	—	—	2200	—	—	—			
200	1000	58	58 000	1000	82	82 000	1000	105	105 000	1000	105	105 000	1000			
160	1100	73	80 300	1100	107	117 700	1100	143	157 000	200	143	28 600	200			
120	700	69	48 300	700	117,5	82 500	700	160	112 000	200	160	32 000	200			
Gesamtverluste			186 600			282 200			374 000			165 600				

$t$  = Zeit in Stunden;  $N_v$  = zusätzliche Leistungsverluste in PS;  $A_v$  = zusätzliche Arbeitsverluste in PSh.

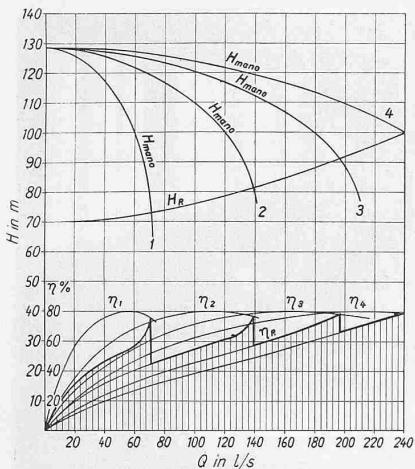


Abb. 8. Kennlinien von vier parallel arbeitenden Zentrifugalpumpen gleicher Grösse Typ III.  
1 eine Pumpe allein, Wirkungsgradkurve  $\eta_1$ ,  
2 zwei Pumpen parallel, desgl.  $\eta_2$ ,  
3,  $\eta_3$  drei Pumpen; 4,  $\eta_4$  vier Pumpen parallel  
 $H_R$  Rohrkennlinien,  $\eta_R$  Wirkungsgradkurven bei Drosselregelung (gilt für Abb. 8, 9 und 10)

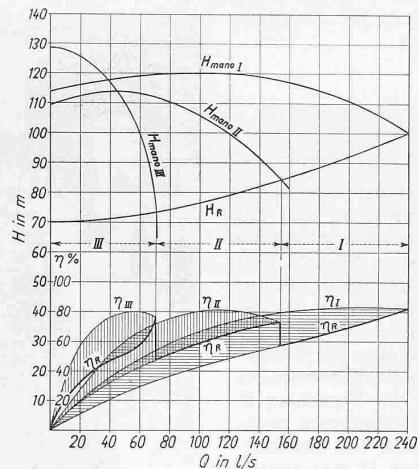


Abb. 9. Kennlinien dreier verschiedener, in ihren zugeordneten Bereichen einzeln arbeitenden Pumpen Typ I, II und III.  
 $H_{\text{mano}} \text{ I}$  und  $\eta_I$  der Pumpe I  
 $H_{\text{mano}} \text{ II}$  u.  $\eta_{II}$ : Pumpe II;  $H_{\text{mano}} \text{ III}$  u.  $\eta_{III}$  P III

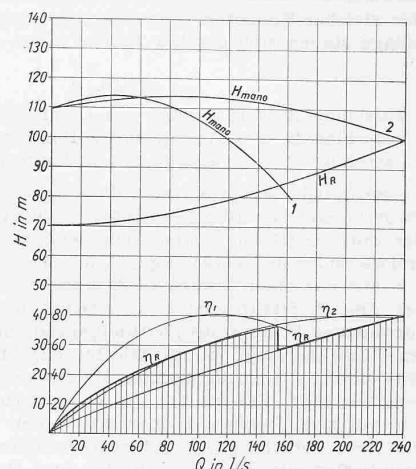


Abb. 10. Kennlinien zweier parallel arbeitender gleichgrossen Zentrifugalpumpen Typ II. 1 eine Pumpe fördert allein,  $\eta_1$   
2 zwei Pumpen fördern parallel,  $\eta_2$

und den entsprechenden Drehzahlen auf die Höhe dieser Verluste eingewirkt werden kann. Die Untersuchung erstreckt sich auf drei Pumpen, I, II und III. Dabei ist bei allen drei Pumpen die genau gleiche Wirkungsgradkurve  $\eta_0$  vorausgesetzt.

Werden die Pumpen den Betriebsverhältnissen der Anlage durch Ändern der Drehzahl (Drehzahlregelung) angepasst, so wird die Wirkungsgradkurve eher günstiger als die Kurve  $\eta_0$ . Einfachheitshalber sei aber angenommen, jene verlaufe gleich wie diese. Beim Betrieb mit konstanter Drehzahl hingegen ist  $\eta_1$  die wirtschaftlich allein maßgebende Wirkungsgradkurve der Anlage, wenn die Pumpe I,  $\eta_2$  wenn die Pumpe II, und  $\eta_3$  wenn die Pumpe III aufgestellt wird.

In der Tabelle 1 ist anhand einer beliebig gewählten Häufigkeitskurve zusammengestellt, was an Arbeit (ausgedrückt in PSh) jährlich bei den drei Pumpen I, II und III durch die Drosselregelung verloren geht. Die weitaus günstigsten Verhältnisse ergibt der Betrieb mit angepasster Drehzahl (Wirkungsgrad  $\eta_0$ ). Immerhin ist zu berücksichtigen, dass sich nur die Pumpe mit der Kennlinie III für eine derartige Drehzahlregelung eignet, weil die Pumpen I und II Kennlinien haben, die beim Regeln die Rohrkennlinie in zwei Punkten schneiden. Das würde zu instabilen Betriebsverhältnissen und Fördermengenschwankungen führen. Die durch die Drosselregelung erzeugten Arbeitsverluste betragen jährlich: bei Pumpe I 186 600 PSh, bei

Pumpe II 282 200 PSh und bei Pumpe III sogar 374 000 PSh. Den Einfluss der Häufigkeitskurve auf die wirtschaftlichen Betriebsergebnisse zeigt beispielsweise die in der Kolonne 4 angegebene Verlustziffer, die sich für die Pumpe III bei einer anderen Häufigkeitskurve ergibt. Die unter diesen Bedingungen durch das Drosseln erzeugten zusätzlichen Arbeitsverluste sinken von 374 000 PSh auf 165 600 PSh.

Schon dieses beliebig gewählte und stark vereinfachte Beispiel zeigt, wie wichtig es beim Entwurf von Zentrifugalpumpenanlagen ist, die Pumpen nicht nur nach ihrer eigenen Wirkungsgradkurve, sondern auf Grund jener Wirkungsgradkurven und Energieverlustzahlen zu wählen, die die Häufigkeitskurven und Rohrkennlinien berücksichtigen.

Das folgende, ebenfalls beliebig gewählte Beispiel legt dar, wie sich die Verhältnisse gestalten, wenn für die Anlage statt nur einer Pumpe mehrere Pumpen nötig sind und wie an Hand der Rohrkennlinie die günstigste Zahl der Pumpen gewählt werden kann.

Es handelt sich um ein Pumpwerk, dessen Pumpen zwischen den Fördermengen  $Q = 0$  und  $Q = 240$  l/s liegenden Mengen mit möglichst geringen Arbeitsverlusten fördern sollen. Dabei werden drei verschiedene Pumpengrößen berücksichtigt, die mit I, II und III bezeichnet sind. Die manometrische Förderhöhe bei der grössten Fördermenge beträgt 100 m.

Damit aus einer Serie von Pumpen gleichen Typs die für eine bestimmte Drehzahl jeweils günstigste gewählt werden kann, stellt man die Betriebsgebiete der einzelnen Pumpen zu einem Gesamtleistungsfeld zusammen (Abb. 7). Um in einem solchen Gesamtleistungsfeld die Lücken auszufüllen, die zwischen den Kennlinien zweier aufeinanderfolgenden Pumpengrößen entstehen, sind diese so abgestuft, dass durch Zurückdrehen der normalen Laufräder jeder beliebige Betriebspunkt des Feldes erreicht werden kann. An Hand eines solchen Leistungsfeldes lassen sich die günstigsten Pumpengrößen bestimmen. Die Möglichkeiten für den vorliegenden Fall sind in der nachstehenden Tabelle 2 zusammengestellt, wobei die Pumpenpreise durch einen Preisfaktor genannte Zahl berücksichtigt werden.

Pumpengröße	Drehzahl U/min	Preisfaktor
I	1450	4,22
II	2900	2,7
III	2900	1,0

Der in dieser Tabelle gewählte Ausdruck Preisfaktor gibt an, um wieviel mal die Pumpen I und II teurer sind als Pumpe III.

Die Pumpe I bestreicht das ganze Betriebsgebiet der Rohrkennlinie; von der Pumpe II bedarf es dazu zwei, und von der Pumpe III

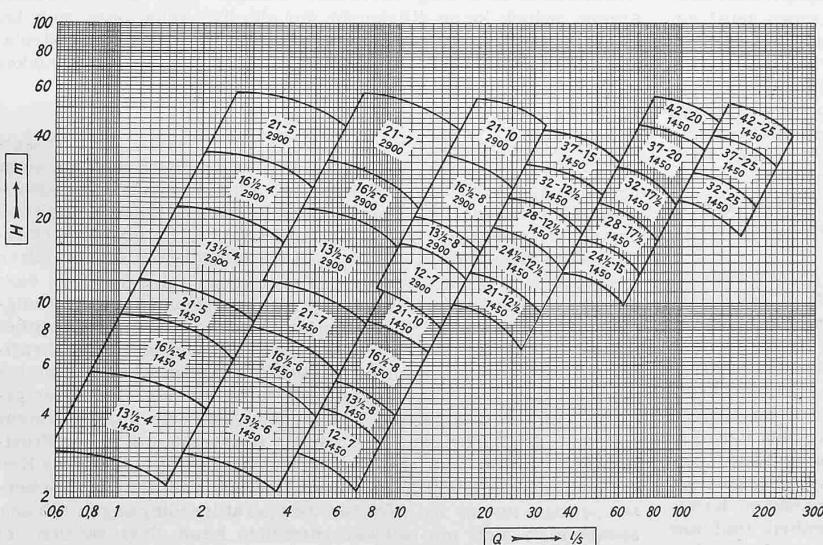


Abb. 7. Leistungsgebiet der normalen Sulzer-Niederdruck-Zentrifugalpumpen bei Drehzahlen von 2900 und 1450 U/min (unmittelbar gekuppelt mit 50 Hz-Drehstrommotoren). Die Zahlen in den einzelnen Feldern geben die Pumpengrößen und die Drehzahlen an. Alle in ein Feld fallenden Betriebsverhältnisse werden mit der darin angegebenen Pumpe erreicht

vier gleicher Einheiten. Die Gesamtpreisfaktoren für die ganze Anlage stellen sich gemäss Tabelle 3 wie folgt:

Tabelle 3

Vorschlag A, d. h. Anlage mit 1 Pumpe I, Preisfaktor 4,22
Vorschlag B, d. h. Anlage mit 2 Pumpen II, Preisfaktor 5,4
Vorschlag C, d. h. Anlage mit 4 Pumpen III, Preisfaktor 4

Bezüglich des günstigsten Wirkungsgrades über den ganzen Förderbereich der Rohrkennlinie ist der Vorschlag C, also mit vier Pumpen III am besten (siehe Abb. 8); auch hinsichtlich des Preises ist er den Vorschlägen A und B überlegen. Vorschlag A, d. h. mit nur einer Pumpe I (Abb. 9), fällt hier ohne weiteres weg. Der Preisfaktor ist zwar wesentlich günstiger als der des Vorschlags B, aber der Wirkungsgrad, bezogen auf die gegebene Rohrkennlinie, ist zu schlecht. Ergibt dagegen die Häufigkeitskurve die weitaus längste Betriebszeit mit Fördermengen zwischen etwa 155 bis 240 l/s, so entspricht der Vorschlag B, d. h. mit zwei Pumpen II hinsichtlich der Betriebskosten ungefähr dem Vorschlag A; indessen verhalten sich die Anschaffungskosten wie 5,4 : 4,22, d. h. die zwei Pumpen II sind teurer. Ergibt jedoch die Häufigkeitskurve eine weit überwiegende Betriebszeit zwischen den Fördermengen  $Q = 70$  bis  $155$  l/s, so kann der Vorschlag B mit zwei Pumpen II am vorteilhaftesten sein (Abb. 10). Für eine Häufigkeitskurve, die den vorwiegenden Teil der Betriebszeit bei den Verbrauchsmengen  $Q = 0$  bis  $Q = 70$  l/s und  $Q = 155$  bis  $Q = 240$  l/s aufweist, ist der Vorschlag C mit vier Pumpen III am günstigsten. Allerdings muss die endgültige Wahl auf Grund einer genauen Wirtschaftlichkeitsrechnung erfolgen, bei der die Erstellungskosten, Abschreibungen, Zinsen usw. der ganzen Anlage berücksichtigt werden müssen.

Es ergibt sich also auch aus diesem Beispiel, dass bei einem Pumpwerk nicht die Höhe der Pumpenwirkungsgrade ausschlaggebend ist, sondern nur die jener Wirkungsgradwerte, die sich auf die Rohrkennlinie der Anlage, den Verlauf der verschiedenen Pumpenkennlinien, die gewählten oder möglichen Pumpenkominationen, die Regelungsmöglichkeiten und die Häufigkeitskurven beziehen.

## Die Eislinsenbildung im Strassenuntergrund

Von Dr. sc. techn. ROB. RUCKLI,  
Ingenieur des Eidg. Oberbauinspektörates, Bern

### I. Wesen der Frostschäden; Frostkriterien

Seit einer Reihe von Jahren kennt der Strassenbauer die schädlichen Wirkungen des Frostes, der unter gewissen Bedingungen Blähungen des Unterbaues, Rissbildung in der Strassendecke und beim nachfolgenden Auftauen sogar die vollständige Zerstörung der Fahrbahn zur Folge haben kann (1, 10 und 17<sup>1)</sup>). Diese Blähungen werden durch Bildung von waagrechten Eislinzen im Strassenuntergrund (Abb. 1) verursacht, deren Dicke von der Grössenordnung ein Millimeter bis viele Zentimeter sein kann (2 und 11). Mit Berücksichtigung dieser Linsen zeigt die gefrorene Zone gegenüber der ungefrorenen eine oft weit über die Fließgrenze hinausgehende Erhöhung des Wassergehaltes (Abb. 2). Während des Gefrierens entspricht die Hebung der Strassenoberfläche der Summe der in einem Lot gemessenen Dicken der Eislinzen. Beim Auftauen verliert der Boden seine Tragfähigkeit; er bricht unter der Verkehrslast ein und wird zwischen den Fahrspuren hochgequetscht (Abb. 3).

Zur Beurteilung der Frostgefährlichkeit eines Bodens wurden von verschiedenen Forschern sog. Frostkriterien aufgestellt, die sich etwa wie folgt charakterisieren lassen:

Die Frostkriterien von Casagrande und Morton stützen sich auf die Analyse des Kornaufbaues des Bodens. Nach ihnen darf der Boden je nach dem Gleichförmigkeitsgrad nicht mehr als 3 bis 10% Feinanteil von unter 0,02 mm Korngröße aufweisen (5). — Beskow (2) und das sog. Freiberger Kriterium (16) berücksichtigen neben der Granulation noch den Grundwasserstand, das letztergenannte unter Zuhilfenahme der theoretischen Berechnung. — Dücker benutzt zur Bestimmung des von ihm eingeführten Frostgefährlichkeitsgrades (d. i. das Verhältnis der Frosthebung zur Frosttiefe) den Gefrierversuch im Laboratorium (5). — Keil geht in seinem geologisch-petrographischen Kriterium von der Betrachtung der Gesteinsbeschaffenheit und der geologischen Umgebung aus (8). Er stellt fest, dass alle mechanisch verfestigten, d. h. leicht verwitternden Gesteine bereits im frischen Zustand frostgefährlich oder frostempfindlich sind. Die

<sup>1)</sup> Die eingeklammerten Zahlen verweisen auf die entsprechenden Nummern des Literaturverzeichnisses am Schluss des Aufsatzes.

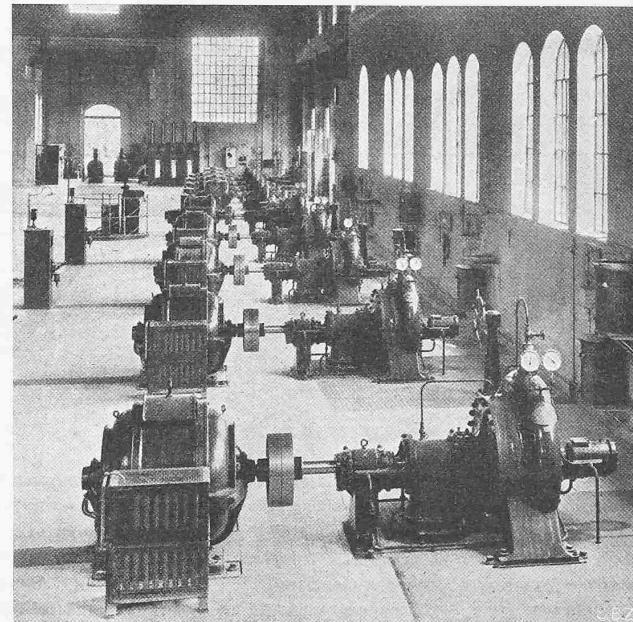


Abb. 11. Wasserversorgungsanlage einer grossen Stadt in Frankreich  
Im Vordergrund fünf Mitteldruck-Sulzer-Zentrifugalpumpen  
von je 355 l/s Fördermenge auf 62 m Förderhöhe

Die Abb. 11 zeigt eine Anlage, die mit einer grösseren Anzahl gleicher Sulzer-Pumpen ausgerüstet ist. Bei Anlagen solcher Grösse und Ausdehnung ist es wichtig, nicht nur für den ersten Ausbau eine günstige Pumpenkombination zu wählen. Massgebend ist stets eine der Anlage angepasste Gesamt-Pumpenkennlinie, die möglichst wirtschaftlich der im Lauf der Jahre weiter ansteigenden Rohrkennlinie folgt.

klimatischen Verhältnisse werden nur im Freiberger Kriterium in Form der Frostdauer berücksichtigt.

### II. Die Ursache des Wassernachshubes und der Eislinsenbildung

Trotzdem über das Phänomen der Eislinsenbildung schon viel geschrieben wurde, bestehen über die Ursache des Wassernachshubes aus dem Grundwasserträger nach den Eislinsen bis heute noch folgende von einander abweichende Theorien.

#### A. Kapillarkrafttheorie

Sie führt die treibende Kraft auf den Kapillardruck zurück, der gleich der kapillaren Steighöhe angenommen wird. Der Nachschub kann demnach mit Hilfe des Darcy'schen Gesetzes der Grundwasserströmung berechnet werden (2). Diese Theorie nimmt jedoch keine Rücksicht auf die Tatsache, dass sich im kapillar gesättigten Boden unter den Eislinsen kein freier Meniskus bilden kann, der zur Erzeugung des sog. Kapillardruckes nötig ist. Sie befriedigt daher nicht.

#### B. Kristallisationskrafttheorie

Die Kristallisationstheorie sieht die Ursache des Wassernachshubes und der Hebung der Strassenoberfläche in einer hypothetischen Kristallisationskraft, auch Kristallisationsdruck genannt, die nach Casagrande angenehrt eine lineare Funktion der Gefriertemperatur, d. h. der Lufttemperatur über der Oberfläche der Bodenprobe, wäre (3). Diese Auffassung scheint durch Versuche von Dücker (Abb. 4) bestätigt zu sein; er fand, dass bei sinkender Gefriertemperatur die Frosthebungsgeschwindigkeit vorerst zunimmt, dann ein Maximum erreicht, um nachher wieder etwas abzunehmen (6). Gegen die Kristallisationskrafttheorie können aber wichtige Einwände erhoben werden. Gemäss den Gesetzen der Wärmeleitung herrscht die sog. Gefriertemperatur nicht in der ganzen gefrorenen Zone; sie muss vielmehr von der Oberfläche nach innen stetig zunehmen, um in der Frostgrenze ungefähr null Grad zu erreichen. Die hypothetische Kristallisationskraft würde daher unabhängig von der Oberflächentemperatur immer bei gleichen Temperaturbedingungen wirken, sodass man sich nur schwer vorstellen kann, dass sie von der sog. Gefriertemperatur abhängen könnte. Es wäre eher denkbar, dass sie z. B. von Temperaturgradienten beeinflusst würde. Doch zeigen Dücker'sche Versuche mit kleinen Bodenproben wenigstens in den ersten Stunden des Gefriervorganges, trotz der Abnahme des Temperaturgradienten, keine Abnahme der Gefrier-