

## Vorwort

Zur Förderung von Stoffströmen werden in allen Industriebereichen bevorzugt Kreiselpumpen als Arbeitsmaschinen eingesetzt. Da jedoch die Kreiselpumpe als Strömungsmaschine ein Kennfeld besitzt, stellt sich der gewünschte Förderstrom (Betriebspunkt) nur im Zusammenhang mit der Anlage ein.

Dieser Zusammenhang ist von entscheidender Bedeutung für den wirtschaftlichen Einsatz von Kreiselpumpen.

Strömungstechnische Kenntnisse (Druckverlust) sowie wärmetechnische Beachtungsmerkmale (Verdampfung der Flüssigkeit) sind von grundlegender Bedeutung für die einwandfreie Funktionsfähigkeit von Kreiselpumpen in den Anlagen.

Eine rein theoretische Beschreibung der genannten Gegebenheiten führt zu einer Darstellung, die für praktizierende Fachleute wenig hilfreich ist. Es war daher notwendig, praktische Erfahrungen der Herstellerfirmen zu berücksichtigen. Aus diesem Grund wurden aus den Firmenschriften entsprechende Angaben übernommen, wodurch viele Beispiele praxisnah gestaltet werden konnten. Im Besonderen sind hier die Firmen: Allweiler, Hermetic, KSB, SIHI und Sulzer zu nennen.

Des Weiteren hielten Fachleute Vorträge bei WTS-Seminaren vor Praktikern, wobei auch diese Ausführungen Berücksichtigungen fanden.

Das Buch wendet sich an Studenten von Universitäten und Fachhochschulen der Fachrichtungen Maschinenbau, Verfahrenstechnik, Versorgungstechnik, Kraftwerkstechnik, Umwelttechnik und Heizungstechnik. Ebenso wertvoll ist es für Projektierungs-, Konstruktions- und Betriebsingenieure sowie Techniker, die in ihrer Berufspraxis mit der Auswahl von Pumpen bei der Anlagenplanung bzw. Konstruktion und mit der Betreuung von Pumpenanlagen im betrieblichen Einsatz zu tun haben.

Resonanz aus Leserkreisen ist mir stets willkommen: E-Mail: [wagner@wts-online.de](mailto:wagner@wts-online.de). Der Vogel Communications Group danke ich für die gewohnt hervorragende Zusammenarbeit.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	5
<b>1 Einleitung</b> .....	13
1.1 Allgemeines .....	13
1.2 Aufbau und Wirkungsweise .....	20
1.3 Einsatzbereiche .....	22
1.4 Betriebsbedingungen .....	22
1.4.1 Eigenschaften des Fördermediums .....	22
1.4.2 Förderaufgabe .....	23
1.5 Bildzeichen .....	23
<b>2 Strömungstechnische Grundlagen</b> .....	25
2.1 Kontinuitätsgleichung .....	25
2.2 Energiegleichung .....	26
2.2.1 Kinetische Energie .....	26
2.2.2 Potentielle Energie .....	28
2.2.3 Druckenergie .....	29
2.2.4 Innere Energie .....	30
2.2.5 Bernoullische Gleichung .....	30
2.3 Definition von Druck in einer Strömung .....	31
2.3.1 Gesamtdruck $p_{\text{ges}}$ .....	31
2.3.2 Kinetischer Druck (dynamischer Druck) $p_{\text{dyn}}$ .....	32
2.4 Impulsgleichung .....	32
2.4.1 Impulsstrommoment (Drehimpuls) .....	34
2.5 Pumpenhauptgleichung .....	36
2.6 Drosselkurve .....	39
2.7 Spezifische Drehzahl .....	40
2.7.1 Schnellläufigkeit $K$ .....	42
2.8 Festlegung des Laufrad-Außendurchmessers .....	43
2.8.1 Laufradformen .....	44
2.9 Ähnlichkeitsbeziehungen .....	46
2.9.1 Förderstrom $Q$ .....	46
2.9.2 Förderhöhe $H$ .....	47
2.9.3 Leistung $P$ .....	48
<b>3 Kenndaten von Kreiselpumpen</b> .....	51
3.1 Förderstrom $Q$ .....	51
3.2 Förderhöhe $H$ .....	52
3.2.1 Festlegung der Förderhöhe durch Pumpendaten .....	53
3.2.2 Festlegung der Förderhöhe durch Anlagendaten .....	55
3.3 Leistung $P$ .....	56
3.3.1 Förderleistung $P_Q$ .....	57
3.3.2 Leistungsbedarf $P$ .....	57
3.3.3 Ermittlung der Motorleistung $P_M$ .....	57

3.4	Wirkungsgrad $\eta$ .....	59
3.5	Drehzahl $n$ .....	60
3.6	Auswahl der Pumpengröße .....	61
<b>4</b>	<b>Kennfelder und Regelung</b> .....	<b>69</b>
4.1	Grundkennlinien .....	69
4.2	Änderung der Drehzahl .....	74
4.3	Änderung des Laufraddurchmessers .....	77
4.4	Zuschärfen der Schaufelenden .....	80
4.5	Vordrallregelung .....	81
4.6	Laufschaufelverstellung .....	82
4.7	Beeinflussung der Steigung der Kennlinie $H(Q)$ durch den Einbau einer Blendenscheibe zwischen Druckstutzen und Druckleitung .....	82
4.8	Bypass-Regelung .....	87
4.9	Leistungsvergleich der verschiedenen Regelarten .....	87
4.10	Mindestförderstrom .....	87
4.10.1	Zulässiger Temperaturanstieg .....	89
4.11	Serienschaltung und Parallelschaltung .....	92
4.11.1	Serienschaltung .....	92
4.11.2	Parallelschaltung .....	93
<b>5</b>	<b>Förderung von Flüssigkeiten, deren Eigenschaften von Wasser abweichen</b> .....	<b>97</b>
5.1	Förderung viskoser Flüssigkeiten .....	97
5.2	Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen .....	101
5.3	Förderung von Stoffsuspensionen (Stoffaufschwemmungen) .....	105
5.4	Förderung von Feststoffen .....	107
<b>6</b>	<b>Saugverhalten</b> .....	<b>113</b>
6.1	Einleitung .....	113
6.2	Haltedruckhöhe ( <i>NPSH</i> -Wert) .....	114
6.2.1	<i>NPSH</i> -Wert der Anlage ( <i>NPSHA</i> ) .....	115
6.2.2	<i>NPSH</i> -Wert der Pumpe ( <i>NPSHR</i> ) .....	118
6.2.3	Gebrauchsgleichungen für den <i>NPSH</i> -Wert der Anlage bei kaltem Wasser und horizontal aufgestellten Normpumpen .....	121
6.2.4	Abschätzen des <i>NPSH</i> -wertes der Pumpe .....	123
6.3	Maximal zulässige Aufstellungshöhe $H_{s\text{geo}/\text{max}}$ .....	125
6.4	Gasausscheidung .....	125
6.5	Werkstofffragen .....	125
6.6	Kavitationsversuche .....	126
6.7	Maßnahmen zur Vermeidung von Kavitation .....	129
6.8	Anordnung der Saugleitung .....	130
6.9	Gestaltung des Pumpensumpfes .....	132
6.10	Auslegung der Entlüftungspumpen .....	134
<b>7</b>	<b>Anlagenkennlinie und Betriebspunkt</b> .....	<b>143</b>
7.1	Einleitung .....	143
7.2	Bestimmung der Rohrleitungskennlinie .....	146

7.3	Verlusthöhenberechnung .....	149
7.3.1	Druckverlust in geraden Rohrleitungen .....	149
7.3.2	Vereinfachte Druckverlustberechnung .....	150
7.3.3	Beachtungspunkte zur Druckverlustberechnung in Rohren .....	155
7.3.4	Druckverlust in Rohreinbauelementen (Einzelwiderstände) .....	157
7.4	Parallel- und Hintereinanderschaltung von Rohrleitungen .....	166
7.4.1	Parallelschaltung .....	166
7.4.2	Hintereinanderschaltung (Reihenschaltung) .....	167
7.5	Betrieb von Kreiselpumpen in verzweigten Rohrleitungen .....	168
7.5.1	Verzweigte Druckleitung und eine Kreiselpumpe .....	168
7.5.2	Parallelbetrieb von Kreiselpumpen mit gemeinsamer Rohrleitung .....	170
7.5.3	Parallelbetrieb von Kreiselpumpen mit getrennten und gemeinsamen Rohrleitungsabschnitten .....	171
7.5.4	Reihenbetrieb von Kreiselpumpen mit gemeinsamer Rohrleitung .....	173
7.5.5	Reihenbetrieb von Kreiselpumpen mit verzweigter Rohrleitung .....	173
<b>8</b>	<b>Antriebe .....</b>	<b>183</b>
8.1	Elektromotoren .....	183
8.1.1	Eigenschaften von verschiedenen Elektromotoren .....	183
8.1.2	3-Phasen-Motoren .....	183
8.1.3	Anlaufkennlinien .....	185
8.1.4	Merkmale, die bei der Wahl von Drehstrommotoren zum Antrieb von Kreiselpumpen zu beachten sind .....	188
8.1.5	Leistungsaufnahme und Nennstrom .....	193
8.1.6	Drehmoment .....	200
8.1.7	Anfahrzeit von Kreiselpumpen .....	201
8.1.7.1	Anfahren bei verschiedenen Anlagengegebenheiten .....	203
8.1.8	Auslaufzeit von Kreiselpumpen .....	205
8.2	Dieselmotoren .....	206
<b>9</b>	<b>Bauteile .....</b>	<b>213</b>
9.1	Wellendichtungen und Lagerungen .....	213
9.1.1	Wellendurchbiegung .....	213
9.1.2	Axialschub .....	214
9.2	Wellenkupplungen .....	217
<b>10</b>	<b>Montage .....</b>	<b>221</b>
10.1	Rohrleitungskräfte .....	222
10.2	Stützenbelastung (Kräfte und Momente) nach DIN EN ISO 5199 .....	224
10.3	Pumpenaufstellung .....	226
10.4	Inbetriebnahme .....	231
10.5	Wartung, vorbeugende Instandhaltung .....	232
10.6	Betriebspunktermittlung (B) .....	232
10.7	Schwingungen .....	234
<b>11</b>	<b>Normpumpen .....</b>	<b>237</b>
11.1	Kreiselpumpen nach EN 733, PN10 / EN 22858, PN16 .....	237
11.2	Konstruktive Merkmale .....	244

11.3 Leistungsprüfung .....	246
11.4 Ausführungsformen .....	248
<b>12 Wellendichtungslose Pumpen .....</b>	<b>251</b>
12.1 Spaltrahrmotorpumpen .....	251
12.1.1 Aufbau und Funktionsweise .....	251
12.1.2 Kennlinien und Einsatzbereiche .....	252
12.1.3 Radiallager und ihre Entlastung .....	255
12.1.4 Der Spaltrahrmotor .....	255
12.1.5 Spaltrahrmotorpumpen mit fremdgekühlten Motoren .....	256
12.1.6 Spaltrahrmotorpumpen mit eigengekühlten Motoren .....	257
12.1.7 Explosionsschutz .....	259
12.1.8 Geräuschemission .....	259
12.2 Magnetkupplungspumpen .....	259
12.2.1 Aufbau und Funktionsweise .....	259
12.2.2 Funktion der Magnetkupplung .....	261
12.2.3 Leistungsbilanz .....	262
12.2.4 Temperatureinfluss .....	267
12.2.5 Startverhalten .....	268
12.2.6 Werkstoffe und funktionsgerechte Konstruktion .....	269
12.2.7 Magnetkupplungspumpe für hohe Temperaturen .....	271
12.2.8 Geräuschemissionen .....	273
12.3 Betriebssicherheit, Funktionssicherheit .....	273
12.4 Einsatzbereiche .....	274
<b>13 Geräuschemissionen in Kreiselpumpenanlagen .....</b>	<b>279</b>
13.1 Allgemeine Begriffe .....	279
13.2 Geräuschquellen .....	281
13.2.1 Antriebsmotoren .....	281
13.2.2 Pumpen .....	282
13.3 Schallschutzmaßnahmen .....	284
<b>14 Messgeräte zur Überwachung von Kreiselpumpenanlagen .....</b>	<b>287</b>
14.1 Druckmessung .....	287
14.2 Messung des Förderstromes .....	287
14.3 Leistungsmessung .....	288
14.4 Drehzahlmessung .....	289
14.5 Temperaturmessung .....	289
14.6 Sonstige Messeinrichtungen .....	290
14.7 Störungsfrüherkennungssystem .....	290
<b>15 Abnahme von Kreiselpumpen .....</b>	<b>293</b>
<b>16 Kennlinienblätter und Wirtschaftlichkeit .....</b>	<b>301</b>
16.1 Pumpen-Kennlinien .....	301
16.2 Wirtschaftlichkeit .....	301
16.3 Energieeffizienz an einem Beispiel .....	304

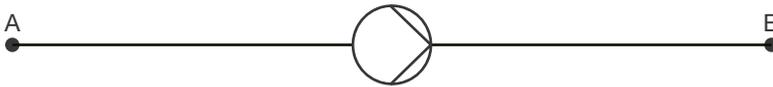
<b>17 Vorschriften und Normen</b> .....	311
17.1 Explosionsschutz-Richtlinie ATEX 102a .....	316
<b>18 Stoffdaten von Flüssigkeiten</b> .....	319
<b>19 Problemstellungen und Lösungen aus der Praxis</b> .....	329
19.1 Pumpenschäden .....	329
19.2 Kriterien für die Auswahl von Kreiselpumpen .....	332
19.3 Hydraulische Auslegung von Pumpen anhand von 2 Beispielen .....	345
19.4 Modulare Bauteile zur Pumpenüberwachung in wärmetechnischen Großanlagen .....	362
<b>Bedeutung der wichtigsten Formelzeichen</b> .....	367
<b>Literaturverzeichnis</b> .....	371
<b>Stichwortverzeichnis</b> .....	373



# 1 Einleitung

## 1.1 Allgemeines

Im Anlagenbau stellt sich oft die Aufgabe, dass ein Massenstrom von Punkt A zu Punkt B gefördert werden muss. Für diese Aufgabe benötigt man als Lösung ein Förderstrom-Aggregat (Bild 1.1).



**Bild 1.1** Förderstrom-Aggregat

### DEFINITION

Der **Massenstrom** kann ein Feststoff, eine Flüssigkeit, ein Gas oder aber ein Dampf sein, auch Kombinationen der Fluide wie: Feststoff und Flüssigkeit, die als hydraulische Feststoffförderung, oder aber Feststoff und Gasmische, die als pneumatische Förderung bezeichnet werden.

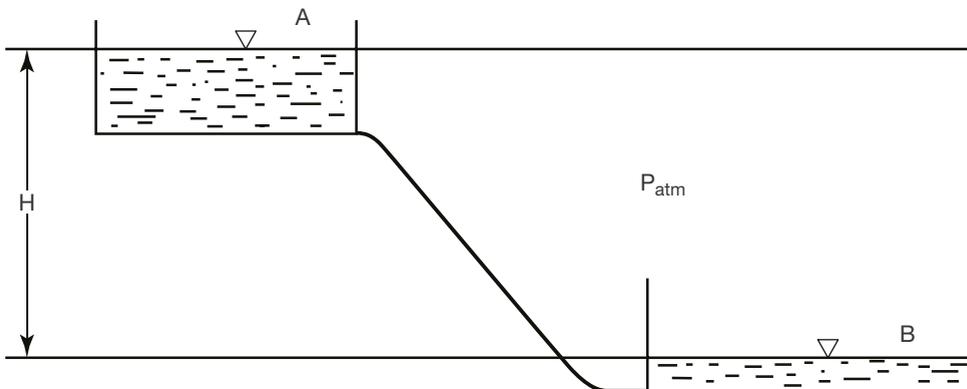


Auch Flüssigkeiten mit Gasförderung gibt es in Sonderanwendungen.

Hier soll jedoch nur die Flüssigkeitsförderung behandelt werden.

Die Gasförderung erfolgt mit Ventilatoren oder bei hohen Druckverhältnissen mittels Verdichter (siehe Lufttechnische Anlagen [1.2]).

Das Förderstrom-Aggregat nach Bild 1.1 kann man sich vorstellen als einen Apparat, der die erforderliche Druckdifferenz erzeugt, z.B.: Ein hoch liegender Behälter bei A mit einer Verbindungsleitung zum tiefer liegenden Behälter B (Bild 1.2) hat eine Druckdifferenz von:



**Bild 1.2**

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot H$$

(Gl. 1.1)

Die Geschwindigkeit, die sich dabei im Rohr einstellt, ist von der Rohrabmessung und den Strömungswiderständen ( $\Sigma \zeta$ ) abhängig und steht mit der vorhandenen Druckdifferenz im Gleichgewicht gemäß:

$$\Delta p = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (\text{Gl. 1.2})$$

Hieraus ergibt sich die Geschwindigkeit:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\sum \zeta \cdot \rho}} \quad (\text{Gl. 1.3})$$

und schließlich der gesuchte Volumenstrom:

$$Q = w \cdot A \quad (\text{Gl. 1.4})$$

$A$  Querschnitt der Verbindungsleitung

Bei Rohren gilt:  $A_{\text{rohr}} = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}$  (siehe Bild 1.3)

### Leistungsbedarf

Würde der Behälter A in Bild 1.2 leerlaufen, müsste man mit einem Förderaggregat das Fluid von Behälter B wieder in den Behälter A zurückpumpen.

Hierfür wäre eine Leistung notwendig von:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} \quad (\text{Gl. 1.5})$$

$$P = \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \text{N} \cdot \text{m} / \text{s} = \text{J} / \text{s} = \text{W}$$

$\eta$  Gesamtwirkungsgrad des Förderaggregats

Setzt man noch den Differenzdruck von Gl. 1.1 ein, ergibt sich:

$$P = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta} \quad (\text{Gl. 1.6})$$

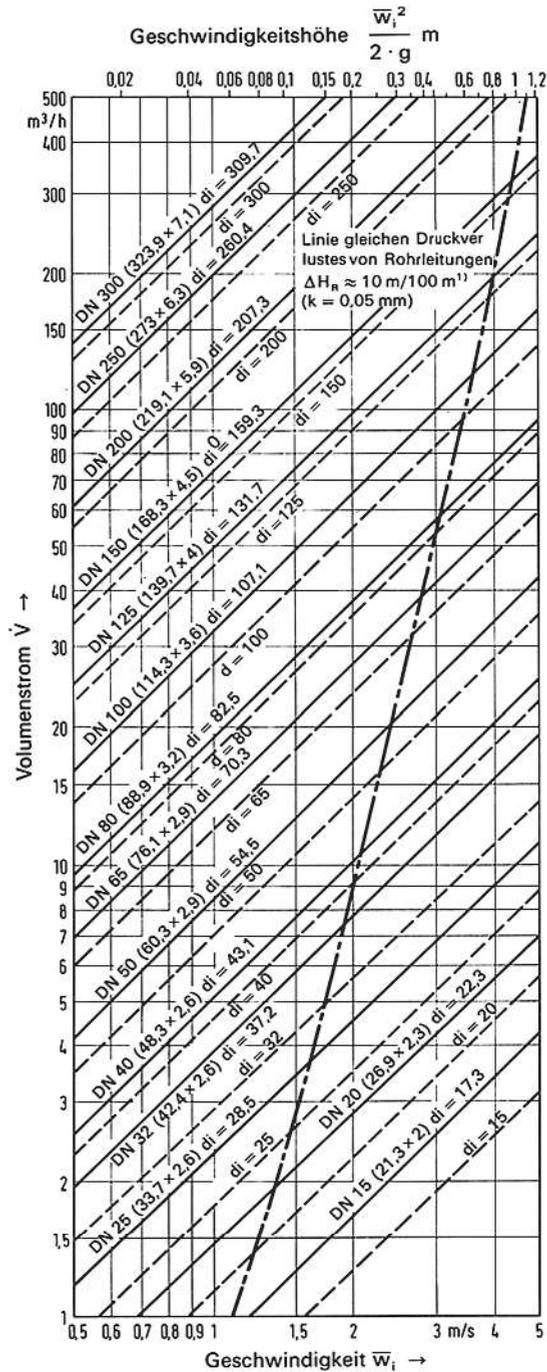
$Q$  Volumenstrom ( $\text{m}^3 / \text{s}$ )

$\rho$  Dichte des Fluids ( $\text{kg} / \text{m}^3$ )

$g$  Fallbeschleunigung ( $9,81 \text{ m} / \text{s}^2$ )

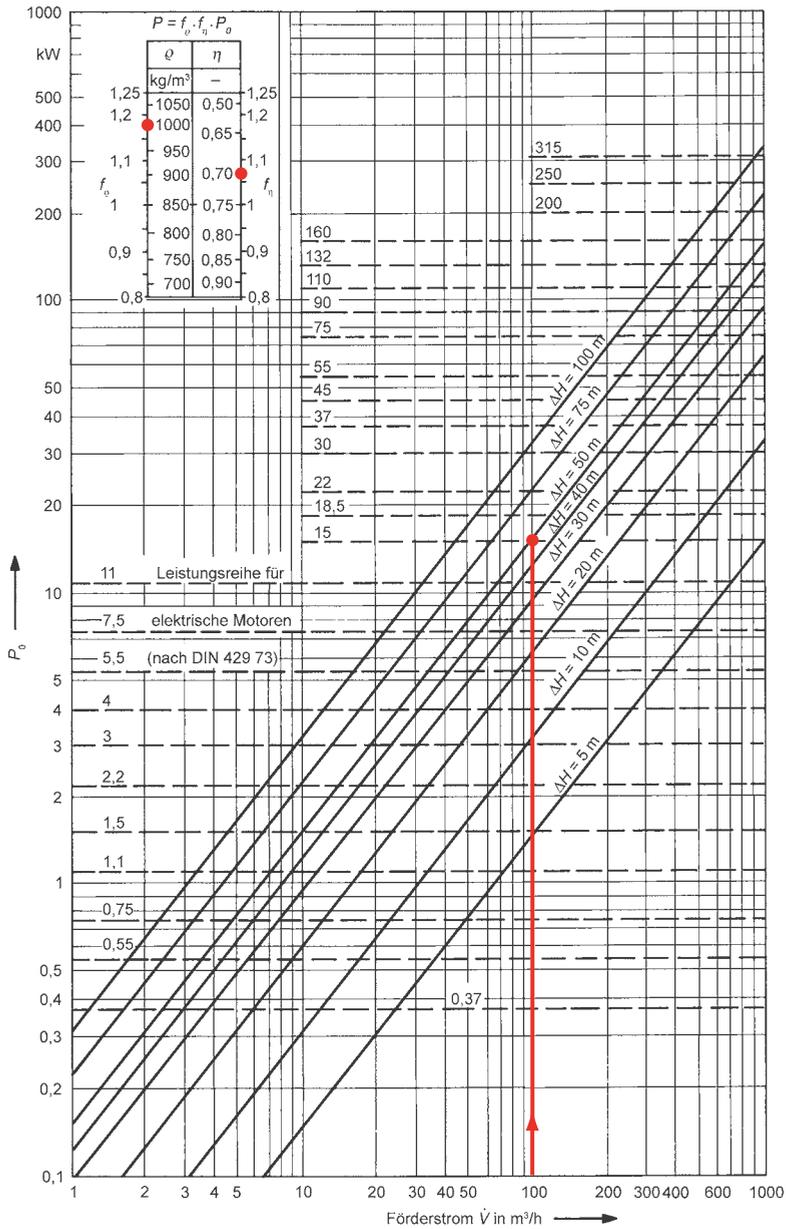
$H$  Förderhöhe oder Verlusthöhe (m)

(siehe Bild 1.4)



**Bild 1.3** Bestimmung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit in Rohren

1)  $H_R = 10 \text{ m}$  Verlusthöhe pro 100 m Leitungslänge.



**Beispiel:**

Gegeben:

- $\dot{V} = 100 \text{ m}^3/\text{h}$
- $\Delta H = 50 \text{ m}$
- $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
- $\eta = 0,70$

Gesucht:

- $P = P_0 \cdot f_\rho \cdot f_\eta = 15 \cdot 1,18 \cdot 1,07 \approx 19 \text{ kW}$
- $P_M = 22 \text{ kW}$  (Motorgröße)

**Bild 1.4** Leistungsbestimmung bei Pumpen

### Beispiel der Volumenstrom-Bestimmung aus den Anlagendaten eines Wärmetauschers

Gemäß Bild 1.5 ergibt sich aus der Bilanz des Wärmetauschers bei gegebener Wärmeleistung der erforderliche Volumenstrom zu:

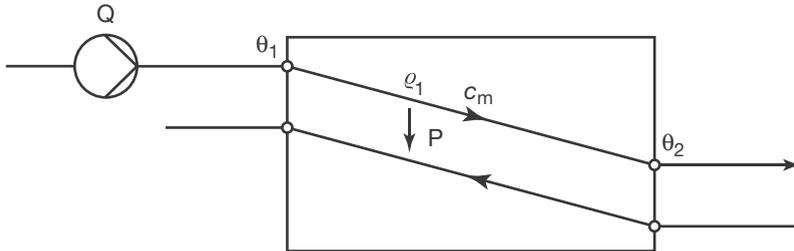


Bild 1.5

$$P = M \cdot c_m \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad (\text{Gl. 1.7})$$

Den Massenstrom erhält man aus dem gesuchten Volumenstrom und der Dichte des Fluids zu:

$$P = Q \cdot \varrho \cdot c_m \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad (\text{Gl. 1.8})$$

und schließlich der Volumenstrom:

$$Q = \frac{P}{\varrho \cdot c_m \cdot (\theta_1 - \theta_2)} \quad (\text{Gl. 1.9})$$

$\varrho$  Dichte des Fluids auf der Seite, auf der die Pumpe angebracht ist

$c_m$  mittlere spezifische Wärmekapazität des Fluids

### Pumpenauswahl

Zur Förderung von Flüssigkeiten werden im Anlagenbau überwiegend **Kreiselpumpen** eingesetzt.

Kreiselpumpen sind Strömungsmaschinen im Gegensatz zu Verdrängerpumpen.

**Verdrängerpumpen** bilden Hohlräume für die Flüssigkeiten, die als Förderkammern mit jeder Umdrehung auf der Austrittsseite einen gleichen Volumenstrom ausströmen gegen jeden Druck.

Um Rückströmungen zu vermeiden zwischen Gehäuse und Drehspindel, müssen kleine Spalttoleranzen eingehalten werden. Temperaturdifferenzen zwischen Montage und Betriebstemperatur müssen bei der Anwendung und Auslegung beachtet werden.

Auch Flüssigkeiten mit niedriger Viskosität erhöhen den Bypass-Strom. Als Vorteil ist anzusehen, dass der Volumenstrom fast konstant eingehalten wird – unabhängig vom Gegendruck. Dies bedeutet jedoch, dass diese Pumpenbauart zur Vermeidung eines unzulässigen Überdruckes mit einer Überdrucksicherung ausgerüstet werden muss.

## Hydraulik

Kreiselpumpen sind dagegen Strömungsmaschinen, die durch Impulskräfte die Förderhöhe  $H$  erzeugen und die Querschnitte des Laufrades den Volumenstrom  $Q$  bestimmen.

Die für den Nennbetriebspunkt ausgelegten Laufradabmessungen haben in diesem Punkt den optimalen Wirkungsgrad  $h_{\text{opt}}$ . Weicht der Nennvolumenstrom  $Q_N$  von  $Q_{\text{opt}}$  ab, ergibt sich meist links von  $Q_{\text{opt}}$  ein geringer Anstieg der Förderhöhe  $H_N$  und rechts davon ein Abfall der Förderhöhe  $H_N$  gegenüber  $H_{\text{opt}}$ , bedingt durch Stoß- und Reibungsverluste.

Im Extremfall wird die gesamte Antriebsleistung für das Durchströmen des Volumenstromes  $Q$  benötigt, ohne eine Förderhöhe außerhalb der Pumpe zu erzeugen.

Links von  $Q_{\text{opt}}$  steigt die Förderhöhe üblicherweise etwas an und erreicht beim Betrieb gegen die geschlossene Rohrleitung die Nullförderhöhe  $H_0$ . Diese Förderhöhe liegt informativ etwa 20% über  $H_{\text{opt}}$  (Bild 2.9a).

Ein Betrieb gegen  $H_0$  ist nur kurzzeitig möglich (ca. 1 Minute), da ansonsten die eingebrachte hydraulische Leistung die Flüssigkeit unzulässig erwärmen kann.

Anhaltswerte für den Betriebsbereich sind ca.:

$$0,15 \cdot Q_{\text{opt}} \leq Q_N \leq 1,5 \cdot Q_{\text{opt}}$$

## Bauarten

Kreiselpumpen werden üblicherweise in das Rohrleitungssystem eingebaut. Geht man von den Rohrabmessungen aus, ergibt sich ein Anschlussnennweitenbereich von DN 25 bis DN 250, was bei einer wirtschaftlichen Strömungsgeschwindigkeit von 1 bis 2,5 m/s einem Volumenstrom von 2 bis 500 m<sup>3</sup>/h entspricht.

Die Förderhöhe der Pumpe ergibt sich aus der Drehzahl und dem Durchmesser des Laufrades.

Da die Pumpen in den meisten Fällen ohne Getriebe oder Drehzahlregelung eingebaut werden, ergeben sich bei 2-poligen 50-Hz-Motoren Drehzahlen von ca. 2900 min<sup>-1</sup> und bei 2-poligen 60-Hz-Motoren 3500 min<sup>-1</sup>.

Es werden auch oftmals 4-polige Motoren eingesetzt, die dann die Hälfte dieser Drehzahlen haben (1450 und 1750 min<sup>-1</sup>).

Als Basisdurchmesser für das Laufrad hat sich für den 2-poligen 50-Hz-Motorantrieb ein Laufraddurchmesser ergeben von 200 mm für eine Förderhöhe von ca. 50 m.

Ein Abdrehen dieses Durchmessers um bis zu 20% kann dann ein Anpassen des Betriebspunktes an den Nennpunkt des Betriebs ( $Q_N$  und  $H_N$ ) zur optimalen Leistungsaufnahme (kW) bewirken.

Um den Volumenstrom zu erhöhen, kann man auch 2-flutige Pumpen (Bild 1.9b) und bei größeren Förderhöhen auch mehrstufige Pumpen (Bild 1.9c) einsetzen.

Die alles bestimmende Gleichung für den Leistungsbedarf lautet:

$$P_N = \frac{Q_N \cdot \rho \cdot g \cdot H_N}{\eta_{\text{ges}}} \quad (\text{Gl. 1.10})$$

## Wellenabdichtung

Der Antrieb des Laufrades erfolgt über die Pumpen- und Motorwelle.

Hier unterscheidet man Pumpenwellen, die durch das Lagergehäuse geführt werden und somit mit einer Wellenabdichtung versehen sein müssen, sowie wellendichtungslose Pumpen.

### Pumpenwellen mit Abdichtung am Pumpengehäuse

1. Abdichtung mittels Stopfbuchspackung und
2. Abdichtung mit Gleitringdichtung.

Es ist bei beiden Arten zu beachten, dass diese Pumpen eine Leckage an der Abdichtung haben müssen (auch wenn diese Leckage gering ist), um Trockenlauf zu verhindern.

### Pumpenwellen ohne Abdichtung am Gehäuse

1. Magnetkupplungspumpen und
2. Spaltröhr-Motorpumpen.

Hierbei ist zu beachten, dass die gesamte Wellenlagerung (bei 1.) und einschließlich des Motors (bei 2.) sich in dem Pumpengehäuse befindet.

Wenn die Spaltröpfe bei diesen Pumpen magnetisch sind, muss ein Kühlstrom vom Hauptstrom im Bypass die Induktionswärme sicher abführen.

## Einbauarten in das Rohrleitungssystem

### 1. *Inline-Pumpen*

Diese Bauart gestattet den Einbau der Pumpe gleich einer «Armatür» ins Rohrleitungssystem.

Diese Bauart ist jedoch nur bis zu einer bestimmten Größe möglich.

### 2. *Grundplatten-Pumpen*

Hier wird die Pumpe mit Motor und Kupplung auf eine Grundplatte montiert und an das Rohrleitungssystem angeschlossen.

Hierbei sind einige Beachtungsmerkmale bei warmgehenden Flüssigkeiten zu berücksichtigen:

- a) Motor und Pumpengehäuse haben unterschiedliche Temperaturen und die Höhenunterschiede müssen beachtet werden, z.B. durch eine besondere Kupplung.
- b) Die Pumpe darf nicht mit dem Rohrleitungssystem verbunden werden ohne Beachtung der Ausdehnung von Pumpe und Rohrleitung.
- c) Grundsätzlich sind die Kräfte und Momente der Pumpenanschlussstutzen auf ihre Zulässigkeit hin zu überprüfen.

Weitere Beachtungsmerkmale:

- Kreiselpumpen sind üblicherweise nicht selbstansaugend (nur mit Sonderkonstruktion).
- Gase in der Flüssigkeit verändern das Kennfeld der Pumpe.
- Die Kennfelder gelten nur für Flüssigkeiten mit einer wasserähnlichen Viskosität.
- Wenn am Pumpensaugstutzen der Überdruck nicht größer ist als der Gesamtdruck der Flüssigkeit zuzüglich eines pumpenspezifischen Überdruckes (NPSH), besteht die Gefahr der Verdampfung der Flüssigkeit (Kavitation) und damit des Abrisses des Förderstromes.

## 1.2 Aufbau und Wirkungsweise

Kreiselpumpen gehören zu den kontinuierlich arbeitenden Strömungsmaschinen. Ein oder mehrere mit Schaufeln besetzte Laufräder übertragen die Antriebsenergie auf die Förderflüssigkeit und erhöhen damit Druck und Geschwindigkeit. Um möglichst weitgehend Geschwindigkeitsenergie in Druckenergie umzuwandeln, sind dem Laufrad Bauelemente wie Spirale, Leiteinrichtung oder Diffusor nachgeschaltet.

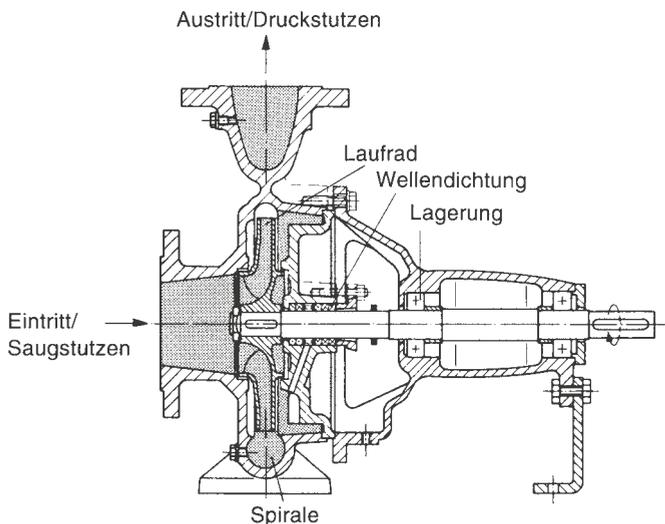
Am weitesten verbreitet sind die 1-stufigen Spiralgehäusepumpen (Bild 1.6). Die Förderflüssigkeit gelangt hier durch den Saugstutzen in das fliegend-gelagerte Laufrad und wird über die sich kontinuierlich erweiternde Spirale gesammelt und dem Druckstutzen zugeführt. Eine Packung oder Gleitringdichtung verhindert, dass Förderflüssigkeit an der rotierenden Welle austreten kann.

Bei mehrstufigen Kreiselpumpen (Bild 1.7) sind dem Laufrad ruhende Leitvorrichtungen nachgeschaltet, die der Geschwindigkeitsumwandlung (Leitrad) dienen und die Förderflüssigkeit der nachfolgenden Stufe wieder gerichtet zuführen (Rückführad). Durch die Aufteilung der Gesamtförderhöhe auf mehrere Stufen wird ein wirtschaftlicher Kompromiss zwischen Bauaufwand und gutem Wirkungsgrad geschaffen.

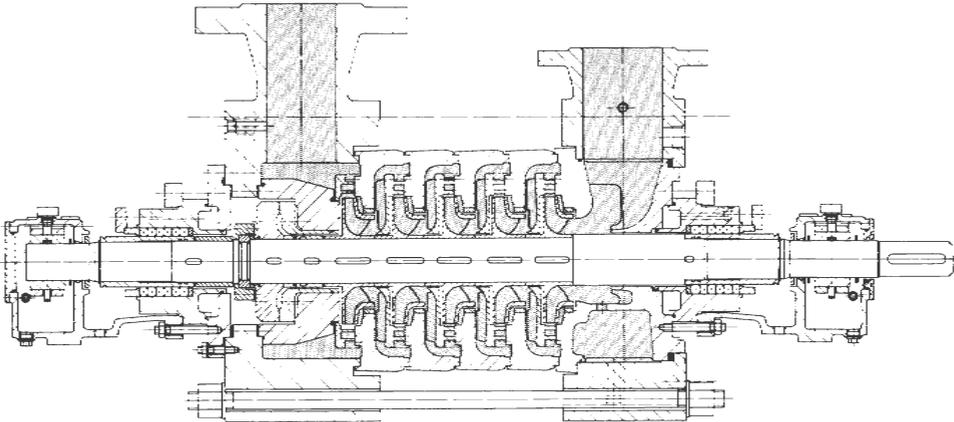
Nach der Laufradform lassen sich Kreiselpumpen den folgenden Gruppen zuordnen (Bild 1.8): radial, diagonal oder axial durchströmte Kreiselpumpen.

Radialräder werden im Bereich kleiner Förderströme und/oder großer Förderhöhen eingesetzt. Mit zunehmendem Förderstrom und abnehmender Förderhöhe weicht das Laufrad immer mehr von der radialen Form ab, bis es schließlich zum axialdurchströmten Propeller wird.

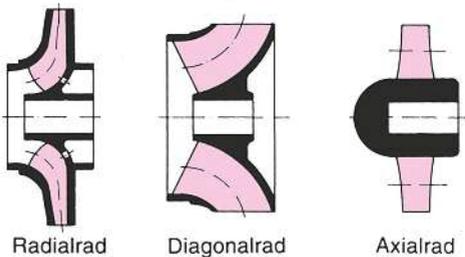
Da die Luftförderleistung gering ist, können Kreiselpumpen in der Regel nicht selbst ansaugen. Ist jedoch einmal die Förderung durch eine Hebevorrichtung (z.B. eine Vakuumpumpe oder Seitenkanalpumpe) eingeleitet, d.h. Zulaufleitung und Pumpe mit Flüssigkeit gefüllt worden, vermögen sie durchaus aus einem tiefer liegenden Behälter die Flüssigkeit zu fördern. Die



**Bild 1.6** 1-stufige Kreiselpumpe



**Bild 1.7** Mehrstufige Kreiselpumpe; horizontale, quergeteilte Gliederpumpe. Das Gehäuse ist untereinander mit Runddichtungen oder metallisch an den Stirnflächen abgedichtet und wird durch Verbindungsschrauben verspannt. (Fabr.: KSB)



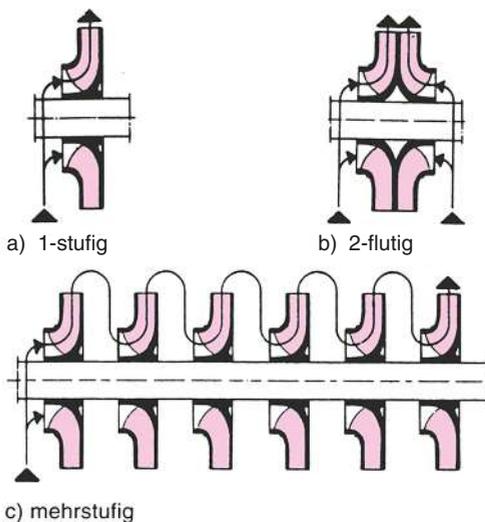
**Bild 1.8** Einteilung der Kreiselpumpen nach der Laufradform

höchstzulässige Saughöhe, die ein Teil der Gesamtförderhöhe ist, muss dabei beachtet werden. Durch besondere Einbauten bzw. durch Kombination mit anderen Systemen gelingt es jedoch, Selbstansaugfähigkeit und Gasmitförderung in einer Pumpe zu integrieren. Laufradkombinationen, wie 1-stufig, 2-flutig und mehrstufig, zeigt Bild 1.9.

## 1.3 Einsatzbereiche

Für eine Vielzahl von Einsatzbereichen stehen standardisierte, 1-stufige Kreiselpumpen zur Verfügung. In den Normen EN 733/PN10 (Wassernormpumpe) und EN 22858/PN16 Chemienormpumpe) wurden Anschlussmaße und Leistungen 1-stufiger Kreiselpumpen festgelegt. Die Prozessbauweise erlaubt den einfachen Ausbau der kompletten Lagereinheit, ohne dass das Spiralgehäuse aus dem Rohrleitungsverband gelöst werden muss.

Die Abmessungen der Normpumpen wurden die Basis für einige Spezialausführungen, z. B. auf dem Gebiet der Wärmeträger von Wasser und Öl. Auch für Block- und Inline-Pumpen, die besonders im Apparatebau Eingang gefunden haben, wurden weitgehend Normpumpenteile verwendet. Dem Anwender bietet sich damit ein kostengünstiges Baukastensystem.



**Bild 1.9** Laufradkombinationen

Da sich keine allgemeingültigen Regeln aufstellen lassen, muss anhand der Kriterien, wie hydraulische Daten, ein- oder mehrstufige Ausführung, Lagerträger- oder Blockbauweise, horizontale oder vertikale Aufstellung, Trocken- oder Nassaufstellung, die Wahl der richtigen Pumpe immer wieder neu getroffen werden.

Bei aggressiven Flüssigkeiten ist zu überprüfen, inwieweit hochwertige Edelstähle oder Kunststoffe eingesetzt werden müssen. Der Wellendichtung ist dabei besondere Beachtung zu schenken.

## 1.4 Betriebsbedingungen

### 1.4.1 Eigenschaften des Fördermediums

Zur richtigen Pumpenauswahl und zur Gestaltung der Leitungsführung, insbesondere der Saugleitung, ist die gründliche Kenntnis der physikalischen und chemischen Eigenschaften des Fördergutes erforderlich. Im folgenden Abschnitt werden diese Stoffeigenschaften kurz aufgeführt, ohne sie im Einzelnen zu besprechen:

## Physikalische Eigenschaften

- Dichte (DIN 1306)
- Viskosität bzw. Fließverhalten (DIN 1342, DIN 13342, DIN 51550) (newtonsche oder nicht-newtonsche Flüssigkeit?),
- Temperatur,
- Dampfdruckkurve, evtl. auch der einzelnen Komponenten bei Gemischen,
- Stockpunkt,
- bei Anteil an festen Bestandteilen: Korngrößen, Kornform, Härte, Feststoff-Volumenanteil,
- Luft- oder Gasgehalt.

## Chemische Eigenschaften

- chemische Zusammensetzung,
- chemisch neutral oder aggressiv (korrosiv), (pH-Wert)?,
- geruchsbelästigend?,
- giftig?,
- radioaktiv?

## 1.4.2 Förderaufgabe

Die wichtigsten in der Praxis auftretenden Förderaufgaben von Flüssigkeitspumpen sind:

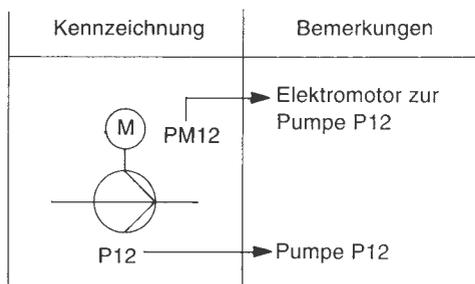
- Füllen,
- Entleeren,
- Stofftransport in Leitungen,
- Umwälzen,
- Druckerzeugung (Speisepumpen),
- Dosieren – Zuteilen.

## 1.5 Bildzeichen

Das Bildzeichen für Kreiselpumpen kann aus DIN 30600 oder DIN 28004 entnommen werden (Bild 1.10).

In [1.1] sind Erläuterungen für die Erstellung von Fließbildern umfassend dargestellt.

Beispiel:



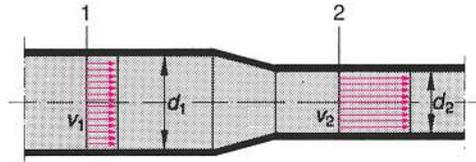
**Bild 1.10** Bildzeichen für Kreiselpumpen n. DIN 30600 sowie Benennung n. DIN 28004



## 2 Strömungstechnische Grundlagen

### 2.1 Kontinuitätsgleichung

In einem Kontrollsystem ohne Massenabzweigung und Massenzuführung gilt gemäß dem Erhaltungsgesetz der Masse an der Stelle 1 und 2 in Bild 2.1 die Beziehung:



**Bild 2.1** Geschwindigkeitsänderung in einem sich verjüngenden Rohr von  $v_1$  auf  $v_2$

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_2 \quad (\text{Gl. 2.1})$$

und mit  $\dot{M} = Q \cdot \rho$  wird:

$$Q_1 \cdot \rho_1 = Q_2 \cdot \rho_2 \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Durch die Grundgleichung:  $Q = v \cdot A$  ergibt sich die Kontinuitätsgleichung zu:

$$v_1 \cdot A_1 \cdot \rho_1 = v_2 \cdot A_2 \cdot \rho_2 \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Bei technischen Berechnungen kann die Änderung der Dichte des strömenden Fluids oft vernachlässigt werden. Dies ist bei Flüssigkeiten fast immer zulässig, da der Ausdehnungskoeffizient klein ist und das Volumen durch Druck kaum verändert wird. Auch bei Gasen gilt diese Vereinfachung in den meisten Fällen. Wird z.B. eine Volumenänderung von 10% bei Luft noch als vernachlässigbar betrachtet, so kann der Dichteunterschied bis zu einer Strömungsgeschwindigkeit von 160 m/s, bzw. einem Höhenunterschied von 1000 m unberücksichtigt bleiben. Mit  $\rho_1 = \rho_2$  wird somit:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (\text{Gl. 2.4})$$

In kreisförmigen Querschnitten ergibt sich, mit  $A = d^2 \cdot \pi/4$  eine Geschwindigkeitsabhängigkeit vom Durchmesser zu:

$$v_1 \cdot \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} = v_2 \cdot \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

$$v_2 = v_1 \cdot \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (\text{Gl. 2.6})$$

## 2.2 Energiegleichung

In einer reibungsfreien Strömung müssen die Summen der einzelnen Energieformen an jeder Stelle im System gleich sein.

### 2.2.1 Kinetische Energie

Wirkt auf eine ruhende Masse  $M$  in Bild 2.2 die Kraft  $F$  über eine Wegstrecke  $\Delta s$  ein, so ist Arbeit, bzw. Energie  $E$  aufzubringen, die ausschließlich in der Masse gespeichert ist.

$$E = F \cdot \Delta s \quad (\text{Gl. 2.7})$$

Gemäß dem dynamischen Grundgesetz der Masse nach NEWTON:

**Kraft gleich Masse mal Beschleunigung** mit:

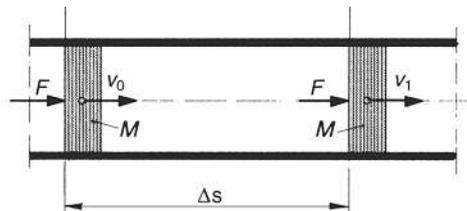
$$F = M \cdot a \quad (\text{Gl. 2.8})$$

folgt:

$$E = M \cdot a \cdot \Delta s \quad (\text{Gl. 2.9})$$

Die Beschleunigung ergibt sich aus der Geschwindigkeitsänderung  $\Delta v = v_1 - v_0$  durch die Einwirkzeit der Kraft  $\Delta t$  mit:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (\text{Gl. 2.10})$$



**Bild 2.2** Veranschaulichung des kinetischen Energieaufwandes bei der Beschleunigung der Masse  $M$  von  $v_0$  auf  $v_1$  in der Wegstrecke  $\Delta s$

Die kinetische Energie einer Masse beträgt damit:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \cdot \Delta s \quad (\text{Gl. 2.11})$$

Der zurückgelegte Weg  $\Delta s$  einer Masse lässt sich berechnen aus:

$$\Delta s = \bar{v} \cdot \Delta t \quad (\text{Gl. 2.12})$$

Hierin ist  $\bar{v}$  die mittlere konstante Geschwindigkeit, mit der die Masse den Weg von der Stelle 0 bis 1 durchläuft.

$$\bar{v} = \frac{v_1 + v_0}{2} \quad (\text{Gl. 2.13})$$

Damit wird:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{(v_1 - v_0)}{\Delta t} \cdot \frac{(v_1 + v_0)}{2} \cdot \Delta t \quad (\text{Gl. 2.14})$$

In einer bewegten Masse ist somit an maximaler kinetischer Energie gespeichert, wenn  $v_0 = 0$  gesetzt wird. Damit ergibt sich die kinetische Energie zu:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.15})$$

Diese Gleichung gilt auch bei veränderlicher Kraft  $F$  entlang dem Weg  $\Delta s$ . Dies lässt sich wie folgt begründen:

$$E_{\text{kin}} = \int_{s_1}^{s_2} F \cdot ds = \int_{s_1}^{s_2} M \cdot a \cdot ds = M \int_{s_1}^{s_2} a \cdot ds$$

Mit:  $a = \frac{dv}{dt}$  und  $ds = v \cdot dt$  wird:

$$E_{\text{kin}} = M \int_{s_1}^{s_2} \frac{dv}{dt} \cdot v \cdot dt = M \int_{v_1}^{v_2} v \cdot dv = M \left| \frac{v^2}{2} \right|_{v_1}^{v_2}$$

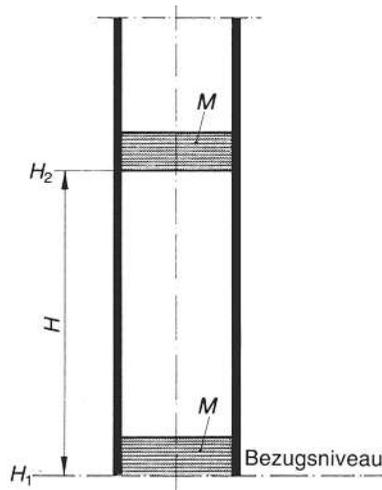
$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} M \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} M \cdot v_1^2$$

Setzt man  $v_1 = 0$  und  $v_2 = v$ , ergibt sich:

$$E_{\text{kin}} = M \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.16})$$

### 2.2.2 Potentielle Energie

Die potentielle Energie  $E_p$  (auch Höhenenergie) einer Masse ist gegenüber der kinetischen Energie  $E_{\text{kin}}$  eine Energie der Lage. Soll gemäß Bild 2.3 die Masse  $M$  von dem Bezugsniveau  $H_1$  auf das Niveau  $H_2$  angehoben werden, so ist nach Gleichung 2.8 eine Kraft  $F$  erforderlich.



**Bild 2.3** Veranschaulichung des potentiellen Energieaufwandes für die Niveauänderung der Masse  $M$  um  $H$

$$F = M \cdot a$$

Bei einer Lageenergie muss die Fallbeschleunigung  $a = g$  überwunden werden.

$$F = M \cdot g \quad (\text{Gl. 2.17})$$

Analog zu Gleichung 2.9 ergibt sich aus dem Energiesatz:  
Kraft  $F$  mal Weg  $H$ , die potentielle Energie zu:

$$E_p = M \cdot g \cdot H \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Ein Zusammenhang zwischen potentieller und kinetischer Energie lässt sich unmittelbar ableiten. Wird die Masse  $M$  aus der Höhenlage  $H_2$  auf das Bezugsniveau  $H_1$  abgeworfen, dann wandelt sich die gesamte potentielle Energie  $M \cdot g \cdot H$  in die kinetische Energie  $M \cdot v^2/2$  um. Dadurch ergibt sich:

$$M \cdot g \cdot H = M \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

und die Geschwindigkeit der Masse beträgt in Bezugsniveauhöhe:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (\text{Gl. 2.20})$$

### 2.2.3 Druckenergie

Die Druckenergie  $E_v$  kann auch als Verschiebearbeit bezeichnet werden. Nach Bild 2.4 ergibt sich als erforderliche Arbeit für die Verschiebung des Volumens  $V$  von der Stelle 0 zur Stelle 1 durch den Druck  $p$  um den Weg  $\Delta s$  gemäß der Grundgleichung der Energie aus Kraft ( $F = p \cdot A$ ) mal Weg  $\Delta s$  (Gleichung 2.7):

$$E_v = p \cdot A \cdot \Delta s \quad (\text{Gl. 2.21})$$

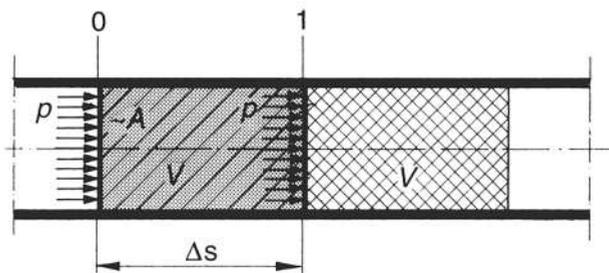
mit  $\Delta s = \frac{V}{A}$  wird:

$$E_v = p \cdot V \quad (\text{Gl. 2.22})$$

oder mit:  $V = \frac{M}{\rho}$

$$E_v = p \cdot \frac{M}{\rho} \quad (\text{Gl. 2.23})$$

Hier ist zu merken, dass in einer ruhenden Flüssigkeit der Druck in allen Richtungen gleich ist.



**Bild 2.4** Veranschaulichung der Druckenergie bei Verschiebung des Volumens  $V$  um die Wegstrecke  $\Delta s$

### 2.2.4 Innere Energie

Die thermische Bewegungsenergie der Moleküle bzw. Atome in einem Fluid bezeichnet man als innere Energie  $E_i$ ; sie ist gleich der gespeicherten Wärmemenge. Die primäre Abhängigkeit ist somit die Temperatur. Da es sich bei Kreiselpumpenanlagen im Wesentlichen um isotherme Zustände handelt, kann die Änderung der inneren Energie  $\Delta E_i$  vernachlässigt werden.

### 2.2.5 Bernoullische Gleichung

Aus dem Erhaltungssatz der Energien ergibt sich für die reibungsfreie Strömung aus der Summe der einzelnen Energien an jeder Stelle im System der gleiche Betrag. Addiert man nun die einzelnen Energieformen, erhält man die nach BERNOULLI benannte Gleichung:

$$E_{\text{kin}} + E_p + E_v = \text{konst.} \quad (\text{Gl. 2.24})$$

und eingesetzt ergibt sich:

$$M \cdot \frac{v^2}{2} + M \cdot g \cdot H + p \cdot \frac{M}{\rho} = \text{konst.} \quad (\text{Gl. 2.25})$$

Bezieht man diesen Erhaltungssatz der Energien auf die Stellen 1 und 2 in Bild 2.5, dann ergibt sich:

$$\begin{aligned} M \frac{v_1^2}{2} + M \cdot g \cdot H_1 + p_1 \cdot \frac{M}{\rho} &= \\ &= M \frac{v_2^2}{2} + M \cdot g \cdot H_2 + p_2 \cdot \frac{M}{\rho} \end{aligned} \quad (\text{Gl. 2.26})$$

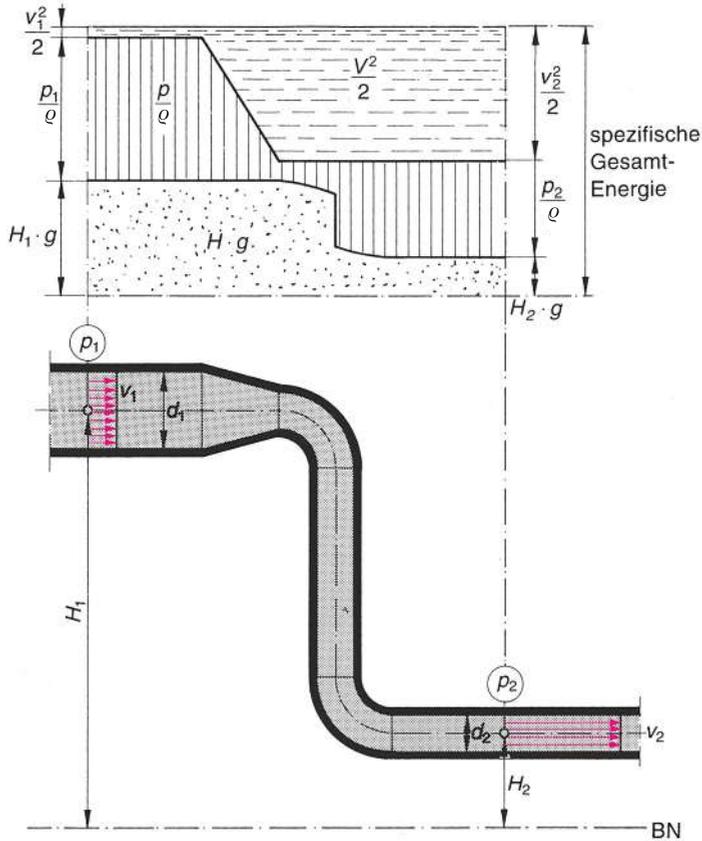
Da die Massen  $M$  gleich sind, erhält man die spezifischen **auf  $M = 1 \text{ kg}$  bezogenen Energien** zu:

$$Y = \frac{v_1^2}{2} + g \cdot H_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + g \cdot H_2 + \frac{p_2}{\rho} \quad (\text{Gl. 2.27})$$

Die Einheit dieser Gleichung ist:

$$\frac{\text{J}}{\text{kg}} = \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kg}} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

Durch Multiplikation der Gleichung 2.27 mit der Dichte erhält man die spezifischen Energien, **bezogen auf das Volumen  $V = 1 \text{ m}^3$** , zu:



**Bild 2.5** Darstellung der einzelnen spezifischen Energieanteile in einer Strömung entlang einer Rohrleitung (Bernoulli-Gleichung)

$$\begin{aligned} \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot H_1 + p_1 &= \\ &= \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot H_2 + p_2 \end{aligned}$$

(Gl. 2.28)

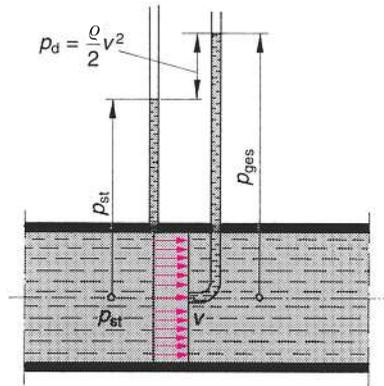
Die Einheit der Gleichung 2.28 ist:

$$\frac{\text{J}}{\text{m}^3} = \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}^3} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$$

## 2.3 Definition von Druck in einer Strömung

### 2.3.1 Gesamtdruck $p_{\text{ges}}$

Gemäß der spezifischen Energiegleichung Gleichung 2.28 ergibt sich ein Gesamtdruck  $p_{\text{ges}}$  der Strömung zu (Bild 2.6):



**Bild 2.6** Druckdefinitionen in einer Strömung

$$p_{\text{ges}} = p_{\text{st}} + \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.29})$$

Wird die Strömung an einer Stelle zur Ruhe gebracht ( $v = 0$ ), dann wandelt sich die kinetische Energie in statischen Druck um, und an dieser Stelle herrscht der höchste Druck, der in der ganzen Strömung auftreten kann.

### 2.3.2 Kinetischer Druck (dynamischer Druck) $p_{\text{dyn}}$

Die Differenz aus dem Gesamtdruck  $p_{\text{ges}}$  und dem statischen Druck  $p_{\text{st}}$  ist gleich dem kinetischen Druck  $p_{\text{dyn}}$ .

$$p_{\text{dyn}} = p_{\text{ges}} - p_{\text{st}} \quad (\text{Gl. 2.30})$$

$$p_{\text{dyn}} = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.31})$$

## 2.4 Impulsgleichung

Der Impuls  $I$  ist definiert als Masse  $M$  mal Geschwindigkeit  $v$ . Hierbei ist unbedingt zu berücksichtigen, dass der Impuls ein Vektor ist, der die Richtung der Geschwindigkeit besitzt.

$$\vec{I} = M \cdot \vec{v} \quad (\text{Gl. 2.32})$$

Vergleicht man diese Gleichung mit dem Grundgesetz der Mechanik (2. Newtonsches Axiom):

$$\vec{F} = M \cdot \vec{a} = M \cdot \frac{d\vec{v}}{dt}$$

ergibt sich:

$$\vec{F} \cdot dt = M \cdot d\vec{v}$$

mit  $d\vec{l} = M \cdot d\vec{v}$  wird:

$$\vec{F} = \frac{d\vec{l}}{dt} = d\dot{\vec{l}} \quad (\text{Gl. 2.33})$$

Dies ist eine wichtige Verallgemeinerung des mechanischen Grundgesetzes, denn sie gilt auch bei veränderlicher Masse.

Die Impulsänderung in einer Zeiteinheit ist somit gleich der Gesamtsumme der an der Masse angreifenden Kräfte.

Aus Gleichung 2.33 erhält man:

$$\vec{F} = \frac{d(M \cdot \vec{v})}{dt}$$

und mit der Produktregel die allgemeine Gleichung

$$\vec{F} = M \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} + \vec{v} \cdot \frac{dM}{dt} \quad (\text{Gl. 2.34})$$

Betrachtet man jedoch die in der Strömungstechnik überwiegend vorherrschenden konstanten Massenströme, deren Geschwindigkeit und Richtung geändert werden, erhält man einfache Differenzgleichungen wie:

$$\vec{F} = \frac{M}{\Delta t} \cdot \Delta\vec{v}$$

Mit:

$$\frac{M}{\Delta t} = \dot{M} = \text{Massenstrom}$$

erhält man:

$$\vec{F} = \dot{M} \cdot \Delta\vec{v} = \Delta\dot{\vec{l}} = \dot{\vec{l}}_2 - \dot{\vec{l}}_1 \quad (\text{Gl. 2.34})$$

und  $\dot{\vec{l}}$  bezeichnet man als Impulsstrom:

$$\dot{\vec{l}} = \dot{M} \cdot \vec{v}$$

Der Impulsstromsatz der Strömungstechnik lautet dann:

$$\Sigma \vec{F} = \dot{M} \cdot (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) = \dot{M} \cdot \vec{v}_2 - \dot{M} \cdot \vec{v}_1 \quad (\text{Gl. 2.35})$$

Für ein Bilanzgebiet gilt somit, dass die vektorielle Summe sämtlicher äußeren Kräfte  $\Sigma F$  gleich dem Austrittsimpulsstrom  $\dot{M} \cdot \vec{v}_2$  abzüglich dem Eintrittsimpulsstrom  $\dot{M} \cdot \vec{v}_1$  ist.

Mit:

$$\dot{M} = \rho \cdot v \cdot A$$

wird Gleichung 2.35

$$\Sigma \vec{F} = A_2 \cdot \rho \cdot \vec{v}_2^2 - A_1 \cdot \rho \cdot \vec{v}_1^2 \quad (\text{Gl. 2.36})$$

Der Impulsstrom beträgt somit:

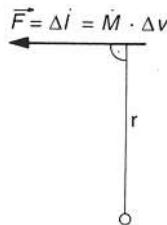
$$i = A \cdot \rho \cdot v^2$$

Und die Impulsstromdichte:

$$i = \frac{i}{A}$$

wird:

$$i = \rho \cdot w^2 \quad (\text{Gl. 2.37})$$



**Bild 2.7** Grafische Darstellung des Impulsstrommomentes

## 2.4.1 Impulsstrommoment (Drehimpuls)

Gemäß dem Grundgesetz der Mechanik erhält man ein Moment aus Kraft mal Hebelarm (Bild 2.7):

$$T = F \cdot r$$

und mit Verwendung der Kräfte aus der Änderung des Impulsstromes das Moment in der Strömungstechnik:

$$T = \Delta i \cdot r$$

mit:

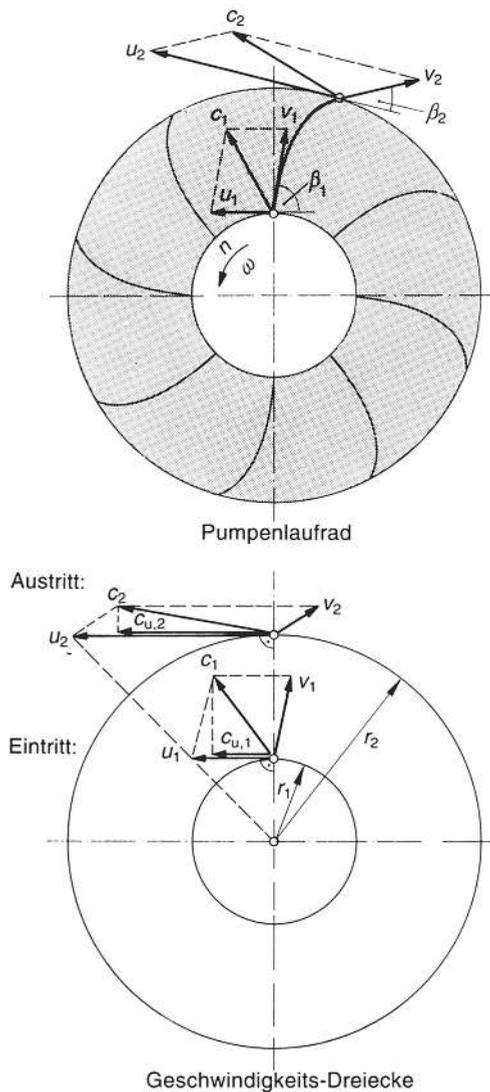
$$\Delta i = \dot{M} \cdot \Delta v$$

wird:

$$T = \dot{M} \cdot \Delta(\vec{v} \cdot r)$$

(Gl. 2.38)

Für ein Rotationssystem gilt, dass vektorielle Änderung des Impulsstrommomentes gleich dem Drehmoment der an das System angreifenden äußeren Kräfte ist.



**Bild 2.8** Darstellung zur Ermittlung des Impulsstrommomentes am Pumpenlaufrad

Im Kreiselmachinesbau wird Gleichung 2.38 hauptsächlich angewendet. Bei einem Pumpenlaufrad, z. B. gemäß Bild 2.8 ergibt sich eine Geschwindigkeitskomponente  $c_u$  rechtwinklig zum Radius durch die Drehzahl  $n$ . Der einströmende Flüssigkeitsmassenstrom  $\dot{M}$  wird durch die Form der Laufradschaufeln in Richtung dieser Schaufelkanten mit der Geschwindigkeit  $v$  gelenkt. Die Absolutgeschwindigkeit  $c$  ergibt dann durch vektorielle Addition der Geschwindigkeit  $u$  und  $v$ . Die Umfangskomponenten  $c_u$  der Absolutgeschwindigkeiten  $c$ , rechtwinklig zu den Radien, ergeben sich durch Zerlegen der Absolutgeschwindigkeit gemäß Bild 2.8.

Das von außen aufzuwendende Drehmoment  $T$  ist:

$$T = \dot{M} \cdot (r_2 \cdot c_{u,2} - r_1 \cdot c_{u,1}) = \rho \cdot V \cdot \Delta(c_u \cdot r) \quad (\text{Gl. 2.39})$$

Dieses Hauptgesetz der Strömungsmaschinen bezeichnet man auch als «Eulersche Gleichung».

Bei  $T = 0$ , wie dies im Spiralgehäuse einer Pumpe gefordert wird, ergibt sich auch der Potentialwirbel mit  $r \cdot c_u = \text{konst.}$

## 2.5 Pumpenhauptgleichung

Die Pumpenleistung erhält man aus:

$$P = \dot{M} \cdot Y \quad (\text{Gl. 2.40})$$

bzw.:  $P = \dot{M} \cdot g \cdot H$

Für das Antriebsmoment  $T$  gilt allgemein:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (\text{Gl. 2.41})$$

Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  ist definiert mit:

$$\omega = \frac{U}{r} \quad (\text{Gl. 2.42})$$

Hiermit erhält man die theoretische Förderhöhe  $H_{\text{th}\infty}$  (ohne Strömungsverluste und unendlich viele gedachte Schaufeln im Laufrad) durch Gleichsetzen von Gleichung 2.39 und Gleichung 2.41 mit Gleichung 2.40.

$$H_{\text{th}\infty} = \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad (\text{Gl. 2.43})$$

$H_{\text{th}\infty}$  theoretische Förderhöhe (in m) einer «idealen» Kreiselpumpe bei reibungsfreier Förderung einer inkompressiblen Flüssigkeit im Optimalpunkt

$g$  Fallbeschleunigung = 9,81 m/s<sup>2</sup>

- $u_2$  Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt
- $u_1$  Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt
- $c_{u2}$  Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_2$  am Laufradaustritt
- $c_{u1}$  Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_1$  am Laufradeintritt

Die tatsächliche Förderhöhe  $H$  im Optimalpunkt der Pumpe erhält man durch Reduktion der theoretischen Förderhöhe mittels des hydraulischen Wirkungsgrades  $\eta_h$  der Pumpe und des Minderleistungsfaktors  $\mu$ , der die endliche Schaufelzahl berücksichtigt:

$$H = H_{th\infty} \cdot \eta_h \cdot \mu \quad (\text{Gl. 2.44})$$

Aus Gleichung 2.43 und Bild 2.8 ist zu ersehen, dass:

- 1) das Produkt aus  $u_1 \cdot c_{u1}$  viel kleiner ist als das Produkt  $u_2 \cdot c_{u2}$  (in vielen Fällen ist

$$c_{u1} = 0, \text{ d. h. } H_{th\infty} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{u2},$$

- 2)  $c_{u2}$  in die gleiche Richtung fällt wie  $u_2$ , so dass  $H_{th\infty} \sim u_2^2$  gesetzt werden kann.

Die im Laufrad einer Strömungsmaschine erzeugte Förderhöhe hängt somit nur von den Geschwindigkeiten im Laufrad ab.

### MERKSATZ

Eine Kreiselpumpe fördert bei gleicher Drehzahl jede beliebige Flüssigkeit auf die gleiche Förderhöhe (m).



Der am Manometer abgelesene Förderdruck ist je nach Dichte der Flüssigkeitssäule verschieden und ist nur für Antriebsleistung und Festigkeitsauslegung der Pumpe maßgebend.

Um eine möglichst gute Ausnutzung der Energie in der Pumpe zu erhalten, setzt man den Eintrittsdrall  $r_1 \cdot c_{u1} = 0$ , so dass sich die Eulersche Gleichung wie folgt vereinfacht:

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{u2}$$

Enden dabei die Laufradschaufeln noch radial nach außen ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) wird  $c_{u2} = u_2$  und man erhält für die theoretische Förderhöhe:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2^2}{g}$$

Mit der Umfangsgeschwindigkeit:

$$u_2 = r_2 \cdot \omega = \frac{D_2}{2} \cdot 2\pi \cdot n$$

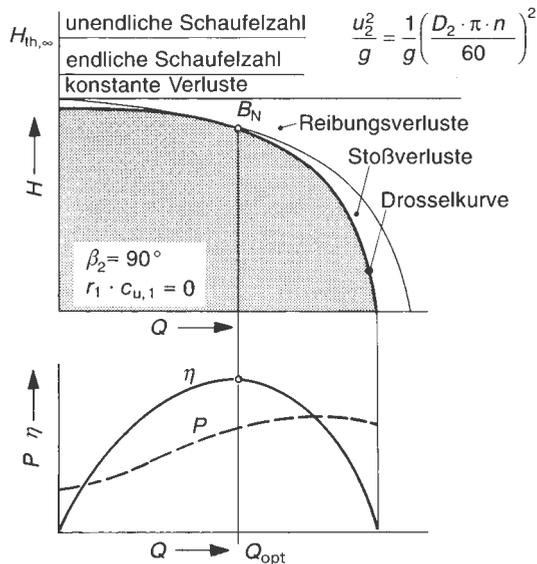
mit  $n$  Umdrehungszahl ( $\text{min}^{-1}$ )

wird die theoretische Förderhöhe:

$$H_{\text{th}\infty} = \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)^2 \text{ in m} \quad (\text{Gl. 2.45})$$

$D_2$  in m  
 $n$   $\text{min}^{-1}$

Mit den genannten Randbedingungen ist die theoretische Förderhöhe nur abhängig vom Laufrad-Außendurchmesser  $D_2$  und der Pumpendrehzahl  $n$ . Die theoretische Kennlinie einer Kreiselpumpe ist somit unabhängig vom Förderstrom für eine bestimmte Förderhöhe eine Horizontale (Bild 2.9 a). Die in Gleichung 2.45 ermittelte Förderhöhe ist der obere Grenzwert. Die in

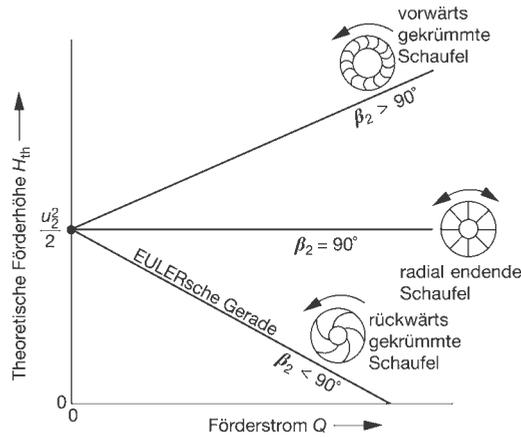


**Bild 2.9a** Kennlinienaufbau einer Kreiselpumpe

der Praxis als Betriebsförderhöhe  $H_{\text{opt}}$  mögliche Größe beträgt bei Normpumpen z.B. nach EN 733 etwa  $\eta_n \cdot \mu \approx 0,54$ .

Bedingt durch die Strömungsumlenkverluste bei  $\beta_2 = 90^\circ$  werden die Pumpen mit  $\beta_2 \ll 90^\circ$  ausgeführt: üblich sind  $\beta_2 = 30^\circ$ .

Die horizontale Gerade der Kennlinie verläuft dann mit abnehmender Förderhöhe bei steigendem Förderstrom (Bild 2.9b).



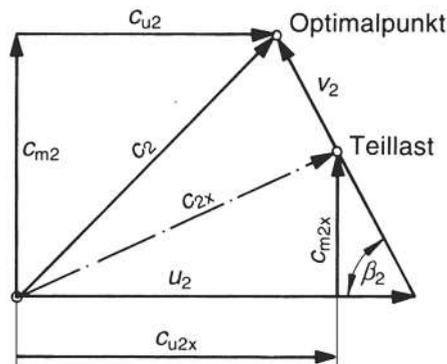
**Bild 2.9b** Einfluss des Schaufelaustrittswinkels  $\beta_2$  auf die Pumpenkennlinie

## 2.6 Drosselkurve

Für drallfreien Eintritt (Optimalpunkt) wird  $c_{u1} = 0$  und die Eulersche Strömungsmaschinen-Hauptgleichung vereinfacht:

$$H_{th} \propto \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g}$$

Im Teillastbereich bzw. im Überlastbereich ändern sich gegenüber dem Optimalpunkt sowohl die Umfangskomponente  $c_{u2}$  als auch die Meridiantkomponente  $c_{m2}$  (Bild 2.10). Gleich bleiben dagegen die Umfangskomponente  $u_2$  und der Abströmwinkel  $\beta_2$ .



**Bild 2.10** Geschwindigkeitsdreieck am Laufraddurchmesser  $D_2$  im Optimalpunkt und bei Teillast

Aus Bild 2.10 lassen sich folgende Beziehungen ableiten:

$$c_{u2x} = u_2 - c_{m2x} \cdot \cot \beta_2$$

$$c_{m2x} = c_{m2} \cdot \frac{Q}{Q_{\text{opt}}}$$

$$c_{u2x} = u_2 - \frac{Q}{Q_{\text{opt}}} \cdot c_{m2} \cdot \cot \beta_2$$

$$H_{\text{th} \infty x} = \frac{u_2}{g} \cdot \left( u_2 - \frac{Q}{Q_{\text{opt}}} \cdot c_{m2} \cdot \cot \beta_2 \right)$$

Mit Ausnahme des variablen Förderstromes  $Q$  sind alle Größen konstant, d.h., die theoretische Förderhöhe  $H_{\text{th} \infty x}$  ist eine lineare Funktion des Förderstromes  $Q_x$ .

Reduziert man die Förderhöhe  $H_{\text{th} \infty x}$  mit dem Minderleistungsfaktor  $\mu$ , erhält man die tiefer liegende Gerade  $H_{\text{th}} = f(Q)$ .

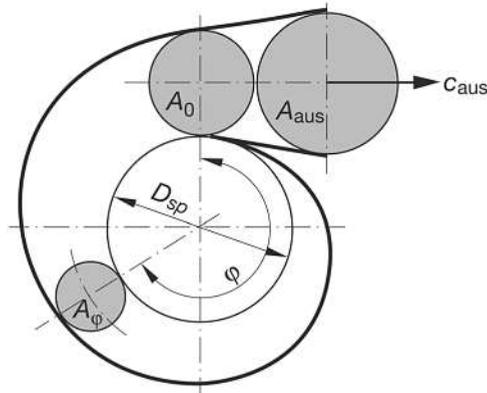
Zieht man weiterhin die links und rechts vom Optimalpunkt anwachsenden Reibungs- und Stoßverluste ab (Bild 2.9a), entsteht letztlich die bekannte Drosselkurve  $H = f(Q)$ .

### Spiralgehäuse

Spiralgehäuse dienen der Aufnahme der vom Laufrad kommenden Strömung. Üblicherweise wird ein linearer Zusammenhang zwischen Querschnittsfläche  $A_\varphi$  und Winkel  $\varphi$  gewählt (Bild 2.11a).

Mit der mittleren Geschwindigkeit  $\bar{c} = Q / A_\varphi$  erhält man einen linearen Zusammenhang:

$$A_\varphi = A_0 \cdot \varphi^\circ / 360^\circ$$



**Bild 2.11a** Spiralgehäuse

## 2.7 Spezifische Drehzahl

Die mit der Ähnlichkeitsmechanik ableitbare spezifische Drehzahl  $n_q$  [2.1] ist die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen einstufigen Kreiselpumpe (Vergleichspumpe) mit dem Förderstrom  $Q_q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  und der Förderhöhe  $H_q = 1 \text{ m}$ :