

Kapitel 2

Strömungstechnische Grundlagen

2.1 Allgemeines

Pumpen haben die Aufgabe, Flüssigkeiten (oder Gase) aus einem Zustand niedriger Energie in einen Zustand höherer Energie zu versetzen. Einem pumpbaren Medium (Fluid) wird dabei Energie zugeführt durch Umwandlung mechanischer Energie in potenzielle Energie, d. h., überwiegend in Druckenergie.

Die wichtigsten Leistungsdaten einer Pumpe sind der Volumenstrom, die erzeugte nutzbare Energiedifferenz zwischen Ein- und Austrittsstutzen und die dazu benötigte Kupplungsleistung. Der Volumenstrom ist definiert als das in der Zeiteinheit geförderte nutzbare Volumen, das am Druckstutzen zur Verfügung steht. Unter der Kupplungsleistung versteht man die mechanische Leistung, die an der Pumpenwelle erforderlich ist, um die hydrodynamische Leistung zu erzeugen; sie unterscheidet sich von jener um die bei der Energieumwandlung auftretenden Verluste. Die Energiedifferenz, die als Förderhöhe bzw. spezifische Förderarbeit bezeichnet wird, ist definiert als die Summe aus der geodätischen Höhendifferenz ($z_D - z_E$), der Differenz der Geschwindigkeitsenergien ($c_D^2 - c_E^2$) und der isentropen Enthalpiezunahme ($h_D' - h_E$), jeweils zwischen Ein- und Austrittsstutzen. Mit den Enthalpien muss gerechnet werden, wenn die Kompressibilität des Fördermediums nicht außer Acht gelassen werden kann, wie z. B. bei Kesselspeisepumpen mit sehr hohen Drücken und Temperaturen und bei der Förderung von Gasen bzw. von Gas-Flüssigkeits-Gemischen. Allgemein gilt für die Förderhöhe

$$H = (z_D - z_E) + \frac{1}{2g} (c_D^2 - c_E^2) + \frac{1}{g} (h_D' - h_E) \quad (2.1)$$

bzw. für die spezifische Förderarbeit

$$Y = g(z_D - z_E) + \frac{1}{2} (c_D^2 - c_E^2) + (h_D' - h_E). \quad (2.2)$$

Hierzu Abb. 2.1. Ein sehr geringer, meist vernachlässigbarer Fehler tritt auf, wenn anstatt der Enthalpiedifferenz die Druckdifferenz und die mittlere Dichte $\rho_m = (\rho_E + \rho_D)/2$ eingesetzt werden. Dann ist

$$H = (z_D - z_E) + \frac{1}{2g}(c_D^2 - c_E^2) + \frac{1}{\rho_m g}(p_D - p_E) \quad (2.3)$$

bzw.

$$Y = g(z_D - z_E) + \frac{1}{2}(c_D^2 - c_E^2) + \frac{1}{\rho_m}(p_D - p_E) \quad (2.4)$$

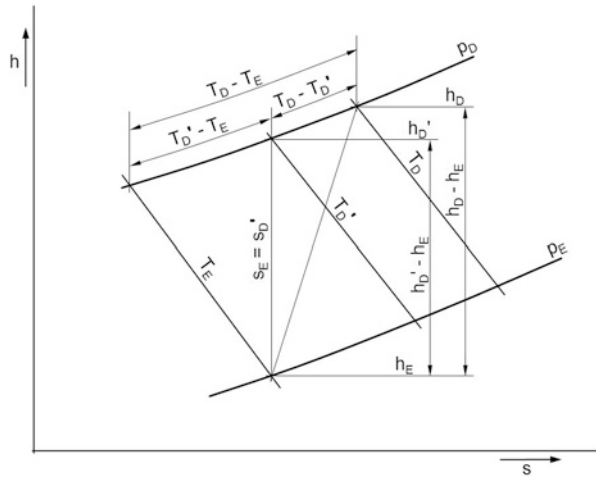
Bei Annahme konstanter Dichte, d. h. meist bei geringen Förderhöhen, entfällt die Mittelwertbildung in Gln. (2.3) und (2.4).

Die Förderhöhe einer Pumpe ist unabhängig von der Dichte des Fördermediums. Sie ändert sich jedoch mit dem Schwerfeld und ist daher – streng genommen – auch auf der Erde nicht überall gleich. Die spezifische Förderarbeit Y ist dagegen sowohl unabhängig von der Dichte des Fördermediums als auch von der Fallbeschleunigung, was jedoch bei der überwiegenden Zahl der Anwendungen keine Rolle spielt, weshalb meist der Begriff der Förderhöhe verwendet wird.

Anmerkung: Im Folgenden werden Energiegleichungen nur mit der Energiehöhe angeschrieben. Die Umrechnung auf die entsprechende spezifische Förderarbeit ist mit $Y_x = g H_x$ vorzunehmen.

Anders als bei Verdrängerpumpen, bei denen der Volumenstrom bei konstanter Drehzahl praktisch unabhängig vom Gegendruck ist (Abb. 2.3a), besteht bei Kreislaspumpen eine ausgeprägte Abhängigkeit zwischen Förderhöhe (spezifischer Förderarbeit) und Volumenstrom, die aus der Drosselkurve $H = H(V)$ bzw. $Y = Y(V)$

Abb. 2.1 Enthalpie-Entropiediagramm



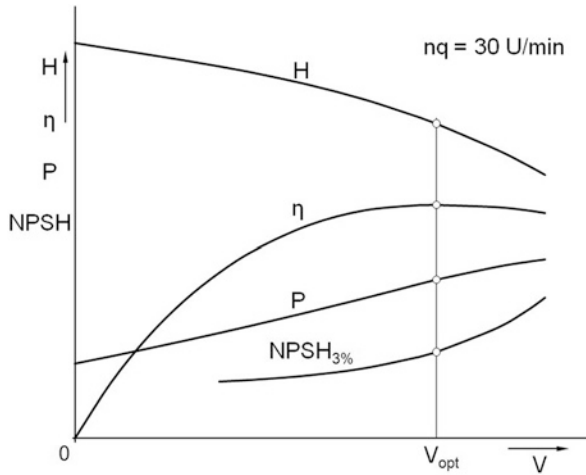


Abb. 2.2 Drosselkurven einer Kreiselpumpe bei konstanter Drehzahl

hervorgeht. Jedem Volumenstrom ist bei gegebener Drehzahl eine bestimmte Förderhöhe (spezifische Förderarbeit) zugeordnet, so dass sich der Förderstrom entsprechend dem vom System aufgeprägten „Gegendruck“ einstellt. Die Förderung wird also durch den Gegendruck bestimmt. Hierzu Abb. 2.3b, der Betriebspunkt verlagert sich auf der Anlagenkennlinie von A_1 nach A_2 .

Der Förderstrom einer Verdrängerpumpe dagegen ist quasi drehzahlproportional. Der Förderdruck steigt dabei so weit an, wie es der Gegendruck erfordert. Das kann zu unzulässig hohen Drücken bzw. mechanischen Belastungen führen, weshalb Verdrängerpumpen vor Überschreitung eines zulässigen Druckes gesichert werden müssen. Bei einer Kreiselpumpe kann ein bestimmter Druck nicht überschritten werden. Das unterschiedliche Förderverhalten von Kreisel- und Verdrängerpumpen ist aus Abb. 2.3 ersichtlich. Der bei der Verdrängerpumpe nicht exakt konstante Volumenstrom in Abhängigkeit vom Förderdruck erklärt sich durch Leckageverluste und gegebenenfalls durch Kompression des Fördermediums.

Der wesentliche Aufbau von Kreiselpumpen ist in Abb. 2.4 am Beispiel einer einstufigen Spiralgehäusepumpe und in Abb. 2.5 einer mehrstufigen Leitradpumpe in Gliederbauart dargestellt. Im Prinzip ist allen Kreiselpumpen gemein der Eintrittsstutzen, das beschauelte Laufrad, die Leitvorrichtung, die als Leitrings, beschaueltes Leitrad, Spirale oder einfacher Sammelraum ausgebildet sein kann und der Druckstutzen. Das Laufrad sitzt fest auf der Antriebswelle, die – abgesehen von Sonderbauformen mit innenliegendem Antrieb wie z. B. Nassläufermotoren, Magnetantrieb – durch das Gehäuse nach außen geführt ist und ein- oder beidseitig gelagert sein kann. Der Druckraum hinter dem Laufrad ist vom Raum niedrigeren Druckes vor dem Laufrad durch einen oder mehrere enge Spalte getrennt. Äußerlich können Pumpen natürlich je nach Einsatzzweck sehr

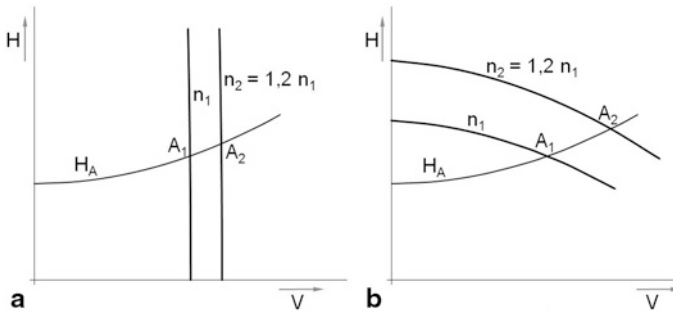
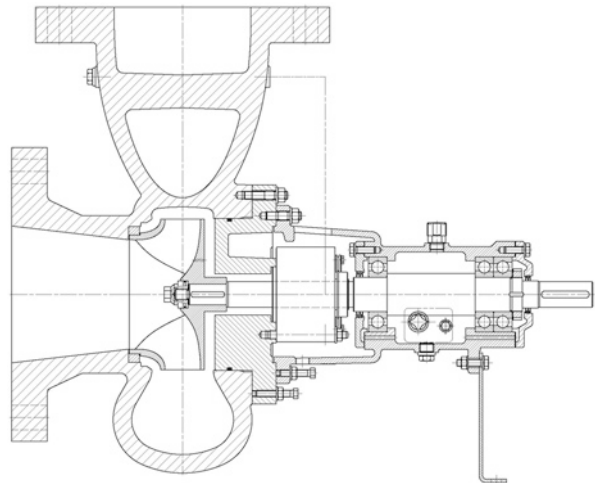


Abb. 2.3 Förderverhalten von Verdränger- und Kreiselpumpe. **a** Verdrängerpumpe, **b** Kreiselpumpe

Abb. 2.4 Einstufige Kreiselpumpe mit einseitiger Lagerung und Doppelspirale (DÜCHTING)



unterschiedlich aussehen. So zeigt Abb. 2.6 Spezialpumpen zur Rauchgasentschwefelung, deren fördergutberührte Bauteile zum Schutz gegen Erosion aus Mineralguss bestehen. Aber grundsätzlich strömt das Fördermedium – vom Saug- oder Eintrittsstutzen kommend – durch den „Saugmund“ in das rotierende Laufrad ein, in welchem es mit Energie beladen wird, verlässt das Laufrad auf der Druckseite, durchströmt unter Verzögerung den Leitapparat und verlässt die Pumpe durch den Druck- oder Austrittsstutzen bzw. wird – bei mehrstufigen Pumpen – mittels einer Rückführeinrichtung in die nächste Stufe geleitet.

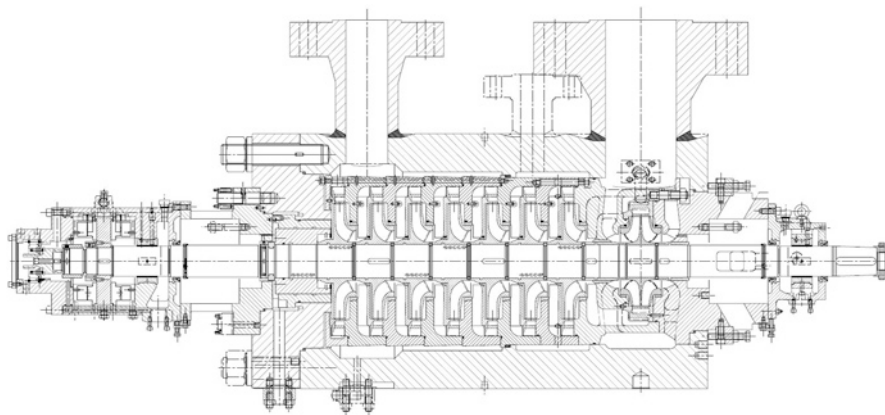


Abb. 2.5 Schwere 8-stufige Kesselspeisepumpe in Topfbauweise mit zweiflutiger erster Stufe und Axialschubausgleich durch Kolben und Axiallager (SULZER)



Abb. 2.6 Wäscherpumpen zur Rauchgasentschwefelung in einem Braunkohlekraftwerk. $V = 13.750 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 24 \text{ m}$, $n = 430 \text{ U/min}$ (DÜCHTING)

2.2 Der Strömungsmechanismus in der Kreiselpumpe

Ein Fließvorgang setzt immer ein Energiegefälle voraus. Ist ein solches vorhanden, stellt sich nach dem Energieerhaltungssatz bei der idealen, reibungsfreien Flüssigkeit eine Strömungsgeschwindigkeit ein, die dem Energiegefälle entspricht. Bei der realen, reibungsbehafteten Flüssigkeit wird ein Teil dieser Energie durch Reibung verbraucht und es stellt sich ein Gleichgewicht bei einer geringeren Geschwindigkeit ein.

Bei einer Pumpe muss zulaufseitig ein Energiegefälle vorhanden sein, damit das Fördermedium in die Pumpe hineinströmt. Als dann wird dem Fördermedium durch das beschauelte Laufrad Energie zugeführt. Die Laufradschaufeln bilden ein rotierendes Schaufelgitter, welches so ausgebildet ist, dass es eine Kraft auf das Fluid ausübt und dessen Impulsmoment vergrößert. Die Energieübertragung auf das Fluid hat dabei im Laufrad sowohl eine Druckzunahme als auch eine Zunahme der Absolutgeschwindigkeit zur Folge. Bei sog. Radial- und Halbaxialrädern setzt sich die Druckzunahme zusammen aus einem Anteil, der aus der Fliehkraft resultiert und einem Anteil durch Verzögerung der Relativströmung im rotierenden Schaufelgitter. Bei rein axial durchströmten Laufrädern – den sogenannten Axialrädern – entfällt der Fliehkraftanteil; die Druckzunahme im Laufrad erfolgt also nur durch Verzögerung der Relativgeschwindigkeit im Schaufelgitter. Dem Laufrad ist in der Regel ein Leitapparat nachgeschaltet, in welchem die im Laufrad erzeugte kinetische Energie durch Verzögerung zum größten Teil in Druckenergie umgewandelt wird. Hinter der Pumpe muss wiederum ein Energiegefälle vorhanden sein, um das Abströmen in der Druckleitung zu ermöglichen. Die Strömungsverluste im gesamten System müssen von der Pumpe mit aufgebracht werden. Als pumpenspezifische Verluste gelten jedoch lediglich die Verluste zwischen Ein- und Austrittsstutzen. Die Energiebilanz auf dem Weg durch eine Kreiselpumpe ist schematisch in Abb. 2.7 dargestellt.

Beim Einstromen des Fördermediums in die Laufradkanäle einer Kreiselpumpe tritt generell eine Druckabsenkung auf, die jedoch eine andere Ursache hat als das vorerwähnte Energiegefälle, das zur Aufrechterhaltung der Strömung erforderlich ist. Diese Druckabsenkung ist vielmehr bedingt durch die endliche Anzahl der Laufradschaufeln und ist primär kein Energieverlust. Sie entsteht bei der Anströmung der Schaufelprofile und ist bei der Energieübertragung mittels einer endlichen Anzahl von Schaufeln Voraussetzung für den Aufbau einer Druckdifferenz zwischen Schaufeldruck- und -saugfläche, wie das vom Tragflügelprofil her bekannt ist. Bei gedachter unendlich großer Schaufelzahl, von der die Stromfadentheorie ausgeht, wäre diese Druckabsenkung nicht vorhanden, da die Schaufelbelastung wegen der dann unendlich großen gesamten Schaufelfläche null wäre und somit eine Druckdifferenz an den Schaufelflächen weder erforderlich noch vorhanden wäre. Da in diesem hypothetischen Fall außerdem die Schaufelstärke null wäre, träte auch keine Druckabsenkung durch Beschleunigung infolge Querschnittsverengung auf.

Die Unterdruckspitze am Schaufeleintritt stellt insofern ein Problem dar, als sie die Einsatzmöglichkeiten von Kreiselpumpen einschränkt. Wenn nämlich der Druck auf der Eintrittsseite der Pumpe so weit absinkt, dass an einer Stelle

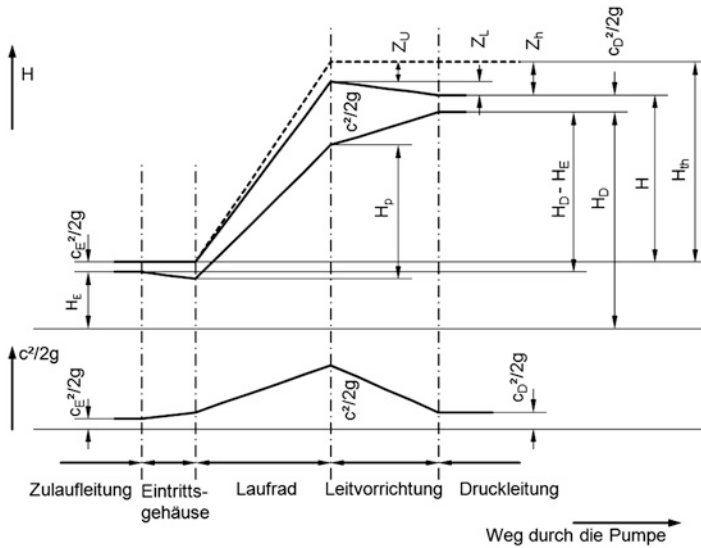


Abb. 2.7 Energiebilanz der Kreiselpumpe

des Schaufeleintritts der Dampfdruck erreicht wird, tritt teilweise Verdampfung des Fördermediums auf, die je nach Ausmaß die Schaufelkanäle versperren und dadurch die Förderung beeinträchtigen kann. Man nennt diese Art der Verdampfung wegen der damit verbundenen Hohlraumbildung Kavitation. Im weiteren Verlauf der Strömung durch die Schaufelkanäle bei wieder zunehmendem Druck verschwinden die Dampfblasen wieder. Bei diesem sich meist schlagartig vollziehenden Vorgang treten zum Teil hohe Implosionskräfte auf, die die Materialfestigkeit der Bauteile überschreiten können. Daher kann Kavitation eine Gefährdung der Pumpe darstellen, d. h. man muss Kreiselpumpen stets so betreiben, dass ein unzulässiges Maß an Kavitation vermieden wird. Bezüglich Kavitation s. Kap. 3.4.

Die Geometrie des Laufradeintritts kann nur für einen bestimmten Volumenstrom optimal ausgelegt werden. Das ist normalerweise der „Bestpunkt“ der Pumpe, bei besonderen Anforderungen auch ein davon verschiedener Volumenstrom. Bei von diesem Auslegungsvolumenstrom abweichendem Betrieb werden die Laufradschaufeln gemäß Abb. 3.7 und 3.8 nicht mehr optimal angeströmt, sondern mit von dieser Anströmung abweichenden Richtungen. An diese oft als „Stoß“ bezeichnete Fehlanströmung passt sich die Absolutströmung bereits vor dem Eintritt ins Laufrad nach dem Prinzip des kleinsten Zwanges an, indem sie die Anströmrichtung so ändert, dass die resultierende Relativgeschwindigkeit besser zur Schaufelgeometrie passt. Bei Teillast bedeutet das eine Verzögerung und bei Überlast eine Beschleunigung der Relativströmung. Die erforderliche Verzögerung bei Teillast kann von der Strömung nur bis zu einer bestimmten Grenze vollzogen werden. Darüber hinaus löst die Strömung ab und es tritt – beginnend am äußeren Eintrittsdurchmesser – zunehmend Rückströmung, sogenannte „Rezirkulation“, ein, die einen Teil des Eintrittsquerschnittes so versperrt, dass im

verbleibenden Querschnitt die Anströmbedingungen verbessert werden. Die Rezirkulation stellt einen Ringwirbel dar, der von der Laufradbeschaukelung gespeist wird und sich je nach Intensität unterschiedlich weit in den Strömungsraum vorm Laufrad verlagert. Bei Überlast muss die Relativgeschwindigkeit beschleunigt werden, was keine weiteren Reaktionen der Strömung zur Folge hat.

In den folgenden Abschnitten wird von der eindimensionalen Stromfadentheorie ausgegangen, der die Annahme stationärer umfangssymmetrischer Strömung zu Grunde liegt. Bei genauerer kritischer Betrachtung muss diese Vorstellung verlassen werden, denn die endliche Schaukelzahl des Laufrades bedingt im Absolutsystem zeitliche Druckschwankungen und mit diesen gekoppelte Durchflussschwankungen. Die Flüssigkeitsteilchen folgen nur in unmittelbarer Nähe der Schaukeln deren Verlauf, so dass sie bei der Anströmung des Laufrades und bei der Abströmung aus dem Laufrad je nach Position zum Schaukelgitter Schwankungen in Richtung und Betrag um einen Mittelwert aufweisen. Die Druck- und Durchflussschwankungen nehmen zu mit abnehmender Schaukelzahl und sind bei Einschaukelrädern, wie sie in der Abwassertechnik eingesetzt werden, ganz erheblich. Aber auch bei üblichen Schaukelzahlen von drei bis sieben treten sie noch messbar in Erscheinung und müssen beachtet werden, z. B. bei sehr hohen Stufendrücken oder auch in der Papierindustrie bei Pumpen für den Stoffauflauf, wo besonders pulsationsarme Strömung verlangt wird. Trotz dieses Phänomens der instationären Förderung kann bei der Laufradauslegung zuverlässig mit gemittelten Werten der Geschwindigkeiten gerechnet werden. Auch scheinen die hydrodynamischen Verluste durch Verwirbelung und Vermischung relativ gering zu sein. Die Strömung vergleichmäßigte sich hinter dem Laufrad zwar relativ schnell, doch muss zur Vermeidung unzulässiger Übergeschwindigkeiten an den Leitschaukelspitzen bzw. an der Spiralzunge der nachgeschalteten Leitvorrichtung ein Mindestabstand eingehalten werden, der unter anderem von der Schaukelzahl des Laufrades und der Förderhöhe abhängt.

Nach dem Verlassen des Laufrades enthält die Strömung entsprechend dem unter Kap. 2.6 behandelten Reaktionsgrad noch einen erheblichen Anteil an kinetischer Energie, der bis auf einen für den Abtransport des Fluids notwendigen Rest von etwa $3 \div 7 \%$ der spezifischen Förderarbeit in der anschließenden Leitvorrichtung durch Verzögerung unter möglichst geringen Verlusten in Druckenergie umgewandelt werden muss. Die Strömung folgt dabei weitgehend den bekannten Gesetzen der Hydrodynamik. An die Leitvorrichtung schließt sich in der Regel ein Sammelraum an, der die Strömung zum Druckstutzen führt.

Je nach Bauart besteht die Leitvorrichtung aus einem beschaukelten Leitrad, einem unbeschaukelten Leitring oder einem Spiralgehäuse. Seltener werden auch Kombinationen von Leitrad bzw. Leitring mit Spiralgehäuse ausgeführt, wo das Spiralgehäuse dann die Funktion des Sammelraumes übernimmt. Anstelle des Spiralgehäuses werden aus fabrikatorischen Gründen oder wegen ihrer besonderen hydrodynamischen Eigenschaften auch konzentrische oder semikonzentrische Gehäuse eingesetzt. Mehrstufige Pumpen werden in Europa meist mit Leitrad und nachfolgender Umführung zur Folgestufe, außereuropäisch oft auch mit Spirale hinter jeder Stufe ausgeführt.

In einem beschauelten Leitrad bilden die Schaufeln erweiterte Kanäle, die als Diffusoren arbeiten. Durch die Staffelung entsteht vor den eigentlichen Kanälen der sogenannte Schrägabschnitt. Schrägabschnitt und Diffusoreintritt werden so dimensioniert, dass im Berechnungspunkt die Strömung möglichst wenig beeinflusst in den Diffusor eintreten kann.

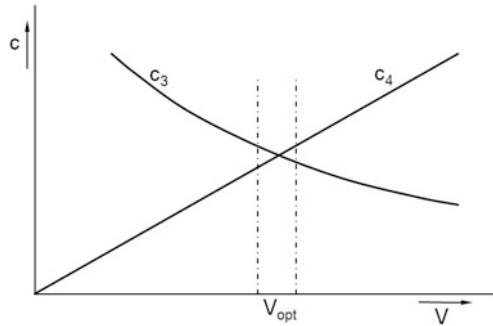
Der (unbeschauelte) Leitring besteht aus zwei meist parallelen Wänden. Die Verzögerung der Strömung unter Druckzunahme beruht darauf, dass nach dem Flächensatz mit zunehmendem Abstand von der Achse die Umfangskomponente der Strömung abnimmt, wobei je nach Breitenverlauf auch die Meridiankomponente verzögert wird.

Bei einstufigen Pumpen besteht die Leitvorrichtung überwiegend aus einem Spiralgehäuse, dessen Form sich dadurch ergibt, dass sich seine Querschnitte über dem Umfang entsprechend dem Zuwachs des aus dem Laufrad austretenden Mediums erweitern. An die Spirale schließt sich der meist konische Druckstutzen an, in welchem die Strömung auf ähnliche Werte wie im Diffusor eines Leitrades verzögert wird. In Funktion und Wirkungsweise ist die Spirale dem beschauelten Leitrad gleich: Die Strömung unterliegt den gleichen hydrodynamischen Gesetzmäßigkeiten und die Berechnung wird nach den gleichen Gesichtspunkten durchgeführt. Der spiralförmige Sammelraum entspricht dem Schrägabschnitt und der Druckstutzen dem Diffusorkanal des Leitrades. Man kann die Spirale daher gewissermaßen als ein- oder (bei Doppelspiralen) zweischaufliges Leitrad auffassen. Anstelle von Spiralgehäusen verwendet man gelegentlich konzentrische oder semikonzentrische Sammelgehäuse. Diese Ausführungen liefern zwar durchweg etwas geringere Wirkungsgrade, kommen aber wegen ihrer Einfachheit oder auch ihrer besonderen hydrodynamischen Eigenschaften immer wieder zur Anwendung.

Alle Leitapparate – auch der schaufellose Leitring – haben die Eigenheit, dass sie nur für einen bestimmten Förderstrom optimal ausgelegt werden können. Denn bis auf wenige Ausnahmen (z. B. Pumpturbinen) ist die Leitvorrichtung fest, d. h. nicht regelbar. Bei den im Kreiselpumpenbau üblichen Laufradaustrittswinkeln von 15° bis 40° ergibt sich, dass sich mit abnehmender Förderung die Absolutgeschwindigkeit c_3 hinter dem Laufrad vergrößert und umgekehrt bei zunehmender Förderung verkleinert, wie am Austrittsdreieck in Abb. 2.11 ersichtlich. Aus der Kontinuitätsbedingung ergibt sich jedoch, dass in den Querschnitten des Leitapparates die Geschwindigkeit c_4 proportional dem Volumenstrom sein muss. Daraus folgt, dass bei Teillast der Leitapparat zu groß und bei Überlast zu klein bemessen ist. Hierzu Abb. 2.8. Die Strömung muss sich an diese Gegebenheiten anpassen. Das geschieht im Schrägabschnitt des Leitrades bzw. im Spiralteil des Gehäuses. Bei Teillast verzögert sich die Strömung so weit, dass sie die Kontinuitätsbedingung für den Eintritt in die „Rohrdiffusoren“ der Leitradkanäle bzw. des Druckstutzens der Spirale erfüllt. Bei Überlast dagegen beschleunigt sie sich aus dem gleichen Grunde.

Im Bereich des Berechnungsvolumenstromes verhält sich die Strömung nahezu wie diejenige einer idealen Flüssigkeit. Sie ist rückwirkungsfrei und wohlgeordnet und gehorcht weitestgehend den bekannten Strömungsgesetzen wie z. B. der BERNOULLI-Gleichung. Die Verzögerung bei leichter Teillast ist denn zunächst

Abb. 2.8 Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad c_3 und Eintrittsgeschwindigkeit in den Leitapparat c_4 , abhängig vom Fördergrad



auch relativ verlustarm; der Schrägabschnitt wirkt als „Staudiffusor“. Ähnlich wie beim Laufradeintritt ist diese verlustarme Verzögerung jedoch begrenzt, so dass bei zunehmender Teillast Strömungsablösung einsetzt. Das ist etwa ab dem Verzögerungsverhältnis $c_4/c_3 = 0,5$ der Fall. Das Strömungsmuster ändert sich dabei grundlegend: die Strömung wird „vollturbulent“ und ist nicht mehr rückwirkungs-frei. Das Medium wird vom Leitapparat, der als Hindernis wirkt, abgebremst und vom Laufrad wie von einem „Quirl“ in Rotation versetzt, also wieder mit Energie beladen. Die dazu notwendige an der Welle zusätzlich aufzubringende Leistung ist die Austauschleistung. Die Verzögerung der Absolutgeschwindigkeit auf die Eintrittsbedingungen der Leitschaufelkanäle bzw. des Druckstutzens der Spirale vollzieht sich im vollturbulenten Bereich nur noch unter Verlust durch Verwirbelung und Rückströmung. Die mittlere Absolutgeschwindigkeit hinter dem Laufrad ergibt sich nicht mehr aus dem Geschwindigkeitsdreieck, sondern resultiert aus der Bremswirkung des Leitapparates und der Antriebswirkung des Laufrades. Der statische Druck beim Eintritt in die Rohrdiffusoren des Leitapparates lässt sich nicht mehr nach BERNOULLI berechnen, sondern entspricht etwa dem Staudruck der mittleren Absolutgeschwindigkeit hinter dem Laufrad. Bei Überlast treten diese Erscheinungen nicht auf, da die Strömung beim Übergang in den Leitapparat stets beschleunigt ist und beschleunigte Strömungen wegen des negativen Druckgradienten nicht ablösungsgefährdet sind.

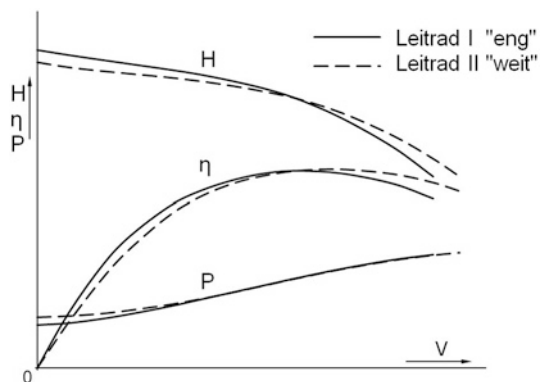
Der Übergang von der wohlgeordneten zur vollturbulenten Strömung vollzieht sich bei Spiralgehäusen meist kontinuierlich. Bei beschauften Leiträdern kann der Übergang sprunghaft sein und es können die verschiedensten Strömungsmuster auftreten. Da die einzelnen Leitschaufeln und auch die Strömung über dem Umfang nie absolut gleich sind, treten Ablösungen zunächst an einzelnen „bevorzugten“ Schaufeln auf, wobei die Ablösungen auch zwischen einzelnen Schaufeln oder Schaufelgruppen hin und her springen können, was sich neben Pulsationen in unterschiedlichen Förderhöhen bei gleichem Volumenstrom bis zu Hysterese-Erscheinungen äußern kann. Bei vermutlich nur gering gestörter Umfangssymmetrie treten oft auch umlaufende Ablösungsgebiete – sog. „rotating stall“ – auf,

die mit kleinerer Winkelgeschwindigkeit als das Laufrad umlaufen. Einzelne Leitradkanäle arbeiten dadurch periodisch normal, da sie auf Kosten anderer Kanäle besser angeströmt werden. Dieser Zustand ist jedoch nicht stabil, wodurch es zu periodisch wechselnden Strömungszuständen kommen kann. Wenn sich die vollturbulente Strömung mit fortschreitender Teillast immer mehr ausbildet, verschwinden die verschiedensten Strömungsmuster meist wieder und die Strömung stabilisiert sich. Alle diese bei Teillast auftretenden Erscheinungen der Instabilität infolge von Strömungsablösungen können erhöhte Druckpulsationen und instationäre Kräfte auf die Welle zur Folge haben.

Im schaufellosten Leitring, der meist als parallelwandiger Ringdiffusor ausgebildet ist, läuft der Vorgang auf ähnliche Weise ab. Zwar bremsen nicht Leitradkanäle bzw. Spiralzungen die Rotation der Strömung, sondern dies geschieht hauptsächlich durch die bei Teillast zunehmende Reibung an den Diffusorwänden, was wiederum seine Ursache darin hat, dass die Strombahnen und damit der Reibungsweg verlängert werden, wenn sich mit abnehmender Förderung der Strömungswinkel der Absolutströmung verkleinert. Auch hier können sich instabile Strömungszustände ausbilden, die zu umlaufende Ablösungen oder sprunghaften Förderhöhenänderungen führen können. Die Bremswirkung auf die Strömung hat bei schaufellosten Leitringen etwa die gleiche Größenordnung wie beim beschauften Leitrad oder bei der Spirale.

Damit lässt sich die Entstehung und das Wesen der Austauschleistung erklären. Die Austauschleistung ist als Verlust zu werten. Sie erfordert nicht nur ein zusätzliches Drehmoment an der Welle, sondern durch sie wird sogar ein Teil der spezifischen Schaufelarbeit vernichtet. Dies erklärt die allgemeine Beobachtung, dass bei Kombination eines Laufrades mit verschiedenen Leitapparaten stets ein höherer Leistungsbedarf bei Schwachlast mit einer geringeren Förderhöhe einhergeht, wie aus Abb. 2.9 ersichtlich.

Abb. 2.9 Abhängigkeit der Austauschleistung vom Leitapparat



2.3 Eindimensionale Stromfadentheorie

Für das Verständnis des Strömungsmechanismus' in der Pumpe und für die praktischen Anwendung haben sich die vereinfachenden Annahmen nach der eindimensionalen Stromfadentheorie, die zugleich die älteste ist, als sehr brauchbar erwiesen, so dass diese auch heute noch als Grundlage dienen kann. Die Hauptströmung wird dabei als stationär und frei von Sekundärströmungen betrachtet. Die Flüssigkeitsteilchen bewegen sich auf rotationssymmetrischen Stromflächen, durch die hindurch kein Impulsaustausch stattfindet.

In neuerer Zeit gewinnt die numerische Strömungsberechnung zunehmend an Bedeutung. Schieden entsprechende Berechnungsverfahren früher aus Gründen des Rechenaufwands aus, so bieten heute leistungsfähige Rechner die Möglichkeit, die dreidimensionalen NAVIER-STOKES-Gleichungen auch von komplizierten Bauteilen, wie sie z. B. durch Laufräder mit räumlich gekrümmten Schaufeln repräsentiert werden, mit akzeptablem zeitlichem Aufwand zu lösen. Die numerische Strömungsberechnung kann aber immer erst auf einen bereits vorliegenden hydraulischen Entwurf angewendet werden, um diesen durch gezieltes Probieren zu optimieren. Um einen „ersten“ Entwurf zu erstellen, wird daher nach wie vor meist nach der eindimensionalen Stromfadentheorie verfahren.

Bei Schaufelgittern, bei denen durch Überdeckung der Schaufeln definierte Strömungskanäle gebildet werden, geht man beim ersten Entwurf von der Kanalvorstellung mit schaufelkongruenter Strömung aus, die sich einstellen würde, wenn das Laufrad unendlich viele – dann natürlich unendlich dünne – Schaufeln aufwiese. Die Strömung würde sich dabei exakt nach dem Schaufelverlauf ausrichten. Die tatsächliche Strömung in einem Laufrad mit endlicher Schaufelzahl folgt jedoch nicht exakt dem Schaufelverlauf. Die Strömung wird stets weniger umgelenkt als es die Schaufelkrümmung vorgibt. Diese aber dennoch verhältnismäßig geringe Minderumlenkung, die sich in einer verminderten Arbeitsübertragung äußert und primär keinen Verlust darstellt, wird durch empirisch gewonnene Korrekturfaktoren berücksichtigt. Schaufelgitter, die unter diese Betrachtung fallen, findet man in sogenannten Radial- und halbaxialen Laufrädern. Die Erfassung der Minderleistung für solche Räder ist ziemlich sicher.

Beschaufelungen von axialen Pumpenlaufrädern bestehen gewöhnlich aus Gittern mit weit auseinander stehenden Schaufeln ohne bzw. mit nur geringer Überdeckung, die praktisch keine Kanäle bilden. Hier geht man von der Tragflügeltheorie aus und berücksichtigt die verhältnismäßig geringe Abweichung der Strömung von derjenigen eines Einzelflügels auch wiederum durch geeignete Korrekturfaktoren. Die vereinfachenden Annahmen nach der eindimensionalen Stromfadentheorie treffen bei der Strömung durch Axialbeschaufelungen ähnlich gut zu wie bei Radialbeschaufelungen. Die Abweichungen wirken sich jedoch auf das Gesamtergebnis stärker aus und die Auslegung von Axialrädern ist daher etwas unsicherer als bei Radialrädern. Der Grund hierfür liegt hauptsächlich darin, dass bei Axialbeschaufelungen

die Energieübertragung allein durch Strömungsumlenkung, d. h. durch Verzögerung erfolgt und der bei Radial- und Halbaxialrädern vorhandene, exakt erfassbare zentrifugale Anteil fehlt. Dadurch ist die Auslegung nach dieser Methode etwas unsicherer als bei Radialrädern.

2.4 Absolut- und Relativströmung

In der Kinematik unterscheidet man zwischen absoluter und relativer Bewegung. Wie eine Bewegung wahrgenommen wird, hängt vom Standort des Beobachters und vom Bezugssystem ab. Die Bewegung eines Körpers im System des Beobachters empfindet dieser als absolute Bewegung. Befindet sich dieses System nun seinerseits relativ zu einem anderen „ruhenden“ System in Bewegung, so gilt in diesem ruhenden System die vom mitfahrenden Beobachter als absolut empfundene Bewegung als relative Bewegung. Für die Beurteilung der auf das ruhende System bezogenen absoluten Bewegung muss die Bewegung des Relativ- oder Führungssystems berücksichtigt werden. Die Absolutgeschwindigkeit eines sich im Relativsystem bewegendem Körpers ergibt sich durch vektorielle Addition von Führungs- und Relativgeschwindigkeit.

Nach allgemeiner Konvention werden im Kreiselumpenbau folgende Definitionen verwendet:

- c Absolutgeschwindigkeit
- u Führungsgeschwindigkeit (Umfangsgeschwindigkeit)
- w Relativgeschwindigkeit
- α Winkel im Absolutsystem (gemessen gegen die Umfangsrichtung)
- β Winkel im Relativsystem (gemessen gegen die Umfangsrichtung)

In einer Strömungsmaschine stellt das rotierende Laufrad das Relativsystem dar. Die Geschwindigkeit der Absolutströmung im Laufrad setzt sich dabei zusammen aus der örtlichen Umfangsgeschwindigkeit des Rades und der Relativströmung, die sich aus der Geometrie der Schaufelkanäle ergibt. Wird zunächst noch an der Vorstellung der schaufelkongruenten Strömung festgehalten, entspricht die Relativgeschwindigkeit exakt dem Schaufelverlauf. Um im Laufradeintritt eine Anströmung der Schaufeln unter „Stoß“ zu vermeiden, wird der Schaufeleintritt nach der Relativströmung ausgerichtet. In Abb. 2.10 ist die vektorielle Addition anhand der „Geschwindigkeitsdreiecke“ ersichtlich. Abb. 2.11 zeigt die Geschwindigkeitsdreiecke von Ein- und Austritt bei veränderlichem Volumenstrom, ausgedrückt durch den Fördergrad q .

Man ersieht am eintrittsseitigen Geschwindigkeitsdreieck, dass der Zuströmwinkel der Absolutströmung α_0 vom Volumenstrom unabhängig ist. Dagegen ändert sich der Zuströmwinkel der Relativströmung β_0 und stimmt dadurch nur bei einem bestimmten Volumenstrom mit dem ausgeführten, nicht veränderlichen Schaufelwinkel überein. Die Schaufeln werden bei Teil- und Überlast unter Stoß

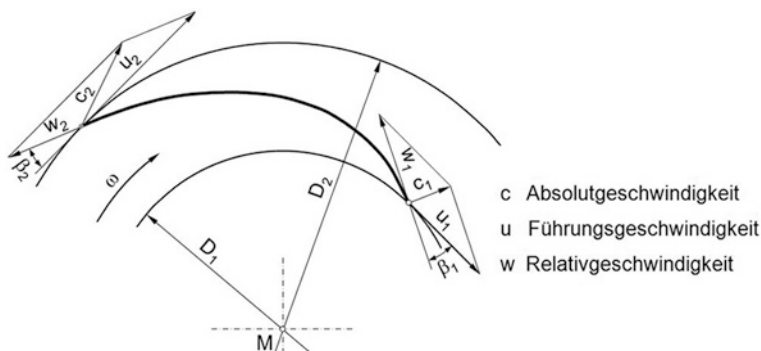


Abb. 2.10 Geschwindigkeiten im Laufrad

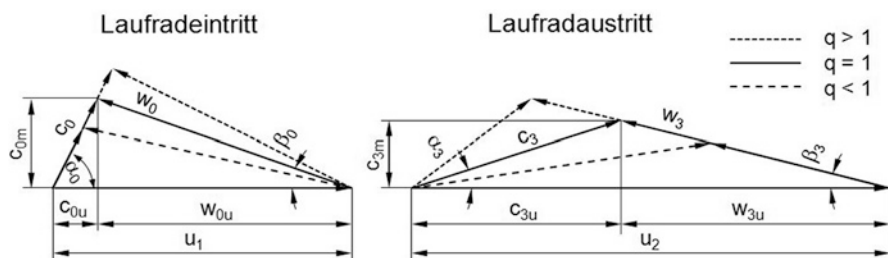


Abb. 2.11 Geschwindigkeitsdreiecke am Laufrad-Ein- und -Austritt abhängig vom Fördergrad

angeströmt. In der realen Strömung wird ein geringer Stoß zunächst ohne wesentliche Verluste ausgeglichen. Erst bei größeren Richtungsänderungen treten verlustbehaftete Strömungsablösungen auf.

Aus dem austrittsseitigen Geschwindigkeitsdreieck geht hervor, dass – im Gegensatz zum Laufradeintritt – der Winkel der Relativströmung β_3 bei Änderung des Volumenstromes praktisch unverändert bleibt und sich dagegen die Abströmrichtung α_3 der Absolutströmung mit dem Volumenstrom ändert. Dadurch tritt ein Stoß beim Eintritt in den Leitapparat auf. Auch hier erfolgt eine Anpassung der Strömung bis zu einem gewissen Grade bevor Ablösungen auftreten.

Nach [1] wird unterschieden einerseits zwischen den Strömungszuständen unmittelbar vor der Schaufeleintritts- und unmittelbar hinter der Schaufelaustrittskante, die idealisiert als homogen und ungestört angesehen werden (Bezugspunkte 0 und 3 in Abb. 2.12a) und andererseits zwischen den Strömungszuständen unmittelbar nach Eintritt in den Schaufelkanal und unmittelbar vor Verlassen desselben, die dem Einfluss der Schaufelversperrung unterliegen (Bezugspunkte 1 und 2 in Abb. 2.12a). Diese Betrachtungsweise soll auch hier gelten.

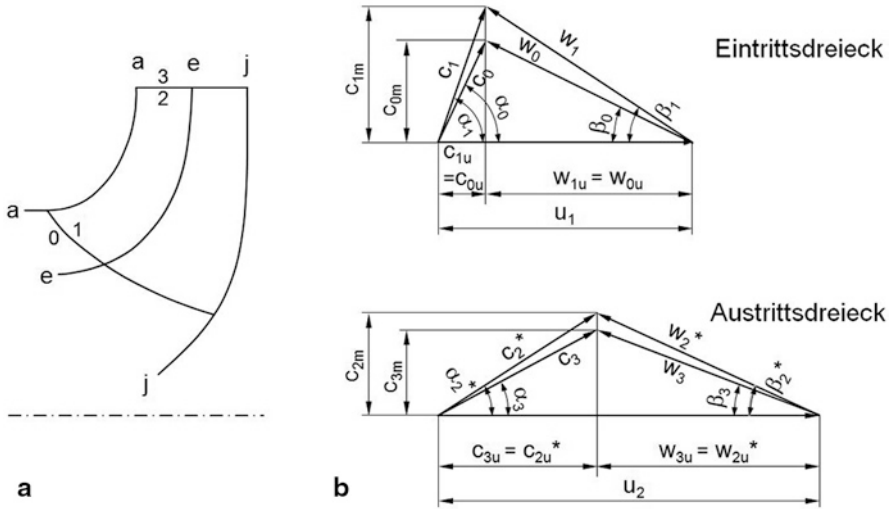


Abb. 2.12 a Definition der Bezugspunkte an Laufrad-Ein- und -Austritt nach [1]. Stromlinien a, e, j. b Einfluss der Schaufelversperrung auf die Geschwindigkeitsdreiecke an Ein- und Austritt

Die Schaufelversperrung wird ausgedrückt durch den Schaufelversperrungsfaktor

$$\frac{t}{t - \sigma_U}, \quad (2.5)$$

gebildet aus der Schaufelteilung $t = \pi D/z_U$ und der in Umfangsrichtung gemessenen Schaufelstärke σ_U am jeweiligen Durchmesser. Damit wird am Eintritt

$$c_{1m} = c_{0m} \left(\frac{t_1}{t_1 - \sigma_{U1}} \right) \quad (2.6)$$

und am Austritt

$$c_{2m} = c_{3m} \left(\frac{t_2}{t_2 - \sigma_{U3}} \right), \quad (2.7)$$

wobei die in Umfangsrichtung gemessene Schaufelstärke σ_U von der tatsächlichen Schaufelstärke, dem Schaufelwinkel und dem räumlichen Winkel zwischen der Schaufelfläche und der Stromfläche abhängig ist. Hierzu s. Gl. (3.90) bis (3.93).

In einer Kreiselpumpe weicht die reale Strömung von der Vorstellung der idealen Strömung ab. Es muss dabei unterschieden werden zwischen dem Einfluss der Schaufelversperrung und dem der „Minderleistung“. Durch die materiell (mit endlicher Stärke) ausgeführten Schaufeln entsteht eine Einengung der Strömungsquerschnitte, die eine Zunahme der Meridianschwindigkeit beim Eintritt ins Laufrad und eine Abnahme beim Verlassen des Laufrades zur Folge hat. Eine Änderung

der Umfangskomponente der Strömung tritt nicht ein, so dass die Schaufelversper-
rung keinen Einfluss auf das Drehmoment an der Welle – somit auf die Arbeits-
übertragung – hat. Durch die Zunahme der Meridiangeschwindigkeit beim Eintritt
in das Laufrad entsteht lediglich eine „Aufrichtung“ der Strömung, was bedeutet,
dass der Schaufelwinkel für eine stoßfreie Anströmung gegenüber dem Relativ-
winkel der ankommenden Strömung vergrößert werden muss. Durch die Abnahme
der Meridiangeschwindigkeit beim Austritt aus dem Laufrad erfolgt eine Ver-
kleinerung des Winkels der Relativströmung von β_2^* auf β_3 und des Winkels der
Absolutströmung von α_2^* auf α_3 , wobei sich die Beträge der Relativ- und der
Absolutgeschwindigkeit ebenfalls verringern. Das Austrittsdreieck wird insgesamt
flacher, wie Abb. 2.12b zeigt.

Die Minderleistung beruht nicht auf der Querschnittsversperung durch mate-
riell ausgeführte Schaufeln, sondern darauf, dass die Strömung bei einer realen
endlichen Schaufelzahl im Gegensatz zur ideellen unendlich großen Anzahl von
Schaufeln selbst bei reibungsfreier Strömung nicht exakt dem Schaufelverlauf
folgt. Die Umlenkung der Strömung ist stets etwas geringer, als es die Schaufel-
krümmung vorgibt, woraus eine Verringerung der Umfangskomponente der Abso-
lutströmung hinter dem Laufrad, somit eine Verringerung der Arbeitsübertragung,
resultiert, wenn man von der schaufelkongruenten Strömung ausgeht. Die infolge
der Minderleistung veränderten Strömungsverhältnisse gegenüber den durch
die Geometrie vorgegebenen sind in Abb. 2.12b durch * gekennzeichnet; das
Geschwindigkeitsdreieck der schaufelkongruenten Strömung ist nicht eingezeich-
net. Zur Minderleistung s. Kap. 2.7.

2.5 Die theoretische Förderhöhe

Die Energiebeladung des Fördermediums erfolgt ausschließlich durch das Lauf-
rad. Durch die Beschaukelung wird der Absolutströmung im Laufrad eine Vergrö-
ßerung ihrer Umfangskomponente aufgeprägt, wodurch die kinetische Energie der
Strömung zunimmt. Wenn sich dabei die Strömung von der Achse entfernt, wächst
unter der Zentrifugalwirkung gleichzeitig auch der Druck in der Strömung. Der
Druck wächst außerdem, wenn im Laufrad die Relativströmung verzögert wird.

Die Energieübertragung im Laufrad lässt sich anschaulich mithilfe des Impuls-
satzes ableiten. Der Impuls ist gleich dem Produkt aus Masse und Geschwindig-
keit, also

$$I = mc. \quad (2.8)$$

Die Impulskraft als zeitliche Änderung des Impulses ist dann

$$F = \frac{dI}{dt}. \quad (2.9)$$

Im Falle des kontinuierlichen Durchflusses durch das Pumpenlaufrad bedeutet das

$$F = c \frac{dm}{dt}. \quad (2.10)$$

Darin steht der Ausdruck dm/dt für den zeitlichen Massenstrom, so dass auch geschrieben werden kann

$$F = c \rho V_U \quad (2.11)$$

mit dem Laufradvolumenstrom V_U . Die Impulskraft wirkt in Richtung der Geschwindigkeit c .

Zieht man Kontrollflächen um das Schaufelgitter eines Laufrades, wie in Abb. 2.13 dargestellt, so wirken die Impulskräfte beim Durchtritt durch die zylindrischen Kontrollflächen A und B am Laufrad-Ein- und -Austritt. An den Radseitenwänden ist kein Impuls wirksam, da hier kein Fluid die Kontrollflächen passiert. Am Laufrad einer Strömungsmaschine wirken die Impulskräfte als Momente, sofern die Geschwindigkeiten an Ein- und Austritt nicht in Meridianebenen verlaufen, d. h., nicht ausschließlich radial oder axial gerichtet sind, sondern eine Umfangskomponente aufweisen. Ein Moment ist gleich dem Produkt aus Hebelarm und der senkrecht zu diesem Hebelarm gerichteten Kraftkomponente. Am Laufradeintritt gilt somit

$$M_0 = F_0 r_1 \cos \alpha_0$$

und am Austritt

$$M_3 = F_3 r_2 \cos \alpha_3$$

mit den Hebelarmen r_1 und r_2 gemäß Abb. 2.13.

Bei einer realen Strömung treten infolge der Zähigkeit zwar Reibungskräfte an den Kontrollflächen längs der Radseitenwänden auf, die ebenfalls ein Moment

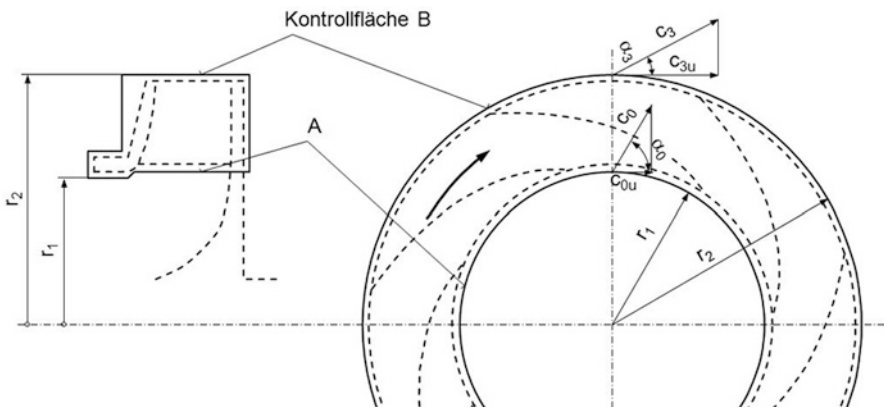


Abb. 2.13 Schaufelgitter und Kontrollflächen

bilden, hier jedoch nicht weiter beachtet werden sollen. Sie sind nicht direkt an der Energieübertragung an das Fluid beteiligt und können andererseits gesondert erfasst werden. Ferner käme dazu noch das Moment M_a , das durch Austauschvorgänge durch die Kontrollflächen A und B hindurch verursacht wird. Dieses Moment tritt jedoch bei Kreiselpumpen vornehmlich nur bei Teillast auf und soll deshalb bei den hier angestellten Betrachtungen ebenfalls nicht berücksichtigt werden. (Auf die Austauschvorgänge wird in Kap. 2.2 und 2.7 näher eingegangen).

Das Gesamtmoment setzt sich aus der Summe der Einzelmomente zusammen, wobei zu berücksichtigen ist, dass bei der Kreiselpumpe die Momente, welche die Laufradrotation unterstützen, als negativ einzusetzen sind. Wenn also c_0 eine Komponente in Drehrichtung des Laufrades aufweist, gilt

$$M = \rho V_U (r_2 c_3 \cos \alpha_3 - r_1 c_0 \cos \alpha_0). \quad (2.12)$$

Wenn die Umfangskomponenten von c_3 und c_0 mit c_{3u} und c_{0u} bezeichnet werden, ist

$$M = \rho V_U (r_2 c_{3u} - r_1 c_{0u}). \quad (2.13)$$

M ist das Moment der Schaufelkräfte auf die Pumpenwelle und muss von der Antriebsmaschine zur Aufrechterhaltung der Förderung aufgebracht werden. In einer realen Pumpe kommen dazu noch Momente durch Scheibenreibung und mechanische Verluste.

Bei der Anwendung des Impulssatzes ist es völlig ohne Einfluss, wie sich die Strömung im Innern des Laufrades vollzieht. Strömungsverluste im Laufrad wirken sich nur als Druckverluste aus und verändern das Moment nicht. Wesentlich sind nur der Betrag und die Richtung der Geschwindigkeiten beim Passieren der Kontrollflächen. Der Impulssatz hat daher auch Gültigkeit sowohl bei nicht schaufelkongruenter Strömung als auch bei Reibungsverlusten innerhalb des Laufrades, die sich – wie gesagt – lediglich als Druckverluste äußern. Für die Geschwindigkeiten müssen allerdings zeitlich und örtlich gemittelte Werte eingesetzt werden.

Da die durch das Impulsmoment übertragene hydrodynamische Leistung

$$P_h = M\omega = \rho V_U \omega (r_2 c_{3u} - r_1 c_{0u}) \quad (2.14)$$

und außerdem

$$P_h = \rho g V_U H_{th}, \quad (2.15)$$

findet man durch Gleichsetzen und Vereinfachen

$$H_{th} = \frac{\omega}{g} (r_2 c_{3u} - r_1 c_{0u}) \quad (2.16)$$

bzw., da $\omega r_1 = u_1$ und $\omega r_2 = u_2$, auch

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_2 c_{3u} - u_1 c_{0u}). \quad (2.17)$$

Diese Gleichung stellt die theoretische Förderhöhe, d. h. die auf die Gewichtskraft einer Masse von 1 kg des Fördermediums bezogene übertragene Schaufelarbeit dar und ist als „Hauptgleichung der Strömungsmaschinen“ oder „EULER'sche Turbinengleichung“ bekannt. Sie hat die Dimension Nm/N oder m . Der theoretischen Förderhöhe entspricht die auf die Masse 1 kg bezogene „spezifischen Schaufelarbeit“ Y_{sch} mit der Dimension m^2/s^2 .

In Gl. (2.12) bis (2.15) ist unter dem Volumenstrom der Laufradvolumenstrom zu verstehen, der sich vom geförderten Volumenstrom der Pumpe um die Spaltverluste unterscheidet. Auf diese Differenzierung wird später in Kap. 3.9 eingegangen; sie ist hier für das Grundverständnis noch nicht erforderlich.

Der Drall eines Potenzialwirbels ist

$$K = rc_u = const. \quad (2.18)$$

Somit bedeutet der Inhalt der Klammer in Gl. (2.16) nichts anderes als die Dralländerung des Fluids im Laufrad. Es kann also für den allgemeinen Fall auch geschrieben werden

$$H_{th} = \frac{\omega}{g}(K_3 - K_0). \quad (2.19)$$

Umgeformt ergibt sich

$$K_3 - K_0 = \frac{gH_{th}}{\omega} \quad (2.20)$$

oder

$$K_3 = \frac{gH_{th}}{\omega} + K_0 \quad (2.21)$$

Die zur Erreichung einer bestimmten theoretische Förderhöhe H_{th} erforderliche Umfangskomponente der Absolutströmung hinter dem Laufrad ergibt sich stets aus dem Austrittsdrall zu

$$c_{3u} = \frac{K_3}{r_2} \quad (2.22)$$

Tritt das Fördermedium drallfrei, d. h. ohne Umfangskomponente, in das Laufrad ein, so ist $K_0 = 0$ und folglich

$$c_{3u} = \frac{gH_{th}}{u_2} \quad (2.23)$$

Bei nicht drallfreier Zuströmung ist der Eintrittsdrall zu berücksichtigen. Im Falle einer Umfangskomponente c_{0u} der Zuströmung in Drehrichtung des Laufrades, eines sog. Mitdralls, ist K_0 positiv. Dadurch vergrößert sich K_3 gemäß Gl. (2.21) um den Betrag von K_0 , wenn die gleiche theoretische Förderhöhe H_{th} erzeugt werden soll, und es wird

$$c_{3u} = \frac{gH_{th}}{u_2} + \frac{r_1}{r_2} c_{0u}. \quad (2.24)$$

Im Falle eines (seltener vorkommenden) Gegendralls im Laufradeintritt ist K_0 negativ, folglich verringert sich c_{3u} gegenüber den Verhältnissen bei drallfreier Zuströmung.

2.6 Spaltdruck, Reaktionsgrad und Druckziffer

Wie bereits zu Anfang gesagt, wird im Laufrad einer Kreiselpumpe nur ein Teil der zu übertragenden Energie dem Fördermedium direkt als Druckenergie mitgeteilt. Der restliche Anteil liegt als kinetische Energie vor und wird erst im Leitapparat bis auf einen Rest, der zur Aufrechterhaltung der Förderung notwendig ist, durch Verzögerung in Druckenergie übergeführt. Für die Druckenergie am Laufradaustritt – praktisch im „Spalt“ zwischen Laufrad und Leitapparat – wurde der Begriff der Spaltdruckhöhe H_p eingeführt [1].

Ersetzt man in Gl. (2.17) die Ausdrücke c_{3u} und c_{0u} durch $c_3 \cos \alpha_3$ bzw. $c_0 \cos \alpha_0$ und wendet darauf den Kosinussatz an, wonach

$$\begin{aligned} 2u_2 c_3 \cos \alpha_3 &= u_2^2 + c_3^2 - w_3^2 \\ 2u_1 c_0 \cos \alpha_0 &= u_1^2 + c_0^2 - w_0^2, \end{aligned}$$

so erhält die Hauptgleichung die Form

$$H_{th} = \frac{c_3^2 - c_0^2 + u_2^2 - u_1^2 + w_0^2 - w_3^2}{2g}, \quad (2.25)$$

die als „Durchflussgleichung“ bezeichnet wird. In ihr steht $(c_3^2 - c_0^2)/2g$ für den vom Laufrad an das Medium abgegebenen Anteil an kinetischer Energie, $(u_2^2 - u_1^2)/2g$ für die Druckzunahme durch Zentrifugalwirkung und $(w_0^2 - w_3^2)/2g$ für die Druckzunahme durch Verzögerung der Relativgeschwindigkeit. Die Druckerzeugung durch die beiden letzteren Anteile geschieht im Laufrad, so dass unmittelbar hinter dem Laufrad die theoretische Spaltdruckhöhe

$$H_{p, th} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_0^2 - w_3^2}{2g} \quad (2.26)$$

vorhanden ist, die durch Einsetzen in Gl. (2.25) und Umformung auch in der Form

$$H_{p, th} = H_{th} - \frac{c_3^2 - c_0^2}{2g} \quad (2.27)$$

geschrieben werden kann.

Radiale Kreiselpumpen

Berechnung und Konstruktion der Hydrodynamischen
Komponenten

Wesche, W.

2016, XVII, 425 S. 204 Abb., Hardcover

ISBN: 978-3-662-48911-6