

---

# Einwellige Rotationsverdrängerpumpen

Karl Jousten, Alfons Jünemann und Boris Kossek

---

## Zusammenfassung

Einwellige Rotationsverdrängerpumpen waren die ersten der modernen industriellen Pumpentypen. Sie wurden um 1900 entwickelt. Allen Typen gemeinsam, auch den später entwickelten, ist das Funktionsprinzip der Volumenverdichtung während eines Umlaufs, beginnend mit einem großen Volumen am Ansaugteil, endend mit einem kleinen Volumen am Ausstoßteil. Einwellige Rotationsverdrängerpumpen werden vor allem im Grob- und Feinvakuum oder als Vorpumpen von Hochvakumpumpen eingesetzt.

---

## Schlüsselwörter

Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen • Wasserringpumpen • Betriebsflüssigkeit • Saugvermögen • Kavitationsgrenze • Kavitationsschutz • Pumpstände

## Inhalt

1	Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen .....	2
1.1	Aufbau und Funktionsweise .....	2
1.2	Betriebseigenschaften und Auslegung .....	4
1.3	Bauarten .....	7
1.4	Pumpstände mit Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen .....	10
1.5	Hinweise für den wirtschaftlichen Betrieb .....	12
2	Drehschieberpumpe .....	14

---

K. Jousten (✉)

Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB), Berlin, Deutschland

E-Mail: [karl.jousten@ptb.de](mailto:karl.jousten@ptb.de)

A. Jünemann

Sterling SIHI GmbH, Itzehoe, Deutschland

E-Mail: [AJuenemann@flowserve.com](mailto:AJuenemann@flowserve.com)

B. Kossek

Busch Produktions GmbH, Maulburg, Deutschland

E-Mail: [boris.kossek@busch.de](mailto:boris.kossek@busch.de)

---

2.1	Wirkungsweise und Aufbau .....	14
2.2	Trockenlaufende Drehschieberpumpe .....	15
2.3	Ölgeschmierte Drehschieberpumpen .....	16
2.4	Frischölgeschmierte Drehschieberpumpe .....	19
2.5	Betriebsverhalten und Hinweise .....	20
2.6	Kennlinien, Kenndaten .....	22
3	Sperrschieberpumpen .....	24
3.1	Wirkungsweise und technischer Aufbau .....	24
3.2	Vergleich zwischen Dreh- und Sperrschieberpumpen .....	28
4	Trochoidenpumpen .....	28
5	Scroll-Pumpen (Spiralpumpen) .....	30
5.1	Das Verdichtungsprinzip .....	30
5.2	Aufbau .....	31
5.3	Anwendungen und Vorteile .....	32
Literatur .....		33

---

## 1 Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen

Die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe wurde bereits 1890 als sogenannte Wasserringpumpe in der heutigen Grundform erfunden. Aufgrund ihres robusten Betriebsverhaltens und ihrer besonderen Eigenschaften gehört diese Verdichterbauart zu den wichtigsten Vakuumpumpen in der chemischen Verfahrenstechnik. Aber auch in anderen Industriezweigen hat sie als Hauptpumpe oder als Vorpumpe in Kombination mit anderen Vakuumpumpen zum Erzeugen von Grob- und Feinvakuum eine starke Verbreitung gefunden. Bewährte Anwendungen gibt es beispielsweise in der Energieerzeugung, der Kunststoffindustrie, der Medizintechnik, der Nahrungsmittel- und Getränkeindustrie, der Baustoffindustrie und der Papierherstellung.

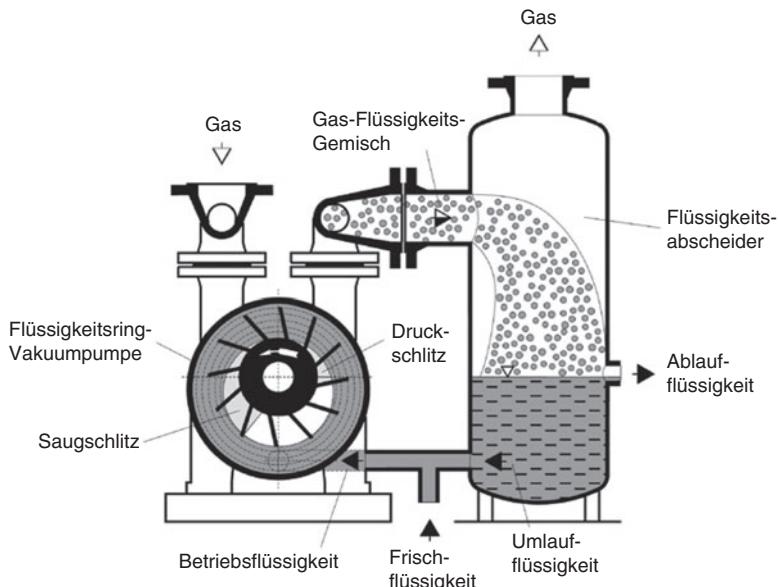
Mit Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen können fast alle Gase und Dämpfe gefördert werden. Diese Maschinen sind charakterisiert durch das ölfreie Arbeitsprinzip, ein niedriges Temperaturniveau und die Möglichkeit auch Flüssigkeiten mitzufördern. Zunehmende Bedeutung gewinnt der Einsatz als verfahrenstechnische Maschine, wo in der Pumpe gezielt ein Wärme- und Stoffaustausch stattfindet oder chemische Reaktionen durchgeführt werden.

Flüssigkeitsringverdichter werden gebaut für Ansaugvolumenströme von weniger als  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  bis über  $10.000 \text{ m}^3/\text{h}$ .

### 1.1 Aufbau und Funktionsweise

Bei der Flüssigkeitsringpumpe erfolgt der Impuls- und Energieübertrag auf das zu fördernde Medium durch einen rotierenden Flüssigkeitsring (Abb. 1). Dieser wiederum wird von einem Flügelrad erzeugt. Durch den intensiven Kontakt des Fördergases mit der Betriebsflüssigkeit wird eine nahezu isotherme Verdichtung erreicht.

Das Flügelrad ist exzentrisch in dem zylindrischen Gehäuse (Mittelkörper) gelagert. Während des Betriebes wird die Betriebsflüssigkeit von dem rotierenden Flügelrad mitgerissen und durch die Fliehkraft nach außen befördert. Dadurch bildet sich ein



**Abb. 1** Funktionsprinzip der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe

gleichförmiger Flüssigkeitsring aus. Das Flügelrad taucht auf der einen Seite aus dem Flüssigkeitsring aus und auf der anderen Seite wieder ein. Die Flügelradschaufeln bilden zusammen mit dem Flüssigkeitsring voneinander getrennte Zellen, so dass während einer Radumdrehung die Flüssigkeit kolbenartig aus den Radzellen aus- und eintritt.

Die seitliche Begrenzung der Radzellen übernehmen Steuerscheiben, die mit Saug- und Drucköffnungen versehen sind. Im Bereich der austauchenden Schaufeln ist der Saugschlitz angeordnet. Der Druckschlitz befindet sich auf der gegenüberliegenden Seite im Bereich der wieder eintauchenden Schaufeln.

Die Betriebsflüssigkeit hat neben der Verdichtung des Fördergases weitere Aufgaben. Das sind die Abdichtung im Axialspalt zwischen Flügelrad und Steuerscheibe sowie die Abführung der Verdichtungswärme aus dem Fördergas. Aufgrund eines intensiven Kontaktes zwischen Gas und Flüssigkeit wird die während der Kompression erzeugte Wärme von der Betriebsflüssigkeit vollständig aufgenommen. Dadurch steigt die Temperatur des zu fördernden Gases nur wenig, so dass man von einer quasi isothermen Verdichtung ausgehen kann. Im Vergleich zu anderen Vakuumpumpenbauarten sind die Abgastemperaturen gering.

Beim Betrieb der Pumpe wird ständig ein Teil der den Ring bildenden Flüssigkeit mit dem Fördergas auf der Druckseite ausgestoßen. Die Zuführung der Betriebsflüssigkeit erfolgt über einen dafür vorgesehenen Anschluss.

Als Betriebsflüssigkeit wird bei den meisten Anwendungen Wasser verwendet. Werden aber, wie z. B. in der chemischen und pharmazeutischen Industrie, reaktive Gase und Dämpfe gefördert, so müssen bei der Wahl der Betriebsflüssigkeit die chemischen Eigenschaften des Fördermediums berücksichtigt werden.

## 1.2 Betriebseigenschaften und Auslegung

Das Förderverhalten der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe wird von den physikalischen Eigenschaften der Betriebsflüssigkeit, insbesondere dem Dampfdruck (Kap. ► „[Reale Gase und Dämpfe](#)“), beeinflusst.

Beim Ansaugen trockener Gase verdampft auf der Saugseite der Vakuumpumpe eine geringe Menge der Betriebsflüssigkeit. In der Radzelle stellt sich der Sättigungszustand ein, wodurch für die Gasförderung dann nur noch ein Teil des Zellenvolumens zur Verfügung steht.

In einem dampfgesättigten Gasgemisch ist der Partialdruck des Dampfes gleich dessen Dampfdruck. Nach dem Daltonschen Gesetz (Abschn. 1.4 im Kap. ► „[Gasgesetze und kinetische Gastheorie](#)“) ist der Anteil des Dampfes proportional dem Partialdruck:

$$\frac{V_{\text{Dampf}}}{V_{\text{ges}}} = \frac{p_{\text{Dampf}}}{p_{\text{ges}}} \quad (1)$$

Wie viel Fördervolumen der einzelnen Radzellen tatsächlich für die Gasförderung zur Verfügung steht, hängt somit von der Temperatur bzw. dem Dampfdruck der Betriebsflüssigkeit und vom Ansaugdruck ab.

Beim Ansaugen von dampfgesättigten Gasen findet in den saugseitigen Radzellen kein Verdampfen der Betriebsflüssigkeit statt, so dass das gesamte Zellenvolumen für die Gasförderung zur Verfügung steht und keine Verminderung des Saugvermögens eintritt. Wenn Dampf aus dem Fördergasgemisch durch Abkühlung beim Eintritt in die Pumpe kondensiert, resultiert daraus eine zusätzliche Erhöhung des Saugvermögens. Diese Kondensationswirkung ist besonders groß bei heißen dampfgesättigten Gasgemischen.

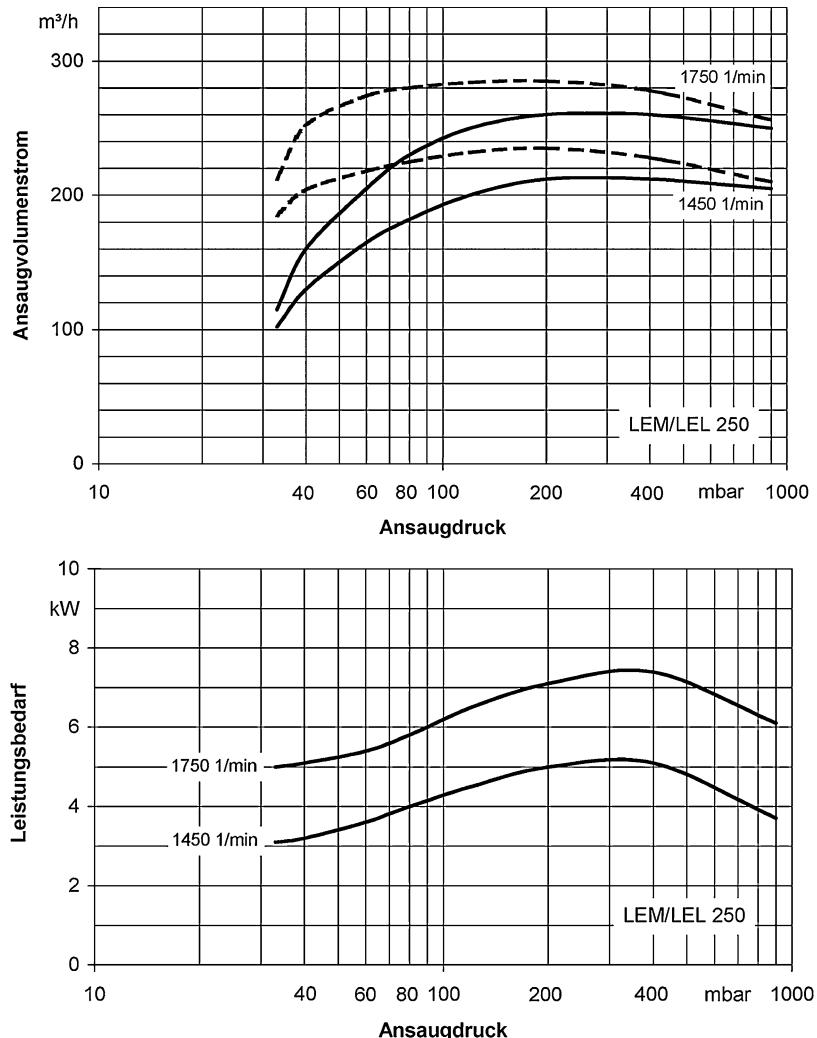
In Abb. 2 ist das Saugvermögen und der Leistungsbedarf als Funktion des Ansaugdruckes für die Förderung von trockener und wasserdampfgesättigter Luft dargestellt.

Im Allgemeinen können heutige Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen bei Ansaugdrücken bis ca. 30 mbar (hPa) betrieben werden.

Die gestrichelten Kurven (Abb. 2) zeigen das erhöhte Saugvermögen bei Förderung von wasserdampfgesättigter Luft durch den Kondensationseffekt.

Die in Katalogen der Hersteller angegebenen Saugvermögen (Ansaugvolumenströme) werden als Funktion des Ansaugdruckes dargestellt. Sie gelten für trockene oder wasserdampfgesättigte Luft als Fördermedium bei 20 °C und Wasser als Betriebsflüssigkeit bei 15 °C. Der Verdichtungsdruck ist dabei der Atmosphärendruck von 1013 mbar (hPa). Basis für die Ermittlung der Kennlinien sind die in der DIN 28431 [1] festgelegten Abnahmeregeln.

Bei der Auslegung von Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen werden die Katalogdaten auf die tatsächlichen Betriebsbedingungen des jeweiligen Anwendungsfalles umgerechnet. Die Einflüsse auf die Leistungsaufnahme und insbesondere auf das Saugvermögen können für abweichende Betriebsbedingungen beachtlich sein.



**Abb. 2** Kennlinien der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe LEM/LEL 250 (Sterling SIHI), Saugvermögen (Ansaugvolumenstrom) und Leistungsbedarf als Funktion des Ansaugdruckes bei verschiedenen Drehzahlen

Neben den Temperaturen des abzusaugenden Mediums und der Betriebsflüssigkeit ist von maßgeblicher Bedeutung, ob das Fördergas trocken oder dampfgesättigt ist.

Bei Anwendung des Daltonischen Gesetzes (Gl. 1) und unter der Annahme, dass sich die Temperatur  $\vartheta_A$  der geförderten Luft bis zu deren Eintritt in die Flügelradzellen auf die Temperatur  $\vartheta_B$  des Betriebswassers angeglichen hat, ergibt sich das Saugvermögen  $S$  zu:

$$S_{A,\text{trocken}} = S_K \cdot \left( \frac{\vartheta_A + 273}{\vartheta_B + 273} \cdot \frac{288}{293} \cdot \frac{p_A - p_{d,B}}{p_A - 17,04 \text{ hPa}} \right) \quad (2)$$

Darin ist  $S_K$  das Saugvermögen bei dem Ansaugdruck  $p_A$  (in hPa) entsprechend Katalogbedingungen (DIN 28431). Der Ausdruck in der Klammer berücksichtigt die von 20 °C (293 K) abweichende Lufttemperatur und die von 15 °C (288 K) abweichende Betriebswassertemperatur. Zu beachten ist, dass der Dampfdruck  $p_{d,B}$  eine Funktion der Betriebsflüssigkeitstemperatur  $\vartheta_B$  ist. Der Wert 17,04 hPa steht hier für den Dampfdruck des Wassers bei der Temperatur 15 °C (Tab. 4 in Abschn. 3 im Kap. ► „Reale Gase und Dämpfe“).

Für die Bestimmung des Fördervolumenstromes beim Ansaugen gesättigter Luft muss das Daltonsche Gesetz auch für das Saugvermögen angewendet werden:

$$S_{A,\text{gesättigt}} = S_{A,\text{trocken}} \cdot \left( 1 + \frac{p_{d,A}}{p_A - p_{d,A}} \right) \quad (3)$$

Hier ist der Dampfdruck  $p_{d,A}$  eine Funktion der Ansaugtemperatur  $\vartheta_A$ .

In der Praxis folgt die Veränderung des Saugvermögens nicht exakt diesen idealisierten Gesetzmäßigkeiten. Deshalb wurden aus umfangreichen Messreihen empirische Gleichungen ermittelt. Abb. 3 zeigt z. B. den Einfluss der Betriebsflüssigkeitstemperatur für zweistufige Vakuumpumpen.

Für die Verdichtung von trockener Luft und der Verwendung von Wasser als Betriebsflüssigkeit ergibt sich danach das Saugvermögen der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe aus:

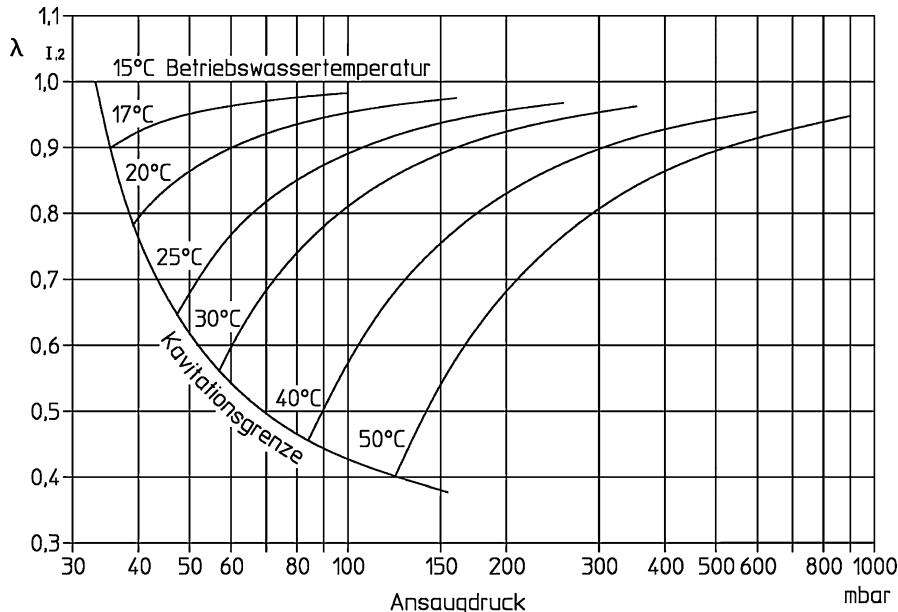
$$S_A = S_K \cdot \lambda \quad (4)$$

Der erforderliche  $\lambda$ -Wert kann aus dem Diagramm (Abb. 3) bei Kenntnis der Betriebsflüssigkeitstemperatur für den vorliegenden Ansaugdruck abgelesen werden.

Wird die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe in der Nähe des Dampfdrückes der Betriebsflüssigkeit betrieben, so kann in der Pumpe Kavitation auftreten. Dabei bilden sich im Flüssigkeitsring Dampfblasen, die während der Kompressionsphase schlagartig zusammenfallen und dadurch erhebliche Druck- und Schallschwingungen verursachen. Die Folge können Zerstörungen an Bauteilen, insbesondere an den Flügelrädern und den Steuerscheiben sein. Die in Abb. 3 als Kavitationsgrenze bezeichnete Linie gilt als Richtwert für den Ansaugdruck, der bei vorgegebener Betriebsflüssigkeitstemperatur für einen kavitationsfreien Betrieb nicht unterschritten werden sollte.

Bei der Auslegung der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen für komplexere Einsatzfälle müssen zusätzlich auch die Gasart, die Art der Betriebsflüssigkeit, abweichende Verdichtungsdrücke oder auch eine eventuelle Flüssigkeitsmitförderung berücksichtigt werden.

Die Betriebsflüssigkeit erwärmt sich beim Durchströmen der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe. Der mit der Betriebsflüssigkeit abzuführende Wärmestrom ergibt



**Abb. 3** Einflussfaktor  $\lambda$  auf das Saugvermögen einer zweistufigen Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe als Funktion des Ansaugdruckes bei unterschiedlichen Betriebsflüssigkeitstemperaturen

sich im Wesentlichen aus der Verdichtungswärme und der Kondensationswärme, wobei die Verdichtungswärme annähernd der Antriebsleistung der Vakuumpumpe entspricht. Die Kondensationswärme muss bei Dampfanteilen im Ansaugstrom berücksichtigt werden. Besonders groß ist der Kondensationseffekt bei kleinen Ansaugdrücken und höheren Ansaugtemperaturen.

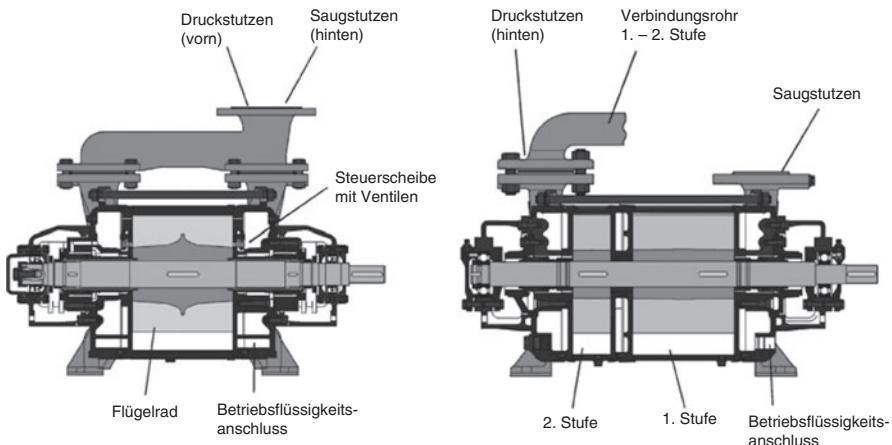
Die Wärmebilanz basiert auf dem Gleichgewicht der zu- und abgeführten Wärmeströme. Die Temperatur des komprimierten Gases und der Betriebsflüssigkeit beim Austritt am Druckstutzen kann damit berechnet werden.

### 1.3 Bauarten

Die verschiedenen Arten der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen unterscheiden sich im konstruktiven Aufbau und werden ergänzt durch anwendungsgerechte Werkstoffausführungen. Gemeinsam ist allen Bauarten eine hohe Betriebssicherheit, die daraus resultiert, dass im Verdichtungsraum keine mechanische Berührung des rotierenden Flügelrades mit dem Gehäuse stattfindet.

Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen gibt es in einstufiger und zweistufiger Ausführung (Abb. 4).

Ob einstufige Vakuumpumpen für Ansaugdrücke bis 120 mbar (hPa) oder sogar bis 33 mbar (hPa) einsetzbar sind, hängt von der konstruktiven Ausführung der Flügelräder und der Steuerscheiben ab. Einstufige Pumpen, bei denen in den Steuerscheiben neben



**Abb. 4** Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen in ein- und zweistufiger Bauart

der Drucköffnung zusätzliche selbsttätige Ventile angeordnet sind, können genauso wie zweistufige Pumpen bis 33 mbar (hPa) Ansaugdruck eingesetzt werden.

Der Vorteil zweistufiger Vakuumpumpen ist die geringere Störanfälligkeit und ein höheres Saugvermögen bei kleinen Ansaugdrücken, insbesondere bei der Förderung gesättigter Gasgemische und bei höheren Betriebsflüssigkeitstemperaturen.

Für kleine und mittlere Saugvermögen werden einstufige Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen auch als kompakte Maschinen in Blockbauweise gebaut (Abb. 5). Dabei wird das Flügelrad direkt auf die Motorwelle montiert. Die Lagerung des Motorläufers übernimmt zusätzlich die Lagerung des Pumpenlaufrades.

Der kleinste erreichbare Ansaugdruck einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe ist vom Dampfdruck der Betriebsflüssigkeit abhängig. Sollen niedrigere Ansaugdrücke erreicht werden, kann die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit einem Gasstrahler (Kap. ► „[Treibmittelpumpen](#)“) kombiniert werden (Abb. 6), der das Fördergas auf den Ansaugdruck der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe vorverdichtet.

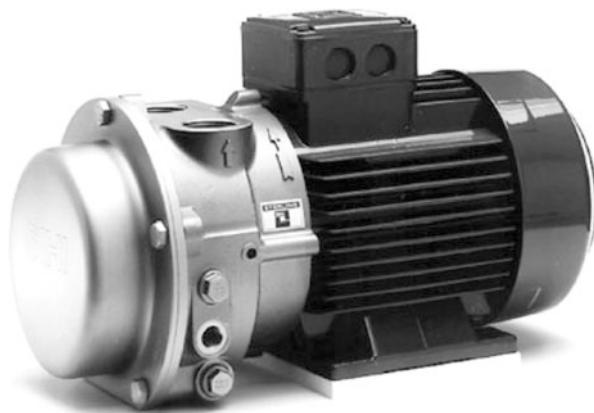
Gasstrahl-Vakuumpumpen (Kap. ► „[Treibmittelpumpen](#)“) arbeiten nach dem Ejektorprinzip. Ein Treibgasstrom wird in der Treibdüse entspannt und beschleunigt, wodurch das zu fördernde Gas angesaugt wird. Im Diffusor wird dann die Geschwindigkeitsenergie des Gemischstromes in Druckenergie umgewandelt.

In Abb. 7 ist das Saugvermögen einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit und ohne Gasstrahler dargestellt.

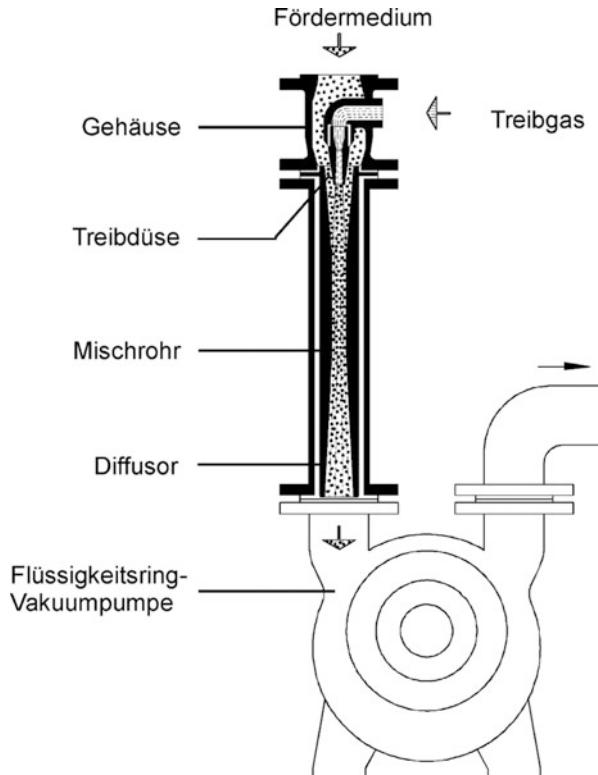
Man erkennt, dass mit der Kombination von Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe und Gasstrahler kleinere Ansaugdrücke erreicht werden. Bei hohen Ansaugdrücken ist der Volumenstrom jedoch geringer gegenüber dem der einzelnen Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe. Deshalb wird bei Evakuierungsprozessen zunächst der Gasstrahler über einen Bypass umgangen und erst bei einem kleineren Druck zugeschaltet.

Gasstrahler stellen für Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen einen idealen Kavitationsschutz dar, weil das Treibgas aus einem bei den Betriebstemperaturen nicht

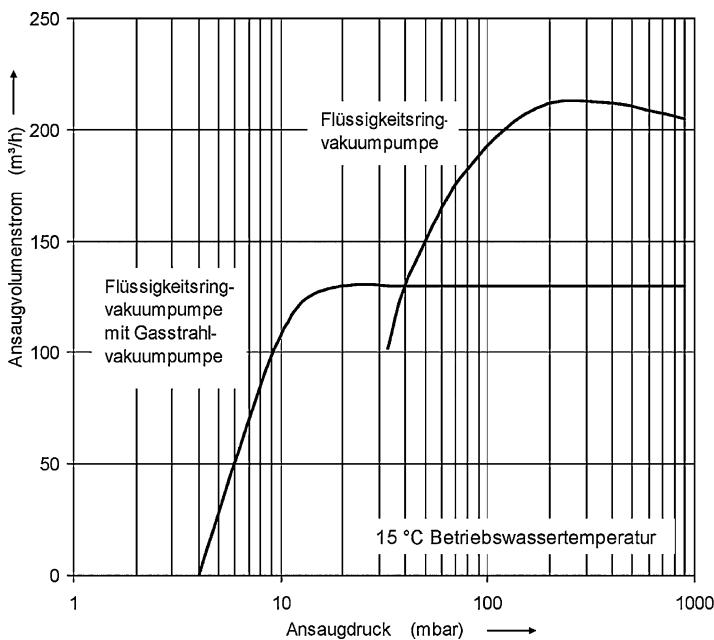
**Abb. 5** Motorblock-Vakuumpumpe in modernem Blechdesign (Sterling SIHI: LEM 26). Ansaug- und Druckstutzen sind oben und der Betriebsflüssigkeitsanschluss seitlich angeordnet



**Abb. 6** Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit Gasstrahler



kondensierenden Gas besteht. Selbst wenn die Ansaugmenge des Strahlers gegen Null geht oder der Strahler mit geschlossener Saugseite betrieben wird, arbeitet die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe außerhalb des gefährlichen Kavitationsbereiches.



**Abb. 7** Saugvermögen (Ansaugvolumenstrom) einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit und ohne Gasstrahler

## 1.4 Pumpstände mit Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen

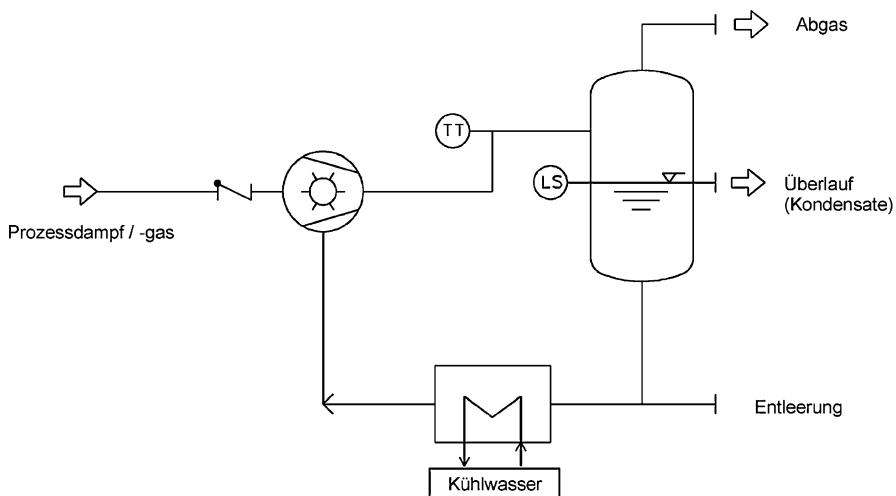
Abb. 8 zeigt das Schaltschema eines Vakuumsystems, bei dem die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe im Umlaufflüssigkeitsbetrieb gefahren wird. Typische Saugdrücke liegen zwischen 50 mbar (hPa) und 500 mbar (hPa).

Wenn dampfgesättigte Gase gefördert werden sollen, bietet es sich an, einen Vorkondensator zu verwenden. Dadurch wird ein größeres Saugvermögen erreicht oder es kann eine kleinere Vakuumpumpenbaugröße eingesetzt werden. Das entstehende Kondensat kann mit dem Gasstrom über die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe abgeführt werden (Abb. 9).

Für Enddrücke zwischen 5 mbar (hPa) und 50 mbar (hPa) ist die Kombination der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit einem Gasstrahler eine kostengünstige und robuste Lösung (Abb. 10). Der Gasstrahler verdichtet das Fördergas auf den Ansaugdruck der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe. Der Treibstrom wird vorzugsweise aus dem Flüssigkeitsabscheider bzw. der Druckleitung entnommen.

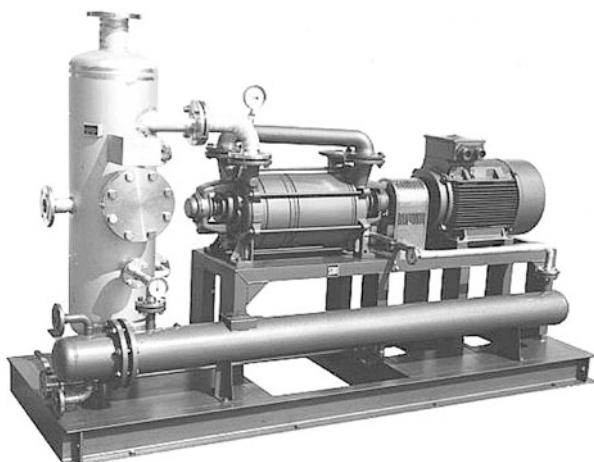
Für noch kleinere Saugdrücke und ein größeres Saugvermögen werden Kombinationen von Wälzkolbenpumpen (Kap. ► „Zweiwellige Rotationsverdrängerpumpen“) mit der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe eingesetzt.

Im einfachsten Fall wird zusätzlich zu dem Aufbau entsprechend Abb. 10 eine Wälzkolbenpumpe saugseitig vor dem Gasstrahler installiert.



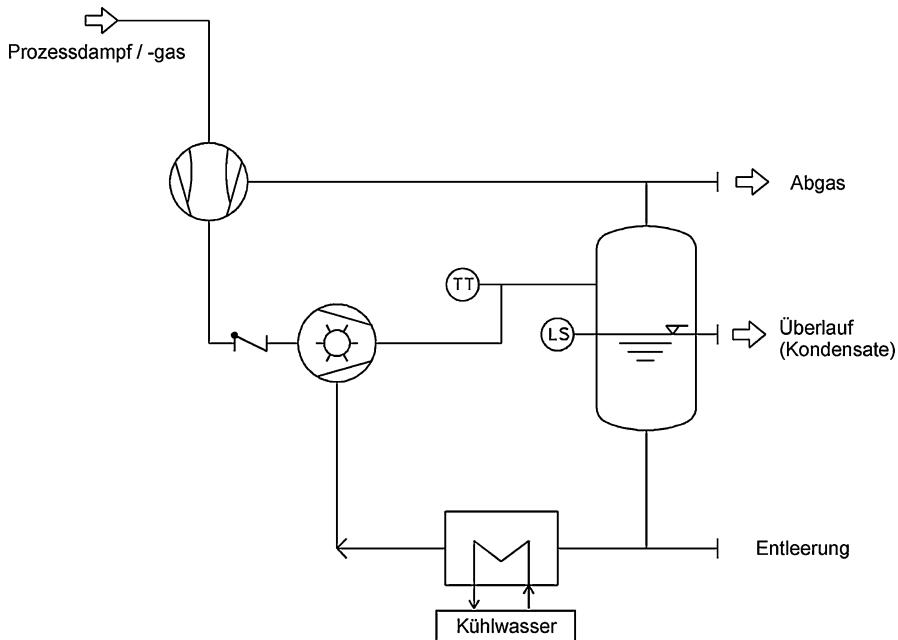
**Abb. 8** Vakumsystem mit geschlossenem Betriebsflüssigkeitskreislauf, ausgestattet mit Überwachungsmesstechnik für die maximal zulässige Verdichtungstemperatur (TT) und das Flüssigkeitsniveau (LS) im Abscheider

**Abb. 9** Vakuumaggregat, bestehend aus einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe (Sterling SIHI: LPH 65327) mit Flüssigkeitsabscheider und Wärmetauscher. Der Wärmetauscher ist am tiefsten Punkt der Anlage angebracht, damit sich im Betriebsflüssigkeitskreislauf keine Gaspolster bilden können



Wälzkolbenpumpen können aber auch mehrstufig hintereinander direkt vor die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe geschaltet werden. Dies empfiehlt sich bei Anwendungen, bei denen kein Gasstrahler eingesetzt werden soll. Die Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe kann dann in einer kleineren Baugröße ausgeführt werden, da sie das Treibgas des Strahlers nicht zusätzlich mitfordern muss.

Vakumsysteme mit Wälzkolbenpumpen können Enddrücke bis weit unter 1 mbar (hPa) erreichen.



**Abb. 10** Vakuumsystem, bestehend aus Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe und Gasstrahler: Das Betriebsflüssigkeitsniveau (LS) und die Verdichtungstemperatur (TT) werden überwacht

## 1.5 Hinweise für den wirtschaftlichen Betrieb

Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen sind sehr robuste Maschinen. Gegen Verschmutzungen im Fördergas sind sie nahezu unempfindlich. Bei richtiger Installation und Betriebsweise bedarf die Pumpe auch während längerer Laufzeiten kaum einer Wartung.

Für die Schaltung der Betriebsflüssigkeit gibt es verschiedene Betriebsarten:

- Im Schaltschema der Abb. 10 ist der Umlaufflüssigkeitsbetrieb dargestellt, der insbesondere in der Chemie und Pharmazie verwendet wird, wo häufig andere Betriebsflüssigkeiten als Wasser eingesetzt werden, wie z. B. Öl, Laugen und Säuren. Zwingend erforderlich ist der geschlossene Betriebsflüssigkeitskreislauf bei korrosiv wirkenden, abwasserschädigenden oder gesundheitsschädlichen Fördermedien. Er wird aber auch für die Rückgewinnung des Kondensates angewendet. Der Flüssigkeitsstrom, der aus dem Abscheider der Vakuumpumpe wieder zugeführt wird, muss dabei mit einem Wärmetauscher rückgekühlt werden.
- Die Betriebsart mit dem einfachsten Aufbau ist der Frischflüssigkeitsbetrieb. Dabei erfolgt keine Rückführung der Betriebsflüssigkeit vom Abscheider zur Vakuumpumpe, sondern sie wird druckseitig abgeleitet. Der Frischflüssigkeitsbetrieb wird nur für solche Fälle angewendet, bei denen genügend Betriebsflüssigkeit (Wasser) zur Verfügung steht. In der Praxis ist das meist nur bei kleinen Baugrößen der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen der Fall.

- Der kombinierte Flüssigkeitsbetrieb ist die am häufigsten angewendete Betriebsart. Dabei wird ein Teil der Flüssigkeit aus dem Abscheider der Vakuumpumpe als Betriebsflüssigkeit wieder zugeführt, wobei diesem Strom sogenannte Frischflüssigkeit aus einem Flüssigkeitsnetz, z. B. einer Wasserleitung, zugemischt wird. Die Eintrittstemperatur der Betriebsflüssigkeit in die Pumpe ist die Mischtemperatur der beiden Teilströme. Sie kann durch Vergrößerung oder Reduzierung des Frischflüssigkeitsstromes verändert werden.

Die realen Betriebsbedingungen für eine Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe weichen häufig von den Auslegungsdaten ab. Besonders bei einer Überdimensionierung der Vakuumpumpe sollte durch eine Regelung das Saugvermögen angepasst, d. h. reduziert, werden. Dazu werden folgende Möglichkeiten empfohlen:

- Anpassung der Betriebsflüssigkeitstemperatur  
Die Betriebsflüssigkeitstemperatur ist die einfachste und wirkungsvollste Regelgröße für den Fördervolumenstrom der Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe. Im Umlauf- und kombinierten Flüssigkeitsbetrieb kann durch die Erhöhung/Verringerung der Eintrittstemperatur der Betriebsflüssigkeit in die Pumpe das Saugvermögen verringert/vergrößert werden. Bei der Verwendung von Wasser als Betriebsflüssigkeit sollten jedoch Temperaturen unter 10 °C wegen Vereisungsgefahr in der Pumpe vermieden werden.
- Drehzahlregelung  
Die Anpassung der Drehzahl kann mit einem Getriebe oder mit einem Frequenzumrichter erfolgen. Die Verwendung eines Frequenzumrichters hat den Vorteil, dass bei der Veränderung von Betriebsparametern sofort wieder ein optimaler Betriebspunkt der Vakuumpumpe eingestellt werden kann. Zu berücksichtigen ist aber, dass die Regelung der Drehzahl bei Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen nicht über den gesamten Drehzahlbereich, sondern nur ca. 30 % abweichend von der Nenndrehzahl möglich ist. Bei zu kleinen Umfangsgeschwindigkeiten wird kein stabiler Flüssigkeitsring ausgebildet und die Pumpe läuft unruhig. Zu hohe Drehzahlen führen zur Überlastung der Bauteile; Flügelradbrüche können die Folge sein.
- Bypass-Regelung  
Ein Teil des verdichteten Gases oder atmosphärische Luft wird in die Saugleitung zurückgeführt. Dadurch werden unzulässig kleine Ansaugdrücke verhindert.

Die Regelung des Saugvermögens durch saugseitige Drosselung ist wegen Kavitationsgefahr unbedingt zu vermeiden. Auch die Drosselung auf der Druckseite verbietet sich, da die Gefahr der Bauteilüberbeanspruchung und einer Zerstörung des Pumpenlaufrades besteht.

Für den kavitationsfreien Betrieb müssen Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen immer eine Mindestmenge nicht kondensierendes Gas fördern. Das ist besonders bei hohen Dampfanteilen im Ansaugstrom zu beachten. Viele Pumpen haben einen speziellen Kavitationsschutzanschluss, mit dem Inertgas direkt bis in die Radzellen zugeführt wird. Dadurch wird Kavitation in der Pumpe vermieden und gleichzeitig die Einhaltung des kleinsten zulässigen Ansaugdruckes gewährleistet.

Beim Anfahren der Pumpe soll der Stand der Betriebsflüssigkeit etwa Wellenhöhe betragen. So wird sofort der volle Förderstrom erreicht und der Antriebsmotor nicht überlastet.

Bei der Förderung explosiver Gemische wirken Flüssigkeitsringmaschinen nicht als Zündquelle.

---

## 2 Drehschieberpumpe

Die Drehschieberpumpe sind die am häufigsten eingesetzten Vakuumpumpen. Sie wurde zwischen 1904 und 1910 entwickelt. Die Idee zu diesem Funktionsprinzip wurde bereits 1660 von einem Adligen namens *Prinz Rupprecht* gegeben [2]. Insbesondere die im Jahr 1909 von *Gaede* erfundene Kapselpumpe gilt als Ursprung der Drehschieberpumpe [3]. Zu wirtschaftlicher Bedeutung kamen die ölgeschmierten Drehschieberpumpen mit dem Einsatz in der Lebensmittelvakuumverpackung. Das große Wachstum fand in den 1970er- und 1980er-Jahren statt. Parallel dazu wuchs der Markt der Druckindustrie und der allgemeinen Verpackungsindustrie, die viele trockenlaufende Drehschieberpumpen einsetzen.

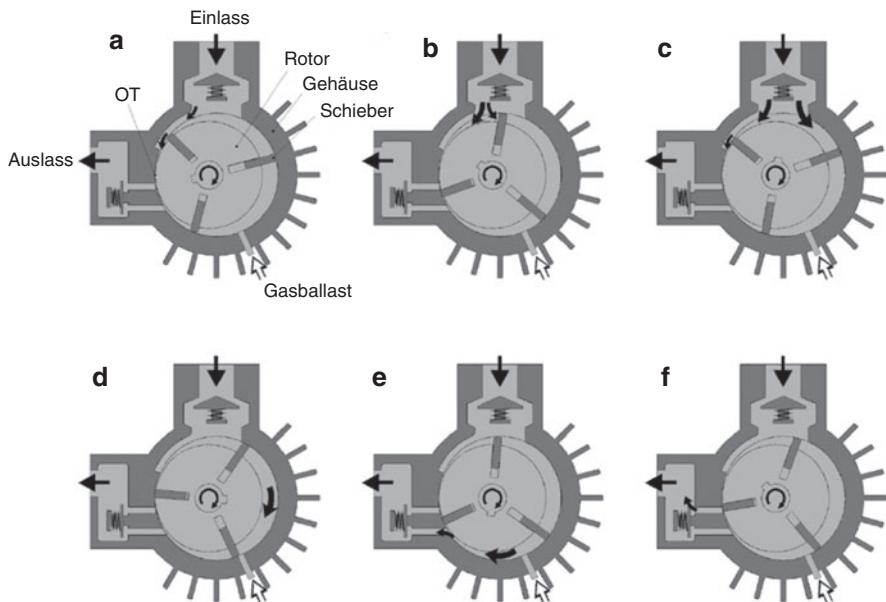
### 2.1 Wirkungsweise und Aufbau

Die Wirkungsweise der Drehschieberpumpe ist in der Norm DIN 28400 von 1980 folgendermaßen beschrieben: „Eine Drehschieberpumpe ist eine Rotationsverdrängerpumpe, in der ein exzentrisch gelagerter Rotor tangential an der Innenwand des Stators (Gehäuse) vorbeigleitet. Zwei oder mehr in Rotorschlitzen beweglich (meist radial) angebrachte Schieber gleiten an der Innenwand des Stators und teilen die Pumpenkammer in Räume mit sich veränderndem Volumen ein.“

Den grundsätzlichen Aufbau und die Wirkungsweise einer Drehschieberpumpe zeigt die Abb. 11.

Sie besteht aus einem im Innern zylindrischen Gehäuse, in dem sich ein exzentrisch gelagerter, geschlitzter Rotor dreht. In den Schlitten des Rotors gleiten Schieber, die durch die Zentrifugalkraft an die Gehäusewand gedrückt werden und an ihr entlang gleiten. Dadurch wird der Raum zwischen Rotor und Gehäuse in Kammern geteilt. Das abzusaugende Gas tritt durch den Ansaugstutzen in den sich bei der Rotation vergrößernden sichelförmigen Schöpfraum ein. In Abb. 11a erreicht ein sich neu öffnender sichelförmiger Schöpfraum die Einlassöffnung. Idealerweise beginnt das Schöpfvolumen bei Null. Durch die Vergrößerung des Schöpfraumes beim Drehen des Rotors kommt die Saugwirkung zustande. Nach Erreichen des maximalen Schöpfvolumens verkleinert sich der Schöpfraum beim Weiterdrehen wieder. Abb. 11d zeigt die Position der Schieber bei maximalem Schöpfvolumen. Dies ist der Punkt, bei dem das Schöpfvolumen zum Ansaugstutzen hin geschlossen wird, d. h., der Schieber muss über den Einlasskanal hinweglaufen sein.

Beim Weiterdrehen wird das angesaugte Gas verdichtet, bis die Verdichtungskammer zum Auslasskanal hin öffnet (Abb. 11e). Die innere Verdichtung wird von



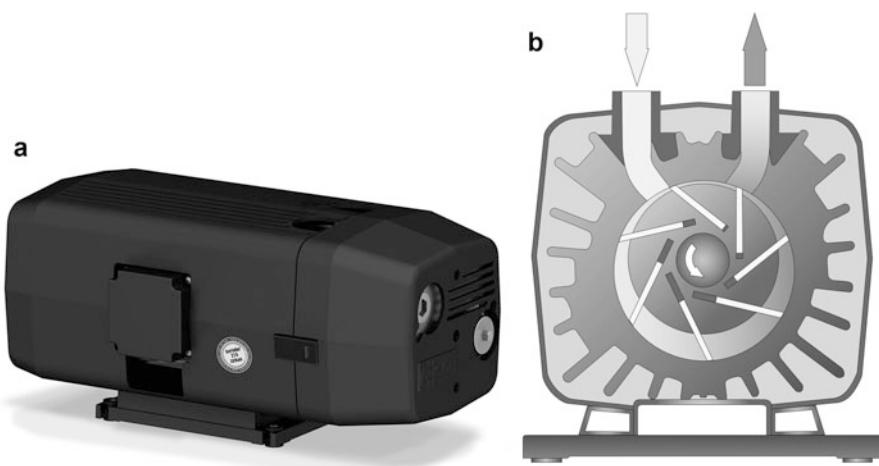
**Abb. 11** Aufbau und Wirkungsweise einer Drehschieberpumpe

der geometrischen Lage des Auslasses bestimmt. Das verdichtete Gas wird durch den Auslass ausgeschoben, bis in Abb. 11f das Schöpfvolumen idealerweise Null erreicht. Dreht der Rotor weiter, überstreicht die betrachtete Arbeitskammer wieder die Einlassöffnung – ein neuer Verdichtungszyklus beginnt.

Da das Schöpfvolumen idealisiert bei Null beginnt, existiert kein Schadvolumen. Jedoch sind in der Praxis aus Gründen der Fertigungstoleranzen sowie durch die Berücksichtigung der thermischen Ausdehnungen Spalte vorhanden. Das sind zum einen die Spalte zwischen dem Rotor und dem Gehäuse in radialer Richtung im Bereich des oberen Totpunktes OT und in axialer Richtung auf beiden Seiten des Rotors, zum anderen im Bereich der Schieber in den Schlitten und auch hier in axialer Richtung zu den Gehäusedeckeln.

## 2.2 Trockenlaufende Drehschieberpumpe

Trockenlaufende Drehschieberpumpe erreichen einen Enddruck von 80 hPa–200 hPa. Sie haben in der Regel eine relativ große Anzahl an Schiebern. Ein Beispiel eines ausgeführten Trockenläufers zeigt Abb. 12. Die Schieber müssen hier neben der Funktion der Abdichtung zwischen den Kammern zusätzlich die nicht einfache Funktion der Schmierung der Lauffläche übernehmen. So kommen als Schiebermaterialien in der Regel Verbundwerkstoffe mit der Hauptkomponente Graphit zum Einsatz. Die exakten Materialzusammensetzungen sowie die Herstellverfahren sind gut gehütete



**Abb. 12** Trockenlaufende Drehschieberpumpe: **a** Außenansicht, **b** Querschnitt

Geheimnisse, denn die Wahl des richtigen Schiebermaterials sowie die richtige Lauffläche (Gehäuse) sind von entscheidender Bedeutung.

Heute eingesetzte Materialien erlauben eine Standzeit bis zum Schieberwechsel je nach Einsatzfall von ca. 2000 bis über 10.000 Betriebsstunden. Damit die Belastung auf den einzelnen Schieber reduziert wird, kommen meist sieben Schieber zum Einsatz. Trockenlaufende Drehschieberpumpen werden auch Vielzellen- oder Lamellenpumpen genannt (man bezeichnet die Schieber auch als Lamellen).

Damit die Pumpe nicht durch Verunreinigungen zerstört werden kann, setzt man häufig auf der Saugseite einen Filter vor. Da die Schieber eines Trockenläufers einer Abnutzung unterliegen, setzt man auch hinter der Pumpe einen Filter ein. Dieser dient lediglich dazu, die Umwelt vor dem Schieberabrieb zu schützen und ist bereits in die Pumpe integriert. Trockenlaufende Drehschieberpumpen werden für Volumenströme von  $1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ - $500 \text{ m}^3/\text{h}$  angeboten.

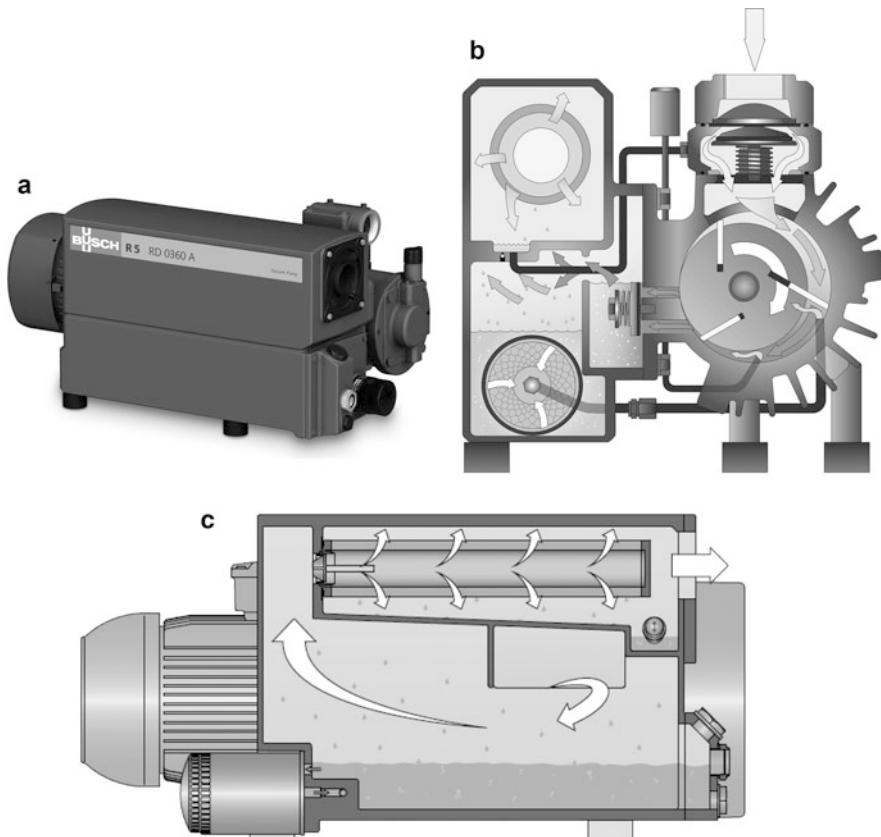
## 2.3 Ölgeschmierte Drehschieberpumpen

Um einen niedrigeren Enddruck zu erreichen, müssen die Spalte besser abgedichtet werden, wozu man einen Ölfilm verwendet. Durch Bohrungen und Kanäle wird erreicht, dass zwischen den Gehäusedeckeln und den Stirnflächen des Rotors und Schiebers überall Öl vorhanden ist und dass die Schieber zwischen Absaug- und Verdichtungsraum einen kleinen Ölsee vor sich herschieben. Dadurch wird eine gute Abdichtung zwischen dem Verdichtungs- und dem Saugraum erreicht. Bei einer ölgeschmierten Drehschieberpumpe befindet sich im Auslasskanal des Verdichtungsraumes in der Regel ein federbelastetes Ventil. Dieses öffnet erst, wenn der innere Verdichtungsdruck so über dem vor dem Ventil anliegenden Umgebungs-

druck liegt, dass er die Federkraft des Ventils überwindet. Bei sehr kleinen Gasdurchsätzen, also bei geringen Ansaugdrücken, füllt das Öl, das vor den Schiebern hergeschoben wird, kurz vor dem Ausstoßen den Auspuffkanal praktisch völlig aus. Das führt dazu, dass in sehr kurzer Zeit der Druck in der Kammer stark ansteigt. In diesem Moment versuchen die Schieber inkompressibles Öl zu verdichten, bis das Öl über die Auslassventile abströmen kann. Dieser hohe Druck erzeugt den sogenannten Ölschlag, der noch in den 1970er-Jahren als Zeichen für das Erreichen des Enddruckes und somit als Qualitätszeichen angesehen wurde. Heute wird dieser Ölschlag als störend empfunden, so wird den Pumpen künstlich eine kleine Menge Gas zugeführt. Solange noch Gas gefördert wird, öffnet das Ventil durch das Gaspolster weich, der Ölschlag ist demnach unterdrückt. Allerdings wird der erreichbare Enddruck durch diese Maßnahme negativ beeinflusst. Für verschiedene Anwendungen werden heute Enddrücke bei einstufigen Drehschieberpumpen von 0,05 hPa-20 hPa zur Verfügung gestellt.

Die Betriebsflüssigkeit, im einfachen Anwendungsfall ein hochwertiges Mineralöl, allerdings heute bereits häufig durch speziell entwickelte synthetische Öle ersetzt, hat also die Aufgabe, die Pumpe abzudichten und zu schmieren. Da eine relativ große Menge Betriebsflüssigkeit in den Verdichtungsraum eingespritzt wird, nimmt sie auch einen großen Anteil der Verdichtungswärme auf. So lässt sich die Temperatur in der Pumpe auf 70 °C-90 °C einstellen. Dieser Temperaturbereich hat sich in der Praxis als guter Kompromiss zwischen langer Lebensdauer des Öles und dem Vermeiden von Kondensation in der Pumpe herausgestellt. Neben der erhöhten Temperatur in der Pumpe wird die in feuchten Prozessen anfallende Kondensation mit Hilfe eines Gasballastes (siehe Abschn. 3.2 im Kap. ► „[Grundlagen der Verdrängerpumpen](#)“) unterbunden. Der Gasballast öffnet in die Verdichtungskammer, wenn diese gerade nicht mehr mit dem Saugstutzen in Verbindung ist; dies ist in Abb. 11d dargestellt. Als Gasballast strömt meist Umgebungsluft in die abgeschlossene Verdichtungskammer. Das sich dann einstellende Gemisch aus feuchtem Prozessgas und Luft kann dann nicht mehr in der Pumpe kondensieren. Bei trockenen Prozessen erreicht das Betriebsmittel allerdings höhere Standzeiten, wenn die Pumpe deutlich kühler gehalten wird.

Als weitere Aufgaben der Betriebsflüssigkeit sind der Korrosionsschutz und die Reinigung zu erwähnen. Insbesondere bei schmutziger Anwendung reinigt das Öl alle sich bewegenden Teile, dabei sind die Schieber in den Schlitten und die Ventile als kritische Bauteile zu erwähnen. Die Ventile erhöhen den Wirkungsgrad der Drehschieberpumpe und sind für das Erreichen guter Enddrücke notwendig. Durch die reinigende Wirkung des Öles fallen Ventile bei den ölgeschmierten Pumpen praktisch nie aus. Die Betriebsflüssigkeit kommt also im Verdichtungsraum mit dem Fördermedium in Berührung. In sehr vielen Fällen wird nicht allein saubere trockene Luft durch die Pumpe gefördert. So können z. B. Fette oder Stäube in die Pumpe geraten, die dann im Betriebsmittel aufgenommen werden. Ein ausreichend dimensioniertes Ölreservoir und ein Ölfilter sorgen dann dafür, dass das Betriebsmittel trotzdem über lange Zeit im Betrieb bleiben kann, ohne dass die Pumpe zu Schaden kommt. In einem speziell ausgebildeten Ölnebelabscheider wird das Öl vom Fördergas getrennt. Hierbei liegt die Kunst darin, dass feinste Ölnebeltröpfchen mit



**Abb. 13** Ölgeschmierte Drehschieberpumpe: **a** Außenansicht, **b** Querschnitt, **c** Längsschnitt

anderen agglomerieren, so dass diese als großer Öltropfen wieder in den Ölkreislauf zurückgeführt werden können (siehe Abschn. 3.3 im Kap. ► „[Betrieb von Verdängerpumpen](#)“).

Der Aufbau einer ölgeschmierten Drehschieberpumpe ist in Abb. 13 dargestellt. Die verschiedenen Aufgaben sind räumlich voneinander getrennt. Das Gas tritt in das Pumpengehäuse über ein Rückschlagventil ein. Das Rückschlagventil trennt den Rezipienten von der Pumpe wenn diese stillsteht. Ein Rückströmen von Gas oder Betriebsflüssigkeit wird dadurch verhindert. Nach der Förderung und Verdichtung des Gases verlässt es das Pumpengehäuse durch die Auslassventile und tritt in das Ölabscheidergehäuse ein. Dieses dient als Ölreservoir und realisiert die Abscheidung des Betriebsmittels aus dem Gas. In einem ersten Raum werden die großen Öltropfen aus dem Förderstrom durch Reduzieren der Fördergeschwindigkeit abgeschieden. Dann folgt die Zusammenführung feinster Tröpfchen zu großen Tropfen in

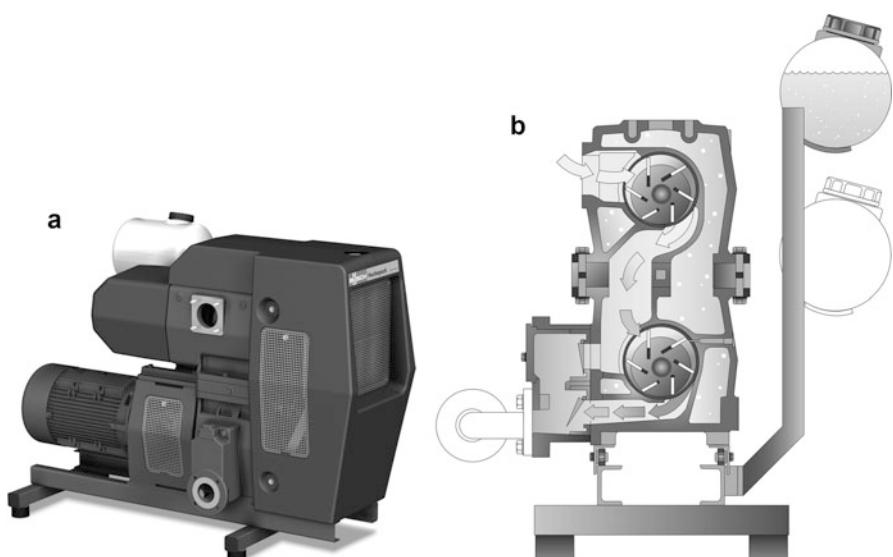
den speziell dafür entwickelten und unter ständiger Verbesserung befindlichen Ölnebelabscheidern. Das Betriebsmittel wird in einem Ölfilter gereinigt und der Pumpe wieder zur Verfügung gestellt. Je nach Pumpenleistung reicht entweder die zur Verfügung stehende Oberfläche, ein einfacher Lüfter, ein Öl-Luft-Wärmetauscher oder ein Öl-Wasser-Wärmetauscher zur Rückkühlung des Betriebsmittels.

Ölgeschmierte Drehschieberpumpen sind in den Größen von  $2 \text{ m}^3/\text{h}$ – $1800 \text{ m}^3/\text{h}$  ausgeführt. Sie ist im Grob- und am Anfang des Feinvakuums eine bevorzugte Pumpe, weil sie robust, langlebig und betriebssicher arbeitet und preiswert ist.

## 2.4 Frischölgeschmierte Drehschieberpumpe

Bei Anwendungen, in denen das Betriebsmittel durch den Prozess angegriffen bzw. zerstört wird, kann ein sonst üblicher geschlossener Ölkreislauf nicht realisiert werden. In diesem Fall betreibt man die Pumpen mit der sogenannten Frischölschmierung. Dabei wird das Schmieröl nicht, wie bei der Umlaufschmierung, in die Pumpe zurückgeführt, sondern nur einmal verwendet und dann abgelassen. Die Pumpe wird also ständig mit frischem Öl geschmiert. Abb. 14 veranschaulicht das Prinzip.

In dieser Anordnung dient das Öl sowohl zur Schmierung der Schöpfräume als auch zur Schaffung eines Schutzfilmes zwischen den Funktionsteiloberflächen zur Verhinderung von Korrosion und schließlich zum Ausspülen von kondensiertem



**Abb. 14** Frischölgeschmierte Drehschieberpumpe in zweistufiger Ausführung nach dem Hückepack-Prinzip: **a** Außenansicht, **b** Querschnitt

Dampf aus der Pumpe. Diese Pumpe besitzt bei Förderung aggressiver/ätzender Dämpfe eine hohe Betriebssicherheit. Das permanente Gefälle vom Einlass zum Auslass und die durchgehende Ausspülung von Kondensaten verhindert eine Beschädigung der Drehschieber durch Flüssigkeitsansammlungen sowie eine Verschlechterung des Vakuums aufgrund einer Verschmutzung des Schmieröls mit kondensierten Dämpfen. Wegen des nur kurzzeitigen Aufenthaltes des Öles in der Pumpe können billige Öle verwendet werden. Das Öl wird mit einer Ölpumpe zugeführt. Für die zur Verfügung stehenden Pumpengrößen mit einem Nennsaugvermögen von  $160 \text{ m}^3/\text{h}$ - $780 \text{ m}^3/\text{h}$  beträgt der Ölverbrauch ca.  $84 \text{ cm}^3/\text{h}$ - $188 \text{ cm}^3/\text{h}$ .

## 2.5 Betriebsverhalten und Hinweise

Das Betriebsverhalten der drei genannten Drehschieberpumpentypen – trockenlaufende, ölgeschmierte und frischölgeschmierte – ist derart unterschiedlich, dass dieses nachfolgend getrennt beschrieben wird.

### 2.5.1 Trockenlaufende Drehschieberpumpe

Eine trockenlaufende Pumpe muss regelmäßig auf ihren Schieberverschleiß hin beobachtet werden, damit Schieber nicht während des Betriebs brechen und die Pumpe dadurch ausfällt. Die Filter müssen regelmäßig gereinigt werden, um einem Leistungsrückgang vorzubeugen. Zeitintervalle für diese Wartungsarbeiten hängen stark vom Einsatzfall der Pumpe ab. In staubiger Anwendung müssen die Filter häufiger gereinigt werden, als bei sauberem und trockenem Fördergas. Ebenso steigt der Schieberverschleiß durch höhere Druckdifferenzen und durch den Eintrag von Staub. Sollten kondensierbare Dämpfe in die Pumpe gelangen, so kann ein Nachlauf mit einem Spülgas die Pumpe vor Korrosion schützen. Bei längerem Stillstand der Pumpe muss diese durch geeignete Mittel vor Stillstandskorrosion geschützt werden. Zum Einsatz kommen die trockenlaufenden Drehschieberpumpen in Anwendungen, die meist Luft aus der Umgebung absaugen und nur einen Druck von ca.  $400 \text{ hPa}$  benötigen. Die zwei größten Märkte, die in diesem Zusammenhang zu nennen sind, sind die Verpackungsindustrie und die Druckindustrie. In beiden Fällen dient die Pumpe zum Heben und Transportieren von Gütern und deren Verpackungen. Hier werden die Pumpen meist dezentral direkt neben der Anwendung aufgestellt. Da der Ausfall einer Pumpe die gesamte Anlage zum Stillstand bringt, muss die Pumpe sehr zuverlässig und ihre Wartung einfach sein. Diese Anforderungen sowie ein niedriger Preis werden durch diesen Pumpentyp bestens erfüllt. Als Nachteil kann genannt werden, dass trotz einfacher Wartung die Kontrolle der Schieberabnutzung in kurzen Zeitintervallen stattfinden müssen (Kontrolle alle 1000 bis 2000 Betriebsstunden). Neueste Schiebermaterialentwicklungen erlauben Wartungsintervalle von 7500 Betriebsstunden und mögliche Schieberlebensdauern von über 20.000 Betriebsstunden.

## 2.5.2 Ölgeschmierte Drehschieberpumpe

Die ölgeschmierten Drehschieberpumpen sind im Betrieb auf das Betriebsmittel, in den meisten Fällen ein hochwertiges Mineralöl, angewiesen. In sauberer Anwendung, in der das Öl nicht verschmutzt wird, arbeitet dieser Pumpentyp sehr lange, ohne dass Wartungsarbeiten notwendig werden. Eine Kontrolle des Ölstandes und der Entölelemente sollte trotzdem alle 2000 Betriebsstunden vorgenommen werden. Kommen andere Stoffe als sauberes und trockenes Gas in die Pumpe, so wird über das dann kontaminierte Öl der Ölfilter und die Ölnebelabscheider verschmutzt. In diesem Fall müssen der Ölfilter, die Ölnebelabscheider und das Öl gewechselt werden, was sehr einfach und in kurzer Zeit möglich ist. Generell unterliegt das Öl einem Alterungsprozess, der ebenfalls zu veränderten Betriebsbedingungen führt und die Schmierereigenschaften reduziert, so dass ein Ölwechsel vorgenommen werden muss. Für den Betrieb der Pumpe spielt das Öl eine weitere wichtige Rolle: Im kalten Zustand hat das Öl eine höhere Viskosität als im betriebswarmen Zustand. Das hat zur Folge, dass bei der Inbetriebnahme der Pumpe im kalten Zustand vom Antrieb ein höheres Antriebsmoment abverlangt wird. Das kann abhängig von der Temperatur dazu führen, dass der verwendete Antrieb das benötigte Moment nicht zur Verfügung stellen kann und die Pumpe nicht anläuft. Abhilfe erreicht man durch die Verwendung eines dünneren Öles. Die generelle Verwendung von weniger viskosen Ölen ist aufgrund der flüchtigen Bestandteile, der Lebensdauer und der Ölnebelabscheidung nicht ratsam. So bieten Hersteller verschiedene Ölviskositäten für unterschiedliche Umgebungstemperaturen an.

Werden kondensierbare Dämpfe, insbesondere Wasserdampf, angesaugt, so verbindet sich das Öl und das Kondensat zu einer Emulsion, die sofort zu einer Reduktion des erreichbaren Enddruckes, damit auch zu einem geringeren Saugvermögen und im Lauf der Zeit auch zu einer Verschlechterung der Betriebsmitteleigenschaften, insbesondere Schmierung und Korrosionsschutz, führen. Das zu verhindern, hat bereits Gaede durch die Erfindung des Gasballastes möglich gemacht. So werden viele ölgeschmierte Drehschieberpumpen mit Gasballast ausgeführt. Der Gasballast führt zu einer Verschlechterung des erreichbaren Enddruckes. Treten kondensierbare Dämpfe auf, so wird maximal der Dampfdruck der Flüssigkeit erreicht. Im Anwendungsfall kann beim Rezipienten kein niedrigerer Druck erreicht werden, so dass die Pumpe mit Gasballast immer die bessere Pumpe ist, als die Pumpe ohne Gasballast. Die Gasballastmenge wird nach Erfahrungswerten für den jeweiligen Anwendungsfall eingestellt. Die Funktion des Gasballastes wurde in Abschn. 3.2 im Kap. ► „[Grundlagen der Verdrängerpumpen](#)“ beschrieben.

Im Gegensatz zu den trockenlaufenden Drehschieberpumpen unterliegen die Schieber bei Ölschmierung praktisch keinem Verschleiß, ebenso wird die Lauffläche im Gehäuse praktisch nicht verändert, was zu einer sehr langen Lebensdauer der Pumpen führt. Als Schiebermaterialien kommen Epoxydharz gebundene Glasfaserschieber, diese zusätzlich ummantelt mit Kohlefasern, und Aluminiumschieber zum Einsatz. Betrieben werden die ölgeschmierten Drehschieberpumpen in Anwendungen mit Drücken von ca. 1 hPa-800 hPa. Das ist ein sehr großer Bereich, der noch unterteilt werden kann in den Bereich < 200 hPa, in den trockenlaufende Pumpen

nicht vorstoßen können und in den Bereich  $> 200 \text{ hPa}$  bei Anwendungen, in denen Feuchtigkeit und Schmutzanfall den Einsatz anderer Pumpen unmöglich machen. Der größte Markt für diesen Pumpentyp ist die Vakuumverpackung von Lebensmitteln.

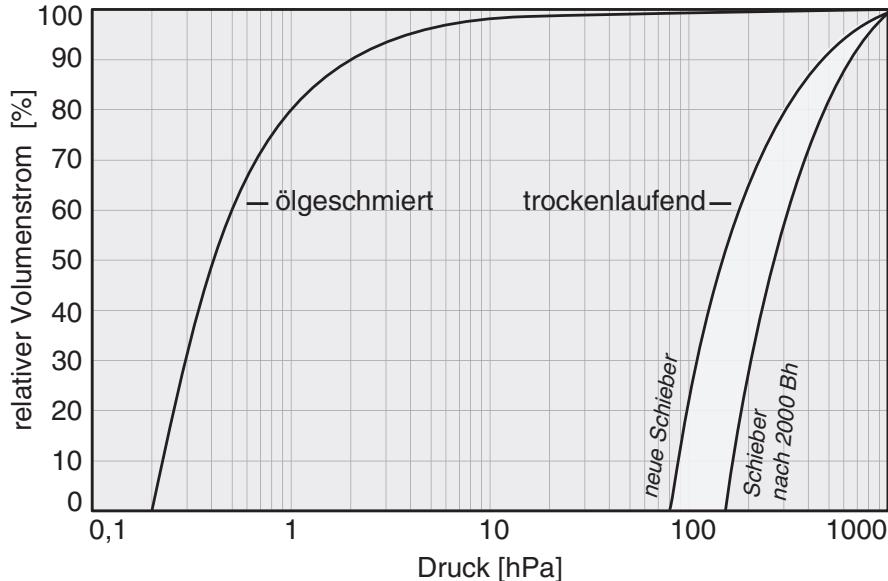
Kleine ölgeschmierte Drehschieberpumpen werden in ein- und zweistufiger Ausführung gebaut. Durch das Hintereinanderschalten bei den zweistufigen Pumpen wird ein besserer Enddruck und dann im Zusammenhang damit auch bei niedrigen Drücken noch gutes Saugvermögen erreicht. Bei den zweistufigen Pumpen sind die Pumpstufen so geschaltet, dass der Auspuffstutzen der ersten Stufe mit dem Ansaugstutzen der zweiten Stufe ohne zwischengeschaltetes Ventil verbunden ist. Die zweite Stufe wirkt damit sozusagen als Vorpumpe für die erste Stufe. Die zweistufige Drehschieberpumpe kann demnach als Pumpstand betrachtet werden (siehe auch Abschn. 3.6 und 3.7 im Kap. ► „[Zweiwellige Rotationsverdrängerpumpen](#)“).

### **2.5.3 Frischölgeschmierte Drehschieberpumpe**

Der Betrieb von frischölgeschmierten Drehschieberpumpen nutzt das Betriebsmittel, meist ein Mineralöl, zum Schutz der Pumpe vor den aggressiven Fördermedien oder großen Kondensatmengen. In der Anwendung ist also immer der Schutz der Pumpe zu berücksichtigen. So ist nach der Anwendung sicherzustellen, dass keine korrosiven Stoffe in der Pumpe zurückbleiben. Ein Spülen oder ein Nachlauf ist meist vorzusehen. Der größte Markt für diesen Pumpentypen liegt in der chemischen und pharmazeutischen Industrie. Meist werden zweistufige Ausführungen eingesetzt, die ein gutes Saugvermögen bei Arbeitsdruck erreichen und eine Aufteilung der Verdichtungswärme auf zwei Stufen realisieren. Die verwendete Ölmenge dient lediglich der Schmierung und dem Schutz der Oberflächen, sie kann nicht die Verdichtungswärme aufnehmen wie bei den Pumpen mit Ölumlaufschmierung. Man erreicht vergleichbare Temperaturen wie bei den Trockenläufern. Weil zu hohe Temperaturen für das Öl schädlich sind, teilt man die Verdichtungswärme auf zwei Stufen auf. Viele Anwendungsfälle fordern Temperaturgrenzen im Prozess, die dadurch erreicht werden können.

## **2.6 Kennlinien, Kenndaten**

Die Kennlinien einer trockenlaufenden und einer ölgeschmierten Drehschieberpumpe sind in Abb. 15 dargestellt. Die Kennlinie einer zweistufigen frischölgeschmierten Drehschieberpumpe ist abhängig von der inneren Abstufung, was im Abschn. 3.6 im Kap. ► „[Zweiwellige Rotationsverdrängerpumpen](#)“ am Beispiel der Wälzkolbenpumpe behandelt wird. Über den absoluten Druck ist hier der relative Volumenstrom bezogen auf den Ansaugdruck aufgetragen. Normen für die Messung solcher Kennlinien sind die PNEUROP [4] und die DIN 28400. Bei der trockenlaufenden Drehschieberpumpe ist zu beachten, dass sich aufgrund des Verschleißes der Schieber die Kennlinie stark ändert. Liegt der Betriebspunkt nahe am Enddruck der Pumpe mit verschlissenen Schiebern, so liegt eine erhebliche Volumenstromdifferenz vor. Dies ist bei der Auslegung der Pumpe zu berücksichtigen.



**Abb. 15** Typisches Saugvermögen in Abhängigkeit vom Ansaugdruck ölgeschmierter und trockenlaufender Drehschieberpumpen letztere auch in Abhängigkeit von der Betriebsstundenzahl

Im Gegensatz hierzu gibt es bei den ölgeschmierten Drehschieberpumpen im Betrieb keine verschleißbedingten Änderungen. Wird das Betriebsmittel nicht mit Kondensat beaufschlagt, so bleibt die Kennlinie unverändert. Über einen großen Druckbereich hinweg hat die Pumpe praktisch das volle Saugvermögen. Erst unterhalb von ca. 2 hPa geht der Volumenstrom zurück, was auf innere Undichtigkeit zurückzuführen ist.

Für eine im Grobvakuum arbeitende Pumpe mit innerer Leckage, bei der Enddruck und Nennsaugvermögen bekannt sind, gibt es für die Kennlinie folgenden einfachen Zusammenhang:

$$S(p) = S_1 \cdot \left( 1 - \frac{\frac{p_1}{p} - 1}{\frac{p_1}{p_{\text{end}}} - 1} \right) \quad (5)$$

mit  $S_1$  Saugvermögen bei  $p_1$  (in der Regel  $p_1 = p_n$ ) und  $p_{\text{end}} =$  Enddruck der Pumpe. Dieser einfache Zusammenhang stimmt im Grobvakuum sehr gut mit gemessenen Kennlinien überein und hat auch für andere Verdrängerpumpen Gültigkeit. Bei den ölgeschmierten Drehschieberpumpen gibt es in der Regel eine leichte Abweichung der realen Kennlinie, da die eingespritzte Ölmenge und damit die innere Dichtigkeit in Richtung Enddruck zunimmt. Die auf dem Markt befindlichen Pumpen zeigen hier zum Teil erhebliche Unterschiede. Gute Pumpen liegen sehr

nahe an der theoretischen Kurve, während weniger gute Pumpen deutlich flachere Kennlinienverläufe zeigen. So gibt es Pumpen, die gleiche Nennvolumenströme und gleiche Enddrücke aufweisen, jedoch in der Anwendung unterschiedliche Ergebnisse liefern. Häufig sind für den Betreiber die für das Erreichen eines bestimmten Druckes im Rezipienten benötigten Zeiten wichtig. Für diese Auspumpzeiten ist das Integral der Volumenstrom-Druck-Kennlinie entscheidend.

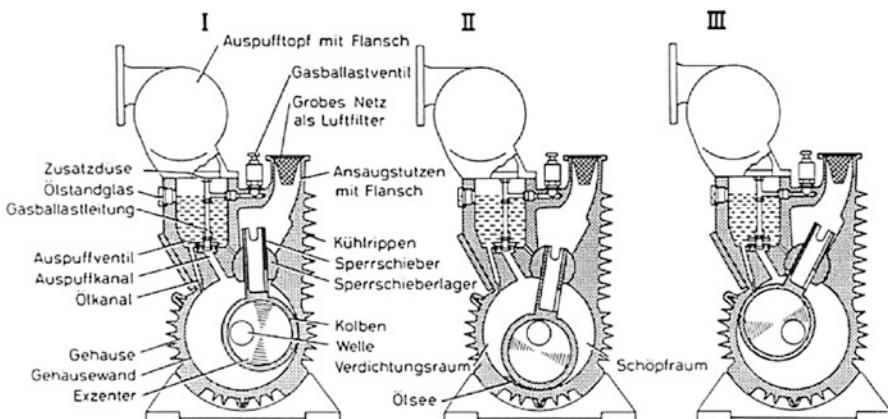
### 3 Sperrschieberpumpen

#### 3.1 Wirkungsweise und technischer Aufbau

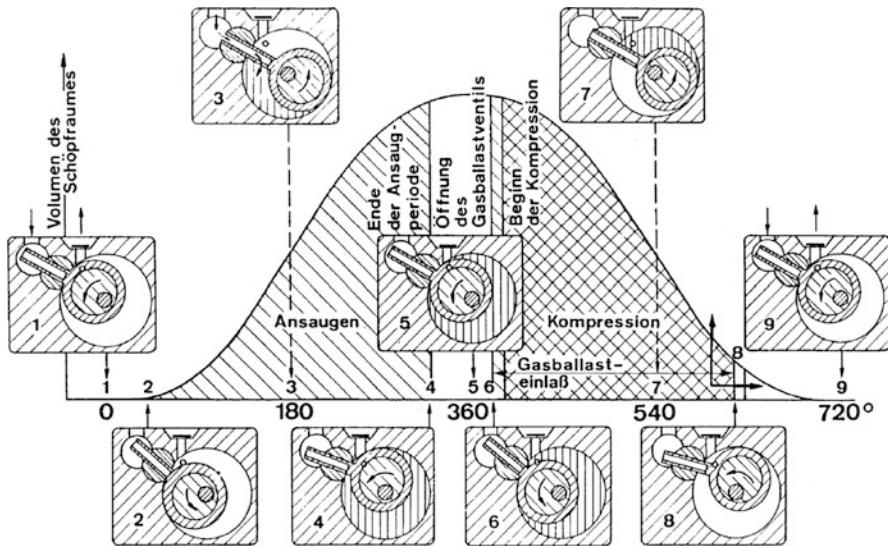
Die Wirkungsweise und den Arbeitszyklus einer Sperrschieberpumpe zeigen Abb. 16 und 17.

Ein Drehkolben ist mit seinem Hals, dem sogenannten Sperrschieber, in einem Sperrschieberlager gelagert. Ein Exzenter bewegt den Drehkolben berührungsfrei längs der zylindrischen Gehäusewand, wobei der Sperrschieber eine hin- und hergehende Bewegung ausführt. Das abzusaugende Gas tritt durch den Ansaugstutzen und eine seitliche Öffnung im Sperrschieber in den sichelförmigen Schöpfraum ein, der sich bei der Drehung laufend vergrößert, wodurch die Schöpfwirkung zustande kommt.

Wenn der Drehkolben den oberen Totpunkt erreicht hat (kurz nach Stellung III, Abb. 16, bzw. Stellung 5, Abb. 17), ist der Schöpfraum maximal geworden. Gleichzeitig ist der Sperrschieber so weit oben, dass seine seitliche Öffnung verschlossen ist. Beim Weiterdrehen bildet sich vom Volumen Null ausgehend (daher kein schädliches Volumen) ein neuer Schöpfraum. Das beim vorhergehenden Zyklus abgepumpte Gas kommt in den Verdichtungsraum und wird dort beim Weiterdrehen



**Abb. 16** Pump-Phasen I bis III einer Sperrschieberpumpe



**Abb. 17** Arbeitszyklus einer Sperrschieberpumpe: *Stellung 1:* Oberer Totpunkt. *Stellung 2:* Der Schlitz am Saugkanal des Schiebers wird freigegeben, Beginn der Ansaugperiode. *Stellung 3:* Unterer Totpunkt. Der Schlitz am Saugkanal ist ganz frei. Das abzusaugende Gas (Pfeile) tritt frei in den Schöpfraum (schraffiert) ein. *Stellung 4:* Der Schlitz am Saugkanal wird durch die Lamellen wieder verschlossen. Ende der Ansaugperiode. *Stellung 5:* Oberer Totpunkt, max. Rauminhalt des Schöpfraumes. *Stellung 6:* Kurz vor Beginn der Kompressionsperiode gibt die Stirnfläche des Pumpenkolbens die Gasballastöffnung frei. Beginn des Gasballasteinlasses. *Stellung 7:* Gasballastöffnung ist ganz frei. *Stellung 8:* Ende des Gasballasteinlasses. *Stellung 9:* Ende der Pumperiode

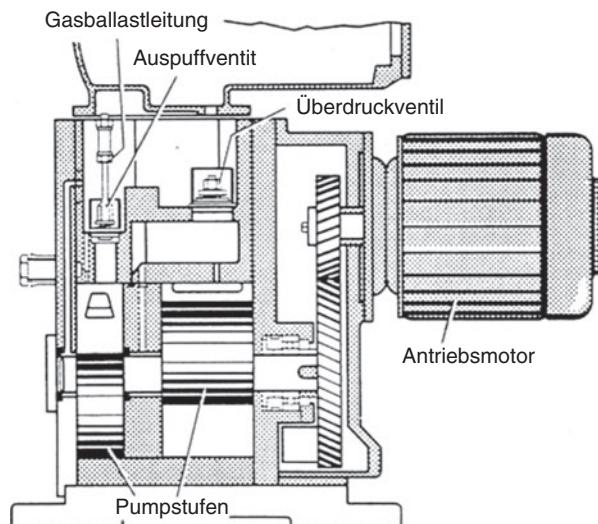
durch ständiges Verkleinern dieses Raumes so lange verdichtet, bis sich das Auspuffventil bei etwa 105 kPa (1050 mbar (hPa)) öffnet und das Gas ausgestoßen wird.

Die Ölfüllung ist so gewählt, dass das Auspuffventil im Betrieb bei niedrigen Drücken stets ölderlagert ist, während es bei vollem Durchsatz frei von Öl bleibt. Die ausgestoßene Luft wird in einen dem Ventilraum nachgeordneten Auspuffraum weitgehend mechanisch vom mitgerissenen Öl befreit. Durch Bohrungen und Kanäle wird erreicht, dass an den Stirnflächen des Drehkolbens und Sperrschiebers überall ständig genügend Öl vorhanden ist und sich zwischen Schöpfraum und Verdichtungsraum ein mit dem Kolben umlaufender Ölsee bleibt, so dass beide Räume gut gegeneinander abgedichtet sind.

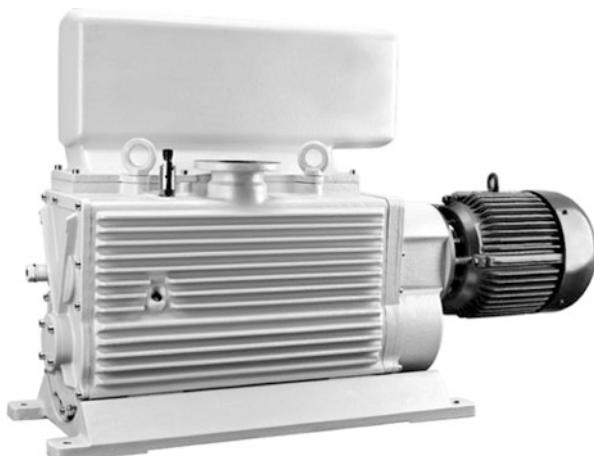
Der Ölsee zwischen Schöpf- und Verdichtungsraum füllt bei geringem Gasdurchsatz kurz vor dem oberen Totpunkt den Ventikanal ganz mit Öl. Dadurch wird zwar erreicht, dass auch im Verdichtungsraum kein schädliches Volumen entsteht; beim Weiterdrehen öffnet sich das Ventil jedoch durch den Ölschlag plötzlich, wodurch auch bei den Sperrschieberpumpen das Ventilkloppern vieler Pumpen bei Enddruck verursacht wird. Die Drehfrequenz des Exzentrers liegt im Intervall  $400 \text{ min}^{-1}$ – $600 \text{ min}^{-1}$  und ist so erheblich geringer als die übliche Drehfrequenz von ölgedichteten Drehschieberpumpen (Abschn. 2.3).

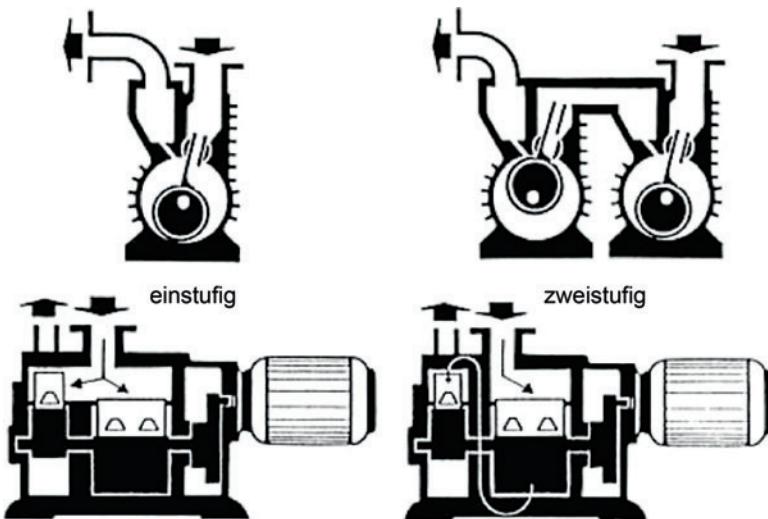
Auch die Sperrschieberpumpe ist neben einer Gaspumpe gleichzeitig eine Öl- pumpe und auch hier ist der Ölkreislauf ebenso wichtig wie die Gasführung. In Abb. 18 und 19 ist eine Sperrschieberpumpe im Schnitt und in einer Ansicht gezeigt. Das Schnittbild zeigt, wie eine Pumpe mit zwei Drehkolben, deren Längen sich wie 2 : 1 verhalten und die um  $180^\circ$  versetzt sind, über ein Zahnradpaar von einem Motor direkt angetrieben wird. Als Besonderheit bei dieser Bauweise ist zu erwähnen, dass die Luft des Motorgebläses, die über die Pumpe hinwegstreicht, gleichzeitig als Pumpenkühlung dient. Rippen, die bei größeren Pumpen am Pumpengehäuse angebracht sind, vergrößern die Wärmeübergangsflächen. Je größer die

**Abb. 18** Schnitt durch eine Sperrschieberpumpe (schematisch)



**Abb. 19** Ansicht einer Sperrschieberpumpe mit einem Saugvermögen von  $250 \text{ m}^3/\text{h}$ . Gesamtlänge: 1190 mm; Gesamthöhe: 740 mm. Mit freundlicher Genehmigung der Oerlikon Leybold GmbH





**Abb. 20** Gasführung in einer Sperrschieberpumpe, einstufig oder zweistufig geschaltet

Baueinheiten bei den Sperrschieberpumpen werden, desto weniger reicht jedoch eine Luftkühlung aus. Daher sind alle großen Sperrschieberpumpen wassergekühlt.

Die beiden Drehkolben wirken als Pumpstufen. Bei einstufigen Pumpen sind beide Stufen parallel geschaltet. Bei zweistufigen Pumpen ist die Auspuffseite der ersten Stufe mit der Ansaugseite der zweiten Stufe verbunden. Wegen der verschiedenen Längen der Kolben, die in dem gewählten Beispiel aus Gründen des Massenausgleichs nötig sind, haben die Pumpstufen verschiedene Saugvermögen. Der längere Kolben ist als Hochvakuumstufe geschaltet. Dadurch entsteht bei hohen Ansaugdrücken zwischen den Pumpstufen ein Überdruck, der durch ein Überdruckventil direkt in den Auspuff abgeleitet wird. (Wegen der Abstufung 2 : 1 entsteht von Umgebungsdruck kommend bis 50 kPa (500 mbar) Ansaugdruck ein Überdruck zwischen den Stufen.)

Abb. 20 zeigt schematisch die Gasführung bei ein- und zweistufigen Pumpen. Selbstverständlich ist bei der zweistufigen Pumpe die Ölführung so, dass Öl, das mit dem Gas vom Umgebungsdruck in Berührungen war, zuerst in die Vorvakuumstufe geleitet wird, wo es ent gast wird.

Die Hintereinanderschaltung bzw. Parallelschaltung der Pumpstufen wird durch geeignete Strömungs kanäle in der Pumpe vorgenommen, deshalb unterscheiden sich ein- und zweistufige Bauweisen äußerlich in den gewählten Beispielen überhaupt nicht. Die einstufige Pumpe hat bei gleichem Bauvolumen aber ein um etwa 50 % größeres Saugvermögen. Bei Pumpen für höheres Saugvermögen werden lediglich längere Drehkolben verwendet, während die Pumpendurchmesser die gleichen bleiben. Die Abstufung ist so gewählt, dass der kleine Kolben der nächst größeren Pumpe gleich dem größeren Kolben der nächst kleineren Pumpe ist. Daher kommt man mit wenigen Kolbentypen aus.

### 3.2 Vergleich zwischen Dreh- und Sperrschieberpumpen

Dreh- und Sperrschieberpumpen liefern etwa den gleichen Enddruck, so dass von dieser Seite kein Auswahlkriterium besteht.

Die Sperrschieberpumpe ist in ihrem Bewegungsablauf zwangsgeführt; der Kolben läuft berührungslos längs der Gefäßwand und unterliegt daher keiner Abnutzung. Verschleiß kann allerdings in den Lagern zwischen Exzenter und Kolben entstehen, sowie in der Führung des Kolbenhalses. Die relativ große Laufunruhe lässt sich durch Massenausgleich erheblich reduzieren.

Die Drehschieberpumpe ist in ihrem Bewegungsablauf nicht zwangsgeführt; ihre Schieber werden durch Federn oder durch Zentrifugalkraft (oder beides) an die Innenwand des Gehäuses gepresst, die Drehschieberpumpe arbeitet kraftschlüssig. Infolge der sehr geringen Unwuchten laufen Drehschieberpumpen nahezu erschütterungsfrei. Drehschieberpumpen moderner Konzeption arbeiten mit separaten, vom Schmierölkreislauf getrennten Lagern, so dass im Pumpenraum selbst lediglich die Schieber einem geringen Verschleiß unterworfen sind. Dies ist durch ständige Verbesserung der verwendeten Werkstoffe erreicht worden. Dadurch, dass die anspruchsvollere Lagerschmierung von der unkritischen Schmierung im Pumpenraum getrennt ist, kann diese den verschiedenen industriellen Applikationen angepasst werden, d. h. eine breite Palette unterschiedlicher Schmiermittel verwendet werden.

In Großanlagen der chemischen, aber auch anderer Industrien werden daher neben großen Sperrschieberpumpen auch große Drehschieberpumpen verwendet, deren Nennsaugvermögen einige  $100 \text{ m}^3/\text{h}$  beträgt.

---

## 4 Trochoidenpumpen

Da sich jede normale Kolbenmaschine bei entsprechender Ventilsteuerung auch als Vakuumpumpe verwenden lässt, lag der Gedanke nahe, die Idee des Kreiskolbenmotors auch auf eine Vakuumpumpe zu übertragen. Diese Überlegungen führten zu der unter dem Namen Trochoidenpumpe<sup>1</sup> bekannt gewordenen Vakuumpumpe.

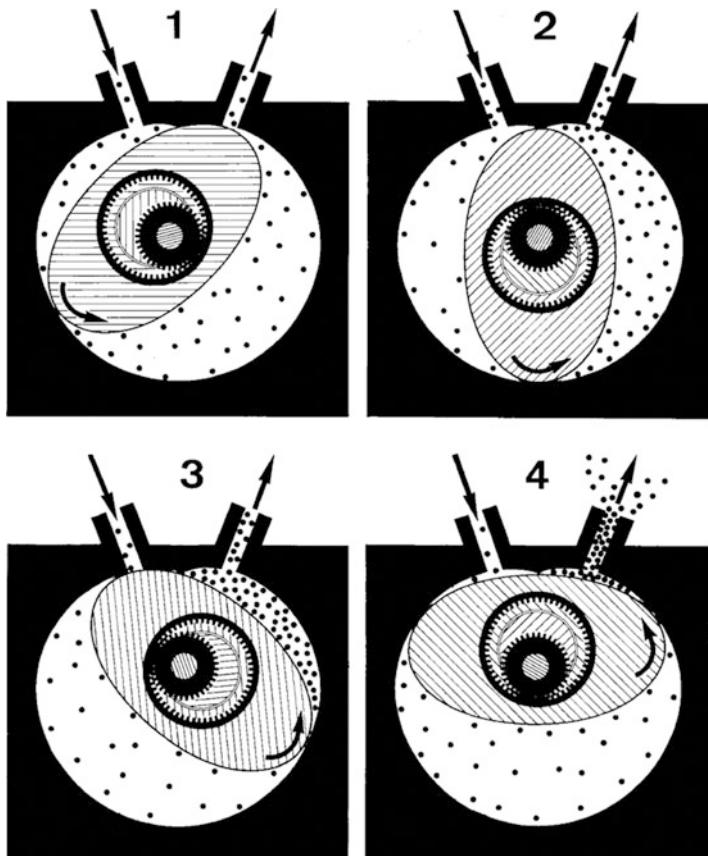
Obwohl sich diese Pumpen aus wirtschaftlichen Gründen wegen der relativ hohen Fertigungskosten der Ellipsen- und Kardioidenform von Kolben und Gehäuse nicht haben durchsetzen können, soll hier kurz ihre Wirkungsweise beschrieben werden, weil sie von der Idee her sehr interessant sind.

Die Wirkungsweise einer Trochoidenpumpe zeigt Abb. 21.

Ein elliptischer Kolben bewegt sich exzentrisch über eine Welle drehend und in einer Verzahnung abgestützt in einem Gehäuse. Dabei bleibt ein Punkt des Gehäuses

---

<sup>1</sup>Unter Zykloide, Epi-Zykloide, Hypo-Zykloide versteht man eine Kurve, die ein Punkt auf der Peripherie eines (Roll-)Kreises beschreibt, wenn dieser gleitungsfrei auf einer Geraden, auf der Außenseite einer feststehenden Kreislinie oder auf deren Innenseite abrollt. Trochoide, Epi-Trochoide, Hypo-Trochoide nennt man die analogen Kurven, die durch einen Punkt auf der Rollkreisebene innerhalb oder außerhalb der Peripherie beschrieben werden [6].



**Abb. 21** Pump-Phasen einer Trochoidenpumpe

in ständigem abdichtendem Kontakt mit dem Kolben. Von diesem Punkt her bildet sich der Schöpfraum (bei Volumen Null beginnend) und saugt dabei das abzupumpende Gas aus dem Rezipienten nach. Die beiden „Spitzen“ des Kolbens sind die anderen Dichtstellen, die sich entlang des Gehäuses bewegen, ohne es zu berühren. Die Abdichtung erfolgt durch das in den Pumpenraum gebrachte Öl. Solange der Schöpfraum zum Saugstutzen hin offen bleibt, kann Gas nachströmen. Nachdem die Spitze des Kolbens die Kante des Saugstutzens passiert hat, beginnt bei abgeschlossenem Schöpfvolumen die Verdichtung des Gases, bis der Druck erreicht ist, der zum Öffnen des Auspuffventils benötigt wird (ca. 1100 mbar (hPa)). Das Auspuffventil ist so gestaltet, dass eine Ölüberlagerung gewährleistet ist.

Von den möglichen Trochoidenformen für Gehäuse und Rotor kommt nur der Rotor als Hypotrochoide in Frage, weil diese Form als einzige die Bedingungen für eine Vakuumpumpe erfüllt (fester Punkt zwischen Saug- und Druckstutzen, Schöpfvolumen immer mit Null beginnend). Die Berechnung der dieser Pumpe zugrunde liegenden Hypotrochoide findet man in [5].

Im Bewegungsablauf kann die Trochoidenpumpe als eine Mischung zwischen Dreh- und Sperrschieberpumpe betrachtet werden. Die Kolben bewegen sich formschlüssig, während die Dichtleiste, ähnlich wie die Schieber der Drehschieberpumpe, kraftschlüssig an den Kolben gepresst wird und auf ihm gleitet. Die kurzen und großen Ansaugquerschnitte führen dazu, dass bei der Trochoidenpumpe das Saugvermögen erst bei niedrigen Ansaugdrücken abfällt.

Da nur rotierende Massen vorhanden sind, kann die Trochoidenpumpe wie die Drehschieberpumpe völlig ausgewuchtet werden, wobei nur noch die transportierten Ölmengen zu kleinen Unwuchten führen können. Dies bedeutet, dass die Trochoidenpumpe mit den gleichen hohen Drehzahlen betrieben werden kann wie eine Drehschieberpumpe, obwohl sie – als Sperrschieberpumpe betrachtet – nur etwa die Hälfte bis ein Drittel der bei Drehschieberpumpen üblichen Drehzahlen erlauben sollte. Dadurch wird das auf das Nennsaugvermögen bezogene Volumen des eigentlichen Pumpaggregates klein.

---

## 5 Scroll-Pumpen (Spiralpumpen)

Die Scroll-Pumpe ist eine neuere Entwicklung einer trockenen, gegen Atmosphärendruck verdichtenden Verdrängerpumpe. Das Funktionsprinzip der Scroll-Verdichtung (scroll, englisch: „Schnecke, Spirale“) geht auf ein Patent des Franzosen *Leon Creux* im Jahr 1905 zurück. Zu dieser Zeit ließen sich jedoch die Teile nicht mit der nötigen Stabilität und Präzision herstellen. Um 1970 wurde das Verdichtungsprinzip in den USA neu aufgegriffen und als Kompressor für Kälteanlagen eingesetzt. Die deutlich höhere Effizienz gegenüber Kolbenkompressoren verhalf zu Zeiten der Energiekrise dem Scroll-Kompressor zu weiter Verbreitung. Mitte der 1990er-Jahre baute die japanische Firma Iwata die ersten Scroll-Vakuumpumpen, die sich seitdem auch durch andere Hersteller stark verbreiten.

### 5.1 Das Verdichtungsprinzip

Ein Scroll-Verdichter besteht aus zwei archimedischen Spiralen, die ineinander gestellt werden. Jede der beiden Spiralen besteht aus einer äquidistanten Spiralwand, die auf einer runden Grundplatte aufgebaut ist. Stellt man sie um  $180^\circ$  verdreht gegenüber und schiebt sie ineinander, so umschließen die Wände abschnittsweise halbmondförmige Volumina. Durch eine zentrale symmetrische Oszillation („Wobbeln“, engl. orbiting) der einen Schale gegen die andere wandert dieses Volumen innerhalb der Spiralwände weiter (Abb. 22). So wird eine positive Verdrängung erreicht. Der Gaseinlass kann von außen erfolgen, der Auslass mittig durch eine Bohrung in axialer Richtung.

Entsprechend der Entstehungsgeschichte, wurden erste theoretische Grundlagen von Sawada vorgestellt [7]. Die Tatsache, dass während des Gastransportes alle Strömungstypen von turbulent bis molekular durchlaufen werden, erschwert die Berechnung. Die Autoren betrachteten ein einzelnes transportiertes Gasvolumen  $V$ ,



**Abb. 22** Der Weg des Gases in der Scroll-Spirale. Mit freundlicher Genehmigung von E. Reuschling, Edwards GmbH

legten isotherme Verhältnisse zu Grunde und berechneten die geförderte Gasmenge iterativ entlang eines kompletten Spiraldurchlaufes. Die Ergebnisse wurden durch Messungen an einer realen Pumpe überprüft. Dabei stellte man fest, dass für Drehzahlen unterhalb der Nominaldrehzahl ( $1500 \text{ min}^{-1}$ ) der tatsächliche Enddruck schlechter ist als der errechnete. Dieser Effekt wurde darauf zurückgeführt, dass die luftgekühlten äußeren Halbschalen Wärme abführen, wodurch sich die Abstände zur inneren Komponente vergrößern und dadurch die Rückströmung vergrößert wird. Die Autoren wiesen im Experiment durch einen schnellen Übergang zur niedrigen Drehzahl nach, dass die theoretischen Werte erreicht werden.

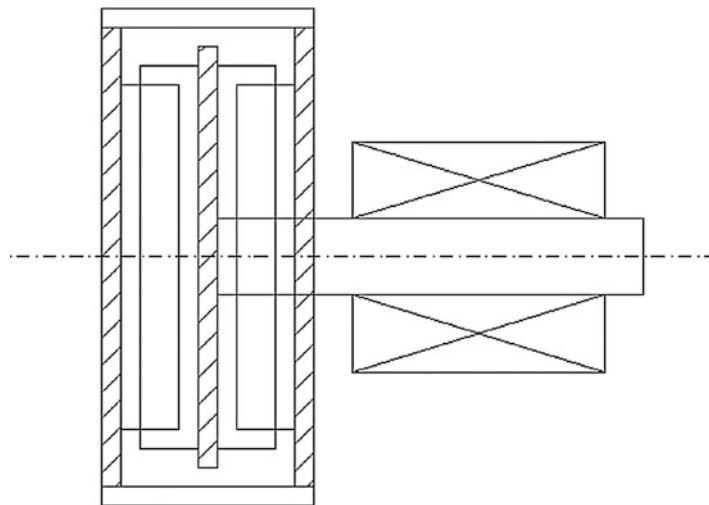
Dies ist ein wichtiger Aspekt bei der Auslegung von Scroll-Pumpen, die ihre besten Leistungsdaten im gleichmäßig durchwärmten Zustand erreichen.

## 5.2 Aufbau

Scroll-Pumpen benötigen von ihrem Prinzip her keine Ein- und Auslassventile. Die Scroll-„Halbschalen“ werden üblicherweise auf CNC-Maschinen aus Aluminium gefräst. Die Höhe der Spiralwände (im cm-Bereich), deren Abstand sowie die Drehzahl definieren die Saugleistung. Die Länge des Spiralweges definiert (wegen der dynamischen Dichtung) den erreichbaren Enddruck. Durch Beschichtung der Spiralwände mit Teflon kann Reibung vermindert und die chemische Resistenz erhöht werden. An den Stirnflächen, also auf der Oberkante der Spiralwände, muss eine Dichtung zur Gegenfläche erfolgen. Dies wird durch eine flexibel gelagerte Dichtung, meist ein Kunststoff-Compound mit rechteckigem Querschnitt, erreicht. Die oszillierende Halbschale ist rückseitig an ein Exzentergetriebe angeschlossen.

Toleranzen im Getriebe und in der Fertigung der Halbschalen sind kritische Faktoren für ein mögliches Blockieren der Spiralen. Bei genügend engen Toleranzen ( $<1/10 \text{ mm}$ ) ist kein Dichtmedium nötig – die Pumpe dichtet mit geringer Rückströmung dynamisch. Die Toleranzen müssen auf das thermische Gleichgewicht im Pumpenraum abgestellt werden. Das Getriebe wird von einem direkt gekoppelten Elektromotor versorgt, d. h., die Pumpe kann mit einer Drehzahl über  $1000 \text{ min}^{-1}$  laufen.

Aufgrund der Abhängigkeit des Enddruckes vom Gasweg wurden schon frühzeitig mehrstufige Scrolls entwickelt. Eine kompakte Lösung ist es, die bewegte Komponente vorder- und rückseitig mit dem Scroll-Aufbau zu versehen und symmetrisch mit Scroll-Halbschalen zu verschließen (Abb. 23). Das Gas durchläuft



**Abb. 23** Prinzipschema des Aufbaus einer zweistufigen Scroll-Pumpe, *rechts* ist der Antrieb angedeutet. Mit freundlicher Genehmigung der Edwards GmbH, Wiesbaden

dann nach der Spirale auf der Vorderseite noch die auf der Rückseite, was den Enddruck deutlich verbessert. Dennoch hat diese Variante auch Nachteile wie z. B. komplexere Führung der bewegten Komponente, es ist keine hermetische Version möglich (siehe unten) u. a. m.

Neuerdings wird am Eingang der Scroll-Spirale der Gasweg in mehrere Kanäle aufgeteilt, die sich weiter innen vereinigen, was die Kompression erhöht und damit auch bei einstufigen Pumpen Endvakua im 0,1 Pa-Bereich ermöglicht.

Neuere Entwicklungen machen sich ein Patent aus der Nukleartechnik zu Nutze, bei dem der gesamte exzentrische Antrieb mit allen Kugellagern sich unter einem Edelstahlbalg befindet, der an die bewegte Halbschale anschließt (Abb. 24). Der Balg macht die Walkbewegung bei theoretisch unendlicher Lebensdauer mit. Somit kann kein gefördertes Medium die Lager schädigen und umgekehrt kein Lagerfett das Vakuum verunreinigen.

### 5.3 Anwendungen und Vorteile

Ölfreie Scroll-Pumpen können im mittleren Saugleistungsbereich ( $5 \text{ m}^3/\text{h}$ – $30 \text{ m}^3/\text{h}$ ) ölgedichtete Drehschieberpumpen gleichwertig ersetzen. Die Enddrücke liegen im Bereich von einigen Pa und sind somit etwas höher als bei zweistufigen Drehschieberpumpen. Scroll-Pumpen werden jedoch vermehrt als Bestandteile ölfreier Hochvakuumpumpsysteme benutzt, insbesondere in Kombination mit Turbomolekularpumpen mit Holweck- oder Gaede-Stufe, wo dieser Enddruck der Scroll-

**Abb. 24** Ansicht einer aufgeschnittenen Scroll-Pumpe. Ganz links sitzt der Scheibenläufer-Motor, mittig der Exzenter-Antrieb – vollständig gekapselt von einem Edelstahl-Wellbalg, rechts der Pumpenraum. Mit freundlicher Genehmigung der Edwards GmbH, Wiesbaden



Pumpe ausreicht. Auch in vielen Bereichen der Forschung und Analytik, so bei Herstellern von Analysegeräten, Elektronenmikroskopen oder Inertgas-Gloveboxen, findet die Scroll-Pumpe zunehmend Verbreitung.

Im Bereich kleinstter Saugleistungen sind Membranpumpen wirtschaftlicher, weil sich die Grundkosten einer Scroll-Pumpe nicht wesentlich mit der Baugröße verringern. Große Saugleistungen können noch nicht bedient werden, weil entsprechende Exzentergetriebe zu aufwändig wären.

Die wesentlichen Vorteile der Scroll-Pumpe sind ein weitgehend oder völlig ölfreier Betrieb (abhängig von der Abschottung der Lager vom Vakuumraum), d. h. hohe Reinheit des Vakuums, keine Entsorgungskosten von Betriebsmitteln (Pumpenöl), primär nur ein bewegtes Teil, keine Ventile, kaum Verschleißteile, durch hohe Drehzahlen hohe Effizienz bei geringer Antriebsenergie.

---

## Literatur

1. DIN 28431: Abnahmeregeln für Flüssigkeitsringvakuumpumpen
2. Redhead, P.A.: Vacuum and the electron tube industry. J. Vac. Sci. Technol. A **23**, 1252–1259 (2005)
3. Gaede, H.: Wolfgang Gaede, Der Schöpfer des Hochvakuums. Verlag A. Braun, Karlsruhe (1954)
4. PNEUROP: Vakuumpumpen, Abnahmeregeln Teil 1. Maschinenbau-Verlag GmbH, Ffm (1979)
5. Wutz, M.: Vakuumpumpen nach dem Kreiskolbenprinzip. VDI-Z. **117**(6), 271–281 (1975)
6. Brieskorn, E., Körner, H.: Ebene algebraische Kurven. Birkhäuser, Basel (1981)
7. Sawada, et al.: Experimental verification of theory for the pumping mechanism of a dry-scroll vacuum pump. Vacuum **53**, 233–237 (1999)

## Weiterführende Literatur zu Flüssigkeitsringpumpen

- Faragallah, W.H.: Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen und -Kompressoren. Vulkan-Verlag, Essen (1989)
- Bannwarth, H.: Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen, -Kompressoren und -Anlagen: konventionell und hermetisch, 2. Aufl., 490 S. VCH Verlagsgesellschaft mbH, Weinheim (1991/1994)
- Segebrecht, U.: Flüssigkeitsringvakuumpumpen und Flüssigkeitsringkompressoren: Technik und Anwendung. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech (1993)
- Jünemann, A.: Grundlagen zur Auslegung von Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen und -Kompressoren: Technische Information. Sterling SIHI GmbH, Itzehoe (1994)
- Teifke, J.: Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen als verfahrenstechnische Maschine. Fachhochschule Westküste, Heide (1995)
- Faragallah, W.H.: Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen und -Kompressoren, Im: Eigenverlag, Pf. 2502, D-6231 Schwalbach/Ts., 2. Aufl. (1985)

## Weiterführende Literatur zu Verdrängerpumpen

- Gaede, W.: Gasballastpumpen, Zeitschrift f. Naturforschung. **2a**, 233–238 (1947)
- Knobloch, D.: Wirkungsweise und Eigenschaften von Verdrängerpumpen – Verschiedene Bauarten für eine Aufgabe. Technische Rundschau **36**, 148–156 (1989)
- Jorisch, W.: Vakuumtechnik in der Chemischen Industrie, S. 82–88. Wiley-VCH, Weinheim (1999)
- Grabow, G.: Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen – Pumpen und Verdichter. Forschung im Ingenieurwesen, 7, 100–106. (2002)
- Knobloch, D.: Verdrängerpumpen I. VDI-Bildungswerk, Handbuch Vakuumtechnik BW41-01-36, Stuttgart (1984)
- DIN 28400: Benennungen und Definitionen. Blatt 1: Grundbegriffe, Einheiten, Vakuumbereiche, Kenngrößen, Grundlagen, Blatt 2: Vakuumpumpen, -zubehör, -anordnung und -betrieb. Beuth Verlag GmbH, Berlin
- Mathy, C.: Energy saving in industrial vacuum by the use of liquid ring machines. In: Proceeding of the 8th International Vacuum Congress, Cannes, Suppl. Rev. Le Vide. **2**(295), 38–48 (1980)
- Bartels, D.: Vakuumpumpen in der chemischen Industrie. Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen/A. VakuumTechnik. **29**(5), 131–140 (1980)
- Adam, R.W., Dahmlos, C.: Vakuumpumpen in der chemischen Industrie. Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen/B. Vakuum-Technik. **29**(5), 141–148 (1980)
- Powle, U.W., Kar, S.: Investigations on pumping speed and compression work of liquid ring vacuum pumps. Vacuum **33**(5), 255–263 (1983)
- Segebrecht, U.: Förderung von trockener Luft etc. In: Handbuch Verdichter, Teil II Vakuumpumpen, S. 356–363. Vulkan-Verlag, Essen (1990)
- Teifke, W., Bohnet, M.: Vakuumpumpen in der Verfahrenstechnik. In: Handbuch Verdichter, Teil II Vakuumpumpen, S. 250–260. Vulkan-Verlag, Essen (1990)