
Molekular- und Turbomolekularpumpen

Karl Jousten

Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden die in der Hochvakuumtechnik sehr bedeutsamen Molekularpumpen vorgestellt. Den Schwerpunkt bildet aufgrund der Markt durchdringung und Anwendungsbreite die turbomolekulare Bauart. Einer Darstellung der physikalischen Grundlagen folgt die Beschreibung des technischen Aufbaues. Hinweise zu Kenngrößen, Betrieb und Anwendungen der Pumpen schließen das Kapitel ab.

Schlüsselwörter

Turbomolekularpumpe • Molekularpumpe • Holweckstufe • Pumpmechanismus • Magnetlagerung

Inhalt

1	Einleitung	2
2	Molekularpumpen	4
2.1	Gaedepumpstufe	5
2.2	Holweckstufe	9
2.3	Siegbahnstufe	10
3	Kombination von Molekular- und Seitenkanalpumpstufen	11
3.1	Der regenerative oder Seitenkanal- Pumpmechanismus	11
3.2	Pumpkonstruktion und Anwendungen	12
4	Physikalische Grundlagen der Turbomolekularpumpstufen	13
4.1	Pumpmechanismus	14
4.2	Saugvermögen und Kompressionsverhältnis	15
4.3	Statistische und Gaedesche Betrachtung des Pumpeffekts	17
4.4	Statistische Betrachtung	19
4.5	Wärmehaushalt	21
5	Technik von Turbomolekularpumpen	24

K. Jousten (✉)

Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB), Berlin, Deutschland

E-Mail: karl.jousten@ptb.de

5.1	Aufbau und Wirkungsweise	25
5.2	Turbomolekularpumpenrotoren	25
5.3	Sicherheitsanforderungen	28
5.4	Lagerung von Turbomolekularpumpenrotoren	29
5.5	Antriebe und Bedienung	33
5.6	Heizung und Kühlung	34
5.7	Sonderausführungen	34
6	Leistungsdaten von Turbomolekularpumpen	35
6.1	Saugvermögen	36
6.2	Kompressionsverhältnis, Enddruck und Basisdruck	37
6.3	Auspumpzeiten von Behältern	38
6.4	Pumpen hoher Gaslasten	40
7	Betrieb und Wartung von Turbomolekularpumpen	41
7.1	Wahl der Vorpumpe	41
7.2	Allgemeine Hinweise	42
7.3	Einschalten	42
7.4	Erreichen des Basisdruckes	42
7.5	Betrieb in Magnetfeldern	42
7.6	Belüften	43
7.7	Wartung	43
8	Anwendungen	44
	Literatur	46

1 Einleitung

Molekular- und Turbomolekularpumpe sind über das zu Grunde liegende physikalische Arbeitsprinzip miteinander verbunden [1]. In beiden Pumparten wird Gas gefördert, indem Impuls auf Gasmoleküle übertragen und hierdurch eine gerichtete Bewegung erreicht wird.

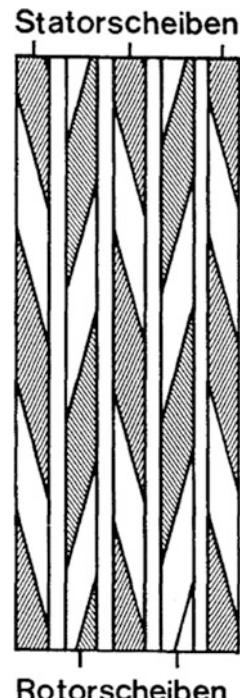
Die Impulsübertragung findet durch eine sich schnell bewegende Wand oder durch Schaufeln eines sich schnell drehenden Rotors statt. Allerdings lässt sich dieses Prinzip nur im molekularen Strömungsbereich nutzen, da in diesem die freie Weglänge der zu pumpenden Gasmoleküle größer als die Abmessungen innerhalb der Pumpe ist. Verkleinert man die Abmessungen entsprechend, können Bereiche erschlossen werden, die normalerweise dem Übergangsbereich zwischen molekularer und viskoser Strömung zuzuordnen sind (einige hPa).

Aufgrund dieser Tatsache kann eine Molekularpumpe in der Regel nicht auf Atmosphärendruck verdichten und ausstoßen, sondern benötigt eine Vorpumpe, die vom Auslassdruck der (Turbo-) Molekularpumpe auf den Umgebungsdruck verdichtet.

Turbomolekularpumpen bestehen aus schnell drehenden Rotorschichten mit Schaufeln und dazwischen liegenden spiegelsymmetrischen Statorscheiben [2] (Abb. 1). Die Gasteilchen werden durch zusätzliche Impulse, die sie von den Rotor-schaufeln erhalten, durch die Kanäle zwischen den Schaufeln gefördert.

Heute werden Turbomolekularpumpen oft mit Molekularpumpstufen, die für Gasförderung bei höheren Drücken ausgelegt sind, kombiniert. Dadurch ist der Einsatz preisgünstiger, trockener Verdrängerpumpen als Vorpumpen möglich.

Abb. 1 Aufsicht auf die Peripherie des Rotor-Stator-Pakets der Becker'schen Turbomolekularpumpe. Die Statorscheibe am Eintritt der Pumpe erhöht das Kompressionsverhältnis, reduziert aber das Saugvermögen



Im Unterschied zu Sorptionspumpen (Kap. ► „[Sorption und Diffusion](#)“), die in ihrer Gasaufnahme beschränkt sind und Regenerationsphasen benötigen, sind Turbomolekularpumpen schnell betriebsbereit und transportieren Gasströme kontinuierlich durch die Pumpe.

Bedingt durch das mehrstufige axiale Förderprinzip der Turbomolekularpumpe, können im Bereich des Saugflansches niedrige Drücke erreicht werden. Desorption von Gasen, die den Enddruck begrenzt, kann durch Ausheizen reduziert werden. Wegen der hohen Kompressionsverhältnisse für schwere Gase sind Enddrücke im Bereich von 10^{-9} Pa möglich. Mit den gleichen Pumpen können aber auch hohe Gasdurchsätze im Ansaugdruckbereich von 10^{-1} bis 1 Pa abgepumpt werden.

Die Anwendung der Turbomolekularpumpe in der Vakuumprozesstechnik mit hohen Gaslasten (Beschichtung, Halbleiterherstellung) hat heute eine wirtschaftlich weit höhere Bedeutung als die der reinen Vakumerzeugung, die am Anfang ihrer Verbreitung das Hauptanwendungsgebiet war.

Die Turbomolekularpumpe wurde 1956 von *W. Becker* [2] als eine „Neue Molekularpumpe“ erfunden (Abb. 2), deren Funktionsprinzip er mit Hilfe der Theorie der Gaede'schen Molekularpumpe erklärte. Die Becker'sche Turbomolekularpumpe (Abb. 2) war zweiflutig aufgebaut: vom Ansaugflansch in der Mitte pumpten zwei mehrstufigen Rotor-Stator-Anordnungen mit Turbinenschaufeln (Abb. 1) das Gas zu den Vorräumen, von denen einer den Antrieb beherbergte. Eine gemeinsame Vorräumeleitung stellte die Verbindung zur Vorräumpumpe her. Auf diese

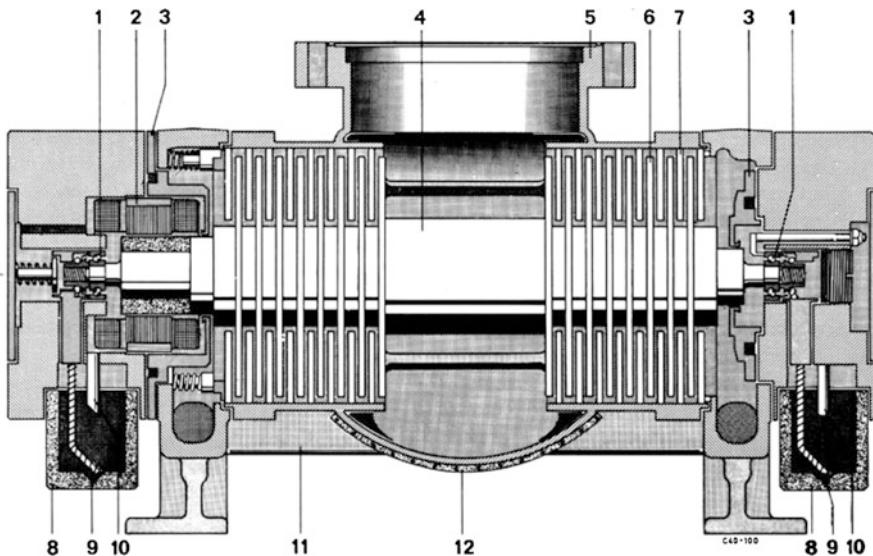


Abb. 2 Schnittdarstellung der zweiflutigen Turbomolekularpumpe TPU 200 nach Becker. 1 Lager, 2 Motor, 3 Labyrinthkammern, 4 Rotor, 5 Hochvakuumanschluss, 6 Rotorschibe, 7 Statorscheibe, 8 Ölbehälter, 9 Ölzufuhr zum Lager, 10 Ölrücklauf, 11 Vorrakuumkanal, 12 Heizung

Weise konnte die Welle an ihren Enden und im Vorrakuum gelagert werden. Die Vorteile gegenüber der früher entwickelten Gaede-Pumpe [3] sind: Hohes Saugvermögen, große Abstände zwischen Rotor und Stator (≈ 1 mm) und sehr hohes Kompressionsverhältnis durch mehrstufige Bauweise.

Die weiteren Entwicklungen führten zu einflutigen Pumpen, die kleiner, leichter und kostengünstiger herzustellen sind (Abb. 3). Durch direktes Anflanschen an den Rezipienten werden Leitwertverluste vermieden.

2 Molekularpumpen

Molekularpumpen als Einzelpumpen finden sich auch heute in den Produktportfolios der großen Hersteller, werden aber vorwiegend in Nischenanwendungen eingesetzt [4–6]. Hauptsächlich werden die Bauweisen nach Gaede, Siegbahn und Holweck in vorvakuumseitigen Pumpstufen innerhalb von Turbomolekularpumpen benutzt, um höhere Ausstoßdrücke zu erreichen. Auf solche Art modifizierte Turbomolekularpumpen werden oft als Compoundpumpen bezeichnet. Da Turbomolekularpumpen auf den historisch älteren Molekularpumpen beruhen und sich das Funktionsprinzip der Turbomolekularpumpen gut an Hand dieser Pumpen erklären lässt, werden zunächst diese Molekularpumpen behandelt.

Die Art der Gasführung ist der Kernunterschied der molekularen Pumpstufenbauweisen: In Gaedestufen wird in Umfangsrichtung gepumpt, nach Siegbahn radial

Abb. 3 Einflutige
Turbomolekularpumpe
HiPace 700 mit angebauter
Antriebselektronik für 48 V
Gleichspannung:
1 Saugflansch;
2 Vorvakuumflansch;
3 Belüftungsventil;
4 Sperrgasanschluss;
5 Antriebselektronik mit
Steckern für Zubehör und
Fernbedienung



entlang einer Scheibenoberfläche und nach Holweck in einer Schraubenlinie an der Oberfläche eines Zylinders.

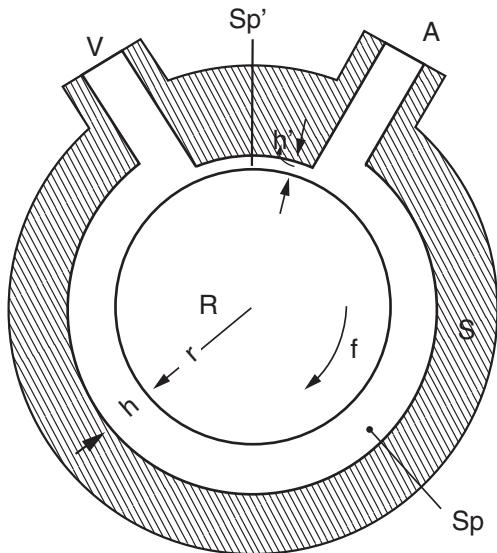
Neben diesen Pumpprinzipien wurden auch Seitenkanalpumpstufen in Turbomolekularpumpen zur Serienreife gebracht [7].

2.1 Gaedepumpstufe

Die Idee der Molekular(vakuum)pumpe stammt von *Gaede* [3]. Er ging von der Überlegung aus, dass Moleküle, die auf eine Wand treffen, dort nicht direkt reflektiert, sondern eine „Verweilzeit“ lang adsorbiert werden, ehe sie wieder desorbieren (vgl. Kap. ► „[Strömung von Gasen](#)“: Charakterisierungen und Definitionen). Bei der Desorption haben sie eine der Wandtemperatur entsprechende isotrope Geschwindigkeitsverteilung und die mittlere Geschwindigkeit \bar{c} nach Gl. 43 in Kap. ► „[Gasgesetze und kinetische Gastheorie](#)“. Bewegt sich die Wand mit der Geschwindigkeit u , so wird der Geschwindigkeitsverteilung diese „Driftgeschwindigkeit“ überlagert. Eine bewegte Wand muss daher eine Strömung erzeugen und dem gemäß eine Pumpwirkung besitzen.

Abb. 4 zeigt das Prinzip der Gaede'schen Molekularpumpe. Auf den mit der Drehfrequenz f umlaufenden Rotor R vom Radius r treffen die Moleküle aus dem Ansaugstutzen A, erhalten eine Vorzugsgeschwindigkeit $u = 2 \pi r f$ und werden mit dieser Geschwindigkeit durch den Spalt Sp der Höhe h und der Breite b zum Vorvakuumstutzen V befördert. Zur Vermeidung starker Rückströmung muss V von A

Abb. 4 Prinzip der Gaede'schen Molekularpumpe. Der Rotor überträgt bei Berührung mit den Gasmolekülen einen tangentialen Impuls auf diese, wodurch die Pumpwirkung entsteht. *A* Ansaugstutzen; *V* Vorrakuumanschluss; *R* Rotor; *S* Stator; *Sp* Pumpkanal; *Sp'* Sperrspalt



durch einen Sperrspalt Sp' von einigen Hunderstel Millimetern getrennt werden. Dies gilt auch für die Spalte zwischen den stirnseitigen Deckeln und dem Rotor.

Wirkungsweise und Kenndaten der Pumpe lassen sich mit einem einfachen Modell beschreiben, bei dem alle physikalisch wichtigen Merkmale der Molekular- und Turbomolekularpumpen sichtbar werden. In Abb. 5 ist je ein Teilstück der Rotorwand W_R , die sich mit der Geschwindigkeit u bewegt, und der ruhenden Statorwand W_S , der Einfachheit halber als Ebene, herausgezeichnet. Der Abstand h soll klein gegen die freie Weglänge l des zwischen W_R und W_S befindlichen Gases der Teilchenanzahl dichte n sein. Daher stoßen die Teilchen nur auf die Wände, nicht unter sich; in jedem Augenblick hat daher die Hälfte der Teilchen in x -Richtung die Driftgeschwindigkeit u , die andere Hälfte die Driftgeschwindigkeit Null. Im Kanal (Spalt) Sp (Abb. 4) fließt daher ein Teilchenstrom

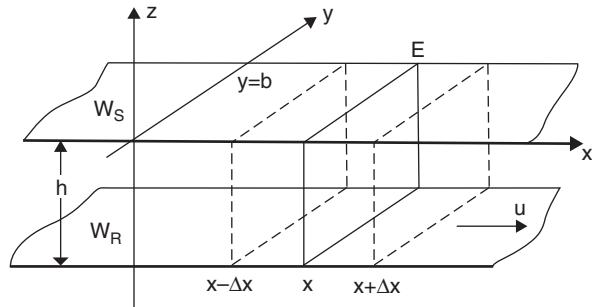
$$q_N = \frac{dN}{dt} = \frac{1}{2} \cdot n \cdot u \cdot b \cdot h \quad (1)$$

Aus dieser Teilchenstromstärke ergibt sich die Volumenstromstärke q_V , die gleich dem Saugvermögen S ist (vgl. ► Abschn. 1.1 in Kap. „Strömung von Gasen“: Charakterisierungen und Definitionen):

$$S_0 = q_V = \frac{q_N}{n} = \frac{1}{2} u \cdot b \cdot h \quad (2)$$

Diese Saugvermögensformel gilt für die Förderung ohne Differenzdruck zwischen V und A . Dabei sind allerdings die Einflüsse der vorderen und hinteren Begrenzungswand des Kanals unberücksichtigt geblieben; sie dürfen – jedenfalls für die prinzipielle Betrachtung – vernachlässigt werden, wenn $b \gg h$ ist. Das Saugvermögen

Abb. 5 Zur Wirkungsweise der Gaede'schen Molekulpumpe: W_S Statorwand, W_R mit der Geschwindigkeit u bewegte Rotorwand; h Kanalhöhe; b Kanalbreite; E Schnittebene



einer Anordnung nach Abb. 4 ist also proportional der Umfangsgeschwindigkeit u des Rotors und dem Querschnitt bh des Spals Sp. Die nach Gl. 1 ebenfalls zu beschreibende Rückströmung durch Sp' vernachlässigen wir für die Betrachtung des Prinzips ebenfalls.

Durch den Gasstrom (Gastransport) von A nach V in Abb. 4 nach Gl. 1 entsteht ein Druckgefälle dp/dx (Abb. 5) bzw. ein Dichtegefälle dn/dx , das zu einer Gegenströmung führt. Durch die $y-z$ -Ebene E an der Stelle x , an der die Teilchenanzahl dichte $n(x)$ herrschen soll, fließt nach rechts infolge der Driftgeschwindigkeit u der Teilchenstrom q_N nach Gl. 1. Rechts von x an der Stelle $x+\Delta x$ ist daher die Teilchenanzahl dichte $n(x+\Delta x) > n(x)$, analog ist $n(x-\Delta x) < n(x)$. Von rechts nach links fließt also durch E nach Gl. 49 in Kap. ► „Gasgesetze und kinetische Gastheorie“ der thermisch ungerichtete Teilchenstrom

$$\overleftarrow{q}_{N,\text{th}} = b \cdot h \cdot \frac{\bar{c}}{4} \cdot n(x + \Delta x)$$

und von links nach rechts entsprechend

$$\overrightarrow{q}_{N,\text{th}} = b \cdot h \cdot \frac{\bar{c}}{4} \cdot n(x - \Delta x)$$

also bleibt ein überschüssiger „Gegen“-Strom

$$\overleftarrow{q}_{N,\text{th}} = b \cdot h \cdot \frac{\bar{c}}{4} [n(x + \Delta x) - n(x - \Delta x)] = b \cdot h \cdot \frac{\bar{c}}{4} \cdot \frac{dn}{dx} \cdot 2 \cdot \Delta x \quad (3)$$

Die Größe Δx wählen wir auf Grund der gleichen Überlegungen wie in ► Abschn. 2 in Kap. „Transporteigenschaften von Gasen“: $n(x - \Delta x)$ bzw. $n(x + \Delta x)$ haben wir an der Stelle zu wählen, wo die Teilchen ihren letzten Stoß gemacht haben, weil sie dort im Mittel wieder ihre isotrope Verteilung erhalten haben, so dass Gl. 46 in Kap. ► „Transporteigenschaften von Gasen“ gilt. In ► Abschn. 2 in Kap. „Transporteigenschaften von Gasen“ war dies im Abstand \bar{l} der mittleren freien Weglänge im Gas, vor der in Frage stehenden Ebene. Hier ist aber $\bar{l} \gg h$; der

mittlere Stoßweg ist daher etwas größer als h . Wir müssen also hier $\Delta x = gh$ mit $g > 1$ setzen und erhalten

$$\overleftarrow{q}_{N, \text{th}} = g \cdot b \cdot h^2 \cdot \frac{\bar{c}}{4} \cdot \frac{dn}{dx} \quad (4)$$

und damit den „Förderstrom“

$$q_N = \frac{1}{2} \cdot n \cdot u \cdot b \cdot h - g \cdot \frac{\bar{c}}{2} \cdot b \cdot h^2 \cdot \frac{dn}{dx} \quad (5)$$

Setzen wir den Förderstrom gleich 0, also den Driftstrom gleich der Rückströmung, so erhalten wir:

$$\frac{dn}{n} = \frac{dp}{p} = \frac{u \cdot dx}{\bar{c} \cdot g \cdot h} \quad (6)$$

In diesem Fall fordert die Pumpe netto kein Gas, erzeugt jedoch maximale Kompression zwischen Ansaugdruck p_A und Ausstoßdruck p_V . Integration dieser Gleichung über die Kanallänge L liefert das maximale Kompressionsverhältnis.

$$K_0 = \frac{p_V}{p_A} = \exp\left(\frac{u \cdot L}{\bar{c} \cdot g \cdot h}\right) \quad (7)$$

Das (Leerlauf-)Kompressionsverhältnis K_0 wächst also exponentiell mit dem Geschwindigkeitsverhältnis u/\bar{c} und dem Verhältnis von Kanallänge zu Kanalhöhe L/h . Für den Faktor g , der die freie Weglänge bis zum nächsten Wandstoß angibt, wird etwa gelten: $3 > g > 1$, weil die meisten Moleküle schräg durch den Spalt fliegen. Da die Rückströmung durch den engen Spalt Sp' und ebenso die Rückströmung an den stirnseitigen Deckeln vernachlässigt wird, liefert die Gl. 7 immer zu große Werte. Der Exponent in Gl. 7 kann in der Form $\text{const} \cdot S/C$ geschrieben werden. Dabei bedeuten $S=u \cdot b \cdot h/2$ das Saugvermögen nach Gl. 2 und

$$C = \frac{4 \cdot \bar{c} (b \cdot h)^2}{3 \cdot 2 \cdot L (b + h)}$$

den Leitwert des Pumpspalts (spaltförmigen Rohres). Genauer ist C durch Gl. 7 in Kap. ► „Molekulare Strömung von Gasen“ mit P aus Abb. 8 ebenfalls in Kap. ► „Molekulare Strömung von Gasen“ gegeben. Die wichtigste Erkenntnis aus Gl. 7 ist, dass für großes K_0 das Verhältnis u/\bar{c} möglichst groß sein muss; Molekularpumpen – gleich welcher Art – erfordern also hohe Drehzahlen.

Beispiel 1

Für $r = 0,05$ m, $f = 1000$ Hz folgt $u = 314$ m/s. Für Stickstoff bei 300 K ist $\bar{c} = 475$ m/s und die Kanalabmessungen $L = 0,9 \cdot 2 \pi r = 0,28$ m, $h = 0,003$ m, $b = 0,008$ m, $g = 2$ folgt $K_0 = 2,49 \cdot 10^{13}$ und $S_0 = 3,76$ L/s.

Eine von Gaede vorgeschlagene und 1913 von *E. Leybolds Nachf.* gebaute Molekularpumpe erreichte bei 8200 U/min ein Saugvermögen von 1,5 L/s und ein Kompressionsverhältnis $K_0 = p_V/p_A = 10^5$.

Weiter zeigt Gl. 7, dass wegen $\bar{c} \sim M_r^{1/2}$ für schwere Gase sehr hohe Kompressionsverhältnisse entstehen. Für fluorierte Pumpenöle mit mittleren Molekulargewichten von 2100 und einem Dampfdruck von 10 Pa bei 200 °C werden extrem hohe Kompressionsverhältnisse erreicht. Im Vergleich zu Wasserstoff erhält man bei perfluorierten Polyether-(PFPE)-Ölen

$$\frac{(K_0)_{\text{PFPE}}}{(K_0)_{\text{H}_2}} \propto \exp\left(\sqrt{2100} - \sqrt{2}\right) \approx 2 \cdot 10^{19}$$

Bei normalem Betrieb wird also die Molekularpumpe schwere Gase und Dämpfe, wie sie von Schmierölen ausgehen, vom Hochvakuum fernhalten.

Für den laminaren Strömungsbereich gelten die gleichen Formeln für Drift- und Rückstrom. Da aber bei höheren Drücken die mittlere freie Weglänge $\bar{l} \ll h$ wird, ist die Annahme $\Delta x = gh$ mit $g > 1$ in Gl. 3 falsch. Durch die Abnahme der freien Weglänge wird die Rückströmung sowohl im Pumpkanal als auch im Sperrspalt und an den seitlichen Deckeln stark vergrößert, was zu einer drastischen Abnahme der Kompression führt und somit die hohe Leistungsfähigkeit der Gaedestufen auf den molekularen Strömungsbereich beschränkt.

Gaedepumpstufen werden heute von einigen Herstellern in Turbomolekularpumpen verwendet, jedoch stellen der Bereich des Gasabstreifers mit engem Sperrspalt Sp' und der unsymmetrische Gasfluss Hürden dar.

2.2 Holweckstufe

Im Jahr 1923 entwickelte *Holweck* [8] eine Molekularpumpe, deren Arbeitsweise der von Gaede vorgeschlagenen Gewindepumpe entspricht (Abb. 6). Bei der Holweckpumpe besteht der Rotor A aus einer zylindrischen Trommel mit glatter Oberfläche, der koaxiale zylindrische Stator B ist auf der Innenseite mit einer schrauben-

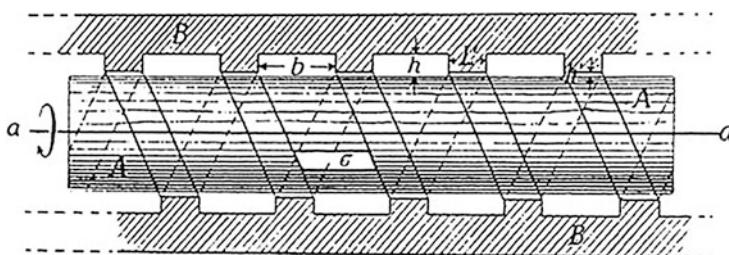


Abb. 6 Gaede'sche Gewindepumpe oder Holweckpumpe. Rotor: A . Durch gewindeförmige Ausprägung des Förderkanals im Stator (B) wird die Länge des Pumpkanals und damit das Kompressionsverhältnis vergrößert. Verluste treten durch Rückströmung unter den Stegen auf

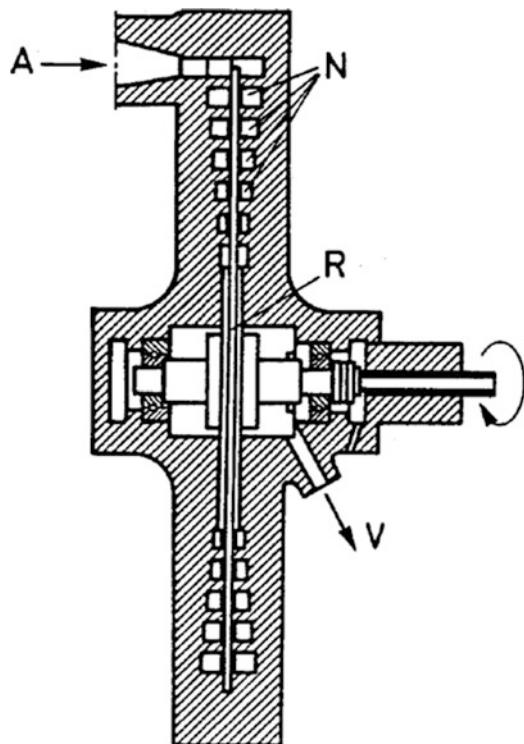
förmigen Nut versehen. Mit dieser Anordnung umging Holweck das Problem des Gasabstreichers, er selbst sprach jedoch von einer Gaedepumpe. Diese Pumpe hatte den Ansaugstutzen in der Mitte und der Rotor förderte durch zwei gegenläufige Nuten das Gas zu den Vorräumen, in denen auch die Lager untergebracht waren. Das Saugvermögen dieser Pumpe lag bei 6 L/s und das Kompressionsverhältnis für Luft bei $2 \cdot 10^7$.

Für Holweckstufen gelten die Gaede'schen Formeln für Saugvermögen Gl. 2 und Kompressionsverhältnis Gl. 7. An Stelle der Verluste durch Rückströmung über Sperrspalt und seitliche Deckel treten hier die Verluste durch Rückströmung durch den Spalt zwischen Rotor und Steg von benachbarten Pumpkanälen im Stator. Die Spaltweiten über dem Steg müssen klein gegen die freie Weglänge im angestrebten Druckbereich sein, ebenso die Kanalhöhe h . Es ist sinnvoll, die Kanalhöhe und die Spaltweiten zum Bereich höherer Drücke hin zu vermindern. Die minimalen Spaltweiten in realen Holweckpumpen sind bedingt durch Rotordehnung, verursacht durch Fliehkraft und Temperaturänderung. Radiale Rotorbewegungen, die möglich sind durch weiche Lagerung und Spalte in den Fanglagern von magnetgelagerten Pumpen, erfordern ebenfalls gewisse Spaltweiten. Durch die Verwendung von Kohlefaserhülsen als Holweckrotoren mit sehr geringen Temperaturausdehnungskoeffizienten und geringer Dehnung durch Fliehkraft lassen sich Spaltweiten von 0,3 mm bis 0,5 mm realisieren. Die zugehörigen Kanalhöhen sollten etwa 5-mal so groß sein. Nimmt man für solche Abmessungen eine mittlere freie Weglänge von $\bar{l} = 0,25$ mm an (Knudsenzahl = 0,5 für den Spalt), so erhält man nach Gl. 53 bzw. 54 im Kap. ► „[Gasgesetze und kinetische Gastheorie](#)“ als Grenzdruck p_g für Stickstoff mit $\bar{l} \cdot p = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{m}$ den Wert $p_g = 23,6 \text{ Pa}$. Steigt der Druck in der Holweckstufe weiter an, so verstärken sich die Spaltströmung und die Rückströmung im Pumpkanal, so dass bei Zunahme des Druckes um etwa einen Faktor 100 die komplette Pumpwirkung der Holweckstufe zusammenbricht. Die Berechnung von Holweckstufen ist Gegenstand der Forschung. In einer Arbeit werden mit moderatem Rechenaufwand und in guter Übereinstimmung mit Messwerten Saugvermögen und Kompressionsverhältnis modelliert, vgl. ► [Abschn. 3 in Kap. „Strömung von Gasen“](#) durch Rohre und Blenden und [9]. Mit Computational Fluid Dynamic-Methoden (CFD) konnten gute Ergebnisse für den viskosen Druckbereich erzielt werden [10].

2.3 Siegbahnstufe

Als weitere Variante entwickelte *Siegbahn* [11] 1943 eine Molekularpumpe (Abb. 7), bei der ebene Rotorscheiben mit axial eingefrästen ring- oder spiralförmigen Statorkanälen das Pumpensystem bilden. Gegenüber der Bauweise nach Gaede sind Siegbahnstufen symmetrischer aufgebaut. Nachteile dieses Systems sind: kleine Umfangsgeschwindigkeit in der Nähe der Welle, Pumpen gegen die Fliehkraft bei mehrstufigen Systemen, die Verwendung diametral geteilter Statorscheiben, die aufwändig herzustellen sind, sowie relativ enge Spalte zwischen axial benachbarten Rotor- und Statorbauteilen, was bei thermischer Ausdehnung des Rotors zum

Abb. 7 Molekularpumpe nach Siegbahn. Die abnehmende Geschwindigkeit zur Welle hin, das Pumpen gegen die Fliehkraft und Schwierigkeiten bei der Kombination mit Turbomolekularpumpstufen haben ihre Verbreitung verhindert. A Ansaugstutzen; V Vorvakuumstutzen, N Spiralförmige Fördernut im Stator; R Scheibenförmiger Rotor



Problem werden kann. Siegbahnstufen wurden in den letzten Jahren mit dem Ziel weiterentwickelt, sich der Leistungsfähigkeit von Holzweckstufen anzunähern und bestenfalls zu erreichen [12].

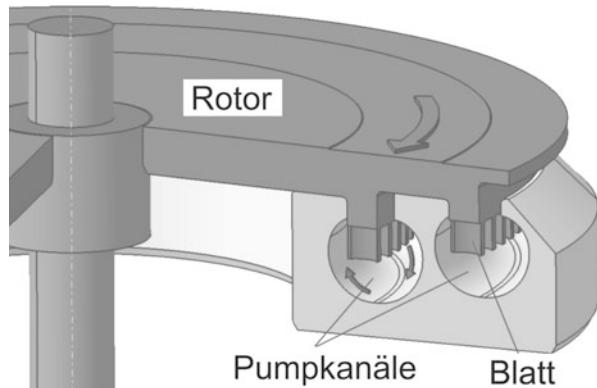
3 Kombination von Molekular- und Seitenkanalpumpstufen

In den 1990er-Jahren wurde erstmals der Mechanismus einer Molekularpumpe mit der einer Seitenkanalpumpe (regenerativen Pumpe) in einer einwülligen Pumpe kombiniert, die dadurch direkt vom Hochvakuum auf den Atmosphärendruck komprimieren konnte [13].

3.1 Der regenerative oder Seitenkanal- Pumpmechanismus

Der regenerative Pumpmechanismus beruht auf dem Übertrag kinetischer Energie auf die Gasteilchen durch sich schnell bewegende Blätter. Dieser Energieübertrag führt zu einem Druckanstieg und dem Pumpmechanismus. Das Adjektiv „regenerativ“ hat seinen Ursprung in der Gasbewegung. Das Gas bewegt sich in einer Kreisbewegung durch die Rotorblätter und regeneriert dabei jedes Mal seine kinetische Energie durch

Abb. 8 Zwei Stufen einer regenerativen Pumpe. Die Pfeile markieren den schraubenförmigen Fluß des Gases



den Übertrag. Andere übliche Namen sind Seitenkanal-, Vortex- oder Peripherialflusspumpe.

Eine Einzelstufe einer regenerativen Pumpe besteht aus einer durchgehenden Reihe von Ruderblättern, die hängend in axialer Richtung an einem Rotor montiert sind (Abb. 8). Die Blätter ragen in einen Kanal, der wesentlich größer als die Blätter ist [14]. Wenn sich nun die Blätter durch das Gas bewegen, entsteht aus dem Zusammenspiel von Impulsübertrag und Zentrifugalkräften ein schraubenförmiger Gasfluss (Vortexfluss) in dem Kanal. Immer wenn sich das Gas wieder zwischen den Blättern befindet, wird es erneut in Richtung der Rotation beschleunigt und es entsteht ein zunehmender Druckanstieg in der Laufrichtung. Die Geschwindigkeit der Blätter beträgt zwischen 100 m/s und 250 m/s. Innerhalb einer Stufe beträgt das Kompressionsverhältnis typischerweise 4 : 1.

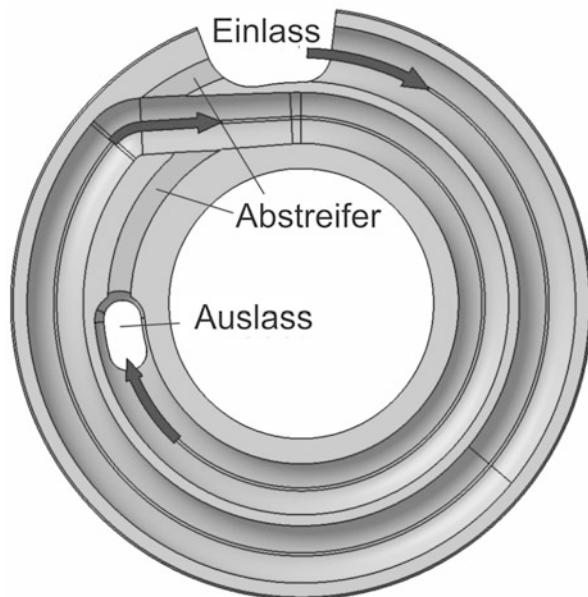
Am Ende eines Kanalumlaufs befindet sich ein Abstreifer (engl. „Stripper“), siehe Abb. 9. Dieser leitet das Gas aus dem Kanal, entweder in die nächste Stufe oder in den Auslass der Pumpe. Beim Abstreifer verengt sich der Kanal so, dass ihn die Rotorblätter gerade noch passieren können. Das noch zwischen den Blättern befindliche Gas wird durch den Abstreifer zum Gaseinlass der Pumpstufe transportiert und vermindert so die Kompression und Effizienz der Pumpstufe.

Durch die Theorie von Sixsmith [15] wurde der Pumpmechanismus im Detail verstanden und die Konstruktion der Maschine konnte so verbessert werden, dass Kompressoren und Vakuumpumpen gebaut werden konnten. Er entwickelte einige der oben beschriebenen Merkmale, auch die Form der Blätter, und baute einen Prototyp mit einem Kompressionsverhältnis von 10 und einem Saugvermögen von 250 m³/h.

3.2 Pumpkonstruktion und Anwendungen

Eine regenerative Vakuumpumpe nutzt eine Kombination von Molekular- und regenerativen Pumpstufen, um das Leistungsvermögen über einen größeren Druckbereich auszuweiten. Die regenerativen Pumpstufen funktionieren nicht im

Abb. 9 Aufsicht auf zwei Stufen einer regenerativen Pumpe. Der Abstreifer lenkt das Gas in die nächste Stufe oder den Auslass



molekularen Druckbereich und benötigen daher zusätzliche Molekularstufen, um Drücke unter etwa 100 Pa erreichen zu können.

Solche Pumpen werden mittlerweile von mehreren Herstellern angeboten. Das in Abb. 10 gezeigte Beispiel zeigt eine Pumpe mit 6 konzentrischen regenerativen Pumpstufen, die von 100 Pa gegen Atmosphärendruck verdichten. Sie werden mit 5 Holweckstufen kombiniert, die einen Ansaugdruck von 10^{-4} Pa ermöglichen. Solch eine Pumpe ist sehr kompakt, benötigt kein Fett oder Öl im evakuierten Raum und erzeugt ein ein sehr reines, partikelfreies Vakuum (ultra-clean vacuum, UCV).

In Abb. 11 sind zwei Saugvermögenskurven für zwei Typen von regenerativen Pumpen gezeigt.

Diese Pumpenart hat breite Anwendung für Schleusenkammern in der Halbleiterindustrie gefunden, aber auch für physikalische Experimenterkammern wie in Beschleunigern und angeschlossenen Strahlrohren. Regenerative Pumpstufen werden auch an das Auslassende von Turbomolekularpumpen gesetzt. Ein oder zwei Pumpstufen erhöhen den kritischen Vordruck und den Durchsatz der Turbomolekularpumpe.

4 Physikalische Grundlagen der Turbomolekularpumpstufen

Im Folgenden wird der Pumpmechanismus von Turbomolekularpumpen genauer betrachtet und die wichtigen Kenngrößen wie Saugvermögen und Kompressionsverhältnis hergeleitet. Hierbei werden Modelle nach Becker und nach Kruger und

Abb. 10 Schnitt durch eine typische regenerative Pumpe mit Holweckstufen (EPX 500 der Firma Edwards). Mit freundlicher Genehmigung

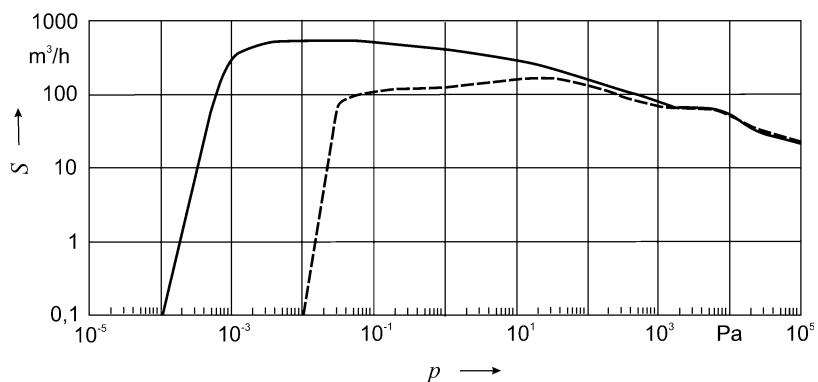


Abb. 11 Saugvermögen S zweier Typen von regenerativen Pumpen der Firma Edwards in Abhängigkeit vom Druck p am Ansaugflansch: EPX500 (durchgezogene Kurve) und EPX 180 (gestrichelt)

Shapiro angewendet. Der Wärmehaushalt von Turbomolekularpumpen ist bei ihrer Anwendung zu berücksichtigen und wird daher anhand der auftretenden Effekte veranschaulicht.

4.1 Pumpmechanismus

Betrachten wir zunächst den Pumpmechanismus einer Turbomolekularpumpstufe mit Hilfe von Abb. 12.

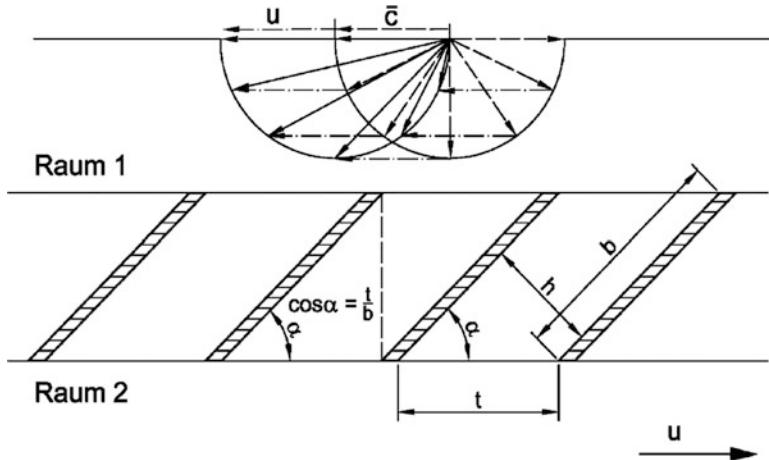


Abb. 12 Zur Funktion der Turbomolekularpumpe. Eine Schaufelreihe mit dem Abstand t , dem Schaufelwinkel α , der Schaufelbreite b und der Kanalhöhe h bewegt sich mit der Geschwindigkeit u nach rechts. Für den mitbewegten Beobachter addiert sich die Schaufelgeschwindigkeit u zur thermischen Geschwindigkeit \bar{c} . Für $u \approx \bar{c}$ bewegen sich nahezu alle Moleküle in Kanalrichtung oder auf die Unterseite einer Schaufel, von wo eine Rückströmung in den Raum 1 unwahrscheinlich ist. Bei optisch dichter Schaufelkonstruktion gilt: $\cos \alpha = t/b$

Eine Schaufelreihe, die sich mit der Geschwindigkeit u von links nach rechts bewegt, trennt die Räume 1 und 2 voneinander. Betrachtet man die an kommenden Gasteilchen als mitbewegter Beobachter, so addiert sich die Schaufelgeschwindigkeit u vektoriell zu den Teilchengeschwindigkeiten \bar{c} . Sind u und \bar{c} etwa gleich groß, so passieren viele Teilchen aus dem Raum 1 den Schaufelkanal, ohne die Schaufeln zu berühren. Teilchen, die die Schaufeln berühren, verweilen dort eine Zeit und desorbieren dann wieder nach dem Cosinusgesetz [16]. Für hohe Geschwindigkeiten u werden viele Teilchen die Schaufelunterseite berühren und von dort überwiegend in den Raum 2 desorbieren. Stellt man die gleiche Überlegung für den Raum 2 an, so sieht man, dass nur wenige Teilchen in Kanalrichtung fliegen und deshalb nur ein geringer Teil davon in den Raum 1 gelangt. Aus diesen Überlegungen folgt, dass die Durchgangswahrscheinlichkeit P_{12} für das Passieren von Teilchen von 1 nach 2 größer sein muss als P_{21} in umgekehrter Richtung und dadurch ein Pumpeffekt erzielt wird.

4.2 Saugvermögen und Kompressionsverhältnis

P_{12} und P_{21} hängen im molekularen Strömungsbereich vom Schaufelwinkel α , dem Verhältnis Schaufelbreite zu Schaufelabstand b/t und dem Geschwindigkeitsverhältnis u/\bar{c} ab. Kennt man diese Werte, so kann man Saugvermögen S_0 und Kompressionsverhältnis K_0 von Turbomolekularpumpstufen ermitteln. Dies wird im Folgenden gezeigt.

Für die geförderte Teilchenzahl in den beiden Räumen gilt:

$$n_1 P = n_1 P_{12} - n_2 P_{21} \quad (8)$$

Betrachtet man den Fall $n_1 = n_2$, also gleicher Druck auf beiden Seiten der Schaufelreihe, erhält man die Pumpwahrscheinlichkeit ohne Druckdifferenz, auch H_o -Faktor genannt:

$$P_{H_o} = P_{12} - P_{21} \quad (9)$$

und es folgt mit Hilfe des Eintrittsleitwertes $C = A \cdot \bar{c} / 4$ [17] das Saugvermögen für einen Schaufelkanal:

$$S_0 = C \cdot P_{H_o} = A \cdot \frac{\bar{c}}{4} (P_{12} - P_{21}) \quad (10)$$

Das maximale Kompressionsverhältnis K_0 erhält man wieder wie bei Gl. 7 für den Fall, dass die Zahlen der geförderten und zurückströmenden Moleküle gleich sind. Also gilt:

$$n_1 P_{12} = n_2 P_{21} \quad (11)$$

und wegen $p = n \cdot k \cdot T$

$$K_0 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{P_{12}}{P_{21}} \quad (12)$$

Führt man in Gl. 8 den Druck an Stelle von n ein und multipliziert mit dem Eintrittsleitwert C , so erhält man das Saugvermögen bei Förderung gegen eine Druckdifferenz:

$$S = C \cdot P = C \cdot P_{12} - \frac{p_2}{p_1} \cdot C \cdot P_{21} \quad (13)$$

Setzen wir $p_2/p_1 = K$, dem realen Druckverhältnis, so folgt mit Gl. 12:

$$S = C \cdot P_{12} \left(1 - \frac{K}{K_0} \right) \quad (14)$$

Für $K = 1$ wird $S = S_0$:

$$C \cdot P_{12} = \frac{S_0}{1 - \frac{1}{K_0}} \quad (15)$$

Durch Einsetzen von Gl. 15 in Gl. 14 erhält man:

$$S = \frac{S_0(K_0 - K)}{K_0 - 1} \quad (16)$$

Für hintereinander geschaltete Pumpstufen gilt für konstanten Gasdurchsatz: $q = p_1 \cdot S = p_2 \cdot S_V$ und damit $K = S/S_V$ und man erhält aus Gl. 16 das Saugvermögen einer Turbomolekularpumpstufe mit vorgesetztem Saugvermögen S_V :

$$S = \frac{S_0}{1 - \frac{1}{K_0} + \frac{S_0}{K_0 \cdot S_V}} \quad (17)$$

Diese Gleichung kann als Rekursionsformel für die Berechnung des Saugvermögens bei der Abstufung einer Turbomolekularpumpe benutzt werden. Ist das Saugvermögen der Vorpumpe bzw. das der davor liegenden Pumpstufe S_V sowie K_0 und S_0 der folgenden Turbomolekularpumpstufe bekannt, so kann man das Saugvermögen S jener Stufe berechnen.

4.3 Statistische und Gaedesche Betrachtung des Pumpeffekts

Gaedesche Betrachtung

Um das Saugvermögen aus den Geometriedaten der Pumpstufen (Schaufelwinkel α , Überdeckungsverhältnis t/b und Geschwindigkeitsverhältnis u/\vec{c}) zu berechnen, hat Becker die Gaede'sche Theorie auf das Saugvermögen der Turbomolekularpumpe angewandt. Eine genauere Darstellung findet man bei Bernhardt [18]. Betrachtet man eine Turbomolekularpumpenscheibe (Abb. 12) mit z Pumpkanälen, zwischen den Schaufeln mit dem Schaufelwinkel α und der Höhe h , die mit der Geschwindigkeit u rotiert, so gilt:

$$S_0 = \frac{1}{2} \cdot z \cdot u_K \cdot h \cdot l \cdot k_e \quad (18)$$

mit:

z = Schaufelanzahl

$u_K = u \cos \alpha = \pi \cdot f(R_a + R_i) \cos \alpha$ = Geschwindigkeit in Kanalrichtung

$h = t \cdot \sin \alpha = \frac{\pi}{z} (R_i + R_a) \sin \alpha$ = Kanalhöhe

$l = R_a - R_i$ = Schaufellänge

Der Faktor 1/2 in Gl. 18 röhrt daher, dass nur die Hälfte der Gasmoleküle eine Geschwindigkeitskomponente in Richtung auf die Pumpe hat. $0 < k_e \leq 1$ ist ein Faktor, der das Verhältnis von gepumpten zu rückströmenden Teilchen angibt. Für Schaufelwinkel zwischen 30° und 60° , Geschwindigkeitsverhältnisse $0,5 < u/\bar{c} \leq 1$

sowie etwa optisch dichter Schaufelkonstruktion ($b = tf \cos \alpha$) kann man mit guter Näherung $k_e = 1$ setzen. Mit diesen Annahmen folgt:

$$S_0 = \frac{\pi}{2} (R_a^2 - R_i^2) \pi \cdot f(R_a + R_i) \cos \alpha \cdot \sin \alpha \quad (19)$$

$$S_0 = \frac{1}{2} \cdot A \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \quad (20)$$

mit $A = \text{beschaufelte Fläche}$

Berücksichtigt man noch den Leitwert $C = \bar{c}/4A$ der beschaufelten Fläche, so erhält man das durch den Eintrittsleitwert reduzierte Saugvermögen S_R :

$$S_R = \frac{A \frac{\bar{c} u}{4 \bar{c}}}{\frac{u}{\bar{c}} + \frac{1}{2 \cdot k_e \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (21)$$

Teilt man diesen Wert durch den Leitwert, so erhält man die Pumpwahrscheinlichkeit P_{Ho} , auch *Ho*-Faktor genannt.

$$P_{Ho} = \frac{\frac{u}{\bar{c}}}{\frac{u}{\bar{c}} + \frac{1}{2 \cdot k_e \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}} \quad (22)$$

Die Gaede'sche Formel (Gl. 7) bietet eine Möglichkeit zur Berechnung des Kompressionsverhältnisses K_0 . Wendet man diese auf den Schaufelkanal einer Turbomolekularpumpe an und ersetzt nach Abb. 12 u durch $u \cdot \cos \alpha$, L durch b und h durch $t \cdot \sin \alpha$, so erhält man:

$$K_0 = \exp\left(\frac{ub}{\bar{c}gt \tan \alpha}\right) \quad (23)$$

Schaufeln in modernen Turbomolekularpumpen sind mehr oder weniger „optisch dicht“ angeordnet, das bedeutet, dass die Schaufelkanäle der Bedingung $\cos \alpha = t/b$ (Abb. 12) genügen. Weitere Schaufelabstände führen zu abnehmenden Kompressionsverhältnissen. Überlappende Schaufeln reduzieren das Saugvermögen und sind wegen der schmalen Pumpkanäle schwierig zu fertigen. Setzt man nun in Gl. 23 $t/b = \cos \alpha$ ein, so folgt:

$$K_0 = \exp\left(\frac{u}{\bar{c}g \sin \alpha}\right) \quad (24)$$

In dieser Formel ist der Faktor g unbekannt (siehe auch Gl. 7; Abb. 14), außerdem bleiben die Rückströmverluste unberücksichtigt, so dass daraus keine genauen Werte für das Kompressionsverhältnis erwartet werden können.

4.4 Statistische Betrachtung

Kruger und Shapiro [19] haben 1960 eine statistische Theorie der Turbomolekularpumpe entwickelt und dabei die Durchgangswahrscheinlichkeiten P_{12} und P_{21} von Gasteilchen durch eine mit der Geschwindigkeit u rotierende Schaufelreihe (Abb. 12) berechnet. Sie machten dabei folgende Annahmen:

- Die mittlere freie Weglänge ist größer als die Abstände der Schaufeln (Molekularströmung).
- Die Teilchen haben in den Räumen 1 und 2 eine Maxwell'sche Geschwindigkeitsverteilung.
- Ihre mittlere thermische Geschwindigkeit ändert sich beim Durchgang durch die Stufe nicht.
- Die Desorption von der Schaufeloberfläche folgt dem Cosinusgesetz.

Die Durchgangswahrscheinlichkeiten sind für Geschwindigkeitsverhältnisse $0,1 < u/c_w < 5$ (c_w = wahrscheinlichste Molekülgeschwindigkeit), Schaufelabstands-/Breitenverhältnisse b/t zwischen 0,25 und 2 sowie Schaufelwinkel α zwischen 10° und 60° von Maulbetsch und Shapiro [20] tabelliert worden.

Mit Hilfe der Gl. 9 und 22 können die H_o -Faktoren und mit den Gl. 12 und 24 die Kompressionsverhältnisse für beide Theorieansätze verglichen werden. Bei Schaufelgeschwindigkeiten $u = 400$ m/s und Stickstoff mit einer mittleren thermischen Geschwindigkeit $\bar{c} = 470$ m/s werden Verhältnisse $u/\bar{c} = 0,85$ erreicht, so dass Abb. 13 und 14 realistische Verhältnisse in modernen Turbomolekularpumpen widerspiegeln.

Die Durchgangswahrscheinlichkeiten P_{12} und P_{21} wurden nach [20] aus Tabellen durch Interpolation für die Bedingung $b/t = \cos \alpha$ ermittelt. In Abb. 13 sind die H_o -Faktoren für Geschwindigkeitsverhältnisse $u/c_w = 1$ und $u/c_w = 0,5$ als Funktion des Schaufelwinkels dargestellt. Die Kurven 2 und 4 sind nach Gl. 22 mit $k_e = 1$ und die Kurven 1 und 3 nach Gl. 9 berechnet worden. Messwerte bestätigen die Kurven 2 und 4, insbesondere liegt auch das maximale Saugvermögen bei einem Schaufelwinkel von 45° .

In Abb. 14 sind die Kompressionsverhältnisse nach Gl. 12 über dem Geschwindigkeitsverhältnis u/c_w aufgetragen. Für Werte $u/c_w < 1$ steigt K_0 exponentiell an. Für große Werte werden die Kurven flacher. Passt man die Kurven nach Gl. 24 für $u/c_w = 1$ und $\alpha = 30^\circ$ dem statistisch berechneten Wert an, so erhält man $g = 1,438$.

Errechnet man mit diesem Faktor K_0 nach Gl. 24, so erhält man Kurven 1 bis 5, die für $u/c_w = 1$ und in Turbomolekularpumpen gebräuchlichen Schaufelwinkeln zwischen 20° und 60° recht gut mit den statistisch berechneten Kurven 6 bis 10 übereinstimmen.

Mit den so erhaltenen Werten K_0 und $S_0 = C \cdot P_{H_o}$ kann mit Hilfe der Gl. 17 das Saugvermögen einer Turbomolekularpumpe für verschiedene Gase berechnet werden. Man benutzt Schaufeln mit kleinen Winkeln α auf der Vorpumpe und in der Ansaugstufe Schaufeln mit $\alpha = 45^\circ$, um das Saugvermögen zu maximieren.

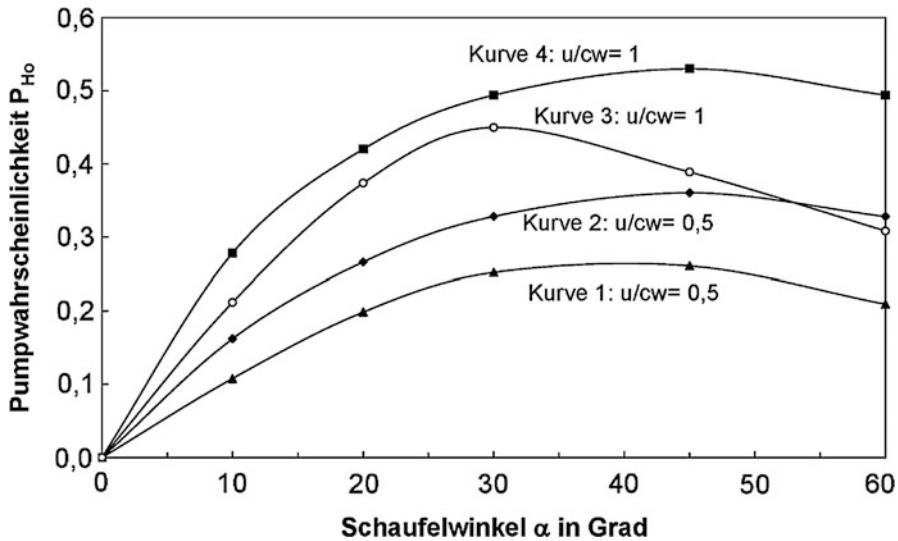


Abb. 13 Pumpwahrscheinlichkeit (Ho -Faktor) $P_{Ho} = P_{12} - P_{21}$ als Funktion des Schaufelwinkels α für optisch dichte Schaufelkonstruktion. Die Kurven 2 und 4 sind nach Geometriedaten Gl. 22 für $k_e = 1$ berechnet, die Kurven 1 und 3 nach statistischen Daten von Maulbetsch [19]. Messwerte zeigen eine bessere Übereinstimmung mit den Kurven 2 und 4

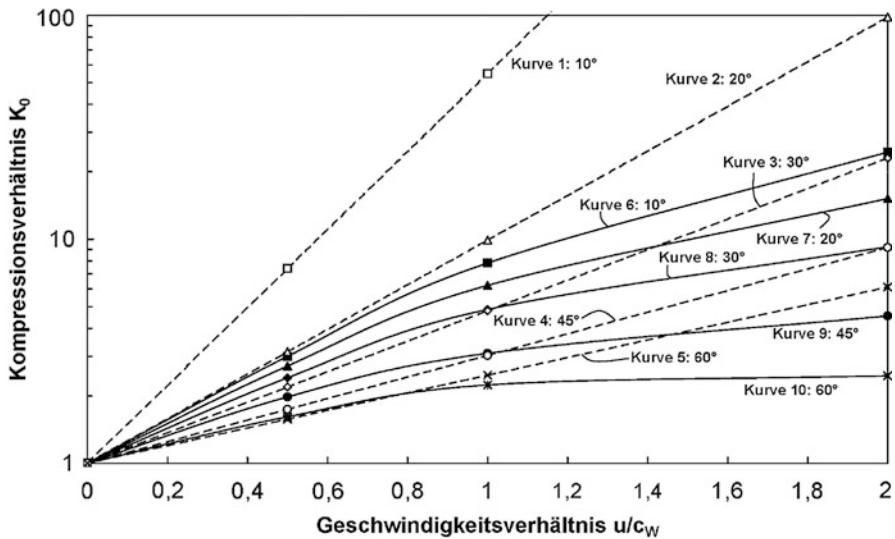


Abb. 14 Kompressionsverhältnis als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses u/c_w , für optisch dichte Schaufelkonstruktion und verschiedene Schaufelwinkel α . Die Geradenschar (Kurven 1 bis 5) zeigt die nach der Gaede-Formel Gl. 24 und die Kurven 6 bis 10 zeigen die nach Maulbetsch [19] berechneten Kompressionsverhältnisse. Durch Anpassen des Kompressionsverhältnisses für $\alpha = 30$ und $u/c_w = 1,1$ an die Kurve 8 wurde der Faktor $g = 1,438$ ermittelt

Zur Berechnung und Auslegung von Turbomolekularpumpen werden heute Modelle benutzt, die sich auf die vorgenannten, molekularen Berechnungsverfahren stützen. Aufgrund der gestiegenen Bedeutung des Übergangs- und des viskosen Druckbereiches auch für Turbomolekularpumpen werden heute auch Direct-Simulation-Monte-Carlo-Methoden (DSMC) in die Berechnung eingeführt (siehe ► Abschn. 2.3 in Kap. „Grundlagen der exakten Berechnung von stationären Flüssen verdünnter Gase“). Bei diesen wird versucht, Wechselwirkungen zwischen Molekülen einzubeziehen [21]. Ein zusätzlicher Vorteil ist die bessere grafische Darstellbarkeit der Berechnungsergebnisse, welche das Verständnis der Vorgänge erleichtert. Eine Schwierigkeit der DSMC-Methode liegt allerdings in der notwendigen Rechenzeit [22]. Mit dieser Methode konnte beispielsweise der Einfluss der Rotorschaufelstirnflächen simuliert werden [23].

4.5 Wärmehaushalt

Die Rotoren von Molekular- und Turbomolekularpumpen müssen aufgrund der hohen Drehzahlen und der damit einhergehenden hohen mechanischen Spannungen aus einem hochbelastbaren Werkstoff hergestellt werden, beispielsweise aus Aluminiumlegierungen. Im Dauerbetrieb dürfen materialspezifische Temperaturen nicht überschritten werden, da sonst Festigkeitsverluste und Kriecheffekte auftreten, die im Zusammenspiel mit den mechanischen Spannungen zu Unwuchten des Rotors und im schlimmsten Fall zum Totalschaden des Rotors führen können [24].

Der Wärmehaushalt des Rotors einer Turbomolekularpumpe wird durch folgende Effekte bestimmt: Einerseits erwärmt Gasreibung den Rotor [25], andererseits kann mittels Wärmeleitung im Gas, Strahlung und Wärmeströmung Wärme abgeben werden. Wärmeströmung durch die Temperaturerhöhung des gepumpten Gases ist selbst unter der Annahme, dass das Gas an jeder Pumpstufe deren Temperatur annimmt, gegenüber der Wärmeleitung und Strahlung vernachlässigbar. Dies liegt an den geringen Massenströmen.

Exemplarisch sollen für ein Scheibenpaar die vorgenannten Effekte berechnet werden. In der Turbomolekularpumpe sind Strömungen entweder molekular oder im viskosen Druckbereich wirbelfrei, da die Reynoldszahlen sehr klein sind. Axiale Gasdurchmischungen finden, außer durch thermische Bewegung der Moleküle, nicht statt. Deshalb können die in den ► Abschn. 2 und 3 in Kap. „Transporteigenschaften von Gasen“ abgeleiteten Formeln für Reibung und Wärmeleitung genutzt werden.

Zur Berechnung der Wärme erzeugenden Gasreibung benutzen wir Gl. 16 in Kap. ► „Transporteigenschaften von Gasen“ (Abschn. 2), die für das Rotor- und Statorscheibenpaar eine Turbomolekularpumpe näherungsweise gilt. Die Reibungskraft F_R zwischen zwei Platten der Fläche A , die sich mit der Differenzgeschwindigkeit $u = u_2 - u_1$ bewegen, gilt nach Gl. 16 in Kap. ► „Transporteigenschaften von Gasen“ nach Einsetzen der Gl. 4 und 7 in diesem Kapitel und Auflösen nach F_R :

$$F_R = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{A \cdot \bar{l} \cdot p \cdot u}{\bar{c}(d + 2\bar{l})}.$$

Die Reibleistung P ergibt sich durch Multiplikation der Reibungskraft mit der Geschwindigkeit. Da rotierende Scheiben betrachtet werden, ist eine Integration über den Radius r in den Grenzen R_i bis R_a auszuführen. Zu beachten sind dabei die Beziehungen $A = 2 \pi \cdot r \cdot dr$ und $u(r) = 2 \pi \cdot r \cdot f$, wobei f die Drehfrequenz ist. Ausgangspunkt der Integration ist daher:

$$dP = dF \cdot u(r) = \frac{32\pi^2 \cdot f^2 \cdot p \cdot \bar{l}}{\bar{c}(d + 2\bar{l})} \cdot r^3 \cdot dr \quad (25)$$

Hierbei wurde in Gl. 4 in Kap. ► „Transporteigenschaften von Gasen“, der Impuls-Akkomodationsfaktor $\sigma_t = 1$ gesetzt, vgl. ► Abschn. 2 in Kap. „Transporteigenschaften von Gasen“. Integration liefert dann:

$$P_{\text{Reibung}} = \frac{2 \cdot A (u_a^2 + u_i^2) p \cdot \bar{l}}{\bar{c} \cdot \pi (d + 2\bar{l})} , \quad (26)$$

mit den Schaufelgeschwindigkeiten außen und innen u_a und u_i . Die erzeugte Reibleistung zwischen Rotor- und Statorscheibe verteilt sich je zur Hälfte auf Rotor und Stator. Für kleine Drücke mit $2\bar{l} \gg d$ ist die Reibleistung dem Druck proportional, für hohe Drücke und $2\bar{l} \ll d$ im Laminarbereich wird sie konstant (Abb. 15).

Im nächsten Schritt sollen die beiden erwähnten Wege zur Abgabe von Wärme an den Stator betrachtet werden. Der erste Weg besteht in Wärmeleitung über das Gas zwischen den Scheiben. Zur Berechnung werden in Gl. 34 aus

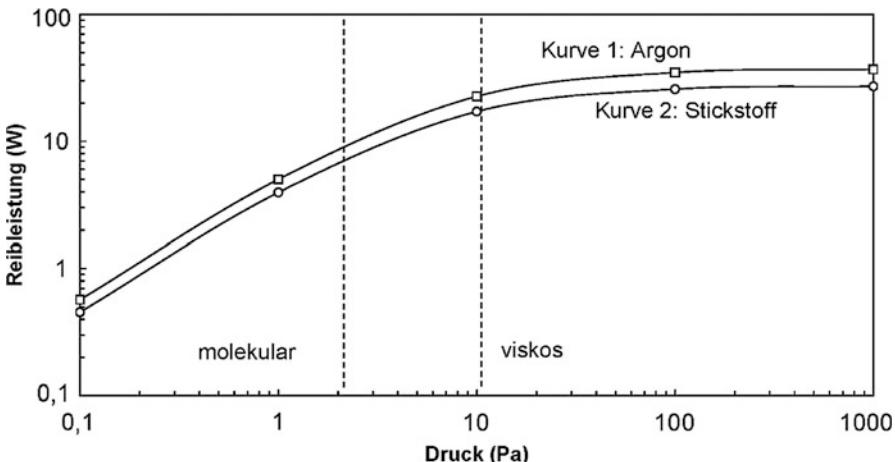


Abb. 15 Reibleistung zwischen Rotor- und Statorscheibe einer HiPace 1500 als Funktion des Druckes für Argon (Kurve 1) und Stickstoff (Kurve 2), berechnet nach Gl. 27

Kap. ► „Transporteigenschaften von Gasen“ die Beziehungen nach Gl. 26 und 29 ebenfalls aus Kap. ► „Transporteigenschaften von Gasen“ eingesetzt. Auflösen liefert dann:

$$P_{\text{Leitung}} = \frac{p \cdot \bar{c} \cdot A \cdot \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}{\left(\frac{4}{a_E} + 2 \frac{d}{\bar{l}} \right)} \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_2 + T_1} = \frac{\bar{c} \cdot A \cdot \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} \cdot p \bar{l}}{2(2\bar{l} + d) \cdot (T_2 + T_1)}, \quad (27)$$

wobei $2 T = T_1 + T_2$ ausgenutzt und der in Kap. ► „Transporteigenschaften von Gasen“ erläuterte Energie-Akkomodationsfaktor $a_E = 1$ gesetzt wurde; κ ist der Isentropenkonstante. Die Druckabhängigkeit der mittels Wärmeleitung transportierten Leistung verläuft ähnlich der Reibleistung.

Der zweite Weg ist die Wärmeabgabe von der Rotor- an die Statorscheibe durch Strahlung. Die Wärmeleistung zwischen zwei parallelen Scheiben der Fläche A im Abstand d und mit den Temperaturen T_1 und T_2 ergibt sich nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz [26]:

$$P_{\text{Strahlung}} = E \cdot A \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_1^4) = \frac{A \cdot \sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \cdot (T_2^4 - T_1^4) \quad (28)$$

mit $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$.

Bei matten Aluminiumlegierungen, wie sie in Turbomolekularpumpen verwendet werden, gilt für die Emissionsgrade $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,3$. Durch schwarze Beschichtungen der Scheiben können ε -Werte nahe 1 erreicht werden. Im Allgemeinen weisen diese Schichten eine höhere Gasdesorptionsrate auf, weshalb sie nur für höhere Drücke geeignet sind.

Im stationären Fall ohne Gaslasten wird die durch Gasreibung erzeugte Wärme mittels Wärmeleitung über das Gas und Strahlung abgeführt. Dann gilt:

$$P_{\text{Reibung}} = P_{\text{Leitung}} + P_{\text{Strahlung}} \quad (29)$$

unter Verwendung von Gl. 26, 27 und 28 folgt:

$$\frac{A \cdot (u_a^2 + u_i^2) p \cdot \bar{l}}{\bar{c} \cdot \pi \cdot (d + 2\bar{l})} = \frac{p \cdot \bar{c} \cdot A \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}{\left(\frac{4}{a_E} + 2 \frac{d}{\bar{l}} \right)} \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_2 + T_1} + \frac{A \cdot \sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \cdot (T_2^4 - T_1^4) \quad (30)$$

Diese Gleichung ist für $T_2 - T_1$ nicht geschlossen lösbar. Lässt man für eine Abschätzung den Strahlungsanteil außer Acht und setzt für $\bar{c}^2 = 8RT/(\pi M)$ (Tab. 10 in Kap. ► „Gasgesetze und kinetische Gastheorie“) und $T_1 + T_2 = 2 T$, so sieht man den Einfluss der Gasart auf die Temperaturdifferenz:

$$T_2 - T_1 = \frac{(u_a^2 + u_i^2) \cdot M}{2 \cdot R} \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \quad (31)$$

Für Gase mit hohem Molekulargewicht M und nur drei Freiheitsgraden (beispielsweise schwere Edelgase) sind hohe Temperaturdifferenzen zu erwarten. Bemerkenswert ist der größere Einfluss des Molekulargewichts im Vergleich zu den Freiheitsgraden.

Beispiel 2

Argon: $M = 40, f_g = 3, u_a = 452 \text{ m/s}, u_i = 151 \text{ m/s}: T_2 - T_1 = 182 \text{ K!}$

Beispiel 3

Stickstoff: $M = 28, f_g = 5, u_a = 452 \text{ m/s}, u_i = 151 \text{ m/s}: T_2 - T_1 = 76 \text{ K!}$

Die Temperaturdifferenz ist nicht druckabhängig, weil sowohl die erzeugte Leistung wie die durch das Gas abgeführte Wärme proportional dem Druck sind. Jedoch sinkt die erzeugte Wärmeleistung P mit fallendem Druck (Abb. 15), so dass bei niedrigen Drücken die Strahlung in der Lage ist, einen wesentlichen Teil der erzeugten Wärmeleistung abzuführen, so dass keine allzu hohen Temperaturen erreicht werden.

Betrachtet wurde ein Paar aus Rotor- und Statorscheibe. Turbomolekularpumpen besitzen in der Regel 5 bis 12 solcher Paare, die in unterschiedlichen Druckbereichen arbeiten. Dabei entsteht die größte Wärmemenge an dem Paar, das dem Pumpenauslass zugewandt ist. Es kommt daher zu einer komplexen Wärmeverteilung und Wärmeleitungseffekten innerhalb des Rotors [27]. Da Turbomolekularpumpen in Prozessen eingesetzt und dabei weniger im Enddruckbetrieb und bei hohen Gaslasten betrieben werden, kann die Temperatur des Prozessgases eine größere Rolle spielen, außerdem können Wirkungsgradverluste im Antrieb auftreten [28]. Gasart-abhängige Wechselwirkungen zwischen Gasmolekülen und Oberfläche spielen ebenfalls eine Rolle und sind ebenso wie die tiefere Untersuchung der Wärmeleitung Forschungsgegenstand [29]. Zudem wird versucht, Modelle für Gaede- und Holweckpumpen zu entwickeln [25].

5 Technik von Turbomolekularpumpen

Nach den physikalischen Grundlagen werden im Folgenden die wichtigsten technischen Bauteile und die praktische Anwendung der Turbomolekularpumpen vorgestellt. Besonderes Gewicht hat dabei die Beschreibung des Rotors und seiner Lagerung.

5.1 Aufbau und Wirkungsweise

Heutige Turbomolekularpumpen sind, im Gegensatz zu dem in Abb. 2 gezeigten Modell, in „einflutiger“ Bauweise konstruiert, d. h. die erste Hochvakuumpumpstufe ist direkt unter dem Saugflansch angeordnet, um Leitwertverluste zu vermeiden.

Dargestellt ist in Abb. 16 eine Compoundpumpe, d. h. eine Turbomolekularpumpe mit integrierter Molekularpumpstufe. Im Gehäuse (1) befindet sich der von Lagern (8) und (11) getragene Rotor (3). Der Rotor wird von einem Motor (13) in schnelle Drehung versetzt, welcher von einer angeflanschten Antriebselektronik (28) angesteuert wird, siehe auch Abschn. 5.5. Auf einer Welle (4) sind Rotorscheiben befestigt, zwischen die diametral geteilte Statorscheiben (2) eingelegt sind. Diese werden von Distanzringen auf axialem Abstand gehalten. Die Molekularstufe ist als Holweckstufe ausgeführt, in welcher mindestens eine an einer Holwecknabe (19) befestigte Holweckhülse (24) innerhalb eines Holweckstators (12) rotiert. Insbesondere bei konzentrischer Anordnung mehrerer Stufen werden auf kurzer Bau-länge sehr hohe Kompressionsverhältnisse bis 10^8 erreicht, wobei bei geringen Spaltweiten zwischen Rotor und Stator der Ausstoßdruck bis auf ca. 1500 Pa ansteigen kann.

Das Gas tritt durch den Saugflansch (16) in die Pumpe ein, wird durch mehrere Turbomolekularpumpstufen verdichtet und durch den Vorvakuumflansch (17) der Vorvakumpumpe zugeführt. Bei reinen Turbomolekularpumpen erreicht man bei hohen Gaslasten Vorvakuumdrücke von ca. 50 Pa.

Bei Compoundpumpen wird das von den Turbomolekularpumpstufen verdichtete Gas an die Holweckstufen mit geringem Saugvermögen übergeben und von diesen auf den Vorvakuumdruck von 100 bis 1500 Pa verdichtet. Ist der Pumpprozess beendet, so kann die Pumpe über das Flutventil (18) belüftet werden.

Anstelle der hier gezeigten Holweckstufe können auch Pumpstufen nach Gaede [3], Siegbahn [11] oder Seitenkanalpumpstufen [7] eingesetzt werden.

5.2 Turbomolekularpumpenrotoren

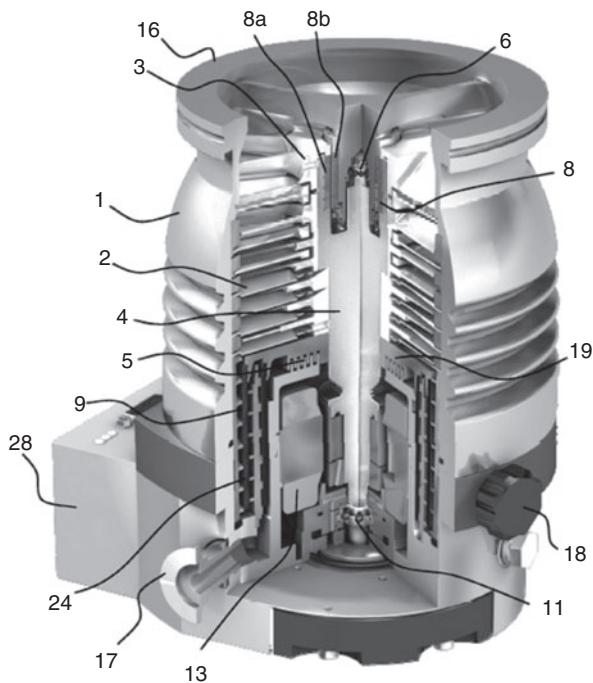
5.2.1 Rotorgestaltung

Zwei Rotorbauarten sind heute gebräuchlich. Die erste Bauart ist in Abb. 16 gezeigt und besteht aus einem Rotor mit auf einer Welle aufgeschrumpften Scheiben. Oft wird daher von einem „Scheibenrotor“ gesprochen. Die Welle ist an ihren beiden Enden gelagert: ein für Ultrahochvakuum taugliches Permanentmagnetlager befindet sich ansaugseitig, ein Kugellager ist auf der Vorvakuumseite vorgesehen. Die zweite Bauart wird in der Regel als „Glockenrotor“ bezeichnet. Ein solcher ist in Abb. 17 dargestellt. Bei diesem sind die Schaufeln aus dem äußeren Umfang eines zylindrischen Grundkörpers herausgefräst. Im Zentrum des Grundkörpers wird ein Hohlraum geschaffen, der eine zentrale Welle beinhaltet und Motor und Lagerung aufnimmt.

Bei beiden Bauarten kann ein Teil der vorvakuumseitigen Turbomolekularpumpenscheiben durch eine oder mehrere konzentrische Holweckstufen (12) ersetzt

Abb. 16

Turbomolekularpumpe mit aufgeschrumpften Scheiben auf einer Welle. Durch die beidseitige Lagerung (UHV-taugliches Permanentmagnetlager oben und ölgeschmiertes Kugellager am unteren Wellenende) wird ein günstiges rotordynamisches Verhalten erreicht. 1 Gehäuse; 2 Stator; 3 Rotor; 4 Rotorwelle; 5 Labyrinthdichtung; 6 Fanglager oben; 8 radiales Magnetlager; 11 Kugellager unten; 12 Holweckstufen; 13 Motor; 16 Saugflansch; 17 Vorvakuumflansch; 18 Flutventilanschluss; 19 Holwecknabe; 24 Holweckhülsen; 28 Antriebselektronik



werden, um höhere Ausstoßdrücke zu erreichen, wobei dann Membranpumpen als Vorpakumpumpen benutzt werden können.

Scheibenrotoren bieten den Vorteil, dass für hohe Gasdurchsätze und Vorpakumdrücke von ca. 100 Pa mehrere Holweckstufen parallel geschaltet werden können. Dazu werden in der Holwecknabe (14) zwischen den beiden Holweckzylindern Bohrungen angebracht und die Gewindenuten im Stator entsprechend dimensioniert. Ein Teil der Holwecknabe kann genutzt werden, um mittels einer Labyrinthdichtung (5) den Lager- und Motorbereich dynamisch vom Pumpräum abzudichten.

5.2.2 Rotormaterialien und mechanische Anforderungen

Scheiben und Wellen von Rotoren (Abb. 18) werden aus hochfesten Aluminiumlegierungen hergestellt. Diese müssen besondere Kriterien bezüglich Verunreinigungen und Homogenität des Materials erfüllen.

Als Holweckrotoren benutzt man Kohlefaserhülsen. Wegen ihrer geringen Ausdehnung durch Temperatur und Fliehkraft erhält man nahezu gleichbleibende Spalte in den Holweckstufen innen und außen bei allen zulässigen Betriebsbedingungen. Mit solchen Rotoren können Umfangsgeschwindigkeiten bis 500 m/s erreicht werden, ohne die zulässigen Materialspannungen zu überschreiten.

Bei glockenförmigen Rotoren werden die Schaufeln aus dem Vollen heraus gefräst. Durch den großen Innendurchmesser, in dem der Motor und die Lagerung untergebracht werden müssen, entstehen hohe Tangentialspannungen in der Glocke,

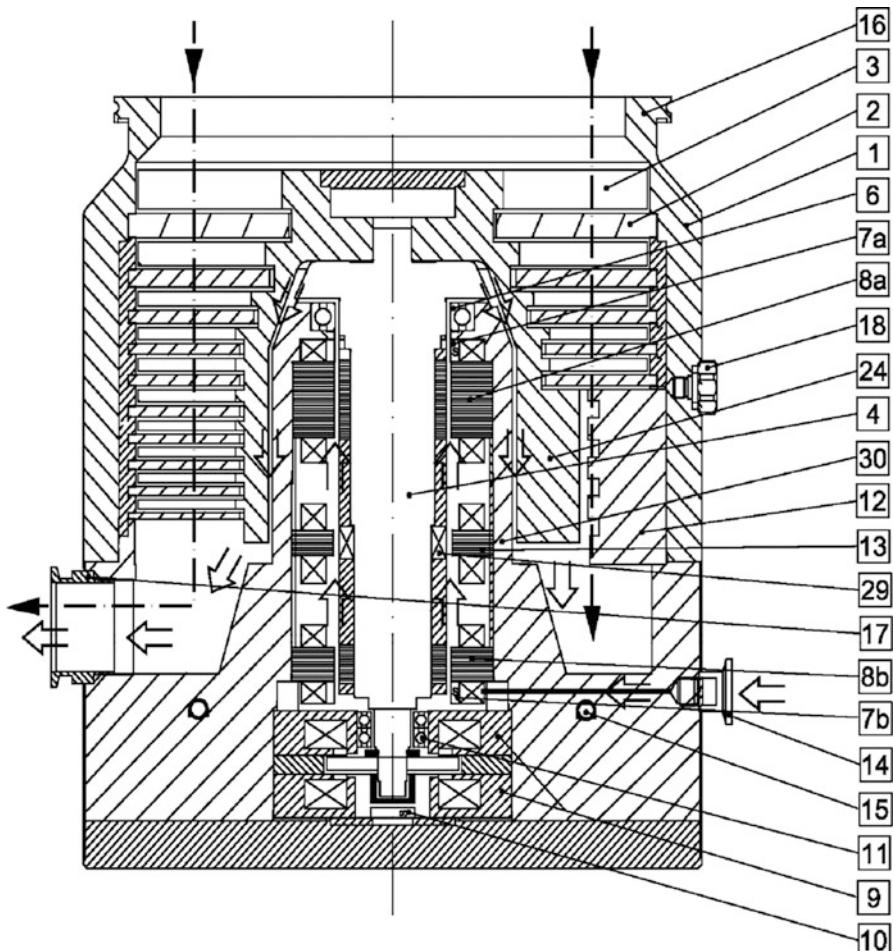


Abb. 17 Magnetgelagerte Turbomolekularpumpe mit glockenförmigem Rotor (*linker Seite*: reine Turbomolekularpumpe; *rechte Seite*: Compoundpumpe mit Holweckstufe). Die Fanglager 6 und 11 stützen den Rotor bei Ausfall der Magnetlager. Bei kugelgelagerten Pumpen gleicher Bauart werden mit Fett geschmierte Lager verwendet. Das obere Lager erhält dann einen kleineren Durchmesser als das Fanglager 6. Die damit verbundene dünne Welle beeinflusst das rotordynamische Verhalten ungünstig. 1 Gehäuse; 2 Stator; 3 Rotor; 4 Rotorwelle; 6 Fanglager oben; 7 Radialsensor; 8 Radiales Magnetlager; 9 Axiales Magnetlager; 10 Axialsensor; 11 Fanglagerpaar unten; 12 Holweckstator; 13 Motor; 14 Sperrgasanschluss; 15 Kühlwasserkanal; 16 Saugflansch; 17 Vorvakuumflansch; 18 Flutventil; 24 Holweckhülse; 29 Antriebsmagnet; 30 Motorhülse; ⇒ Sperrgasstrom; → Prozessgasstrom

die die Drehzahl begrenzen. Bei optimaler Formgebung kann man Umfangsgeschwindigkeiten von 400 m/s erreichen.

Abb. 18 Rotor mit Rotscheiben und Holweckhülsen, sowie Holweckstatoren (Vordergrund) einer Compoundpumpe



5.3 Sicherheitsanforderungen

Die im Rotor einer Molekularpumpe gespeicherte Rotationsenergie ist aufgrund der hohen Nenndrehzahlen beträchtlich. Das Freiwerden dieser Energie ist zwar bei bestimmungsgemäßem Betrieb unwahrscheinlich, kann aber nicht vollkommen ausgeschlossen werden. Die Pumpenhersteller versuchen durch konstruktive Maßnahmen, beispielsweise durch die Materialwahl und das Definieren der Betriebsbedingungen sowie durch sorgfältige Fertigung und Festlegung von Wartungsintervallen, den Schadensfall zu verhindern. Überbeanspruchung durch Überschreiten von Betriebsgrenzen oder der Eintritt von Gegenständen in das Pumpeninnere können dennoch zu einer Zerstörung des Rotors führen.

In der Norm ISO 27892 sind die denkbaren Schadensfälle, ihre Erzeugung im Labor und die anschließende Dokumentation festgelegt. Es wird unterschieden zwischen einem „Burst“, bei dem ein glockenförmiger Rotor in mehrere Stücke zerreißt oder die Welle eines Scheibenrotors zerbricht, und einem „Crash“, bei dem lediglich die Schaufeln vom Rotor abgetrennt werden.

Das Drehmoment eines Rotors mit dem Trägheitsmoment J und der Nenndrehzahl f ist [30]:

$$M = \frac{d}{dt}(J \cdot 2\pi f) = 2\pi \cdot J \cdot \frac{df}{dt} \quad (32)$$

Das Trägheitsmoment J kann aus der Geometrie des Rotors abgeleitet oder experimentell bestimmt werden. Scheibenrotore besitzen im Vergleich zum Glockenmotor der gleichen Leistungsklasse ein geringeres Trägheitsmoment, da sich die Massen näher an der Drehachse befinden. Da der Rotor von Nenndrehzahl bis zum Stillstand abgebremst wird, kann $df = f$ gesetzt werden. Die Abbremszeit $d t$ kann nur experimentell durch Zerstören einer Pumpe bestimmt werden. Sie hängt von der

Rotorart ab: Umfangreiche Tests ergaben bei Glockenrotoren wenige Millisekunden, bei Scheibenrotoren etwa das Zehnfache davon.

Beispiel 4

Rotorbruch einer Turbomolekularpumpe mit 1500 L/s Saugvermögen, Trägheitsmoment $J = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ kg m}^2$, Drehzahl $f = 600 \text{ Hz}$. Bei einer Bremszeit $d t = 10^{-2} \text{ s}$ (Scheibenmotor) beträgt das Drehmoment $M = 5655 \text{ N m}$, bei einer Bremszeit $d t = 3 \text{ ms}$ (Glockenmotor) sogar $M = 18.850 \text{ N m}$. Hierbei wurde der Einfluss der Rotorbauform auf das Trägheitsmoment vernachlässigt.

Die Flanschverbindungen sind für die im Schadensfall auftretenden Drehmomente ausgelegt. Zwingende Voraussetzung ist die Einhaltung aller Montagehinweise. Dies gilt auch für den Probebetrieb.

Die Gehäuse halten aufgrund der gewählten Wandstärken und Materialien den Rotorbruchstücken stand. Da in einigen Anwendungen toxische Gase (z. B. PH_3 bei der Halbleiterherstellung) gepumpt werden, sind die Gehäuse für den Fall eines Crashes dichtbleibend ausgelegt.

Pumpen mit Scheibenrotoren besitzen aufgrund des Trägheitsmoments und des langsameren Ablaufs Vorteile gegenüber Pumpen mit Glockenrotoren.

5.4 Lagerung von Turbomolekularpumpenrotoren

Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen (hohe Drehzahlen, hohe Temperaturen, Dauerbetrieb, Zyklusbetrieb, beliebige Einbaulage, vibrationsfreier Lauf, Lufteinbruchsicherheit) hängt die Betriebssicherheit und Lebensdauer einer Turbomolekularpumpe wesentlich von der Qualität der Lagerung ab. Grundbedingung für eine lange Lebensdauer der Pumpe ist jedoch ein gut ausgewichteter Rotor: d. h., bei allen Betriebsarten und Temperaturschwankungen sollte die Unwuchtklasse G2 [30] nicht überschritten werden.

Nach dem derzeitigen Stand der Technik stehen folgende Lagerarten zur Verfügung: Kugellager mit Keramikkugeln mit Öl- oder Fettschmierung, Permanentmagnetlager aus SmCo oder NeFeB und aktive Magnetlager. Es werden häufig auch Kombinationen dieser Lager eingesetzt. Leider lassen sich mit keiner Lagerung alle oben angegebenen Forderungen erfüllen.

5.4.1 Welle mit zwei Kugellagern

Da auf der Hochvakuumseite keinerlei Verschmutzung geduldet werden kann, müssen alle geschmierten Lager auf der Vorvakuumseite angebracht werden. Man verwendet bei dieser Konstruktion glockenförmige Rotoren mit Kugellagern (3) und (5) (Abb. 19).

Die Lager sind üblicherweise mit Fett gefüllt. Wegen der besonderen Betriebsbedingungen (Vakuum, hohe Rotortemperaturen) sind nur spezielle Schmierfette für solche Lagerungen geeignet. Um eine ausreichende Lebensdauer der Lager zu erreichen, sind die maximal zulässigen Temperaturen gegenüber ölgeschmierten

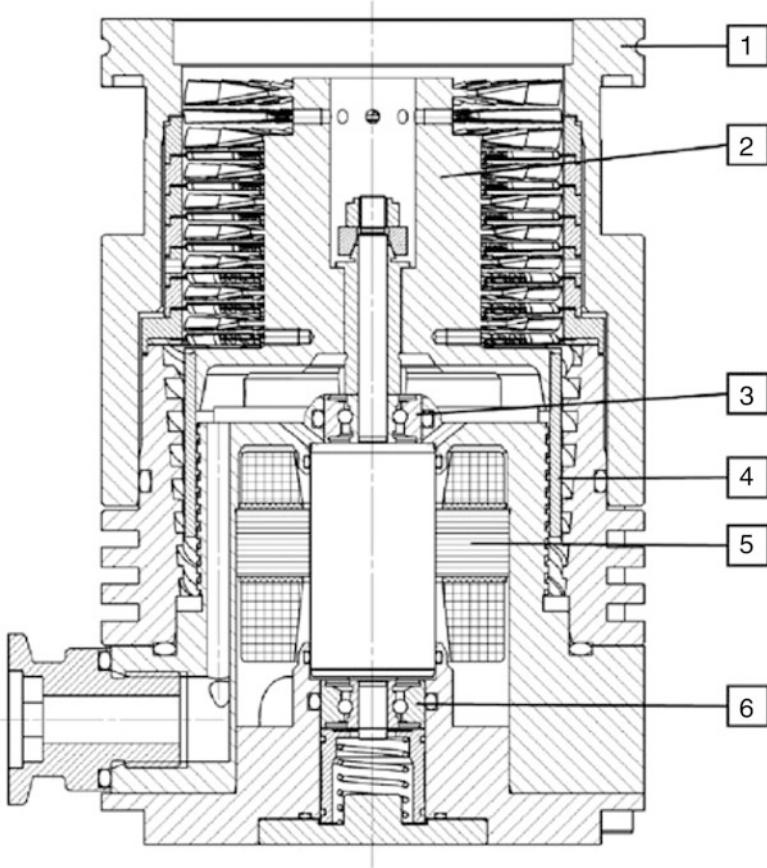


Abb. 19 Turbomolekularpumpe TW 70 H mit fettgeschmierten Kugellagern: 1 Gehäuse; 2 Rotor; 3 oberes Kugellager; 4 Holzweckhülse; 5 Motor; 6 unteres Kugellager

Wälzlagern stark eingeschränkt. Aus Gründen der Rotordynamik ist ein bestimmter Mindestdurchmesser der Welle erforderlich. Aus dem daraus abgeleiteten mittleren Lagerdurchmesser d_m und der Drehzahl f in U/min erhält man den Drehzahlkennwert $d_m \cdot f$, der bei mit Fett geschmierten Lagern wegen der geforderten Dauerbetriebsfestigkeit deutlich unter dem von mit Öl geschmierten Wälzlagern liegen muss [31, 32]. Außerdem ist die begrenzte Fettgebrauchsdauer zu beachten.

Mit Ölschmierung kann man zwar Drehzahlkennwerte $> 10^6$ mm/min erreichen, jedoch ist die Ölversorgung des oberen Lagers schwierig und es sind nur bestimmte Einbaulagen möglich.

5.4.2 Welle mit Permanentmagnetlager und Kugellager

Durch die Lagerung der Rotorwelle an beiden Enden kann man die im vorigen Abschnitt beschriebenen Probleme umgehen. Mit der Entwicklung gesinterter

SmCo-Magnete steht ein UHV-tauglicher Werkstoff für ein Permanentmagnetlager auf der Hochvakuumseite der Pumpe zur Verfügung. Bei der Turbomolekularpumpe nach Abb. 16 besteht das Permanentmagnetlager aus konzentrischen, axial magnetisierten Magnetringen, bei denen sich jeweils gleiche Pole gegenüber stehen [33]. Die Rotorringe (8a) sind in den Rotor eingepresst, die Statorringe (8b) sind innerhalb der Rotorringe auf einem Zapfen gestapelt und über drei Streben mit dem Gehäuse verbunden. Ein Fanglager (6) schützt den Rotor vor radialem Anlauf bei Transport, Stößen oder starken Vibrationen. Auf der Vorvakuumseite ist die Rotorwelle in einem Kugellager gelagert, das auch die vom oberen Lager erzeugten Axialkräfte aufnimmt. Das Kugellager wird mit Öl geschmiert. Bewährt hat es sich, das Kugellager in Ringen aus elastischen Polymeren schwingfähig zu fassen. In jüngerer Zeit wird versucht, das Schwingungsverhalten der Kugellagerfassung mittels flexiblen Metallstrukturen zu verbessern [7].

Bei kleinen Pumpen ($S \leq 500 \text{ L/s}$) benutzt man eine mit Öl getränkte Filzpackung, aus der kleine Ölmengen über einen Schleifkontakt ins Lager gefördert werden. Das zurückfließende Öl wird im Filz gefiltert. Durch die Speicherung des Öls im Filz ist dieses Schmierprinzip zum Betrieb von Pumpen in allen Einbaulagen geeignet.

Bei großen Pumpen ($S > 500 \text{ L/s}$) verwendet man Ölpumpen und Perfluorpolymether-(PFPE)-Öle zur Lagerschmierung. Damit das Öl wieder zur Ölpumpe zurückfließen kann, ist die Einbaulage auf bestimmte Winkellagen beschränkt. In moderne Turbomolekularpumpen ist die Ölführung im Hinblick auf einen möglichst großen Winkellagenbereich optimiert. Für Überkopfbetrieb gibt es Sonderausführungen.

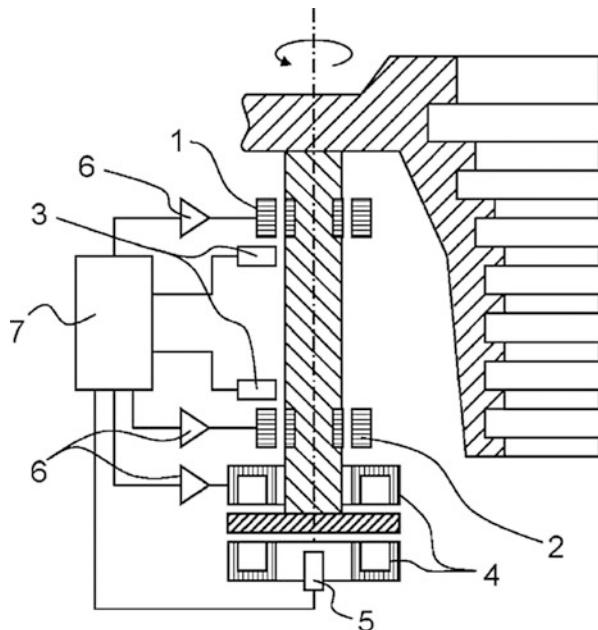
Mit Ölschmierung werden Drehzahlkennwerte $d \cdot m \cdot f > 10^6 \text{ mm/min}$ unter den oben angeführten Bedingungen im Vakuum bei Dauerbetriebsfestigkeit der Lager erreicht, so dass weder Temperatur noch Gebrauchsdauer des Schmiermittels noch die auftretenden Drehzahlkennwerte ein Problem für die Lebensdauer der Lager darstellen.

5.4.3 Magnetlagerung

Auf Grund der Anforderungen an die Reinheit des Vakuums sowie des Wunsches nach Wartungsfreiheit und beliebiger Einbaulage wurde die Entwicklung berührungslos magnetisch gelagerter Rotoren vorangetrieben. Wegen des Aufwandes für die aktiven Magnetlager sind magnetisch gelagerte Pumpen teurer als kugelgelagerte. Lange Zeit waren Magnetlagersysteme nur für große Pumpen attraktiv. Dank der sinkenden Kosten für die Regelektroniken hat die Verbreitung stark zugenommen und selbst mittlere Pumpenbaugrößen sind heute magnetisch gelagert erhältlich.

Zur Lagerung eines Rotors müssen fünf Freiheitsgrade der Bewegung stabilisiert werden: Je zwei Richtungen radial in den beiden Lagerebenen und die axiale Richtung [34]. Da eine Lagerung alleine mit Permanentmagneten nicht möglich ist, benutzt man Elektromagnete, deren Ströme über Wegsensoren und Verstärker so geregelt werden, dass der Abstand der Welle zum Stator konstant bleibt. In Abb. 20 ist das Schaltungsprinzip einer magnetisch gelagerten Pumpe nach Abb. 17 dargestellt.

Abb. 20 Schema einer aktiven 5-Achsen-Magnetlagerung eines Rotors. Senkrecht zur Zeichenebene sind nochmals zwei Radialsensoren und Hubmagnete angeordnet. 1, 2 Radialmagnet; 3 Radialsensoren; 4 Axialmagnete; 5 Axialsensor; 6 Stromverstärker; 7 Regler



Die radialen Magnetlager (1) und (2) mit den Sensoren (3) stabilisieren die Rotorwelle in der Zeichenebene sowie in der dazu senkrechten Richtung durch gleichartige, nicht dargestellte Spulen und Sensoren. Die beiden Elektromagnete (4), zwischen denen eine Scheibe rotiert, stabilisieren die Welle in axialer Richtung mit Hilfe des Sensors (5). Am oberen und unteren Ende der Welle sind Fanglager angebracht, die beim Transport, Stillstand der Pumpe sowie bei Stößen und starken äußereren Vibrationen eine Berührung zwischen Rotor und Stator verhindern. Ersetzt man das Kugellager in Abb. 16 durch das untere Magnetlager (8b) und das Axiallager (9), so erhält man ebenfalls eine berührungslos magnetisch gelagerte Pumpe.

Die Ausregelung der durch die Unwucht entstehenden Rotorbewegung erfordert Stellkräfte, die zu gehäuseseitigen Vibrationen führen. Durch Verzicht auf Ausregelung kann ein vibrationsarmer Lauf erzielt werden [34].

Die Stromversorgung sowie die notwendigen Stromverstärker und die Steuerung des Motors sind in der Magnetlagerelektronik eingebaut, die mit einem Kabel an die Pumpe angeschlossen ist. Fällt während des Betriebes der Strom aus, so benutzt man den Motor als Generator, mit dessen Hilfsenergie die Lagerung bis etwa 20 % der Nenndrehzahl versorgt werden kann. Danach läuft der Rotor in den Fanglagern aus. Bei Defekten in der Magnetlagerelektronik, beim Abziehen des Kabels oder bei starkem Lufteinbruch fällt der Rotor in die Fanglager und wird bis zum Stillstand auch mit Hilfe des Motors abgebremst. Besonders kritisch ist der Auslauf des Rotors in den Fanglagern unter Vakuum ohne Motorbremse, weil in diesem Fall die gesamte Rotorenergie in den Fanglagern in Wärme umgewandelt wird. Auf Grund der hohen

Belastungen verschleißt die Fanglager schnell und müssen bei häufigem Auftreten der oben genannten Defekte vorbeugend ausgewechselt werden.

5.5 Antriebe und Bedienung

Wegen der hohen Drehzahlen werden Turbomolekularpumpen mit elektronischen Frequenzwandlern angetrieben. Die anfänglich verwendeten 3-Phasen-Asynchronmotoren wurden – wegen des besseren Wirkungsgrades – durch kollektorlose Gleichstrommotoren mit auf der Welle montierten Permanentmagneten ersetzt. Im Hinblick auf einen schwingungsoptimierten Lauf kommen ebenfalls kollektorlose, sinusförmig kommutierte Synchronantriebe zum Einsatz. Da bei kollektorloser Bauweise kein Strom in der Welle fließt, ist die Rotorerwärmung sehr gering, so dass bei kleinen Pumpen mit $S = 50$ bis 100 L/s Konvektionskühlung möglich ist und lange Lagerlebensdauern erreicht werden. Es gibt Motoren mit Hallsondensteuerung und auch „sensorlose“, bei denen die Rotorstellung aus dem Verlauf der Spulenspannung ermittelt wird. Sensorlose Systeme können leichter eingesetzt werden, wenn chemische Einwirkungen bestehen oder die Pumpen energiereicher Strahlung ausgesetzt sind.

Bei Anwendungen mit hohen Dosen energiereicher Strahlung (Teilchenbeschleuniger), die Halbleiterbauelemente zerstören, muss man zwischen der Antriebselektronik an einem sicheren Ort und der Pumpe lange Kabel (bis 100 m) verwenden, oder es werden Asynchronantriebe mit mechanischen Frequenzwandlern eingesetzt.

Durch die Fortschritte in der Miniaturisierung geht man heute dazu über, die Antriebselektronik und teilweise das Netzteil direkt an die Pumpe anzubauen, um teure Kabel einzusparen. Als Stromversorgung dient ein Gleichstromnetzgerät oder die Netzspannung (Abb. 3). Bei mit Wasser gekühlten Pumpen muss ein Wasserschutz an der angebauten Elektronik vorhanden sein.

Zur Bedienung und Steuerung der Turbomolekularpumpen (siehe auch Abschn. 7) gibt es mehrere Möglichkeiten: Handbedienung, Fernbedienung über Relaisansteuerung und Steuerung mittels Computer über eine serielle Schnittstelle (herstellerspezifisch) oder über ein Feldbusssystem mit genormter Schnittstelle, meistens in Verbindung mit einer speicherprogrammierbaren Steuerung.

Zur Bedienung von Hand gibt es Geräte mit Schaltern und Displays. Sie werden meist in die Frontplatten der Stromversorgungsgeräte oder in Pumpstände eingebaut. Mit ihnen kann der größte Teil der Pumpenparameter bedient und angezeigt werden.

Für den Betrieb in Anlagen sind Ein- und Ausgänge vorgesehen, mit denen die wichtigsten Funktionen geschaltet werden können. Einstellungen müssen mit einem Handgerät oder einem Rechner vorgenommen werden. Manche Hersteller bieten Analogeingänge, mit denen Parameter, insbesondere die Drehzahl, eingestellt werden kann. Es gibt Schaltausgänge für Nenndrehzahl und Störung.

Die umfassendsten Steuerungsmöglichkeiten bietet ein Computer über eine Schnittstelle, beispielsweise einer seriellen Schnittstelle wie RS 485. Direkte Kommunikation ist nur mit dem herstellerspezifischen Übertragungsprotokoll möglich. Universelle Steuerungsmöglichkeiten bietet die Verwendung eines Feldbusssystems,

mit dem dann auch andere Anlagenkomponenten angesprochen werden können. Dazu sind spezielle Feldbuskonverter (Profibus, DeviceNet) erforderlich. Bei Abnahme entsprechender Stückzahlen werden kundenspezifische Schnittstellen bereitgestellt.

5.6 Heizung und Kühlung

Bei der Erzeugung sehr niedriger Drücke von $<10^{-6}$ Pa begrenzt die Desorption von Gasen und Wasserdampf den erreichbaren Enddruck. Durch Ausheizen von Vakuumkammer und Pumpe kann die Desorptionsrate so weit gesenkt werden, dass Drücke $<10^{-8}$ Pa erreicht werden können. Zu diesem Zweck wird an der Turbomolekularpumpe (Abb. 16) eine Heizmanschette (20) unterhalb des Hochvakuumflansches angebracht und das Gehäuse auf ca. 100 °C aufgeheizt. Pumpen mit Aluminiumgehäuse sind wegen der starken Wärmeableitung zum Ausheizen ungeeignet.

Große Turbomolekularpumpen mit Saugvermögen über 500 L/s, die Prozessgase pumpen, werden mit Wasser gekühlt. Bei angebauten Antriebsgeräten werden auch diese an den Kühlkreislauf angeschlossen. Pumpen von 100 L/s–500 L/s können wahlweise mit Luft- oder Wasserkühlung ausgerüstet werden. Für Anwendungen, die gegen Vibratoren empfindlich sind, werden kleine Turbomolekularpumpen oft ohne Zwangskühlung eingesetzt. Voraussetzung dafür ist der Betrieb ohne Gaslast und eine geringe Leistungsaufnahme der Pumpe im Leerlaufbetrieb.

5.7 Sonderausführungen

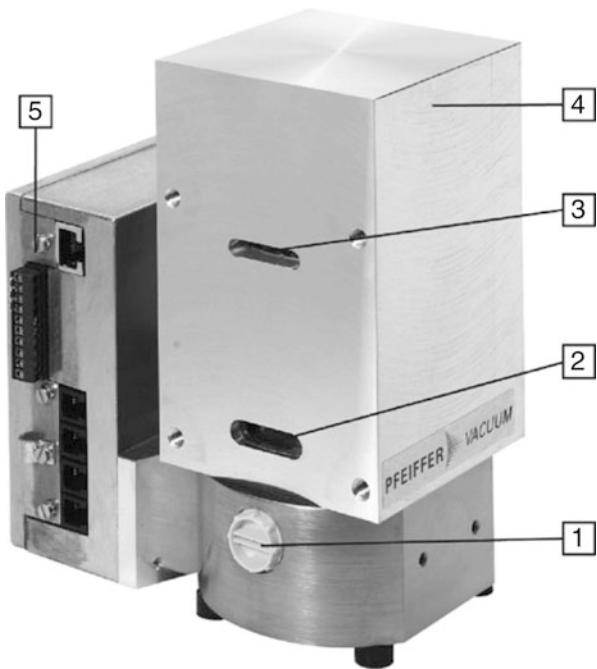
Viele Turbomolekularpumpen werden heute in Prozessanlagen und Analysegeräten eingesetzt. In einigen Fällen müssen an Stelle von Standardpumpen Spezialpumpen verwendet werden.

Bei der Halbleiterherstellung, z. B. beim Ätzen von Aluminium mit Hilfe von Chlor, entsteht neben unverbrauchtem Chlor Aluminiumchlorid (Al_2Cl_6), das bei normalen Betriebsbedingungen kondensiert. Da auch Aluminiumbauteile der Pumpen angegriffen werden, schützt man diese durch Beschichtung.

Lager und Motorraum von Korrosivgaspumpen werden durch Einlass von Inertgas über den Anschluss (14) (Abb. 16, 17) geschützt. Durch den Strömungswiderstand der Labyrinthdichtung (5) und den Spalt zwischen Motorhülse (19) und Rotor, durch den das Sperrgas zum Vorvakuumstutzen strömt, erreicht der Druck im Motorraum einige 100 Pa, so dass durch Diffusion gegen die Strömungsrichtung keine nennenswerte Konzentration von Prozessgasen dort nachzuweisen ist.

Kondensation von Prozessgasen (Al_2Cl_6) kann durch Beheizen des Vorvakuumbereiches verhindert werden. Allerdings muss wegen der gleichzeitig auftretenden Rotorerwärmung durch die Gaslast für Kühlung der Lager gesorgt werden. Einige Hersteller bieten daher sogenannte Temperaturmanagementsysteme an, die diesen Anforderungen Rechnung tragen.

Abb. 21 Compoundpumpe zum Einbau in einen Helium-Lecksucher. Der Prüfling wird wahlweise über Ventile mit den Anschlüssen 2 und 3 verbunden. Der hochvakuumseitige Massenspektrometeranschluss zum Heliumnachweis ist auf der Rückseite. 1 Vorvakuumanschluss; 2 Anschluss Holweckstufe; 3 Anschluss Turbostufe; 4 Anschluss für Massenspektrometer; 5 Antriebselektronik



Bei Heliumgegenstromlecksuchern (Kap. ► „Leckdetektoren“ und Kap. ► „Lecksuchtechniken“) wird ein Massenspektrometer auf der Turbomolekularpumpe montiert (Abb. 21). Je nach Druck im Prüfling schließt man diesen über Ventile an Anzapfungen oder die Vorvakuumleitung an. Da die Turbomolekularpumpe ein hohes Kompressionsverhältnis für Luft, aber ein geringes für Helium hat, dient die Pumpe für das Massenspektrometer als „Partialdruckverstärker“ für Helium.

In verschiedenen Analysegeräten mit Massenspektrometern werden mehrere Turbomolekularpumpen an durch Blenden separierten Kammern mit unterschiedlichen Druckniveaus benötigt. In solchen Anwendungen haben sich so genannte „Splitflow“-Pumpen bewährt (Abb. 22), welche mehrere Ansaugöffnungen mit angepasstem Saugvermögen besitzen. Jede dieser Ansaugöffnungen ist mit einer der Kammern verbunden, so dass mit einer Vorpumpe und einer Splitflowpumpe sämtliche Kammern evakuiert werden können [35]. Das Können des Vakuumpumpenherstellers zeigt sich in der Auslegung des Pumpensystems der Splitflowpumpe [36].

6 Leistungsdaten von Turbomolekularpumpen

Für den Anwender von besonderem Interesse sind Saugvermögen S , Gasdurchsatz q_{pV} , Enddruck oder Basisdruck p_b , Kompressionsverhältnis K_o sowie die Reinheit des erzeugten Vakuums. Die Messung dieser Daten ist in den internationalen

Abb. 22 Splitflow-Pumpe zum Anbau an eine LCMS-Analysenkammer



Normen ISO 21360-1 und -2 festgelegt. Speziell für die Turbomolekularpumpe ist die ISO 21360-4 in Vorbereitung (derzeit, 2017, ist noch ISO 5302 in Kraft).

6.1 Saugvermögen

Als Saugvermögen S bezeichnet man den Volumenstrom, der pro Zeiteinheit von der Pumpe gefördert wird. Zur Bestimmung des Saugvermögens lässt man eine Gasmenge $q_{\text{PV}} = p \cdot S$ in einen genormten Messdom ein und misst darin den Druck p (Kap. ▶ „Normen der Vakuumtechnik“).

Für Gase mit Molekulargewichten <50 sind die Saugvermögen nicht sehr verschieden. Bei geeigneter Abstufung kann man selbst für Wasserstoff mehr als 80 % des Saugvermögenswertes von Stickstoff erreichen. Bei schweren Gasen (Ar) verringert sich das Saugvermögen durch den Eintrittsleitwert der Pumpe. Abb. 23 zeigt das Saugvermögen einer reinen Turbomolekularpumpe TPH 2101 für die Gase Wasserstoff, Helium, Stickstoff und Argon. Im molekularen Strömungsbereich < 0,1 Pa ist das Saugvermögen konstant und fällt zwischen 0,1 und 10 Pa stark ab. Ursache dafür ist das im Übergangsbereich zur Laminarströmung fallende Kompressionsverhältnis. Die Verwendung größerer Vorvakumpumpen verschiebt den Abfall der Saugvermögenskurven nach höherem Druck. Das Saugvermögen von Compoundpumpen hängt im Übergangsbereich zur Laminarströmung weniger stark

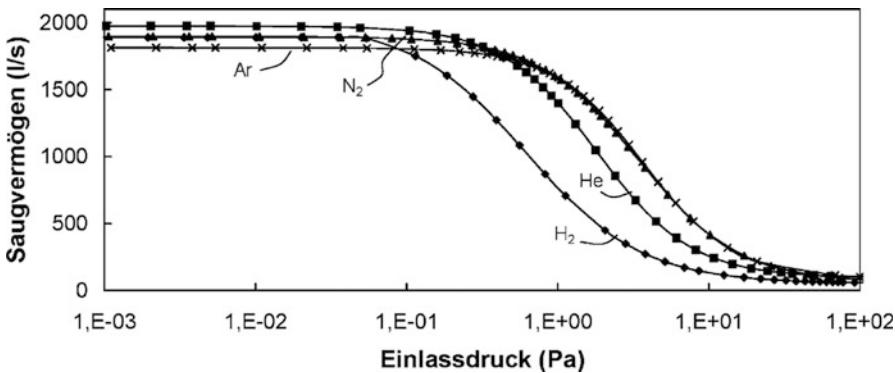


Abb. 23 Saugvermögen einer Turbomolekularpumpe TPH 2101. Die Werte der leichten Gase H₂, He, N₂ weichen wenig voneinander ab. Wegen des höheren Eintrittswiderstandes ist das Saugvermögen für Argon geringer

von der Größe der Vorpumpe ab, da die vorgeschaltete Holweckstufe als „große Vorpumpe“ wirkt.

6.2 Kompressionsverhältnis, Enddruck und Basisdruck

Der maximale Druck, gegen den eine Turbomolekularpumpe verdichtet, wird als Vorrakuumverträglichkeit p_c bezeichnet. Diese beträgt bei reinen Turbomolekularpumpen 10 Pa–100 Pa und bis 2000 Pa bei Compoundpumpen. Will man Enddrücke $p_b < 10^{-8}$ Pa erreichen, so benötigt man Kompressionsverhältnisse, die etwa den Faktor 10 höher liegen als das Verhältnis p_c/p_b . Da sich p_c aus Partialdrücken verschiedener Gase und Dämpfe zusammensetzt (N₂, O₂, H₂O, H₂), müssen die Kompressionsverhältnisse für die jeweiligen Partialdrücke ebenfalls diese Bedingung erfüllen. Die in den Katalogen der Hersteller angegebenen Basisdrücke liegen oft höher als die minimal nach obigen Kriterien erreichbaren Enddrücke. Der Basisdruck muss nach ISO 5302 nach längstens 48 Stunden Ausheizdauer und weiteren 48 Stunden Wartezeit erreicht werden.

Beispiel 5

Ein Pumpstand aus Compoundpumpe und Membranpumpe ($p_{vv} = 500$ Pa) soll einen Enddruck $< 10^{-8}$ Pa erzeugen. Also ist für N₂ ein Kompressionsverhältnis von $5 \cdot 10^{11}$ erforderlich.

Wegen der Desorption von Wasserstoff und Wasser im Rezipienten können sich diese Gase auf der Vorrakuumseite anreichern und damit den Enddruck begrenzen. Man verwendet deshalb Gasballast an der Membranpumpe, um dem Partialdruckanstieg dieser Gase entgegen zu wirken. Wegen des geringen Wasserstoffanteils in der Atmosphäre reichen bei Compoundpumpen Wasserstoffkompressionsverhältnisse

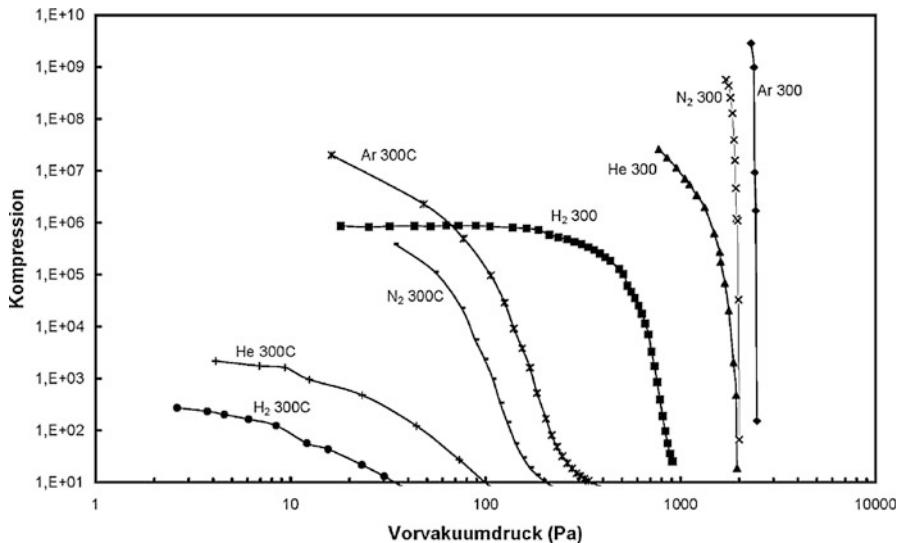


Abb. 24 Kompressionsverhältnisse von Turbomolekular- und Compoundpumpen. Die Kurvenschar links zeigt die Werte einer reinen Turbomolekularpumpe (HiPace 300), die rechte einer Compoundpumpe (HiPace 300C), je mit einem Saugvermögen von 500 L/s. Wegen der höheren Vorvakuumverträglichkeit müssen die Kompressionsverhältnisse der Compoundpumpe höher sein als bei der Turbomolekularpumpe

von 10^4 für einen Enddruck von 10^{-8} Pa aus. Höhere als nach diesen Kriterien berechnete Kompressionsverhältnisse bringen keine Vorteile, verteuren aber wegen des technischen Aufwandes die Pumpen.

Kompressionsverhältnisse werden ermittelt, indem man die hochvakuumseitige Partialdruckerhöhung bei Gaseinlass ins Vorvakuum misst. Abb. 24 zeigt typische Kurven für Turbomolekular- und Compoundpumpen. Während bei ersteren ein Vorvakuumdruck von 10 bis 100 Pa erforderlich ist, reichen bei Compoundpumpen 500 bis 1000 Pa aus.

6.3 Auspumpzeiten von Behältern

Zum Auspumpen von Behältern kann man Turbomolekularpumpstände ohne Hochvakuumventil verwenden. Man schaltet bei Atmosphärendruck beide Pumpen ein. Zunächst bestimmt die Vorpumpe die Evakuierungsgeschwindigkeit. Im Bereich von 1000 Pa beginnt die Turbomolekularpumpe zu beschleunigen und erreicht innerhalb weniger Minuten (Hochlaufzeit) ihre Nenndrehzahl. Abb. 25 zeigt den Druck-Zeit-Verlauf beim Auspumpen eines 100-L-Behälters mit einer Turbomolekularpumpe mit einem Saugvermögen $S = 210$ L/s (Flanschgröße DN 100) mit verschiedenen Vorpumpen und verschiedenen starken Antriebsgeräten. Man sieht, dass bis zu einem Druck von etwa 100 Pa alleine die Vorpumpe die Auspumpgeschwindigkeit

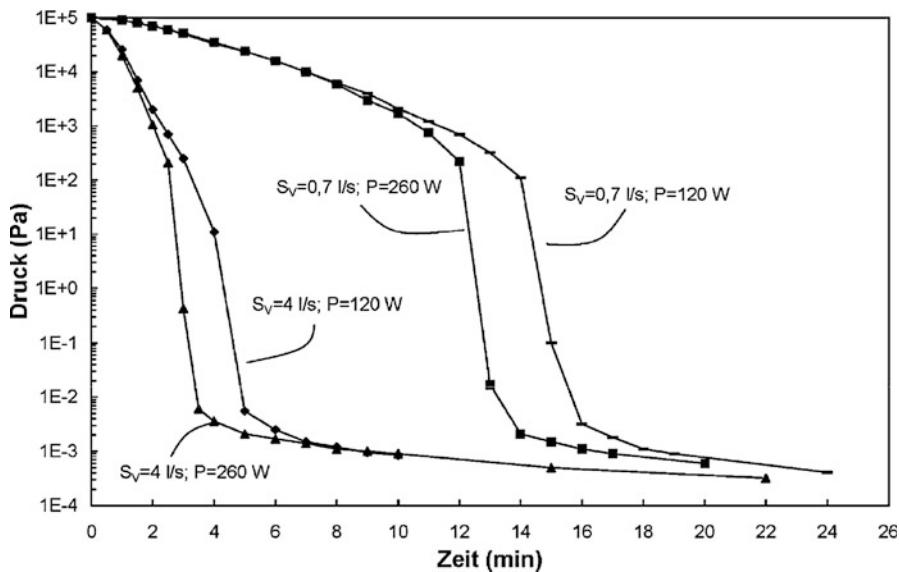


Abb. 25 Auspumpkurven eines 100-L-Behälters mit verschiedenen Vorpumpen und Compoundpumpe mit verschiedenen Antriebsleistungen. Die Hochlaufzeit der Turbomolekularpumpe hat einen starken Einfluss auf die Auspumpzeit. Im Bereich 10^{-3} Pa verhindert die Desorption insbesondere von Wasserdampf das weitere schnelle Absinken des Druckes

bestimmt. Durch die unterschiedlichen Hochlaufzeiten mit verschiedenen starken Antriebsgeräten ($P = 120 \text{ W}, 260 \text{ W}$) betragen die Zeitunterschiede bei 10^{-2} Pa ca. 2 Minuten.

Die Auspumpzeit t zwischen zwei Drücken p_A und p_E eines Behälters mit dem Volumen V berechnet man nach der Gleichung:

$$t = \frac{V}{S} \ln\left(\frac{p_A}{p_E}\right) \quad (33)$$

Man setzt in den unterschiedlichen Druckbereichen die Saugvermögen der dort wirksamen Pumpen ein.

Beispiel 6

Pumpstand aus Drehschieberpumpe ($S = 4 \text{ L/s}$ im Druckbereich 10^5 bis 10^2 Pa) und Turbomolekularpumpe ($S = 200 \text{ L/s}$ im Druckbereich 10^2 bis 10^{-2} Pa), angeschlossen an einen Behälter mit einem Volumen $V = 100 \text{ L}$. Nach Gl. 33 erhält man für die Drehschieberpumpe die Zeit

$$t_1 = \frac{100}{4} \ln \frac{10^5}{10^2} = 173 \text{ s}$$

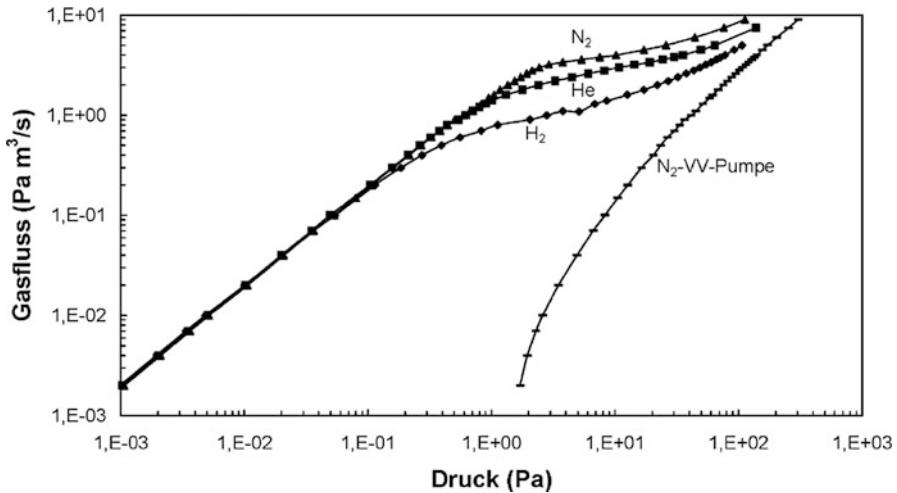


Abb. 26 Gasdurchsatz oder Saugleistung einer Turbomolekularpumpe. Für Ansaugdrücke $> 2 \text{ Pa}$ ist wegen der Leistungsbegrenzung zum Schutz des Rotors die Drehzahl instabil

und für die Turbomolekularpumpe die Zeit $t_2 = \frac{100}{200} \ln \frac{10^2}{10^{-2}} = 4,6 \text{ s}$

Da die Hochlaufzeiten jedoch abhängig vom Antriebsgerät 40 s oder 160 s betragen, sind die Auspumpzeiten stark von diesen abhängig. Durch Verwendung einer Bypassleitung mit Vorvakuum- und Hochvakuumventil kann durch Zuschalten der laufenden Turbomolekularpumpe bei 100 Pa die Auspumpzeit t_2 auf den oben berechneten Wert gesenkt werden.

6.4 Pumpen hoher Gaslasten

In der Vakuumprozesstechnik werden häufig permanent große Gasmengen $q_{pV} = S \cdot p$ abgepumpt. $S \cdot p$ wird auch als Saugleistung bezeichnet (Abb. 26). Sie steigt im Bereich konstanten Saugvermögens linear mit dem Druck an, erhöht sich nur noch langsam bei fallendem Saugvermögen und mündet dann in die Vorpumpenkennlinie ein. Die damit verbundene Leistungsaufnahme steigt im molekularen Strömungsbereich linear mit dem Druck an und nähert sich im Laminarbereich einem Grenzwert. Mit der Leistungsaufnahme erhöht sich auch die Rotortemperatur, die aus Gründen der Betriebssicherheit auf ca. 120 °C begrenzt werden muss (Abb. 27).

Leider steht kein kostengünstiges Verfahren zur Messung und Überwachung der Rotortemperatur zur Verfügung. Einige Hersteller überwachen deshalb die Kugellagertemperatur, um den Rotor zu schützen, andere begrenzen bei Überschreiten der maximal zulässigen Gaslast die Antriebsleistung. Da bei schweren Edelgasen (Ar) die maximal zulässige Rotortemperatur schon bei niedrigeren Antriebsleistungen (siehe

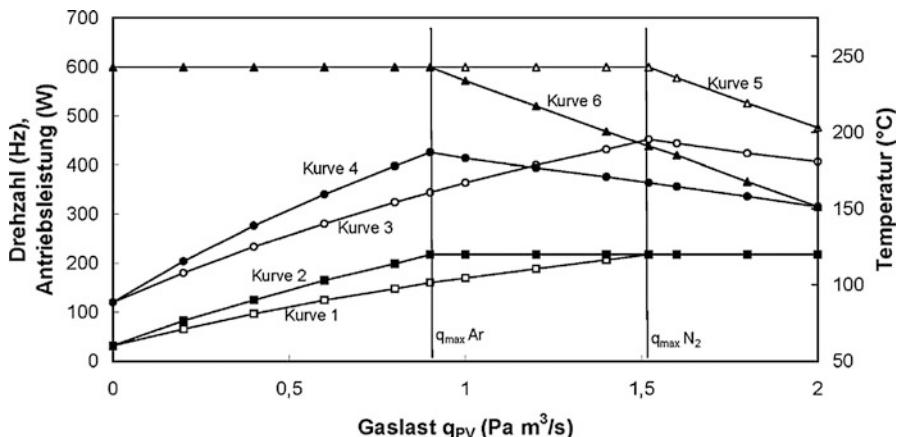


Abb. 27 Rotortemperaturanstieg durch Gaslast. Mit zunehmender Gaslast steigt sowohl die Antriebsleistung (Kurven 1 und 2) als auch die Rotortemperatur (Kurven 3 und 4) an. Erreicht letztere den Maximalwert (120 °C), so wird bei weiter ansteigender Gaslast die Antriebsleistung so weit reduziert, dass die Rotortemperatur bei sinkender Drehzahl (Kurven 5+6) etwa konstant bleibt. Bei schweren Edelgasen (Argon) ist die maximale Gaslast q_{\max} bei Nenndrehzahl niedriger als bei mehratomigen Gasen (Stickstoff)

Abschn. 4.4 erreicht wird als bei mehratomigen Gasen (N₂), sind die Leistungsbeschränkungen gasartabhängig einstellbar.

Die beiden senkrechten Linien Ar und N₂ in Abb. 27 geben die maximalen Gaslasten bei Nenndrehzahl an. Da rechts von diesen Linien die Drehzahl schwankt, stellt man für höhere Gaslasten eine Drehzahl unterhalb der abfallenden Drehzahlkennlinien ein und erhält so wieder drehzahlstabilem Betrieb, allerdings bei verringerterem Saugvermögen.

7 Betrieb und Wartung von Turbomolekularpumpen

7.1 Wahl der Vorpumpe

Das Saugvermögen der benutzten Vorpumpe soll zwischen 1 und 10 % des Turbopumpensaugvermögens betragen. Bei großen Behältern und hohen Gasdurchsätzen sind größere Vorpumpen zu verwenden. Bei reinen Turbomolekularpumpen verwendet man zweistufige Drehschieberpumpen oder trockene Vorpumpen mit einem Enddruck <10 Pa. Bei Compoundpumpen können die Vorpakupumpen wegen der höheren Vorpakuumverträglichkeit kleiner ausgelegt werden.

7.2 Allgemeine Hinweise

Zur Vermeidung größerer Strömungsverluste wird die Turbomolekularpumpe möglichst direkt mit dem Ansaugflansch an den Rezipienten angeflanscht. Bei der Montage ist auf Sauberkeit zu achten. Bei UHV-Anwendung dürfen nur Metalldichtungen verwendet werden. Zum Schutz der Pumpe vor hereinfallenden Teilen können Schutzgitter vor dem Saugflansch eingebaut werden, die jedoch das Saugvermögen um 5 bis 20 % reduzieren. Bei vibrationsempfindlichen Anwendungen können Dämpfungskörper zwischen Pumpe und Rezipient montiert werden.

Wegen der Gefahren bei zufälligem Rotorbruch, siehe Abschn. 5.3, sind die Befestigungsvorschriften des Herstellers genau zu beachten.

7.3 Einschalten

Im Allgemeinen sollte die Turbomolekularpumpe gleichzeitig mit der Vorvakuumpumpe gestartet werden, damit eine Oldampfrückströmung in den Rezipienten verhindert wird. Nur bei einer Auspumpzeit von mehr als 10 Minuten bis zur Vorvakuumverträglichkeit, die man nach Gl. 33 berechnen kann, ist die Turbomolekularpumpe verzögert einzuschalten.

7.4 Erreichen des Basisdruckes

Sollen Drücke $< 10^{-6}$ Pa erreicht werden, so muss die Turbomolekularpumpe und der Rezipient ausgeheizt werden. Wird für den Rezipienten eine höhere Ausheitztemperatur als für die Pumpe gewählt, so ist die auf den Rotor eingestrahlte Leistung nach Gl. 32 zu berechnen; sie darf die vom Hersteller erlaubte nicht überschreiten. Je nach Temperatur reichen Heizzeiten zwischen 3 und 48 Stunden aus, um den Basisdruck im Bereich $< 10^{-8}$ Pa zu erreichen. Im Restgas sollten dann nur noch die Massen 2 (Wasserstoff), 18/16 (Wasser), 28 (CO) und 44 (CO₂) vorhanden sein. Diese Bestandteile desorbieren laufend aus der Metalloberfläche des Edelstahlrezipienten.

7.5 Betrieb in Magnetfeldern

Magnetfelder erzeugen in den rotierenden Teilen der Pumpe Wirbelströme, so dass es zu einer Erwärmung des Rotors kommt. Da die Verlustleistung bei Hochvakuumbetrieb nur über Wärmestrahlung abgeführt werden kann, muss die magnetische Induktion durch ferromagnetische Abschirmungen auf 5 bis 10 mT begrenzt werden.

7.6 Belüften

Turbomolekularpumpen sollen nach dem Abschalten belüftet werden, um Rückdiffusion von Kohlenwasserstoffen von der Vorvakuumseite durch die Pumpe zu verhindern. Der Gaseinlass erfolgt über eine spezielle Gaseinlassöffnung zwischen den untersten Turbinenscheiben oder bei Compoundpumpen oberhalb der Holweckstufe. Zum Fluten stehen automatische Fluteinrichtungen zur Verfügung, die erst nach Unterschreiten eines einstellbaren Drehzahlschaltpunktes für eine einstellbare Zeit fluten. Damit wird bei kurzzeitigem Stromausfall auch ein Belüften der Vakumanlage verhindert. Durch Fluten mit trockenem Inertgas an Stelle von Raumluft wird Eintrag von Wasserdampf in die Pumpe vermieden. Auf diese Art wird sowohl bei erneutem Auspumpen die Zeit zum Erreichen des geforderten Enddruckes vermindert; als auch chemische Reaktion des Wassers mit eventuellen Rückständen aus Vakuumprozessen verhindert.

Die Lager von Turbomolekularpumpen werden so ausgelegt, dass auch bei versehentlichem Belüften durch große Querschnitte keine Defekte entstehen, eine Verringerung der Lagerlebensdauer kann jedoch eintreten. Daher sollten bestimmte Druckanstiegsgeschwindigkeiten beim Belüften nicht überschritten werden.

7.7 Wartung

Da Turbomolekularpumpen zum großen Teil in teuren Anlagen (Beschichtung, Halbleiterherstellung, Teilchenbeschleuniger) eingesetzt werden, bei denen Stillstandszeiten mit hohen Kosten verbunden sind, verlangen die Anwender möglichst wartungsfreie Pumpen. Zumindest soll durch vorbeugende Wartung ein sicherer Betrieb während einer Produktionsperiode gewährleistet sein.

Betrachten wir zunächst Pumpen mit Kugellagern. Bei Schmierung mit Öl sollte dieses gemäß Herstellerangabe gewechselt werden. Bei fluorierten Ölen (z. B. PFPE) ist ein Ölwechsel bei sauberen Bedingungen nicht erforderlich, da dieses Öl keinem Alterungsprozess unterliegt. Bei prozessbedingten Verunreinigungen ist die Festlegung von Ölwechselintervallen angebracht. Bei Bedarf können auch Lager einfach ausgewechselt werden, sofern dies ohne Nachwuchten des Rotors möglich ist.

Bei Fettschmierung sind die Lager nach Ende der Fettgebrauchsduer auszuwechseln, da ein Nachschmieren ohne Risiko einer Lebensdauerminderung nicht möglich ist. Bei Pumpen mit glockenförmigem Rotor und zwei Kugellagern sind dazu Teile der Rotorwelle zu demontieren, wodurch unter Umständen Nachwuchten des Rotors erforderlich ist.

In magnetisch gelagerten Pumpen verschleißt die Fanglager. Sie sind für ca. 20 Rotorabstürze bei voller Drehzahl und 200 Ausläufe bei längerem Stromausfall geeignet. Treten solche Ereignisse häufiger auf, so sind die Fanglager vorbeugend zu wechseln.

Bei Prozessen mit starkem Staubanfall kann der Lagerraum der Pumpen durch Einlass von Sperrgas vor Verschmutzung geschützt werden. Staub, der sich an den Rotorschaufern anlagert, kann zu verstärkter Unwucht führen. Große Mengen Staub können auch die Pumpkanäle verstopfen, so dass nach bestimmten, vom Prozess abhängigen Betriebszeiten die Pumpen demontiert und gereinigt werden müssen.

8 Anwendungen

Die Hauptanwendungsgebiete sind Vakuumprozesstechnik, Analytik und physikalische Forschung. Tab. 1 zeigt die Anwendungsgebiete und Techniken. Besonders in der Vakuumprozesstechnik werden an die Turbomolekularpumpen hohe Anforderungen gestellt. Die Gasdurchsätze bei den geforderten Prozessdrücken dürfen nicht zur Rotorüberhitzung führen (siehe Abschn. 6.4). Eine ausreichend große Vorpumpe ist zu wählen. Zum Pumpen korrosiver oder toxischer Gase bieten die Hersteller Pumpen mit Korrosionsschutz an. Sperrgas schützt in solchen Fällen Lager und Motor. Bei kondensierenden Reaktionsprodukten ist eine Beheizung des Vorvakuumraumes erforderlich (siehe Abschn. 5.7). Bei Vakuumprozessen, die in Zyklen mit unterschiedlichen Gasen und Gaslasten ablaufen, sind zur Optimierung Applikationsversuche erforderlich. Bei hohen Gaslasten ist Wasserkühlung vorzusehen.

Besonders in der Halbleitertechnik sowie bei der Beschichtung von Solarzellen, Folien und Bauglas werden heute Anlagen von 10 bis 50 m Länge und bis zu 8 m Breite gebaut, auf denen 10 bis 80 Turbomolekularpumpen im Einsatz sind

Tab. 1 Anwendungen von Turbomolekularpumpen

Anwendungsgebiet	Arbeitsdruck (Pa)	Verfahren	Anforderungen
Analytik:			
Material- und Oberflächenanalytik	10^{-5}	AUGER, SIMS, LAMMA	Sauberer Vakuum, geringe Vibrationen
Umweltanalytik Medizin Prozessanalytik	$<10^{-2}$	Massenspektrometrie LCMS, GCMS, ICPMS, TOF	Kleine leichte Pumpen, geringe Verlustleistung, Spezialpumpen: „Split-flow“ mit mehreren Anzapfungen
Elektronenmikroskopie	$<10^{-2}$	REM, FEM	Sauberer Vakuum, geringe Vibrationen
Lecksuche	$<10^{-2}$	He-Massenspektrometrie	Klein, leicht, mehrere Anzapfungen
Industrieprozesse:			
Röhren- und Lampenfertigung	10^{-4}	Automatische Anlagen zum Abpumpen, Beschichten und Abschmelzen	Häufige Belüftung, unempfindlich gegen Vibrationen und Stäube

(Fortsetzung)

Tab. 1 (Fortsetzung)

Anwendungsgebiet	Arbeitsdruck (Pa)	Verfahren	Anforderungen
Schleusen	10^{-2}	Vakumerzeugung	Häufige Belüftung, schnelles Abpumpen
Optische Oberflächenvergütung Metallisierung	10^{-1}	Sputtern, Bedampfen (PVD)	Hohes Saugvermögen, hohe Gaslasten, sauberes Vakuum
Verschleißschutz	10^{-1}	Hartstoffsichten	Hohe Temperaturen, unempfindlich gegen Stäube und Dämpfe
Dekorative Schichten	10^{-1}	PVD	Hohe Gaslasten
Solarzellen	10^{-1}	PVD, CVD	Hohes Saugvermögen, hohe Gaslasten
Halbleiterfertigung	10^{-7} – 10^{-1}	Ionenimplantationen Dielektrische Schichten, PVD, CVD-Ätzen, RIE	Betrieb auf Hochspannung; Korrosionsschutz, hohe Gaslasten; beheizbarer Vorvakuumraum

Forschung+Entwicklung:

Diverse	10^{-8}	UHV-Erzeugung	Hohes Kompressionsverhältnis, Metallabdichtung, Gehäuseheizung Strahlungsbeständigkeit
Beschleuniger	10^{-4}	Vakumerzeugung	Strahlungsbeständigkeit
Fusion	10^{-4} – 10^{-1}	H ₂ und He abpumpen	Tritiumfest, Metallabdichtung

(Abb. 28). In der Analytik werden neben Lecksuchern auch *Liquid-Chromatography-mass-spectrometry*- (LCMS)- und *Gas-Chromatography-mass-spectrometry*- (GCMS)-Geräte in großen Stückzahlen zum Einsatz in Laboren für Umweltanalytik gebaut. Es handelt sich hierbei um Tischgeräte.

Beim Einsatz von Turbomolekularpumpen bei der physikalischen Forschung treten häufig hohe Dosen energiereicher Strahlung auf. Diese zerstören Halbleiterbauelemente sowie verschiedene Kunststoffe. Die elektronischen Antriebsgeräte müssen darum an einem sicheren Ort aufgestellt und mit langen Kabeln mit den Pumpen verbunden werden.

Zum Auspumpen von Behältern für unterschiedliche Anwendungen stehen gebrauchsfertige Pumpstände zur Verfügung, die mit unterschiedlichen Turbomolekularpumpen und Vorvakumpumpen ausgestattet werden können.

Abb. 28 PVD-Beschichtungsanlage mit Turbomolekularpumpen TPH 2301 für Lichtreflektoren. In die sogenannte air-to-air Anlage wird das Aluminiumband von einer Rolle ein- und nach dem kontinuierlichen Beschichtungsvorgang wieder ausgeschleust. Das Auftragen mehrerer Schichten auf eloxiertes Aluminium erhöht dessen Lichtreflexion auf 95 %, wodurch der Wirkungsgrad von Lampen um 10 bis 20 % erhöht wird



Literatur

1. DIN 28400: Teil 2, Vakuumtechnik Benennungen und Definitionen. Beuth Verlag, Berlin (1980)
2. Becker, W.: Eine neue MolekularpumpeVakuum-Technik **7**, 149–152 (1958)
3. Gaede, W.: Ann. Physik (Leipzig) **41**, 337–380 (1913)
4. Bijker, M.D., Bosch, R.C.M., Conrad, A.: Aspects of fast load lock designs in vacuum manufacturing equipment. J. Vac. Sci. Technol. A **29**(1), 011010 (2011)
5. Shirinov, A.: Hochvakuumpumpe gegen Atmosphäre. Vak. Forsch. Prax. **22**, 10–14 (2010)
6. Chew, A.D.: EPX – die Ein-Pumpen-Lösung. Vak. Forsch. Prax. **20**(6), 6–11 (2008)
7. Chew, A., et al.: Improvements in the performance of turbomolecular pumps. Vak. Forsch. Prax. **23**(3), 14–18 (2011)
8. Holweck, F.: Helicoidal molecular pump. Acad. C.R. Science. Paris **177**, 43 (1923)
9. Sharipov, F., Fahrenbach, P., Zipp, A.: Numerical modelling of Holweck pump. J. Vac. Sci. Technol. A **23**, 1331–1329 (2005)
10. Boulon, O., Mathes, R.: Flow modelling of a Holweck pump stage in the viscous regime. Vacuum **60**, 73–83 (2001)
11. Siegbahn, M.: A new design for a high vacuum pump Arch. Math. Astr. Fys. **30B** (1943)
12. Giors, S., Campagna, L., Emelli, E.: New spiral molecular drag stage design for high compression ratio, compact turbomolecular-drag pumps. J. Vac. Sci. Technol. A **28**(4), 931–936 (2010)

13. Der Abschn. 19.3 entstand unter Mitwirkung von Nigel Schofield, Edwards company, UK
14. Chew, A.D., Galtry, M., Livesey, R.G., Stones, I.: Towards the single pump solution: recent development in high speed machines for dry vacuum pumping. *J. Vac. Sci. Technol.* **A23**, 1314 (2005)
15. Sixsmith, H., Altmann, H.: A Regenerative Compressor. *J. Eng. Ind.* 637–647 (1977)
16. Knudsen, M.: Das Cosinusgesetz in der kinetischen Gastheorie. *Ann. Phys.* **48**, 1113–1121 (1915)
17. Edelmann, V.: Grundlagen, Vakuumerzeugung und -messung, Anwendungen. Spektrum, Akad. Verl, Heidelberg (1998)
18. Bernhardt, K.H.: Calculation of the pumping speed of turbomolecular vacuum pumps by means of simple mechanical data. *J. Vac. Sci. Technol.* **A1**(2), 136–139 (1983)
19. Kruger, C.H.: The axial-flow compressor in the free-molecular range. *Naval Res. Rep. Contr. Nonr.* **1841**(55) (1960)
20. Maulbetsch, J.S., Shapiro, A.H.: Free-Molecule Flow in the Axial-Flow Turbo-Vacuum Pump. Final Report, Office of Naval Research Contract Nonr-1841(55), March 1963
21. Bird, G.A.: Molecular Gas Dynamics and the Direct Simulation of Gas Flows, Bd. 2. Oxford Science Publications, New York (1994)
22. Alexander, F.J., Garcia, A.L.: The direct simulation Monte Carlo method. *Comput Phys* **11**(6), 588–593 (1997)
23. Bird, G.A.: Effect of inlet guide vanes and sharp blades on the performance of a turbomolecular pump. *J. Vac. Sci. Technol. A* **29**(1), 011016-1–011016-6 (2011)
24. Aluminium Taschenbuch, Bd. 1. Grundlagen und Werkstoffe, 152 ff. Aluminium-Verlag, Düsseldorf (1998)
25. Cerruti, R., Spagnol, M., Helmer, J.C.: Power dissipation in turbomolecular pumps at high pressure. *J. Vac. Sci. Technol. A* **17**(5), 3096–3102 (1999)
26. VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Verein Deutscher Ingenieure. Springer (1997)
27. Blumenthal, R., Hillegas, S., Kalisch, D., Kuhn, M., Latam, C.: Vacuum requirements for advanced deposition processes, NanoS. Nanotech. *J.* **1**, 28–32 (2005)
28. Froitzheim, M., Heppekusen, J.: Erweiterter Einsatz von Turbomolekular Vakuumpumpen durch Beschichtungen. *Vak. Forsch. Prax.* **20**(3), 20–28 (2008)
29. Sharipov, F., Bertoldo, G.: Heat transfer trough a rarefied gas confined between two coaxial cylinders with high radius ratio. *J. Vac. Sci. Technol. A* **24**(6), 2087–2093 (2006)
30. Anforderungen an die Auswuchtgüte starrer Rotoren, Deutsche Norm DIN ISO 1940-1-03 (1940)
31. Produktinformation 5.429d, Firmenschrift: Klüber Lubrication München (Ausgabe 05.2000) (2000)
32. GfT-Arbeitsblatt 3, Wälzlagerschmierung. Gesellschaft für Tribologie e.V., Moers (1993).
33. Marinescu, M.: Dauermagnetische Radiallager. Firmenschrift: Marinescu Ing.-Büro für Magnetentechnik, Frankfurt a. M. (1982)
34. Schweitzer, G., Bleuler, H., Traxler, A.: Active magnetic bearings. Hochschulverlag AG an der ETH, Zürich (1994)
35. Conrad, A., Ganschow, O.: The impact of analytical instrument technology to vacuum pumping systems. *Vacuum* **47**, 575–672 (1996)
36. Conrad, A., Ganschow, O.: Vakuumpumpsystem, Deutsches Patent DE DE4331589 A1, 30 Juni 1994