



Autoren: Prof. Dr.-Ing. Heinz K. Müller und Dr. Bernard S. Nau

Eine besondere Herausforderung an den Ingenieur ist eine sichere Abdichtung von Maschinen und Anlagen. Wenn es um den unerwünschten Austritt von Flüssigkeiten oder Gasen aus Maschinen, Aggregaten und Anlagen geht, wird die häufig unterschätzte Kunst des Abdichtens zum zentralen Thema.

www.fachwissen-dichtungstechnik.de befasst sich auf allen Ebenen mit dem Vermeiden oder mit der kontrollierten Eindämmung von Leckage. In 24 Fachkapiteln werden die physikalischen Grundlagen und die vielfältigen Techniken des Abdichtens in klarer Sprache und mit prägnanten Bildern beschrieben. **fachwissen-dichtungstechnik** liefert damit die notwendigen Informationen zu Gestaltung, Auswahl, Entwicklung und Betrieb von Dichtungen und Dichtsystemen.

Inhaltsverzeichnis der Fachkapitel

Allgemeine Grundlagen

1. Grundbegriffe der Dichtungstechnik
2. Polymerwerkstoffe
3. O-Ring: Theorie und Praxis
4. Fluidströmung im engen Dichtspalt

Abdichtung bewegter Maschinenteile

5. Hydraulikdichtungen
6. Pneumatikdichtungen
7. Abstreifer
8. Wellendichtringe ohne Überdruck
9. Wellendichtringe mit Überdruck
10. Fanglabyrinth-Dichtungen
11. Stopfbuchs-Packungen
12. Gleitringdichtungen: Grundlagen

13. Gleitringdichtungen: Gestaltung
14. Gleitringdichtungen: Werkstoffe
15. Kolbenringe für Motoren und Verdichter
16. Drosseldichtungen für Flüssigkeiten
17. Drosseldichtungen für Gase
18. Gewinde-Wellendichtungen
19. Zentrifugal-Wellendichtungen
20. Magnetflüssigkeits-Dichtungen
21. Membran- und Faltenbalgdichtungen

Abdichtung ruhender Maschinenteile

22. Flanschabdichtung: Grundlagen
23. Flanschdichtungen: Bauformen
24. Statische Dichtungen: Sonderbauformen

Sponsoren: www.fachwissen-dichtungstechnik.de wird unterstützt von

 ISGATEC [®] Dichten. Kleben. Polymer.	ISGATEC GmbH Am Exerzierplatz1A • 68167 Mannheim Tel:+49(0)621-7176888-0 • Fax:+49(0)621-7176888-8 info@isgatec.com • www.isgatec.com
 SEALWARE [®]	SEALWARE International Dichtungstechnik GmbH Feldbergstr.2 • 65555 Limburg Tel:+49(0)6431-9585-0 • Fax:+49(0)6431-9585-25 info@sealware.de • www.sealware.de
 VERBAND TECHNISCHER HANDEL Fachgruppe Dichtungstechnik	VTH Verband Technischer Handel e.V. Prinz-Georg-Straße 106 • 40479 Düsseldorf Tel:+49(0)211-445322 • Fax:+49(0)211-460919 info@vth-verband.de • www.vth-verband.de
 Xpress seals Dichtungen für Hydraulik	xpress seals GmbH Elbring 14 • 22880 Wedel Tel:+49(0)4103 92828-10 • Fax:+49(0)4103 92828-69 michael.mueller@xpress-seals.com • www.xpress-seals.com



17

Prof.Dr.-Ing. Heinz K. Müller · Dr. Bernard S. Nau

Drosseldichtungen für Gase

Charakteristische Bauarten. Labyrinthdichtungen: Bauformen, thermodynamische Vorgänge, i-s-Diagramm, Durchfluß, Fannokurve, unter- und überkritisches Labyrinth, Berechnung der Leckage, Verzahntes und Durchblick-Labyrinth. Bürstendichtungen für Flugtriebwerke: Bauformen, Einsatzbedingungen und Leckraten. Drosselbuchsen für Gase: Durchfluß, Bauformen, Cartridge-Schwimringdichtung für Heißgas, Sperrluftdichtung. Lagerabdichtung in Flugtriebwerken. Literatur.

17.1 EINFÜHRUNG

Dieses Kapitel behandelt die Grundlagen der Wellendichtungen von Dampf- und Gasturbinen, Rotationsverdichtern und Flugtriebwerken. Bei diesen Anwendungen ist das abzudichtende Fluid sehr heiß und die Wellendrehzahl sehr hoch. Andererseits ist in vielen Anwendungen eine gewisse Leckage zulässig. Deshalb werden hier berührungsfreie Wellendichtungen mit Labyrinth- und Drosselspalten eingesetzt. In modernen Dampf und Gasturbinen werden an den Wellendurchtrittsstellen und zwischen den Stufen nach wie vor die klassischen *Labyrinthdichtungen* (Drossellabyrinth) verwendet. Alternativen dazu sind *Bürstendichtungen* und *Drosselspaltdichtungen*. Bürstendichtungen sind verhältnismäßig neue Elemente mit kleinerer Leckrate und geringerem Einbauraumbedarf als Labyrinthdichtungen. Sie werden bislang hauptsächlich in Flugtriebwerken eingesetzt. Bild 1 zeigt vereinfacht die charakteristischen Bauformen der Wellendichtungen für Dampf und Gas.

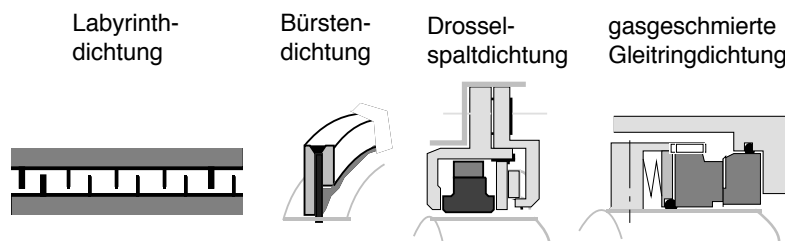


Bild 1 Bauarten von Drosseldichtungen für Gase



Labyrinth-, Bürsten- und Drosselspалtdichtungen lassen permanent mehr oder weniger Leckgas durch. Verdichter für umweltschädliche Gase müssen hingegen völlig leakagefrei abgedichtet werden und erfordern deshalb komplexere Dichtsysteme. Hierfür werden zunehmend *gasgeschmierte Gleitringdichtungen* eingesetzt. Sie sind in einem besonderen Abschnitt des *Kapitels 13* ausführlich behandelt. Ob diese wesentlich teureren Wellendichtungen künftig auch bei industriellen Gasturbinen und Flugtriebwerken verwendet werden, hängt davon ab, ob die Verbesserung des Wirkungsgrads und die Möglichkeit zur Verkleinerung der Aggregate die höheren Kosten von gasgeschmierten Gleitringdichtungen rechtfertigen.

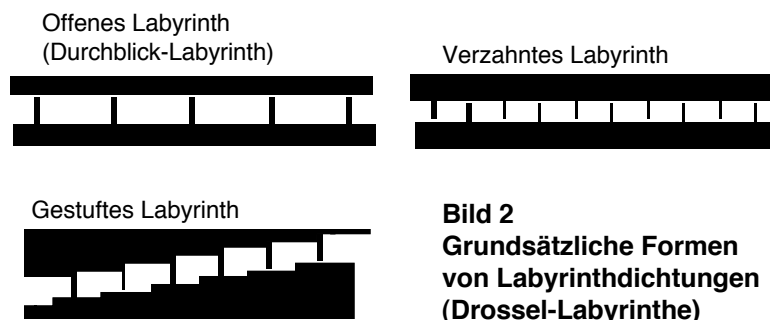
17.2 LABYRINTHDICHTUNGEN

Labyrinthdichtungen sind die klassischen Wellendichtungen von thermischen Turbomaschinen. Sie sind einfach aufgebaut und funktionieren zuverlässig, ohne Verschleiß und Wartung über lange Betriebszeiten. Wegen der verhältnismäßig großen Radial- und Axialbewegungen der Welle sind große Spalte erforderlich, was hohe Leckgasraten zur Folge hat. Für die mindestens erforderliche Spalthöhe h gilt nach *Traupel (1958)* bei Dampf- und Gasturbinen:

$$h_{\min} = c \cdot \frac{D}{1000} + 0,25 \text{ mm} \quad (1)$$

D ist der Wellendurchmesser in mm. Die Konstante c berücksichtigt die Wärmedehnungen und Lagerspiele. Für Dampf- und Gasturbinen ist $c = 0,8 \dots 1,3$. Für Verdichter gilt $c = 0,6$. Eine Dampfturbinenwelle mit $D = 250$ mm erfordert also eine Dichtspalthöhe von mindestens 0,45 mm. Für die Berechnung des Leckgasstroms muß jedoch die Spalthöhe im heißen Betriebszustand ermittelt werden.

Bei den großen erforderlichen Spalthöhen ist die Strömung durch ein Labyrinth immer turbulent. Den kleinstmöglichen Leckstrom erreicht man durch Hintereinanderschalten mehrerer Drosselblenden und Wirbelkammern. Bild 2 zeigt die Grundbauformen der Drossellabyrinth, nämlich das offene Labyrinth, auch „Durchblick-Labyrinth“ genannt, das verzahnte Labyrinth und das gestufte Labyrinth. Die konstruktiven Ausführungsformen sind sehr vielfältig und in der Literatur ausführlich beschrieben, z.B. *Trutnovsky (1964)*.



Thermodynamik des Drossel-Labyrinths

Das physikalische Verhalten eines Drossellabyrinths wird verständlich, wenn man die thermodynamischen Veränderungen im Gasstrom auf seinem Weg durch die Ringblenden und Kammern des Labyrinths betrachtet. Bild 3 veranschaulicht das charakteristische Strömungsbild.

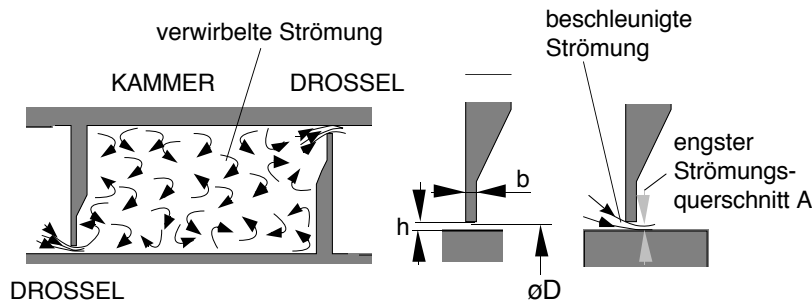


Bild 3 Strömung im Drossel-Labyrinth

Vor dem Eintritt in das Labyrinth ist der Zustand des Gases gekennzeichnet durch den Druck p_1 , die Dichte ρ_1 und die absolute Temperatur T_1 . Bei einem idealen Gas gilt $p/\rho = RT$. R ist die Gaskonstante. Diesem Gaszustand entspricht die Ausgangsenthalpie i_1^*). Beim Einströmen in den Drosselquerschnitt mit der Spalthöhe h wird das Gas annähernd isentrop beschleunigt. Der engste Strömungsquerschnitt A liegt infolge der Strahleinschnürung kurz hinter dem Drosselspalt und ist kleiner als der geometrische Drosselquerschnitt $A_L = \pi \cdot D \cdot h$. Das Flächenverhältnis $\alpha = A/A_L$ wird als Durchfließzahl bezeichnet. In der anschließenden großräumigen Kammer expandiert der ringförmige Gasstrahl und löst sich in kleine, ungeordnete Wirbel auf. Im idealen Labyrinth erfolgt die Verwirbelung bei konstantem Druck so, daß die gesamte gerichtete Geschwindigkeitsenergie des eintretenden Gasstrahls in völlig ungerichtete Geschwindigkeit - also in Wärme - umgewandelt wird. Bild 4 zeigt im Enthalpie-Entropie-Diagramm den idealen und den realen Vorgang.

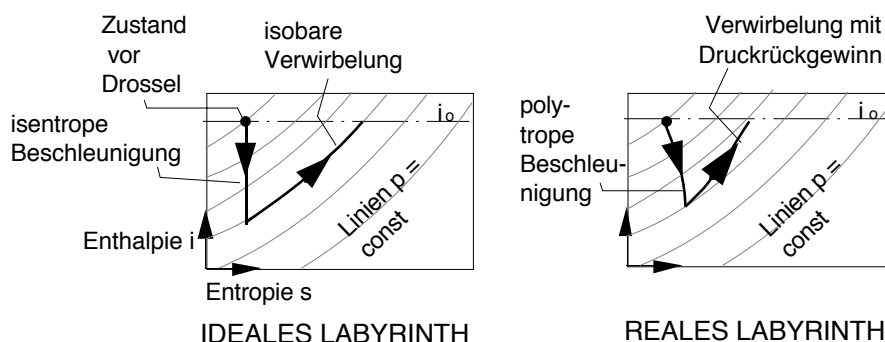


Bild 4 Thermodynamische Vorgänge im Drossel-Labyrinth

* in der Thermodynamik wird die Enthalpie mit dem Buchstaben h gekennzeichnet, der aber hier in allen Kapiteln zur Bezeichnung der Spalthöhe benutzt wird. Deshalb wird die Enthalpie hier mit i bezeichnet.



Im realen Labyrinth ist die Beschleunigung polytrop, und in der Kammer steigt der Druck nach dem engsten Querschnitt wieder etwas an.

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit w in den engsten Strömungsquerschnitten der aufeinander folgenden Drosseln beträgt

$$w = \frac{M}{A \rho} \quad (2)$$

Dabei ist M der Massenstrom, A der engste Strömungsquerschnitt und ρ die jeweilige Dichte des Gases. Da der Massenstrom konstant ist, nimmt die Geschwindigkeit stromab bei sinkendem Druck und demgemäß abnehmender Dichte immer mehr zu. In jeder Drossel wird im Idealfall das Enthalpiegefälle Δi isentrop in Strömungsgeschwindigkeit umgesetzt. Dabei gilt

$$\Delta i = i_0 - i = \frac{w^2}{2} \quad (3)$$

Setzt man den Wert der Geschwindigkeit aus Gl.2 in Gl.3 ein, so ergibt sich

$$\Delta i = 0,5 \left(\frac{M}{A} \right)^2 \cdot \frac{1}{\rho^2} = \frac{\Phi}{\rho^2} \quad (4)$$

Der Wert $\Phi = 0,5 \cdot (m/A)^2$ hat für jede Drosselstelle eines Labyrinths denselben Betrag, falls die Spalthöhe und die Durchflußzahl α überall gleich sind. Praktisch ist α von der Strömungsgeschwindigkeit und von der Spaltform nur wenig abhängig, so daß in erster Näherung Φ als konstant angesehen werden kann. Günstig sind dünne scharfkantige Drosselringe mit einem Spaltverhältnis $h/b \approx 2$ (s. Bild 3). Der Zusammenhang zwischen Enthalpiegefälle Δi und Dichte ρ ergibt im i - s -Diagramm für jeden Wert von Φ - das heißt, für verschiedene Massenströme M - eine bestimmte Kurve, Bild 5. Sie wird als *Fanno-Kurve* bezeichnet. Sie beschreibt die Änderung des thermodynamischen Zustands in einem Gasstrom bei Dissipation kinetischer Energie (Reibungsströmung).

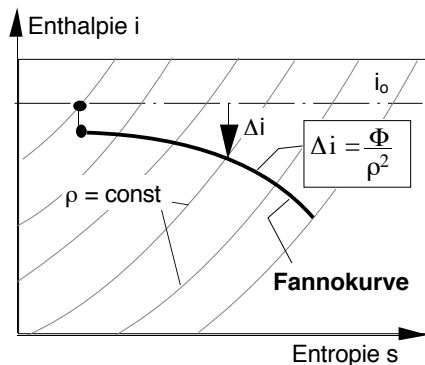


Bild 5
Fannokurve =
Zustandsänderung in einer
Strömung mit Dissipation
(Drosselkurve)

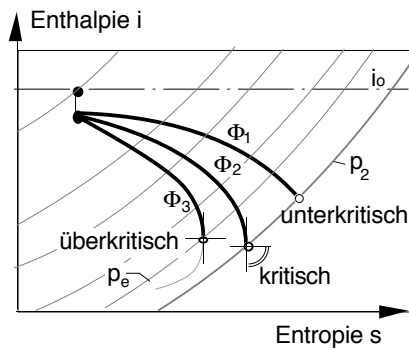


Bild 6
Fannokurven mit unterschiedlichem Zustand am Ende des Labyrinths

Das Drosselverhalten eines Labyrinths ändert sich, wenn die Austrittsgeschwindigkeit die Schallgeschwindigkeit erreicht. Schneidet die einem Wert Φ_1 zugeordnete Fanno-Kurve die Isobare des Umgebungsdrucks (p_2) bei mit endlicher Steigung di/ds , Bild 6, so ist die Auströmgeschwindigkeit kleiner als die Schallgeschwindigkeit. Bei zunehmendem Wert von Φ wird der Schnitt immer steiler, bis schließlich der Scheitel der Fannokurve auf der p_2 -Isobaren liegt. In diesem Zustand ($\Phi = \Phi_2$) strömt das Gas mit Schallgeschwindigkeit aus dem Labyrinth (kritische Ausströmung) und das Verhältnis von Austrittsdruck zu Eintrittsdruck ist das *kritische Druckverhältnis* des Labyrinths β_{kr} . Bei weiterer Erhöhung des Eintrittsdrucks p_1 nimmt zwar der Massenstrom M weiter zu aber die Auströmgeschwindigkeit behält den Wert der Schallgeschwindigkeit und das Druckverhältnis verharrt bei β_{kr} . Dies bedeutet, daß bei $\Phi = \Phi_3 > \Phi_2$ der Druck p_e im Mündungsquerschnitt *höher* ist als der Umgebungsdruck p_2 , nämlich $p_e = p_1 \cdot \beta_{kr}$. Dieser Zustand wird als überkritische Ausströmung bezeichnet. Das Gas entspannt sich dabei in Verdichtungswellen *außerhalb* des Spalts von p_e auf p_2 . Das kritische Druckverhältnis hängt ab vom Verhältnis $\kappa = c_p/c_v$ und von der Labyrinthform.

Für ein bestimmtes Gas und ein ideales Labyrinth ist es möglich, mit Hilfe des i - s -Diagramms die Anzahl der Labyrinthstufen abzuschätzen, die notwendig sind um einen erwünschten Massenstrom M zu erreichen, Bild 7. Aus dem Gaszustand vor dem Labyrinth (p_1, ρ_1, i_0) und dem angestrebten Massenstrom M wird der Druckabfall an der ersten Drosselstelle berechnet. Dies ergibt den Ausgangspunkt der Fannokurve. Mit Hilfe von Gl. 4 wird die Fanno-Kurve gezeichnet. Nun folgt man einer Isobaren aufwärts bis bis zum Schnittpunkt mit i_0 . Von dort gelangt man wieder isentrop senkrecht nach unten zur Fanno-Kurve. Dies wiederholt man, bis

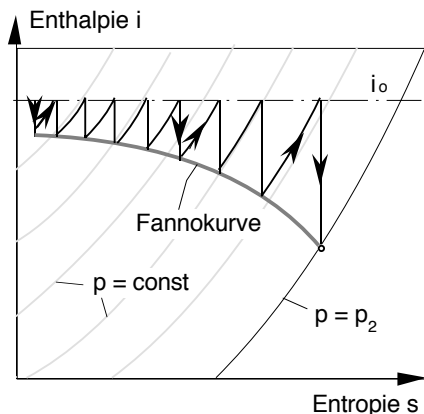


Bild 7
Zustandsänderungen in den aufeinander folgenden Stufen eines Drossel-Labyrinths



der Schnittpunkt von Fanno-Kurve und der Isobaren des Umgebungsdrucks p_2 erreicht ist. So ergibt sich ein Sägezahnprofil, und die gesuchte Anzahl der erforderlichen Labyrinthstufen ist identisch mit der Anzahl der senkrechten Linien des Sägezahnprofils. Dieses Verfahren ist zwar einleuchtend um die Physik des Labyrinths zu verstehen, in der Praxis ist es aber umständlich und vor allem ziemlich ungenau.

Leckage des Drossellabyrinths

Analog zur Berechnung des Durchflusses durch eine einzelne Ringblende macht man für den Massenstrom eines Labyrinth folgenden Ansatz:

$$M = A_L \cdot \alpha \cdot \varepsilon \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \quad (5)$$

Dabei sind p_1 der Absolutdruck und ρ_1 die Dichte im Raum vor dem Labyrintheingang und A_L der freie Durchströmquerschnitt. Beim axial durchströmten Wellenlabyrinth ist $A_L = \pi D h$, wobei D der mittlere Spaltdurchmesser und h die Spalthöhe an den Ringblenden ist. α ist die bereits erwähnte Durchflußzahl. Sie ist von der Durchflußgeschwindigkeit und vom Verhältnis b/h der Drosselquerschnitte abhängig. Bei Ringblenden mit $h = 0,3 \dots 0,6$ mm kann man für eine überschlägliche Berechnung $\alpha = 0,7 \dots 0,8$ annehmen. Zur Ermittlung der Labyrinthkennzahl ε gibt es eine Reihe mehr oder weniger komplexer Methoden. Zur überschläglichen Berechnung von verzahnten oder gestuften Labyrinth (s. Bild 1) gilt folgender Ansatz:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{1 - \beta^2}{z + \ln(1/\beta)}} \quad (6).$$

Darin ist $\beta = p_2 / p_1$ das Verhältnis der Drücke nach und vor dem Labyrinth und z die Anzahl der Drosselstellen. Diese Beziehung berücksichtigt jedoch nicht das von der Anzahl der Drosselstellen abhängige kritische Druckverhältnis β_{kr} . Bild 8 zeigt ein Diagramm zur Ermittlung der Labyrinthkennzahl ε , unter Berücksichtigung der Begrenzung beim Erreichen des kritischen Druckverhältnisses.

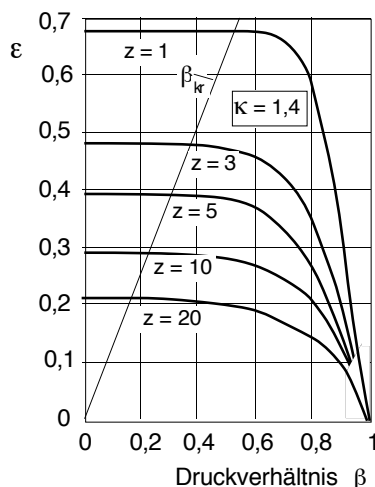


Bild 8
Labyrinthkennzahl ε in Abhängigkeit vom Druckverhältnis β für verschiedene Anzahl z der Drosselstellen



Verzahntes Labyrinth

Bild 9 zeigt die typische Gestaltung eines verzahnten Labyrinths. Dünne Blechlamellen (Dichtstreifen) verschiedener Länge sind mittels verformbarer Drähte in Ringnuten des Rotors geklemmt und bilden zusammen mit ringförmigen Nuten und Dämmen des Gehäuses die Drosselblenden. Bei anderen Konstruktionen sind die Lamellen mittels tiefer Einstiche an die Welle angeformt. .

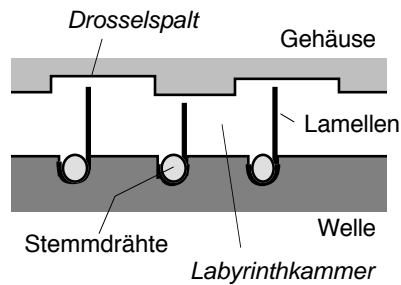


Bild 9
Konstruktionsvariante
eines verzahnten
Drossel-Labyrinths

Durchblicklabyrinth

Aufgrund ihres einfachen Aufbaus und ihrer guten Montierbarkeit verdienen die Durchblicklabyrinth besondere Beachtung. Wegen der freien axialen Beweglichkeit dieser Labyrinth können sie als Wellendichtungen ungeteilt ausgeführt werden. Sie eignen sich somit auch zur Abdichtung axialbewegter Maschinenteile, beispielsweise für Kolbenverdichter. Problematisch im Hinblick auf den Leckstrom ist jedoch, daß bei Durchblicklabyrinth das Gas beim Einströmen in die Kammer nicht radial abgelenkt wird. Zwar entsteht auch hier hinter der Drosselstelle Turbulenz, jedoch kann ein Teil des Gasstrahls gerichtet zum folgenden Drosselspalt „durchblasen“ (carryover). Deshalb dürfen bei Durchblicklabyrinth die Drosselscheiben nicht zu eng beieinander stehen. Das Durchblasen macht die Hoffnung zunichte, bei Durchblicklabyrinth mit einer großen Zahl von Drosselstellen die Gasleckage vermindern zu wollen. Der Abstand t der Drosseln sollte etwa drei- bis viermal so groß wie die Kammer-tiefe H sein, Bild 10. Weiterhin gilt als Richtwert, die Kammertiefe H mindestens zehnmal so groß wie die Spalthöhe h auszuführen. Praktisch bedeutet das beispielsweise bei einer Spalthöhe von $h = 0,5$ mm, daß die Kammer mindestens $H = 5$ mm tief und der axiale Abstand der Drosselscheiben $t = 15...20$ mm betragen sollte. Ein Durchblicklabyrinth mit den optimalen

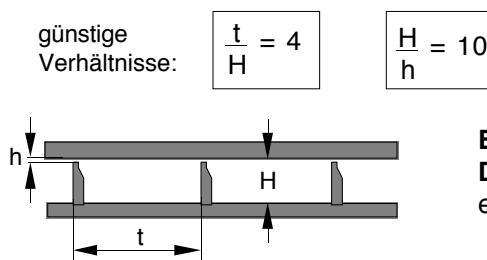


Bild 10
Durchblicklabyrinth -
empfohlene Abmessungen



Maßverhältnissen $H/h = 10$ und $t/H = 4$ hat trotzdem noch eine 10...30% höhere Gasleckage als ein verzahntes Labyrinth mit gleicher Anzahl von Drosseln. Unter Berücksichtigung dieser Zunahme infolge Durchblasen kann die Gasleckage eines Durchblicklabyrinths mit den Gln. (5) und (6) berechnet werden.

Probleme mit Labyrinthdichtungen in Flugzeug-Gasturbinen

In Flugtriebwerken werden traditionell verzahnte Labyrinth und Durchblicklabyrinth eingesetzt. Die unvermeidlichen Überströmleckagen können jedoch den Wirkungsgrad solcher Triebwerke beträchtlich vermindern. Die normalerweise am Rotor befestigten Dichtstreifen wachsen durch Fliehkraft und thermische Dehnung, deshalb verändern sich die Drosselspalte im Flugbetrieb. Um die Spalte so klein wie möglich zu halten, läßt man zu, daß die Dichtstreifen in einen verschleißfähigen Gegenring einschneiden. Dieser kann beispielsweise aus einer Nickel-Grafit-Legierung oder einer metallischen Wabenstruktur bestehen. Solche Konstruktionen funktionieren befriedigend, wenn zwischen Rotor und Stator zeitweilig thermische Dehnungsdifferenzen auftreten. Bei modernen Hochleistungstriebwerken gibt es außer zeitlichen Verschiebungen der relativen thermischen Ausdehnungen der Bauteile auch noch beträchtliche radiale Auslenkungen durch hohe Radialbeschleunigungen und schubbedingte Biegungen des Triebwerksgehäuses. Schneiden die Dichtstreifen dabei sehr tief in die Gegenringe ein, führt dies zu einer Verschlechterung des Dichtverhaltens. Aufgrund dieser Probleme wurde in den 1980er Jahren die *Bürstendichtung* entwickelt.

17.3 BÜRSTENDICHTUNGEN

Alternativ zu Durchblick-Labyrinthdichtungen werden zur Drosselung heißer Gase bei geringer Druckdifferenz als Zwischenstufendichtung von Flugtriebwerken zunehmend Bürstendichtungen eingesetzt. Eine Bürstendichtung besteht im Wesentlichen aus einem Kranz dicht gepackter, am Außendurchmesser eingefaßter Metallborsten, die in einer zweiteiligen Metallfassung untergebracht sind. Bild 11 zeigt zwei proprietäre Ausführungen von Bürstendichtungen. Bei der Ausführung nach Bild 11(a) ist der Borstenkranz außen mit den beiden Seitenplatten verschweißt. In Bild 11(b) sind die Borsten in einem torusförmigen Röhrchen um einen Draht gewickelt und mit axialem Spiel zwischen zwei Blechscheiben geklemmt. Der Borstenkranz ist axial etwa 0,8 ...1mm dick, die einzelnen Borsten sind 0,05...0,07 mm dick und bestehen aus einer wärmebeständigen Nickel-oder Cobalt-Legierung. Die Metallfassung ist axial 4...5 mm breit und radial ca.12 mm hoch. Die Borsten sind um 45° in Drehrichtung geneigt.

Der bei kaltem Triebwerk zwischen Borsten und Rotor vorgesehene Spalt wächst im Betrieb durch thermische Dehnung zu. Der Gasdruck entlastet die Anlagekraft der Borsten am Rotor, wahrscheinlich durch aerodynamische Kräfte der Strömung durch die Bürste. Im Hinblick auf die Druckbelastbarkeit der Bürstendichtung wird die Höhe des Spalts zwischen Metallfassung und Rotor so klein wie möglich ausgeführt. Andererseits darf im Betrieb der Rotor unter

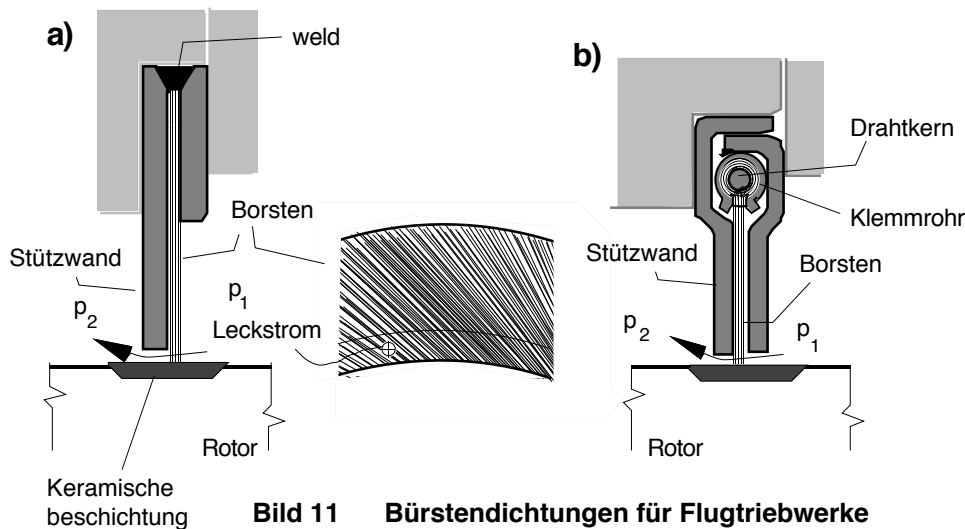


Bild 11 Bürstendichtungen für Flugtriebwerke

keinen Umständen die Metallfassung berühren. Praktisch liegt die Spalthöhe bei 0,5 mm, ähnlich wie bei einer Labyrinthdichtung. Die Bürstendichtung wirkt also wie eine Ringblende mit einer zusätzlichen vorhangartigen Strömungsdrossel, die den Strömungswiderstand beträchtlich vergrößert.

Probleme und Einschränkungen: Bürstendichtungen eignen sich für Druckdifferenzen bis ca. 0,5 MPa. Bei höherem Druck wurde ein Flattern der Borsten beobachtet, verbunden mit einer Zunahme des Verschleißes und der Gasleckage. Mehrere hintereinander eingebaute Bürstendichtungen zeigten eine un stetige und ungleichmäßige Druckaufteilung; zudem verschlechterten die durch eine lokal undichte Bürste blasenden Gasstrahlen das Dichtverhalten der nachfolgenden Bürstendichtung. Eine weitere Erscheinung ist das druck- und reibungsbedingte Haften des Borstenkranzes an der niederdruckseitigen Wand der Metallfassung nach einer radialen Auslenkung des Rotors. Dies führt zu einem zeitweilig offenen sichelförmigen Spaltbereich und vergrößerter Gasleckage. Dennoch sind die dabei auftretenden Leckraten kleiner als die von konventionellen Labyrinthdichtungen. Als Abdichtung der Lagergehäuse von Flugtriebwerken gegen hochverdichtete Heißluft ist die Bürstendichtung problematisch. Öldunst kann in der Bürste verkoken und die Beweglichkeit der Borsten erheblich beeinträchtigen, und abbrechende Borsten können in die Lager gelangen und diese zerstören.

Einsatzbedingungen und Leckraten

Wegen der komplexen Strömungszustände innerhalb des Borstenkranzes gibt es bislang keine zuverlässige Berechnungsmethode für die Gasleckage von Bürstendichtungen, die sich direkt auf die Formparameter der Bürste und die thermodynamischen Zustandsgrößen stützt. Versuchsergebnisse zeigten, daß die Gasleckrate einer zweckmäßig gebauten Bürstendichtung weniger als 20% von der einer wesentlich größeren herkömmlichen Labyrinthdichtung be-

trägt. In Laborversuchen und im Flugbetrieb wurde nachgewiesen, daß mit Bürstendichtungen Betriebszustände in folgenden Grenzen beherrschbar sind: Druckdifferenz ≤ 3 bar, radiale Auslenkungen $\leq 0,5$ mm, Rotorumfangsgeschwindigkeit < 100 m/s, Gastemperatur $< 500^\circ\text{C}$. Mit optimierten Bauformen und verbesserten Borstenwerkstoffen wird eine Erweiterung der Grenzen auf 6 bar, 200 m/s und 650°C angestrebt. Die bisherigen Erfahrungen zeigen, daß mit Bürstendichtungen ein beträchtliches Potential zur Verbesserung des Wirkungsgrads von Flugzeuggasturbinen und von industriellen Gasturbinen vorhanden ist.

17.4 DROSSELBUCHSEN FÜR GASE

Schwimmende Drosselbuchsen für Flüssigkeiten wurden in *Kapitel 16* beschrieben. In ähnlicher Form wurden auch Schwimmringdichtungen zur Drosselung von Gasen, beispielsweise am Eintritt in die Lagerkammer von Flugtriebwerken entwickelt. Die Bohrung des Drosselrings wird in der Regel leicht konisch bearbeitet, so daß im Betrieb ein in Strömungsrichtung konvergierender Spalt entsteht, Bild 12.

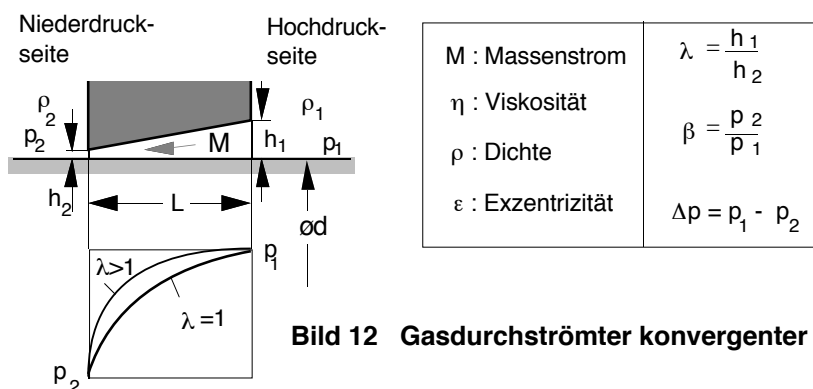


Bild 12 Gasdurchströmter konvergenter Spalt

Anders als bei Labyrinthdichtungen ist die Gasströmung durch den engen Spalt einer Schwimmringdichtung laminar und nahezu isotherm. Unter diesen Bedingungen ergibt sich für den Massenstrom durch einen konvergenten, schwach exzentrischen Ringspalt bei Unterschallströmung:

$$M = \rho_2 \frac{\pi d \Delta p h_2^3}{12 \eta L} \frac{1 + \beta}{2 \beta} \left(\frac{2 \lambda^2}{1 + \lambda} + \frac{3}{4} (1 + \lambda) \varepsilon^2 \right) \quad (7)$$

Die Bedeutung der Formelzeichen ist in Bild 11 erläutert. Bei Gasströmung ist der Druckabfall bereits beim Parallelspalt ($\lambda = 1$) nicht linear, er nimmt jedoch auch hier bei exzentrischer Lage des Dichtrings im Bereich des engsten Spalts zu. Praktisch muß mindestens mit einer Exzentrizität von $\varepsilon = 0,2 \dots 0,3$ gerechnet werden.

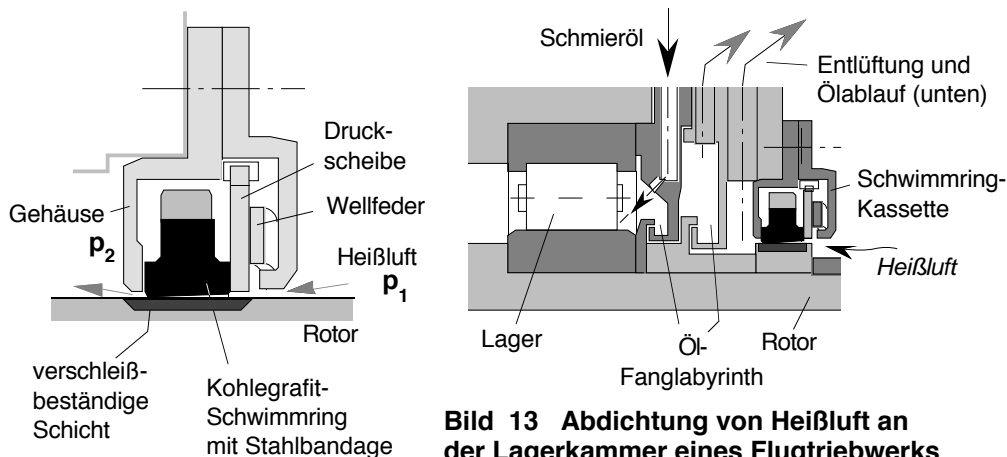


Bild 13 Abdichtung von Heißluft an der Lagerkammer eines Flugtriebwerks

Bild 13 zeigt eine Dichtungskassette zur Drosselung der 120°...300°C heißen Kompressorluft am Eintritt zur Lagerkammer eines Flugtriebwerks. Ein Fanglabyrinth (s. Kapitel 10) verhindert, daß Öl auf die Kassette spritzt. In der Kassette befindet sich ein axial etwa 4...5 mm langer Schwimring aus einem speziellen Kohlegrafit-Werkstoff. Die stirnseitige Anlagefläche des Schwimrings muß möglichst genau senkrecht zur Wellenachse stehen. Bei gleicher Erwärmung dehnt sich der metallische Rotor stärker aus als ein Ring der durchweg aus Kohlegrafit besteht. Deshalb ist auf den Kohlegrafitring eine Stahlbandage geschrumpft, deren Wärmedehnung größer ist als die des Kohlegrafittrings. Bei Erwärmung nimmt die Schrumpfspannung ab, der Kohlegrafitring wird entlastet und dehnt sich stärker aus, als er sich ohne Bandage dehnen würde. Auf diese Weise kann erreicht werden, daß sich der Drosselspalt über einen weiten Temperaturbereich nur wenig verändert. Die Dichtteile werden so dimensioniert, daß die im Betrieb auftretende kleinste Spalthöhe 10...30 µm beträgt. Eine nachhaltige Schädigung von Dichtring und Welle im Falle einer kurzzeitigen Berührung wird durch eine verschleißfeste Beschichtung des Rotors und die Verwendung eines trockenlauffähigen Dichtungswerkstoffs ausgeschlossen. Beispielsweise wird der Schwimring aus siliciumimprägniertem Elektrografit hergestellt.

Bild 14 zeigt eine Kassette mit zwei Schwimringen als Sperrkammerdichtung. In den Raum zwischen den Dichtringen wird unter einem Zwischendruck Sperrluft eingespeist, die in beide angrenzende Räume abströmt.

Die in den Bildern 13 und 14 dargestellten Drosselbuchsen aus Kohlegrafit haben keine Verdrehsicherung. Falls während eines thermischen Übergangszustands der Rotor schneller wächst als der Kohlegrafitring und sich der Drosselspalt dabei schließt, beginnt der Schwimring zu rotieren und gleitet dadurch, wie eine Gleitringdichtung, an den Stirnflächen. Der rotierende Schwimring koppelt sich bei hoher Drehzahl durch fliehkraftbedingte Aufweitung oder nach Temperatúrausgleich wieder von der Welle ab. Wegen des Verschleißes der trockenlaufenden Stirnflächen sollte dieser Zustand jedoch nur kurzzeitig auftreten.

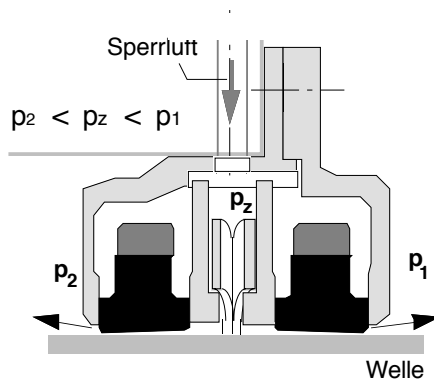


Bild 14
Sperrluftdichtung mit zwei Schwimmring-Drosseldichtungen

Wenn eine Spalthöhe von maximal 30 μm verwirklicht werden kann, ist die Gasleckage einer Drosselspaltichtung höchstens halb so groß wie die einer guten Bürstendichtung und beträgt somit weniger als 15% einer Labyrinthdichtung. Kohlegraphit-Schwimmringdichtungen bieten somit eine weitere Möglichkeit zur Abdichtung heißer Gase bei geringer Leckrate. Das prinzipielle Potential dieser Dichtung ist jedoch in der Praxis schwer auszuschöpfen, vor allem hinsichtlich einer zuverlässigen Beherrschung des engen Drosselspalts bei Veränderungen der Triebwerksdrehzahl. Es hat derzeit den Anschein, daß sowohl bei militärischen wie bei zivilen Flugzeuggasturbinen die Labyrinthdichtungen zunehmend durch Bürstendichtungen ersetzt werden. Darüber hinaus sind jedoch die gasgeschmierten Gleitringdichtungen äußerst interessant für den Einsatz in Flugtriebwerken. Bild 15 zeigt deshalb zum Schluß einen Konstruktionsvorschlag für die Abdichtung der Lagerkammer einer Flugzeuggasturbine. Für Details zur Funktionsweise gasgeschmierter Gleitringdichtungen wird auf *Kapitel 13* verwiesen.

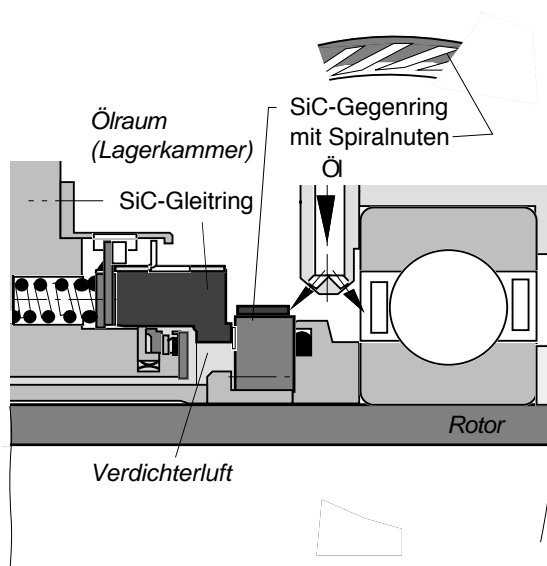


Bild 15
Gasgeschmierte Gleitringdichtung zur Abdichtung der Lagerkammer eines Flugtriebwerks



17.5 LITERATUR

Schüle, W.: Technische Thermodynamik, Berlin, 1923

Egli, A.: The leakage of Steam Through Labyrinth Seals. Trans. ASME **57**, (1935).

Kearton, W.J., Keh, T.H.: Leakage of Air Through Labyrinth Glands of Staggered Type, Proc. Inst. Mech. Eng. Vol. **166**, 1952.

Traupel, W.: Thermische Turbomaschinen, Bd.I, Berlin, 1958

Weissenberger, E.: Strömung durch Spaltdichtungen, Dissertation, TH Karlsruhe, 1952.
Zabriskie, W.: Sternlicht, B., Labyrinth Seal Leakage Analysis, Trans. ASME, Ser.D, Vol **81**, Sept. 1959.

Heffner, F.E.: A General Method for Correlating Labyrinth Seal Leak Rate Data, J.of Basic Engineering, June 1960.

Trutnovsky, K.: Berührungsfreie Dichtungen, Düsseldorf, 1964,

Komotori, K.: Leakage Characteristics of "Straight-Through" Labyrinths with Axial Motion. 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, BHRA, Cranfield, 1967.

Komotori, K.: Leakage characteristics of labyrinth seals. 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHRA, Cranfield, 1971.

Trutnovsky, K., Komotori, K.: Berührungsfreie Dichtungen, Düsseldorf 1981.

Ferguson, J.G.: Brushes as High Performance Gas Turbine Seals, Gas Turbine and Aeroengine Congress, Amsterdam, June 1988.

Weiler, W. et al.: Wellendichtungen für Gasturbinen, MTU/B 90 EKF 0002, BMFT, 1990.

Müller, H.K., Falalejew, S.W.: Gasgeschmierte Gleitringdichtung als Lagerabdichtung für Flugtriebwerke, Konstruktion 43, H.1, 1991.

Atkinson, E., Bristol, B.: Effects of Material Choices on Brush Seal Performance, J. of Lub.Engg. Sept. 1992.

Mayhew, E.R., Bill, R.C., Voorhees, W.J.: Military Engine Seal Development: Potential for Dual Use, 30th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, June 1994.

Short, J.F., Basu, P., Datta, A., Loewenthal, R.G., Prior, R.J.: Advanced Brush Seal Development, 32nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, July 1996.

Müller, H.K., Nau, B.S.: Fluid Sealing Technology, Principles and Applications, New York 1998, ISBN 0-8247-9969-0



Hinweise auf Inhaber, Urheberrecht und Verwertung von *www.fachwissen-dichtungstechnik.de*

Inhaber und Betreiber der Domain www.fachwissen-dichtungstechnik.de ist Evelyn Voigt-Müller, Samlandstr. 38, 81825 München, Deutschland.

Der gesamte Inhalt der unter der Domain www.fachwissen-dichtungstechnik.de veröffentlichten Internetpublikation einschließlich der Fachkapitel, die als PDF herunterladbar sind, ist urheberrechtlich geschützt und darf insgesamt oder in Teilen ausschließlich für den persönlichen Gebrauch ohne Vergütung kopiert und verwendet werden. Zitate sind mit Angabe der Quelle ausführlich zu kennzeichnen. Jede anderweitige Verwendung oder Verwertung, Vervielfältigung, Übersetzung, Nachdruck, Vortrag, Entnahme von Abbildungen, Funksendung, Mikroverfilmung und Speicherung auf elektronischen Datenträgern ist vergütungspflichtig und bedarf der schriftlichen Genehmigung durch den Inhaber der Domain (s.o.).

Inhaber des Urheberrechts (Copyright ©) und verantwortlich für den Inhalt von www.fachwissen-dichtungstechnik.de sind die Autoren Dr. Heinz Konrad Müller und Dr. Bernard S. Nau.

Hinweise auf den Inhalt bezüglich Handelsnamen, Warenzeichen und den gewerblichen Rechtsschutz:

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenzeichen usw. in www.fachwissen-dichtungstechnik.de berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten sind und von jedermann benutzt werden dürfen.

Ein Teil der in www.fachwissen-dichtungstechnik.de beschriebenen oder im Bild wiedergegebenen Dichtelemente und Dichtsysteme sind, ohne dass darauf hingewiesen ist, durch Patentanmeldungen, Patente oder Gebrauchsmuster rechtlich geschützt. Insofern berechtigen die wiedergegebenen Beschreibungen und Bilder nicht zu der Annahme, dass die beschriebenen oder dargestellten Gegenstände im Sinne des gewerblichen Rechtsschutzes als frei zu betrachten sind und von jedermann hergestellt oder benutzt werden dürfen. Für die Richtigkeit der Wiedergabe der in www.fachwissen-dichtungstechnik.de direkt oder indirekt zitierten Vorschriften, Richtlinien und Normen sowie für die Anwendbarkeit der konstruktiven Regeln und Hinweise im Einzelfall übernehmen die Autoren und der Betreiber der Domain keine Gewähr.