

Maik Würthner

Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten

D 93
ISBN 3 - 936100 – 08 - X

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 6170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Maik Würthner
geboren in VS-Schwenningen am Neckar

Hauptberichter: Privatdozent Dr.-Ing. habil. W. Haas
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. U. Heisel

Tag der Einreichung: 25.06.2003
Tag der mündlichen Prüfung: 24.10.2003

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
2003

Meiner Familie gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Die Untersuchungen waren Teil eines durch den Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (VDW) geförderten Forschungsprojekts.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Privatdozent Dr.-Ing. habil. W. Haas, Leiter der Abteilung Dichtungstechnik des IMA, für die Ermöglichung dieser Arbeit, seine Förderung und wissenschaftliche Anleitung, sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. U. Heisel, Ordinarius und Direktor des Institutes für Werkzeugmaschinen (IFW) der Universität Stuttgart, danke ich für sein Interesse, für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

Ferner gilt mein Dank:

allen aktiven und ehemaligen wissenschaftlichen Mitarbeitern des Instituts, besonders Herrn André Gütlein und Herrn Dr.-Ing. Martin Lambert, für die stete Hilfsbereitschaft und die freundschaftliche Verbundenheit,

allen wissenschaftlichen Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern, besonders Herrn Jochen Orso, für ihr Engagement und ihren Beitrag zu dieser Arbeit,

den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts, durch deren Können vieles erst ermöglicht wurde,

dem projektbegleitenden Arbeitskreis, für den wissenschaftlichen Freiraum bei der Durchführung der Arbeit.

Meiner Frau Sylvia und meinen Kindern danke ich besonders herzlich, ohne deren vielfältige und immerwährende Unterstützung und Verständnis diese Arbeit sicher nicht zu Stande gekommen wäre.

Friedrichshafen, im Oktober 2003

Maik Würthner

Abstract

The working-spindle of a machine tool is one of the most important components in the line of force. It has a large influence on the static and dynamic behaviour of the machine tool and determines the achievable production quality and the productivity of the machine tool. Under all circumstances the bearings of the spindle must be protected against cooling lubricants and chips. The requirements on the spindle sealing systems are still increasing. A cause for it is the chipping enhancement of modern machine tools. Among other things this is possible with high speed spindles and higher pressure on the supply of the cooling lubricants. Together with the stronger splinter accumulation in the work area, harder conditions for the sealing systems are the result. New machine technologies as for example the method of dry processing leads to a dry, solid load on the sealing systems and thus to a new task of sealing.

Superordinate goal of this research work are secured guidelines, based on experimental results, for non-contact rotary sealing systems for extreme conditions by cooling lubricants and/or solids.

The contamination behaviour in the interior zone of liquid-collecting labyrinth seals can be improved with the described design details. With suitable designed air-barrier seals there is no penetration of liquid into the sealing system, which leads to solid deposits in the internal area of the seal.

Dry solids or dust, for example produced by dry processing, cannot be sealed with liquid-collecting labyrinth seals without an air-barrier. In contrast air-barrier seals are suitable. Independent from the conditions (dry solids or dust, solid liquid mixtures or extreme liquid splashing) there is one air-barrier seal design suitable for the non-contact sealing of rotating spindles.

The compiled guidelines, the conclusions and the full-scale design example of an air-barrier seal for a grease lubricated spindle bearing makes it easier to understand the function of non-contact rotary sealing systems. Additionally a method of calculation is presented to estimate the operating parameters of air-barrier seals. The results of this work are not only valid for the non-contact sealing of rotating spindles for machine tools, they are also suitable for other applications in mechanical engineering.

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Allgemeines	1
1.2	Stand von Forschung und Technik	2
1.2.1	Berührungsfreie Wellendichtsysteme für Werkzeugmaschinen­spindeln	7
1.3	Problemstellung und Ziele der Arbeit	16
2	Prüfeinrichtungen	17
2.1	Prüfstand I	17
2.2	Prüfstand II und III	18
2.3	Prüfstand IV	18
2.3.1	Grundprinzip	19
2.3.2	Konstruktiver Aufbau	19
2.4	Beaufschlagungseinrichtung I - sauberer Kühlschmierstoff	20
2.4.1	Grundprinzip	21
2.4.2	Konstruktiver Aufbau	21
2.5	Beaufschlagungseinrichtung II - niederviskose Öle	22
2.6	Beaufschlagungseinrichtung III - Dickstoff	22
2.6.1	Grundprinzip	23
2.6.2	Konstruktiver Aufbau	25
2.7	Beaufschlagungseinrichtung IV - trockene Feststoffpartikel	25
2.7.1	Grundprinzip	26
2.7.2	Konstruktiver Aufbau	27
2.8	Hilfsaggregate	28
2.8.1	Rückförderpumpe I	29
2.8.2	Rückförderpumpe II	29
2.8.3	Luftdurchsatzmessgerät	30
3	Messwerterfassung und Versuchsbedingungen	31
3.1	Messwerterfassung	31
3.1.1	Drehzahl	31
3.1.2	Druck	31
3.1.3	Temperatur	32

3.1.4	Volumenstrom	32
3.1.5	Visuelle Beobachtung	33
3.2	Allgemeine Versuchsbedingungen	33
3.2.1	Beaufschlagungsbedingungen	34
3.3	Versuchsdurchführung / Versuchsprogramm	35
4	Sperrluftdichtsysteme für Wellendurchmesser bis 150 mm	37
4.1	Dichtwirkung	37
4.1.1	Überflutete Dichtstellen	37
4.1.2	Flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen	40
4.2	Flüssigkeitsdruck	44
4.2.1	Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches	44
4.2.2	Einfluss der Beaufschlagungsart	51
4.2.3	Drehzahleinfluss	56
4.3	Sperrluftdruckaufbau	58
4.3.1	Berechnungsgrundlagen	58
4.3.2	Gestaltung der Sperrluft - Drosselspalte	67
4.3.3	Gestaltung der Sperrlufteinleitung	74
4.3.4	Gestaltung der Sperrluftzuführung	78
4.4	Kombinierte Fangkammer - Sperrluftdichtsysteme	81
4.5	Schlussfolgerungen - Auslegung von Sperrluftdichtsystemen	88
5	Abdichtung von Feststoff - Flüssigkeitsgemischen	93
5.1	Fangkammerdichtsysteme	93
5.1.1	Eingangsbereich	93
5.1.2	Innenbereich	101
6	Abdichtung trockener Feststoffpartikel	116
6.1	Fangkammerdichtsysteme	117
6.2	Sperrluftdichtsysteme	123
6.2.1	Feststoffpartikel im Drosselspalt	123
6.2.2	Einfluss der Sperrluft auf die Dichtwirkung	125
6.2.3	Einfluss der Drosselspalhöhe	127
6.2.4	Einfluss des Dichtungseingangsbereiches	131
7	Zusammenfassung	135
8	Literatur	138

Bezeichnungen

Formelzeichen

A	mm ²	Fläche
b	mm	Breite
D	mm	Wellendurchmesser
d	mm	Durchmesser
e	mm	Exzentrizität; Spalthöhe des Stirnflächenspaltes
f	Hz	Frequenz
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h	mm	Spalthöhe des zylindrischen Ringspaltes
Δh	mm	Höhendifferenz
K	-	Kompressionsglied
l	mm	Spalllänge
M	Nm	Moment
\dot{m}	g/s	Massenstrom
n	1/min	Drehzahl
$n \cdot d_m$	mm/min	Lager - Drehzahlkennwert
P	kW	Leistung
p	hPa	Druck
Δp	hPa	Druckdifferenz
Re	-	Reynoldszahl
R	-	Radienverhältnis
R	J/(kg · K)	spezifische Gaskonstante
r	mm	Radius
S	-	Sicherheitsbeiwert
Ta	-	Taylorzahl
T	°K	Temperatur
t	mm	Tiefe
U	mm	Umfang
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
V	Liter	Volumen
\dot{V}	l/min	Volumenstrom
v	m/s	Geschwindigkeit
\bar{w}	m/s	mittlere Geschwindigkeit
x	mm	axiale Koordinate
z	-	Anzahl
β	-	Druckverhältnis
ε	-	relative Exzentrizität
η	mPa · s	dynamische Viskosität
φ	grd; -	Winkel; Geometriefaktor
ϑ	°C	Temperatur
λ	-	Rohrreibungszahl

ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
ζ	-	Widerstandsbeiwert
\Re	$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^4)$	Spaltwiderstand

Indizes

<i>amb</i>	bei Umgebungsbedingungen
<i>D</i>	Drossel
<i>d</i>	dichtwirksam
<i>dyn</i>	dynamisch
<i>E</i>	eingangsseitig
<i>F</i>	Flüssigkeit
<i>Grenz</i>	Grenze
<i>ges</i>	gesamt
<i>h</i>	hydraulisch
<i>i</i>	Ordnungsnummer; innen
<i>K</i>	Fangkammer
<i>krit</i>	kritisch
<i>L</i>	Luft; lagerseitig
<i>max</i>	Maximum
<i>m</i>	mittig
<i>N</i>	Nut
<i>n</i>	Normbedingungen
<i>Ring</i>	Ringspalt
<i>Stirn</i>	Stirnfläche
<i>st</i>	statisch
<i>zuf</i>	Zuführung
0	Zustand vor dem Drosselspalteintritt
1, 2	Zustand am Spaltende
ω	Rotation

Abkürzungen

BFWD	Berührungsfreie Wellendichtung
HK	Halbkreis
HSK	Hohlschaftkegel
IMA	Institut für Maschinenelemente
KSS	Kühlschmierstoff
MFC	Mass Flow Controller
MFM	Mass Flow Meter
MID	Magnetisch Induktive Durchflussmesser
PTFE	Polytetrafluorethylen
VK	Vollkreis
VDW	Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V.
WZM	Werkzeugmaschinen

1 Einleitung

In diesem Kapitel wird ausgehend von allgemeinen Betrachtungen, über den Stand von Forschung und Technik, auf die Problemstellung und die Ziele der Arbeit eingegangen.

1.1 Allgemeines

Die allgemeinen, konstruktiven Anforderungen an moderne Werkzeugmaschinen werden nach Weck /1/ im wesentlichen von drei äußeren Einflussfaktoren bestimmt. Sie müssen den behördlichen Vorschriften entsprechen, eine wirtschaftliche Arbeitsweise sicherstellen und vor allem höchste Anforderungen an das Fertigungsverfahren erfüllen. Die damit verbundene erzielbare Fertigungsgenauigkeit, Oberflächengüte usw. hängt dabei wesentlich vom mechanischen Verhalten der im Kraftfluss liegenden Baugruppen ab. Die Werkzeugmaschinenspindel mit ihren empfindlichen Spindellagern ist eine dieser wichtigen, im Kraftfluss liegenden Baugruppen. Sie hat einen großen Einfluss auf das statische und dynamische Verhalten der Werkzeugmaschine und bestimmt damit deren Produktivität.

Die heute hauptsächlich berührungsfreie, arbeitsseitige Abdichtung der Werkzeugmaschinenspindel ist ein besonders kritisches Funktionselement. Sie muss die empfindlichen Spindellager so gut gegen die unwirtlichen Bedingungen im Arbeitsraum abschirmen, dass sie keinen Schaden erleiden. Die Anforderungen sind hoch. Es ist zu verhindern, dass Kühlschmierstoff, Staub oder Späne - „Schmutz“ - , auch nicht in geringsten Mengen, an die Spindellager gelangt. Dies muss zuverlässig über lange Zeit, berührungsfrei, auf kleinem Bauraum und kostengünstig sichergestellt werden.

In einer von Spur /2/ durchgeführten Analyse der Schäden an Hauptspindellagern wird angegeben, dass jährlich bei rund 10% aller eingesetzten Spindeln Lagerschäden auftreten. Von Maschinenanwendern werden dabei 75% der Schäden auf mangelhafte Schmierung zurückgeführt. Eine unzureichende Funktion der arbeitsseitigen Spindelabdichtung ermöglicht das Eindringen von Kühlschmierstoff und Schmutz in die Spindellager und durch die Lager strömende Luft. Die unzureichende Dichtwirkung der arbeitsseitigen Spindelabdichtung ist damit die Hauptursache für diese Ausfälle. Die arbeitsseitige Spindelabdichtung hat demzufolge einen entscheidenden Einfluss auf die Betriebssicherheit und die Gebrauchsdauer der Spindellagerung und damit auf die Produktivität der gesamten Werkzeugmaschine.

Durch den Einsatz moderner Hochleistungsschneidstoffe werden auf modernen Werkzeugmaschinen immer höhere Zerspanungsleistungen ermöglicht. Die dabei notwendige, bessere Schmierung, Kühlung und Säuberung wird unter anderem durch höhere Drücke bei der Zufuhr der Kühlschmierstoffe sichergestellt.

Dies führt mit dem höheren Späneanfall zu weiter steigenden Anforderungen an die arbeitsseitige Spindelabdichtung. Außerdem werden bei den realisierten hohen Spindeldrehzahlen die zu schützenden Tribologischen Systeme immer „ausgereizter“ und damit empfindlicher. Gleichzeitig wird auch noch eine höhere Lebensdauer erwartet.

Der zunehmende Einsatz umweltfreundlicher Technologien, wie z. B. die Trockenbearbeitung oder Minimalmengenschmierung bei der spanenden Bearbeitung, führt zu neuen Anforderungen an die Spindelabdichtung. Im Arbeitsraum treten in großem Umfang nahezu trockene Späne und Metallstäube auf, die zuverlässig von den empfindlichen Spindellagern fern gehalten werden müssen.

Diese neuen und weiter steigenden Anforderungen an die Spindelabdichtung, sowie die bekannten Schäden an Spindellagern haben zu den in dieser Arbeit dargestellten Untersuchungen geführt.

1.2 Stand von Forschung und Technik

Berührungsfreie Wellendichtungen BFWD werden u. a. zur Abdichtung flüssigkeitsbespritzter oder schwallartig überfluteter Dichtstellen eingesetzt. Die physikalischen Vorgänge in den Dichtspalten und Dichtkammern sind komplex. In Abhängigkeit von den Beaufschlagungsbedingungen treten unterschiedliche Strömungsvorgänge im Innenbereich der BFWD auf, die die Dichtwirkung stark beeinflussen.

Erste Analysen dieser Strömungsvorgänge wurden vermutlich von Wankel in den 30er Jahren durchgeführt. Durch Wankels physikalisch begründete Vorstellung der Flüssigkeitsbewegung, entstanden in konstruktionssystematischer Vorgehensweise Gestaltungsvorschläge für Fanglabyrinthdichtungen, Bild 1.1. Wankel machte die Wirksamkeit seiner „Refundo“ - Fanglabyrinthdichtung an einem transparenten Demonstrationsmodell sichtbar. Er fand in der Fachwelt jedoch kaum Beachtung. Die unveröffentlichte Arbeit von Wankel wurde bereits 1949 von Trutnovsky in /12/ und später in weiteren Veröffentlichungen, /16/ /19/ /20/ /23/ /29/, aufgegriffen.

Udovenko /18/ veröffentlichte 1968 Versuchsergebnisse von „Abspritzhilfen“. Aus der Welle ragende „Spritzscheiben“ erwiesen sich als wirksam, Eindrehungen in der Welle waren weniger wirksam, einen auf der Welle befindlichen Ölfilm abzuschleudern. Leyer /21/ stellt andeutungsweise die Bewegung des abgeschleuderten Fluids dar und hebt die Funktionen „Abspritzen“ und „Auffangen“ hervor.

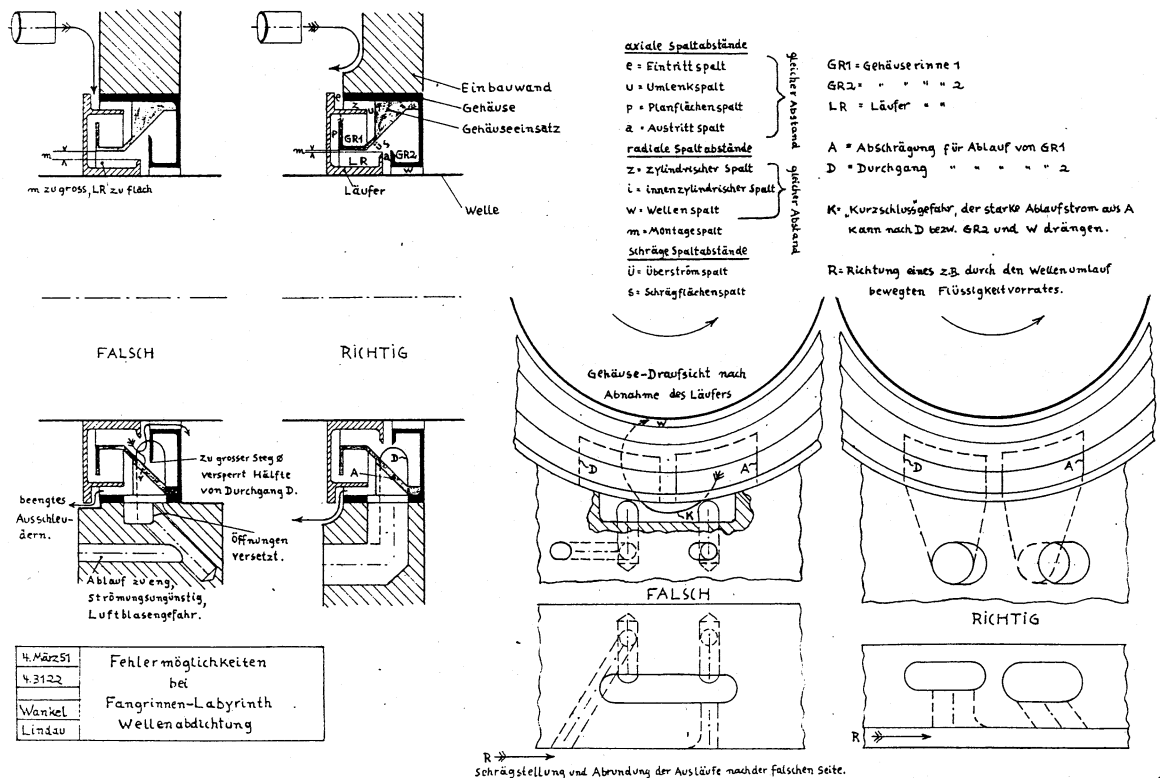
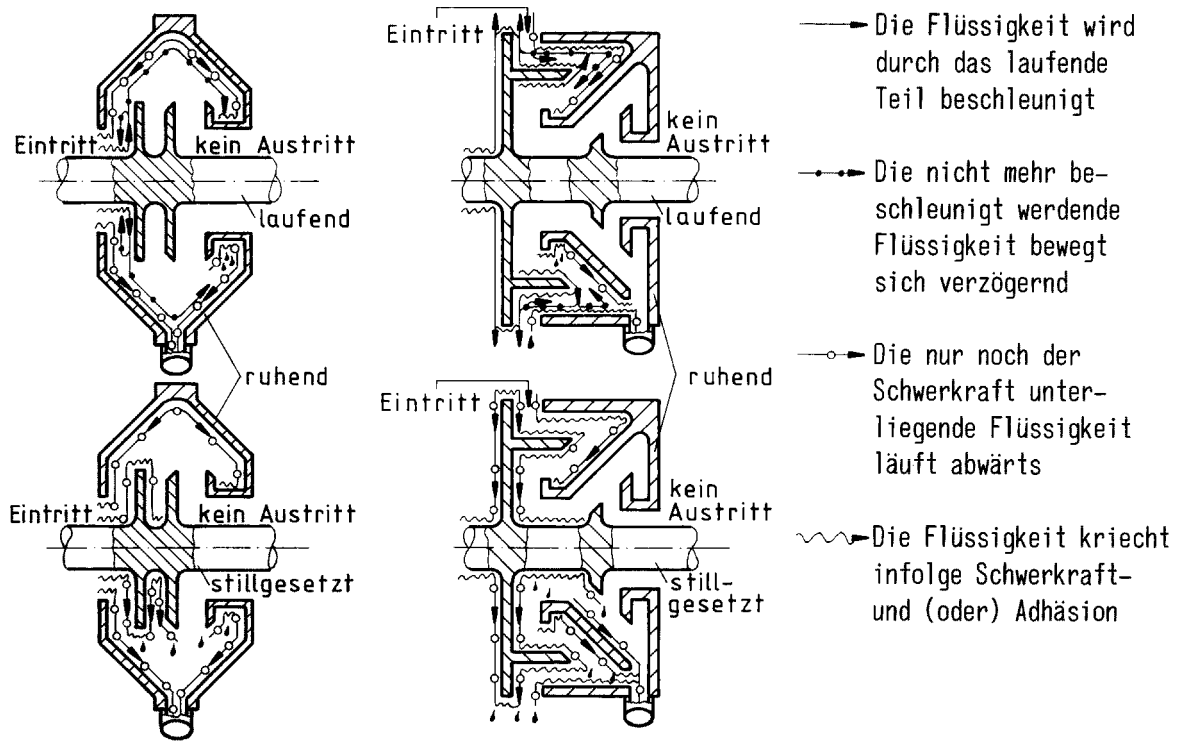


Bild 1.1 Originalzeichnungen von F. Wankel /11/; Mögliche Fanglabyrinthgestaltung und Flüssigkeitsbewegung - Bild oben; Fehlermöglichkeiten bei der Fanglabyrinthgestaltung - Bild unten

Die allgemein bekannten Bauformen von BFWD werden meist unter dem Oberbegriff „Schutzdichtungen“ beschrieben, /10/ /12/ /14/ /16/ /17/ /22/ /24/ /30/. Die Darstellungen beschränken sich fast immer auf die allgemeine Darstellung des Dichtungsaufbaus und manchmal auf die vermutete Wirkungsweise der Fangrinnen, Spritzscheiben und Spalte. Vereinzelt wird auf die mangelhafte Abdichtwirkung bei stehender Welle hingewiesen oder gar Undichtigkeit generell vorausgesetzt /27/. In Literaturstellen zu BFWD in Werkzeugmaschinen sind ebenfalls überwiegend allgemeine Beschreibungen der Funktionsweise enthalten, /26/ /32/-/44/ /52/ /54/, obwohl sie dort schon seit langem zur Spindelabdichtung eingesetzt werden.

Einen wichtigen Beitrag zum Verständnis der komplexen Vorgänge in flüssigkeitsbespritzten, berührungsfreien Wellendichtungen lieferten Haas und Müller in /3/, /4/ und /5/ 1984, '86 und '90. Sie berichten erstmals über ausführliche Untersuchungen an Fanglabyrinthdichtungen. Die Gestaltung der untersuchten Fanglabyrinth basierte auf den Gedanken Wankels. Ebenfalls beschrieben werden Untersuchungen an handelsüblichen, berührungsfreien Dichtsystemen. Aus den experimentellen Untersuchungen zur Dichtwirkung, zum Reibungs- und Strömungsverhalten werden grundsätzliche, experimentell abgesicherte Konstruktionsregeln abgeleitet. Haas /4/ bestimmte auch erstmals die von BFWD eigeninduzierte Luftförderung durch ihre offenen Spalte und Kanäle. Als Versuchsfluid wurde sauberes, unlegiertes Mineralöl mit einer Viskosität von $\eta \leq 30 \text{ mPa s}$ verwendet.

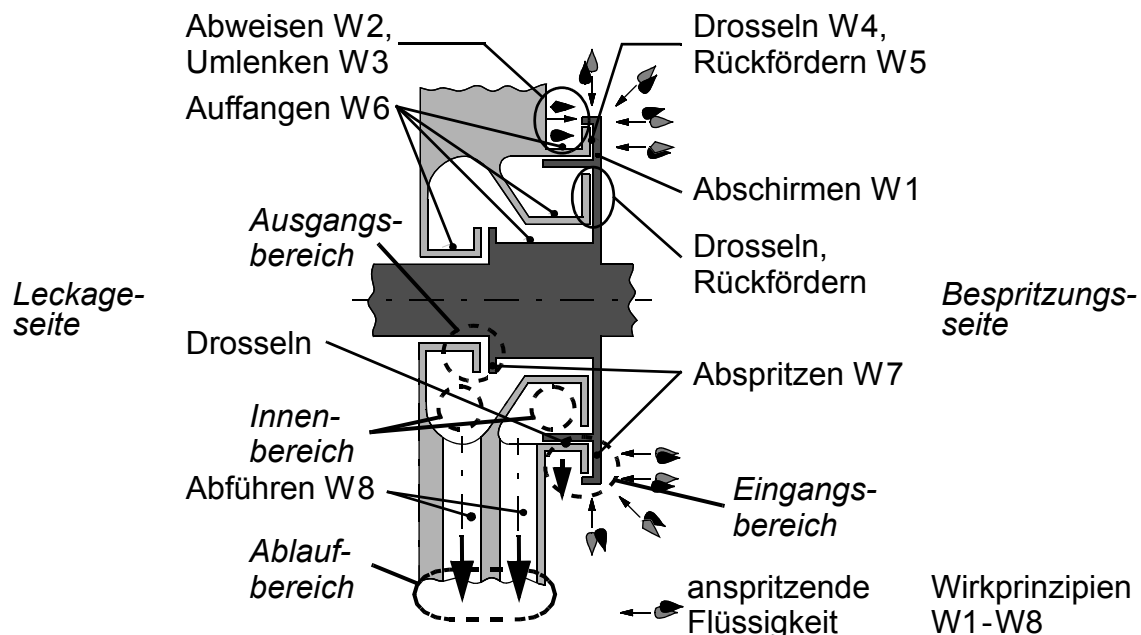


Bild 1.2 Wirkprinzipien und Funktionsbereiche eines Fanglabyrinthes

Aufbauend auf den Erkenntnissen von Haas führte Fritz umfangreiche Untersuchungen zur berührungsfreien Abdichtung von Kühlschmierstoffen auf Wasserbasis (KSS) und niederviskosen Spindelölen ($\eta \leq 10 \text{ mPa s}$) durch. Fritz, Haas und Müller veröffentlichten 1991 einen Konstruktionskatalog zur Gestaltung von berührungsfreien Spin-

delabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau /6/. Sie stellen die acht Wirkprinzipien von Fanglabyrinthdichtungen vor und geben Richtlinien bzw. Konstruktionsbeispiele für deren Gestaltung an. Fritz experimentierte auch erstmals mit dem Hilfsfluid „Sperrluft“ zur Unterstützung der Dichtwirkung /7/. Bild 1.2 zeigt die acht Wirkprinzipien W1-W8 und die Funktionsbereiche eines Fanglabyrinthes.

Stanger /8/ verifizierte die Erkenntnisse von Fritz auf kleine Spindeln bei beliebiger, im Betrieb veränderlicher Spindelachse im Raum. Die Zielsetzung, kleine Wellendurchmesser mit möglichst geringem Bauraumbedarf berührungsfrei abzudichten, wurde durch den Einsatz des Hilfsfluids „Sperrluft“ erreicht. Stanger schuf Auslegungs-, Berechnungs- und Konstruktionsrichtlinien für Sperrluftdichtungen bei kleinen Wellendurchmessern ($\varnothing \leq 30 \text{ mm}$). Er untersuchte auch Einsatzmöglichkeiten für berührende und abhebende Dichtelemente. Sein Versuchsfluid war ebenfalls sauberer, wasser-mischbarer Kühlschmierstoff ($\eta \approx 1 \text{ mPa s}$).

Die Hersteller handelsüblicher, berührungsfreier Dichtelemente beschreiben das Dichtverhalten nur qualitativ und geben einige Einbau- bzw. Einsatzempfehlungen, /60/ - /72/. Eine Zusammenstellung der derzeit am Markt erhältlichen, berührungsfreien Dichtsysteme zeigt Bild 1.3. Diese Dichtelemente sind sehr unterschiedlich in ihrer Konzeption, dem Bauraum und dem Einsatzgebiet und zeigen dementsprechend eine sehr unterschiedliche Dichtwirkung. Die Dichtelemente K und L /69/ zeigen nach Untersuchungen von Stanger /8/, Fritz /7/ und Haas /4/ die beste Dichtwirkung. Bei den Elementen H, N, O, P und Q (/68/ /70/ /71/ /72/) sind die rotierenden Dichtungsteile aus PTFE-Compound gefertigt und erwiesen sich im Versuch als instabil /73/. Dies hat ein Anstreifen der rotierenden Dichtungsteile zur Folge, bei dem es zum Teil zu erheblicher PTFE-Staubbildung auch auf der Lagerseite der Dichtelemente kommt.

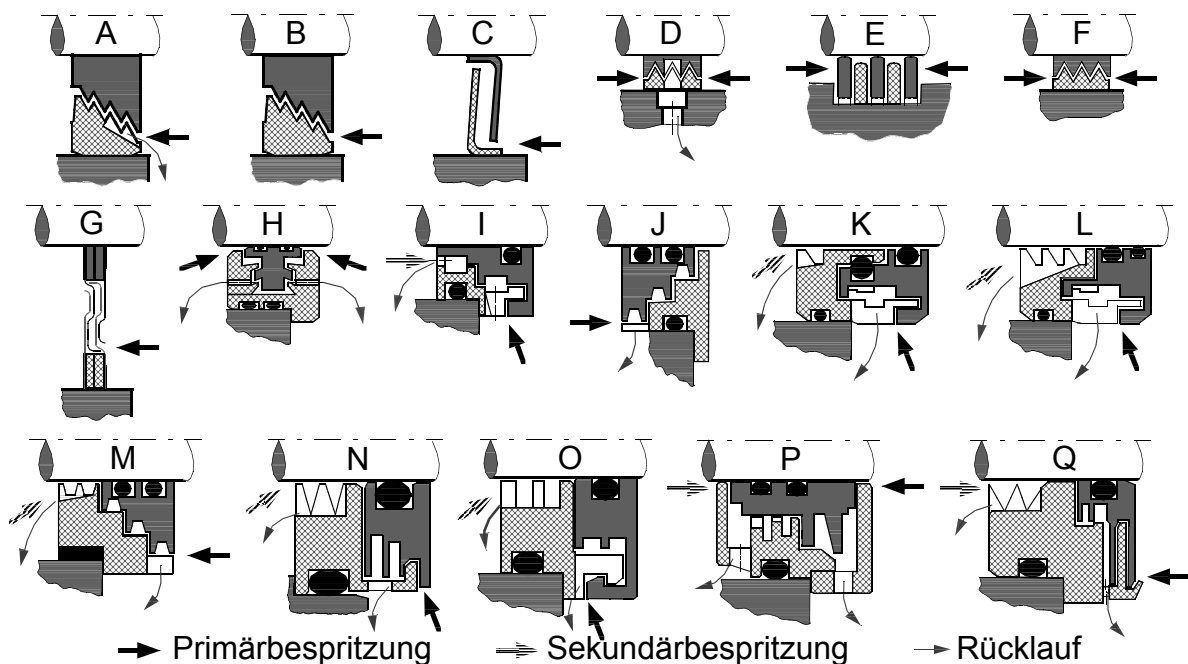


Bild 1.3 Derzeit handelsübliche berührungsfreie Dichtelemente

In einer 1996 vom Verfasser der vorliegenden Arbeit durchgeführten Recherche bei Werkzeugmaschinenherstellern wurde festgestellt, dass handelsübliche Dichtelemente bei der Abdichtung von Werkzeugmaschinen spindeln eine untergeordnete Rolle spielen. Die berührungsfreien Dichtsysteme werden meist vom Maschinenhersteller selbst konstruiert und direkt in die Umbauteile Spindel und Gehäuse integriert.

Bei Anwendern von berührungsfreien Dichtsystemen ist häufig eine große Verunsicherung festzustellen, wie sich die berührungsfreien Dichtsysteme unterscheiden, für welche Einsatzbedingungen sie geeignet sind und was für eine Dichtwirkung prinzipbedingt möglich ist. Ursache dafür ist die Unkenntnis über die Einteilung bzw. eine fehlende systematische Differenzierung von BFWD. Haas /9/ liefert einen wichtigen Beitrag zur Einteilung berührungsfreier Dichtungen, Bild 1.4.

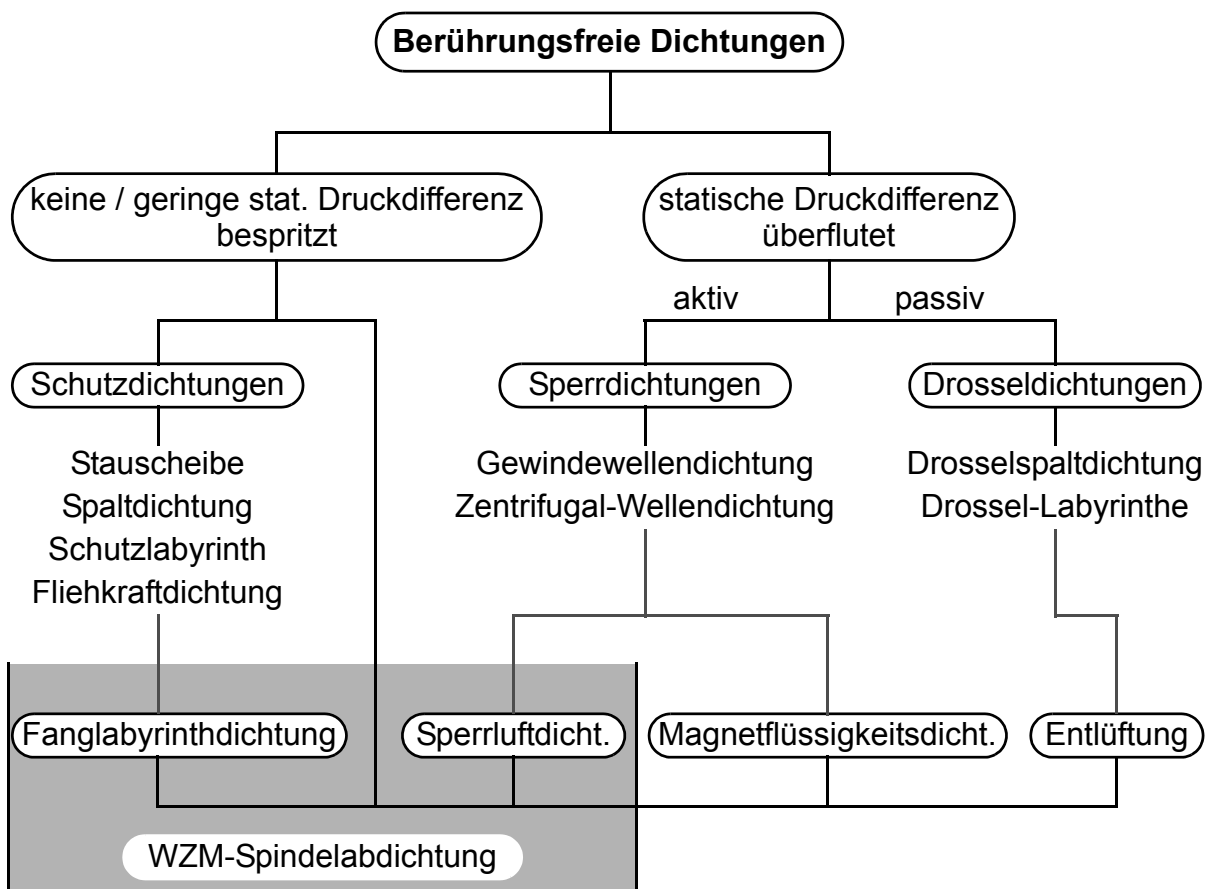


Bild 1.4 Differenzierung berührungsfreier Dichtungen

BFWD werden in zwei große Gruppen eingeteilt. Die erste Gruppe dichtet keine statischen Druckdifferenzen ab. Sie werden vom abzudichtenden Fluid bespritzt oder schwallartig überflutet. In der zweiten Gruppe werden überflutete und unter statischer Druckdifferenz stehende Dichtstellen berührungsfrei abgedichtet. Dies erfolgt entweder aktiv oder passiv, d. h. mit oder ohne Unterstützung der Dichtwirkung durch die Relativbewegung der Dichtflächen bzw. Unterstützung durch Hilfsfluide, wie beispielsweise Druckluft oder Sperrflüssigkeiten. Diese Dichtungen mit aktivem

Dichtmechanismen werden als Sperrdichtungen bezeichnet. Sie weisen bei entsprechender Gestaltung im dynamischen Betrieb keine Leckage auf. Ohne aktiven Dichtmechanismus werden BFD zur Druckabdichtung als Drosseldichtungen bezeichnet. Sie weisen prinzipbedingt im statischen und dynamischen Betrieb Leckage auf. Bei Drosseldichtungen ist eine rechnerische Abschätzung des Leckagestroms möglich. Dabei muss zwischen laminarer und turbulenter Strömung, sowie zwischen kompressiblem und inkompressiblem Fluid unterschieden werden. Berechnungsverfahren und experimentelle Untersuchungsergebnisse sind in der Literatur beschrieben (/5/ /29/ /74/ /75/ /76/).

Zu den berührungsfreien Dichtsystemen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen gehören die Fanglabyrinthdichtungen. Durch Integration der acht Wirkprinzipien W1 - W8 (siehe Bild 1.2) ist es möglich, flüssigkeitsbespritzte oder nur kurzzeitig (schwallartig) überflutete Dichtstellen im statischen und dynamischen Betrieb „technisch dicht“ zu bekommen. Technische Dichtheit bedeutet dabei kein Abtropfen der Flüssigkeit auf der Leckageseite der Dichtung. Durch ihre offenen und nicht vollständig flüssigkeitsgefüllten Kanäle und Spalte, können Fanglabyrinthdichtungen prinzipbedingt nicht gasdicht sein. Werden nicht alle acht Wirkprinzipien in ein berührungsfreies Dichtsystem integriert, wird deren Abdichtwirkung reduziert. Unter starker Flüssigkeitsbespritzung sind solche Dichtsysteme nicht technisch dicht. Sie sind für „einfachere“ Abdichtaufgaben gedacht und werden als berührungsfreie Schutzdichtungen bezeichnet. Zur Verbesserung der Dichtwirkung können sie mit Zusatzelementen kombiniert werden. Mögliche Zusatzelemente sind dabei abhebende Dichtelemente (z.B. der V-Ring), das aktive Hilfsfluid Sperrluft oder die Magnetflüssigkeitsdichtung. Berührungsfreie Dichtsysteme für Werkzeugmaschinen spindeln gehören zu dieser Gruppe.

1.2.1 Berührungsfreie Wellendichtsysteme für Werkzeugmaschinen spindeln

Die arbeitsseitige Spindelabdichtung in Werkzeugmaschinen muss bei Stillstand und bei Rotation der Spindel ihre Funktion erfüllen. Dabei muss sie unterschiedlichen Betriebsbedingungen gerecht werden. Die Art der Lagerschmierung, die Raumlage der Spindel und die Beaufschlagungsbedingungen bestimmen dabei die benötigte Abdichtfunktion. Bei ölgeschmierten Spindellagern ist neben dem Zurückhalten von Kühlschmierstoff und Feststoffen aus dem Arbeitsraum, der Austritt des zur Schmierung eingesetzten Öles zu verhindern. Konstruktionsempfehlungen für die Gestaltung der Ölschmierung, der ölseitigen Dichtung und der Ölrückführung werden in der Literatur hinreichend beschrieben. Exemplarisch seien die Arbeiten von Fritz, Haas und Müller /6/, Moser /13/, Burkhardt /15/, Lizogub /25/ /28/, Dahlke /57/, Göke /58/ und die Firmenschriften /38/ /50/ genannt. Die Öleinspritzschmierung - „Kühlschmierung“ - der Spindellager verliert jedoch in zunehmendem Maße an Bedeutung. Moderne Hybridspindellager mit Öl-Minimalmengenschmierung ermöglichen heute Drehzahl-

kennwerte von $n \cdot d_m \leq 3 \times 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}^1$, bei einer benötigten Ölmenge von $0,2 \dots 0,5 \text{ cm}^3/\text{h}$ /38/. Bei der Kühlschmierung eines vergleichbaren Stahllagers im Durchmesserbereich 50...120 mm werden zum Vergleich 1,1...4,2 l/min Öl benötigt /38/. Die Anforderungen an die ölseitige Dichtung und die Ölrückführung sind entsprechend gering.

Durch die Entwicklung neuer Wälzlagerstähle und Hochgeschwindigkeits-Schmierfette sind bei fettgeschmierten Hybridspindellagern heute bereits Drehzahlkennwerte von $n \cdot d_m \leq 1,8 \times 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}^1$ möglich, /38/. Bei der wesentlich wirtschaftlicheren Fettschmierung der Spindellager wird der Schmierstoff durch geeignet gestaltete Fettkammern am Lager gehalten. Diese Fettkammern stellen die Schmierung sicher und verhindern das Austreten des Schmierfettes. Moderne Spindellager sind bereits mit in die Lager integrierten Fettkammern erhältlich, z.B. /54/ /55/ /56/, bzw. werden in der Literatur Richtlinien für deren Gestaltung angegeben /77/. Bei der Fettschmierung weisen Lagerhersteller darauf hin, dass ein Luftdurchzug durch fettgeschmierte Lager vermieden werden muss. Es wird befürchtet, dass das Schmierfett austrocknet bzw. aus dem Lager ausgeblasen werden kann /39/. Untersuchungen, wann ein Luftstrom die Fettschmierung beeinträchtigt bzw. Angaben über maximal zulässige Luftströme werden in der Literatur nicht beschrieben. In einzelnen Spindelkonstruktionen wird zur Kühlung der fettgeschmierten Lager sogar bewusst ein Luftstrom durch sie geleitet, /41/ /42/. Dies verdeutlicht, dass bezüglich der Wirkung eines durch die Lager strömenden Luftstroms erhebliche Unsicherheiten bestehen. Als Hauptfunktion der Spindelabdichtung ist folglich das Eindringen von Flüssigkeiten und Feststoffen zu verhindern und der Luftstrom durch die Lager so gering wie möglich zu halten.

Die Lagerhersteller geben Empfehlungen für Spindeldichtsysteme, z.B. /45/ /52/ /53/ /54/ /55/, ohne auf ihre Funktionsweise und Anwendungsgrenzen einzugehen, Bild 1.5. Häufig werden „Labyrinth“ empfohlen in denen nicht alle acht Wirkprinzipien integriert sind. Dadurch wird auf Dichtsicherheit verzichtet, bzw. sind diese Dichtsysteme nur für weniger kritische Beaufschlagungsbedingungen als starke Flüssigkeitsbespritzung geeignet.

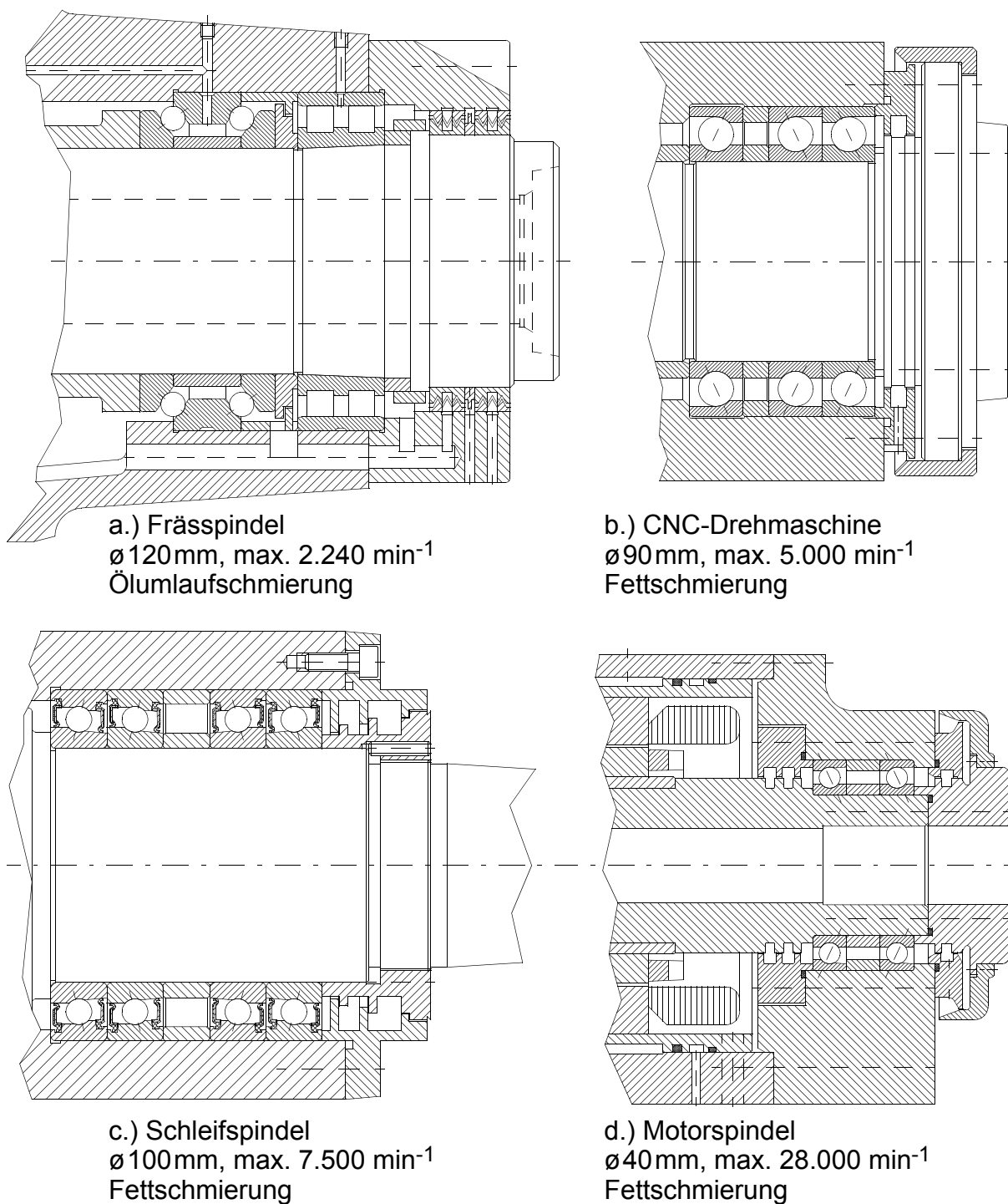


Bild 1.5 Von Lagerherstellern empfohlene Spindeldichtsysteme

Fritz, Haas und Müller /6/ geben Richtlinien an, die bei der Gestaltung berührungsfreier Spindeldichtsysteme zu berücksichtigen sind. Zentrales Element ist die Fanglabyrinthdichtung, die durch Integration der acht Wirkprinzipien flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen technisch dicht halten kann, Bild 1.6. Sie geben auch Gestaltungshinweise für die einzelnen Funktionsbereiche der Fanglabyrinthdichtung in Abhängigkeit von der Raumlage der Spindel und von den Beaufschlagungsbedingungen.

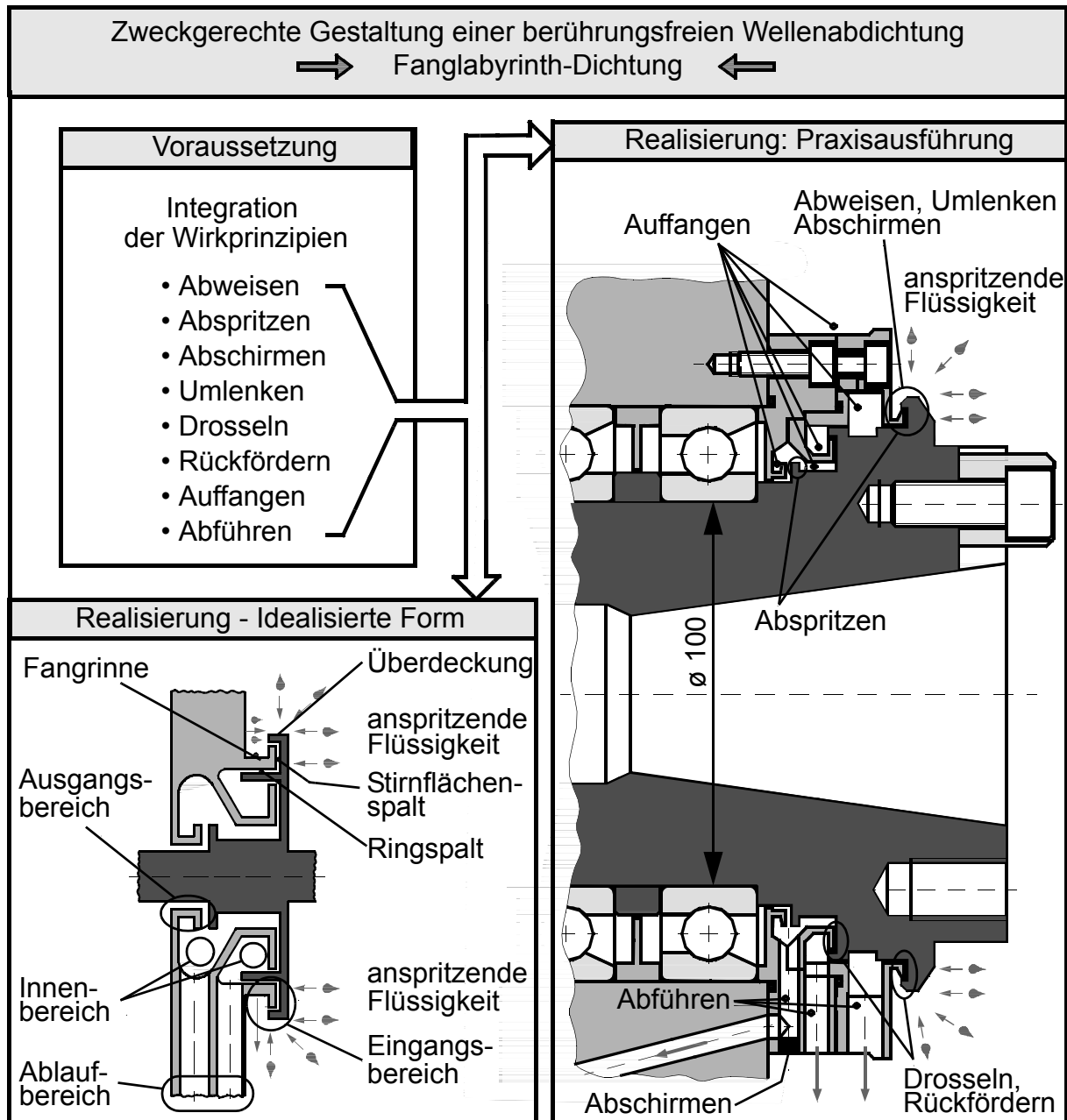


Bild 1.6 Gestaltung einer Fanglabyrinthdichtung nach /6/ - Integration der acht Wirkprinzipien

Bei Fanglabyrinthdichtungen wird zwischen den Funktionsbereichen Eingangsbereich, Innenbereich, Ablaufbereich und Ausgangsbereich unterschieden. Im Eingangsbereich treffen die abzudichtenden Flüssigkeitsstrahlen auf das Dichtsystem auf. Hier muss die anspritzende Flüssigkeit möglichst gut abgewiesen, abgeschleudert, umgelenkt und abgeschirmt werden. Über die Gestaltung des Eingangsbereichs wird die Menge der in die Fanglabyrinthdichtung eindringenden Flüssigkeit wesentlich beeinflusst. Diese auch als Eindringstrom bezeichnete Flüssigkeitsmenge wird im Innenbereich durch die Wandreibung gedrosselt bzw. zurückgefördert, umgelenkt und von der rotierenden Welle abgeschleudert. Die Rückförderung der Flüssigkeit erfolgt durch den Fliehkrafteinfluss in Stirnflächenspalten bei Rotation der Spindel. In den stationären Fangrinnen im Innenbereich wird die Flüssigkeit aufgefangen und dem Ablaufbereich zugeführt. Die Flüssigkeit gelangt durch die Schwerkraft oder geeignete Saugpumpen über Rücklaufkanäle aus dem Ablaufbereich in den Bespritzungsraum zurück. Diese abgeführte Flüssigkeit wird als Rücklaufstrom bezeichnet. Solange die Fanglabyrinthdichtung nicht überfordert und technisch dicht ist, d.h. keine Flüssigkeitsleckage im Ausgangsbereich auftritt, ist der Rücklaufstrom gleich dem Eindringstrom. Als Ausgangsbereich wird das leckageseitige Ende der Fanglabyrinthdichtung bezeichnet. In diesem Bereich muss verhindert werden, dass sich Flüssigkeitsbrücken infolge Adhäsion und Kohäsion bilden und damit Flüssigkeit in den Ausgangsspalt gelangt.

Eine richtig gestaltete Fanglabyrinthdichtung, in der alle acht Wirkprinzipien integriert sind, ist auch unter starker Flüssigkeitsbespritzung technisch dicht. Durch ihre offenen und nicht vollständig flüssigkeitsgefüllten Kanäle und Spalte ermöglichen Fanglabyrinthdichtungen jedoch einen Luftdurchzug. Dieser Luftstrom kann bei Rotation von der Dichtung selbst induziert werden, oder er wird dem Dichtsystem von außen aufgeprägt. Mit dem Luftstrom werden auch alle in ihm enthaltenen Schwebstoffe wie Flüssigkeitsdunst, Nebel, Dampf oder Staub transportiert. Durch eine gezielte Zufuhr von Luft kann der Luftdurchzug durch die Fanglabyrinthdichtung und damit auch eine mögliche Flüssigkeitsdunst- oder Staubleckage aktiv beeinflusst werden. Bei diesem „aktiv Belüften“ von Fanglabyrinthdichtungen ist jedoch darauf zu achten, dass der aktiv zugeführte Luftstrom die Lagerschmierung nicht negativ beeinflusst.

Neben den Fanglabyrinthdichtsystemen kann eine berührungsfreie Dichtwirkung auch durch das aktive Sperrfluid Druckluft erzeugt werden. Bei entsprechender geometrischer Gestaltung der Dichtsysteme wird die Dichtwirkung hauptsächlich durch das Dichtmittel Luft erzielt. Bei diesen sogenannten Sperrluftdichtsystemen gibt es keinen Eindringstrom in das Dichtsystem, der in den Bespritzungsraum zurückgeführt werden muss. Sperrluftdichtsysteme benötigen im Gegensatz zu Fanglabyrinthdichtungen nicht die Schwerkraft und sind damit lageunabhängig. Die physikalischen Dichtmechanismen von Sperrluftdichtsystemen wurden von Stanger /8/ für kleine Spindeln mit einem Durchmesser $D \leq 30\text{mm}$ untersucht und experimentell abgesichert.

In Bild 1.7 ist die Funktion einer Sperrluftdichtung schematisch dargestellt. In einen Drosselspalt wird Luft unter Druck eingeleitet. Um einen gleichmäßigen Druckaufbau am Wellenumfang sicherzustellen, wird die Luft in eine Ringnut, die Sperrlufteinleitungs-
 nut, zugeführt. An der Einleitungsstelle baut sich ein Druck p_0 auf und die Luft strömt durch den Spalt in Spaltlängsrichtung ab. Dabei sinkt der statische Druck der Luft im Spalt auf den Umgebungsdruck $p_{1,2}$ am Spaltende ab, Bild 1.7 links. Durch Expansion erhöht sich die Strömungsgeschwindigkeit der Luft zum Spaltende. Wird ein Spaltende mit Flüssigkeit beaufschlagt, drängt der Druck bzw. der Impuls p_F die Flüssigkeit in den Spalt. Die Flüssigkeit dringt so weit in den Spalt ein, bis der örtlichen Sperrluftdruck gleich dem Flüssigkeitsdruck ist. Liegt dabei die Trennstelle Luft/Flüssigkeit vor der Sperrlufteinleitungs-
 nut, ist die Sperrluftdichtung dicht, Bild 1.7 rechts.

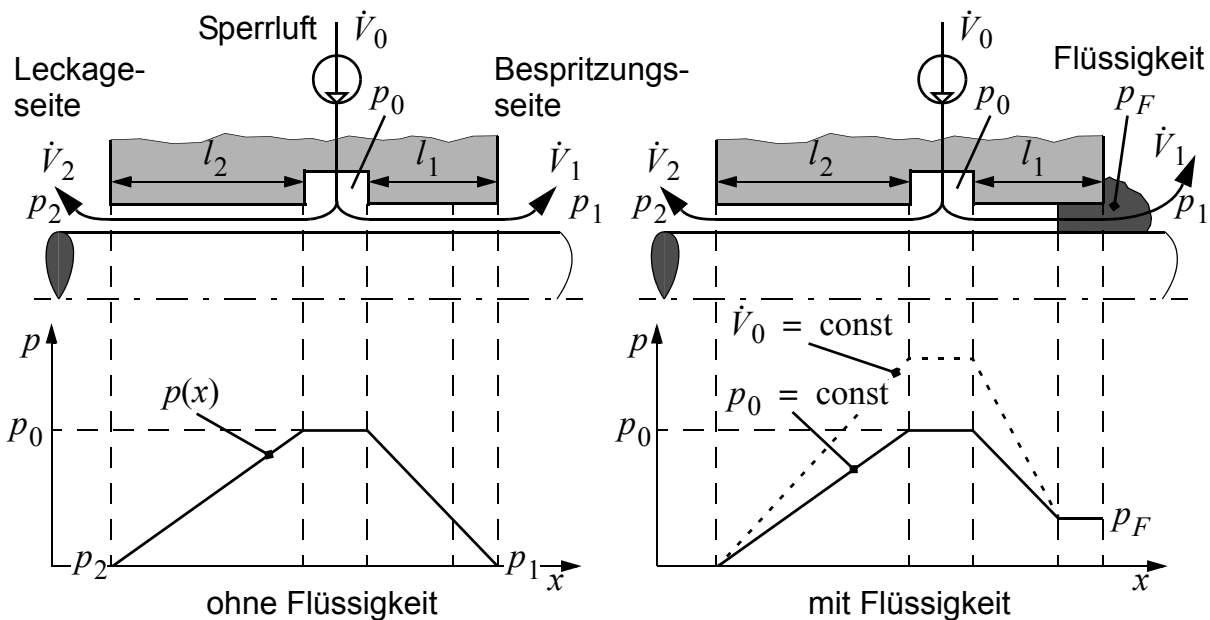


Bild 1.7 Funktion einer Sperrluftdichtung - schematisch

Steigt der Flüssigkeitsdruck auf den maximalen Sperrluftdruck $p(x)$ im Drosselspalt an, dringt die Flüssigkeit in die Sperrlufteinleitungs-
 nut vor und wird von dort durch die Sperrluft aktiv zur Leckage-seite befördert. Wird das Sperrluftdichtsystem mit konstantem Sperrluftdruck p_0 betrieben, ändert sich der Druckverlauf im Drosselspalt durch die Flüssigkeitsbeaufschlagung nicht. Wird dem Dichtsystem dagegen ein konstanter Sperrluftstrom \dot{V}_0 zugeführt, steigt bei Flüssigkeitsbeaufschlagung der Sperrluftdruck $p(x)$, da die Flüssigkeit den Drosselspalt teilweise verschließt und das Abströmen des Luftstromes \dot{V}_1 behindert. Der Betrieb eines Sperrluftdichtsystems mit einem konstanten Sperrluftstrom hat damit eine selbstverstärkende Dichtwirkung.

Sperrluftdichtsysteme haben im Vergleich zu Fanglabyrinthdichtsystemen Vor- und auch Nachteile. Zu den positiven Eigenschaften von Sperrluftdichtsystemen gehören:

- Lageunabhängig; In Sperrluftdichtsystemen gibt es keinen Eindringstrom der durch die Schwerkraft aufgefangen und zurückgeführt werden muss.
- Kleinbauend; Der Bauraum in radialer Richtung für Fangkammern entfällt.
- Verschmutzungsunempfindlich; Bei Sperrluftdichtsystemen gibt es keine Fangkammern und Rücklaufkanäle, die durch Feststoffablagerungen aus der abzudichtenden Flüssigkeit verstopfen können.
- Einstellbar; Die Dichtwirkung kann über den maximalen Sperrluftdruck im Drosselspalt an die Beaufschlagungsbedingungen angepasst werden.
- Berechenbar; Der zum Druckaufbau benötigte Sperrluftstrom kann über einfache Strömungsformeln berechnet werden.

Die Nachteile von Sperrluftdichtsystemen sind:

- Überwachungsbedürftig; Bei Ausfall der Sperrluft ist lediglich eine Drosselwirkung zu erzielen.
- Fettschädigend; Der zur Leckageseite abströmende Luftstrom \dot{V}_2 kann die Schmierung der Spindellager beeinträchtigen.
- Anstreif- bzw. Fressgefahr; Bei Sperrluftdichtsystemen sind enge Drosselspalte notwendig, um mit vertretbaren Luftströmen einen Druckaufbau im Drosselspalt zu ermöglichen.
- Hohe Betriebskosten; Die Erzeugung, Aufbereitung und Bereitstellung der benötigten, sauberen Druckluft ist durch die notwendigen Energie- und Aggregatskosten teuer.

In mehrspindeligen Bearbeitungseinheiten werden häufig sogenannte Kurzspindeln verwendet. Dicht nebeneinander liegend werden diese Spindeln unter anderem in Transferstrassen in der Automobilindustrie eingesetzt. In der DIN 69002 /79/ sind diese Kurzspindeln genormt, um die Formen- und Ausführungsvielfalt insbesondere in mehrspindeligen Bearbeitungseinheiten zu reduzieren. Die arbeitsseitige Spindelabdichtung dieser Kurzspindeln ist als Sperrluftdichtsystem ausgeführt. Dabei sind in der DIN 69002 die für die Funktion der Sperrluftdichtung erforderlichen Maße und Betriebsparameter festgelegt. Diese Kurzspindeln mit genormten Sperrluftdichtsystem werden mittlerweile seit ca. 10 Jahren eingesetzt. Berichte über eine unzureichende Dichtwirkung oder eine Schädigung der Lagerschmierung der fettgeschmierten Spindellager sind nicht bekannt. Das Bild 1.8 zeigt die Bauformen der genormten Kurzspindeln und die Spaltmaße bzw. eine Berechnung des Sperrluftverbrauchs für die größte genormte Kurzspindel, die Nenngröße 63x55. Unter geometrisch idealen Bedingungen ist bei dieser Baugröße ein Luftvolumenstrom $\dot{V}_0 = 7,8 \dots 21,1$ l/min notwendig, um den in der Norm geforderten Sperrluftdruck von $p_{LN} = 50$ hPa aufzubauen. Der lagerseitig abströmende „fettschädigende“ Luftstrom beträgt dabei $\dot{V}_2 = 3,3 \dots 8,9$ l/min.

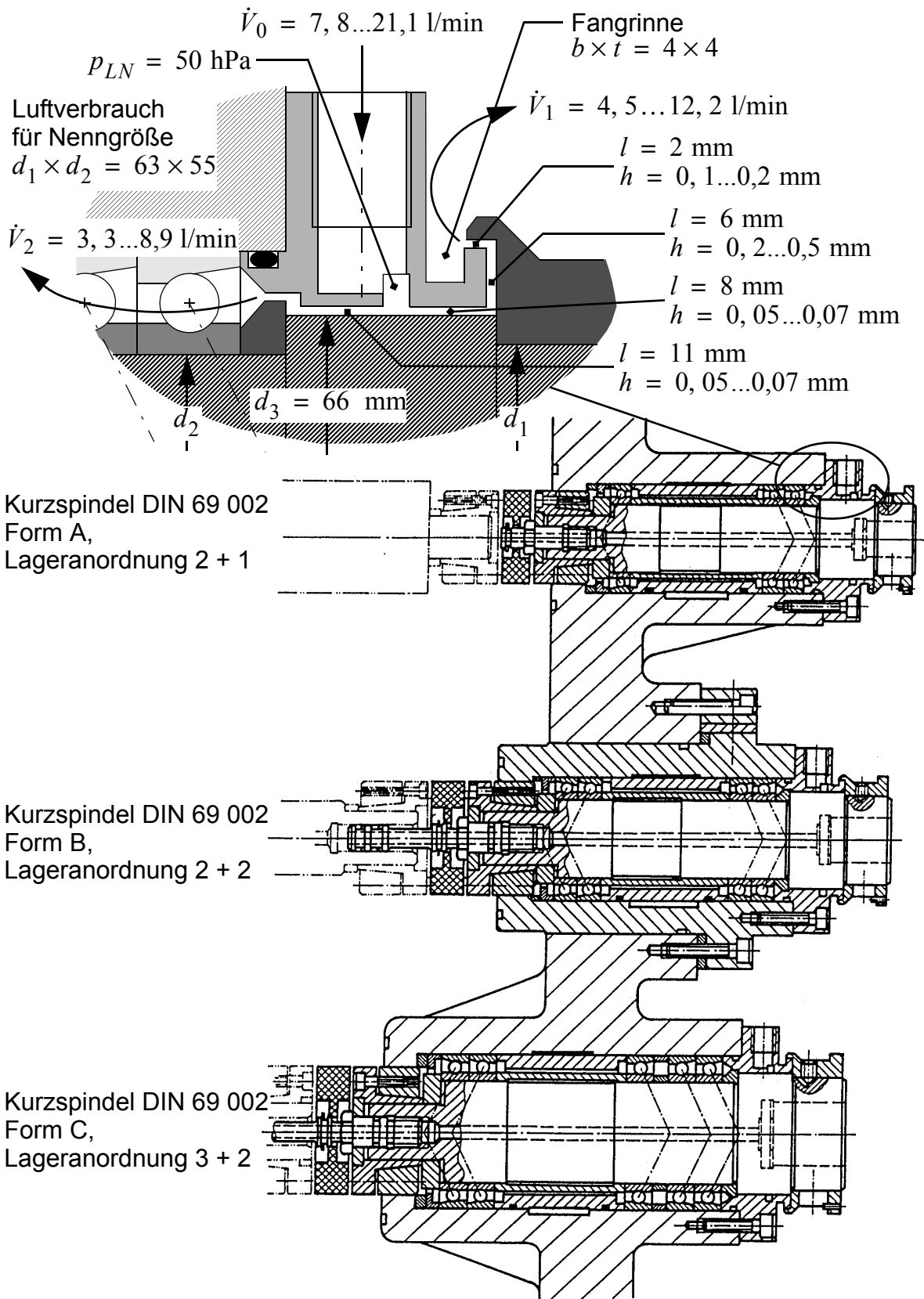


Bild 1.8 Kurzspindeln nach DIN 69 002 - Spaltmaße und berechneter Luftverbrauch für die Nenngröße 63 x 55

In der Praxis treten häufig Probleme mit der arbeitsseitigen Spindelabdichtung „bisher funktionierender Fanglabyrinth“ auf, wenn die Spindeldrehzahl gesteigert wird, der Kühlschmierstoffdruck erhöht oder neue Werkstücke mit einer anderen Bearbeitungsstrategie bearbeitet werden. Die unzureichende Dichtwirkung oder starke Verschmutzung der Fanglabyrinthdichtsysteme wird meist durch zusätzliche Fangkammern oder durch Druckluftzufuhr in eine Fangkammer bekämpft. Die erzielte Verbesserung ist in der Regel nur gering, die Komplexität und damit auch die Kosten der arbeitsseitigen Spindelabdichtung steigt jedoch stark an. In Bild 1.9 sind zwei Praxisausführungen von sperrluftunterstützten Fanglabyrinthdichtsystemen abgebildet.

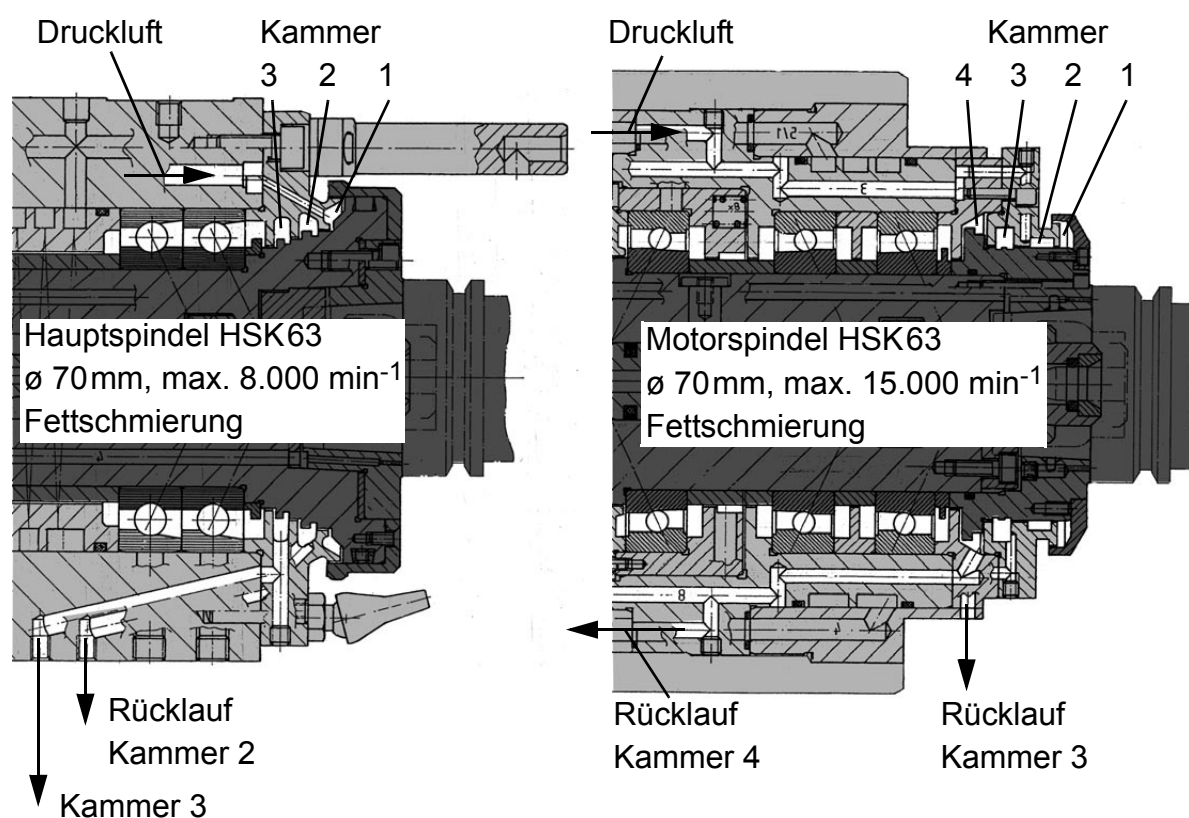


Bild 1.9 Praxisausführung von Fanglabyrinthdichtsystemen mit Sperrluftunterstützung

Für eine effiziente Verbesserung der Dichtwirkung von Fanglabyrinthdichtsystemen ist die Kenntnis des „Abdichtpotentials“ der einzelnen Funktionsbereiche notwendig. Auf Grund der komplexen Strömungsvorgänge können diese Dichtsysteme nur durch experimentelle Untersuchungen weiterentwickelt werden. Des weiteren fehlt es an Untersuchungen über das Verschmutzungsverhalten von Fanglabyrinthdichtsystemen bzw. den Einfluss von Feststoffen in der zurückzuhaltenden Flüssigkeit.

Der Trend in der Werkzeugmaschinenindustrie, wirtschaftlichere und umweltfreundliche Technologien wie die Trockenbearbeitung oder Minimalmengenschmierung bei der Zerspanung einzusetzen, stellt an die arbeitsseitige Spindelabdichtung gänzlich neue Anforderungen. Bei der benötigten Staubabdichtung ist der Einsatz von Fangkammerdichtsystemen fragwürdig. Untersuchungen zur Dichtwirkung von Fanglabyrinth- bzw. Sperrluftdichtsystemen bei Staubbeaufschlagung sind bislang nicht bekannt.

1.3 Problemstellung und Ziele der Arbeit

In modernen Werkzeugmaschinen steigen die Anforderungen an die arbeitsseitige Spindelabdichtung immer weiter. Ursache dafür sind höhere Zerspanungsleistungen, die unter anderem durch steigende Spindeldrehzahlen und höhere Drücke bei der Zufuhr der Kühlschmierstoffe ermöglicht werden. Dies führt zusammen mit dem stärkeren Späneanfall im Arbeitsraum zu härteren Beaufschlagungsbedingungen. Neue Zerspanungstechnologien wie die Trockenbearbeitung oder die Minimalmengenschmierung führen zu einer trockenen Feststoffbeaufschlagung der arbeitsseitigen Spindeldichtsysteme und damit zu einer neuen Abdichtaufgabe.

In der vorliegenden Arbeit werden ausgehend vom Stand der Technik folgende Schwerpunkte betrachtet:

- Entwicklung und Aufbau der Prüfeinrichtungen zur experimentellen Untersuchung des Verschmutzungsverhaltens berührungsfreier Spindeldichtsysteme (Beaufschlagung mit Feststoff-Flüssigkeitsgemischen).
- Entwicklung und Aufbau der Prüfeinrichtungen für eine trockene Feststoffbeaufschlagung der Versuchsdichtsysteme.
- Sperrluftdichtsysteme für Wellendurchmesser $D = 35 \dots 150$ mm, bei extremer Kühlschmierstoff-Beaufschlagung.
- Sperrluftunterstützte Fangkammerdichtsysteme, bei extremer Kühlschmierstoff-Beaufschlagung.
- Das Verschmutzungsverhalten von Fangkammerdichtsystemen; Weiterentwicklung und Optimierung der Dichtsysteme.
- Untersuchung und Weiterentwicklung berührungsfreier Spindeldichtsysteme bei trockener Feststoffbeaufschlagung.
- Erarbeiten von abgesicherten Gestaltungsrichtlinien für berührungsfreie Spindeldichtsysteme bei extremen Beaufschlagungsbedingungen durch Kühlschmierstoff und/oder Feststoffe.

2 Prüfeinrichtungen

In diesem Kapitel werden die bei den experimentellen Untersuchungen verwendeten Prüfeinrichtungen und Hilfsaggregate vorgestellt. Die Prüfstände I, II und III und das Luftdurchsatzmessgerät stand aus Vorprojekten zur Verfügung. Für die Durchführung der Untersuchungen wurden diese Prüfeinrichtungen modularisiert bzw. erweitert. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit neu entwickelt und aufgebaut wurde der Prüfstand IV und vier eigenständige Beaufschlagungseinrichtungen für unterschiedliche Untersuchungsfluide sowie zwei Hilfsaggregate, die flexibel mit den einzelnen Prüfständen kombiniert werden können.

2.1 Prüfstand I

Zur Untersuchung von Dichtsystemen im Drehzahlbereich bis 20.000 min^{-1} wurde die Spindel des Prüfstandes I mit einer Hohlchaftkegel-Schnittstelle HSK-C63 nach DIN 69893 umgerüstet. Dadurch ist es möglich, Versuchs-dichtsysteme über handelsübliche Hydro-Dehnspannfutter /80/ sehr steif und mit hoher Wiederholgenauigkeit ($< \pm 0,001 \text{ mm}$) an der Spindel zu befestigen. Bild 2.1 zeigt eine Schnittdarstellung des Bespritzungsraumes von Prüfstand I.

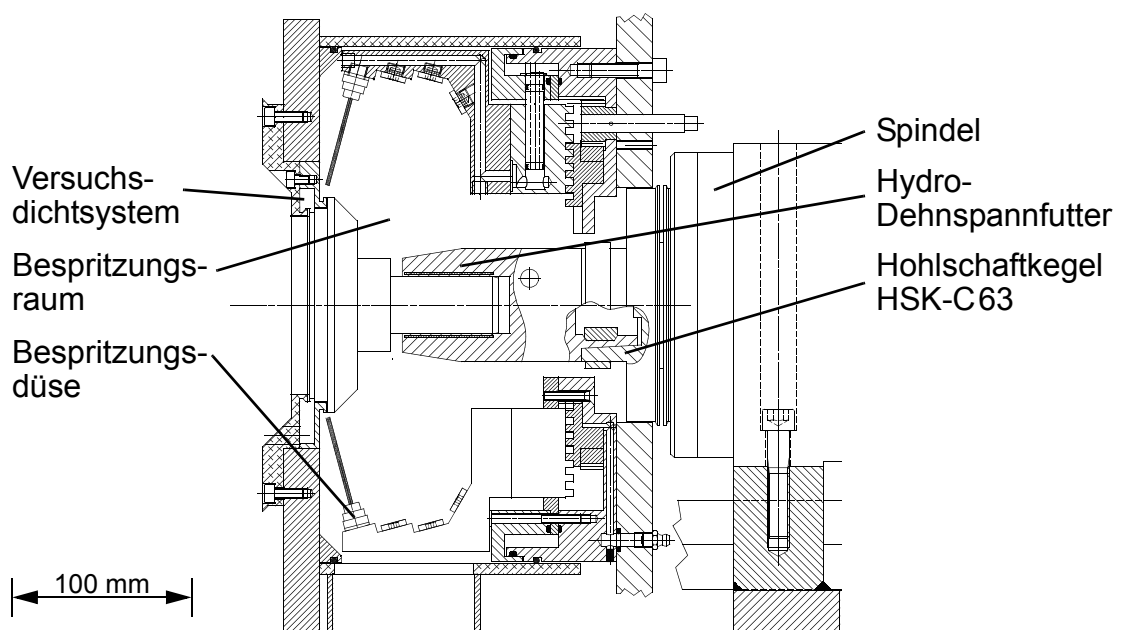


Bild 2.1 Prüfstand I: Längsschnitt durch den Bespritzungsraum

Eine ausführliche Beschreibung des Grundaufbaus von Prüfstand I erfolgt in /8/, die wesentlichen technische Daten sind in Tabelle 2.1 enthalten.

2.2 Prüfstand II und III

Diese Prüfstände sind in den Arbeiten von Haas /4/ und Fritz /7/ ausführlich beschrieben. Die technischen Daten können Tabelle 2.1 auf Seite 20 entnommen werden.

2.3 Prüfstand IV

Zur Untersuchung und Weiterentwicklung von Dichtsystemen bei einer Beaufschlagung mit Feststoff-Flüssigkeitsgemischen wurde Prüfstand IV gebaut. Er ermöglicht die Untersuchung von Dichtungen für rotierende Systeme unter praxisnahen Bedingungen, wie sie z. B. in Bearbeitungszentren und Transferstraßen vorliegen.

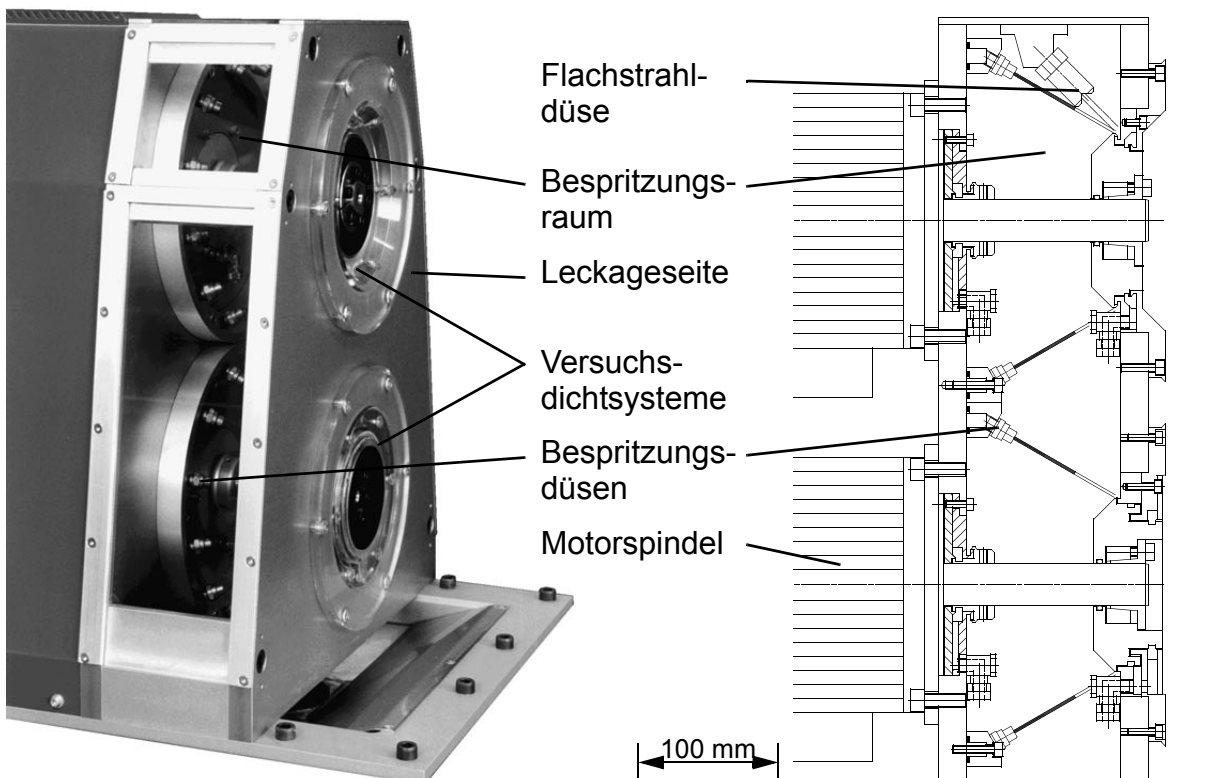


Bild 2.2 Bespritzungsraum von Prüfstand IV

2.3.1 Grundprinzip

Die Funktion des Prüfstandes IV geht aus Bild 2.2 hervor. Damit die Leckageseite zugänglich ist, befindet sich der Antrieb der Versuchsdichtsysteme auf der Bespritzungsseite. Mit Dichtungskomponenten aus transparenten Werkstoffen ist damit eine Beobachtung der Strömungsvorgänge / Verschmutzung im Innenbereich der Versuchsdichtsysteme bei Bespritzung einfach möglich.

2.3.2 Konstruktiver Aufbau

Im Bespritzungsraum von Prüfstand IV können zwei übereinander angeordnete Dichtsysteme untersucht werden. Die Flüssigkeitsbespritzung erfolgt je Dichtsystem über zwölf konzentrisch zur Spindelachse angeordnete Vollstrahldüsen, unter einem Winkel von 30° zur Wellenachse. Zusätzlich kann das oben montierte Dichtsystem über eine Flachstrahldüse unter 45° mit Feststoff-Flüssigkeitsgemischen, sogenanntem „Dickstoff“, bespritzt und das unten montierte Dichtsystem, durch an der Gehäusewand ablaufendes Fluid, überströmt werden, Bild 2.2 rechts. Eine Gesamtansicht des Prüfstandes IV zeigt Bild 2.3.

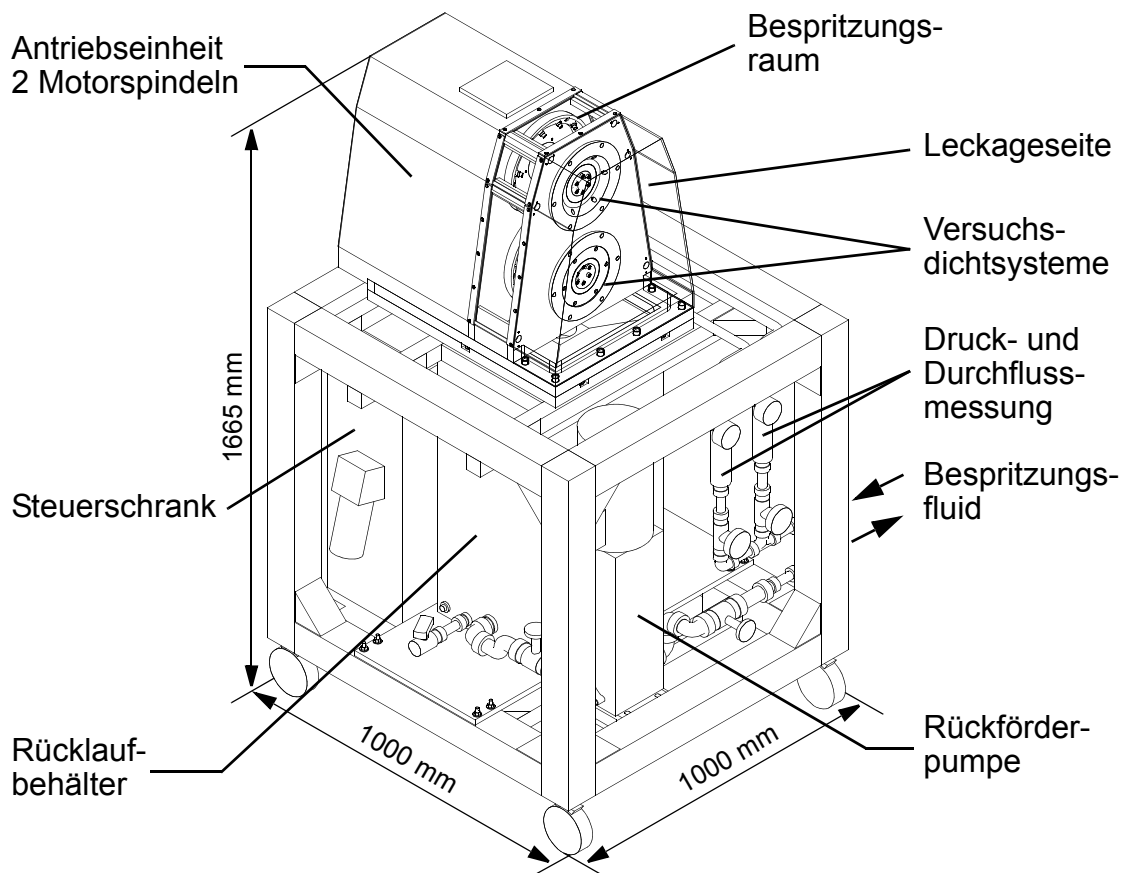


Bild 2.3 Gesamtansicht von Prüfstand IV, ohne Beaufschlagungseinrichtung

Das Bespritzungsfluid strömt aus dem Bespritzungsraum in einen Rücklaufbehälter und wird von der im Grundgestell eingebauten Rückförderpumpe wieder der angeschlossenen Beaufschlagungseinrichtung zugeführt. Der Steuerschrank mit den Bedienelementen ist ebenfalls in das Grundgestell integriert.

Die wesentlichen technischen Daten der im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendeten Prüfstände sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

Tabelle 2.1 Technische Daten der bei den Untersuchungen verwendeten Prüfstände

	Prüfstand I	Prüfstand II	Prüfstand III	Prüfstand IV
• Einbaumaße				
Spindelschnittstelle	HSK-C63 DIN 69893	Plananlage/ Zentrier- \varnothing 30	Plananlage/ Zentrier- \varnothing 40	---
Hauptwellen- \varnothing	beliebig	20/30/35	20/30/45/85	30 mm
min. Dichtungsinnen- \varnothing	beliebig	20 mm	20 mm	30 mm
max. Dichtungsaußen- \varnothing	160 mm	160 mm	310/160 mm	160 mm
max. Dichtungslänge	200 mm	150 mm	250 mm	100 mm
• Spindeltrieb				2 Spindeln
Antriebsleistung	9 kW	2,3 kW	3,3 kW	2 x 1,5 kW
max. Antriebsmoment	4,3 Nm	2 Nm	2 Nm	2 x 5 Nm
max. Wellendrehzahl	20.000 min ⁻¹	9.000 min ⁻¹	15.000 min ⁻¹	10.000 min ⁻¹
Drehzahlverlauf	programm- gesteuert	programm- gesteuert	programm- gesteuert	programm- gesteuert
• Wellenlage	horizontal/ vertikal	horizontal/ vertikal	beliebig $\pm 90^\circ$	horizontal
• Reibmomentmessung	0,1 Nmm - 8 Nm	0,1 Nmm - 8 Nm	0,1 Nmm - 8 Nm	---

2.4 Beaufschlagungseinrichtung I - sauberer Kühlschmierstoff

Die Beaufschlagungseinrichtung I dient zur Beaufschlagung der Versuchslichtsysteme mit sauberem Kühlschmierstoff (KSS). Durch den mobilen Aufbau und der im Aggregat integrierten, eigenständigen Steuerung kann sie einfach mit den einzelnen Prüfständen kombiniert werden.

2.4.1 Grundprinzip

Um einheitliche Versuchsbedingungen sicherzustellen, wird der im Tank befindliche KSS temperiert und von der Kreiselpumpe P1 kontinuierlich umgewälzt, Bild 2.4. Ein PID-Regler mit Pt-100 Temperaturfühler regelt über die in den Tank eingebaute Heizung und den von Kühlwasser durchflossenen Gegenstromwärmetauscher die Temperatur. Der KSS-Bespritzungsstrom wird von der Kreiselpumpe P2 über einen Volumenstrommesser dem Prüfstand zugeführt. Die Steuerung des Bespritzungsstroms erfolgt stufenlos über die Pumpendrehzahl durch einen Frequenz-Umrichter. Über einen Taktgeber und ein 3/2 Wege-Ventil ist neben einer kontinuierlichen auch eine getaktete Bespritzung möglich. An Sicherheitsfunktionen überwacht die Steuerung des Aggregates die Temperatur und den Füllstand im Tank, die Volumenstrommessung und den Motorstrom der Pumpen.

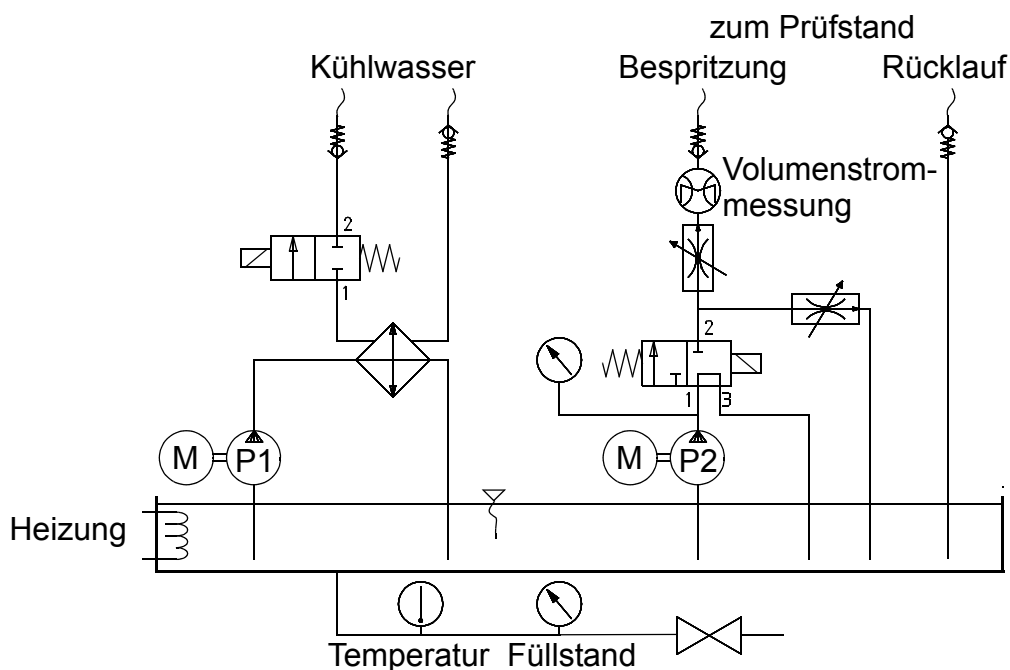


Bild 2.4 Hydraulikplan der Beaufschlagungseinrichtung I - sauberer Kühlschmierstoff

2.4.2 Konstruktiver Aufbau

In Bild 2.5 ist die ausgeführte Konstruktion der Beaufschlagungseinrichtung I dargestellt, die wesentlichen technischen Leistungsdaten sind in Tabelle 2.2 auf Seite 28 enthalten.

2.5 Beaufschlagungseinrichtung II - niederviskose Öle

Für die Beaufschlagung mit niederviskosen Ölen ($v < 100 \text{ mm}^2/\text{s}$) wurde die Beaufschlagungseinrichtung II gebaut. Der Aufbau ist bis auf die Bespritzungspumpe P2 identisch mit der Beaufschlagungseinrichtung I. Der bei einer Ölbespritzung notwendige höhere Druck wird durch eine Schraubenspindelpumpe erzeugt, die Leistungsdaten der Beaufschlagungseinrichtung II sind in Tabelle 2.2 enthalten.

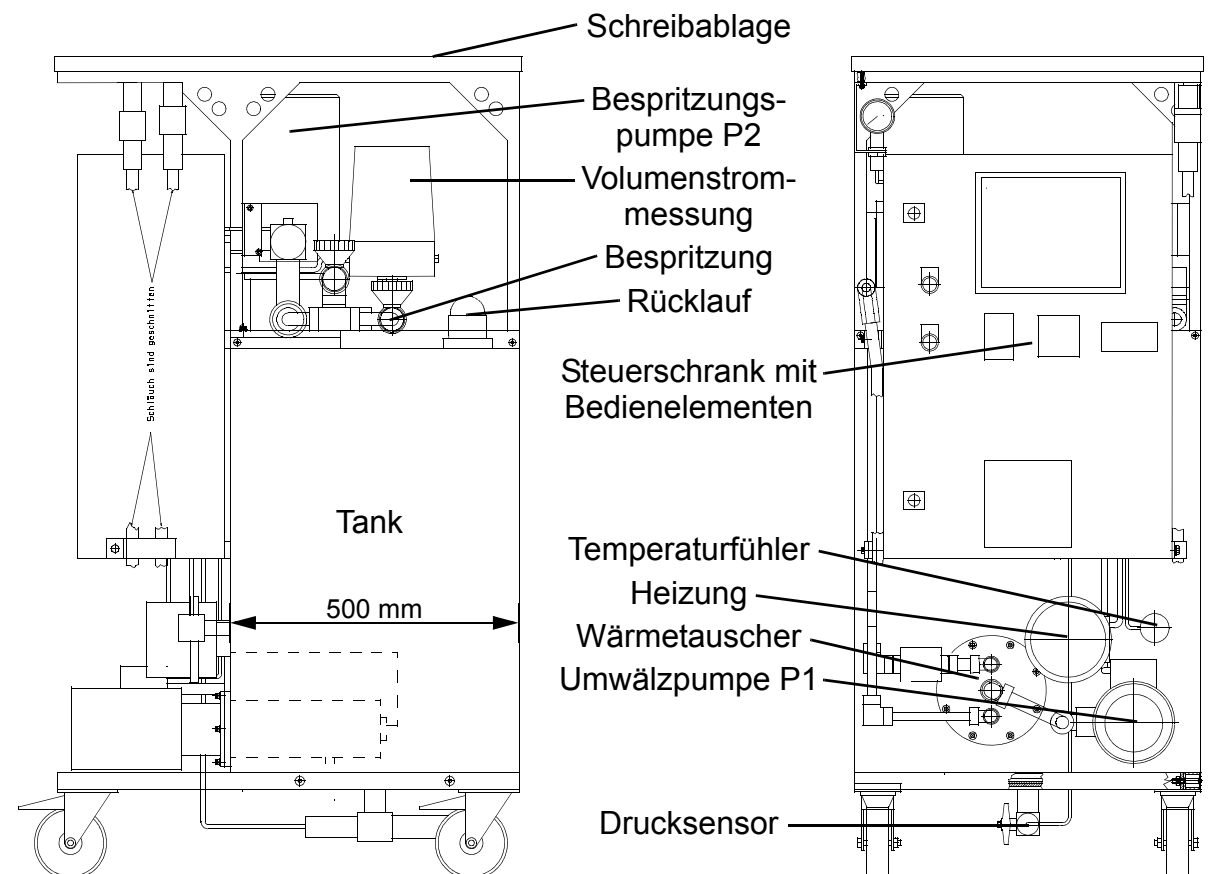


Bild 2.5 Beaufschlagungseinrichtung I - sauberer Kühlschmierstoff

2.6 Beaufschlagungseinrichtung III - Dickstoff

Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen zur Verschmutzung von Dichtsystemen wurde die Beaufschlagungseinrichtung III entwickelt und aufgebaut. Durch dieses Aggregat ist es möglich, Dichtsysteme kontinuierlich mit einem definierten Feststoff - Flüssigkeitsgemisch, mit sogenanntem „Dickstoff“ zu beaufschlagen.

2.6.1 Grundprinzip

Die Funktionsweise des Dickstoffaggregates geht aus der schematischen Darstellung in Bild 2.6 hervor. Im Dickstofftank V0 werden die Feststoffe durch ein Rührwerk in der Schwebe gehalten. Die Einstellung des Feststoffgehaltes erfolgt beim Befüllen des Dickstofftanks. Über die Dickstoffpumpe P1 gelangt der Dickstoff an die Versuchs-dichtung. Um die sich im Bespritzungsraum ablagernden Feststoffe in das Dickstoffaggregat zurück fördern zu können, wird der Ablauf aus dem Bespritzungsraum mit sauberem KSS (durch P3) freigespült. Der dadurch verdünnte Dickstoff wird von der Rückförderpumpe P4 dem Rücklauf des Dickstoffaggregates zugeführt.

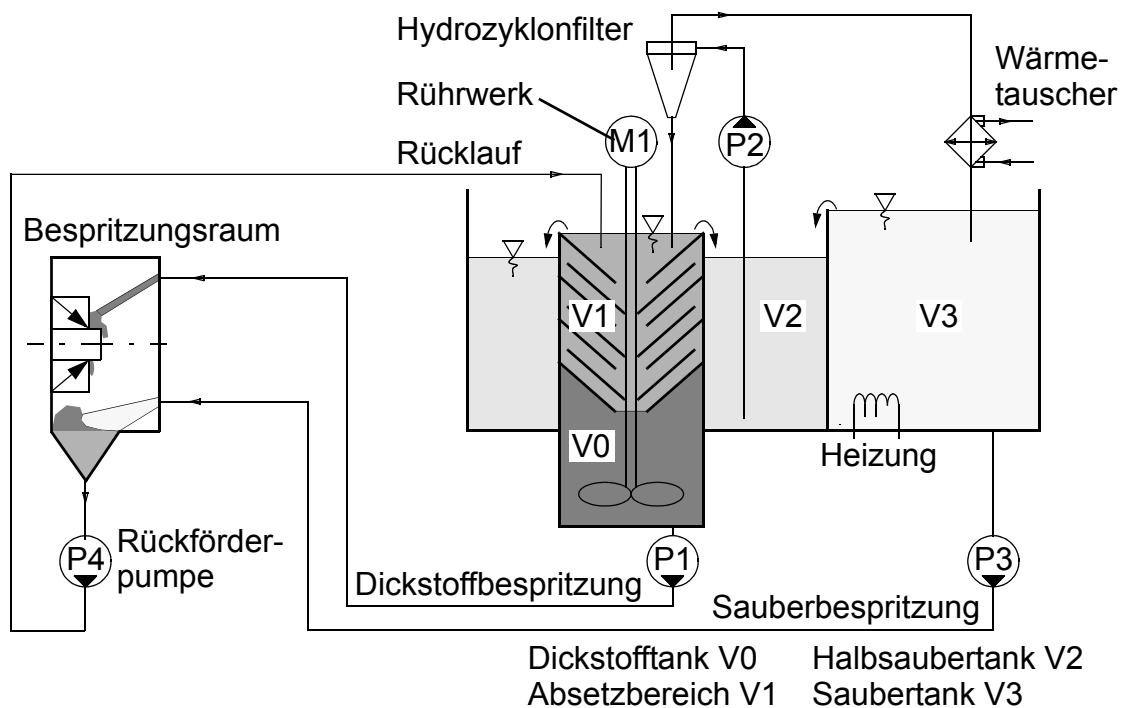


Bild 2.6 Funktionsweise des Dickstoffaggregates - schematisch

Um eine kontinuierliche Dickstoffbespritzung zu ermöglichen, muss aus dem verdünnten Rücklaufstrom der Feststoffanteil separiert und wieder dem Dickstofftank zugeführt werden. Dies erfolgt im Absetzbereich V1, der als Kaskadenabscheider ausgebildet ist und in dem die sich absetzenden Feststoffe durch die Schwerkraft in den Dickstofftank V0 gelangen. Die im Absetzbereich vorgereinigte Flüssigkeit läuft über in den Halbsaubertank V2. Feinste Feststoffpartikel sind in ihr noch in der Schwebe enthalten. Die Aufbereitung der Flüssigkeit im Halbsaubertank V2 erfolgt kontinuierlich über die Halbsauberpumpe P2 durch einen Hydrozyklonfilter mit einer Trennkorngröße von $6\ \mu\text{m}$ [81]. Die vom Hydrozyklonfilter gereinigte Flüssigkeit gelangt in den Saubertank V3, der einen Überlauf in den Halbsaubertank V2 aufweist. Die Temperaturierung der Flüssigkeit im Dickstoffaggregat erfolgt über eine Heizung im Saubertank V3 und einen

von Kühlwasser durchflossenen Gegenstromwärmetauscher in der dauernd durchströmten Leitung zwischen Hydrozyklonfilter und Saubertank V3. Der Überlauf zwischen Saubertank V3 und Halbsaubertank V2 stellt eine Umwälzung der Flüssigkeit und damit eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Dickstoffaggregat sicher. Den gesamten Hydraulikplan des Dickstoffaggregates zeigt Bild 2.7.

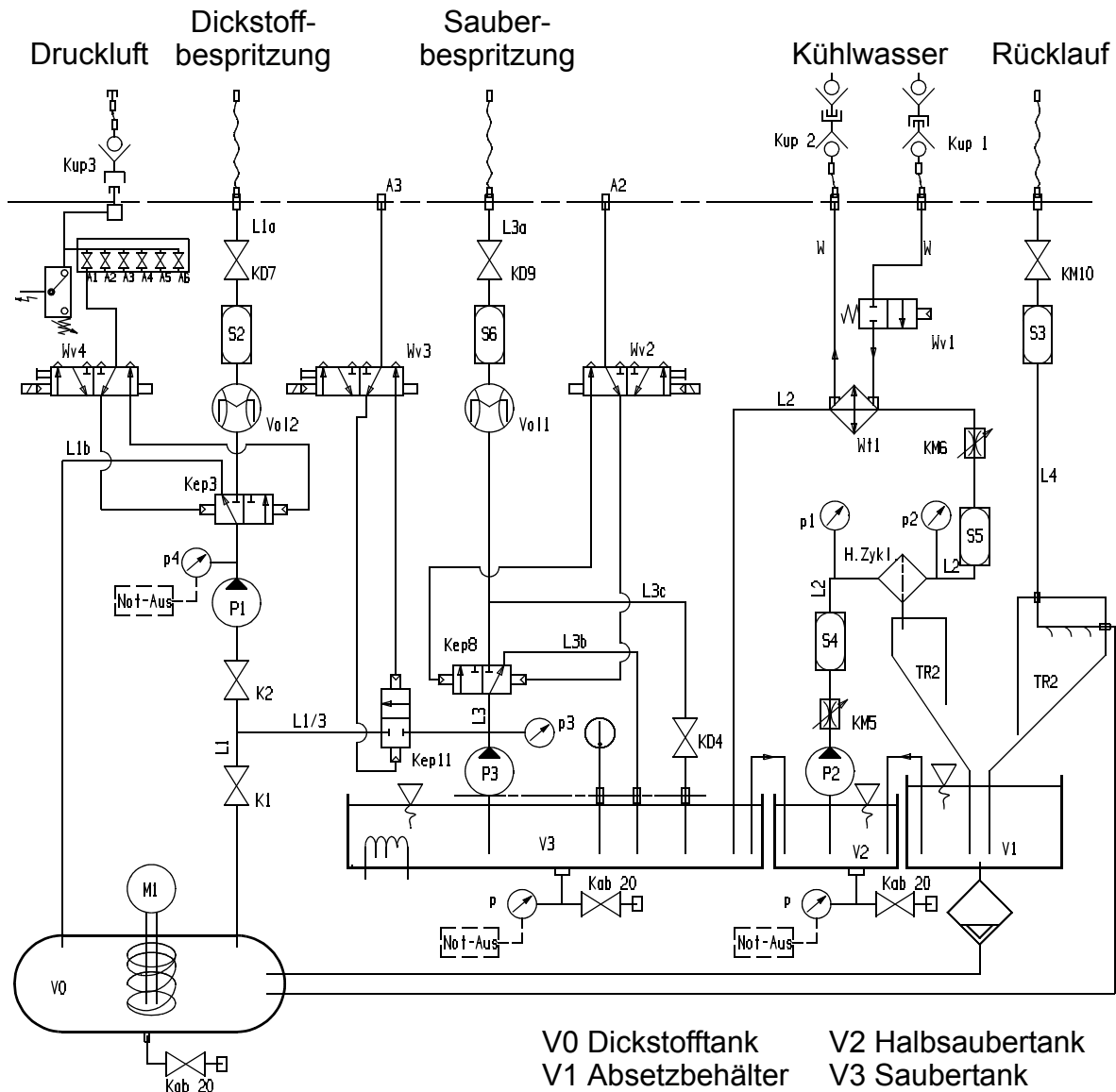


Bild 2.7 Hydraulikplan der Beaufschlagungseinrichtung III - Dickstoff

Die Steuerung des Aggregates erfolgt über eine speicherprogrammierbare Steuerung SPS, in der unter anderem der Druck p_4 der Dickstoffpumpe, sowie die Füllstände im Halbsaubertank V2 und Saubertank V3 überwacht werden. Die Förderleistung der Dickstoffpumpe P1 und der Sauberpumpe P3 sowie die Drehzahl des Rührwerkes M1 kann stufenlos über drei Frequenz-Umrichter eingestellt werden. Die wesentlichen Leistungsdaten des Dickstoffaggregates sind in Tabelle 2.2 enthalten.

2.6.2 Konstruktiver Aufbau

Den konstruktiven Aufbau des Dickstoffaggregates zeigt Bild 2.8 mit der Vorderansicht und einer Seitenansicht. Das Aggregat ist ebenfalls fahrbar und hat einen fest am Grundgestell montierten Steuerschrank mit den Frequenz-Umrichtern, der SPS und den Bedienelementen und kann dadurch flexibel mit den einzelnen Prüfständen kombiniert werden.

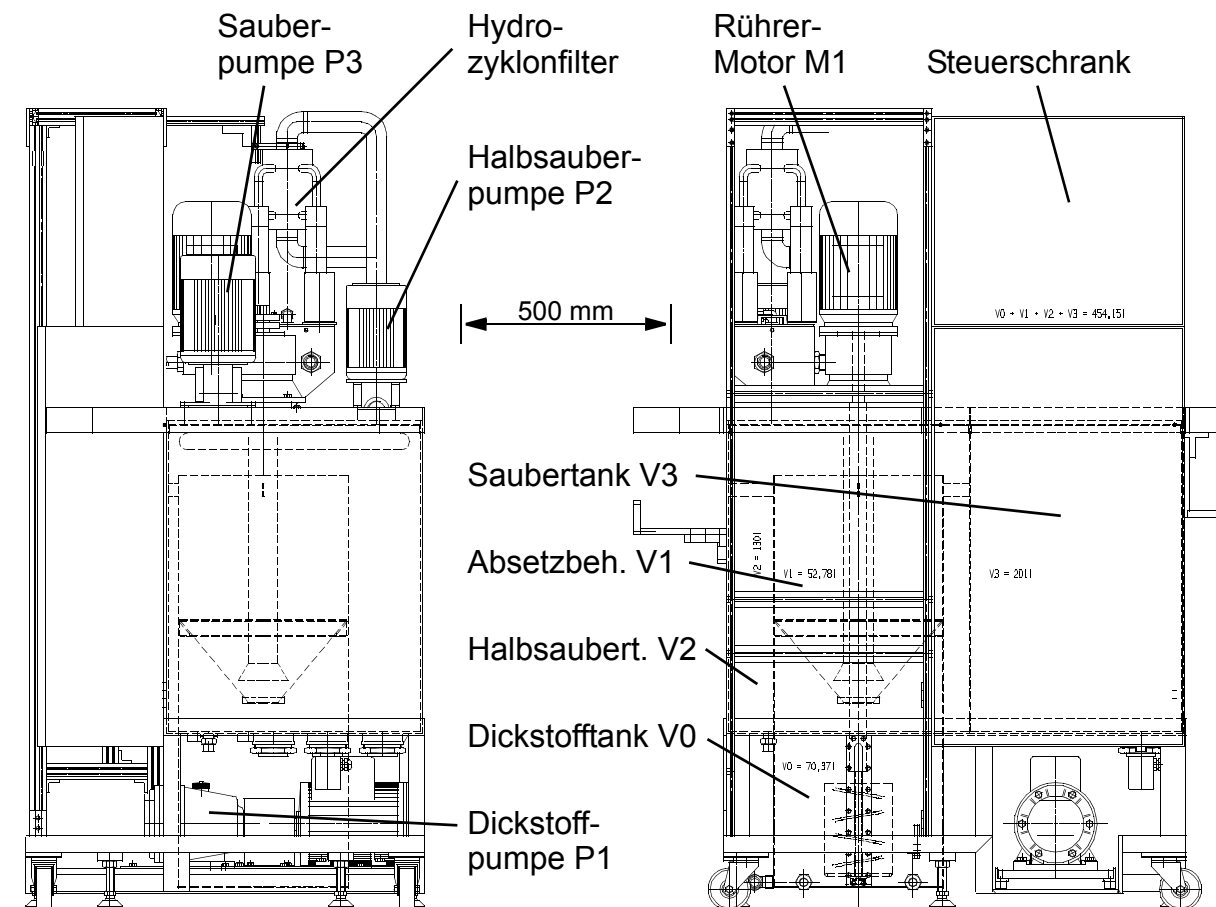


Bild 2.8 Beaufschlagungseinrichtung III - Dickstoff

2.7 Beaufschlagungseinrichtung IV - trockene Feststoffpartikel

Die Untersuchung von Dichtsystemen bei trockener Feststoff- „Staub“-beaufschlagung erfolgt mittels der Beaufschlagungseinrichtung IV, Partikelstreueinrichtung genannt. Diese Einrichtung bildet zusammen mit der Trägerplatte des Versuchsichtsystems und einem Acrylglasrohr den Beaufschlagungsraum. Die Partikelstreueinrichtung wurde für den Prüfstand III entwickelt und aufgebaut.

2.7.1 Grundprinzip

Das Bild 2.9 zeigt den geschnittenen Beaufschlagungsraum mit der Partikelstreuungrichtung. Die Partikelmenge wird von einer abgedichteten Zellenradschleuse dosiert und über eine Streuscheibe auf das Versuchs-dichtsystem geschleudert.

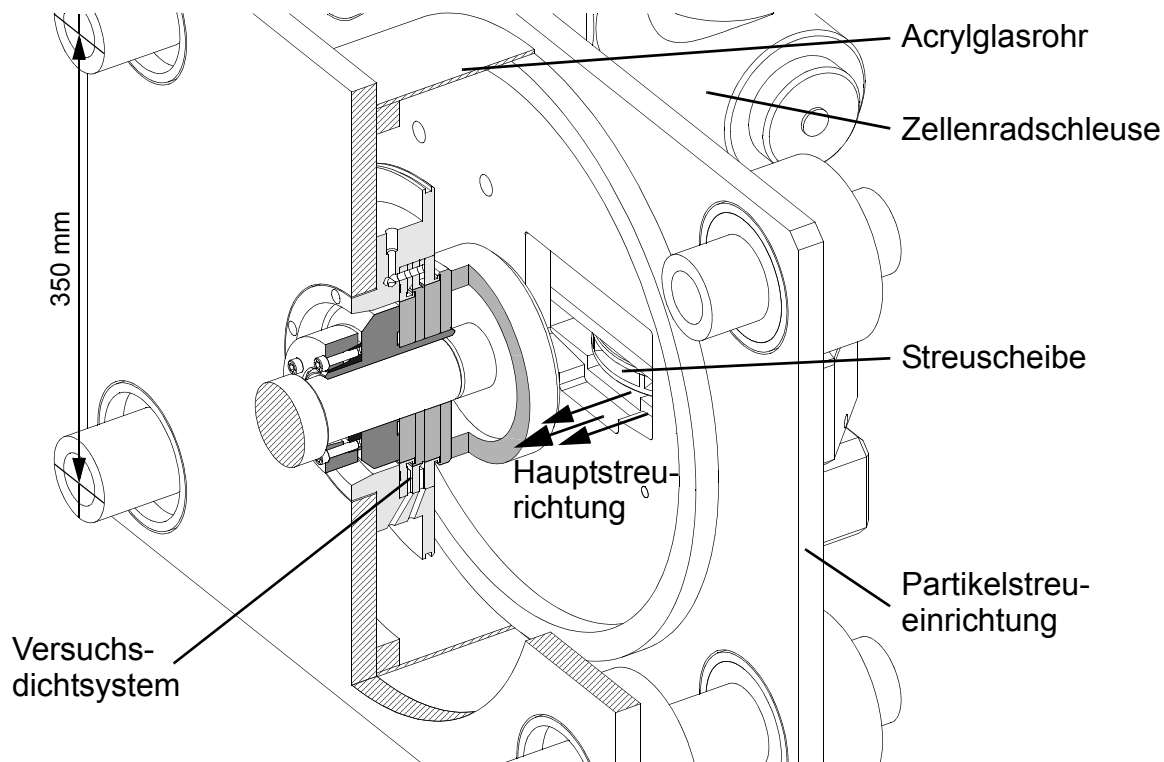


Bild 2.9 Beaufschlagung mit trockenen Feststoffpartikeln

Die Feststoffpartikel fallen nach dem Aufprall auf das Versuchs-dichtsystem nach unten und werden in einem geschlossenen Auffangbehälter auf der Unterseite des Beaufschlagungsraumes gesammelt. Um auch bei der Untersuchung von Dichtsystemen mit aktiver Luftzufuhr näherungsweise Umgebungsdruck im Beaufschlagungsraum zu haben und um eine Verschmutzung der Umgebung zu verhindern, befindet sich auf der Oberseite des Beaufschlagungsraumes eine groß dimensionierte Entlüftung mit einem Feinststaubfilter.

Der Partikelstrom wird über zwei Frequenz-Umrichter beeinflusst. Mit einem wird über die Drehzahl der Zellenradschleuse die Partikelmenge dosiert und mit dem zweiten über die Drehzahl der Streuscheibe die maximale Partikelgeschwindigkeit. Die Diagramme in Bild 2.10 zeigen die dosierte Partikelmenge und die maximale Partikelgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Umrichterfrequenz der Antriebsmotoren. Die ausgeführte Konstruktion der Partikelstreuungrichtung zeigt Bild 2.11.

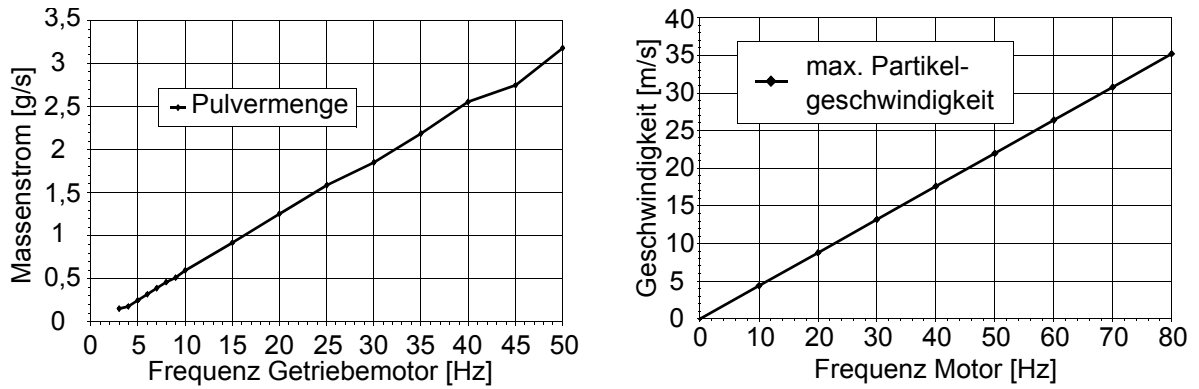


Bild 2.10 Partikelmenge und maximale Partikelgeschwindigkeit

2.7.2 Konstruktiver Aufbau

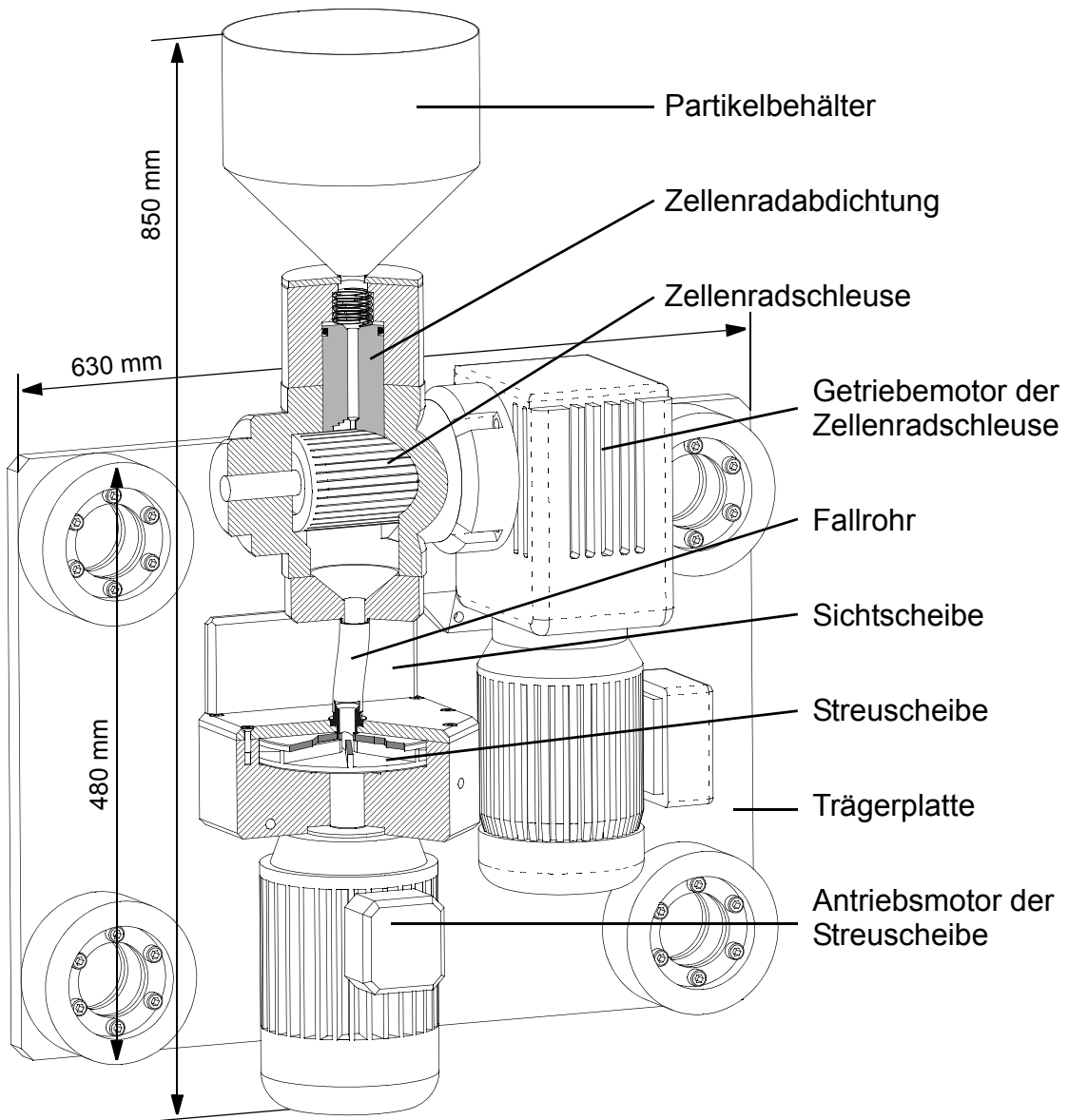


Bild 2.11 Aufbau der Partikelstreuungrichtung

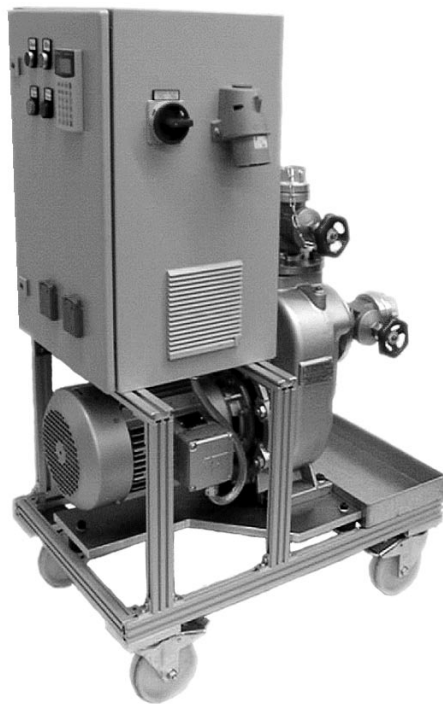
Tabelle 2.2 Technische Daten der Beaufschlagungseinrichtungen

	Einrichtung I	Einrichtung II	Einrichtung III	Einrichtung IV
• Fluid				
Art	KSS sauber	Öl sauber	KSS sauber / Dickstoff	Partikel trocken
Partikelgröße	---	---	max. 2 mm	max. 1,5 mm
Partikelkonz.	---	---	max. 50 %	---
kin. Viskosität	< 10 mm ² /s	< 100 mm ² /s	< 10 mm ² /s	---
• Bespritzung				
Volumenstrom	0-80 l/min	0-50 l/min	KSS 0-80 / Dickst. 0-30 l/min	0-3 g/s 0-35 m/s
Meßprinzip	magnetisch- induktiv	Zahnrad- Volumenzähler	magnetisch- induktiv	---
max. Druck	1,8 MPa	9 MPa	KSS 2 MPa / Dickst. 7 MPa	---
Temperatur	15-80 °C	15-80 °C	20-60 °C	Raumtemp. 25 °C
Pumpentyp	Kreiselpumpe mit 19 Stufen	Schrauben- spindelpumpe	Kreiselpumpe mit 22 Stufen / Kolben- membranpumpe	Zellenrad- schleuse / Streuscheibe
• Tank				
Tankvolumen	200 l	200 l	KSS 380 l / Dickst. 70 l	5 l
min. Füllmenge	60 l	60 l	200 l	---

2.8 Hilfsaggregate

Bei der Bespritzung der Versuchsdichtsysteme ist neben dem Prüfstand und der Beaufschlagungseinrichtung der Einsatz von Hilfsaggregaten notwendig. Dies sind insbesondere Rückförderpumpen, die das Versuchsfluid aus dem Bespritzungsraum in die Beaufschlagungseinrichtung zurückfördern. Bei Dichtsystemen mit Sperrluftunterstützung bzw. zur Messung der Luftförderung der Dichtsysteme wurde ein Luftdurchsatzmessgerät eingesetzt.

2.8.1 Rückförderpumpe I



Leistungsdaten

Medium:
Emulsion, kin. Viskosität 1 mm²/s

Volumenstrom:
0-160 l/min stufenlos einstellbar
über Frequenz-Umrichter

max. Druck: 0,4 MPa

Pumpentyp:
Einstufige Kreiselpumpe

Besonderheiten:
Selbstansaugend, trockenlauf-
sicher, selbstentlüftend

Bild 2.12 Rückförderpumpe I für saubere Flüssigkeiten

2.8.2 Rückförderpumpe II



Leistungsdaten

Medium:
Dickstoff mit einer
max. Korngröße von 8 mm

Volumenstrom:
0-120 l/min stufenlos einstellbar
über Frequenz-Umrichter

max. Druck: 0,2 MPa

Pumpentyp:
Elektromechanische
Membranpumpe

Besonderheiten:
Selbstansaugend, trockenlauf-
sicher, Membranüberwachung

Bild 2.13 Rückförderpumpe II für Feststoff - Flüssigkeitsgemische

2.8.3 Luftdurchsatzmessergerät

In Bild 2.14 ist die Funktionsweise des von Haas /4/ entwickelten Luftdurchsatzmessgerätes schematisch dargestellt. Mit Hilfe dieser Einrichtung ist es zum einen möglich, Dichtsystemen einen definierten Luftvolumenstrom zuzuführen (Sperrluftversorgung in Bild 2.14), des weiteren besteht die Möglichkeit einen aus der Dichtung austretenden Teilluftstrom praktisch rückwirkungsfrei zu messen.

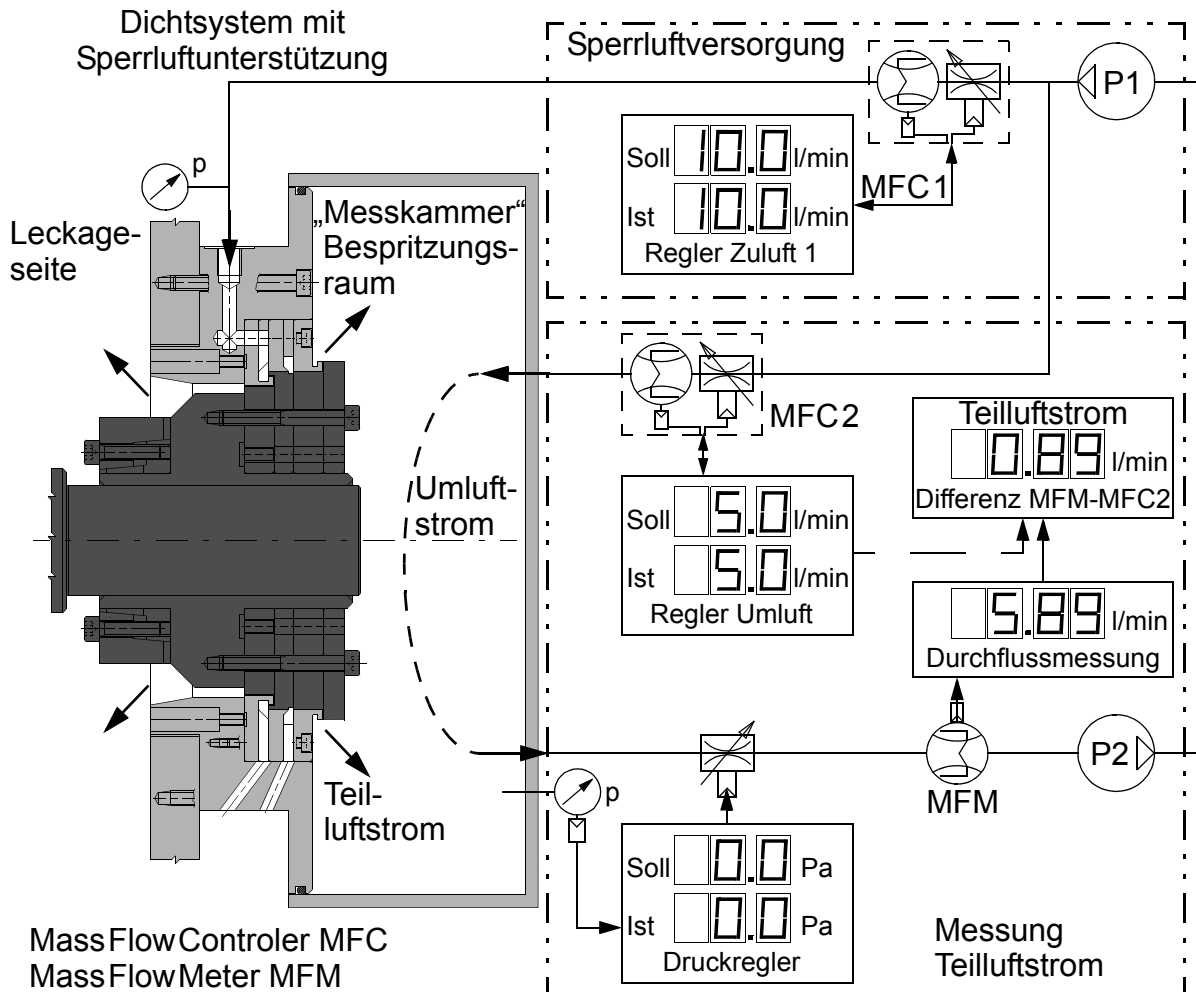


Bild 2.14 Funktionsweise des Luftdurchsatzmessgerätes - schematisch

Die Messung dieser zum Teil sehr geringen Teilluftströme erfolgt durch Überlagerung eines erzwungenen, regelbaren Umluftstroms. Durch den Einsatz der Vakuumpumpe P2 kann der Druck in der Messkammer auf einen konstanten Wert (auch Umgebungsdruck) geregelt werden. Der zugeführte Umluftstrom ermöglicht dabei die Druckregelung unabhängig von der Höhe und Richtung des zu messenden Teilluftstroms. Die Differenz zwischen abgesaugtem Luftstrom MFM und zugeführtem Umluftstrom MFC2 ergibt den zu messenden Teilluftstrom nach Betrag und Richtung. Für die Durchführung der Versuche in der vorliegenden Arbeit wurden die Zuluftstränge MFC des Luftdurchsatzmessgerätes um den Bereich 0-500 l/min erweitert.

3 Messwerterfassung und Versuchsbedingungen

Im Folgenden wird die Erfassung der verschiedenen Messwerte, die allgemeinen Versuchsbedingungen und die Durchführung der experimentellen Untersuchungen näher erläutert.

3.1 Messwerterfassung

Für die Beurteilung der Wirksamkeit der untersuchten Dichtungen ist es notwendig, eine Vielzahl von Parametern zu messen und aufzuzeichnen. Diese Messwerte wurden entweder manuell in Versuchsprotokollen erfasst oder mittels Schreiber aufgezeichnet.

3.1.1 Drehzahl

Die Drehzahl wurde im Impulszählverfahren ermittelt. Als Impulsgeber wurden dabei induktive Näherungsschalter bzw. eine Reflexionslichtschranke eingesetzt, die durch eine auf der Versuchswelle mitrotierende Marke aktiviert werden. Die Drehzahl wird an den Prüfständen digital angezeigt. Vereinzelt wurde ein Stroboskop zur Drehzahlmessung und zur Kontrolle der Impulsmessung eingesetzt.

3.1.2 Druck

Die Druckmessung erfolgte mit unterschiedlichen Messgeräten, abhängig vom Medium an der Messstelle.

In Flüssigkeiten wurden DMS oder Piezoresistive elektronische Druckaufnehmer mit einer Genauigkeit von 0,1-0,5 % und einer digitalen Anzeige verwendet.

Bei der Luftdruckmessung bis 160 hPa wurden U-Rohrmanometer eingesetzt, deren Auflösung etwa 0,08 hPa beträgt. Höhere Luftdrücke wurden wie bei der Druckmessung in Flüssigkeiten mit elektronischen Druckaufnehmern gemessen. Des Weiteren wurden Rohrfederanometer der Genauigkeitsklasse 0,6 eingesetzt. In den Versuchsergebnissen sind ohne besondere Kennzeichnung Drücke als Überdruck gegenüber dem Atmosphärendruck angegeben.

3.1.3 Temperatur

Die Temperaturmessung erfolgte mit Pt100 Widerstandsthermometern mit Vierleiteranschluss oder Ni-CrNi Thermoelementen und digitaler Anzeige.

3.1.4 Volumenstrom

Die Volumenstrommessung stellt eine wichtige Größe bei der Untersuchung von berührungsfreien Dichtsystemen dar. An Flüssigkeitsströmen wurde neben dem Bespritzungsstrom, der Rücklauf- bzw. Leckagestrom aus den Dichtungen gemessen. Des Weiteren wurde der den Dichtsystemen zugeführte Luftstrom oder ein aus ihnen austretender Teilluftstrom gemessen. Abhängig von der Messaufgabe und dem Medium wurden verschiedene Messgeräte verwendet.

Die Messung des Bespritzungsstroms erfolgte in der Zuleitung zu den Bespritzungsdüsen. Verwendet wurden Magnetisch-Induktive Durchflussmessgeräte MID, die nach dem Faraday'schen Induktionsgesetz arbeiten. Sie können bei homogenen Flüssigkeiten, ab einer Mindestleitfähigkeit von $5 \mu\text{S}/\text{cm}$, mit einer Messgenauigkeit von 0,25 % eingesetzt werden. Neben den MID wurden auch Zahnradvolumenzähler und Schwebekörperdurchflussmesser verwendet.

Bei der Messung des Rücklauf- oder der Leckagestroms ist der Einsatz der oben beschriebenen Messgeräte nicht möglich. Grund dafür ist der unterschiedliche Luftgehalt in der Flüssigkeit bzw. der Strömungswiderstand der Messgeräte. Diese ablaufenden Flüssigkeitsströme wurden in Messbehältern aufgefangen und ihre Masse auf einer Präzisionswaage mit einer Auflösung von 10 mg bestimmt. Der Flüssigkeitsstrom berechnet sich dann aus der Masse und der zugehörigen Messzeit. Bei sehr geringen Leckagen wurde die Leckageseite der Dichtung vor Versuchsbeginn trocken abgewischt. Nach Versuchsende wurde dann mit einem Papiertuch, dessen Masse bekannt war, die Leckageseite erneut trockengewischt. Über die Massenzunahme des Tuches und die Messzeit konnten auch geringe Leckagemengen bestimmt werden. Durch diese Verfahren ist eine rückwirkungsfreie Messung der Rücklauf- bzw. Leckageströme gewährleistet.

Luftvolumenströme wurden über thermische Massedurchflussmesser erfasst. Bei diesem Prinzip wird die Temperaturdifferenz an einem Teilstück eines beheizten Nebenstroms, mit konstanter Durchflussaufteilung, gemessen. Diese Temperaturdifferenz ist dem Massenstrom direkt proportional. Der Volumenstrom in Normlitern pro Minute ist durch die Dichte mit dem Massenstrom verknüpft. Als Normbedingungen sind dabei $p_n = 1013 \text{ hPa}$ und $T_n = 273,15 \text{ K}$, nach DIN 1343 /82/ definiert. In den Versuchsergebnissen sind ohne besondere Kennzeichnung Luftvolumenströme in Normlitern pro Minute angegeben.

3.1.5 Visuelle Beobachtung

Neben den beschriebenen quantitativen Messgrößen stellt die visuelle Beobachtung, der Strömungsvorgänge und der Feststoffablagerungen im Innenbereich der Dichtsysteme, eine wichtige Beurteilungsmöglichkeit dar. Luftströmungen, Umfangsgeschwindigkeit, die geometrische Gestaltung der Dichtsysteme und die Art und Menge des Bespritzungsstroms wirken in vielfältiger Weise auf das Abdichtvermögen der Dichtsysteme. Bei der Weiterentwicklung der Dichtsysteme ist die Kenntnis der Strömungsvorgänge im Innenbereich der Dichtungen zwingend notwendig. Da über die Rücklaufkanäle mit Endoskopen lediglich ein kleiner Bereich beobachtet werden kann und die Optik durch Flüssigkeitstropfen oder Feststoffe sofort verschmutzt, wurden bei diesen Untersuchungen die stationären Dichtungsteile aus transparenten Werkstoffen gefertigt. Dadurch ist eine Betrachtung des Innenbereichs der Dichtung möglich, ohne deren Eigenschaften zu verändern. Die Dokumentation der Feststoffablagerungen und der Strömungsvorgänge erfolgte über eine digitale Videokamera und einen Bildverarbeitungs-PC. Einzelbilder aus den aufgezeichneten Filmsequenzen ermöglichen den direkten Vergleich verschiedener Varianten.

3.2 Allgemeine Versuchsbedingungen

Da die Versuche mit mehreren, für unterschiedliche Anforderungen konzipierten Prüfständen durchgeführt wurden, können wenig allgemeingültige Versuchsbedingungen angegeben werden. Nachfolgend wird neben diesen Standardbedingungen ein Überblick über die Versuchsparameter-Bereiche gegeben. Spezielle Versuchsbedingungen werden bei den einzelnen Ergebnissen angegeben. Die wichtigsten Standardbedingungen sind:

- Wellenlage horizontal
- Rundlauf, Planschlag und Exzentrizität der Spaltbildenden Flächen $< 10 \mu\text{m}$
- Rotationsbewegung ohne überlagerte axiale Bewegungen der Welle
- Wellendurchmesser $D = 60 \dots 150 \text{ mm}$
- Wellendrehzahl $n = 0 \dots \pm 20.000 \text{ 1/min}$
- Kühlschmierstoff KSS; Handelsbezeichnung Shell KS-Fluid U diaminfrei; 5%ige Öl in Wasser Emulsion; Temperatur $\vartheta = 30^\circ\text{C} \pm 0,2^\circ\text{C}$, dynamische Viskosität $\eta_{30^\circ\text{C}} = 0,95 \text{ mPas}$
- Feststoff Messingpulver; luftverdünte Kupfer-Zink-Legierung; Schüttdichte $3.000\text{-}3.500 \text{ kg/m}^3$; spratzig-irreguläre Teilchenform $< 100 \mu\text{m}$
- Dickstoff aus Kühlschmierstoff KSS und Messingpulver; Volumenverhältnis KSS: Messingpulver = 4:1

3.2.1 Beaufschlagungsbedingungen

Für eine anwendungsbezogene und zielführende Weiterentwicklung sollten die Dichtsysteme unter möglichst praxisnahen Beaufschlagungsbedingungen untersucht werden. Genaue Aussagen, wie ein Dichtsystem in einer Werkzeugmaschine beansprucht wird, können jedoch nicht gemacht werden. Zum einen ist eine einfache, direkte Messung nicht möglich, zum anderen ist sie abhängig von unvorhersehbaren Randbedingungen, wie die Werkstückform, die verwendeten Werkzeuge, die Bearbeitungsstrategie, der Maschinentyp usw..

Bei der in der vorliegenden Arbeit durchgeführten generellen Entwicklung mit vergleichenden Untersuchungen wurden einheitliche, synthetische Beaufschlagungsbedingungen realisiert, die aus der Erfahrung der Forschungsstelle härter sind als in der Praxis.

Die Standardbespritzung der Dichtsysteme mit sauberem KSS erfolgte über 12 konzentrisch zur Spindelachse angeordnete Vollstrahldüsen, mit einem Strahldurchmesser von $d = 2 \text{ mm}$, unter einem Winkel von 75° bzw. 30° zur Wellenachse. Bei einzelnen Versuchen wurde die Düsenanzahl und der Düsendurchmesser $d = 1 \dots 4 \text{ mm}$ variiert. Ebenfalls untersucht wurde die Beaufschlagung der Dichtsysteme durch gleichmäßiges Überströmen mit von an der Gehäusewand ablaufender Flüssigkeit. Das Bild 3.1 zeigt die untersuchten KSS-Beaufschlagungsarten.

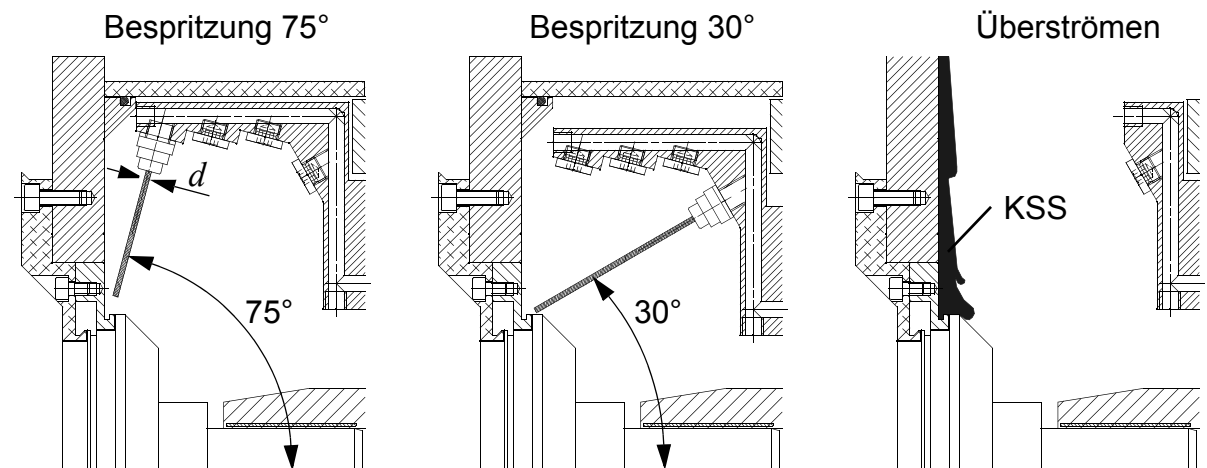


Bild 3.1 Untersuchte KSS - Beaufschlagung

Eine wichtige Größe bei der Charakterisierung der Beaufschlagungsbedingungen ist der Staudruck $p_{dyn} = (\rho/2) \cdot v^2$ der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen. In Bild 3.2 ist für die Bespritzung mit 12 Düsen der Zusammenhang zwischen Bespritzungsstrom, Düsendurchmesser, Strahlgeschwindigkeit und Staudruck dargestellt.

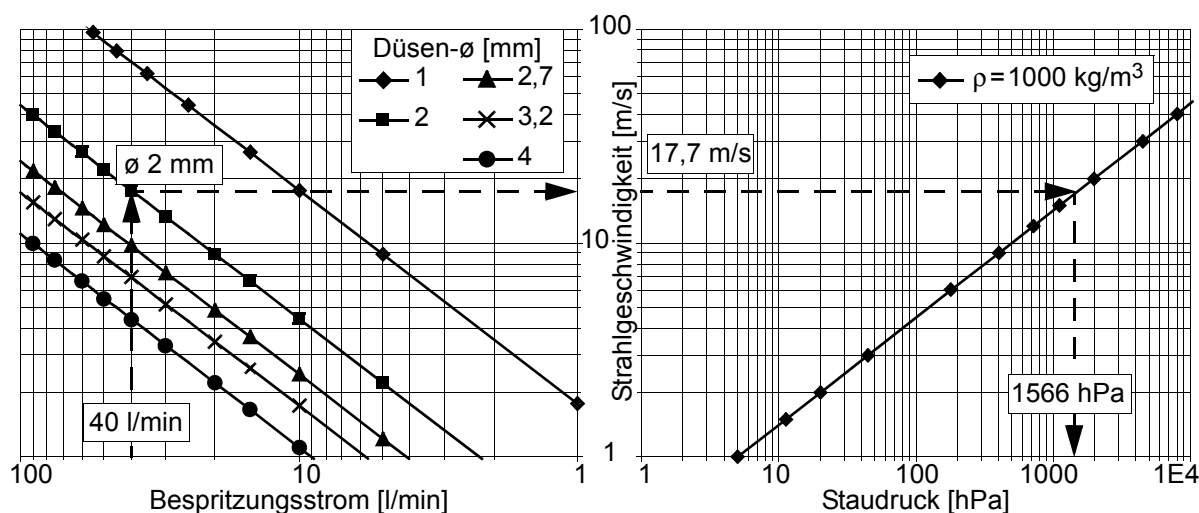


Bild 3.2 Zusammenhang zwischen Bespritzungsstrom, Düsendurchmesser, Strahlgeschwindigkeit und Staudruck

Die Dickstoffbespritzung erfolgte bei den durchgeführten Versuchen über eine Flachstrahldüse mit einem äquivalenten Bohrungsdurchmesser von $d = 4 \text{ mm}$ unter einem Winkel von 75° bzw. 45° zur Wellenachse.

Angespritzt wurde bei den Dichtsystemen stets der ungünstigste Anspritzort. Das heißt vor Versuchsbeginn wurde bei jeder Dichtungsvariante der Eingangsbereich der Dichtung mit den Bespritzungsstrahlen „überfahren“ und der Ort der höchsten Beanspruchung bestimmt. Beurteilungskriterium war dabei der Eindringstrom in das Dichtsystem oder der im Eingangsspalt der Dichtung aufgebaute Flüssigkeitsdruck.

Bei der trockenen Feststoff- „Staub“-beaufschlagung der Dichtsysteme wurde neben dem Partikelstrom die maximale Partikelgeschwindigkeit über die Drehzahl der Streuscheibe variiert (siehe Abschnitt 2.7: *Beaufschlagungseinrichtung IV - trockene Feststoffpartikel*, auf Seite 25).

3.3 Versuchsdurchführung / Versuchsprogramm

Um Aussagen über die dichtungstechnische Wirksamkeit der entwickelten Dichtsysteme bzw. einzelner Funktionsbereiche treffen zu können, wurde ihr Verhalten unter Variation der Beaufschlagungsbedingungen untersucht. Dabei wurde besonderes Augenmerk auf die folgenden Untersuchungen gelegt:

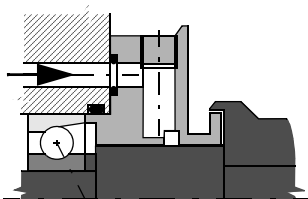
- Die Bestimmung der Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereichs. Dabei wurde der Eindringstrom oder der im Eingangsspalt aufgebaute Flüssigkeitsdruck gemessen. Bei der Dickstoffbeaufschlagung ermöglicht die

zeitliche Betrachtung des Eindringstroms eine Aussage über das Verschmutzungsverhalten.

- Die Wirksamkeit der Fangkammergeometrie.
Die Bestimmung des maximalen Eindringstroms in die Fangkammer, ohne Leckage zu zeigen, ermöglicht die Beurteilung von deren „Abdichtpotential“. Zusätzlich ist dabei die Beobachtung der Strömungsvorgänge in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit und die Bildung von Feststoffablagerungen bei der Dickstoffbeaufschlagung Beurteilungskriterium. Ebenfalls betrachtet wird der Rücklauf- / Leckagestrom aus der Fangkammer in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit.
- Bestimmung der „Dichtheitsgrenze“ von Sperrluftdichtsystemen.
Dies erfolgt durch die Messung der Sperrluftparameter (Druck und Volumenstrom), bei deren Unterschreiten Leckage auftritt.
- Verhalten der Dichtsysteme bei Staubbeaufschlagung.
Untersucht wurden Fangkammer- und Sperrluftdichtsysteme. Es erfolgt eine qualitative Beschreibung der Dichtwirkung, unter Variation der Beaufschlagungsbedingungen und der Betriebsparameter, wie Umfangsgeschwindigkeit, Sperrluftstrom und -druck.

Einen groben Überblick über die Inhalte der Ergebniskapitel und die darin beschriebenen Dichtsysteme gibt Bild 3.3.

Sperrluftdichtsysteme bei Flüssigkeits- beaufschlagung

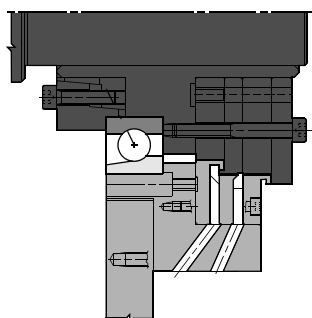


Kap. 4.1 - 4.3:
Dichtwirkung / -mechanismus
Einfluss der Beaufschlagung
Geometrische Gestaltung
Berechnungsgrundlagen

Kap. 4.4:
Kombinierte Sperrluft-/
Fangkammerdichtsysteme

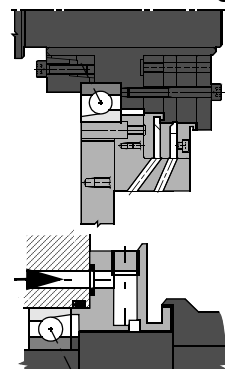
Kap. 4.5:
Gestaltungsrichtlinien
Auslegungsverfahren

Fangkammer- dichtsysteme bei Dickstoff- beaufschlagung



Kap. 5:
Verschmutzungsverhalten
Strömungsverhalten im
Innenbereich
Geometrische Gestaltung
Gestaltungshinweise

Fangkammer- und Sperrluftdichtsysteme bei trockener Partikelbeaufschlagung



Kap. 6.1:
Dichtwirkung von
Fangkammerdichtsystemen
Kap. 6.2:
Sperrluftdichtsysteme
Partikeleintrag
Geometrische Gestaltung

Bild 3.3 Überblick über die Ergebniskapitel

4 Sperrluftdichtsysteme für Wellendurchmesser bis 150 mm

Eine berührungsfreie Dichtwirkung kann neben den Fanglabyrinthdichtsystemen auch mit dem aktiven Sperrfluid Druckluft erzielt werden. Diese Dichtsysteme werden als Sperrluftdichtsysteme bezeichnet. Der Vorteil von Sperrluftdichtsystemen liegt dabei unter anderem in ihrer „Einstellbarkeit“. Die Dichtwirkung kann über die Sperrluftparameter Druck bzw. Volumenstrom an die Beaufschlagungsbedingungen angepasst werden. Für kleine Spindeln mit einem Durchmesser $D \leq 30\text{mm}$ sind die physikalischen Dichtmechanismen und die notwendigen Gestaltungsmaßnahmen bekannt und experimentell abgesichert. Bei größeren Wellendurchmessern ist die Spaltquerschnittsfläche größer und eine Flüssigkeitsbespritzung führt eher zu einer punktuellen Beanspruchung. Die Untersuchungen hatten deshalb das Ziel, die physikalischen Dichtmechanismen und die notwendigen Gestaltungsmaßnahmen bei Spindeldurchmessern von $D \leq 150\text{ mm}$ aufzuzeigen.

4.1 Dichtwirkung

Bei den nun folgenden Betrachtungen zur Dichtwirkung von Sperrluftdichtsystemen werden die beiden Beaufschlagungsarten:

- Überflutung mit „statischem“ Flüssigkeitsdruck und
- flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen unterschieden.

4.1.1 Überflutete Dichtstellen

Bei einer gleichmäßigen Flüssigkeitsbeaufschlagung (Überflutung) eines Sperrluftdichtsystems wird der bespritzungsseitige Drosselspalt durch die Flüssigkeit verschlossen. Eine Analyse der Strömungsvorgänge und damit der Dichtwirkung einer überfluteten Sperrluftdichtung kann auf der Basis strömungstechnischer Grundlagen erfolgen. Zuerst betrachtet wird dabei der dichtungstechnisch ungünstige Fall Wellenstillstand. Der Einfluss durch Rotation der Spindel und sonstige Einflüsse werden im Anschluss betrachtet. In Bild 4.1 sind die Verhältnisse an einem überfluteten Sperrluftdichtsystem schematisch dargestellt.

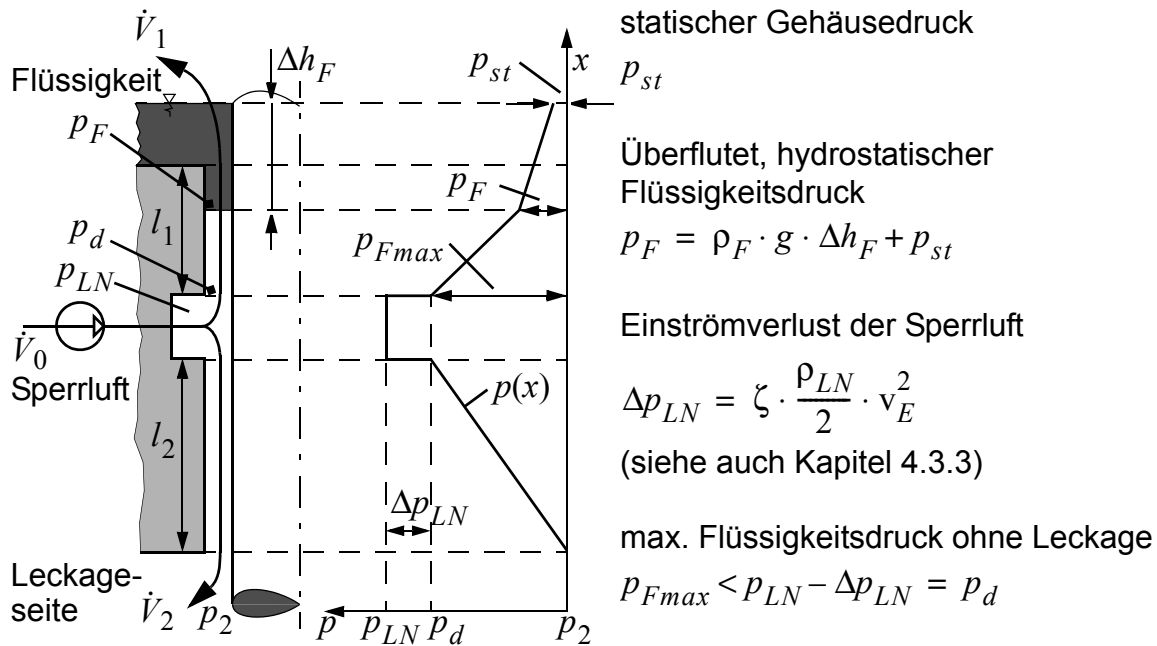


Bild 4.1 Drücke in einem überfluteten Sperrluftdichtsystem

Der Flüssigkeitsdruck p_F (hydrostatischer Druck) drängt die Flüssigkeit in den Drosselspalt, bis der örtliche Sperrluftdruck $p(x)$ gleich dem Flüssigkeitsdruck ist. Liegt dabei die Trennstelle Flüssigkeit/Luft vor der Sperrlufteinleitungsnut ist das Dichtsystem dicht.

Ist der Flüssigkeitsdruck p_F gleich groß wie der maximale Sperrluftdruck im Drosselspalt p_d , wird der Drosselspalt vollständig von der Flüssigkeit verschlossen und die Sperrluft strömt nur noch zur Leckage-seite ab ($\dot{V}_2 = \dot{V}_0$). Dieser Zustand ist instabil, da das Eindringen der Flüssigkeit in die Sperrlufteinleitungsnut und die damit verbundene Leckage, nur durch die geringe Kapillarität der Flüssigkeit im Drosselspalt verhindert wird.

Ist der Flüssigkeitsdruck p_F geringer als der maximale Sperrluftdruck im Drosselspalt p_d , strömt ein Teilluftstrom \dot{V}_1 zur Flüssigkeitsseite des Dichtsystems. Wird die Flüssigkeitsseite durch ein geschlossenes Gehäuse begrenzt, steigt der Druck im Gehäuse auf den Druck p_{LN} in der Sperrlufteinleitungsnut an. Der Flüssigkeitsdruck ist in diesem Fall $p_F = \rho_F \cdot g \cdot \Delta h_F + p_{LN}$ und das Dichtsystem versagt. Auf eine geeignete Entlüftung des Gehäuses ist deshalb besonders zu achten. Bei der Bestimmung des Flüssigkeitsdruckes muss der statische Gehäusedruck p_{st} berücksichtigt werden.

Das kompressible Fluid Sperrluft wird beim Einströmen aus der Sperrlufteinleitungsnut in den Drosselspalt beschleunigt, was eine Verringerung des statischen Sperrluftdruckes zur Folge hat. Der Sperrluftdruck p_{LN} in der Sperrlufteinleitungsnut verringert sich um den Einströmverlust $\Delta p_{LN} = \zeta \cdot (\rho_{LN}/2) \cdot v_E^2$ auf den maximalen Sperrluftdruck im Drosselspalt p_d . Die Höhe dieses Einströmverlustes ist abhängig von der Geschwin-

digkeit v_E der Sperrluft im Drosselspalt, der lokalen Dichte der Sperrluft ρ_{LN} und dem Widerstandsbeiwert ζ . Dieser Widerstandsbeiwert ζ ist abhängig von der Strömungsform (laminar / turbulent) und der geometrischen Gestaltung des Übergangs Sperrlufteinleitungsnut - Drosselspalt. In der Literatur werden Wertebereiche für den Widerstandsbeiwert angegeben $\zeta = 0 \dots 2$, /83/ /84/. Um eine Abschätzung des zu erwartenden Einströmverlustes Δp_{LN} dennoch zu ermöglichen, kann der Widerstandsbeiwert $\zeta = 1$ verwendet werden. Eine genauere Betrachtung des Einströmverlustes Δp_{LN} erfolgt in Kapitel 4.3.3 auf Seite 74.

Bei Rotation der Spindel ändern sich die Verhältnisse an einer überfluteten Sperrluftdichtung. Befinden sich im Flüssigkeitsraum keine Hindernisse, so wird die Flüssigkeit durch die Rotation der Spindel ebenfalls in Rotation versetzt, Bild 4.2 links.

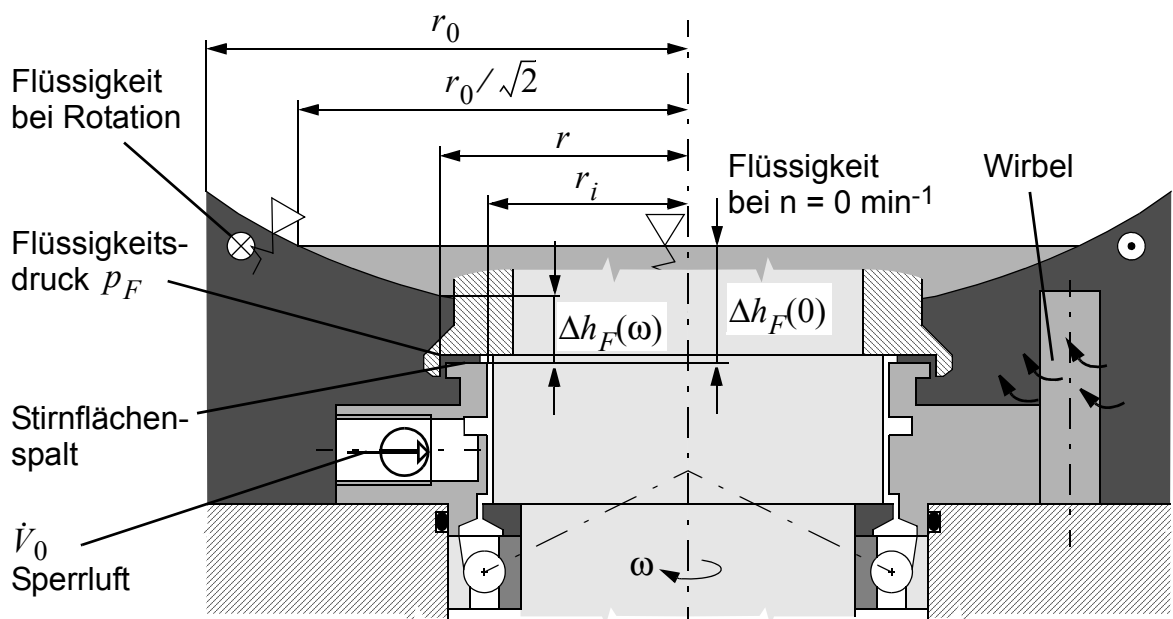


Bild 4.2 Überflutetes Sperrluftdichtsystem bei Rotation der Spindel

Die Flüssigkeitsoberfläche bildet dabei die Form eines quadratischen Rotationsparaboloids. In Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit ω , dem Behälterradius r_0 , der Flüssigkeitshöhe im Ruhezustand $\Delta h_F(0)$ und der Erdbeschleunigung g kann die Flüssigkeitshöhe bei Rotation berechnet werden:

$$\Delta h_F(\omega) = \Delta h_F(0) + \frac{\omega^2}{4 \cdot g} \cdot (2r^2 - r_0^2) \quad (4.1)$$

Die Berechnung der Flüssigkeitshöhe bei Rotation erfolgt mit dem Radius r des Eingangsspalt. Der Flüssigkeitsspiegel des Rotationsparaboloids steigt gegenüber dem Ruhezustand am Rand um den gleichen Betrag an, wie er sich in der Mitte absenkt. Demzufolge steigt die Flüssigkeitshöhe $\Delta h_F(\omega)$ und damit auch der Flüssigkeitsdruck p_F mit zunehmender Drehzahl, wenn der Radius des Eingangsspalt größer ist als $r_0/\sqrt{2}$. Ist der Radius des Eingangsspalt $r < (r_0/\sqrt{2})$, verringert sich der hydrostatische Flüssigkeitsdruck am Eingangsspalt mit zunehmender Wellendrehzahl.

Befinden sich im Flüssigkeitsraum Hindernisse, kommt es zur Verwirbelung der rotierenden Flüssigkeit, Bild 4.2 rechts. Dadurch kann es zu einem Anstieg des Flüssigkeitsdruckes am Eingangsspalt kommen. Eine einfache Abschätzung des zu erwartenden Flüssigkeitsdruckes ist dabei nicht möglich.

Ist das überflutete Sperrluftdichtsystem, wie in Bild 4.2 dargestellt, mit einem Stirnflächenspalt ausgestattet, drängt die Fliehkraftförderung des Stirnflächenspalt die Flüssigkeit zurück. Der bei glatten Spaltwänden von der Schleppströmung induzierte Fliehkraftdruck p_ω berechnet sich nach Müller /5/ zu:

$$p_\omega = 0,15 \cdot \rho_F \cdot \omega^2 \cdot r_i^2 \cdot (R^2 - 1) \quad (4.2)$$

Dabei ist ρ_F die Dichte der Flüssigkeit, ω die Winkelgeschwindigkeit und $R = r/r_i$ das Verhältnis zwischen Außen- und Innenradius des Stirnflächenspalt. Der abzudichtende Flüssigkeitsdruck p_F beträgt damit bei rotierender Spindel:

$$p_F = \rho_F \cdot g \cdot \Delta h_F(\omega) - p_\omega + p_{st} \quad (4.3)$$

Die Dichtwirkung einer überfluteten Sperrluftdichtung ist abhängig vom maximalen statischen Sperrluftdruck im Drosselspalt p_d und dem gegenüberstehenden, im Betrieb maximal möglichen, hydrostatischen Flüssigkeitsdruck p_F . Mit dem Sicherheitsbeiwert S kann der zur Abdichtung notwendige Sperrluftdruck berechnet werden:

$$p_d = S \cdot p_F \quad (4.4)$$

Sind bei Rotation der Spindel Verwirbelungen der Flüssigkeit in der Nähe der Dichtung zu erwarten, ist dies durch einen höheren Sicherheitsbeiwert zu berücksichtigen.

4.1.2 Flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen

Bei einer flüssigkeitsbespritzten Dichtung treffen die anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen mit der Geschwindigkeit v_F auf das Dichtsystem. Beim Aufprall wird die kinetische Energie der Flüssigkeitsstrahlen in einen statischen Flüssigkeitsdruck umgewandelt. Der maximal mögliche statische Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} am bespritzungsseitigen Drosselspaltende entspricht dabei dem dynamischen Druck (Staudruck) p_{dyn} der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen.

$$p_{Fmax} \leq p_{dyn} = \frac{\rho_F}{2} \cdot v_F^2 \quad (4.5)$$

Die Dichtwirkung flüssigkeitsbespritzter Sperrluftdichtsysteme wurde in /8/ für kleine Spindeldurchmesser experimentell untersucht. Für die Dichtwirkung entscheidend ist, wie bei einer überfluteten Sperrluftdichtung, das Verhältnis zwischen dem maximalen Sperrluftdruck im Drosselspalt p_d und dem gegenüberstehenden, maximalen statischen Flüssigkeitsdruck im Drosselspalt p_{Fmax} . Die Bedingung für Dichtheit lautet:

$$p_d \geq p_{Fmax} \quad (4.6)$$

Die Höhe des zum Sperrluftdruckaufbau benötigten Sperrluftstroms \dot{V}_0 hat dabei keinen Einfluss auf die Dichtwirkung. Der statische Flüssigkeitsdruck p_F ist abhängig von der geometrischen Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches und dem Staudruck der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen.

Bei der Flüssigkeitsbespritzung kleiner Spindeln über zwölf gleichmäßig am Wellenumfang verteilte Bespritzungsdüsen wird der bespritzungsseitige Drosselspalt nahezu gleichmäßig durch den anstehenden Flüssigkeitsdruck beaufschlagt.

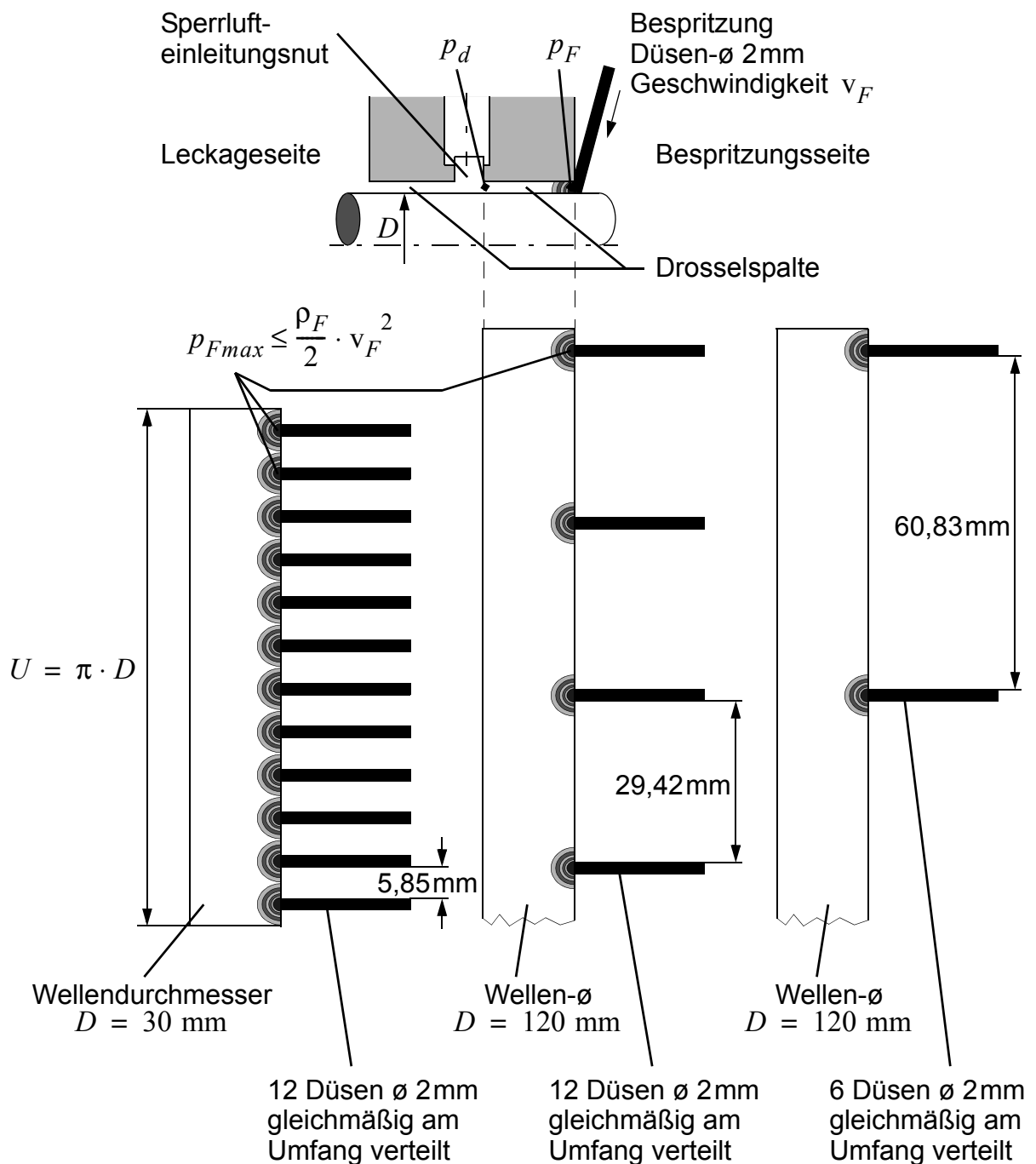
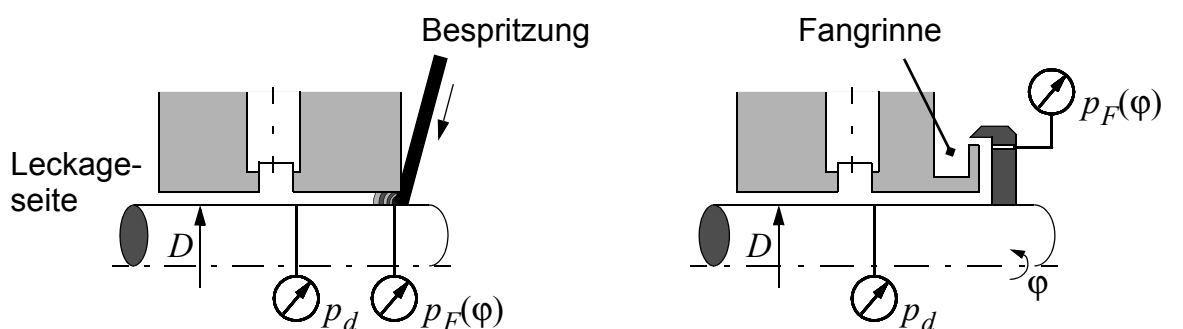


Bild 4.3 Flüssigkeitsbespritzung von Wellendurchmesser 30 und 120 mm

Bild 4.3 zeigt den abgewickelten Wellenumfang und die auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen bei Wellendurchmesser 30 und 120 mm in maßstäblicher Darstellung. Bei einem Wellendurchmesser von $D = 30$ mm und einer Flüssigkeitsbespritzung über zwölf gleichmäßig am Wellenumfang verteilte Flüssigkeitsstrahlen mit Durchmesser 2 mm beträgt der freie Abstand in Spaltumfangsrichtung zwischen den auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen 5,85 mm, Bild 4.3 links. Wird der Wellendurchmesser auf 120 mm vergrößert, beträgt bei identischen Bespritzungsbedingungen der freie Zwischenraum bereits 29,42 mm. Wird dieses Dichtsystem anstatt mit zwölf, nur mit sechs gleichmäßig am Wellenumfang verteilten Flüssigkeitsstrahlen bespritzt, erhöht sich der freie Abstand in Spaltumfangsrichtung auf 60,83 mm, Bild 4.3 rechts. Dieses Beispiel verdeutlicht die verstärkte punktuelle Beanspruchung von flüssigkeitsbespritzten Dichtsystemen bei größeren Wellendurchmessern.

Bei der Bestimmung der Dichtmechanismen flüssigkeitsbespritzter Sperrluftdichtsysteme bei größeren Wellendurchmessern stellt sich die Frage, ob die Dichtwirkung wie bei kleinen Spindeln mit am Wellenumfang „gleichmäßiger“ Beaufschlagung, nur vom Sperrluftdruck im Drosselspalt und dem anstehenden Flüssigkeitsdruck abhängt oder ob ein zusätzlicher Einfluss festzustellen ist. Zur Klärung wurde bei verschiedenen Sperrluftdichtsystemen die Dichtheitsgrenze bestimmt. Dabei wurde die Leckage Seite des Dichtsystems beobachtet und der zugeführte Sperrluftstrom langsam reduziert, bis Leckage auftrat. Die so ermittelten Sperrluftparameter Volumenstrom \dot{V}_0 und Sperrluftdruck p_d , bei denen gerade noch keine Leckage auftrat stellen Grenzwerte dar, die für eine zuverlässige Dichtwirkung über einen längeren Zeitraum noch mit einem Sicherheitsbeiwert versehen werden müssen. Ebenfalls gemessen wurde der statische Flüssigkeitsdruck $p_F(\varphi)$ am gesamten Wellenumfang.

Das Bild 4.4 zeigt in schematischer Darstellung die untersuchten Sperrluftdichtsysteme und eine Übersicht über die variierten Versuchsparembereiche.



Bespritzungsbedingungen:
 Düsenanzahl 1...12
 Vollstrahl- / Flachstrahldüsen
 Düsendurchmesser 1...4 mm
 Bespritzungsmenge 0...80 l/min

Geometrie:
 Wellendurchmesser 60...150 mm
 Drosselspalthöhen 0,04...0,15 mm
 Eingangsbereich mit/ohne Fangrinne
 Fangrinnengröße 0,5x0,5...6x6 mm

Bild 4.4 Untersuchte Sperrluftdichtsysteme - variierte Parameterbereiche

In Bild 4.5 sind die Ergebnisse der bei Wellenstillstand durchgeführten Untersuchungen zusammengefasst. Durch die einzelnen Messpunkte dargestellt ist der beim Erreichen der Dichtheitsgrenze gemessene Sperrluftdruck p_d in Abhängigkeit vom maximalen, am Wellenumfang gemessenen Flüssigkeitsdruck im Drosselspalt p_{Fmax} , bei den untersuchten Varianten. Ebenfalls in das Diagramm eingetragen ist der Grenzfall $p_d = p_F$, der bei kleinen Spindeldurchmessern bzw. bei überfluteten Sperrluftdichtsystemen die Dichtheitsgrenze repräsentiert.

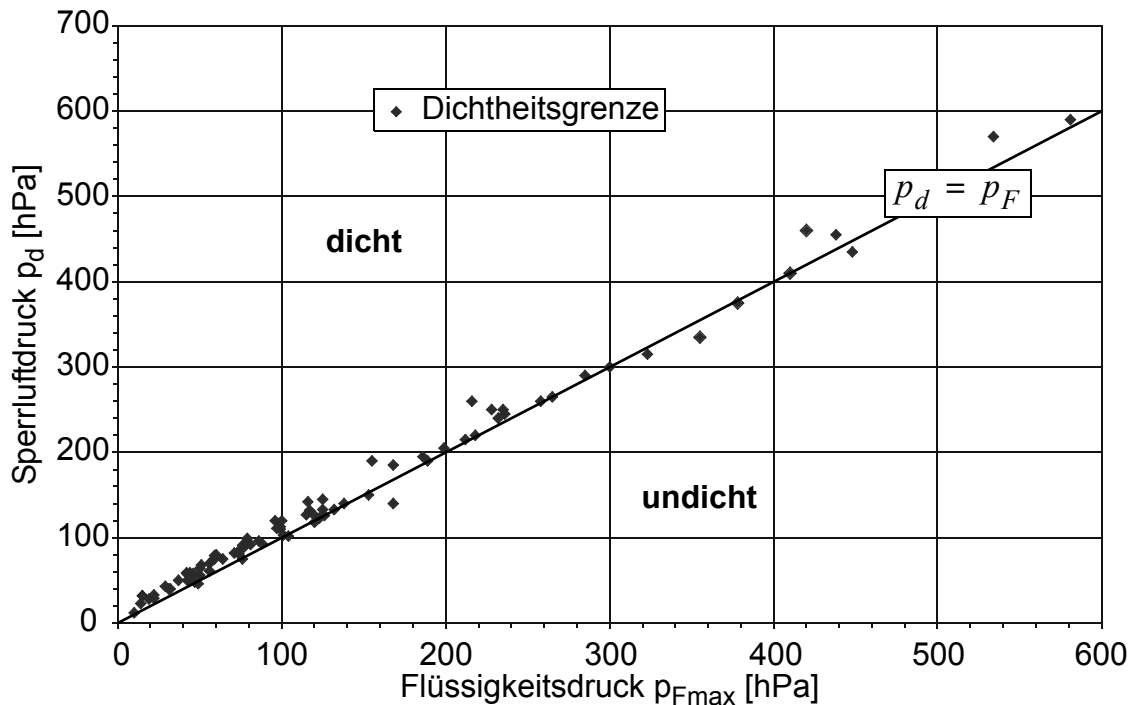


Bild 4.5 Beim Erreichen der Dichtheitsgrenze gemessene Sperrluftdrücke p_d in Abhängigkeit vom maximalen, am Wellenumfang gemessenen Flüssigkeitsdruck im Drosselspalt p_{Fmax}

Unabhängig von der geometrischen Gestaltung des Dichtsystems, der Art und Anzahl der Bespritzungsdüsen sowie dem Staudruck der Flüssigkeitsstrahlen, ist ein linearer Zusammenhang zwischen dem zur Abdichtung mindestens notwendigen Sperrluftdruck p_d und dem Maximum des am Wellenumfang anstehenden Flüssigkeitsdruckes p_{Fmax} zu erkennen. Bei Sperrluftdichtsystemen ist die Beanspruchung damit unabhängig von der flüssigkeitsbespritzten Umfangsfläche. Entscheidend für die Höhe des zur Abdichtung notwendigen Sperrluftdruckes p_d ist der höchste, auch nur punktuell am bespritzungsseitigen Drosselspalt anstehende statische Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} .

Mit dem Sicherheitsbeiwert $S = 1, 2 \dots 1, 5$ lässt sich damit die allgemein gültige Bedingung für die Dichtwirkung von Sperrluftdichtsystemen aufstellen:

$$p_d = S \cdot p_F \quad (4.7)$$

Aus den durchgeführten Untersuchungen zur Dichtwirkung von Sperrluftdichtsystemen lassen sich zwei wichtige Schlussfolgerungen ziehen:

- Den Flüssigkeitsdruck am bespritzungsseitigen Drosselspaltende p_F so gering wie möglich halten.
- Den zur Abdichtung notwendigen Sperrluftdruck p_d mit einem möglichst geringen Sperrluftstrom \dot{V}_0 aufbauen, damit durch den leckageseitig abströmenden Sperrluftstrom die Schmierung der Lager nicht beeinträchtigt wird und die Betriebskosten der Sperrluftdichtung möglichst gering sind.

4.2 Flüssigkeitsdruck

Das Maximum des am bespritzungsseitigen Drosselspaltende anstehenden Flüssigkeitsdruckes p_{Fmax} bestimmt die Höhe des zur Abdichtung notwendigen Sperrluftdruckes p_d . Im Folgenden wird untersucht, welcher Zusammenhang zwischen der Art der Flüssigkeitsbespritzung, der geometrischen Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches und dem sich einstellenden Flüssigkeitsdruck p_F besteht.

4.2.1 Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches

Im Dichtungseingangsbereich treffen anspritzende Flüssigkeitsstrahlen auf das Dichtsystem auf. Die anspritzende Flüssigkeit muss möglichst gut abgewiesen, abgeschleudert, umgelenkt und abgeschirmt werden.

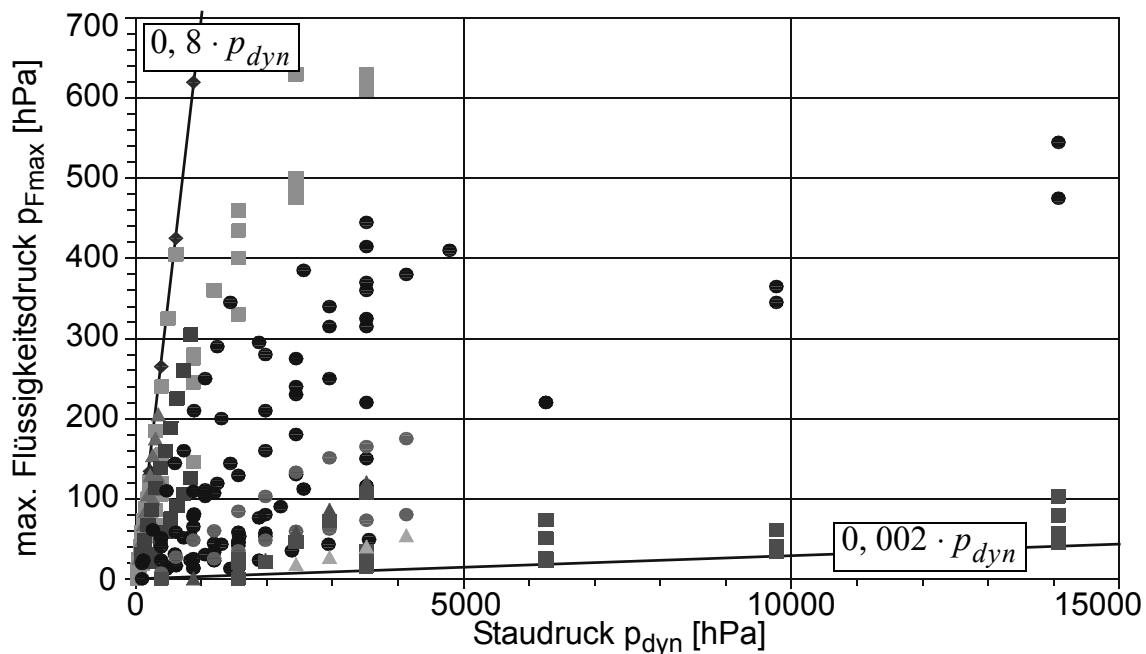


Bild 4.6 Maximaler Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} anspritzender Flüssigkeitsstrahlen, bei unterschiedlicher Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches

Beim Aufprall wird die kinetische Energie der Flüssigkeitsstrahlen in einen statischen Flüssigkeitsdruck umgewandelt. Der maximal mögliche statische Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} am bespritzungsseitigen Drosselspaltende entspricht dabei dem dynamischen Druck (Staudruck) $p_{dyn} = (\rho_F/2) \cdot v_F^2$, der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen.

In Bild 4.6 sind die, bei den untersuchten Varianten gemessenen, maximalen Flüssigkeitsdrücke im Drosselspalt p_{Fmax} über dem Staudruck p_{dyn} der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen dargestellt. Es wird deutlich, wie groß der Einfluss des Dichtungseingangsbereiches auf den sich im Drosselspalt einstellenden Flüssigkeitsdruck ist. Die abzudichtenden Flüssigkeitsdrücke p_{Fmax} betragen bei den untersuchten Varianten des Dichtungseingangsbereiches zwischen 0,2% und 80% vom Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen.

Bild 4.7 zeigt einen Dichtungseingangsbereich, der sich in den Untersuchungen von Fritz /6/ und Stanger /8/ als günstig erwiesen hat. Die gehäusesseitige Fangrinne mit der Breite b und der Tiefe t verhindert, dass am Gehäuse ablaufende Flüssigkeit in den Eingangsspalt gelangt. Durch die Eingangsspaltüberdeckung wird ein direktes Einspritzen in den Drosselspalt verhindert. Durch den anschließenden Stirnflächenspalt entsteht bei Rotation der Welle eine Rückförderwirkung, die den Flüssigkeitsdruck im Drosselspalt verringert.

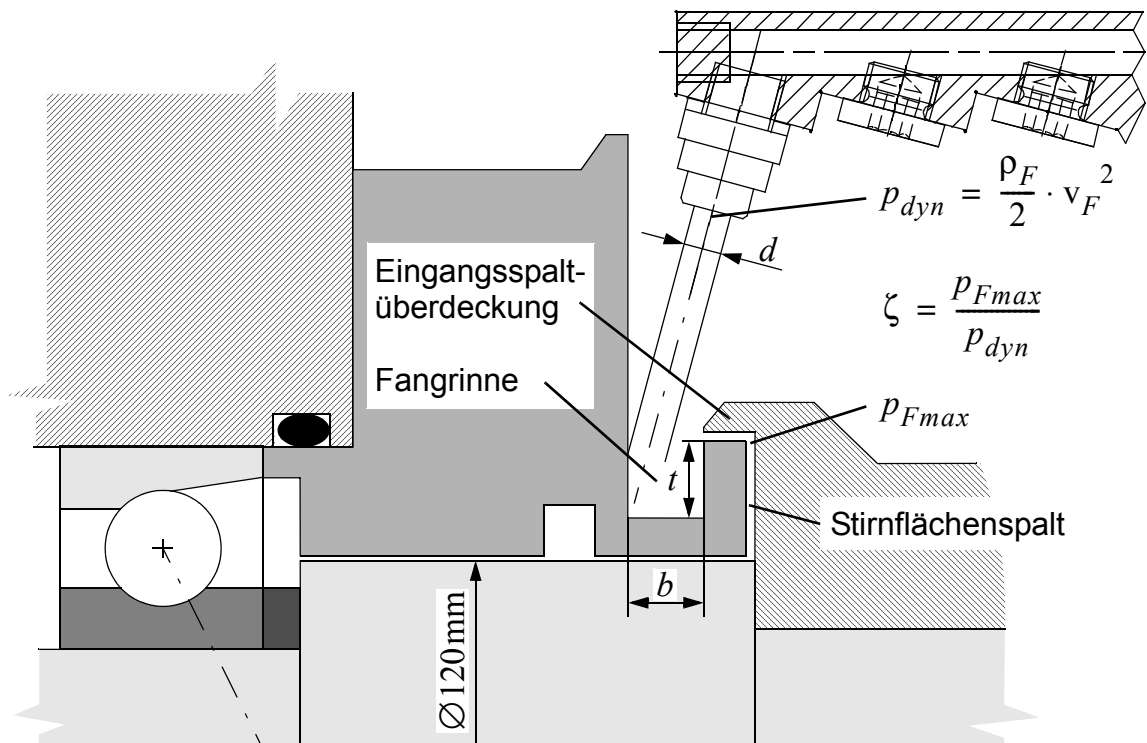


Bild 4.7 Sperrluftdichtsystem mit gehäuseseitiger Fangrinne und überdecktem Eingangsspalt

Bei den nachfolgend beschriebenen Untersuchungen wurde, an dem in Bild 4.7 dargestellten Sperrluftdichtsystem, systematisch die Größe der gehäuseseitigen Fangrinne variiert und mit unterschiedlichen Düsendurchmessern unter 75° zur Wellenachse bespritzt. Die Messung des Flüssigkeitsdruckes p_{Fmax} am bespritzungsseitigen Drosselspaltende erfolgte über eine Messbohrung im Stirnflächenspalt. Diese Untersuchungen wurden bei einer „Schleimdrehzahl“ von $n = 100 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Die Rückförderwirkung des Stirnflächenspaltens kann bei dieser Drehzahl vernachlässigt werden.

Zur Beschreibung der Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches wird der Beiwert ζ eingeführt:

$$\zeta = \frac{p_{Fmax}}{p_{dyn}} \quad (4.8)$$

Dabei ist p_{Fmax} das Maximum des am Wellenumfang gemessenen Flüssigkeitsdruckes und p_{dyn} der aus dem Bespritzungsstrom, dem Düsenquerschnitt und der Düsenanzahl berechnete Staudruck der Flüssigkeitsstrahlen. Der Beiwert ζ kann Werte zwischen $0 < \zeta \leq 1$ annehmen. Bei günstiger Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches nimmt er sehr kleine Werte an. Der maximale Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} am bespritzungsseitigen Drosselspaltende ist entsprechend gering.

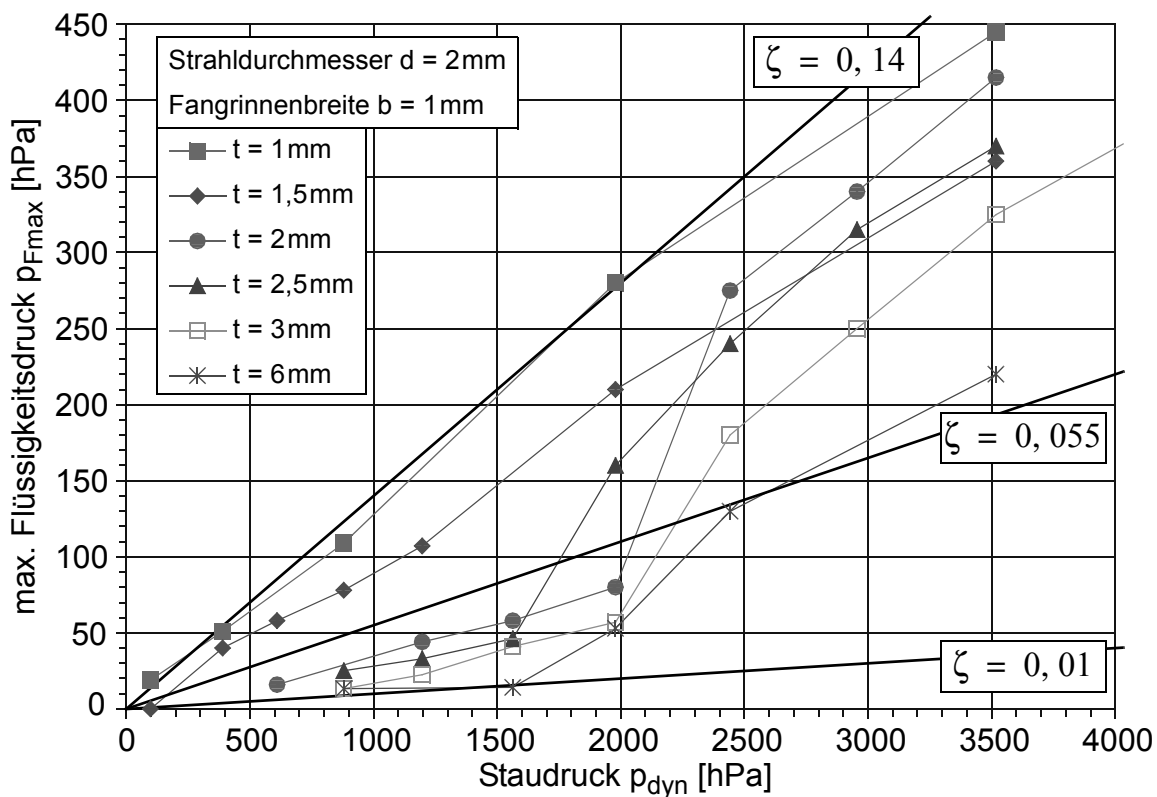


Bild 4.8 Maximaler Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen, bei unterschiedlicher Fangrinnentiefe t

Bild 4.8 zeigt den bei unterschiedlicher Fangrinnentiefe t und gleichbleibender Fangrinnenbreite b gemessenen, maximalen Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} im Drosselspalt in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen. Die Fangrinnenbreite betrug bei dieser Untersuchung $b = 1 \text{ mm}$, der Strahldurchmesser der Flüssigkeitsstrahlen $d = 2 \text{ mm}$.

Bei einer Fangrinnentiefe von $t = 1 \text{ mm}$ steigt p_{Fmax} linear mit dem Staudruck der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen. Der Beiwert ζ beträgt in diesem Fall $\zeta = 0,14$, d.h. 14% des Staudruckes der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen steht im Drosselspalt als abdichtender Flüssigkeitsdruck an. Die Vergrößerung der Fangrinnentiefe auf $t = 6 \text{ mm}$ bewirkt eine Reduzierung des Beiwertes auf $\zeta = 0,01$, jedoch nur bis zu einem Staudruck von 1500 hPa . Die Flüssigkeitsbespritzung dieser Fangrinne mit einem Querschnitt von $b \times t = 1 \times 6 \text{ mm}$ mit Staudrücken $p_{dyn} > 2500 \text{ hPa}$ führt zu Beiwerten von $\zeta \approx 0,055$. Das bedeutet, die Vergrößerung der Fangrinnentiefe bewirkt eine Verbesserung der Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches. Die Verbesserung fällt bei hohen Staudrücken der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen jedoch geringer aus.

Im Folgenden wird der Einfluss unterschiedlicher Fangrinnenbreiten b und Strahldurchmesser d der Bespritzungsstrahlen auf die Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches untersucht.

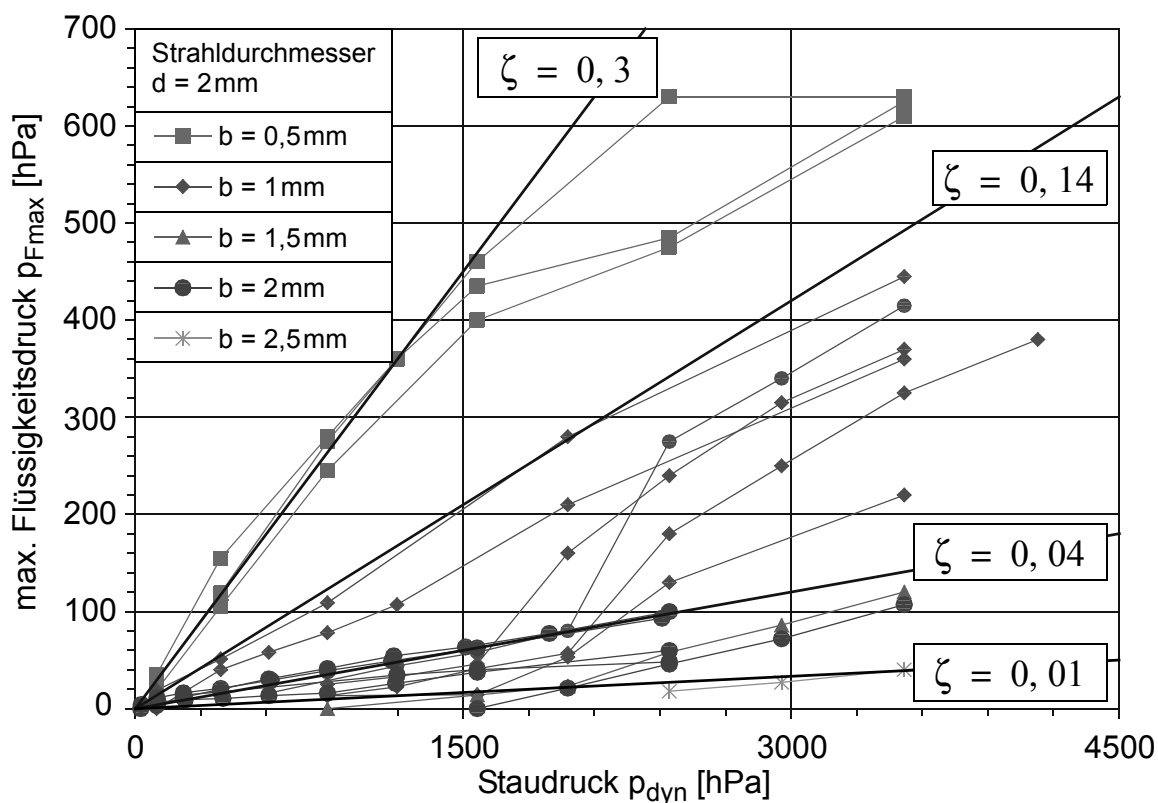


Bild 4.9 Maximaler Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen, bei unterschiedlicher Fangrinnenbreite b

Der gemessenen maximalen Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} in Abhängigkeit von p_{dyn} bei variabler Fangrinnenbreite b , zeigt Bild 4.9. Der Strahldurchmesser betrug wie bei den in Bild 4.8 dargestellten Messungen $d = 2$ mm.

Der maximale Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} nimmt mit zunehmender Fangrinnenbreite stark ab. Der Beiwert ζ verringert sich von $\zeta = 0,3$ bei einer Fangrinnenbreite von $b = 0,5$ mm auf $\zeta = 0,01$ bei einer Fangrinnenbreite von $b = 2,5$ mm. Durch die Vergrößerung der Fangrinnenbreite wird die Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches stark verbessert. Die Fangrinnentiefe hat gegenüber der Fangrinnenbreite einen geringeren Einfluss auf die Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches.

Um zu allgemein gültigen Aussagen über die Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches zu gelangen, wurde das in Bild 4.7 dargestellte Sperrluftdichtsystem zusätzlich mit unterschiedlichen Strahldurchmessern bespritzt. Die ermittelten Beiwerte $\zeta = p_{Fmax}/p_{dyn}$ aufgetragen über der auf den Strahldurchmesser bezogene Fangrinnenbreite (b/d), zeigt Bild 4.10. Ebenfalls eingetragen sind aus den Messungen interpolierte Beiwertverläufe bei konstantem Breiten-/Tiefenverhältnis der Fangrinne.

Bei schmalen Fangrinnen ($b/d < 0,7$) steigt der Beiwert ζ sehr stark an. Ist die Fangrinne breiter als die auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen ($b/d > 1$), stellen sich Beiwerte von $\zeta < 0,05$ ein. Der Einfluss der Fangrinnentiefe ist in diesem Bereich gering.

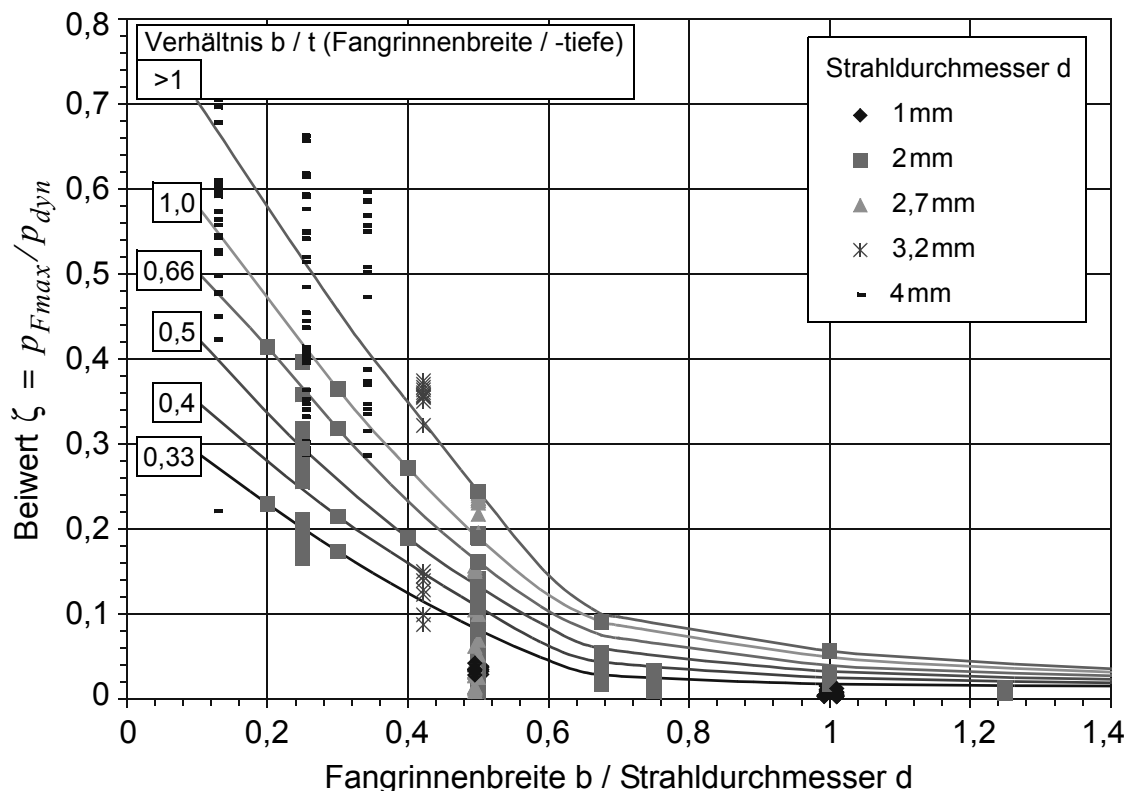


Bild 4.10 Beiwert ζ des Dichtungseingangsbereiches in Abhängigkeit von der Fangrinnengröße

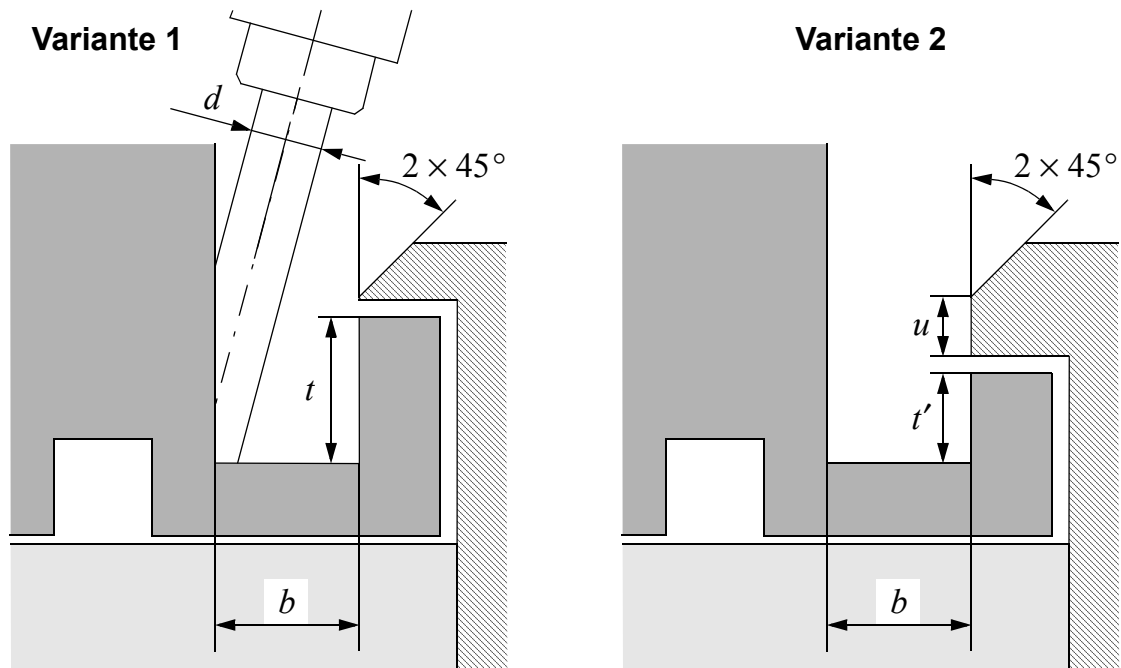


Bild 4.11 Gestaltung der Eingangsspaltüberdeckung - Position des Eingangsspalt in der Fangrinne

Neben den dargestellten Untersuchungen zur Fangrinnengröße wurde die Gestaltung der Eingangsspaltüberdeckung und damit die Position des Eingangsspalt in der gehäuseseitigen Fangrinne variiert, Bild 4.11. Bei der Variante 1 wird die Fangrinnentiefe t vom Stator des Dichtsystems gebildet. Die Eingangsspaltüberdeckung schließt bündig mit einer $2 \times 45^\circ$ Phase ab. Bei der Variante 2 setzt sich die Fangrinnentiefe zusammen aus dem Maß t' des Stators und dem Maß u des Rotors.

Bild 4.12 zeigt einen Vergleich der beiden Varianten bei einer gesamten Fangrinnenquerschnittsgröße von $b = 1 \text{ mm} \times t = 1,5 \text{ mm}$. Dargestellt ist der maximale Flüssigkeitsdruck in Abhängigkeit vom Staudruck der Bespritzungsstrahlen, sowie aus dem Messwerten interpolierte Beiwerte ζ . Die Variante 2 weist mit $u = 1 \text{ mm}$ und $t' = 0,5 \text{ mm}$ den gleichen Fangrinnenquerschnitt wie Variante 1 auf. Die Bespritzung mit einem Strahldurchmesser von $d = 2 \text{ mm}$ ergibt bei Variante 2 wesentlich höhere Flüssigkeitsdrücke. Der Beiwert ζ steigt von $\zeta = 0,1$ bei Variante 1 auf $\zeta = 0,37$ bei Variante 2. Dieses Verhalten wird bei der Bespritzung mit einem Strahldurchmesser von $d = 4 \text{ mm}$ bestätigt. Der Beiwert ζ steigt von $\zeta = 0,55$ bei Variante 1 auf $\zeta = 0,8$ bei Variante 2.

Auch bei größerem Fangrinnenquerschnitt ($b = 1 \text{ mm} \times t = 3 \text{ mm}$) bewirkt Variante 2 ($t' = 2 \text{ mm}$) eine deutliche Verschlechterung des Eingangsbereiches, Bild 4.13. Die Bespritzung mit $d = 2 \text{ mm}$ ergibt bei Variante 2 $\zeta = 0,055$, gegenüber $\zeta = 0,025$ bei Variante 1. Sogar die Variante 1 mit einer kleineren Fangrinnengröße von $1 \times 2 \text{ mm}$ liefert mit $\zeta = 0,04$ bei Bespritzung mit $d = 2 \text{ mm}$ bessere Werte als die Variante 2.

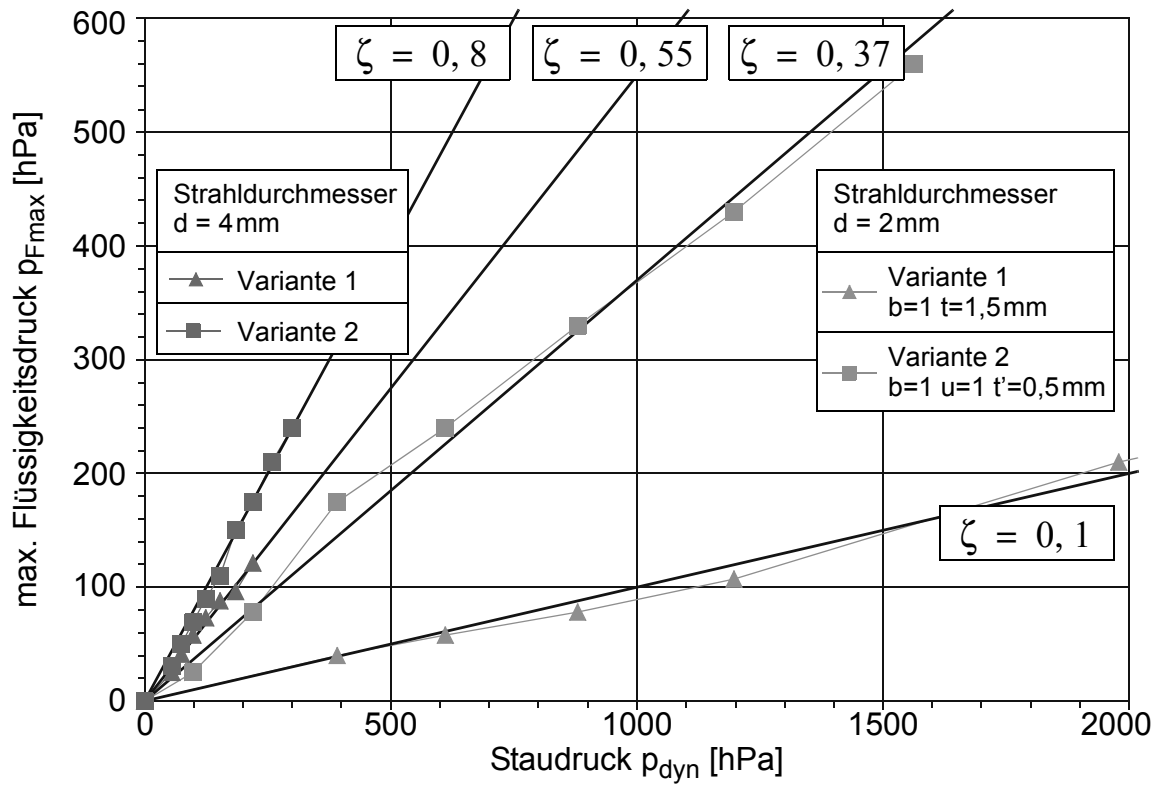


Bild 4.12 Fangrinnenquerschnitt $b = 1\text{ mm} \times t = 1,5\text{ mm}$; Unterschiedliche Position des Eingangsspalt in der Fangrinne

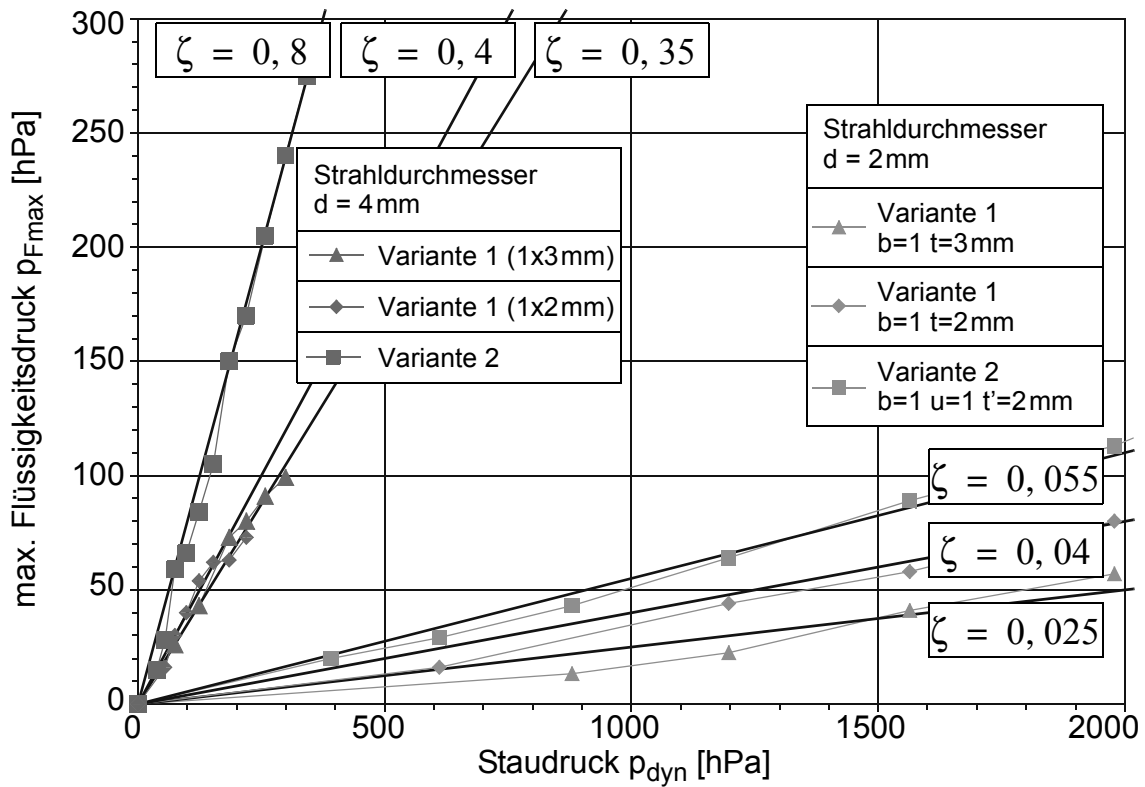


Bild 4.13 Fangrinnenquerschnitt $b = 1\text{ mm} \times t = 3\text{ mm}$; Unterschiedliche Position des Eingangsspalt in der Fangrinne

Die folgenden, wichtigen Erkenntnisse lassen sich für die Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches (Ausführung siehe Bild 4.7) zusammenfassen:

- Der abzudichtende Flüssigkeitsdruck ist abhängig vom Staudruck der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen $p_F = \zeta \cdot p_{dyn}$. Der Beiwert ζ wird durch die Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches festgelegt.
- Bei kleinen Fangrinnenquerschnitten (Fangrinnenbreite b / Strahldurchmesser $d < 0,5$) ergeben sich Beiwerte zwischen $0,2 < \zeta < 0,8$.
- Die Fangrinne sollte breiter ausgeführt werden als die zu erwartenden Flüssigkeitsstrahlen ($b/d > 1,2$). Der Beiwert ζ beträgt dann $\zeta < 0,05$. Günstig ist dabei ein quadratischer Querschnitt der Fangrinne ($b/t = 1$).
- Um ein direktes Einspritzen der Flüssigkeitsstrahlen in den Eingangsspalt zu verhindern, muss eine Eingangsspaltüberdeckung vorhanden sein (siehe Bild 4.7). Ist ein direktes Einspritzen in den Drosselspalt möglich, gilt $\zeta = 1$. Lediglich bei überfluteten Dichtsystemen kann auf die Eingangsspaltüberdeckung verzichtet werden.
- Die Eingangsspaltüberdeckung muss möglichst dünnwandig ausgeführt werden und sollte bis zum Spaltanfang abgeschrägt sein (Variante 1 in Bild 4.11).
- Wie frühere Untersuchungen zeigten, sollte die Eingangsspaltüberdeckung bündig mit der Fangrinne abschließen. Die Toleranzlage ist so zu wählen, dass die Eingangsspaltüberdeckung bündig abschließt oder etwas zurücksteht, sie darf auf keinen Fall in die Fangrinne hineinragen.

4.2.2 Einfluss der Beaufschlagungsart

In der Praxis werden die Dichtsysteme auf unterschiedlichste Art mit Flüssigkeit beaufschlagt. Beim Durchfahren von Wasservorhängen entstehen andere Beaufschlagungsbedingungen wie durch die Bespritzung mit einzelnen Flüssigkeitsstrahlen. Insbesondere Werkzeuge mit innerer Kühlmittelzufuhr können zu einer sehr starken punktuellen Beanspruchung mit hohen Staudrücken führen, während durch Wasservorhänge der Eingangsbereich auf der oberen Wellenhälfte überflutet wird. Nachfolgend wird deshalb untersucht, welchen Einfluss unterschiedliche Bespritzungsarten auf die Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches haben.

Bild 4.14 zeigt die untersuchten Varianten der Düsenbespritzung:

- 1.) $z=12$ Düsen gleichmäßig am Umfang verteilt unter 75° zur Wellenachse; Teilung $12 \times 30^\circ$; Bezeichnung: VK; $z=12$
- 2.) $z=6$ Düsen; Teilung $6 \times 30^\circ$; Bespritzung am halben Umfang; Bezeichnung: HK; $z=6$
- 3.) $z=9$ Düsen; Teilung $12 \times 30^\circ$, jede vierte Düse fehlt; Bezeichnung: VK; $z=9$
- 4.) $z=6$ Düsen; Teilung $6 \times 60^\circ$; Bezeichnung: VK; $z=6$

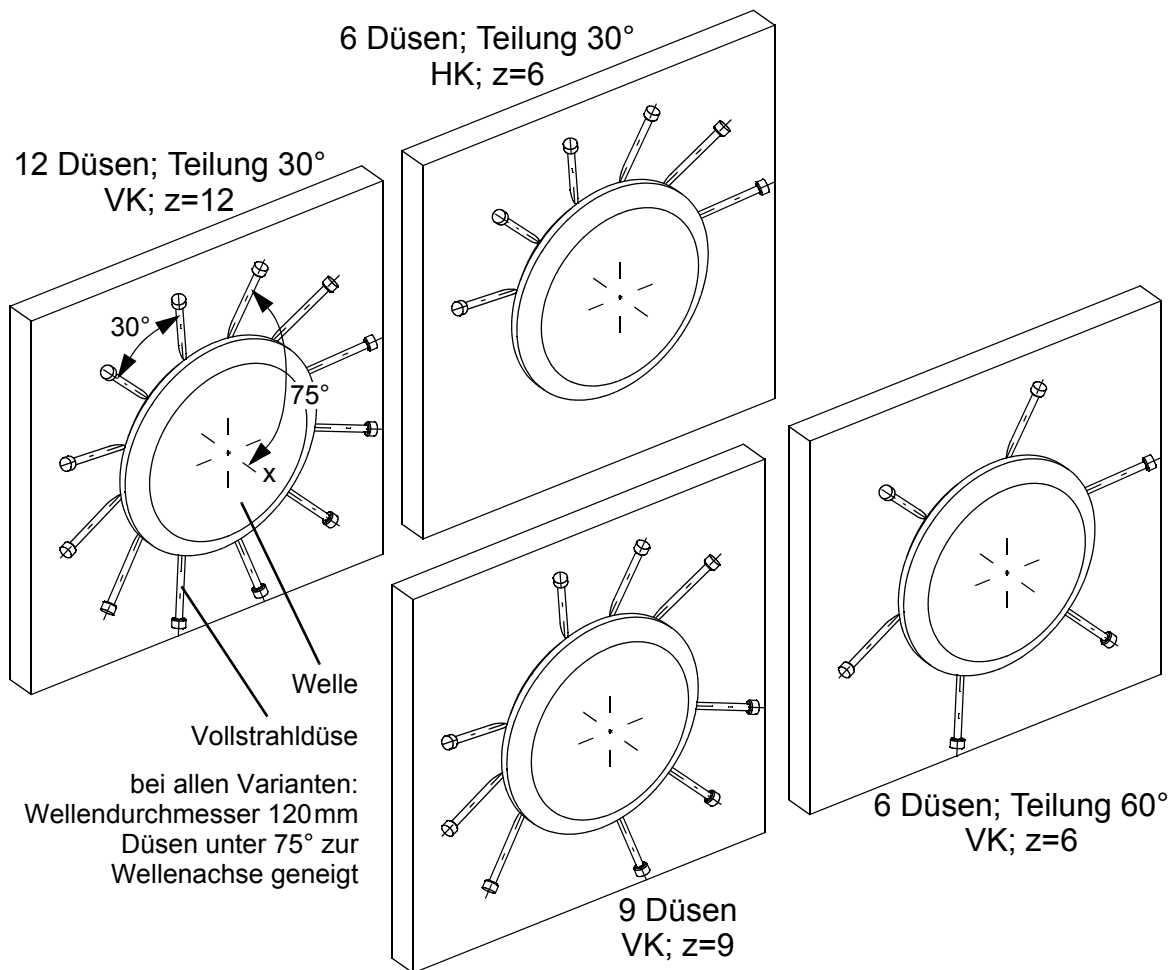


Bild 4.14 Unterschiedliche Anordnung und Anzahl der Bespritzungsdüsen

Eine Gegenüberstellung der bei den vier Bespritzungsvarianten ermittelten Beiwerte $\zeta = p_{Fmax}/p_{dyn}$ zeigt Bild 4.15. Der Strahldurchmesser d , die bezogene Fangrinnengröße b/d und das Querschnittsverhältnis b/t der Fangrinne ist ebenfalls angegeben.

Bei der Bespritzung mit 4mm Düsen auf sehr kleine Fangrinnenquerschnitte ($b/d = 0,125$ und $0,25$) konnte kein Einfluss der Bespritzungsvarianten festgestellt werden. Die Fangrinne wird von den großvolumigen Flüssigkeitsstrahlen geflutet, der Eingangsbereich zeigt mit $\zeta = 0,7$ eine geringe Wirksamkeit.

Der Vergleich zwischen der Bespritzung mit 12 Düsen (VK; z=12) und der Bespritzung am halben Wellenumfang (HK; z=6) ergibt bei 2mm Düsen eine Reduzierung des Beiwertes ζ . Der Abstand zwischen den Flüssigkeitsstrahlen ist bei diesen beiden Bespritzungsarten identisch. Jedoch können in den Randbereichen der „Halbkreisbespritzung“ die Flüssigkeitsstrahlen ungehindert in den nicht bespritzten Fangrinnenteil abströmen, was eine Reduzierung des Beiwertes ζ um 18% zur Folge hat.

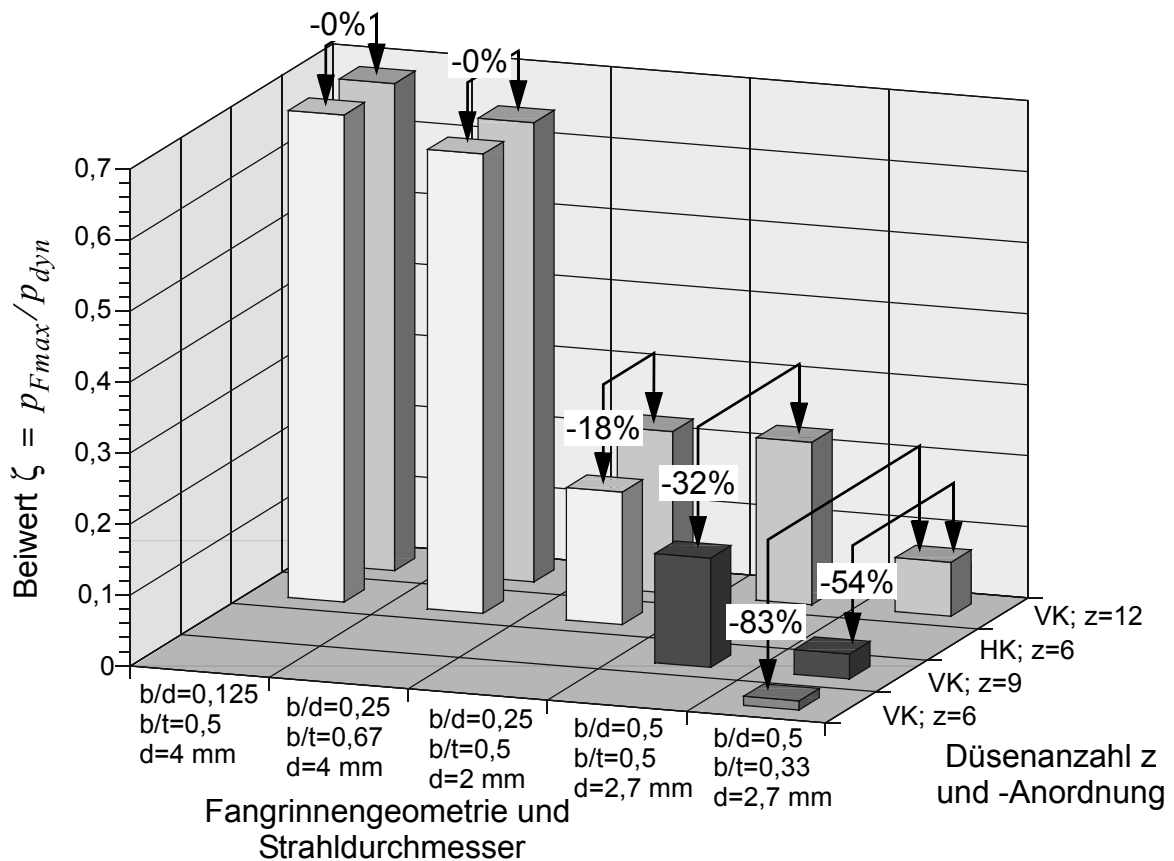


Bild 4.15 Beiwert ζ in Abhängigkeit von der Bespritzungsart und der Fangrinnengröße

Bei der Bespritzungsvariante (VK; z=9) wurde bei der verwendeten Bespritzungseinrichtung (Teilung $12 \times 30^\circ$) jeder vierte Düsenkörper verschlossen. Dadurch entstanden am Wellenumfang drei Lücken zwischen den auftreffenden Strahlen, in denen die Flüssigkeit ungehindert aus der Fangrinne abströmen kann. Der Beiwert ζ verringert sich um 32% (bei einer Fangrinnentiefe $b/t=0,5$) gegenüber der Bespritzung mit 12 Düsen. Bei der tieferen Fangrinne ($b/t=0,33$) reduzierte sich der Beiwert sogar um 54%.

Der Vergleich zwischen der Bespritzung mit 12 Düsen (VK; z=12) und der Variante mit 6 gleichmäßig am Umfang verteilten Düsen (VK; z=6) ergibt eine deutliche Reduzierung des im Eingangsspalt aufgebauten Flüssigkeitsdruckes. Der Abstand zwischen den Flüssigkeitsstrahlen ist bei der Variante (VK; z=6) bei dem untersuchten Wellendurchmesser von 120 mm mit 60 mm doppelt so groß wie bei der 12 Düsen - Bespritzung. Die auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen behindern nicht mehr so stark das Abströmen aus der Fangrinne, der Beiwert ζ verringert sich gegenüber (VK; z=12) um 83%.

Werden im Betrieb mit den Spindeln Wasservorhänge durchfahren, werden die Dichtsysteme auf der oberen Wellenhälfte gleichmäßig mit Kühlschmierstoff überströmt, Bild 4.16. Diese Beaufschlagungsart unterscheidet sich stark von der bisher untersuchten Düsenbespritzung, bei der die Flüssigkeit mit hoher kinetischer Energie auftrifft.

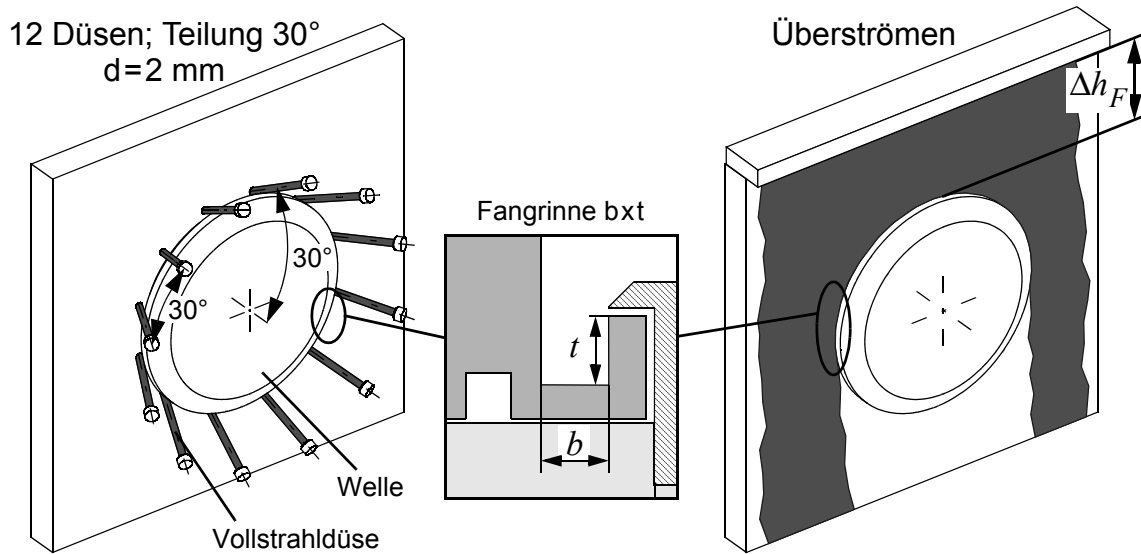


Bild 4.16 Beaufschlagungsarten: Düsenbespritzung - Überströmen

Wie bereits gezeigt, ist bei Bespritzung über Düsen der Flüssigkeitsdruck im Drosselspalt abhängig vom Staudruck der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen $p_F = \zeta \cdot p_{dyn}$. Das heißt p_F nimmt in zweiter Potenz mit dem Bespritzungsstrom zu. Bild 4.17 zeigt den ermittelten Flüssigkeitsdruck in Abhängigkeit vom Bespritzungsstrom bei Düsenbespritzung und Überströmen.

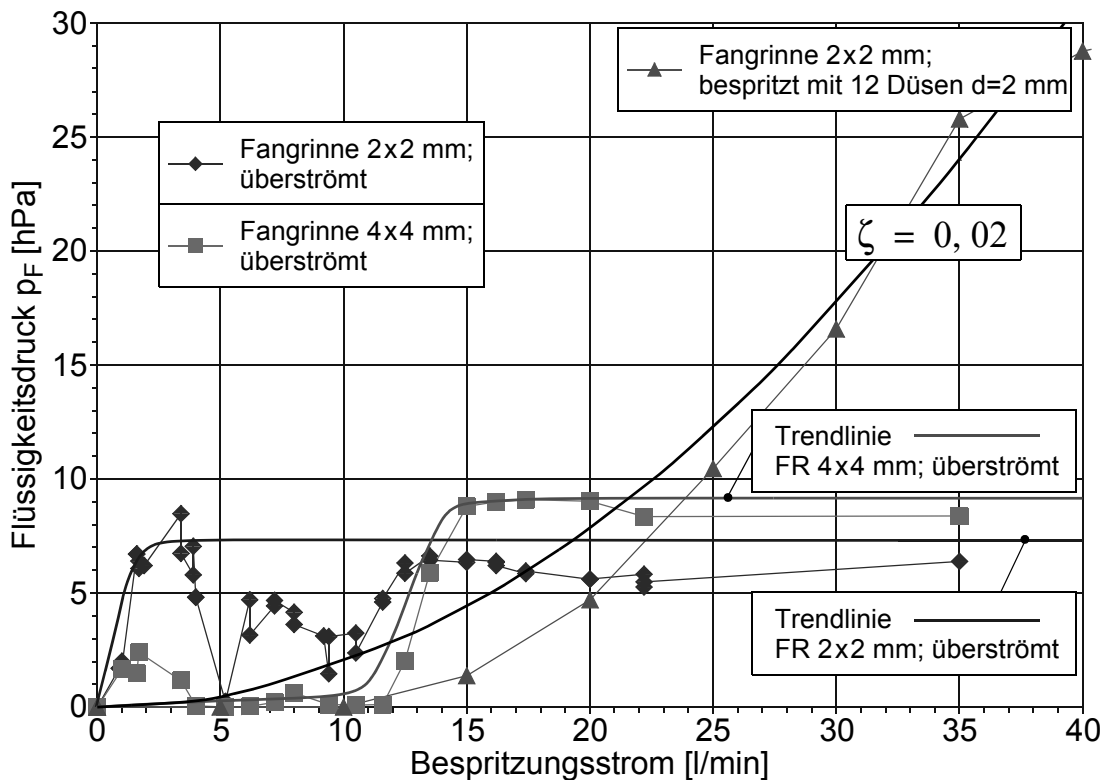


Bild 4.17 Flüssigkeitsdruck p_F in Abhängigkeit vom Bespritzungsstrom, bei unterschiedlicher Beaufschlagungsart

Bei überströmten Dichtsystemen steigt der Flüssigkeitsdruck im Drosselspalt p_F ab einem Mindestbespritzungsstrom nahezu sprunghaft auf ein gleichbleibendes Niveau an. Die Höhe dieses Mindestbespritzungsstromes ist abhängig von der Fangrinnen-größe. Während bei der kleineren Fangrinne mit einem Querschnitt von 2x2 mm bereits ab einer Flüssigkeitsmenge von 2 l/min ein Flüssigkeitsdruck messbar ist, ist bei der Fangrinne mit einem Querschnitt von 4x4 mm der sprunghafte Anstieg erst ab einer Flüssigkeitsmenge von 12 l/min festzustellen.

Die Flüssigkeitsdrücke p_F der 4x4 mm großen Fangrinne liegen über den Werten der kleineren 2x2 mm Fangrinne. Ursache dafür können montagebedingte Abweichungen der Eingangsspaltüberdeckung sein. Das in den durchgeführten Versuchen ermittelte Druckniveau bei überströmtem Eingangsbereich ist mit $p_F = 7 \dots 9$ hPa gering. Dieser Druck entsprach der freien Fallhöhe der Flüssigkeit Δh_F bis zum Auftreffen auf das Dichtsystem, Bild 4.16. Damit ist eine theoretische Abschätzung des zu erwartenden Flüssigkeitsdruckes beim Durchfahren von Wasservorhängen möglich:

$$p_F(\text{überströmen}) = \rho_F \cdot g \cdot \Delta h_F \quad (4.9)$$

Aus den durchgeführten Untersuchungen zum Einfluss der Beaufschlagungsart auf den Flüssigkeitsdruck p_{Fmax} (siehe Bild 4.7), können die folgenden Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Eine Abschätzung des Flüssigkeitsdruckes beim Durchfahren von Wasservorhängen ist näherungsweise über dessen Höhe möglich, Gleichung (4.9).
- Die Beaufschlagungsart Überströmen wird kritisch, wenn gleichzeitig Flüssigkeitsstrahlen mit hohem Staudruck auf den Eingangsbereich auftreffen. Der Staudruck wird dann von der in der Fangrinne „stehenden“ Flüssigkeit in den Eingangsspalt weitergeleitet. In diesem Fall muss mit einem Beiwert $\zeta = 0,7 \dots 1$ gerechnet werden.
- Bei sehr kleinen Fangrinnenquerschnitten ($b/d < 0,5$) ist der im Eingangsspalt aufgebaute Flüssigkeitsdruck unabhängig von der Anzahl und Anordnung der Flüssigkeitsstrahlen.
- Mit größer werdender Fangrinne steigt der Einfluss durch unterschiedliche Bespritzungsarten.
- Flüssigkeitsstrahlen mit kleinem Strahldurchmesser werden in der Fangrinne leichter tangential umgelenkt als große Strahldurchmesser. Der Flüssigkeitsdruck ist bei konstantem Staudruck und gleicher bezogener Fangrinnengröße (b/d) bei größerem Strahldurchmesser höher.
- Mit größer werdendem Abstand zwischen den auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen sinkt der Beiwert $\zeta = p_F/p_{dyn}$. Bei dem untersuchten Wellendurchmesser von 120 mm wurde durch die Vergrößerung der Abstände der Strahlauffreffpunkte am Wellenumfang von 30 mm auf 60 mm der Beiwert ζ um 83% verringert.

4.2.3 Drehzahleinfluss

Wie bereits in Abschnitt 4.1.1 erwähnt, drängt die Fliehkraftförderung von Stirnflächenspalten die Flüssigkeit zur Außenseite. Nachfolgend wird untersucht, welchen Einfluss diese Fliehkraftförderung auf den abzudichtenden Flüssigkeitsdruck hat.

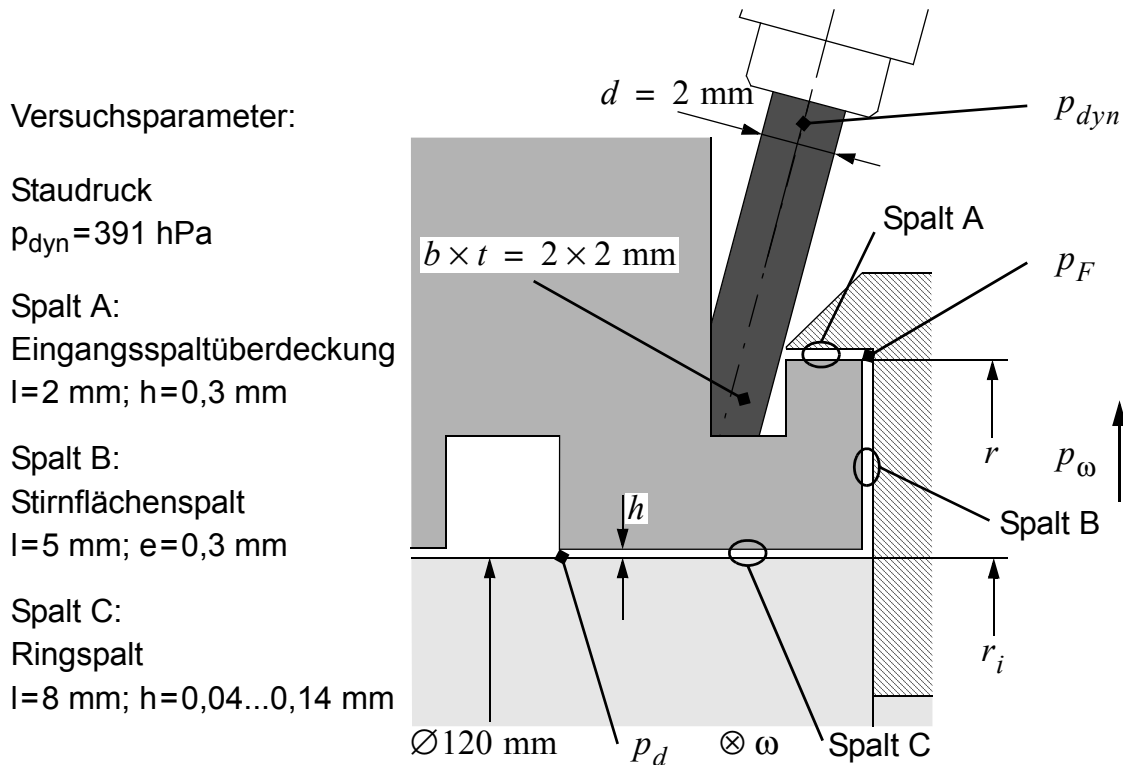


Bild 4.18 Versuchsparameter und Bezeichnungen

Unter der Annahme, dass der Stirnflächenspalt vollständig mit Flüssigkeit gefüllt ist, bildet sich in ihm eine Schleppströmung aus, die den Fliehkraftdruck p_{ω} induziert. Nach Müller /5/ berechnet er sich bei glatten Spaltwänden zu:

$$p_{\omega} = 0,15 \cdot \rho_F \cdot \omega^2 \cdot r_i^2 \cdot (R^2 - 1) \quad (4.10)$$

Dabei ist ρ_F die Dichte der Flüssigkeit, ω die Winkelgeschwindigkeit und $R = r/r_i$ das Verhältnis zwischen Außen- und Innenradius des Stirnflächenspaltes.

Bei Wellenstillstand ist der Flüssigkeitsdruck p_F abhängig vom Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen:

$$p_F(\omega = 0) = \zeta \cdot p_{dyn} = \zeta \cdot \frac{\rho_F}{2} \cdot v_F^2 \quad (4.11)$$

Der Beiwert ζ ist abhängig von der Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches und der Bespritzungsart. Bei einer Bespritzung über 12 Vollstrahldüsen mit $d = 2 \text{ mm}$, kann für das in Bild 4.18 dargestellte Dichtsystem $\zeta = 0,05$ angenommen werden. Der Staudruck p_{dyn} beträgt bei einem Bespritzungsstrom von 20 l/min und einer

Bespritzung über 12 Düsen mit $d = 2 \text{ mm}$, $p_{dyn} = 391 \text{ hPa}$. Bei Wellenstillstand muss unter diesen Beaufschlagungsbedingungen ein Flüssigkeitsdruck von $p_F = \zeta \cdot p_{dyn} = 19,55 \text{ hPa}$ abgedichtet werden.

Ist der Stirnflächenspalt vollständig mit Flüssigkeit gefüllt, wird bei Rotation der Welle der Flüssigkeitsdruck p_F um den Fliehkraftdruck p_ω verringert. Es gilt:

$$p_F(\omega) = \zeta \cdot p_{dyn} - p_\omega \quad (4.12)$$

Bleibt dabei die Dichte der Flüssigkeit im Spalt konstant, d.h. es kommt nicht zur Schaumbildung im Stirnflächenspalt, ist das Dichtsystem ab einer Grenzdrehzahl auch ohne Sperrluftzufuhr dicht. Beim Erreichen dieser Grenzdrehzahl gilt $p_\omega = p_F(\omega = 0) = \zeta \cdot p_{dyn}$. Für die in Bild 4.18 dargestellten Versuchsbedingungen berechnet sich diese Grenzdrehzahl zu $n_{Grenz} = 1379 \text{ min}^{-1}$.

In Bild 4.19 ist der nach Gleichung (4.10) berechnete Fliehkraftdruck p_ω und der mit Gleichung (4.12) berechnete Flüssigkeitsdruckverlauf $p_F(\omega)$ in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl aufgetragen. Ebenfalls in Bild 4.19 dargestellt sind die beim Erreichen der Dichtheitsgrenze gemessenen Sperrluftdrücke p_d . Diese zur Abdichtung mindestens notwendigen Sperrluftdrücke wurden in mehreren Versuchen mit unterschiedlichen Spalthöhen h des Ringspaltes ermittelt. Die zugehörigen Versuchsparameter und Abmessungen sind in Bild 4.18 zusammengestellt.

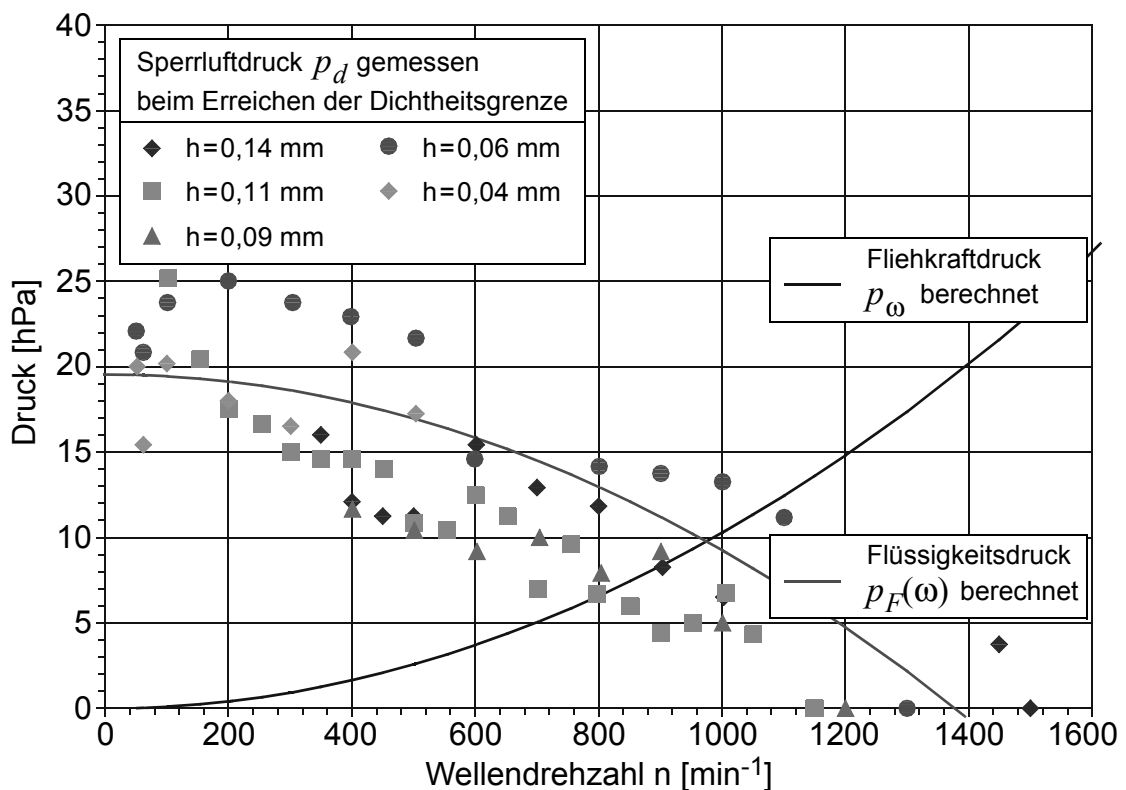


Bild 4.19 Drücke im Sperrluftdichtsystem in Abhängigkeit von der Drehzahl

Wie bereits in Abschnitt 4.1.2 gezeigt, entspricht der Sperrluftdruck p_d beim Erreichen der Dichtheitsgrenze, dem im Drosselspalt anstehenden Flüssigkeitsdruck p_F . Die in Bild 4.19 dargestellten, gemessenen Sperrluftdrücke p_d streuen gleichmäßig um den berechneten Flüssigkeitsdruckverlauf $p_F(\omega)$. Als Ursache für diese Abweichungen sind montagebedingte Abweichungen der Eingangsspaltüberdeckung zu sehen. Schließt die Eingangsspaltüberdeckung nicht bündig mit der Fangrinne ab, steigt der Flüssigkeitsdruck p_F bei Wellenstillstand.

Aus den Untersuchungen zum Drehzahleinfluss ist zusammenfassend festzustellen:

- Ein gleichmäßig flüssigkeitsgefüllter Stirnflächenspalt baut bei Rotation einen Fliehkraftdruck p_ω auf, der mit Hilfe der Gleichung (4.10) berechnet werden kann.
- Erfolgt wie in Bild 4.18 dargestellt, die Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches mit einer gehäuseseitigen Fangrinne, einer Eingangsspaltüberdeckung und einem anschließenden Stirnflächenspalt, ist der Stirnflächenspalt bei Bespritzung gleichmäßig mit Flüssigkeit gefüllt.
- Der Flüssigkeitsdruck $p_F(\omega)$ im Drosselspalt verringert sich mit zunehmender Drehzahl, Gleichung (4.12).
- Ab einer Grenzdrehzahl ist dieses Dichtsystem auch ohne Sperrluftzufuhr dicht. Voraussetzung dafür ist eine geringe Neigung zur Schaumbildung der abzudichtenden Flüssigkeit. Die Grenzdrehzahl kann über das Druckgleichgewicht $p_\omega = \zeta \cdot p_{dyn}$ näherungsweise berechnet werden.

4.3 Sperrluftdruckaufbau

Nachfolgend werden die Zusammenhänge zwischen der geometrischen Gestaltung von Sperrluftdichtsystemen, dem Druckaufbau im Drosselspalt und dem dabei benötigten Volumenstrom experimentell untersucht, sowie theoretische Berechnungsgrundlagen vorgestellt.

4.3.1 Berechnungsgrundlagen

Der Sperrluftdruck p_d in Sperrluftdichtsystemen ist abhängig vom zugeführten Volumenstrom \dot{V}_0 und dem Strömungswiderstand der Drosselspalte. Um eine Berechnung des Sperrluftdruckes, bzw. des zum Druckaufbau notwendigen Volumenstromes zu ermöglichen, ist es notwendig, sich Kenntnis darüber zu verschaffen, welche Strömungsform in den Drosselspalten vorliegt. Untersuchungen zu den sich einstellenden Strömungsformen bei Ringspalten mit rotierender Welle sind in der Literatur bekannt, /48/. Charakterisierende Größen sind dabei die Reynoldszahl Re und die Taylorzahl Ta .

Der Sperrluftdruck verursacht bei Wellenstillstand eine Luftströmung in Achsrichtung mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit \bar{w} . Sie berechnet sich aus dem Volumenstrom \dot{V} durch den betrachteten Drosselspalt und der durchströmten Fläche A :

$$\bar{w} = \dot{V}/A \quad (4.13)$$

Die dimensionslose Reynoldszahl Re berechnet sich allgemein zu:

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d_h \cdot \rho}{\eta} \quad (4.14)$$

Dabei ist η die dynamische Viskosität, ρ die Dichte und d_h der hydraulische Durchmesser der durchströmten Fläche. Der hydraulische Durchmesser berechnet sich aus der durchströmten Fläche A und deren Umfang U :

$$d_h = 4 \cdot A/U \quad (4.15)$$

Bei Ringspalten mit der Spalthöhe h gilt: $d_h = 2h$.

Die Taylorzahl Ta ist zusätzlich von der Winkelgeschwindigkeit ω der Welle und deren Durchmesser D abhängig.

$$Ta = \frac{\omega \cdot h \cdot \rho}{\eta} \cdot \sqrt{\frac{h \cdot D}{2}} \quad (4.16)$$

Die Strömungsform der Sperrluft in den Drosselspalten von Sperrluftdichtsystemen kann auf Grund der geringen Spalthöhen als laminar und wirbelfrei betrachtet werden, Bild 4.20. Demzufolge ist es ausreichend, bei den Berechnungsgrundlagen nur auf den Fall laminare, wirbelfreie Strömung einzugehen.

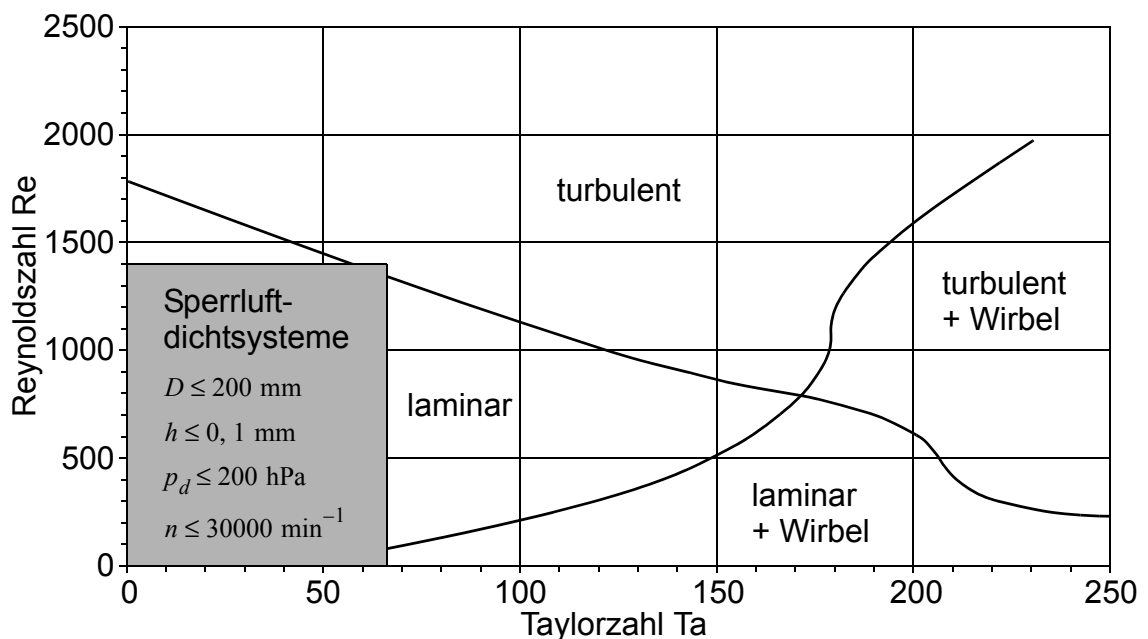


Bild 4.20 Strömungsformen in Abhängigkeit von der Taylorzahl und der Reynoldszahl, nach /48/

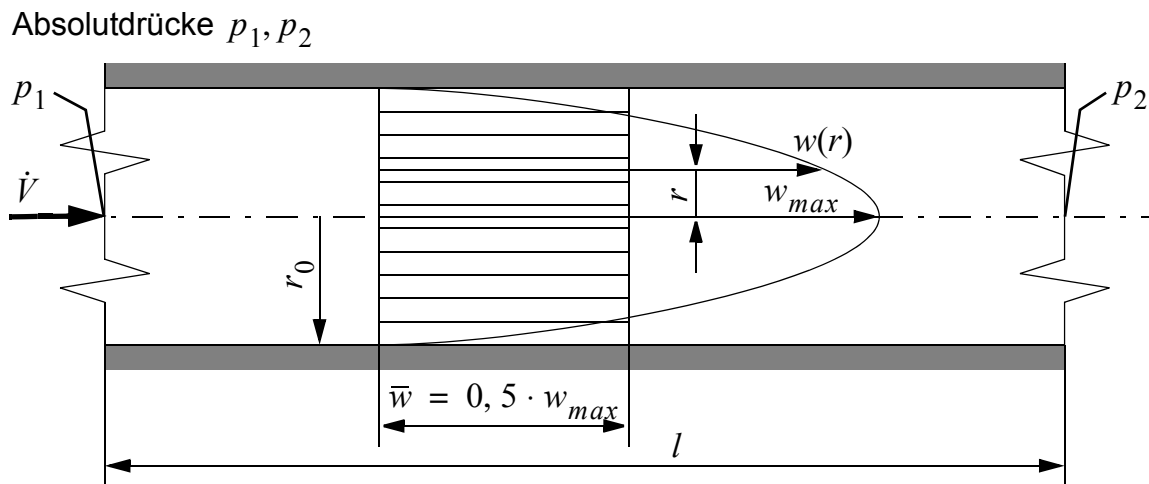


Bild 4.21 Geschwindigkeitsverteilung bei laminarer, inkompressibler Rohrströmung durch einen Kreisquerschnitt

Den Volumenstrom \dot{V} , bei laminarer, inkompressibler Strömung durch eine waagerechte Rohrleitung mit kreisförmigem Querschnitt beschreibt das Hagen-Poiseuillesche Gesetz:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot r_0^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p \quad (4.17)$$

Dabei ist r_0 der Radius und l die Länge der Rohrleitung, η die dynamische Viskosität und $\Delta p = p_1 - p_2$ die statische Druckdifferenz zwischen Rohranfang und Rohrende.

Die konstanten Größen können zum Strömungswiderstand \Re_{Kreis} zusammengefasst werden:

$$\dot{V} = \frac{\Delta p}{\Re_{Kreis}} \quad \text{mit} \quad \Re_{Kreis} = \frac{8 \cdot \eta \cdot l}{\pi \cdot r_0^4} \quad (4.18)$$

Wird eine Rohrleitung mit nichtkreisförmigem Querschnitt betrachtet, berechnet sich die Druckdifferenz Δp mit dem von der Querschnittsform abhängigen Faktor φ , der Reynoldszahl Re , der Länge l der Rohrleitung, dem hydraulischen Durchmesser d_h , der Dichte ρ und der mittleren Geschwindigkeit \bar{w} nach /83/ zu:

$$\Delta p = \varphi \cdot \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 \quad (4.19)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (4.13), (4.14) und (4.15) ergibt sich der Volumenstrom \dot{V} bei nichtkreisförmigem Leitungsquerschnitt zu:

$$\dot{V} = \frac{\Delta p}{\Re} \quad \text{mit} \quad \Re = \frac{2 \cdot \varphi \cdot U^2 \cdot l \cdot \eta}{A^3} \quad (4.20)$$

Zahlenwerte für den von der Querschnittsform abhängigen Faktor φ werden in der Literatur beschrieben (z.B. /83/, /87/, /88/). In der Tabelle 4.1 sind Zahlenwerte des Faktors φ für Rechteckquerschnitte zusammengestellt.

Tabelle 4.1 Faktor φ für Rechteckquerschnitte mit der Breite b und der Höhe h , bei laminarer Strömung, nach /83/

h/b	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
φ	1,5	1,34	1,2	1,1	1,02	0,97	0,94	0,92	0,9	0,89	0,88

$h/b \approx 0$ entspricht einem ebenen Spalt.

Der Strömungswiderstand $\mathfrak{R}_{Rechteck}$ einer Rohrleitung mit einem Rechteckquerschnitt berechnet sich mit der durchströmten Querschnittsfläche $A = b \cdot h$ und deren Umfang $U = 2 \cdot (b + h)$ aus Gleichung (4.20) zu:

$$\mathfrak{R}_{Rechteck} = \frac{8 \cdot \varphi \cdot (b + h)^2 \cdot l \cdot \eta}{b^3 \cdot h^3} \quad (4.21)$$

Wird ein quadratischer Strömungsquerschnitt betrachtet, gilt $h = b$. Nach Tabelle 4.1 beträgt der Faktor φ bei quadratischem Strömungsquerschnitt $\varphi = 0,88$. Der Strömungswiderstand $\mathfrak{R}_{Quadrat}$ berechnet sich zu:

$$\mathfrak{R}_{Quadrat} = \frac{28,16 \cdot l \cdot \eta}{b^4} \quad (4.22)$$

Bild 4.22 zeigt unterschiedliche Rohrleitungsquerschnitte und die zugehörigen Gleichungen zur Berechnung des Strömungswiderstandes \mathfrak{R} , bei laminarer, inkompressibler Strömung.

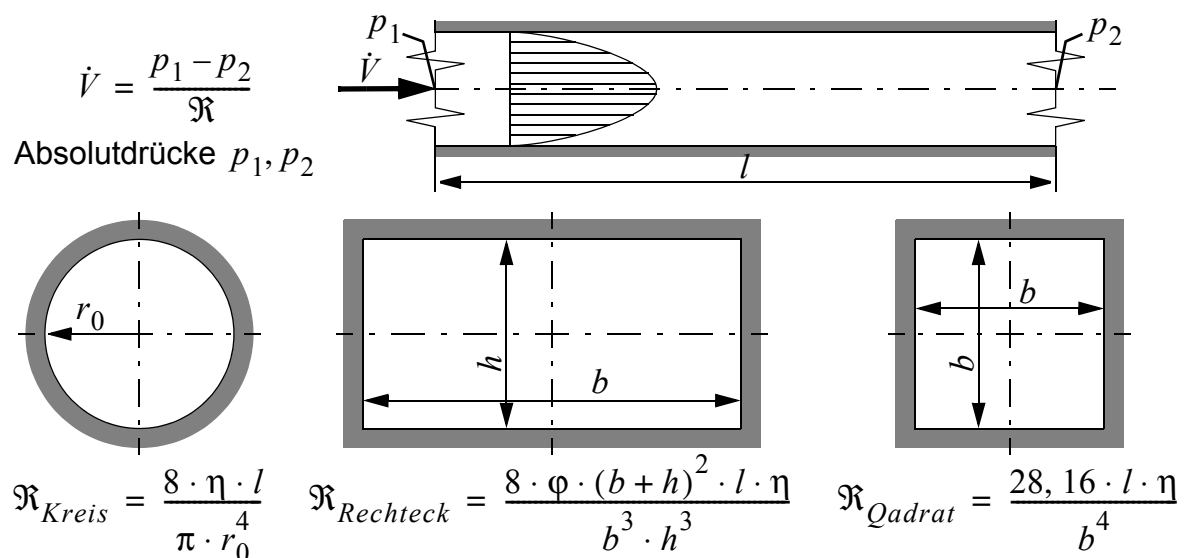


Bild 4.22 Strömungswiderstand \mathfrak{R} unterschiedlicher Rohrleitungsquerschnitte, bei laminarer, inkompressibler Strömung

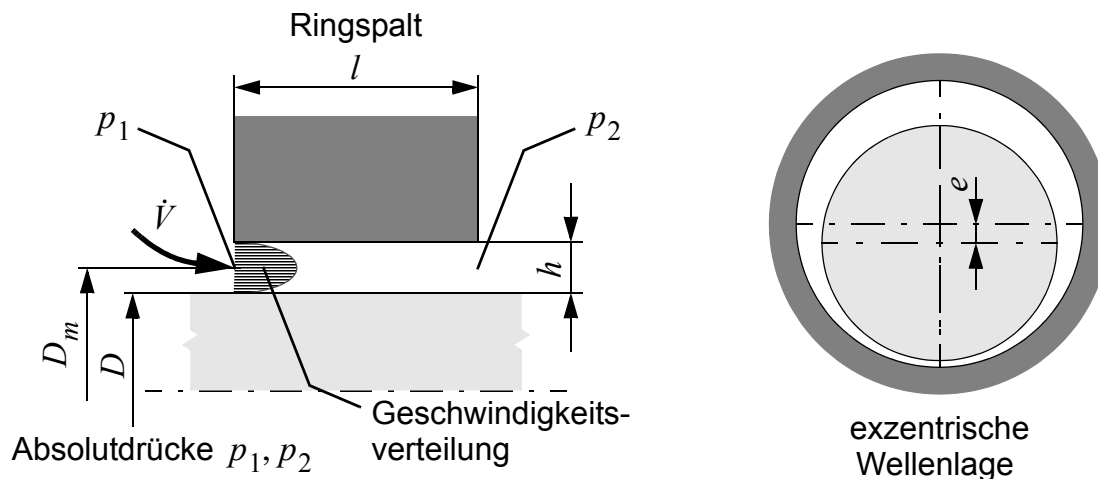


Bild 4.23 Bezeichnungen an einem Ringspalt

Bei laminarer, inkompressibler Strömung durch einen konzentrischen Ringspalt (Bild 4.23 links) berechnet sich der Volumenstrom \dot{V} nach /83/ zu:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{\pi \cdot D_m \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p \quad (4.23)$$

Dabei ist $D_m = D + h$ der mittlere Durchmesser des Ringspaltens, h die Spalthöhe, η die dynamische Viskosität und l die Spaltlänge. $\Delta p = p_1 - p_2$ ist die statische Druckdifferenz am Drosselspalt.

Die konstanten Größen können zum Spaltwiderstand \mathfrak{R}_{Ring} zusammengefasst werden:

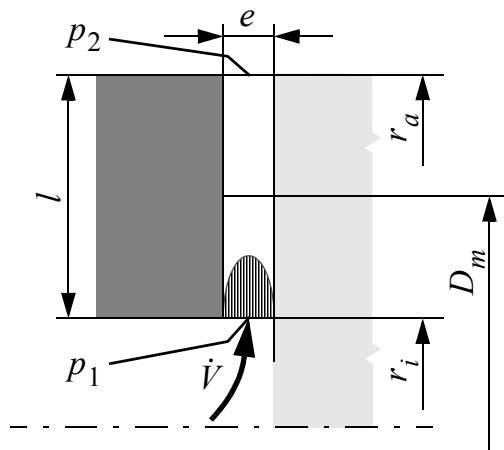
$$\mathfrak{R}_{Ring} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{\pi \cdot D_m \cdot h^3} \quad (4.24)$$

Konstruktions- und montagebedingt kommt es bei Ringspalten häufig zu einer exzentrischen Lage zwischen der Welle und dem spaltbildenden Gehäuse. Bei dem dabei entstehenden exzentrischen Ringspalt sind die Achsen der spaltbildenden Körper um das Maß e parallel zueinander versetzt, Bild 4.23 rechts. Mit der relativen Exzentrizität $\varepsilon = e/h$ berechnet sich der Volumenstrom durch einen exzentrischen Ringspalt zu:

$$\dot{V} = \frac{\Delta p}{\mathfrak{R}_{Ring,exzentrisch}} = \Delta p \cdot \frac{(1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2)}{\mathfrak{R}_{Ring}} \quad (4.25)$$

Das heißt, bei vollexzentrischer Wellenlage steigt der Volumenstrom bei laminarer Strömung auf den 2,5-fachen Wert gegenüber der zentrischen Wellenlage an.

Beispiel: Bei einer Ringspalthöhe von $h = 0,07$ mm und einer Exzentrizität von $e = 0,03$ mm ist gegenüber der zentrischer Wellenlage ein um 27,6% höherer Volumenstrom notwendig, um eine gleichbleibende Druckdifferenz am Ringspalt aufzubauen.



Stirnflächenspalt

Abkürzungen:

$$R = \frac{r_a}{r_i}$$

$$D_m = r_a + r_i$$

$$l = r_a - r_i$$

Absolutdrücke p_1, p_2 **Bild 4.24** Bezeichnungen an einem Stirnflächenspalt

Bei der Betrachtung eines Stirnflächenspaltes bei stehender Welle gilt für den Volumenstrom \dot{V} , ebenfalls bei laminarer, inkompressibler Strömung, nach /5/:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot D_m \cdot e^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot M \cdot \Delta p \quad (4.26)$$

Dabei ist $D_m = r_a + r_i$ der mittlere Durchmesser des Stirnflächenspaltes, e die Spalthöhe, η die dynamische Viskosität und $l = r_a - r_i$ die Spalllänge, sowie $\Delta p = p_1 - p_2$ die statische Druckdifferenz am Stirnflächenspalt. Mit dem Faktor M wird die Querschnittsänderung des Stirnflächenspaltes in Strömungsrichtung berücksichtigt:

$$M = \frac{2 \cdot (R - 1)}{(R + 1) \cdot \ln R} \quad (4.27)$$

Für in der Praxis realistische Radienverhältnisse $R = r_a/r_i = 1,1 \dots 3$ ergibt sich für den Faktor $M = 0,999 \dots 0,91$.

Analog zum Ringspalt können bei dem hier betrachteten Stirnflächenspalt ebenfalls die konstanten Größen zum Spaltwiderstand \Re_{Stirn} zusammengefasst werden:

$$\Re_{Stirn} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{\pi \cdot D_m \cdot e^3 \cdot M} = \frac{6 \cdot \eta \cdot \ln R}{\pi \cdot e^3} \quad (4.28)$$

Der Volumenstrom \dot{V} durch einen Stirnflächenspalt berechnet sich damit zu:

$$\dot{V} = \frac{\Delta p}{\Re_{Stirn}} \quad (4.29)$$

Sperrluftdichtsysteme bestehen aus einer Kombination von Ringspalten und Stirnflächenspalten. In Bild 4.25 rechts ist das dargestellte Sperrluftdichtsystem zu einem strömungstechnischen Ersatzschaltbild vereinfacht. Die weiterführende Analyse dieses Dichtsystems erfolgt mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung.

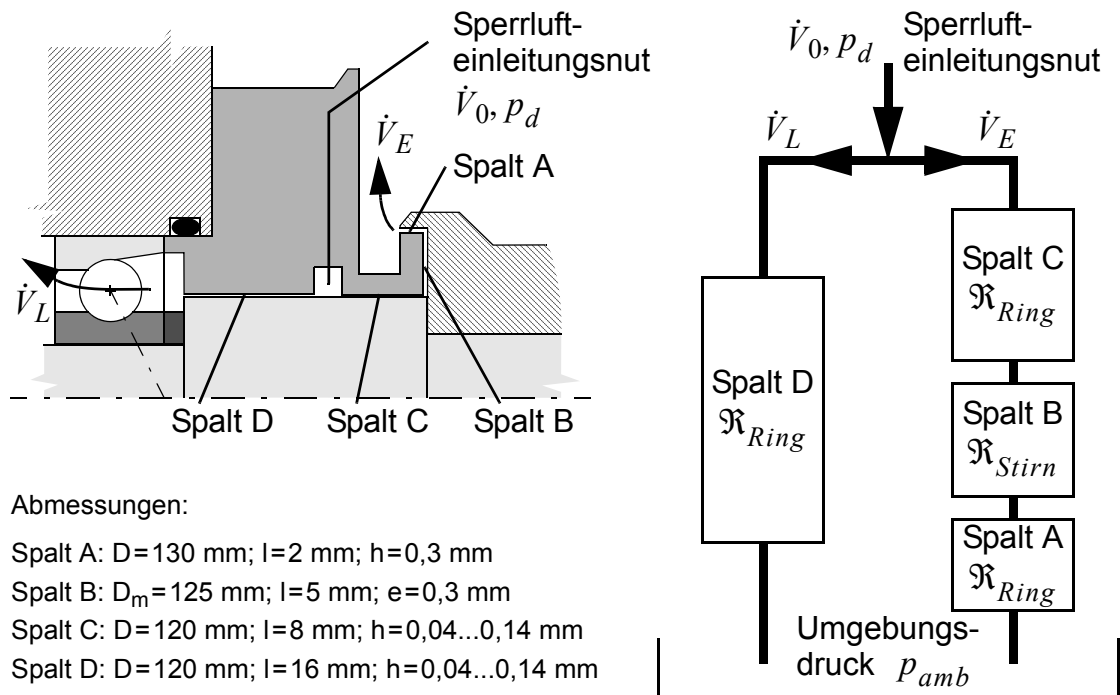


Bild 4.25 Strömungswiderstände eines Sperrluftdichtsystems

Das in Bild 4.25 dargestellte Sperrluftdichtsystem ist auf der Lagerseite offen, der in die Sperrluftpfeinleitungsnut zugeführte Sperrluftstrom \dot{V}_0 teilt sich in einen lagerseitigen Volumenstrom \dot{V}_L und einen eingangsseitigen Volumenstrom \dot{V}_E auf.

$$\dot{V}_0 = \dot{V}_L + \dot{V}_E \quad (4.30)$$

Der eingangsseitige Volumenstrom \dot{V}_E strömt durch eine Reihenschaltung der Strömungswiderstände der Spalte A, B und C. Dieses eingangsseitige Spaltsystem kann zu einem Ersatzwiderstand \mathfrak{R}_E zusammen gefasst werden:

$$\mathfrak{R}_E = \sum \mathfrak{R}_i \quad (4.31)$$

Die Berechnung der einzelnen Strömungswiderstände der Spalte A, B und C erfolgt dabei mit Gleichung (4.24) bei Ringspalten, bzw. (4.28) bei Stirnflächenspalten.

Für das in Bild 4.25 dargestellte Sperrluftdichtsystem lässt sich damit durch Parallelschaltung des eingangsseitigen Strömungswiderstandes \mathfrak{R}_E und des lagerseitigen Strömungswiderstandes \mathfrak{R}_L ein Gesamtströmungswiderstand \mathfrak{R}_{ges} berechnen:

$$\frac{1}{\mathfrak{R}_{ges}} = \frac{1}{\mathfrak{R}_L} + \frac{1}{\mathfrak{R}_E} \quad \text{bzw. umgeformt: } \mathfrak{R}_{ges} = \frac{\mathfrak{R}_E \cdot \mathfrak{R}_L}{\mathfrak{R}_E + \mathfrak{R}_L} \quad (4.32)$$

Damit kann der Volumenstrom \dot{V}_0 berechnet werden, der zum Aufbau des Sperrluftdruckes p_d notwendig ist:

$$\dot{V}_0 = p_d / \mathfrak{R}_{ges} \quad (4.33)$$

Bei dem vorgestellten Berechnungsansatz werden die Einlaufverluste zwischen der Sperrlufteinleitungsnut und den Drosselspalten, sowie die Strömungsverluste beim Übergang zwischen den einzelnen Spalten vernachlässigt. Ebenfalls nicht berücksichtigt ist die Kompressibilität des Strömungsmediums Luft.

Die Sperrluftströmung in den engen Drosselspalten kann als laminare, isotherme Strömung betrachtet werden. Beim Ausströmen der Sperrluft aus dem Drosselspalt in die Umgebung liegt im Regelfall Unterschallströmung vor. Unter diesen Randbedingungen ist es nach /5/ möglich, die Kompressibilität des Strömungsmediums näherungsweise durch das Kompressionsglied K zu berücksichtigen.

$$K = \frac{1 + \beta}{2 \cdot \beta} \quad (4.34)$$

Dabei ist $\beta = p_{amb}/(p_d + p_{amb})$, das Druckverhältnis mit dem Umgebungsdruck p_{amb} und dem Sperrluftdruck p_d . Bei einem Umgebungsdruck von $p_{amb} = 1000$ hPa und einem Sperrluftdruck $p_d = 20 \dots 500$ hPa ergibt sich für das Kompressionsglied $K = 1,01 \dots 1,25$.

Mit dem Kompressionsglied K berechnet sich der zum Sperrluftdruckaufbau notwendige Volumenstrom \dot{V}_0 zu:

$$\dot{V}_0 = \frac{p_d}{\Re_{ges}} \cdot K \quad (4.35)$$

Beziehungsweise aufgelöst nach dem Sperrluftdruck p_d :

$$p_d = \sqrt{p_{amb} \cdot (p_{amb} + 2 \cdot \Re_{ges} \cdot \dot{V}_0)} - p_{amb} \quad (4.36)$$

In Bild 4.26 erfolgt ein Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Sperrluftdrücken p_d in Abhängigkeit von der Spalthöhe h , bei unterschiedlichen Sperrluftströmen \dot{V}_0 . Der Vergleich wurden mit dem in Bild 4.25 dargestellten Dichtsistem durchgeführt. Bei den durchgeführten Messungen wurde die Spalthöhe der Ringspalte C und D im Bereich $h = 0,04 \dots 0,14$ mm variiert. Die mit Gleichung (4.33) berechneten Sperrluftdrücke sind in Bild 4.26 gestrichelt dargestellt. Diese unter Vernachlässigung der Kompressibilität des Strömungsmediums Luft berechneten Sperrluftdrücke liegen bei kleinen Spalthöhen $h < 0,08$ mm deutlich über den gemessenen Werten.

Erfolgt die Berechnung der Sperrluftdrücke unter Berücksichtigung der Kompressibilität mit Gleichung (4.36) und wird bei den Ringspalten über die Gleichung (4.25) zusätzlich eine bei den durchgeführten Messungen mögliche, exzentrische Wellenlage mit dem Achsversatz $e < 0,02$ mm berücksichtigt, ergeben sich bei den einzelnen Sperrluftströmen die in Bild 4.26 grau hinterlegten Druckbereiche. Es ist eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten festzustellen. Mit zunehmendem Sperrluftstrom liefert dieser Berechnungsansatz jedoch zu geringe Werte. Ursache dafür sind die nicht berücksichtigten Strömungsverluste beim Übergang zwischen den einzelnen Drosselspalten.

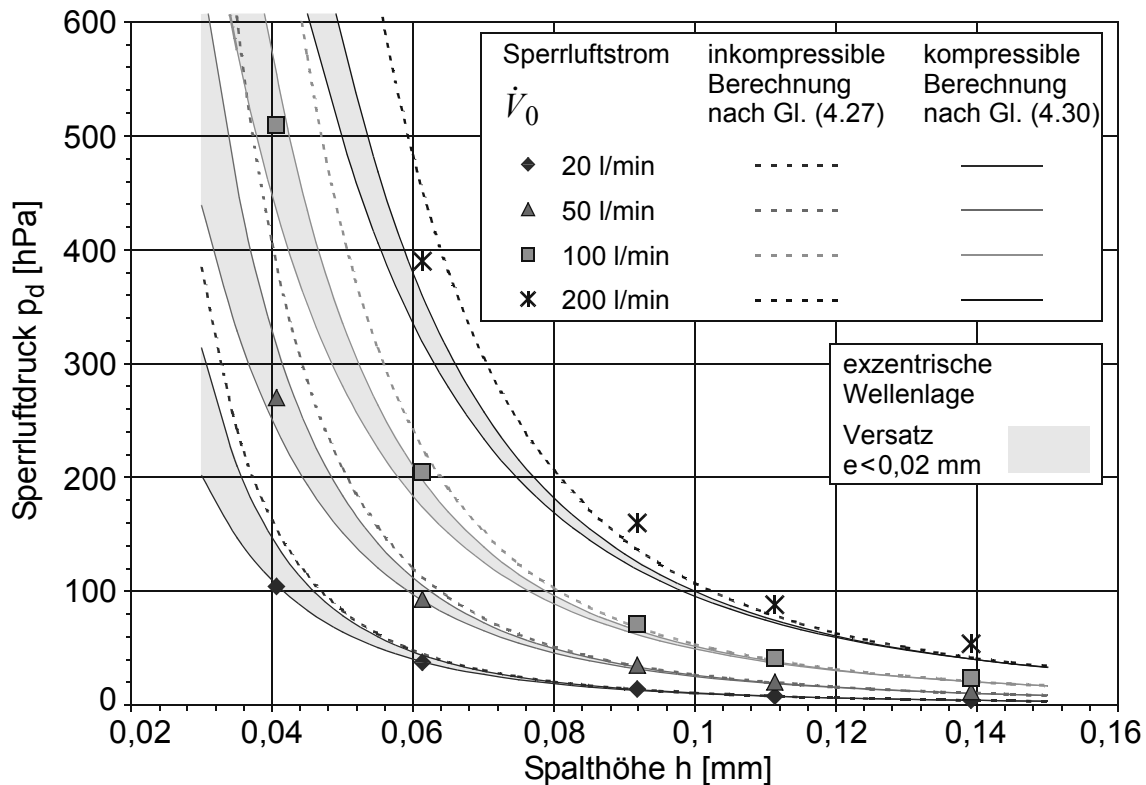


Bild 4.26 Vergleich gemessener und berechneter Sperrluftdrücke p_d in Abhängigkeit von der Spalthöhe h - Dichtsystem s. Bild 4.25

Aus den vorgestellten Berechnungsgrundlagen und dem Vergleich mit gemessenen Sperrluftdrücken, können die folgenden Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Für die einzelnen Drosselspalte eines Sperrluftdichtsystems können Strömungswiderstände \mathfrak{R}_i berechnet werden. Bei Ringspalten erfolgt die Berechnung mit Gleichung (4.24), bzw. (4.28) bei Stirnflächenspalten.
- Der mittlere Spaltdurchmesser und die Spaltlänge in Strömungsrichtung beeinflusst \mathfrak{R} linear, während die Spalthöhe senkrecht zur Strömungsrichtung in dritter Potenz eingeht.
- Bei vollexzentrischer Wellenlage ist der Strömungswiderstand von Ringspalten um den Faktor 2,5 geringer, gegenüber zentrischer Wellenlage. Eine Berücksichtigung der Exzentrizität ist durch die Gleichung (4.25) möglich.
- Die einzelnen Strömungswiderstände \mathfrak{R}_i können zu einem Gesamtströmungswiderstand \mathfrak{R}_{ges} zusammengefasst werden, Gleichung (4.31) bei Reihenschaltung und (4.32) bei Parallelschaltung.
- Die kompressible Berechnung des zum Sperrluftdruckaufbau notwendigen Volumenstromes \dot{V}_0 , Gleichung (4.35) bzw. aufgelöst nach dem Sperrluftdruck p_d , Gleichung (4.36) liefert gute Werte. Der berechnete Volumenstrom \dot{V}_0 bezieht sich auf Normbedingungen. Durch die Kompression ist der tatsächlich zugeführte Volumenstrom geringer, der Massenstrom \dot{m} bleibt konstant.

4.3.2 Gestaltung der Sperrluft - Drosselspalte

Der Luftverbrauch von Sperrluftdichtsystemen sollte im Hinblick auf die Betriebskosten und die negativen Sekundärwirkungen der Sperrluft so gering wie möglich sein. Insbesondere die Aerosolbildung und die Beeinflussung der Lagerschmierung durch einen unnötig hohen, lagerseitigen Sperrluftstrom \dot{V}_L gilt es zu vermeiden. Zum Aufbau eines möglichst hohen Sperrluftdruckes p_d , bei gleichzeitig geringem Luftverbrauch ist es notwendig, die Strömungswiderstände \mathfrak{R} der von der Sperrluft durchströmten Drosselspalte zu maximieren.

Ein Ansatz, die Strömungswiderstände zu vergrößern, ist die Nutzung der Einlaufverluste der Sperrluft in die Drosselspalte. Durch Unterbrechungen im Drosselspalt, z.B. durch eingestochene Nuten ist dies denkbar. Eine weitere Möglichkeit stellt der Einbau von spaltverengenden bzw. -verlängernden Zusatzelementen in die Drosselspalte dar. Bild 4.27 zeigt das Ausführungsbeispiel eines solchen Sperrluftdichtsystems. Bei diesem Dichtsystem sind im lagerseitigen Drosselspalt Nuten eingestochen und zwei Fey-Lamellenringe zur Erhöhung des lagerseitigen Strömungswiderstandes eingebaut.

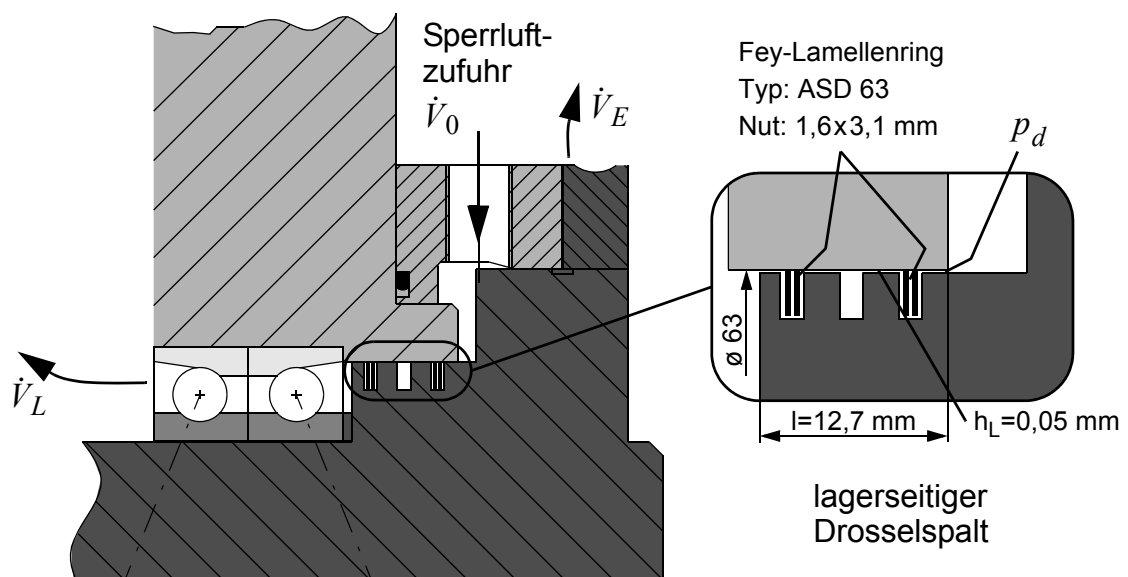


Bild 4.27 Fey - Lamellenringe im lagerseitigen Drosselspalt

Der bei diesem Dichtsystem, in Abhängigkeit vom eingestellten Sperrluftdruck p_d , gemessene lagerseitige Sperrluftstrom \dot{V}_L zeigt Bild 4.28. Werden im lagerseitigen Drosselspalt mit drei Nuten keine Fey-Lamellenringe eingebaut, stellt sich der größte lagerseitige Sperrluftstrom ein. Der Einbau eines Fey-Lamellenringes bewirkt eine Erhöhung des lagerseitigen Strömungswiderstandes. Der lagerseitige Sperrluftstrom verringert sich gegenüber der Variante mit drei unbestückten Nuten. Durch die Montage eines zweiten Lamellenringes wird eine weitere Reduzierung des lagerseitigen Sperrluftstromes erzielt.

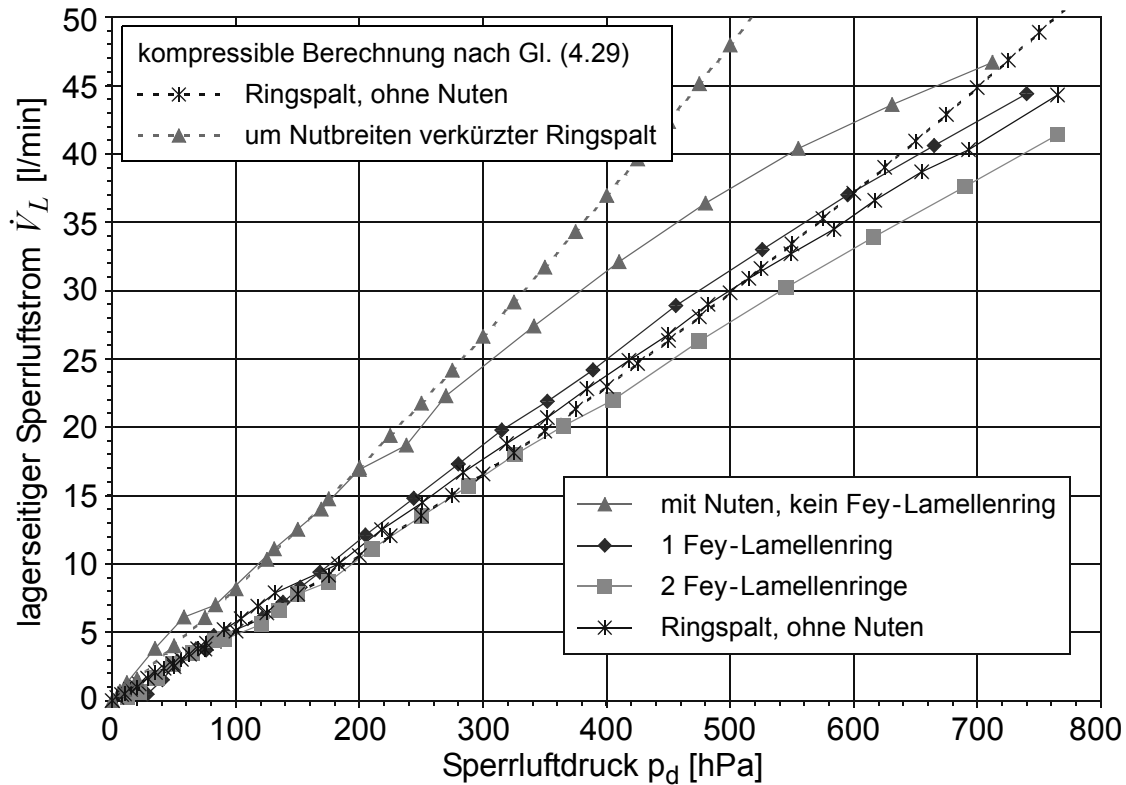


Bild 4.28 Lagerseitiger Sperrluftstrom \dot{V}_L in Abhängigkeit vom Sperrluftdruck p_d , bei unterschiedlicher Gestaltung des Drosselspaltes

Der zweite Lamellenring bewirkt jedoch erst bei Sperrluftdrücken $p_d > 200$ hPa eine zusätzliche Erhöhung des Strömungswiderstandes. Das deutet darauf hin, dass sich der näher an der Sperrluft einleitungsseite montierte Lamellenring zur Lagerseite verschiebt. Dadurch entsteht an diesem Lamellenring ein enger Drosselspalt, ein Großteil des Druckabfalls erfolgt an ihm. Bei der Durchführung der Messungen war bereits bei Sperrluftdrücken von einigen 10 hPa ein Anstreifen der Lamellenringe an der Stirnseite zu beobachten. Erwärmung und metallischer Verschleiß sind die Folge. Ein zuverlässiger, berührungsfreier Betrieb ist mit diesen Dichtelementen nicht möglich.

Ebenfalls gemessen wurde der lagerseitige Sperrluftstrom mit einem glatten, zylindrischen Ringspalt, ohne eingestochene Nuten. Die Spalthöhe $h_L = 0,05$ mm und die Baulänge in Achsrichtung $l = 12,7$ mm entspricht den anderen Varianten. Der lagerseitige Sperrluftstrom liegt im gesamten Sperrluftdruckbereich zwischen den beiden Varianten mit montierten Fey-Lamellenringen.

In Bild 4.28 gestrichelt dargestellt, sind mit kompressiblem Berechnungsansatz nach Gleichung (4.35) berechnete, lagerseitige Sperrluftströme. Der Vergleich zwischen Messung und Berechnung bei glattem Ringspalt, ergibt bei Sperrluftdrücken $p_d < 550$ hPa eine gute Übereinstimmung. Bei der Berechnung der Variante mit drei unbestückten Nuten wurde die verkürzte Drosselspaltlänge berücksichtigt, d.h. von der Baulänge in Achsrichtung l die Summe der Nutbreiten subtrahiert. Die Berechnung

dieser Variante mit drei unbestückten Nuten liefert bereits bei $p_d > 200$ hPa einen höheren lagerseitigen Sperrluftstrom als die Messung. Ursache dafür sind die bei der Berechnung nicht berücksichtigten Einlaufverluste. Durch Unterbrechungen im Drosselspalt kann der Strömungswiderstand erhöht werden. Gleichzeitig muss jedoch die Verkürzung der Drosselspaltlänge berücksichtigt werden, was bei weitem überwiegt. Bei dem untersuchten Sperrluftdichtsystem wirken sich die Einlaufverluste erst ab einem Sperrluftdruck $p_d > 200$ hPa positiv aus. Dieser Sperrluftdruckbereich ist bei der Gestaltung von Sperrluftdichtsystemen mit einer großen gehäuseseitigen Fangrinne und einer Eingangsspaltüberdeckung jedoch nicht mehr relevant.

Eine weitere Möglichkeit, den Strömungswiderstand der Drosselspalte zu vergrößern, ist der Einbau von Richtungsumlenkungen in die Drosselspalte. Bild 4.29 zeigt das bei den durchgeführten Untersuchungen verwendete Dichtsystem. Die vier Varianten unterscheiden sich durch die Anzahl der Richtungsumlenkungen im eingangsseitigen Drosselspalt. Bei der Variante 1 sind zwölf Richtungsumlenkungen integriert, während die Variante 4 keine Richtungsumlenkungen aufweist. Der lagerseitige Drosselspalt ist bei allen Varianten identisch, als zylindrischer Ringspalt ausgeführt. Die Drosselspaltlänge beträgt bei allen Varianten lagerseitig 45 mm und eingangsseitig 65 mm. Die Spalthöhen der Drosselspalte betragen ebenfalls bei allen Varianten 0,07 mm. Gemessen wurde der Luftdruckverlauf im eingangsseitigen Drosselspalt.

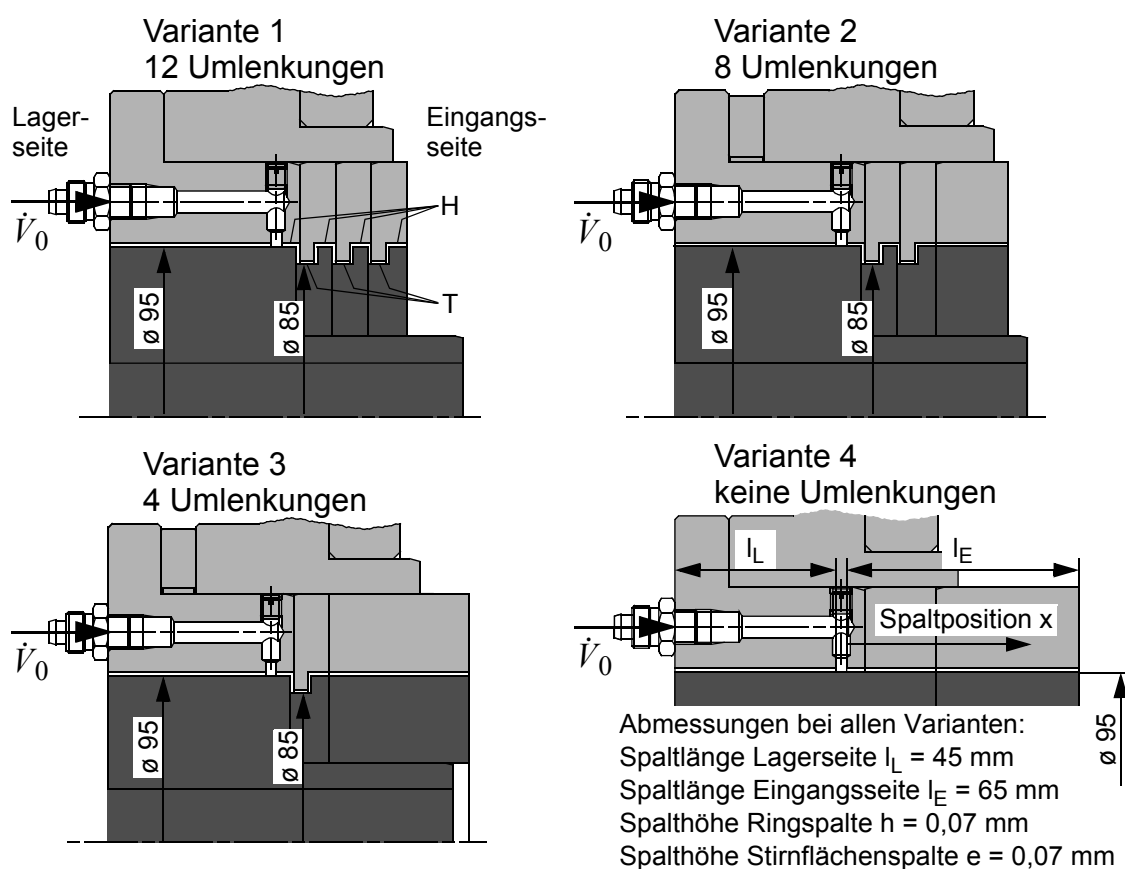


Bild 4.29 Untersuchte Varianten zum Einfluss von Richtungsumlenkungen im eingangsseitigen Drosselspalt

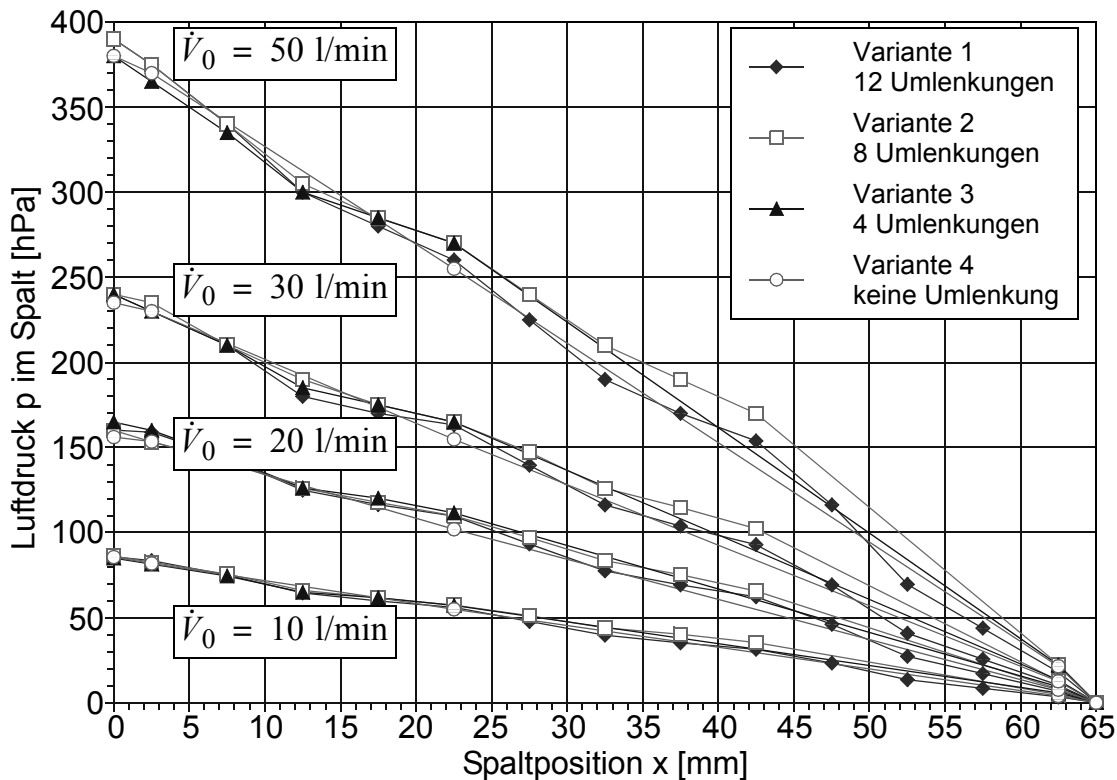


Bild 4.30 Luftdruckverlauf im eingangsseitigen Drosselspalt der untersuchten Varianten, bei Sperrluftvolumenströmen $\dot{V}_0 = 10 \dots 50$ l/min

In Bild 4.30 sind die gemessenen Luftdruckverläufe im eingangsseitigen Drosselspalt der vier Varianten bei unterschiedlichen Sperrluftströmen \dot{V}_0 dargestellt. Der Druck an der Spaltposition $x = 0$ mm gibt den Druck in der Sperrlufteinleitungsnut an. Die gemessenen Luftdruckverläufe weisen bei allen Sperrluftvolumenströmen die gleiche charakteristische Form auf. Die Messwerte der Varianten 1, 2 und 3 mit integrierten Richtungsumlenkungen schwanken um die Druckwerte der Variante 4 ohne Richtungsumlenkungen. Der Sperrluftdruck in der Einleitungsnut (Spaltposition $x = 0$ mm) ist unabhängig von der Anzahl der Richtungsumlenkungen.

Bei genauerer Betrachtung der Druckverläufe zwischen Variante 1 mit zwölf Richtungsumlenkungen und der Variante 4 ohne Richtungsumlenkungen wird der Einfluss der unterschiedlichen Drosselspalt Durchmesser der Variante 1 deutlich, Bild 4.31. Die Ringspalte der Variante 1 weisen Durchmesser von 95 bzw. 85 mm auf. Die Messstellen im Spalt mit Durchmesser 95 mm sind in Bild 4.31 mit „H“ gekennzeichnet, Messstellen auf Durchmesser 85 mm mit „T“. Entsprechend der Gleichung (4.24) haben die Spaltabschnitte mit Durchmesser 85 mm einen größeren Strömungswiderstand wie diejenigen mit Durchmesser 95 mm. Der höhere Strömungswiderstand verursacht einen größeren Druckverlust, die mit „T“ gekennzeichneten Messstellen liegen unterhalb einer theoretischen Ausgleichsgeraden.

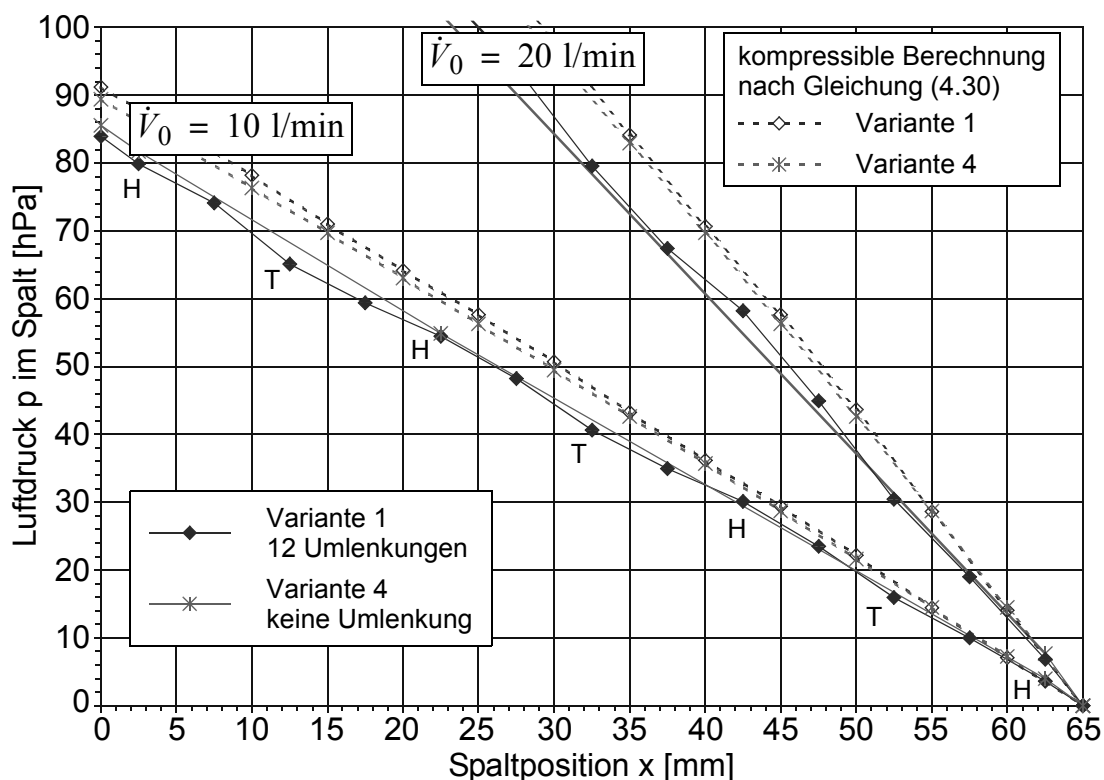


Bild 4.31 Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem Luftdruckverlauf im eingangsseitigen Drosselspalt der Varianten 1 und 4

In Bild 4.31 gestrichelt dargestellt ist der mit Gleichung (4.36) berechnete Luftdruckverlauf im eingangsseitigen Drosselspalt. Die berechneten Drücke liegen über den gemessenen Werten, sie zeigen jedoch die gleiche Charakteristik auf Grund der unterschiedlichen Drosselspalt Durchmesser der Variante 1. Die Abweichungen zu den Messwerten sind durch geringe Form- und Lageabweichungen der Drosselspalte bei den durchgeführten Messungen zu erklären.

Wie bereits in Abschnitt 4.2.3 gezeigt, weisen Stirnflächenspalte bei Rotation eine Förderwirkung zur Außenseite auf. Glatte, zylindrische Ringspalte schleppen ein im Spalt enthaltenes Fluid in Umfangsrichtung, jedoch nicht in Achsrichtung. Gewinde-Wellendichtungen weisen in Umfangsrichtung schräg verlaufende Nuten auf, wodurch die Schlepplströmung in Achsrichtung umgelenkt wird. Erfolgt die Rotation nur in eine Drehrichtung, kann dieser Effekt zur Abdichtung genutzt werden. Eingedrungene Flüssigkeit kann beispielsweise zur Eingangsseite zurück gefördert werden.

Ein solches „Fördergewinde“, integriert im eingangsseitigen Drosselspalt eines Sperrluftdichtsystems, zeigt Bild 4.32. Das eingängige Linksgewinde weist eine Steigung von drei Millimeter bei einem Drosselspalt Durchmesser von $D = 90$ mm auf. Untersucht wurden die Auswirkungen hinsichtlich dem Sperrluftdruckaufbau und der Dichtwirkung jeweils mit und ohne integriertem „Fördergewinde“, bei unterschiedlicher Drehrichtung.

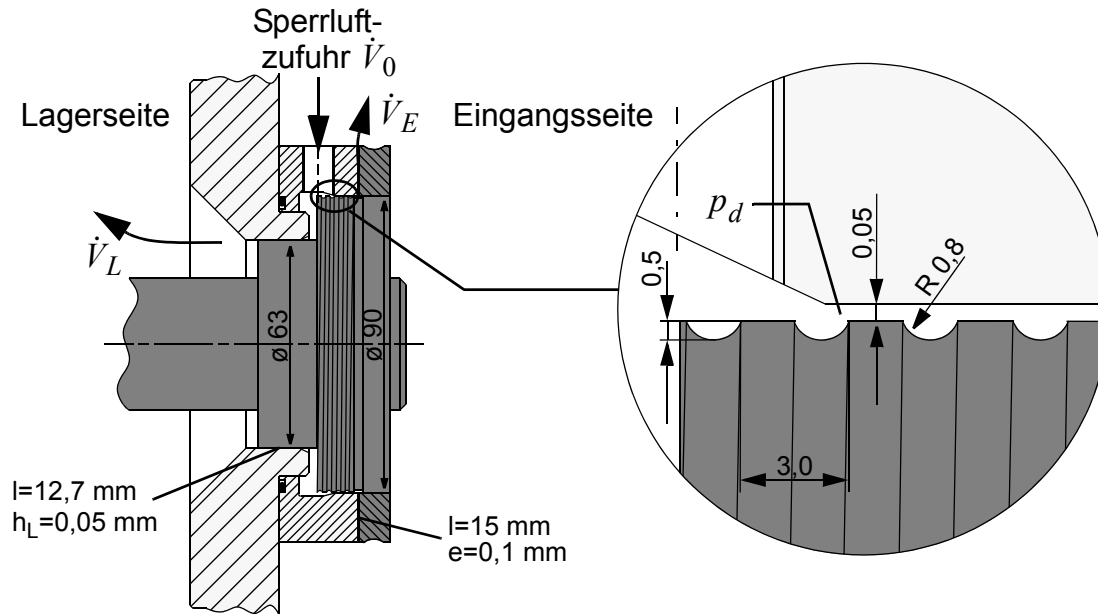


Bild 4.32 „Fördergewinde“ im eingangsseitigen Drosselspalt

In Bild 4.33 ist der im Dichtsystem aufgebaute Sperrluftdruck p_d in Abhängigkeit vom zugeführten Sperrluftstrom \dot{V}_0 dargestellt. Der Zusammenhang Sperrluftdruck - Sperrluftstrom ist mit im Drosselspalt integriertem Gewinde zwar weiterhin linear, jedoch auf deutlich niedrigerem Niveau. Der Strömungswiderstand \mathfrak{R}_{ges} des Dichtsystems verringert sich um den Faktor 2,5 durch die Integration des „Fördergewindes“. Ein Einfluss der Drehzahl bzw. der Drehrichtung konnte beim Sperrluftdruckaufbau nicht beobachtet werden.

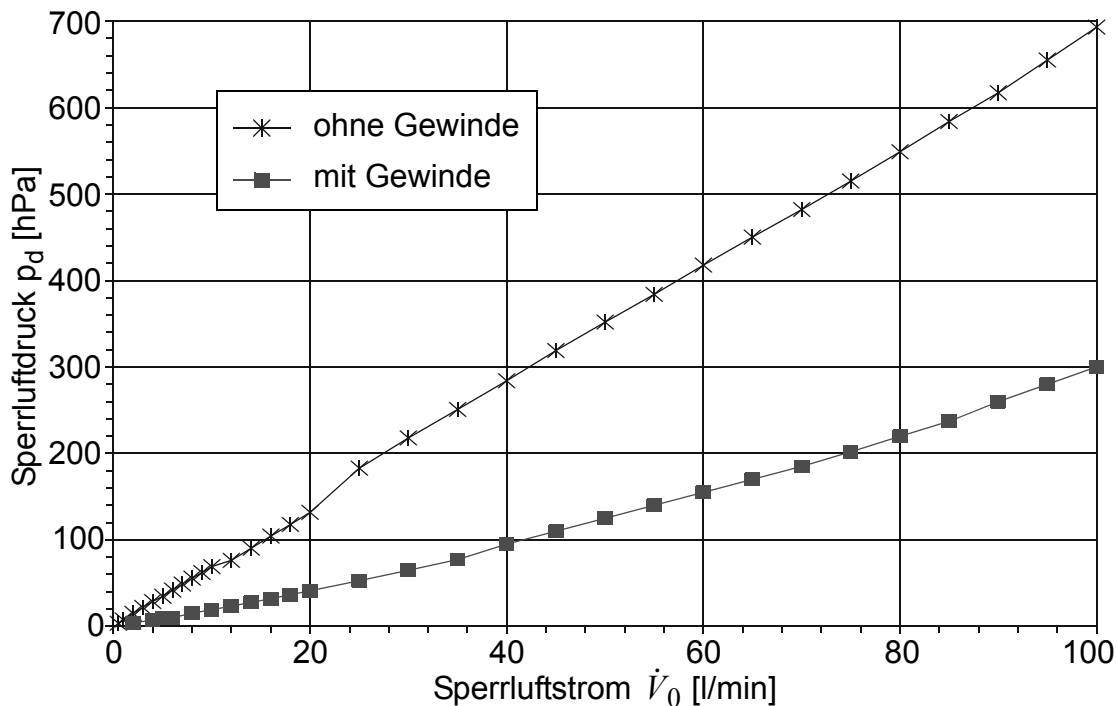


Bild 4.33 Sperrluftdruck p_d in Abhängigkeit vom zugeführten Sperrluftstrom \dot{V}_0 , mit und ohne Gewinde im eingangsseitigen Drosselspalt

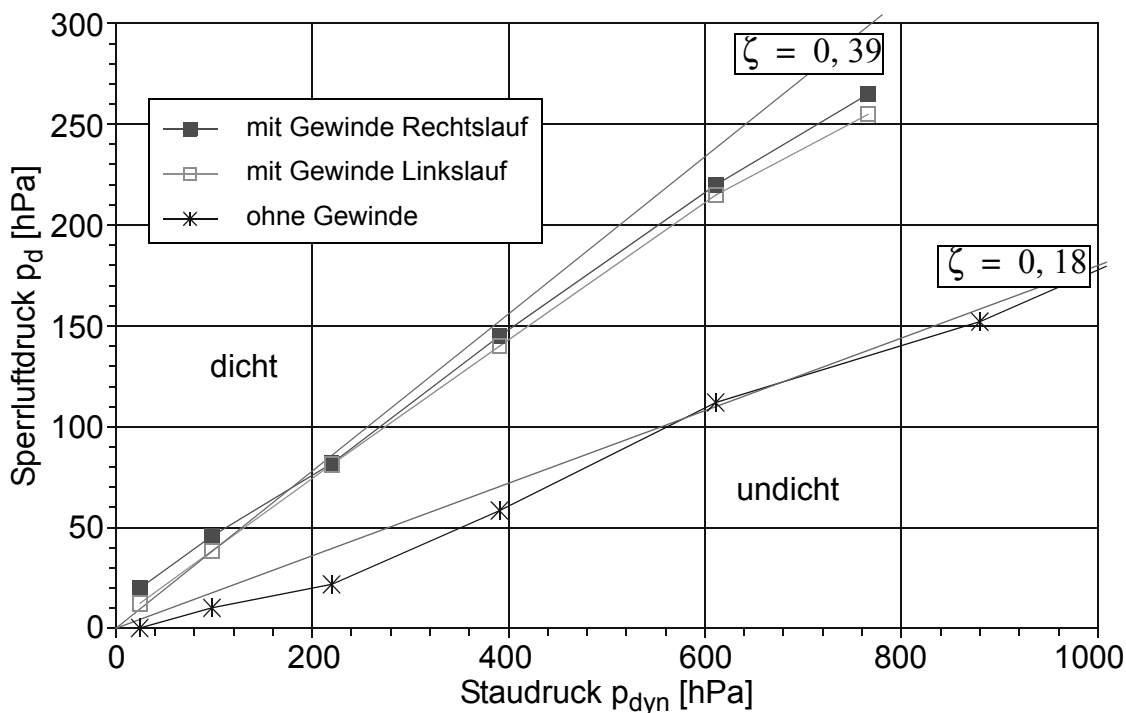


Bild 4.34 Zur Abdichtung notwendiger Sperrluftdruck p_d in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen

Bei der Dichtwirkung liegt die Variante mit „Fördergewinde“ mit einem um den Faktor 2,2 höheren Sperrluftdruck ebenfalls deutlich über der Variante mit glattem, zylindrischem Ringspalt, Bild 4.34. Bespritzt wurde über 12 Vollstrahldüsen mit $d = 2 \text{ mm}$ unter 75° zur Wellenachse, bei $n = 500 \text{ min}^{-1}$. Der Einfluss der Drehrichtung ist gering.

Zur Gestaltung der Sperrluft - Drosselspalte können damit die folgenden Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Umlenkungen und zusätzliche Einlaufverluste z.B. durch Nuten in den Drosselspalten führen nicht zu einer Reduzierung des Sperrluftverbrauches.
- Der Einsatz von Fey - Lamellenringen in schnelldrehenden Spindeln zur Erhöhung des Strömungswiderstandes der Drosselspalte ist nicht zu empfehlen. Ein zuverlässiger, berührungsfreier Betrieb ist nicht möglich.
- Sperrluft - Drosselspalte sind am günstigsten als glatte, ungestörte Spalte ohne zusätzliche Strukturen mit möglichst geringer Spalthöhe auszuführen.
- Sinnvoll ist eine Funktionstrennung. Die Funktionen Sperrluftdruck aufbauen - Flüssigkeit zurückfördern nicht in einem Drosselspalt integrieren. Rückförderwirkung durch glatte Stirnflächenspalte, siehe Abschnitt 4.2.3 . Sperrluftdruckaufbau in anschließenden, glatten, zylindrischen Ringspalten.
- Die Spalthöhe senkrecht zur Strömungsrichtung beeinflusst den Strömungswiderstand in dritter Potenz, der Durchmesser und die Spaltlänge in Strömungsrichtung haben einen linearen Einfluss.

4.3.3 Gestaltung der Sperrlufteinleitung

Der Sperrluftdruck im eingangsseitigen Drosselspalt muss am gesamten Wellenumfang aufgebaut werden, um die Dichtwirkung sicherzustellen. Dazu ist es notwendig, die Sperrluft über den Wellenumfang zu verteilen und ein gleichmäßiges Einströmen in die Drosselspalte zu ermöglichen. Diese Funktion wird durch entsprechende Gestaltung der Sperrlufteinleitung sichergestellt. Werkzeugmaschinen­spindeln weisen eine in radiale Richtung höhere Steifigkeit auf, als in Achsrichtung. Deshalb ist es neben weiteren Aspekten günstig, die „engen“ Sperrluftdrosselspalte als zylindrische Ringspalte auszuführen. Die Sperrlufteinleitung in die in Achsrichtung durchströmten Ringspalte erfolgt am wirtschaftlichsten durch eine umlaufende Nut. Diese sogenannte Sperrluft-Einleitungsnut kann sowohl in die Welle als auch in das Gehäuse integriert sein.

Bild 4.35 zeigt die Sperrlufteinleitung eines Versuchs­dichtsystems mit Wellendurchmesser $D = 120$ mm. Die Sperrluftzufuhr \dot{V}_0 erfolgt über eine Zuführbohrung in eine groß dimensionierte Vorverteilungsnut. Die Sperrluft gelangt von dieser Vorverteilungsnut über vier gleichmäßig am Umfang verteilte Verbindungskanäle in die Einleitungsnut, die mit 3×3 mm einen geringen Querschnitt aufweist. Zielsetzung dieser aufwendigen Sperrlufteinleitung war es, eine möglichst homogene Druckverteilung in den Drosselspalten, bei gleichzeitig geringem Bauraumbedarf in Achsrichtung zu erzielen. Eine Messbohrung in der Welle, im eingangsseitigen Drosselspalt, direkt neben der Einleitungsnut ermöglicht die Messung des Sperrluftdruckes $p_d(\varphi)$ am gesamten Wellenumfang.

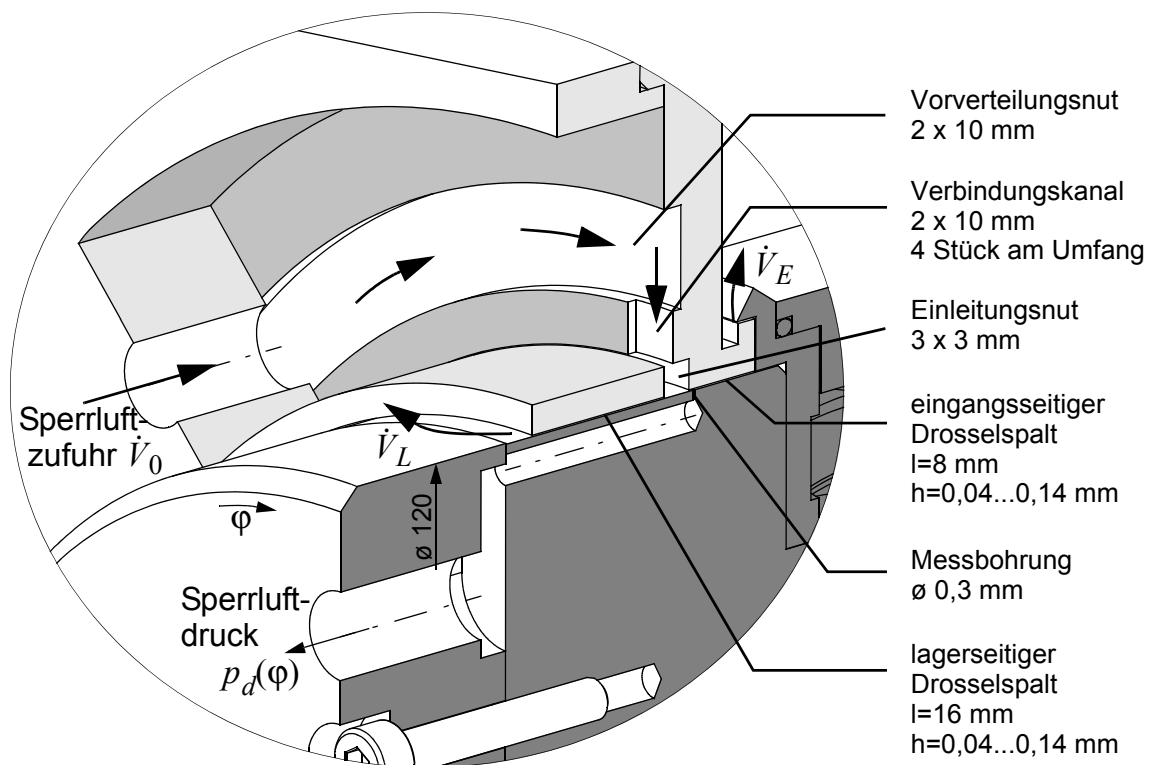


Bild 4.35 Sperrlufteinleitung eines Versuchs­dichtsystems mit Wellendurchmesser $D = 120$ mm

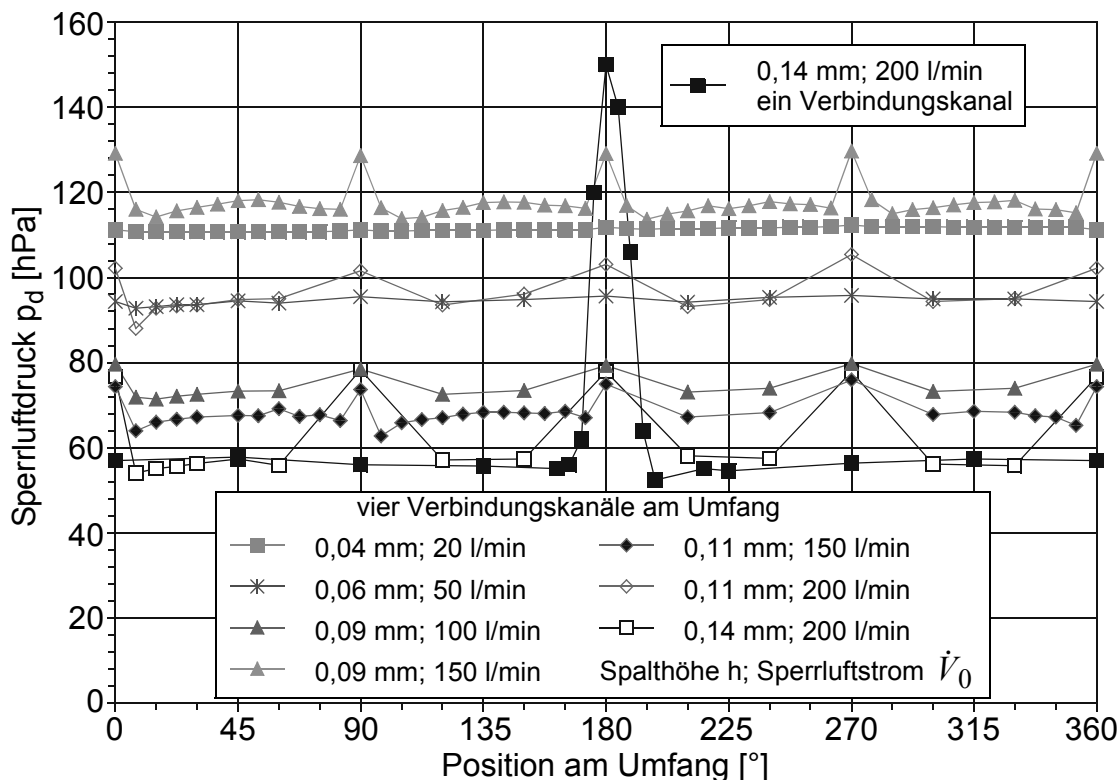


Bild 4.36 Sperrluftdruck $p_d(\varphi)$ in Abhängigkeit von der Position am Umfang, bei unterschiedlichen Drosselspalzhöhen h und Sperrluftströmen \dot{V}_0

Diesen in Abhängigkeit von der Position am Umfang gemessenen Sperrluftdruck $p_d(\varphi)$, zeigt Bild 4.36. Betrachtet wird der Druckbereich $50 < p_d < 120$ hPa. Bei den untersuchten Drosselspalzhöhen $h = 0,04 \dots 0,14$ mm muss dabei ein Sperrluftstrom $\dot{V}_0 = 20 \dots 200$ l/min in das Sperrluftdichtsystem eingeleitet werden.

Bei den Drosselspalzhöhen $h = 0,04$ und $0,06$ mm ist der Sperrluftdruck über dem gesamten Wellenumfang konstant. Bei einer Drosselspalzhöhe von $h = 0,09$ mm muss ein Sperrluftstrom von $\dot{V}_0 = 100$ l/min zugeführt werden, damit ein Sperrluftdruck von $p_d = 75$ hPa aufgebaut wird. Im Bereich der vier Verbindungskanäle zwischen der Vorverteilungsnut und der Einleitungsnut (bei 0° , 90° , 180° und 270°) sind Drucküberhöhungen zu messen. Die Höhe dieser Druckspitzen steigt mit zunehmender Drosselspalzhöhe und Sperrluftströmen an. Ursache ist die Fortpflanzung des hohen Druckniveaus in den turbulent durchströmten Verbindungskanälen in die Drosselspalte. Die Ausdehnung der Druckspitzen in Umfangsrichtung war bei allen Messungen in etwa konstant. Die unterschiedliche Breite der Druckspitzen in Bild 4.36 ist in einer nicht konstanten Schrittweite der Messpunkte über dem Umfang begründet. Eine analytische Berechnung der Druckspitzen ist auf Grund fehlender geometrieabhängiger Verlustbeiwerte nicht möglich.

Ebenfalls in Bild 4.36 dargestellt ist der Sperrluftdruck über dem Wellenumfang, bei nur einem geöffneten Verbindungskanal zwischen der Vorverteilungsnut und der Einleitungsnut (bei 180°). Die Messung wurde mit einer Drosselspalzhöhe $h = 0,14$ mm

und einem Sperrluftstrom $\dot{V}_0 = 200 \text{ l/min}$ durchgeführt. Das Druckmaximum im Bereich des Verbindungskanals stieg auf 150 hPa, gegenüber 76 hPa bei vier Verbindungskanälen. Das niedrige „Grunddruckniveau“ blieb bei beiden Varianten jedoch konstant bei $p_d = 54 \text{ hPa}$.

Bei der Überprüfung der Dichtwirkung ergaben sich keine Änderungen durch die Reduzierung von vier auf einen Verbindungskanal. Der abzudichtende Flüssigkeitsdruck p_F im eingangsseitigen Drosselspalt darf das „Grunddruckniveau“ nicht übersteigen, sonst tritt Leckage auf. Für die Dichtwirkung entscheidend ist damit das Grunddruckniveau und nicht die Druckmaxima im Bereich der Verbindungskanäle. Dieses Grunddruckniveau entspricht, wie bereits in Bild 4.26 gezeigt, dem mit Gleichung (4.36) berechneten Sperrluftdruck p_d . Ein rechnerischer Rückschluss von einem in der Zuführbohrung, der Vorverteilungsnut oder einem im Bereich der Verbindungskanäle gemessenen Druck auf den dichtungswirksamen Sperrluftdruck p_d ist nicht möglich.

In Bild 4.37 ist qualitativ die Druckverteilung im eingangsseitigen Drosselspalt und der Einleitungsnut dargestellt. Die Sperrluftzufuhr in die Einleitungsnut erfolgt über eine Zuführbohrung (bei 360°) direkt in die Einleitungsnut.

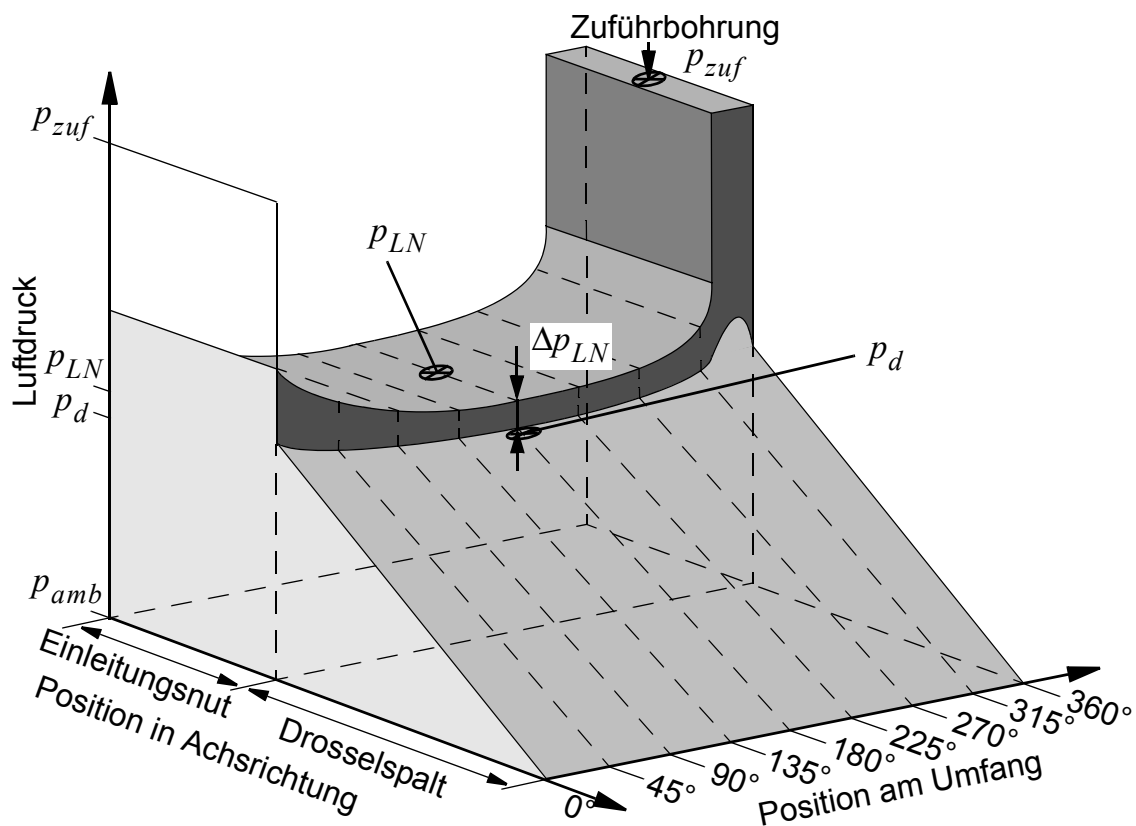


Bild 4.37 Druckverteilung in der Einleitungsnut und im eingangsseitigen Drosselspalt - qualitativ

Der Druck in der Zuführbohrung p_{zuf} verringert sich durch Strömungsverluste und das Abströmen der Sperrluft in die Drosselspalte auf den Druck p_{LN} in der Einleitungsnut, gegenüber der Zuführbohrung (bei 180°). Beim Einströmen der Sperrluft in den eingangsseitigen Drosselspalt reduziert sich der Druck p_{LN} um den Einströmverlust Δp_{LN} auf den dichtungswirksamen Sperrluftdruck p_d .

$$p_{LN} = p_d + \Delta p_{LN} \quad (4.37)$$

Die Höhe des Einströmverlustes Δp_{LN} ist abhängig von der Geschwindigkeit v_E der Sperrluft im eingangsseitigen Drosselspalt, der lokalen Dichte der Sperrluft ρ_{LN} und einem Widerstandsbeiwert ζ .

$$\Delta p_{LN} = \zeta \cdot \frac{\rho_{LN}}{2} \cdot v_E^2 \quad (4.38)$$

Die lokale Dichte der Sperrluft ρ_{LN} in der Einleitungsnut kann in Abhängigkeit vom Druck und der Temperatur aus Tabellen ermittelt werden, /84/. Wird die Sperrluft vereinfachend als ideales Gas betrachtet, kann deren Dichte ρ_L mit folgendem Zusammenhang berechnet werden:

$$\rho_L = \frac{p}{R_L \cdot T} \quad (4.39)$$

Dabei ist p der Absolutdruck in Pa, $R_L = 287$ J/kgK die Gaskonstante von Luft und T die thermodynamische Temperatur in °K. Der Widerstandsbeiwert ζ ist abhängig von der Strömungsform (laminar / turbulent) und der geometrischen Gestaltung des Übergangs Einleitungsnut - Drosselspalt. Eine Abschätzung des Einströmverlustes kann mit $\zeta = 1$ erfolgen. Die Geschwindigkeit v_E der Sperrluft im eingangsseitigen Drosselspalt berechnet sich mit dem lagerseitigen Strömungswiderstand \mathfrak{R}_L , dem eingangsseitigen Strömungswiderstand \mathfrak{R}_E , der eingangsseitigen Spaltquerschnittsfläche $A_E = \pi \cdot h_E \cdot D_m$ und dem zugeführten Sperrluftstrom \dot{V}_0 zu:

$$v_E = \frac{\mathfrak{R}_L}{\mathfrak{R}_E + \mathfrak{R}_L} \cdot \frac{\dot{V}_0}{A_E} \quad (4.40)$$

Bei dem in Bild 4.35 dargestellten Versuchsdichtsystem, mit Drosselspaltheihen $h = 0,04 \dots 0,14$ mm, berechnet sich der Einströmverlust Δp_{LN} im Druckbereich $p_d = 50 \dots 120$ hPa zu $\Delta p_{LN} = 1,2 \dots 15,9$ hPa. Die Geschwindigkeit der Sperrluft im eingangsseitigen Drosselspalt beträgt dabei $v_E = 14,5 \dots 51,7$ m/s.

Aus den Betrachtungen zur Gestaltung der Sperrlufteinleitung können damit die folgenden Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Für die Dichtwirkung entscheidend ist das niedrige „Grunddruckniveau“ der Sperrluft im eingangsseitigen Drosselspalt. Druckmaxima im Bereich der Sperrluftzuführung in die Einleitungsnut sind für die Dichtwirkung nicht relevant.

- Bis zu einem Wellendurchmesser von $D = 150$ mm ist ein Querschnitt von $A_{Nut} \approx 10 \text{ mm}^2$ der Sperrlufteinleitungsnut in Kombination mit einer Zuführbohrung ausreichend. Bei den durchgeführten Versuchen hat sich ein Querschnitt der Sperrlufteinleitungsnut von 3×3 mm bewährt. Bei einem Wellendurchmesser von $D \leq 100$ mm ist aus der Versuchserfahrung ein Querschnitt von 2×2 mm der Sperrlufteinleitungsnut ausreichend.
- Ein rechnerischer Rückschluss vom Druck p_{zuf} in der Zuführbohrung auf den dichtungswirksamen Sperrluftdruck p_d ist nicht möglich.
- Zur Kontrolle bzw. Einstellung des Sperrluftdruckes p_d muss der Druck $p_{LN} = p_d + \Delta p_{LN}$ gegenüber der Sperrluftzuführung in der Einleitungsnut gemessen werden. Die Berücksichtigung des Einströmverlustes Δp_{LN} ist durch die Gleichung (4.38) mit $\zeta = 1$ näherungsweise möglich.

4.3.4 Gestaltung der Sperrluftzuführung

Die Zuführung der Sperrluft über das Spindelgehäuse zu den Dichtsystemen ist meistens mit einem großen konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand verbunden. Die Sperrluftversorgung muss neben Kühlkanälen, Sensoren zur Lagerüberwachung, Schmierstoffkanälen und Befestigungsbohrungen in das mehrfach geteilte Spindelgehäuse integriert werden. Bild 4.38 zeigt beispielhaft die Sperrluftzuführung in einer Frässpindel. Diese Spindel ist auf der Antriebs- und auf der Arbeitsraumseite mit einem Sperrluftdichtsystem ausgestattet. Die Sperrluftversorgung der beiden Dichtsysteme erfolgt über eine Zuführbohrung, die Aufteilung des Sperrluftstromes zur Antriebs-/Arbeitsraumseite erfolgt innerhalb des Spindelgehäuses. Die Einstellung des Sperrluftdruckes der beiden Dichtsysteme erfolgt für beide Dichtsysteme über eine gemeinsame Wartungseinheit auf einen Druck p_0 , außerhalb des Spindelgehäuses.

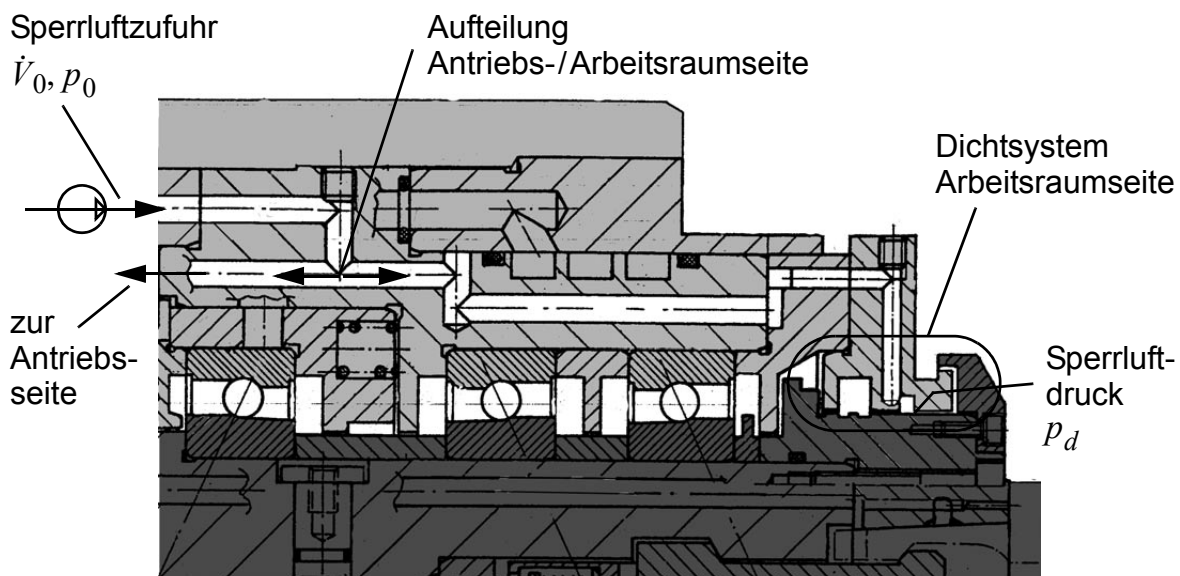


Bild 4.38 Ausführungsbeispiel der Sperrluftzuführung in einer Frässpindel $\varnothing 70$ mm, Werkzeugaufnahme HSK63

Der sich in den Sperrluftdichtsystemen einstellende, dichtungswirksame Sperrluftdruck p_d ist abhängig vom Druckverlust $\Delta p_{zuf} = p_0 - p_d$ in der Sperrluftzuführung. Dieser vom Strömungswiderstand der Sperrluftzuführung abhängige Druckverlust wird im Folgenden näher betrachtet.

Eine Charakterisierung der Strömungsform in der Sperrluftzuführung erfolgt über die dimensionslose Reynoldszahl Re . Mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit $\bar{w} = \dot{V}/A$, der Dichte ρ , der dynamischen Viskosität η und dem Durchmesser d , berechnet sie sich in kreisrunden Strömungsquerschnitten zu:

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d \cdot \rho}{\eta} \quad (4.41)$$

Oberhalb der kritischen Reynoldszahl Re_{krit} liegt eine turbulente Strömung vor. Sie beträgt in langen, geraden Rohrleitungen $Re_{krit} = 2320$, während bei kurzen Leitungslängen mit Absätzen, Richtungs- und Querschnittsänderungen die kritische Reynoldszahl bereits $Re_{krit} = 500 \dots 1000$ betragen kann, /83/ /5/. Die Strömungsform kann in Sperrluftzuführungen immer als turbulent betrachtet werden.

Der Druckverlust dp in einem geraden Abschnitt der Zuführbohrung mit der Länge dl und dem Durchmesser d beschreibt die Druckabfallgleichung:

$$dp = -\lambda \cdot \frac{dl}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 \quad (4.42)$$

Dabei ist λ die von der Reynoldszahl abhängige Rohrreibungszahl und ρ die von der örtlichen Temperatur und dem örtlichen Druck abhängige Dichte der Sperrluft.

Die Sperrluftzuführung besteht in der Regel nicht nur aus einer geraden Bohrung, sondern sie enthält auch Leitungselemente zur Richtungsänderung und Verzweigung, die zum Teil mit Querschnittsänderungen verbunden sind. Diese Leitungselemente verursachen erhebliche Reibungs-, Umlenk- und Ablöseverluste. Der damit verbundene Druckverlust wird nach folgendem Ansatz berechnet:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{w}^2 \quad (4.43)$$

Dabei ist ζ die von der Geometrie des Leitungselementes und der Reynoldszahl abhängige Widerstandszahl. In der Literatur werden Tabellenwerte für Leitungselemente aus dem klassischen Rohrleitungsbau angegeben. Werte für Kreuzbohrungen oder andere durch spanende Bearbeitung hergestellte Leitungselemente, die bei der Sperrluftverteilung im Spindelgehäuse zur Anwendung kommen, werden nicht beschrieben.

Bei der Strömung in der Sperrluftzuführung handelt es sich um eine sogenannte Expansionsströmung. Das bedeutet, dass die Dichte ρ längs der Sperrluftzuführung abnimmt, der Volumenstrom \dot{V} und damit die Geschwindigkeit \bar{w} zunimmt. Damit ändert sich in der Sperrluftzuführung ebenfalls die Reynoldszahl, die Rohrreibungszahl λ und die Widerstandszahlen ζ der Leitungselemente. Eine Integration der Gleichung (4.42) und

damit eine genaue, analytische Berechnung des Druckverlustes in der Sperrluftzuführung ist deshalb nicht möglich.

In Werkzeugmaschinen spindeln sind zusätzlich starke lokale Temperaturänderungen z.B. durch die Wasserkühlung, Motor- und Lagerwärme möglich, die sich auf den Druckverlust in der Sperrluftzuführung auswirken. Eine lokale Erwärmung der Sperrluftzuführung bewirkt eine Vergrößerung des Sperrluftstromes, die Geschwindigkeit \bar{w} in der Sperrluftzuführung nimmt zu. Der Druckverlust in der Sperrluftzuführung ist proportional zum Quadrat der mittleren Strömungsgeschwindigkeit ($\Delta p_{zuf} \sim \bar{w}^2$), der entsprechend ansteigt. Wird der Druck p_0 außerhalb des Spindelgehäuses konstant gehalten, sinkt der dichtungswirksame Sperrluftdruck $p_d = p_0 - \Delta p_{zuf}$ bei einer lokalen Erwärmung der Sperrluftzuführung.

Wird direkt vor dem Sperrluftdichtsystem eine starke Drosselstelle eingebaut, kann die Sperrluftzuführung durch das Spindelgehäuse auf hohem Druckniveau erfolgen, Bild 4.39. Die Geschwindigkeit \bar{w} in der Sperrluftzuführung verringert sich proportional mit der Druckerhöhung, der Druckverlust Δp_{zuf} wird entsprechend geringer.

Als anzustrebender Richtwert für den Zuführdruck p_0 kann folgender Zusammenhang mit dem Sperrluftdruck p_d angegeben werden:

$$p_0 = 100 \cdot p_d \quad (4.44)$$

An der Drosselstelle herrscht dadurch ein überkritisches Druckverhältnis β , d.h. durch die Drossel strömt ein konstanter Massenstrom, der lediglich vom Drosselquerschnitt A_D und dem Druck p_1 vor der Drossel abhängt. Dadurch erfolgt der Betrieb des Sperrluftdichtsystems mit einem konstanten Sperrluftstrom \dot{V}_0 . Bei Luft beträgt das kritische Druckverhältnis $\beta_{krit} = 0,528, /83/$.

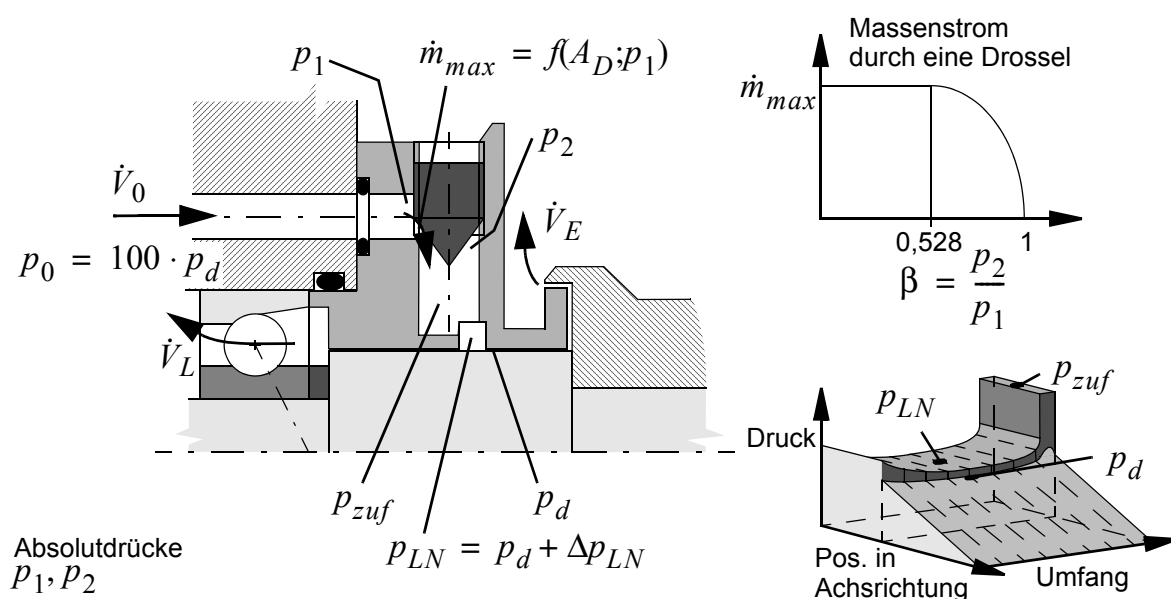


Bild 4.39 Drücke in einem Sperrluftdichtsystem - Einstellung des Sperrluftdruckes p_d durch eine einstellbare Drossel

Für die Gestaltung der Sperrluftzuführung in Werkzeugmaschinen-spindeln lassen sich damit folgende Schlussfolgerungen ziehen:

- Der Druckverlust $\Delta p_{zuf} = p_0 - p_d$ in der Sperrluftzuführung durch das Spindelgehäuse kann nicht berechnet werden. Experimentell ermittelte Werte können sich während dem Betrieb (z.B. durch eine lokale Erwärmung im Spindelgehäuse) ändern.
- Die Sperrluftzuführung durch das Spindelgehäuse muss auf hohem Druckniveau erfolgen (Richtwert: $p_0 = 100 \cdot p_d$). Die Reduzierung auf den niedrigeren Sperrluftdruck p_{LN} in der Sperrlufteinleitungsnut erfolgt möglichst nahe am Dichtsystem durch eine geeignete Drossel (z.B. Blende oder einstellbare Düse), an jedem Dichtsystem. Dadurch wird die mittlere Geschwindigkeit \bar{w} in der Sperrluftzuführung und damit der Druckverlust ($\Delta p_{zuf} \sim \bar{w}^2$) stark verringert.
- Durch den Einsatz einer Drossel mit überkritischem Druckverhältnis ist der zugeführte Sperrluftstrom \dot{V}_0 lediglich vom Druck p_1 vor der Drossel abhängig. Das Sperrluftdichtsystem wird auch bei Bespritzung mit einem konstanten Sperrluftstrom betrieben.
- Eine Messbohrung zur Kontrolle und Einstellung des Sperrluftdruckes p_{LN} muss an jedem Dichtsystem, in der Sperrlufteinleitungsnut, gegenüber der Zuführbohrung vorgesehen werden.

4.4 Kombinierte Fangkammer - Sperrluftdichtsysteme

In der Praxis werden häufig Sperrluftdichtungen mit Teilen eines Fangkammerdichtsystems kombiniert. Bei dem in Bild 4.38 dargestellten Dichtsystem ist beispielsweise der Sperrluftdichtung lagerseitig eine Fangkammer nachgeschaltet. Dadurch soll der durch die Lager strömende Sperrluftstrom verringert und auftretende Leckage über die Fangkammer „ausgeblasen“ werden. Häufig werden auch den Sperrluftdichtsystemen eingangsseitig zusätzliche Fangkammern vorgeschaltet, um den abzudichtenden Flüssigkeitsdruck p_F weiter zu reduzieren.

Mit dem in Bild 4.40 dargestellten Versuchsdichtsystem wurden Kombinationen der Bauformen „Fangkammerdichtsystem“ und „Sperrluftdichtsystem“ untersucht. Das Dichtsystem besteht aus zwei Fangkammern mit einem Querschnitt von jeweils 24 mm^2 . Eine Sperrluftzufuhr kann separat in jede Kammer erfolgen. Die Ablaufbohrungen sind ebenfalls bei beiden Kammern getrennt und können verschlossen werden. Der Eingangsbereich des Dichtsystems besteht aus einer gehäuseseitigen Fangrinne mit einem Querschnitt von $2 \times 2 \text{ mm}$ und einem nicht überdeckten Stirnflächenspalt. Die Flüssigkeitsbespritzung erfolgte mit zwölf gleichmäßig am Wellenumfang verteilten Vollstrahldüsen mit $d = 2 \text{ mm}$ unter 75° zur Wellenachse, bei $n = 100 \text{ min}^{-1}$.

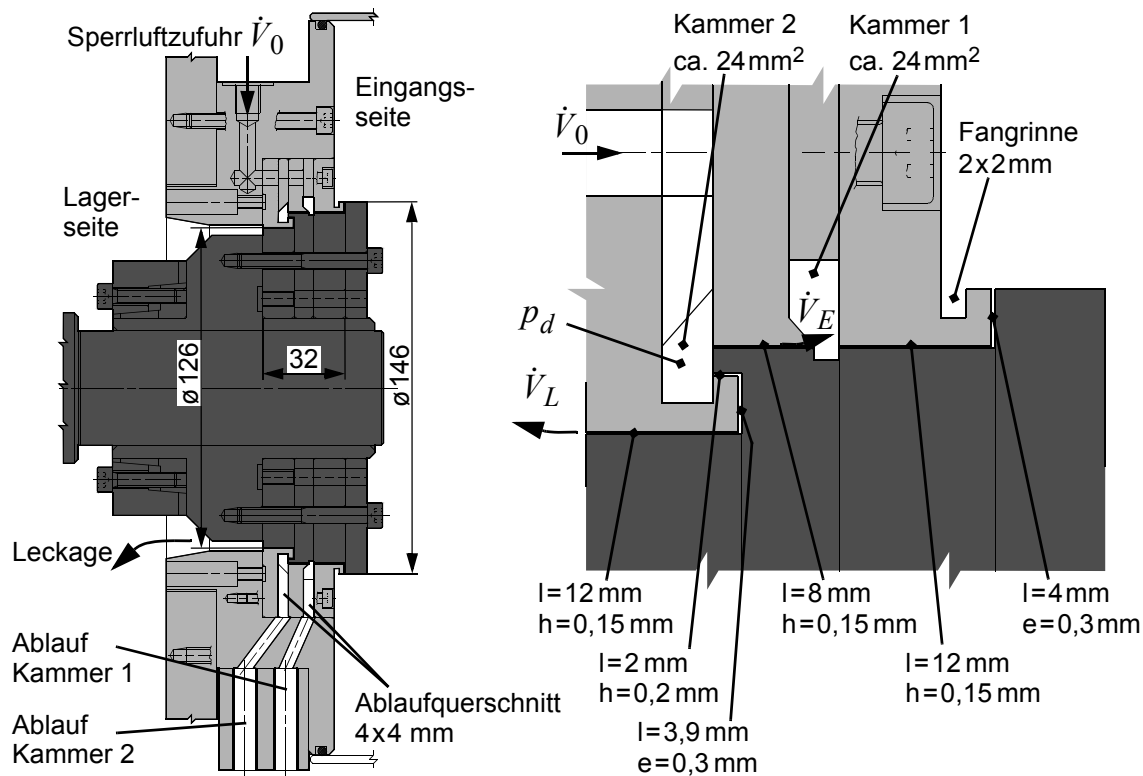


Bild 4.40 Fangkammerdichtsystem - modulare Versuchsausführung;
Rechts: Sperrluftzufuhr in Kammer 2

Wird das Dichtsystem ohne Sperrluftzufuhr bespritzt, stellt sich in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen ein Rücklaufstrom aus den Fangkammern ein, Bild 4.41. Dargestellt ist der Rücklaufstrom aus Kammer 1, Kammer 2 und die auf der Lagerseite des Dichtsystems austretende Leckage. Der Eindringstrom in das Dichtsystem ist die Summe der gemessenen Rücklaufströme und der Leckage. Ebenfalls in Bild 4.41 dargestellt sind die Versuchsergebnisse mit verschlossenem Ablauf aus der Kammer 2.

Die in Bild 4.41 dargestellten Rücklaufströme aus den Fangkammern zeigen eine lineare Charakteristik mit einem Knickpunkt. An diesen Knickpunkten ist die Ablaufbohrung mit Flüssigkeit gefüllt. In der Ablaufbohrung erfolgt dabei ein Übergang von einer „Fließströmung“, mit nicht vollständig benetzter Ablaufbohrung, zu einer „Druckströmung“ mit vollständig flüssigkeitsgefüllter Ablaufbohrung.

Übersteigt der Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen 100 hPa, kommt es zum Flüssigkeitsübertritt von der Kammer 1 in die lagerseitige Kammer 2. Der Rücklaufstrom aus Kammer 1 beträgt dabei 17,6 g/s. Wird die Intensität der Bespritzung weiter gesteigert, kommt es bei $p_{dyn} = 612$ hPa zum „Überlaufen“ der Kammer 2. Auf der Lagerseite des Dichtsystems tritt Leckage auf. Der gesamte Eindringstrom in das Dichtsystem beträgt dabei 54,3 g/s. Wird der Ablauf aus der lagerseitigen Kammer 2 verschlossen, tritt bereits bei einem Staudruck von $p_{dyn} = 100$ hPa mit dem „Überlaufen“ der Kammer 1 Leckage auf.

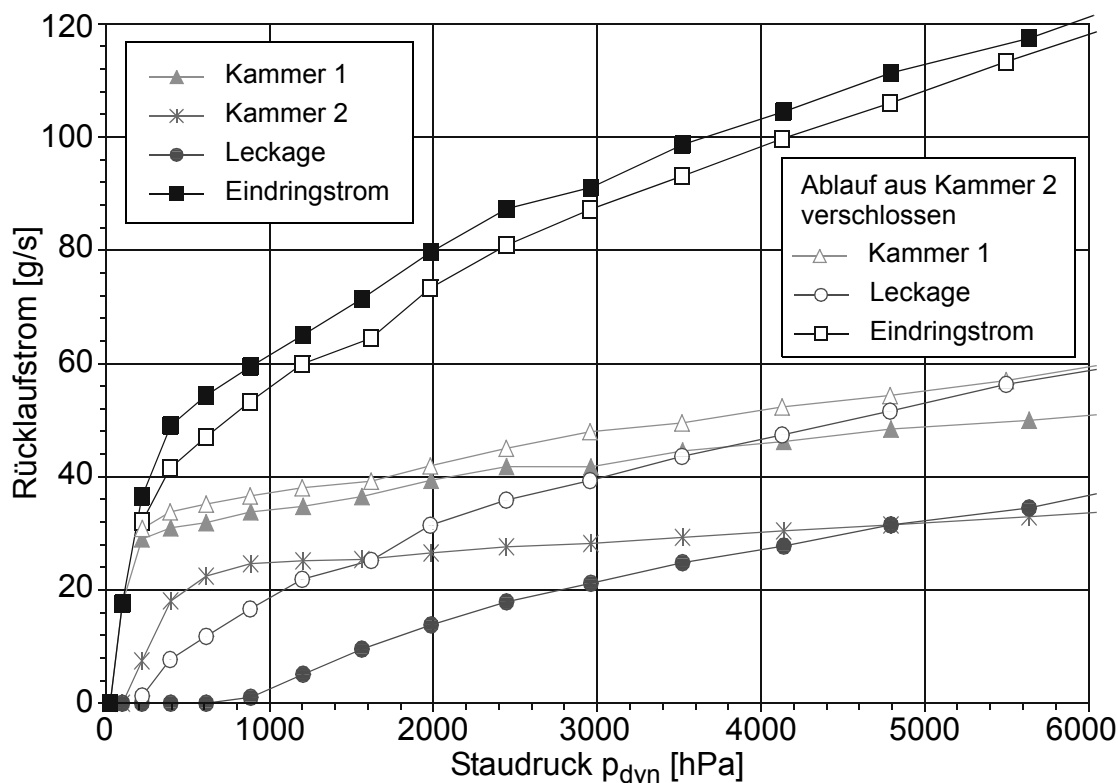


Bild 4.41 Rücklaufströme in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen; keine Sperrluftzufuhr, $n = 100 \text{ min}^{-1}$

Bei dem Versuch durch Sperrluftzufuhr in eine Fangkammer mit geöffneter Ablaufbohrung, eindringende Flüssigkeit aus der Fangkammer „auszublasen“, tritt immer Leckage auf. Auch bei einer Sperrluftzufuhr in die Kammer 1 mit geschlossener Ablaufbohrung kommt es zu Leckage, sobald Flüssigkeit in die Kammer 1 eindringt. Eine der Sperrluftdichtung nachgeschaltete, lagerseitige Fangkammer kann das Auftreten von Leckage nicht verhindern, bestenfalls wird die Leckagemenge geringfügig reduziert. Die Leckage tritt in diesen Situationen unregelmäßig am gesamten Wellenumfang, mit hoher Geschwindigkeit aus, während ohne Sperrluftzufuhr auftretende Leckage immer gleichmäßig an der unteren Gehäuseseite austritt.

Reine Fangkammerdichtsysteme ermöglichen auf Grund ihrer offenen und nicht vollständig flüssigkeitsgefüllten Kanäle und Spalte einen Luftdurchzug. Dieser Luftstrom kann bei Rotation von der Dichtung selbst induziert werden, oder er wird dem Dichtsystem von außen aufgeprägt. Mit dem Luftstrom werden auch alle in ihm enthaltenen Schwebstoffe wie Flüssigkeitsdunst, Nebel, Dampf usw. transportiert. Durch die Kombination mit einem Sperrluftdichtsystem auf der Leckageseite der Fangkammerdichtung lässt sich dieses Verhalten unterbinden.

Eine Unterstützung der Dichtwirkung von Fangkammerdichtsystemen durch den Einsatz von Sperrluft ist nur erfolgversprechend, wenn die Sperrluftdichtung auf der Leckageseite des Fangkammerdichtsystems angeordnet wird.

Bei dem modularen Versuchsdichtsystem wurde dazu die Ablaufbohrung aus der letzten, lagerseitigen Kammer verschlossen und diese als Sperrlufteinleitungsnut genutzt, Bild 4.40 rechts. Um die Dichtwirkung sicherzustellen und das Auftreten von Leakage zu verhindern, muss der Sperrluftdruck in der Kammer 2 größer als der maximale Flüssigkeitsdruck in der Kammer 1 sein.

Solange die Kammer 1 nicht überfordert ist, d.h. die eindringende Flüssigkeit die Kammer 1 nicht überflutet, ist der notwendige Sperrluftdruck in der Kammer 2 nahezu gleich Null. Bei dem untersuchten Dichtsystem ist dies bis zu einem Staudruck von $p_{dyn} = 100$ hPa der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen der Fall. Wird dabei in der Sperrlufteinleitungsnut ein Sperrluftdruck von einigen hPa eingestellt, lässt sich ein Luftdurchzug durch das Dichtsystem und damit der Transport von Flüssigkeitsdunst unterbinden.

Wird die Fangkammer von der eindringenden Flüssigkeit überflutet, muss die Dichtwirkung durch die Sperrluft sichergestellt werden. Bei dem untersuchten Dichtsystem ist dies ab einem Staudruck von $p_{dyn} = 100$ hPa der Fall. Den zur Abdichtung notwendigen Sperrluftdruck p_d und der sich einstellende Rücklaufstrom aus der Kammer 1 in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen, zeigt Bild 4.42.

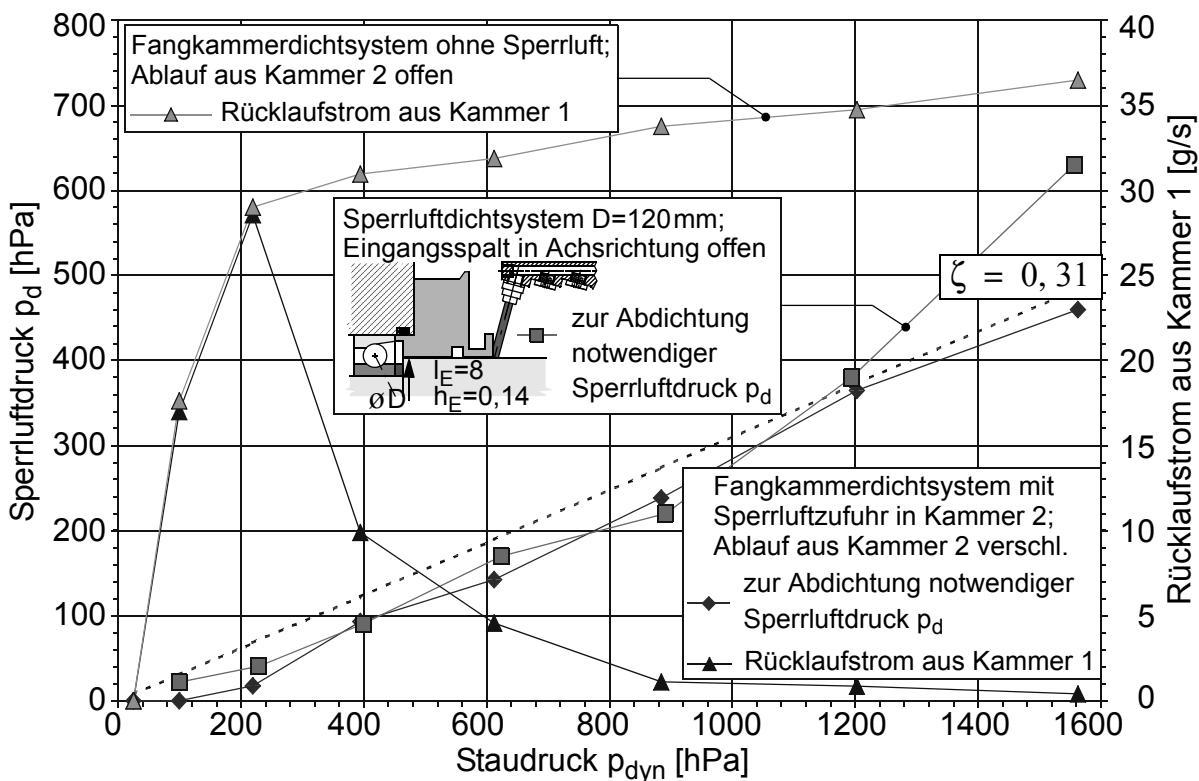


Bild 4.42 Zur Abdichtung notwendiger Sperrluftdruck p_d und dabei gemessener Rücklaufstrom aus Kammer 1 in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen; Dichtsystem s. Bild 4.40

Der zur Abdichtung notwendige Sperrluftdruck p_d steigt wie bei reinen Sperrluftdichtsystemen linear mit dem Staudruck p_{dyn} . Die Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches mit anschließender Fangkammer beträgt $\zeta = 0,31$. Das bedeutet, 31% des Staudruckes der anspritzenden Flüssigkeitsstrahlen stehen in der Kammer 1 als abzudichtender, maximaler Flüssigkeitsdruck an.

Der Rücklaufstrom aus der Kammer 1 entspricht bis zu einem Staudruck von $p_{dyn} = 240$ hPa dem Rücklaufstrom ohne Sperrluftzufuhr. Bei einer weiteren Steigerung des Staudruckes der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen nimmt der Rücklaufstrom aus der Kammer 1 ab. Ursache dafür ist der zur Eingangsseite abströmende, höhere Sperrluftstrom \dot{V}_E , der hauptsächlich über die Ablaufbohrung aus der Kammer 1 abströmt. Der maximale Flüssigkeitsdruck in der Kammer 1 und damit der zur Abdichtung benötigte Sperrluftdruck p_d wird durch den Rücklaufstrom aus der Kammer 1 nicht beeinflusst.

Ebenfalls in Bild 4.42 dargestellt, ist der an einem Sperrluftdichtsystem ermittelte, zur Abdichtung notwendige Sperrluftdruck p_d . Das Sperrluftdichtsystem hat einen in Achsrichtung offenen Eingangsspalt und wurde ebenfalls mit 12 Vollstrahldüsen mit $d = 2$ mm unter 75° zur Wellenachse bespritzt. Die Wirksamkeit der Dichtungseingangsbereiche dieses Sperrluftdichtsystems und des Fangkammerdichtsystems sind vergleichbar. Der zur Abdichtung notwendige Sperrluftdruck p_d ist bei beiden Dichtsystemen bis zu einem Staudruck von $p_{dyn} = 1200$ hPa identisch. Erst bei Staudrücken über 1200 hPa sind bei dem untersuchten Fangkammerdichtsystem mit Sperrluftzufuhr in die Kammer 2 geringere Sperrluftdrücke zur Abdichtung notwendig. Ursache dafür ist der mit $l_E = 8$ mm, kurze eingangsseitige Drosselspalt des Sperrluftdichtsystems, der die auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen bei hohen Staudrücken nicht mehr wirkungsvoll „abbremsen“ kann.

Bei einer „überforderten“ Fangkammer kann der Eindringstrom nicht schnell genug über den Ablauf aus der Kammer abgeführt werden. Die Folge ist ein Flüssigkeitsstau in der Fangkammer. Der Flüssigkeitsdruck p_F im Eingangsbereich des Dichtsystems wird durch die lokal im Drosselspalt und in der Fangkammer stehende Flüssigkeit weitergeleitet. Der maximale Flüssigkeitsdruck $p_{Fmax;K1}$ in der Kammer 1 entspricht dem maximalen Flüssigkeitsdruck p_F im Eingangsbereich, Bild 4.43. Wie bereits gezeigt, ist der Flüssigkeitsdruck p_F im Eingangsbereich abhängig vom Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen und der Gestaltung des Eingangsbereiches, der durch den Beiwert ζ charakterisiert wird. Das heißt, eine der Sperrluftdichtung vorgeschaltete (überflutete) Fangkammer bewirkt keine Reduzierung des abzudichtenden Flüssigkeitsdruckes p_F . Die Höhe des zur Abdichtung notwendige Sperrluftdruckes p_d wird lediglich durch den Staudruck p_{dyn} und die Gestaltung des Eingangsbereiches festgelegt:

$$p_d > p_F = \zeta \cdot p_{dyn} \quad (4.45)$$

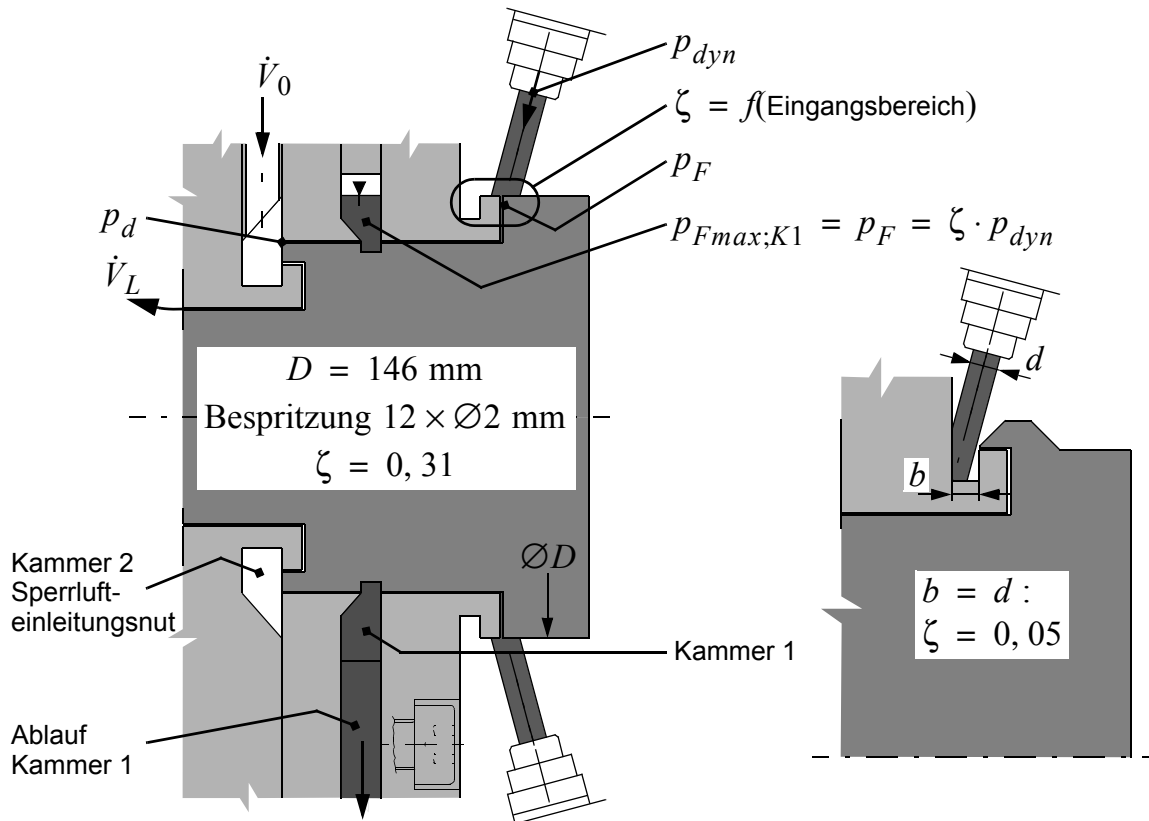


Bild 4.43 Drücke in einem kombinierten Sperrluft - Fangkammerdichtsystem; Rechts: optimierter Eingangsbereich - Eingangsspaltüberdeckung

Eine Optimierung des Eingangsbereiches kann durch eine Eingangsspaltüberdeckung erfolgen, Bild 4.43 rechts. Dadurch wird ein direktes Einspritzen der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen in den Eingangsspalt verhindert. Ein Vergleich der Rücklaufströme bei offenem und überdecktem Eingangsspalt erfolgt in Bild 4.44. Der Eindringstrom in das Dichtsystem verringert sich durch die Eingangsspaltüberdeckung bei einem Staudruck von $p_{dyn} = 6250$ hPa um 83% gegenüber dem offenen Eingangsspalt. Bei überdecktem Eingangsspalt kommt es erst bei einem Staudruck von $p_{dyn} = 3500$ hPa zum Flüssigkeitsübertritt in die Kammer 2, gegenüber 100 hPa bei offenem Eingangsspalt. Leckage trat im untersuchten Staudruckbereich bis 7000 hPa nicht auf.

Durch die Optimierung des Eingangsbereiches, Bild 4.43 rechts, ist bei dem kombinierten Sperrluft - Fangkammerdichtsystem eine deutliche Verbesserung der Dichtwirkung zu erzielen. Bis zu einem Staudruck von $p_{dyn} = 3500$ hPa, der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen, hat die Sperrluft lediglich die Aufgabe einen Luftdurchzug durch das Dichtsystem zu verhindern. Ein Sperrluftdruck von einigen hPa ist dazu ausreichend. Bei Staudrücken $p_{dyn} > 3500$ hPa kommt es zum Flüssigkeitsstau in der Kammer 1, die Dichtwirkung muss durch die Sperrluft sichergestellt werden. Der hierfür benötigte Sperrluftdruck berechnet sich zu $p_d > p_F = \zeta \cdot p_{dyn}$, mit $\zeta = 0,05$ bei dem realisierten Dichtungseingangsbereich und den untersuchten Bespritzungsbedingungen.

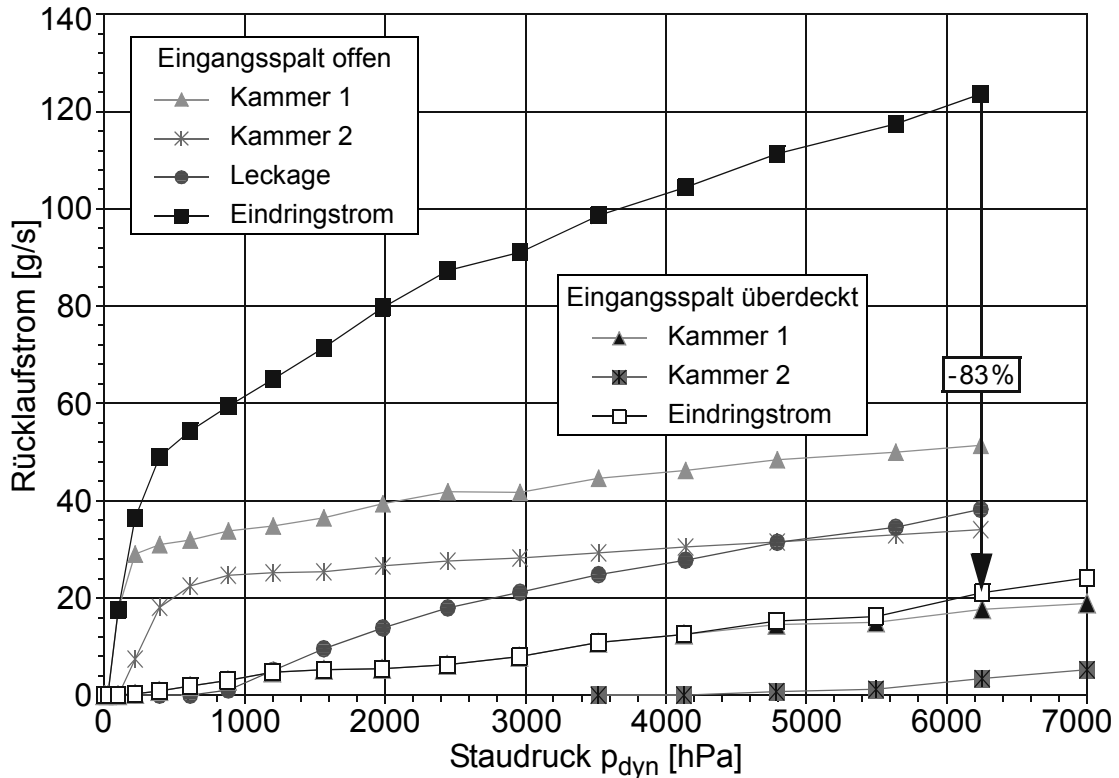


Bild 4.44 Rücklaufströme in Abhängigkeit vom Staudruck p_{dyn} der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen bei offenem und überdecktem Eingangsspalt; keine Sperrluftzufuhr, $n = 100 \text{ min}^{-1}$

Aus den Untersuchungen zu kombinierten Sperrluft - Fangkammerdichtsystemen können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Das „Ausblasen“ von Flüssigkeit aus einer Fangkammer führt zu Leckage.
- Eine Fangkammer auf der Lagerseite einer Sperrluftdichtung kann auftretende Leckage nicht zurückhalten. Die Leckage wird von der Sperrluft mit hoher Geschwindigkeit zur Lagerseite transportiert.
- Die Sperrluftdichtung muss auf der Leckageseite der Fangkammerdichtung angeordnet werden. Ein Luftdurchzug durch die Fangkammerdichtung lässt sich dadurch unterbinden. In der Luft enthaltene Schwebstoffe (z.B. Flüssigkeitsdunst) werden von den empfindlichen Spindellagern ferngehalten.
- Ist die Fangkammer nicht überflutet, sind bereits einige wenige hPa Sperrluftdruck ausreichend, um einen Luftdurchzug und damit den Transport der in ihm enthaltenen Schwebstoffe zur Lagerseite zu verhindern.
- Eine überflutete Fangkammer auf der Eingangsseite einer Sperrluftdichtung kann den abzudichtenden Flüssigkeitsdruck p_F nicht reduzieren.
- Der Eindringstrom in ein Fangkammerdichtsystem, bzw. der Flüssigkeitsdruck p_F im Eingangsspalt lässt sich wirkungsvoll durch einen optimierten Eingangsbereich reduzieren (überdeckter Eingangsspalt und eine große gehäuseseitige Fangrinne, siehe auch Abschnitt 4.2.1).

4.5 Schlussfolgerungen - Auslegung von Sperrluftdichtsystemen

Die Erkenntnisse aus den durchgeführten Untersuchungen sind in den folgenden Bildern 4.45, 4.46 und 4.47 zusammengefasst. Sie erleichtern eine zweckgerechten Gestaltung und ermöglichen eine rechnerische Auslegung von Sperrluftdichtsystemen.

Wesentliches Augenmerk muss bei der Gestaltung auf den Dichtungseingangsbereich gelegt werden. Durch eine günstige Gestaltung des Eingangsbereiches mit einer großen gehäuseseitigen Fangrinne mit einer Eingangsspaltüberdeckung lässt sich der abzudichtende Flüssigkeitsdruck p_F im Dichtspalt wirksam reduzieren.

Das in Bild 4.45 dargestellte Sperrluftdichtsystem dichtet eine Spindel mit fettgeschmierten Spindellagern ab. Der lagerseitig abströmende, möglicherweise „fettschädigende“ Luftstrom ist gering. Zulässige Grenzwerte sind nicht bekannt. Auf Grund der positiven Erfahrungen mit den in DIN 69002 genormten Kurzspindeln kann ein auf den Lagerumfang bezogener, zulässiger Lagerluftstrom angenommen werden:

$$\frac{\dot{V}_{L, max}}{\pi \cdot D} = 0,032 \frac{l/min}{mm} \quad (4.46)$$

Bei einem Spindellager der Baureihe 7020 sind bei Lagerluftströmen $\dot{V}_L \leq 15$ l/min keine Beeinträchtigungen zu erwarten. Zulässige Grenzwerte und Auswirkungen des Lagerluftstromes sind jedoch durch weitere Forschungsarbeiten abzusichern.

Wird eine Spindel auf beiden Seiten mit einem Sperrluftdichtsystem abgedichtet, muss der Luftdruck in der Einleitungsnut an jedem Dichtsystem separat einstellbar sein. Sind die Drücke identisch und ist das Lagergehäuse geschlossen, strömt durch die Lager keine Luft.

Sperrluftdichtsystem - Aufbau Zweckgerechte Gestaltung eines Sperrluftdichtsystems

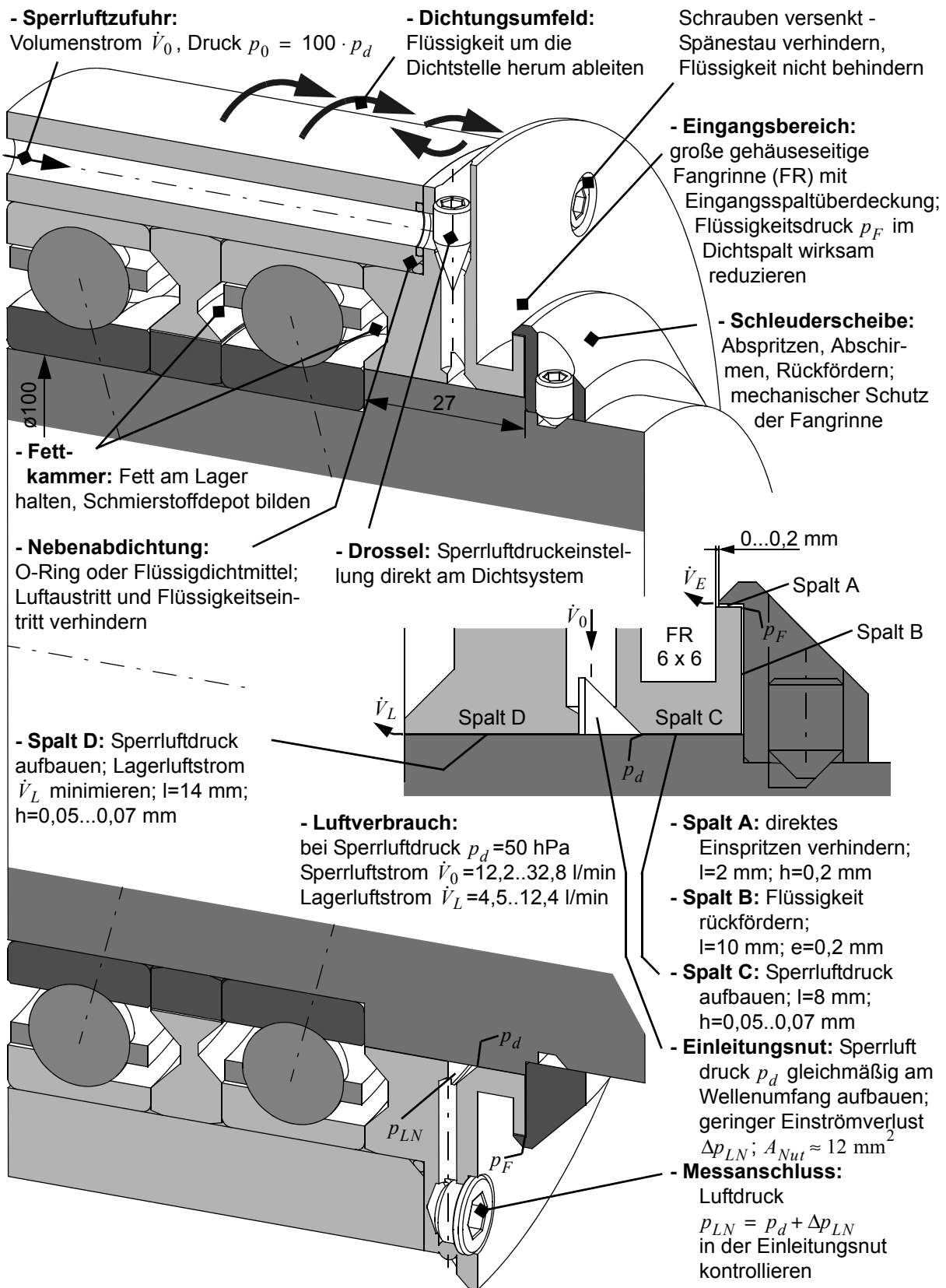
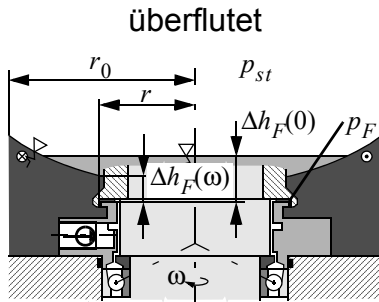


Bild 4.45 Zweckgerechte Gestaltung von Sperrluftdichtsystemen; Maßstäbliche Darstellung mit Spindellager der Baugröße 7020

Sperrluftdichtsystem - Auslegung

1. Bestimmung des abzudichtenden Flüssigkeitsdruckes

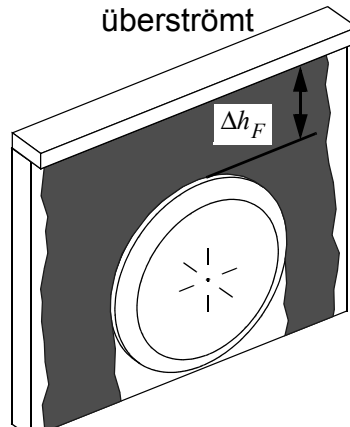


Flüssigkeitshöhe bei Wellenstillstand: $\Delta h_F(0)$
 Flüssigkeitshöhe bei Rotation:

$$\Delta h_F(\omega) = \Delta h_F(0) + \frac{\omega^2}{4 \cdot g} \cdot (2r^2 - r_0^2)$$

Berechnung des Flüssigkeitsdruckes:

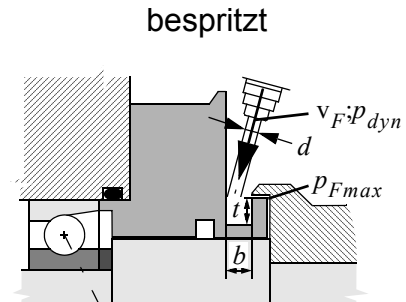
$$p_F = \rho_F \cdot g \cdot \Delta h_{F,max} + p_{St}$$



z.B. Wasservorhang

Berechnung des Flüssigkeitsdruckes:

$$p_F = \rho_F \cdot g \cdot \Delta h_F$$

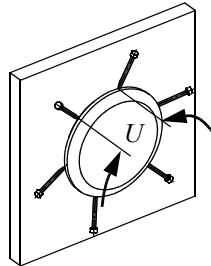


Bestimmung der höchsten Strahlggeschwindigkeit v_F und des zugehörigen Strahldurchmessers d durch Messung des KSS-Stromes oder über die Pumpenkennlinie

Berechnung des Staudruckes:

$$p_{dyn} = \frac{\rho_F}{2} \cdot v_F^2$$

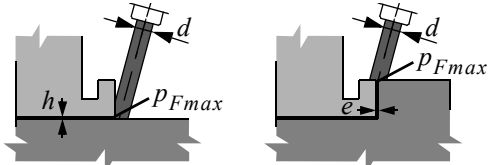
2. Bestimmung der Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches von bespritzten Dichtstellen



Bestimmung des Abstandes U am Wellenumfang zwischen den auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen:

- sehr dichte Bespritzung: $U \leq 10$ mm
- dichte Bespritzung: $U \approx 30$ mm
- punktueller Bespritzung: $U \geq 60$ mm

Ohne Eingangsspaltüberdeckung:

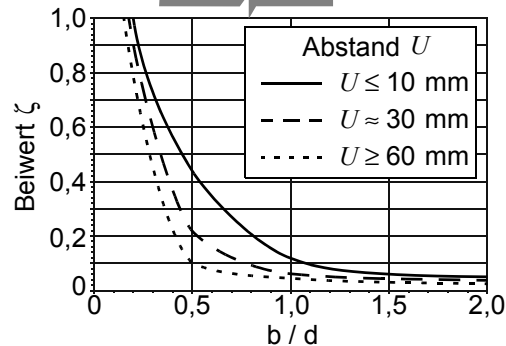
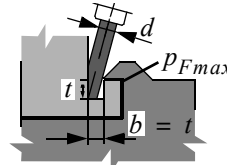


	$U \leq 10$ mm	$U \approx 30$ mm	$U \geq 60$ mm
Beiwert ζ	0,8...1,0	0,5...1,0	0,3...1,0

Der Beiwert ζ ist abhängig vom Strahldurchmesser d und der Spalthöhe e des Eingangsspalt

Kleinstwert bei $d \leq 2$ mm und $e \leq 0,2$ mm

Mit Eingangsspaltüberdeckung:



Berechnung des maximalen Flüssigkeitsdruckes im Dichtspalt:

$$p_{Fmax} = \zeta \cdot p_{dyn}$$

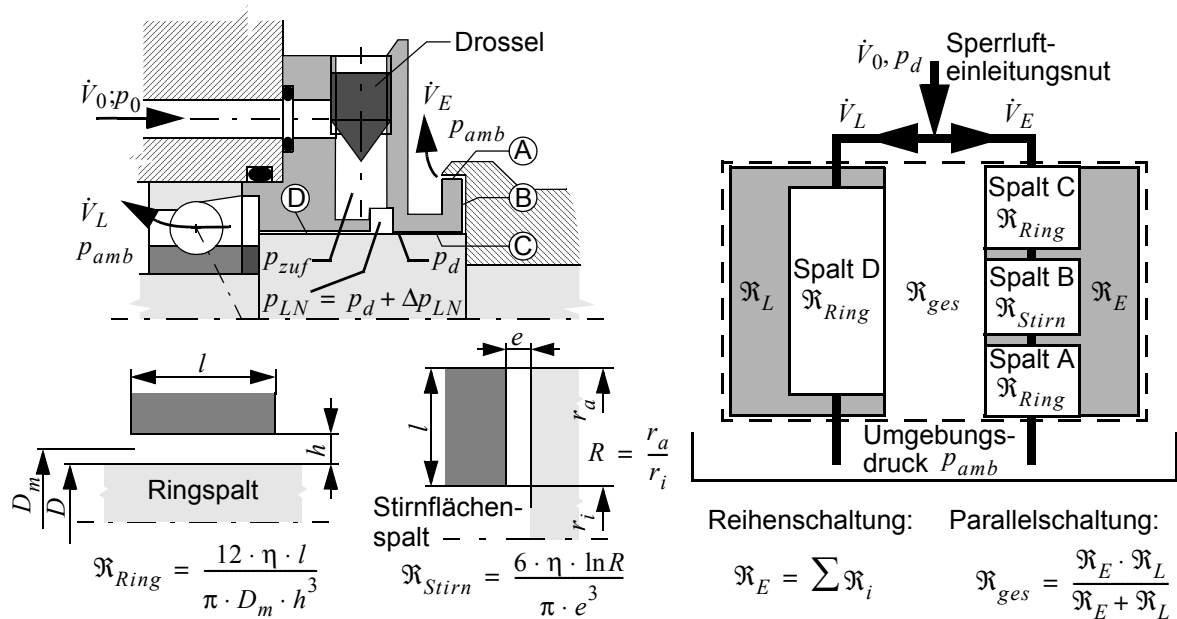
Bild 4.46 Auslegung von Sperrluftdichtsystemen - Teil 1; Bestimmung des abzudichtenden Flüssigkeitsdruckes - Wirksamkeit des Dichtungseingangsbereiches

Sperrluftdichtsystem - Auslegung 3. Bestimmung der Sperrluftparameter Druck - Volumenstrom

Berechnung des zur Abdichtung notwendigen Sperrluftdruckes:

$$p_d = S \cdot p_{Fmax} \quad \text{Sicherheitsbeiwert } S = 1, 2 \dots 1, 5$$

Analyse der Strömungswiderstände: Berechnung von \mathfrak{K}_E , \mathfrak{K}_L und \mathfrak{K}_{ges}

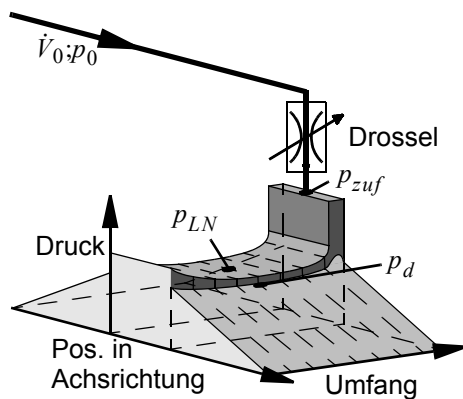


Zum Aufbau des Sperrluftdruckes p_d notwendiger Sperrluftstrom:

$$\dot{V}_0 = \frac{p_d}{\mathfrak{K}_{ges}} \cdot \frac{1 + \beta}{2 \cdot \beta} \quad \text{mit } \beta = \frac{p_{amb}}{p_d + p_{amb}}$$

Lagerseitiger Sperrluftstrom (Umgebungsdruck im Lagerraum):

$$\dot{V}_L = \frac{p_d}{\mathfrak{K}_L} \cdot \frac{1 + \beta}{2 \cdot \beta}$$



Druckverlust Δp_{LN} beim Einströmen aus der Sperrlufteinleitungsnut in den eingangsseitigen Drosselspalt:

$$\Delta p_{LN} = \frac{\rho_{LN}}{2} \cdot v_E^2 \quad \text{mit } v_E = \frac{\mathfrak{K}_L}{\mathfrak{K}_E + \mathfrak{K}_L} \cdot \frac{\dot{V}_0}{\pi \cdot (h \cdot D_m)_{\text{Spalt C}}}$$

In der Sperrlufteinleitungsnut über die Drossel einzustellender Luftdruck:

$$p_{LN} = p_d + \Delta p_{LN}$$

(Die Messung erfolgt auf der gegenüberliegenden Seite der Sperrluftzuführung in der Einleitungsnut)

Zuführdruck am Spindelgehäuse:

$$p_0 = 100 \cdot p_d$$

Bild 4.47 Auslegung von Sperrluftdichtsystemen - Teil 2;
Bestimmung der Sperrluftparameter Druck - Volumenstrom

In den Tabellen 4.2, 4.3 und 4.4 sind die Stoffwerte von Wasser und Luft bei unterschiedlichen Temperaturen und Drücken zusammengestellt, nach /83/ /84/ /85/ /86/.

Tabelle 4.2 Stoffwerte von Wasser; Absolutdruck $p = 1000$ hPa

Temperatur T [°C]	Dichte ρ_F [kg/m ³]	dyn. Viskosität η [10^{-6} Pa · s]	kin. Viskosität ν [10^{-6} m ² /s]
10	999,7	1306,4	1,307
20	998,2	1002,0	1,004
30	995,6	797,7	0,801
40	992,3	653,3	0,658

Tabelle 4.3 Stoffwerte von Luft; Absolutdruck $p = 1000$ hPa

Temperatur T [°C]	Dichte ρ_L [kg/m ³]	dyn. Viskosität η [10^{-6} Pa · s]	kin. Viskosität ν [10^{-8} m ² /s]
10	1,230	17,74	1442
20	1,188	18,24	1535
30	1,149	18,72	1630
40	1,112	19,20	1726

Tabelle 4.4 Stoffwerte von Luft; Absolutdruck $p = 5000$ hPa

Temperatur T [°C]	Dichte ρ_L [kg/m ³]	dyn. Viskosität η [10^{-6} Pa · s]	kin. Viskosität ν [10^{-8} m ² /s]
0	6,391	17,16	268,5
25	5,849	18,26	312,2
50	5,390	19,30	358,1

Wird das Strömungsmedium Luft vereinfachend als ideales Gas betrachtet, kann deren Dichte ρ_L mit folgendem Zusammenhang berechnet werden:

$$\rho_L = \frac{p}{R_L \cdot T} \quad (4.47)$$

Dabei ist p der Absolutdruck, $R_L = 287$ J/kgK die Gaskonstante von Luft und T die thermodynamische Temperatur in °K. Die kinematische Viskosität ν ist als Quotient aus der dynamischen Viskosität η und der Dichte ρ definiert:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.48)$$

5 Abdichtung von Feststoff - Flüssigkeitsgemischen

Im praktischen Einsatz in der Werkzeugmaschine, werden die berührungsfreien Spindeldichtsysteme nicht nur mit sauberen Flüssigkeiten beaufschlagt. In dem zurückzuhaltenden Kühlschmierstoff sind Feststoffpartikel enthalten, die in den Aufbereitungsanlagen nicht herausgefiltert werden. Zudem entstehen bei den Bearbeitungsprozessen unterschiedliche Feststoffe, die zuverlässig von den Spindellagern fern gehalten werden müssen. Bei geeignet ausgelegten Sperrluftdichtsystemen gibt es keinen Eindringstrom, der die Dichtung im Innenbereich verschmutzt, deshalb werden in diesem Kapitel vorrangig Fangkammerdichtsysteme untersucht.

5.1 Fangkammerdichtsysteme

Fangkammerdichtsysteme können flüssigkeitsbespritzte oder kurzzeitig, schwallartig überflutete Dichtstellen abdichten. Dies erfolgt durch Integration der acht Wirkprinzipien: Abweisen, Abschirmen, Abspritzen, Umlenken, Drosseln, Rückfördern, Auffangen und Abführen. Im Folgenden werden die Auswirkungen von Feststoffpartikeln in der zurückzuhaltenden Flüssigkeit auf die Dichtwirkung von Fangkammerdichtsystemen untersucht. Betrachtet werden dabei die einzelnen Funktionsbereiche der Fangkammerdichtung.

5.1.1 Eingangsbereich

Die Gestaltung des Eingangsbereiches hat wie bei den Sperrluftdichtsystemen, auch bei Fangkammerdichtsystemen wesentliche Auswirkungen auf deren Abdichtpotential. Durch günstige Gestaltung wird der Eindringstrom in das Fangkammerdichtsystem verringert. Der Aufwand im Innen- und Ablaufbereich der Fangkammerdichtung wird entsprechend geringer, um technische Dichtheit zu realisieren. Zudem gelangt durch die Reduzierung des Eindringstromes eine geringere Menge an Feststoffen in das Dichtsystem. Ein Versagen der Fangkammerdichtung auf Grund von Feststoffablagerungen im Innenbereich wird entsprechend verzögert. Bild 5.2 zeigt den gemessenen Eindringstrom bei Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff, in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit. Die untersuchten Varianten unterscheiden sich durch die Eingangsspaltüberdeckung und die Größe der gehäuseseitigen Fangrinne. Die Abmessungen der Dichtspalte sind bei allen Varianten identisch. Die Gestaltungsvarianten und Beaufschlagungsbedingungen sind in Bild 5.1 zusammengestellt.

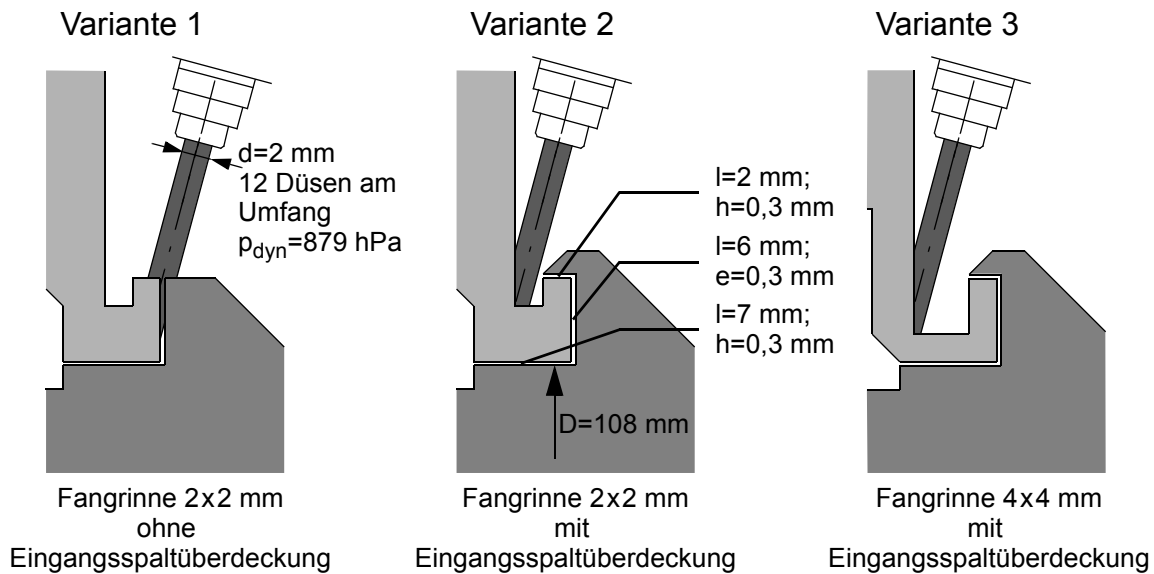


Bild 5.1 Untersuchte Eingangsbereiche

Durch die Eingangsspaltüberdeckung verringerte sich der maximale Eindringstrom von 34 g/s bei Variante 1 auf 23,5 g/s bei Variante 2. Bei der Variante 3 mit vergrößerter Fangrinne gelangten maximal 12 g/s in das Dichtsystem, was eine Reduzierung um 65% gegenüber der Variante 1 bedeutet. Die Rückförderwirkung des Stirnflächenspaltes ist bei den drei Varianten auf Grund gleicher Spaltabmessungen identisch.

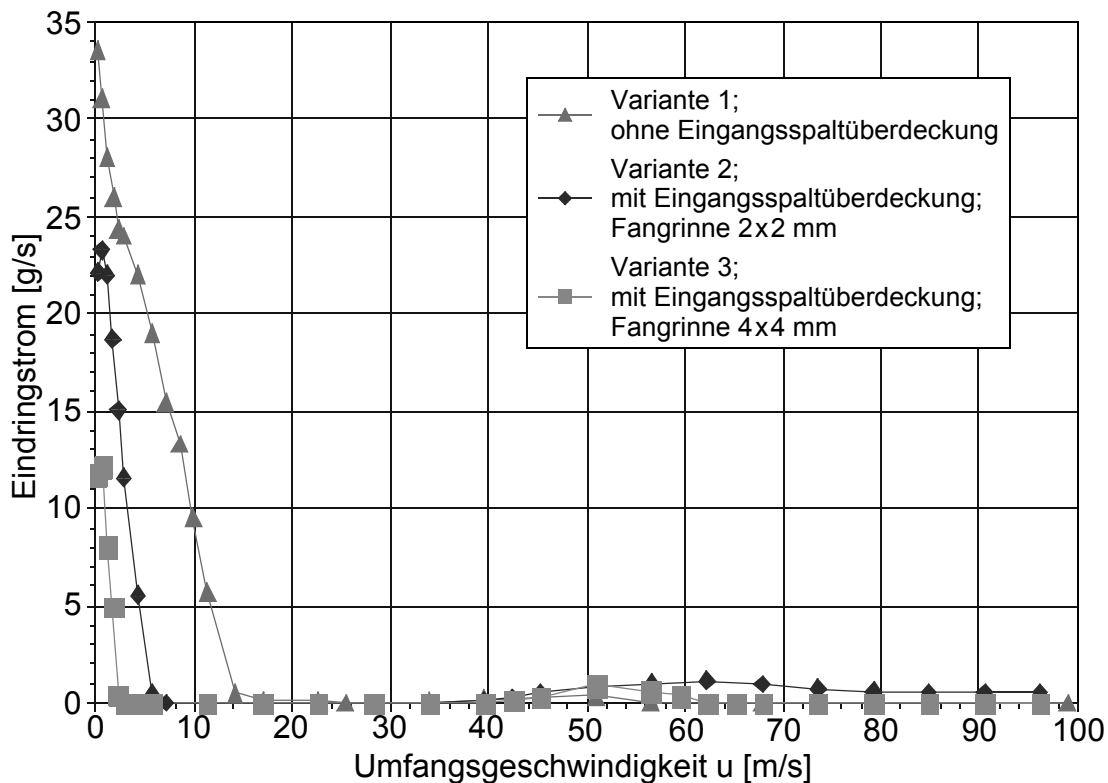


Bild 5.2 Eindringstrom in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit, bei unterschiedlich gestaltetem Eingangsbereich; Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff

Bei Variante 3 mit einer 4x4 mm großen gehäuseseitigen Fangrinne und einer Eingangsspaltüberdeckung war bereits bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 2,3 m/s kein Eindringstrom mehr messbar. Bei Variante 2 bei 5,7 m/s und bei Variante 1 ist bei den untersuchten Beaufschlagungsbedingungen erst bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 16 m/s die Rückförderwirkung des Stirnflächenspaltes ausreichend, die eindringende Flüssigkeit zur Bespritzungsseite zurückzuführen.

Unabhängig von der Bespritzungsintensität und der Gestaltung des Eingangsbereiches konnte bei Umfangsgeschwindigkeiten $u > 40$ m/s wieder ein Eindringstrom gemessen werden, der einen Maximalwert von 1,2 g/s jedoch nicht überschreitet. Ursache ist das Verschäumen des verwendeten Kühlschmierstoffes. Durch Zugabe von Entschäumer, bzw. Steigerung der Wasserhärte kann dieses Verhalten positiv beeinflusst werden.

Die Versuche zum Verschmutzungsverhalten des Eingangsbereiches und der eingangseitigen Dichtspalte, bei Dickstoffbeaufschlagung, wurden mit dem in Bild 5.3 dargestellten Dichtsystem durchgeführt. Es besteht aus einer Sperrluftdichtung mit einer bespritzungsseitig vorgeschalteten Fangkammer. Die Fangkammer hat einen Querschnitt von 80 mm² und einen Ablaufkanal mit einem Querschnitt von 5x15 mm. Der Eingangsbereich besteht aus einer gehäuseseitigen Fangrinne mit einem Querschnitt von 2x2 mm und einer Eingangsspaltüberdeckung. Die eingangseitigen Dichtspalte hatten standardmäßig eine Spalthöhe von $h=e=0,3$ mm. Durch das Austauschen der bespritzungsseitigen Schleuderscheibe konnten zusätzliche Versuche ohne Eingangsspaltüberdeckung und mit Spalthöhen von $h=e=0,5$ mm durchgeführt werden.

Die Dickstoffbeaufschlagung mit 40 l/min erfolgte über eine Rechteckdüse auf der Oberseite mit einem Strahlquerschnitt von 3x15 mm unter 75° zur Wellenachse. Das Dichtsystem war unter diesen Bedingungen auch ohne Sperrluftzufuhr technisch dicht.

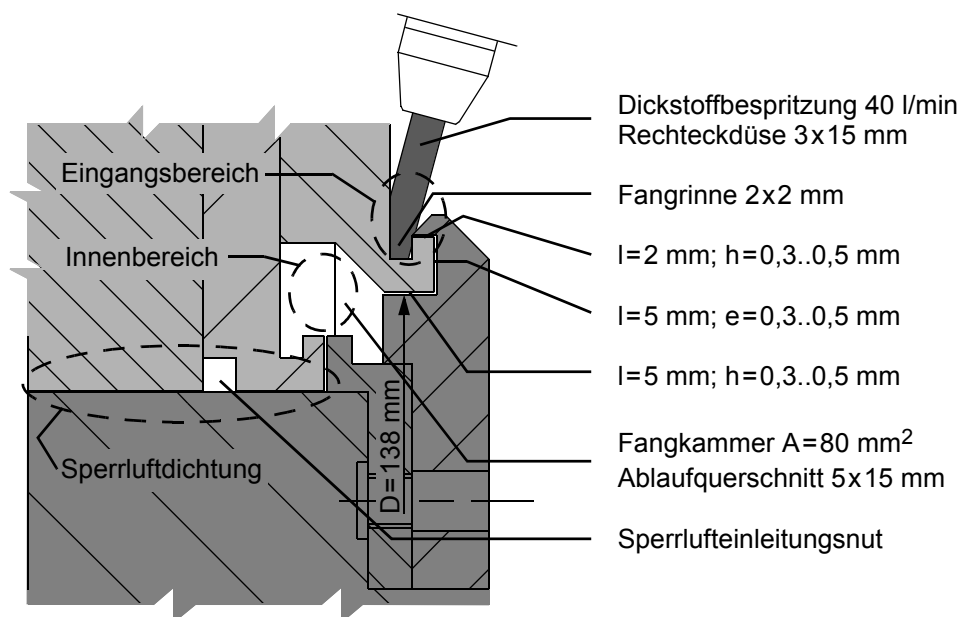


Bild 5.3 Modulares Versuchs-dichtsystem bei Dickstoffbeaufschlagung - Sperrluftdichtung mit vorgeschalteter Fangkammer

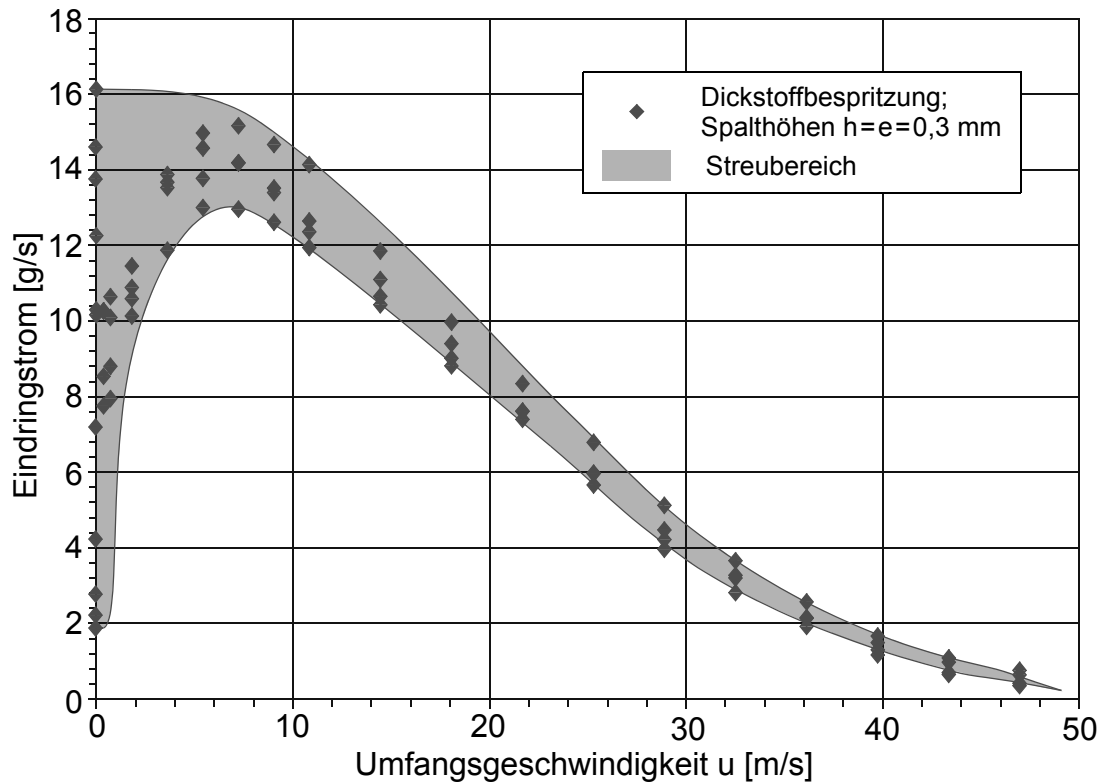


Bild 5.4 Eindringstrom bei Dickstoffbeaufschlagung, in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit; Dichtsystem und Versuchsbedingungen, siehe Bild 5.3

Der in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit gemessene Eindringstrom, bei Dickstoffbeaufschlagung ist in Bild 5.4 dargestellt. Auf Grund des großen Ablaufquerschnittes aus der Fangkammer (5×15 mm), bildete sich kein Flüssigkeitsstau im Innenbereich. Auch ohne Sperrluftzufuhr konnte kein Flüssigkeitsübertritt in die Sperrluftdrosselpalte beobachtet werden. Die gehäuseseitige Fangrinne hat mit 2×2 mm im Verhältnis zum auftreffenden Dickstoffstrahl (Düsenquerschnitt 3×15 mm) einen kleinen Querschnitt. Der Eingangsbereich zeigt dadurch eine geringe Wirksamkeit, der Staudruck wird von der in der Fangrinne „stehenden“ Flüssigkeit in den Eingangsspalt weitergeleitet. Dementsprechend ist die Rückförderwirkung des Stirnflächenspaltes erst bei Umfangsgeschwindigkeiten $u \geq 50$ m/s ausreichend, bei den untersuchten Beaufschlagungsbedingungen, die eindringende Flüssigkeit vollständig zur Bespritzungsseite zurückzuführen.

Bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten ($u \leq 4$ m/s) streuen die Werte des gemessenen Eindringstromes über einen großen Wertebereich zwischen $1,9$ g/s und $16,2$ g/s. Dieses Verhalten konnte bei der Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff nicht beobachtet werden. Ursache dafür sind Feststoffablagerungen in den eingangsseitigen Dichtspalten, die den freien Strömungsquerschnitt reduzieren.

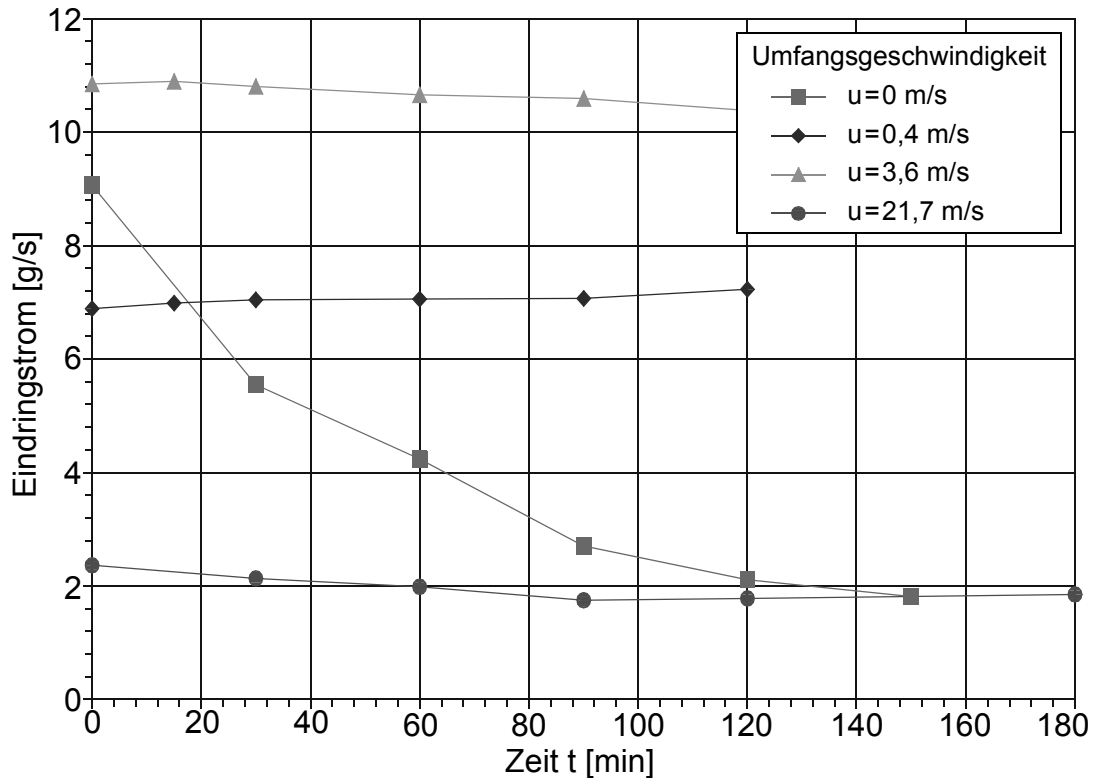


Bild 5.5 Eindringstrom bei Dickstoffbeaufschlagung, in Abhängigkeit von der Versuchsdauer, bei unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten; Dichtspalthöhen $h=e=0,3$ mm, mit Eingangsspaltüberdeckung

Den gemessenen Eindringstrom in das Dichtsystem, in Abhängigkeit von der Versuchsdauer, zeigt Bild 5.5. Die Umfangsgeschwindigkeit wurde dabei konstant gehalten. Bei Wellenstillstand nahm der Eindringstrom bereits nach kurzer Beaufschlagungsdauer stark ab. Die eingangsseitigen Dichtspalte waren nach 2,5 Stunden Dickstoffbeaufschlagung bei Wellenstillstand nahezu vollständig durch Feststoffablagerungen verschlossen. Die Spindel blockierte. Das Losdrehen einer Spindel mit durch Feststoffablagerungen zugesetzten Dichtspalten birgt die Gefahr einer Beschädigung der zum Teil dünnwandigen Dichtungsteile. Zudem können sich größere, zusammenhaftenden Ablagerungen lösen und die Ablaufkanäle aus den Fangkammern verstopfen.

Bei Rotation der Welle konnte bei dem verwendeten Dickstoff und bei Dichtspalthöhen von $h=e=0,3$ mm keine wesentliche Veränderung des Eindringstromes während einer Beaufschlagungsdauer von 3 Stunden festgestellt werden. Bei der anschließenden Demontage des Versuchslichtsystems konnten auf den Dichtspaltwänden lediglich geringe Feststoffablagerungen festgestellt werden.

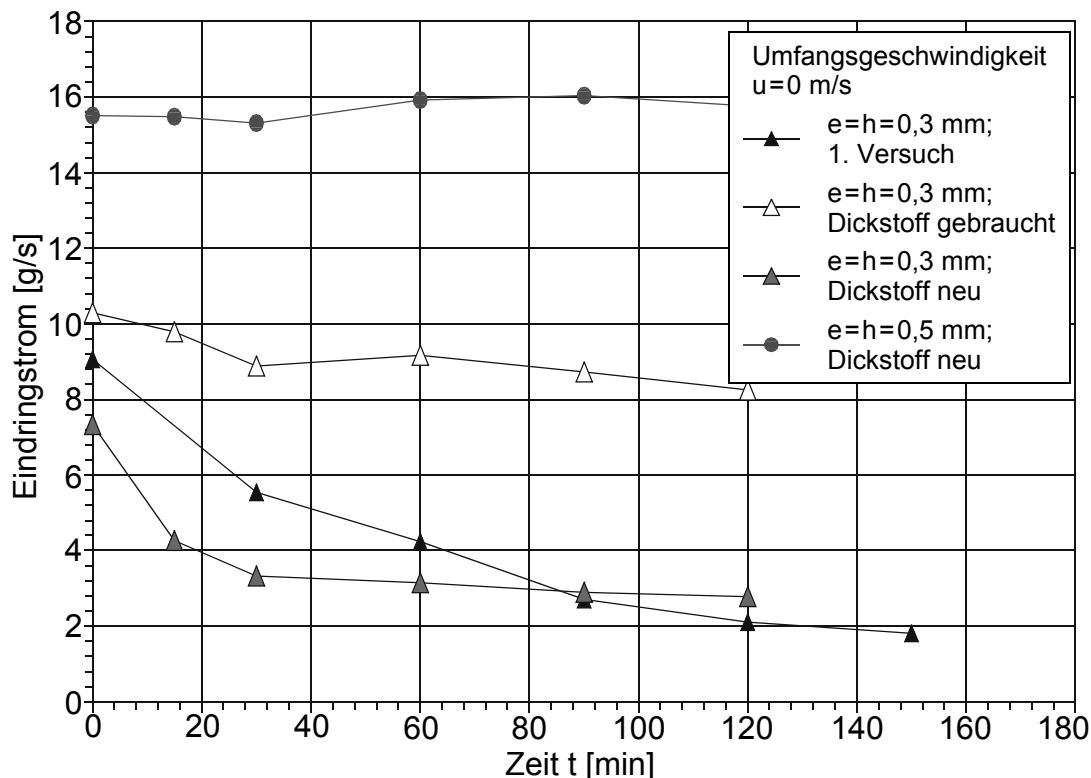


Bild 5.6 Eindringstrom bei Dickstoffbeaufschlagung und Wellenstillstand, in Abhängigkeit von der Versuchsdauer

Bei Dichtspalthöhen von $h=e=0,3$ mm wurde bei Versuchswiederholungen ein stark unterschiedliches Verhalten des Eindringstromes bei Wellenstillstand beobachtet, Bild 5.6. Während bei der ersten Messung der Eindringstrom von 9 g/s bei Versuchsbeginn, auf $1,9$ g/s nach einer Beaufschlagungsdauer von 150 min absank, ergab die Messung zu einem späteren Zeitpunkt lediglich ein Rückgang des Eindringstromes von $10,2$ g/s auf $8,4$ g/s, nach 120 min. Bei einer weiteren Versuchswiederholung mit neu angesetztem Dickstoff, stellte sich der Rückgang des Eindringstromes gegenüber der ersten Messung noch schneller ein.

Bei vergrößerten Dichtspalthöhen mit $h=e=0,5$ mm wurde unabhängig von der Gebrauchsdauer des Dickstoffes ein konstanter Eindringstrom gemessen. Ein Zusetzen der Dichtspalte durch Feststoffablagerungen bzw. höhere Losbrechkräfte konnten nicht beobachtet werden.

Die Erklärung für dieses Verhalten ist in einer Veränderung des beim Dickstoff verwendeten Messing-Pulvers zu sehen. Bild 5.7 zeigt Aufnahmen von neuem und aus gebrauchtem Dickstoff getrennten Messing-Pulver. Die Herstellung des Pulvers mit spratziger Teilchenform erfolgt durch Verdüsen der Messing-Schmelze. Bei neuem Pulver sind herstellungsbedingt, aneinandergeschmolzene Partikel mit einer Größe von $0,15$ - $0,2$ mm enthalten. Beim Pumpen des Dickstoffes und durch die Bespritzung brechen diese Partikel auseinander. Die maximale Teilchengröße im gebrauchten Dickstoff betrug $0,1$ mm.

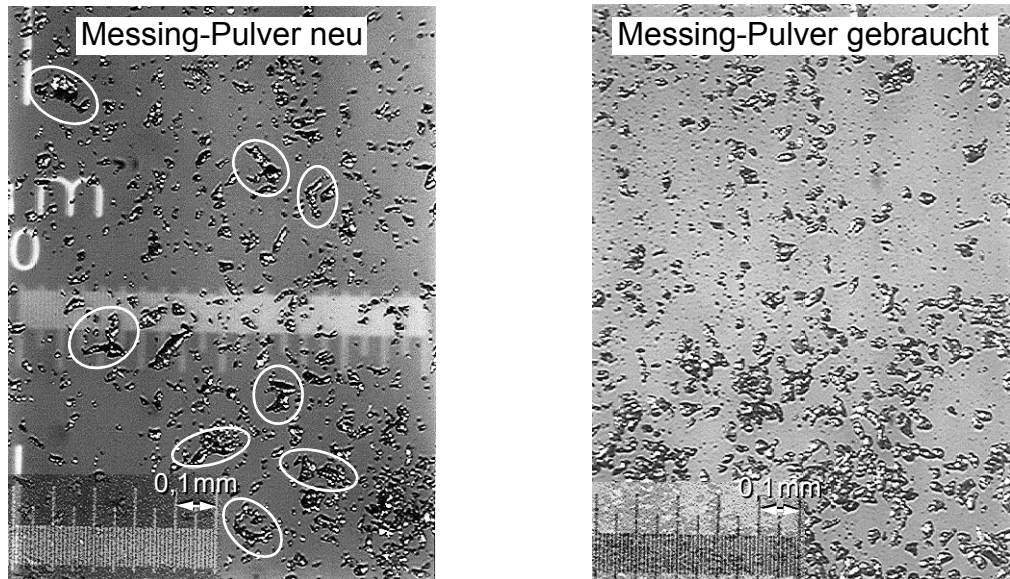


Bild 5.7 Messing-Pulver neu und aus gebrauchtem Dickstoff

Durch Filtration wurde die Dickstoffkonzentration im Rücklaufstrom in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit bestimmt, Bild 5.8. Die angewendete Messmethode kann lediglich über Tendenzen Aufschluss geben, insbesondere Messungen bei geringen Rücklaufströmen sind stark fehlerbehaftet. Unabhängig von der Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches, nimmt die Dickstoffkonzentration im Rücklaufstrom mit der Umfangsgeschwindigkeit zu, wenn sich in ihm ein Stirnflächenspalt befindet.

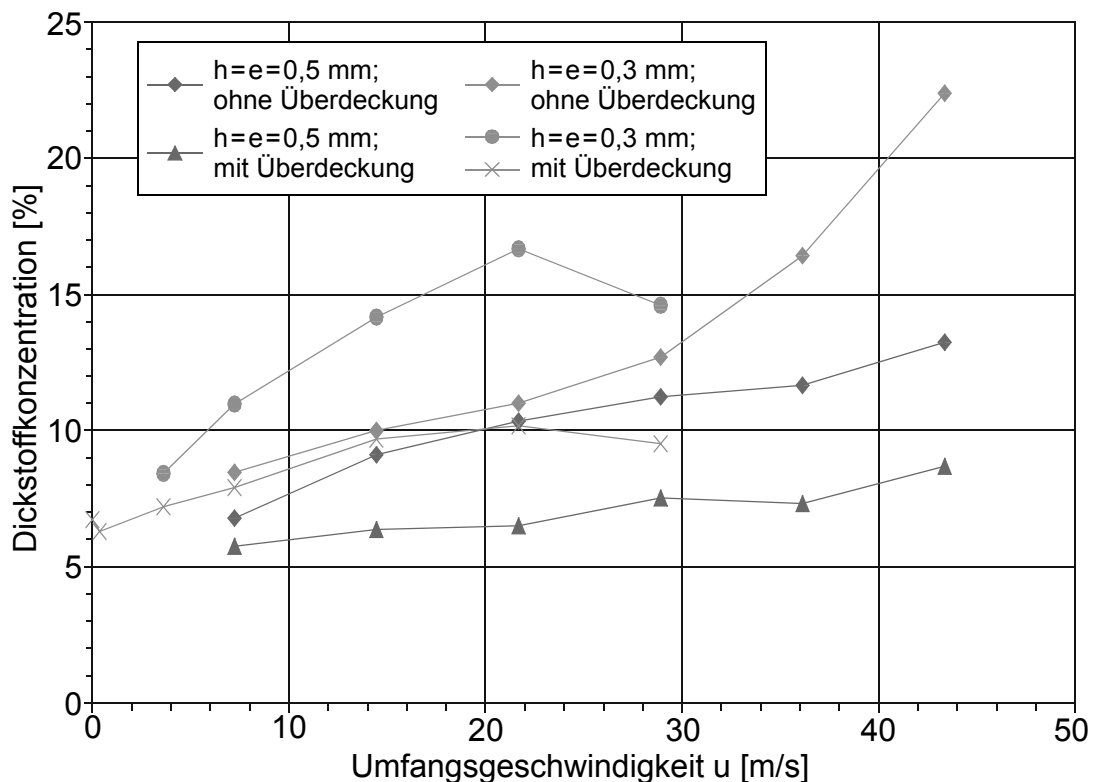


Bild 5.8 Dickstoffkonzentration im Rücklauf aus der Fangkammer, in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit

Bei Rotation der Welle bildet sich eine Schleppströmung aus, die im Stirnflächenspalt die eindringende Flüssigkeit zur Außenseite fördert. Die Feststoffe haben gegenüber der Flüssigkeit eine höhere Dichte und werden deshalb nicht so leicht aus ihrer radial nach innen gerichteten Strömungsrichtung umgelenkt. Eine stärkere Verschmutzung bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten konnte bei den untersuchten Fangkammerdichtsystemen nicht beobachtet werden, da sich der absolute Eindringstrom in das Dichtsystem durch die Rückforderwirkung des Stirnflächenspaltes mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit stark reduziert.

Aus den Untersuchungen zum Verschmutzungsverhalten des Dichtungseingangsbereiches können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Die Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches ist ausschlaggebend für die Höhe des Eindringstromes und damit auch über die Menge der Feststoffe, die in das Dichtsystem gelangen.
- Durch die Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches mit einer großen gehäuseseitigen Fangrinne und einem bei Rotation rückfördernden Stirnflächenspalt mit einer Eingangsspaltüberdeckung (siehe Bild 5.9) lässt sich der Eindringstrom in das Dichtsystem wirkungsvoll verringern. Die bei den Untersuchungen an Sperrluftdichtsystemen durchgeführten Betrachtungen zur Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches (siehe Abschnitt 4.2.1) gelten gleichermaßen für den Eindringstrom bei Fangkammerdichtsystemen.

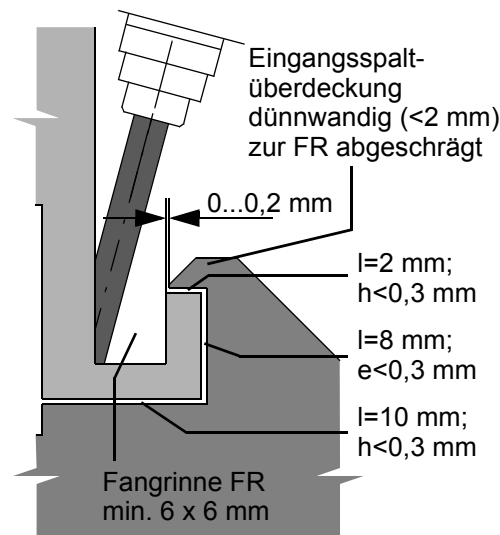


Bild 5.9 Günstig gestalteter Eingangsbereich

- Kritisch sind die im Kühlschmierstoff enthaltenen Feststoffe, die nicht von den Aufbereitungsanlagen herausgefiltert werden. Diese Feststoffe gelangen mit hoher kinetischer Energie auf das Dichtsystem.
- Bei einer zu groben Filterfeinheit der Kühlschmierstoffanlagen neigen die Dichtspalte bei Wellenstillstand zum Verstopfen. Beim Anfahren der Spindel lösen sich größere, zusammenhaftende Feststoffablagerungen, die in den Ablaufbohrungen hängen bleiben und damit die Dichtwirkung beeinträchtigen können.
- Dichtspalte, deren Spalthöhe mindestens doppelt so groß ist wie die größten Feststoffe im Kühlschmierstoff, neigen nicht zum Verstopfen. Auf entsprechende Filterfeinheit der Kühlschmierstoffanlagen ist zu achten. Bei Dichtspalthöhen von z.B. $h=0,3 \text{ mm}$ muss die Filterfeinheit mindestens $150 \mu\text{m}$ betragen.

5.1.2 Innenbereich

Im Innenbereich wird die eingedrungene Flüssigkeit von der rotierenden Spindel weggeleitet, aufgefangen und dem Ablaufbereich zugeführt. Nachfolgend wird die Fangkammergestaltung und deren Auswirkungen auf das Strömungsverhalten im Innenbereich bzw. die Verschmutzungsneigung bei der Dickstoffbeaufschlagung untersucht.

Das untersuchte Dichtsystem 1 hat zwei Fangkammern im Innenbereich und einen ungünstig gestalteten Dichtungseingangsbereich ohne gehäusesseitige Fangrinne und Eingangsspaltüberdeckung, Bild 5.10. Die Flüssigkeitsbeaufschlagung erfolgte durch Überströmen, mit an der Gehäusewand ablaufender Flüssigkeit und zusätzlich über zwölf Vollstrahldüsen.

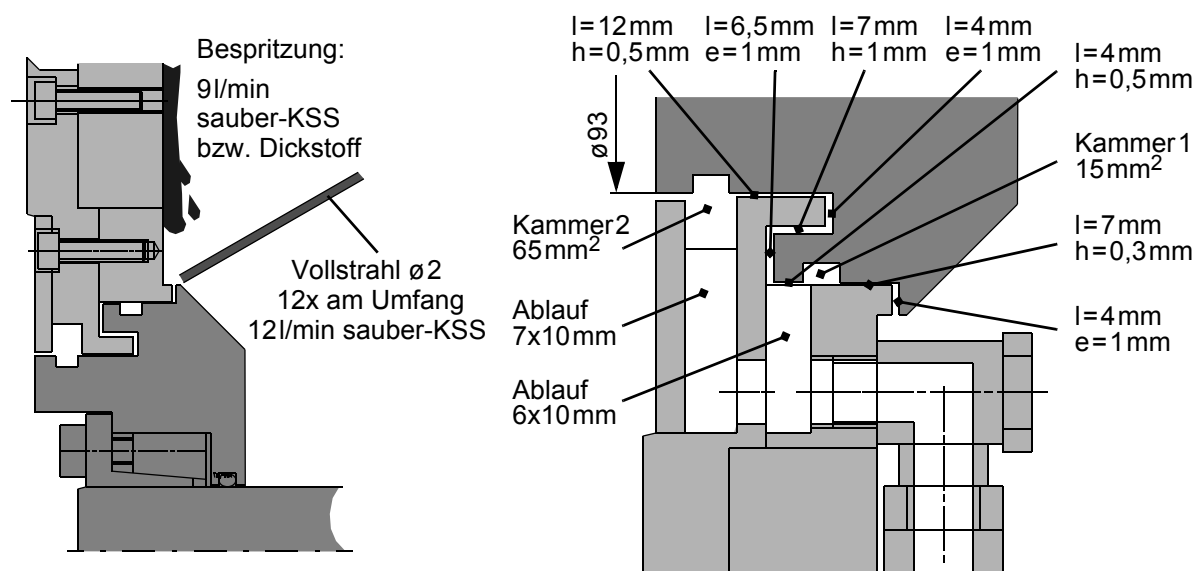


Bild 5.10 Dichtsystem 1 - Beaufschlagungsbedingungen und Abmessungen der Dichtspalte; zwei Fangkammern, keine Eingangsspaltüberdeckung

Bild 5.11 zeigt das Strömungsverhalten in der lagerseitigen Fangkammer 2 bei Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff. Durch den ungünstig gestalteten Dichtungseingangsbereich dringt eine große Flüssigkeitsmenge in das Dichtsystem ein. Die Fangkammern werden in Achsrichtung überströmt.

Bei Umfangsgeschwindigkeiten $u > 1,9 \text{ m/s}$ ist die Rückförderwirkung der Stirnflächenspalte von Dichtsystem 1 ausreichend, bei den untersuchten Beaufschlagungsbedingungen, die eindringende Flüssigkeit zur Beaufschlagungsseite zurückzuführen. Es trat keine Leckage mehr auf.

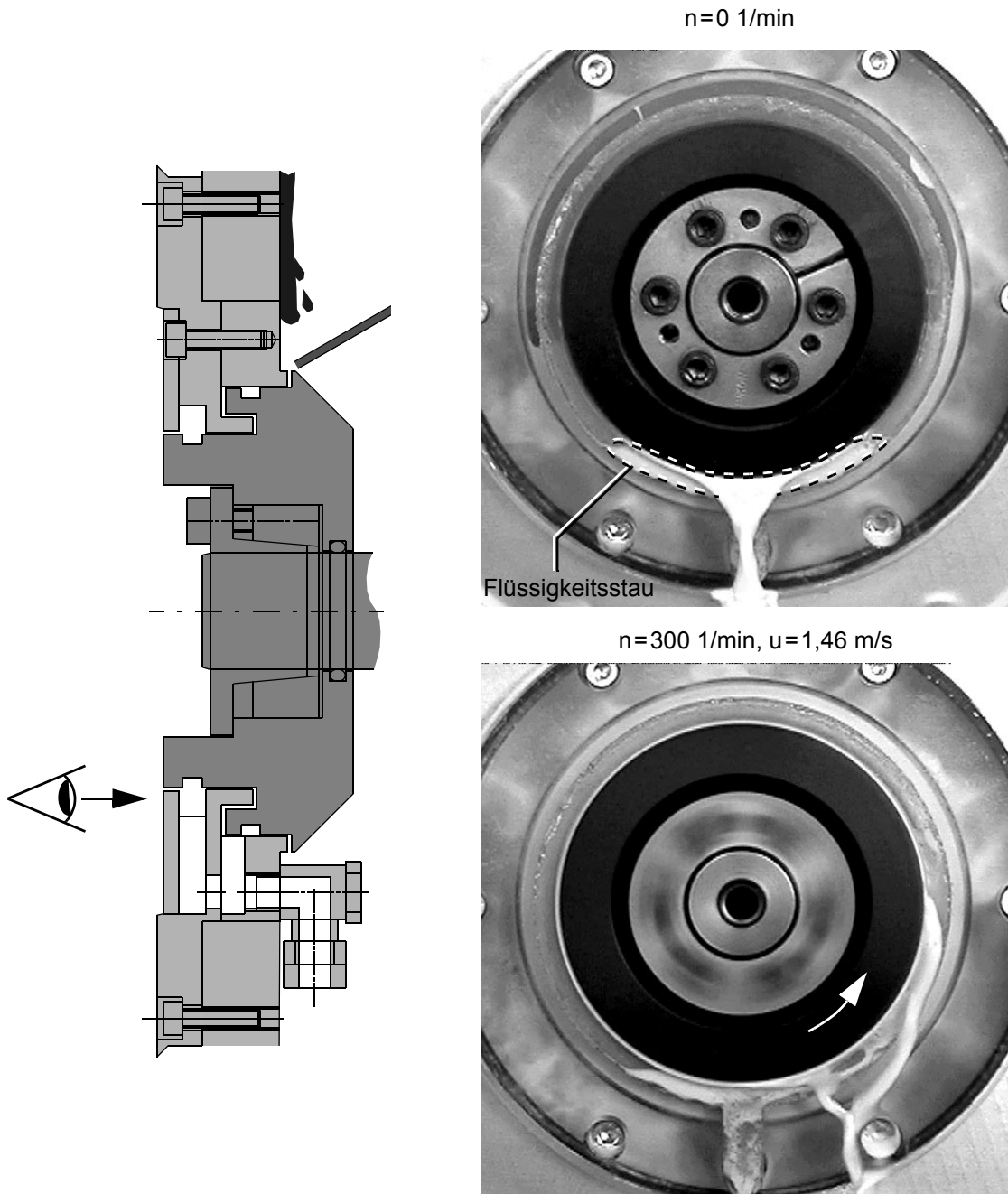


Bild 5.11 Dichtsystem 1 - Strömungsverhalten bei Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff in Abhängigkeit von der Drehzahl

Die Verschmutzungsneigung von Dichtsystem 1 wurde durch die Dickstoffbeaufschlagung über einen Zeitraum von drei Stunden untersucht. Das Dichtsystem wurde mit einem Drehzahlzyklus von 0-6000 1/min in beide Drehrichtungen betrieben. Bei Wellenstillstand steht die eingedrungene Flüssigkeit in der überforderten, lagerseitigen Fangkammer 2, Bild 5.11 oben.

Die im Dickstoff enthaltenen Feststoffe setzen sich im Bereich des Flüssigkeitsstaus ab. Die lagerseitige Fangkammer 2 war nach der Dickstoffbeaufschlagung in diesem Bereich vollständig mit Feststoffablagerungen gefüllt, Bild 5.12 unten. Flüssigkeitsstaus in der Fangkammer führen zu einer starken Verschmutzung, die durch Reduzierung des Eindringstromes und entsprechende Kammergestaltung vermieden werden müssen.

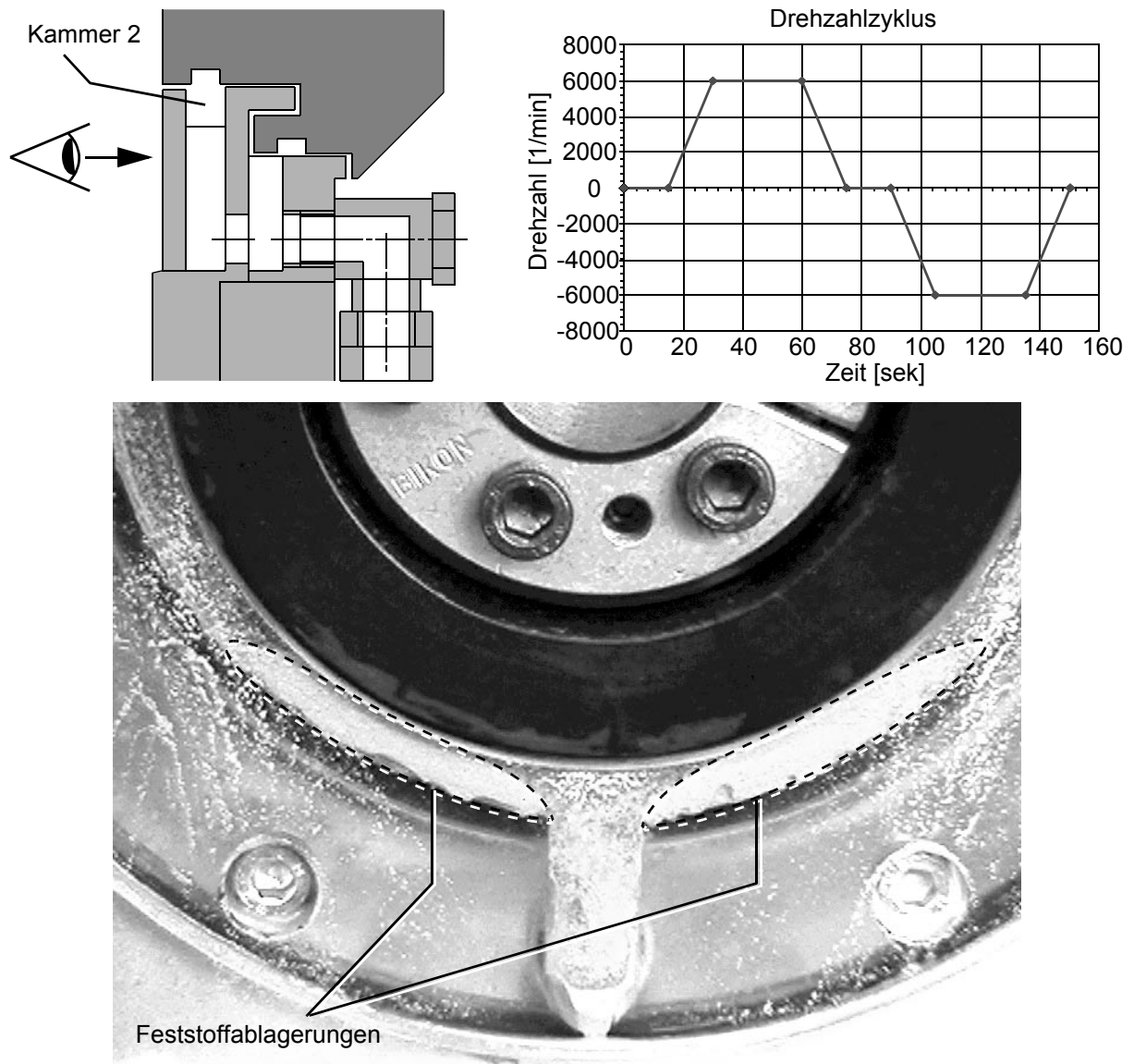


Bild 5.12 Dichtsystem 1 nach drei Stunden Dickstoffbeaufschlagung - Feststoffablagerungen in der lagerseitigen Fangkammer 2

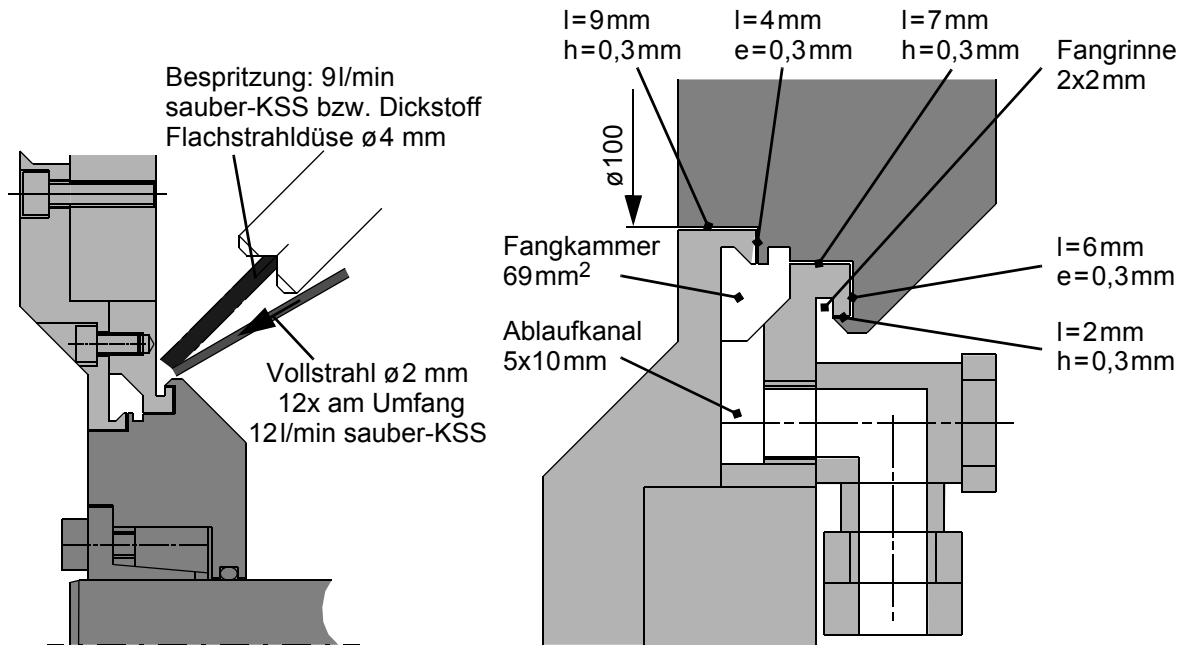


Bild 5.13 Dichtsystem 2 - Abmessungen der Dichtspalte; eine Fangkammer, mit Eingangsspaltüberdeckung und gehäuseseitiger Fangrinne

Das Dichtsystem 2 hat gegenüber Dichtsystem 1 einen wirksameren Dichtungseingangsbereich mit einer gehäuseseitigen Fangrinne und einer Eingangsspaltüberdeckung, Bild 5.13. Dadurch dringt nur wenig Flüssigkeit in das Dichtsystem ein. Die Flachstrahldüse überflutet die gehäuseseitige Fangrinne, weshalb die Flüssigkeit vorwiegend im oberen Bereich in das Dichtsystem eindringt. Infolge der Schwerkraft fließt die eingedrungene Flüssigkeit über den Wellenumfang in den Ablaufbereich der Fangkammer. Der Querschnitt des Ablaufkanals ist ausreichend dimensioniert, bei Wellenstillstand kommt es nicht zu einem Flüssigkeitsstau in der Fangkammer, Bild 5.14.

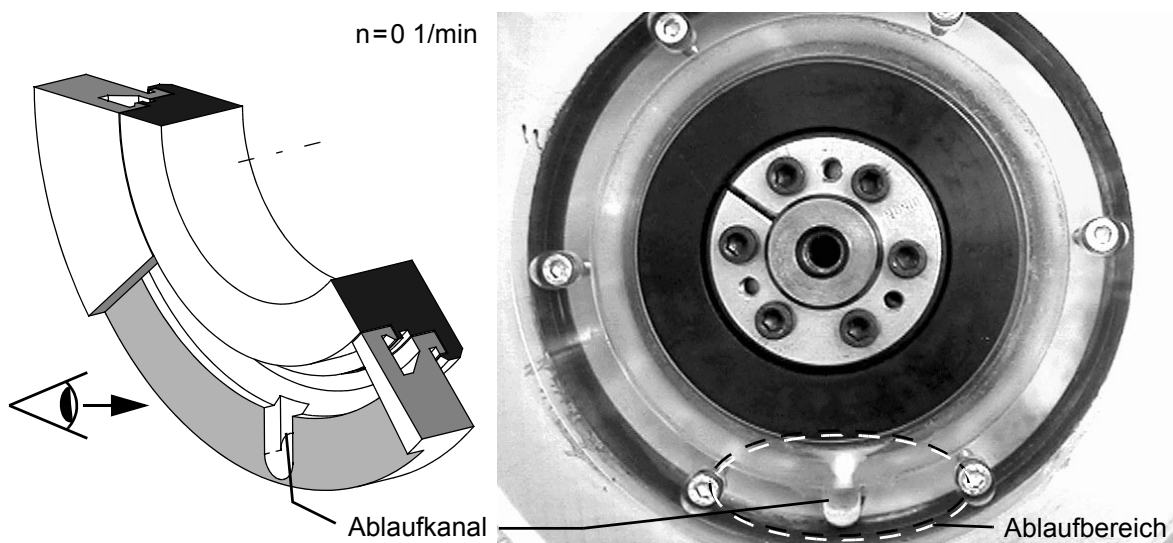


Bild 5.14 Dichtsystem 2 - Strömungsverhalten bei Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff und Wellenstillstand; kein Flüssigkeitsstau

Bei Rotation des Dichtsystems fördert der eingangsseitige Stirnflächenspalt die Flüssigkeit zur Bespritzungsseite zurück, der Eindringstrom wird verringert. Die eingedrungene Flüssigkeit wird von der Welle abgespritzt und über die äußere Kammerwand zum Ablaufbereich geleitet, Bild 5.15 links oben. Bei Umfangsgeschwindigkeiten $u > 4$ m/s ist die Rückförderwirkung des Stirnflächenspalt ausreißend, bei den untersuchten Beaufschlagungsbedingungen, die eindringende Flüssigkeit zur Beaufschlagungsseite zurückzuführen. Bei Umfangsgeschwindigkeiten $u > 23,6$ m/s kam es zum Verschäumen des verwendeten Kühlschmierstoffes im eingangsseitigen Stirnflächenspalt. Ein geringer Flüssigkeitseintritt in die Fangkammer war die Folge. Die von der Wellenrotation verursachte Luftströmung in der Fangkammer behindert das Abfließen der eingedrunenen Flüssigkeit. Im Ablaufbereich entsteht ein Flüssigkeitsstau, Bild 5.15.

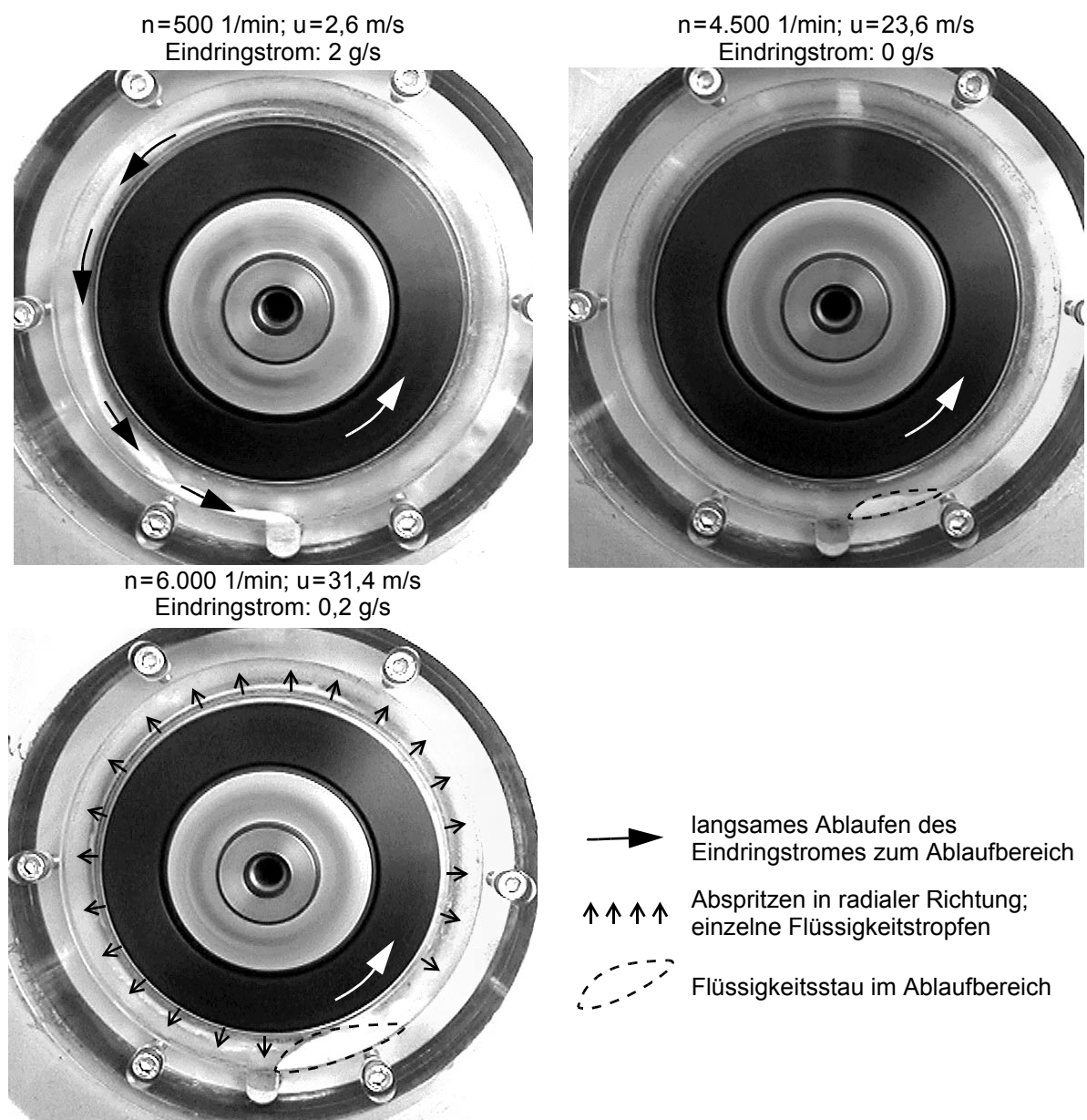


Bild 5.15 Dichtsystem 2 - Strömungsverhalten bei Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff in Abhängigkeit von der Drehzahl

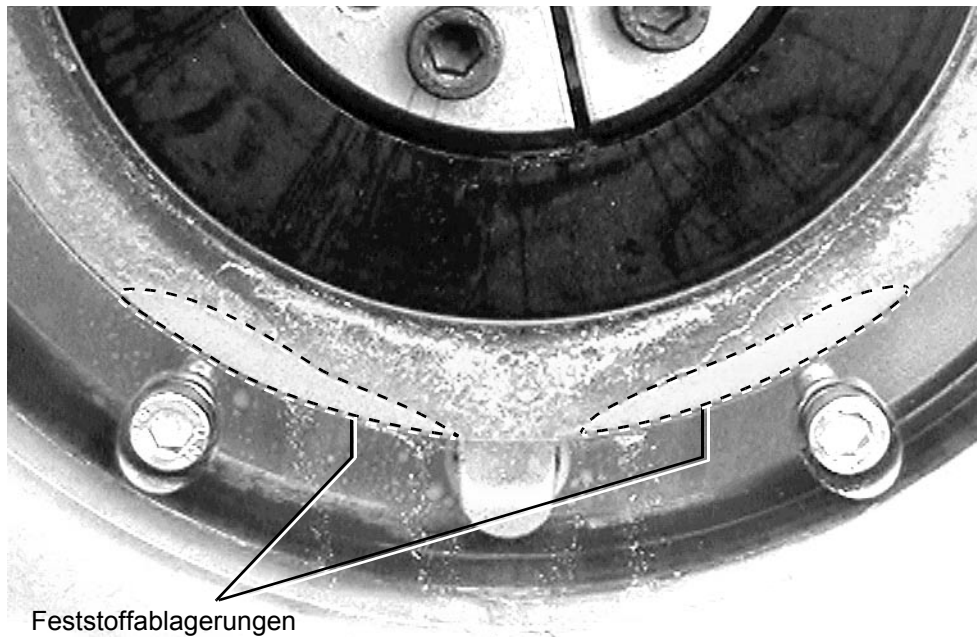


Bild 5.16 Dichtsystem 2 nach drei Stunden Dickstoffbeaufschlagung - Feststoffablagerungen im Ablaufbereich

Die Dickstoffbeaufschlagung erfolgte wie bei Dichtsystem 1 bei einem Drehzahlzyklus von 0-6000 1/min in beide Drehrichtungen. In Bild 5.16 deutlich zu erkennen sind die Feststoffablagerungen im Ablaufbereich direkt neben dem scharfkantigen Übergang zwischen dem Ablaufkanal und der Fangrinne. Diese Feststoffablagerungen entstehen durch den Flüssigkeitsstau bei Umfangsgeschwindigkeiten $u > 23$ m/s. Die Neigung der äußeren Fangkammerwand ist in diesem Bereich zu gering. Die Feststoffablagerungen werden durch den Eindringstrom bei Umfangsgeschwindigkeiten $u < 4$ m/s nicht mehr in den Ablaufkanal gespült.

Diese Feststoffablagerungen im Ablaufbereich können durch eine trichterförmige Gestaltung vermieden werden. Bei dem untersuchten Dichtsystem 3 erfolgt der Übergang von der Fangkammer in den trichterförmigen Ablaufbereich tangential, d.h. ohne eine Kante. Die tangentialen Ablaufschrägen sind dabei unter 34° zur Horizontalen geneigt, Bild 5.17 links. Der trichterförmige Ablaufbereich war nach dreistündiger Dickstoffbeaufschlagung frei von Feststoffablagerungen, Bild 5.17 rechts.

Die Neigung der tangentialen Ablaufschrägen sollten einen Winkel von 30° zur Horizontalen nicht unterschreiten, sonst werden entstandene Feststoffablagerungen nicht mehr in den Ablaufkanal gespült. Diese Grenzneigung wurde mit einer Dickstoffgefüllten, transparenten Rohrleitung ermittelt. Wird die Grenzneigung unterschritten, lagern sich die absetzenden Feststoffe auf der Wand ab. Beträgt die Neigung mehr als 30° zur Horizontalen „rutschen“ die sich absetzenden Feststoffe ab. Die Dickstoffbeaufschlagung eines Dichtsystems mit unter 20° zur Horizontalen geneigten Ablaufschrägen bestätigte diesen Zusammenhang. Die entstandenen Feststoffablagerungen wurden auf Grund der zu geringen Neigung nicht mehr in den Ablaufkanal gespült.

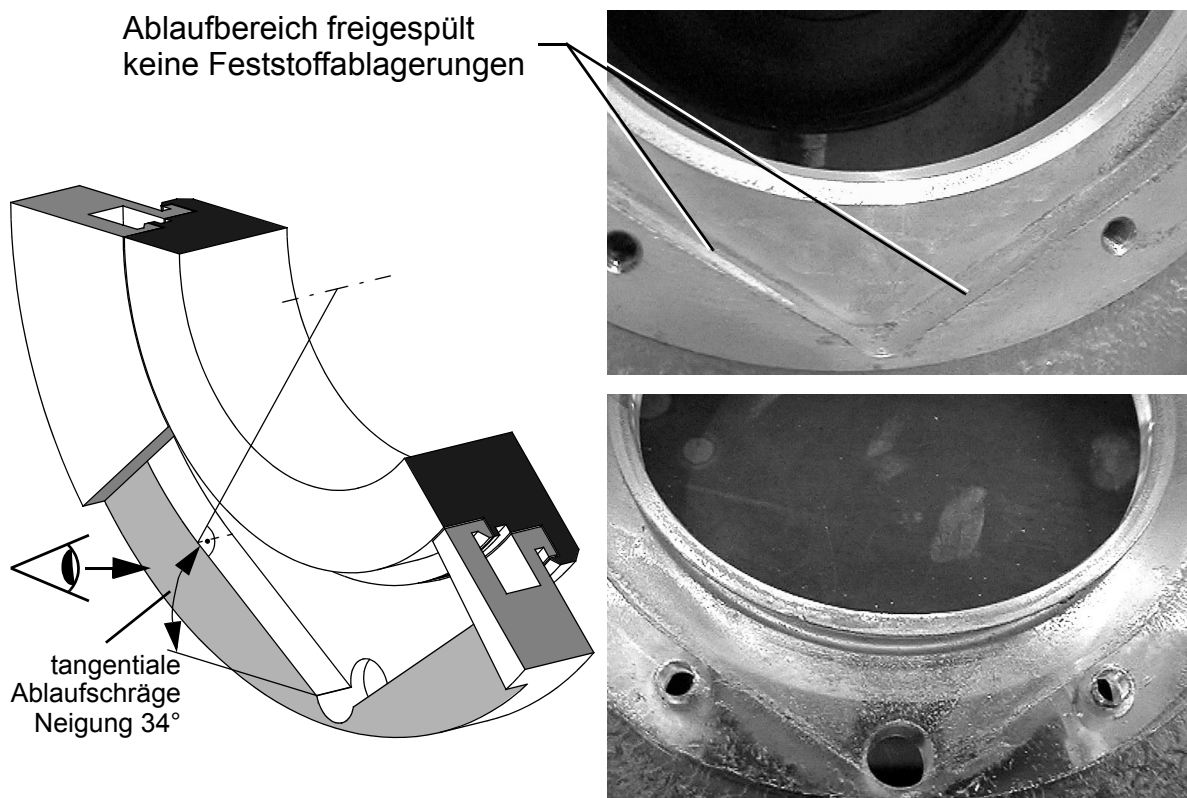


Bild 5.17 Dichtsystem 3 - tangentialer Übergang zwischen der Fangkammer und dem Ablaufkanal; keine Feststoffablagerungen im Ablaufbereich nach drei Stunden Dickstoffbeaufschlagung

Bei Rotation der Welle entsteht in der Fangkammer eine Luftströmung in Umfangsrichtung. Erfolgt im Ablaufbereich ein scharfkantiger Übergang zwischen dem Ablaufkanal und der Fangrinne, wie bei Dichtsystem 2 (siehe Bild 5.15), entstehen in diesem Bereich starke Verwirbelungen der Luftströmung. Bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u > 20$ m/s sind Flüssigkeitsstaus die Folge. Durch einen trichterförmigen Ablaufbereich, wie bei Dichtsystem 3, wird dieses Verhalten entschärft. Das Auftreten von Flüssigkeitsstaus im Ablaufbereich ist erst bei Umfangsgeschwindigkeiten $u > 30$ m/s zu beobachten. Bild 5.18 oben zeigt das Dichtsystem 3 mit trichterförmigem Ablaufbereich bei Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff und einer Umfangsgeschwindigkeit von $u = 31,4$ m/s.

Wird die Drehzahl weiter gesteigert, werden die Flüssigkeitsstaus im Ablaufbereich instationär und weiter in Drehrichtung mitgeschleppt, Bild 5.18. Ursache ist die mit zunehmender Drehzahl stärkere Luftströmung in Umfangsrichtung in der Fangkammer. Diese instationären Flüssigkeitsberge führen nicht zum Auftreten von Leckage, sie haben aber Auswirkungen auf das Verschmutzungsverhalten der Fangkammer. Die in der Flüssigkeit enthaltenen Feststoffe werden ebenfalls mitgeschleppt. Die Fangkammer verschmutzt im oberen Bereich, die gehäuseseitige Fangrinne in der Fangkammer ist mit Feststoffen gefüllt, Bild 5.19. Die Fangkammer „wächst“ mit der Zeit zu, die Dichtwirkung wird beeinträchtigt.

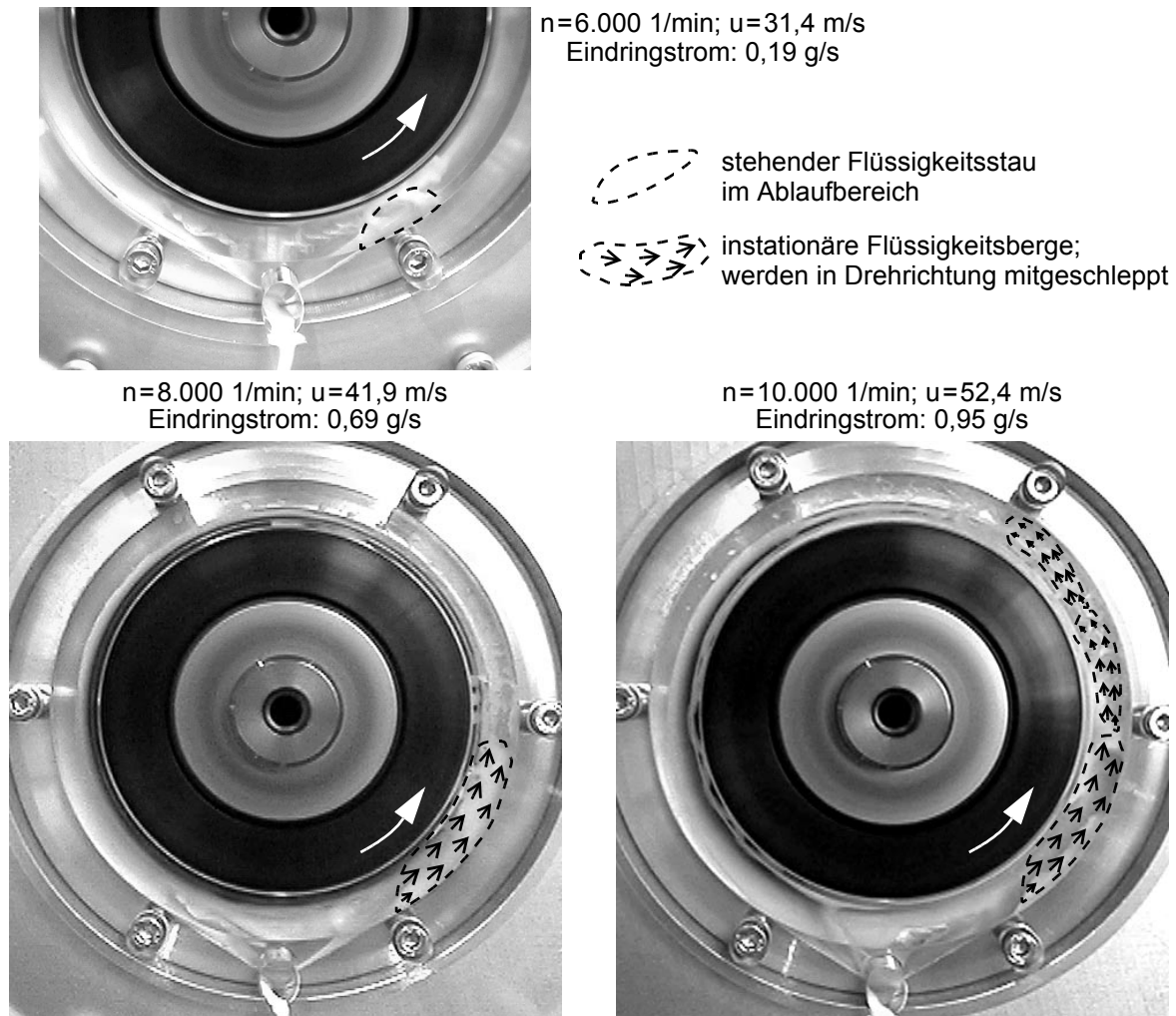


Bild 5.18 Dichtsystem 3 - Strömungsverhalten bei Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff in Abhängigkeit von der Drehzahl



Bild 5.19 Dichtsystem 3 - Feststoffablagerungen im oberen Bereich der Fangkammer nach drei Stunden Dickstoffbeaufschlagung; Drehzahlzyklus 0-10000 1/min in beide Drehrichtungen

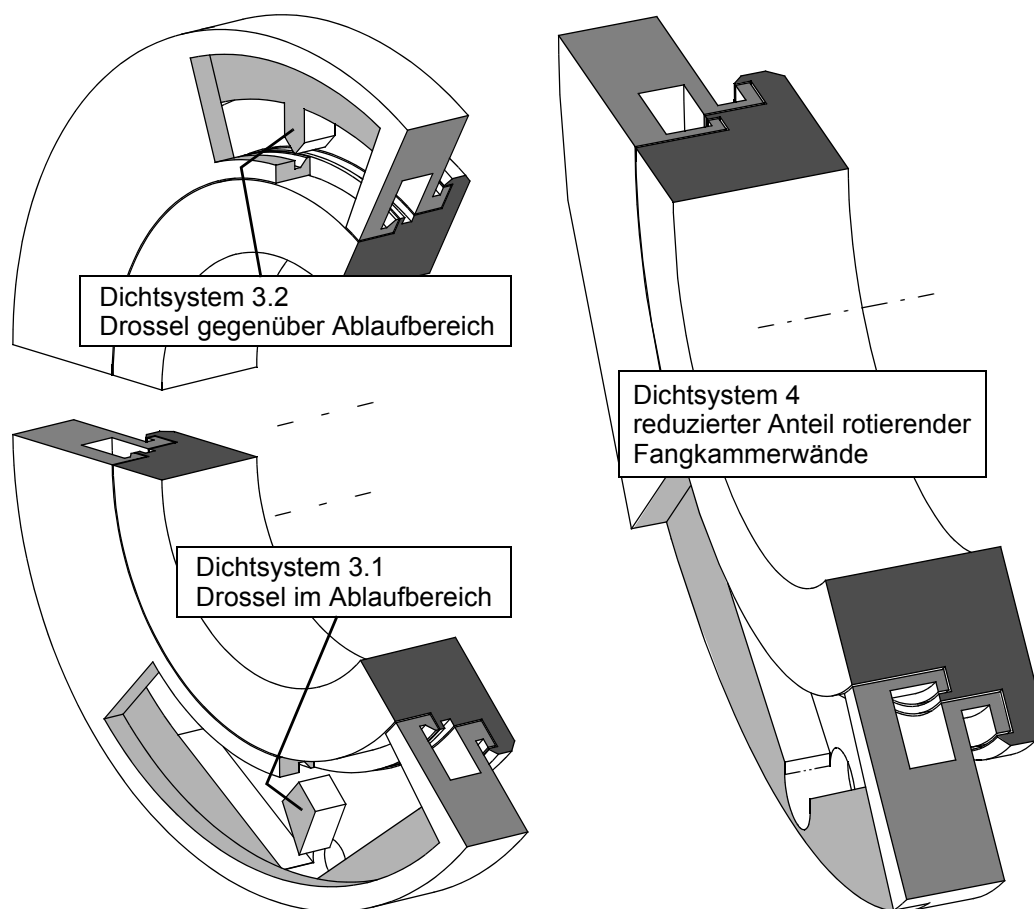


Bild 5.20 Untersuchte Maßnahmen zur Reduzierung der Luftströmung in Umfangsrichtung in der Fangkammer

Zur Verbesserung des Verschmutzungsverhaltens der Fangkammer müssen die bei Umfangsgeschwindigkeiten $u > 30$ m/s auftretenden instationären Flüssigkeitsberge reduziert werden. Dies erfolgt durch eine Verminderung der Luftströmung in Umfangsrichtung in der Fangkammer. Die untersuchten Varianten sind in Bild 5.20 dargestellt. Bei Dichtsystem 3.1 wurde zur Reduzierung der Luftströmungen in der Fangkammer eine in Umfangsrichtung wirkende Drossel in den Ablaufbereich der Fangkammer eingebaut. Das Dichtsystem 3.2 unterscheidet sich durch den Einbauort der Drossel. Sie ist gegenüber dem Ablaufbereich, auf der Wellenoberseite angeordnet. Bei dem untersuchten Dichtsystem 4 wurde der Anteil der rotierenden Fangkammerwände durch eine veränderte Kammergestaltung verringert.

Bild 5.21 zeigt das Strömungsverhalten in der Fangkammer von Dichtsystem 3.1 mit einer Drossel im Ablaufbereich. Die an der Drossel entstehende Verwirbelung der Luftströmung in der Fangkammer behindert das Abfließen und hält die eingedrungene Flüssigkeit in der Fangkammer. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten ($u > 55$ m/s) kommt es zum Auftreten von Leakage. Die Dichtwirkung wird durch die Drossel im Ablaufbereich verschlechtert.



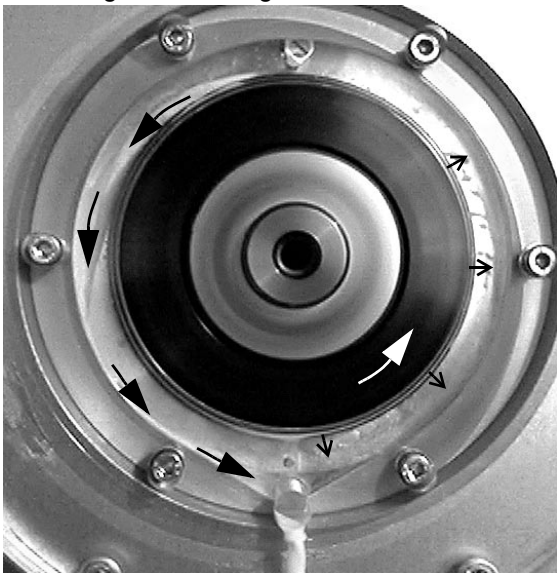
— — — — — stehender Flüssigkeitsstau
im Ablaufbereich

$n = 10.000 \text{ 1/min}$; $u = 52,4 \text{ m/s}$
Eindringstrom: $0,96 \text{ g/s}$

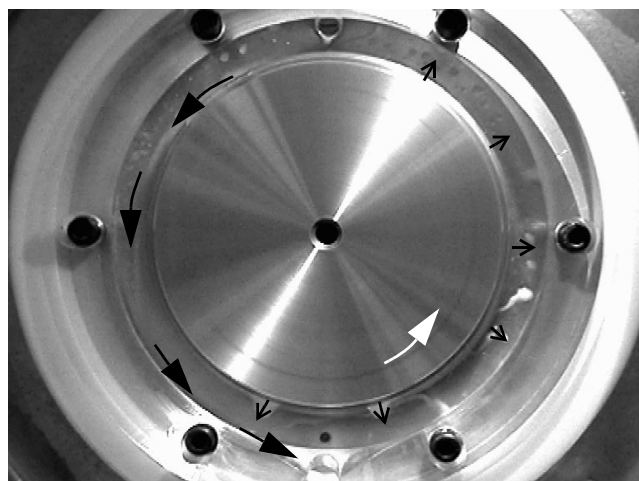
Bild 5.21 Dichtsystem 3.1 - Drossel im Ablaufbereich;
Strömungsverhalten im Ablaufbereich der Fangkammer

Wird die Drossel, wie bei Dichtsystem 3.2, gegenüber dem Ablaufbereich auf der Wellenoberseite angeordnet, lässt sich die Luftströmung in Umfangsrichtung in der Fangkammer wirksam reduzieren. Bild 5.22 zeigt das Strömungsverhalten in der Fangkammer von Dichtsystem 3.2, bei Umfangsgeschwindigkeiten von $u = 52,4 \text{ m/s}$ und $u = 94,2 \text{ m/s}$. Die in die Fangkammer eindringende Flüssigkeit läuft langsam an der Fangkammerwand entlang in den Ablaufbereich. Es entstehen keine instationären Flüssigkeitsberge, die Luftströmung in der Fangkammer wird durch die Drossel wirksam verringert.

$n = 10.000 \text{ 1/min}$; $u = 52,4 \text{ m/s}$
Eindringstrom: $0,98 \text{ g/s}$



$n = 18.000 \text{ 1/min}$; $u = 94,2 \text{ m/s}$
Eindringstrom: $1,05 \text{ g/s}$



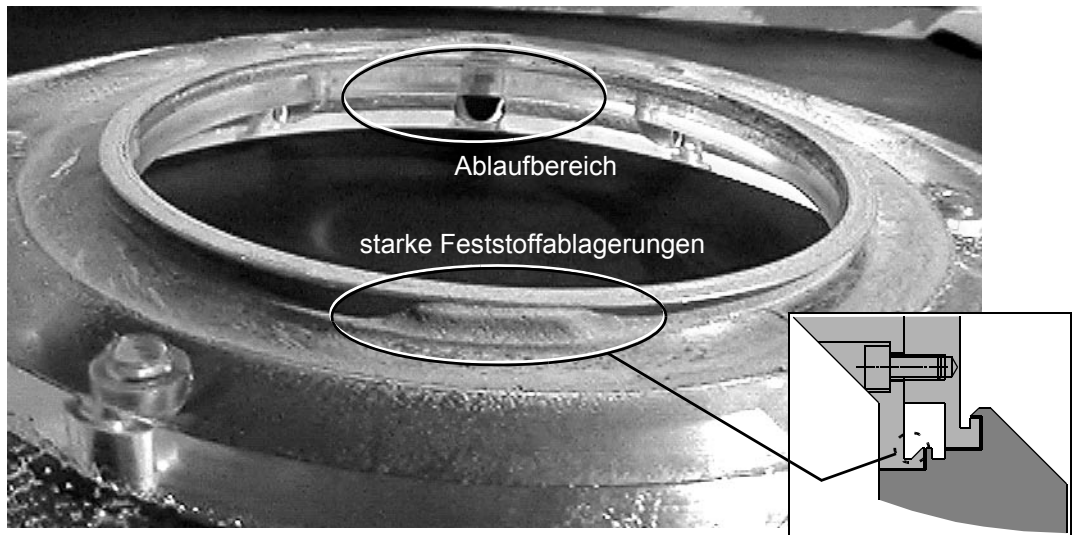
→ langsames Abfließen des
Eindringstromes zum Ablaufbereich

↑ ↑ ↑ ↑ Abspritzen in radialer Richtung;
einzelne Flüssigkeitstropfen

Bild 5.22 Dichtsystem 3.2 - Drossel auf der Wellenoberseite;
Strömungsverhalten in der Fangkammer bei Beaufschlagung mit
sauberem Kühlschmierstoff in Abhängigkeit von der Drehzahl

Das Verschmutzungsverhalten von Dichtsystem 3.2 wird durch die Drossel auf der Wellenoberseite deutlich verbessert, Bild 5.23. In der gehäuseseitigen Fangrinne in der Fangkammer waren nach drei Stunden Dickstoffbeaufschlagung lediglich geringe Feststoffablagerungen festzustellen.

Dichtsystem 3 ohne Drossel



Dichtsystem 3.2 mit Drossel

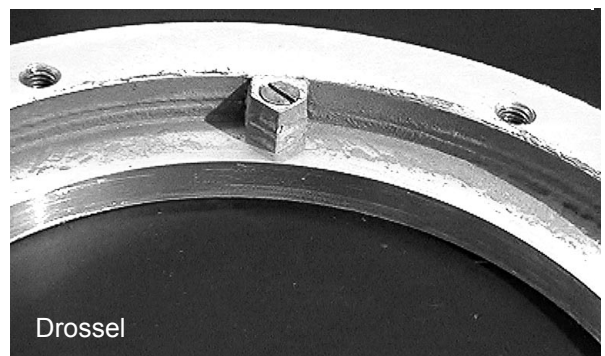
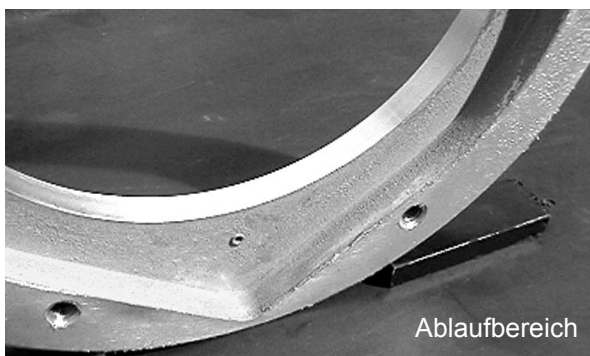
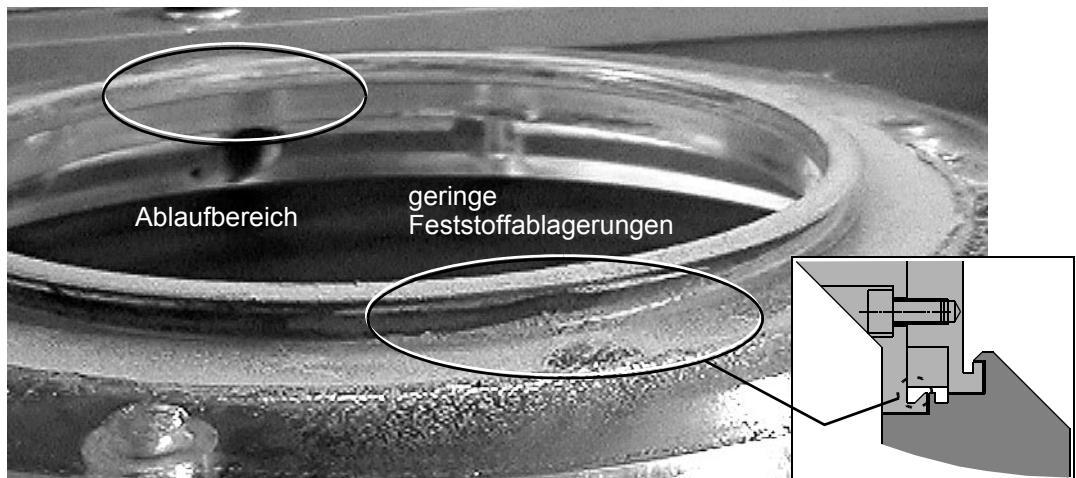


Bild 5.23 Feststoffablagerungen in der Fangkammer - mit und ohne Drossel nach drei Stunden Dickstoffbeaufschlagung; Drehzahlzyklus 0-10000 1/min in beide Drehrichtungen

Durch die Reduzierung der Luftströmung in Umfangsrichtung in der Fangkammer und den damit verbundenen instationären Flüssigkeitsbergen, bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten, lässt sich das Verschmutzungsverhalten der Fangkammer deutlich verbessern. Die in die Fangkammer eingedrungene Flüssigkeit und damit auch die enthaltenen Feststoffe gelangen auf direktem Weg in den Ablaufbereich, die Feststoffablagerungen auf den Fangkammerwänden werden deutlich verringert.

Die Ursache der Luftströmung in Umfangsrichtung in der Fangkammer sind die rotierenden Fangkammerwände. Bei Dichtsystem 4 wurde durch eine geänderte Fangkammerngestaltung deren Anteil auf ein Minimum reduziert. Das Auftreten instationärer Flüssigkeitsberge wird dadurch jedoch nicht verhindert, Bild 5.24. Deren Auftreten wird zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten verschoben. Während bei Dichtsystem 3 ohne Drossel bereits bei Umfangsgeschwindigkeiten von $u > 30$ m/s sich instationäre Flüssigkeitsberge bilden, kann deren Auftreten bei Dichtsystem 4 erst ab Umfangsgeschwindigkeiten von $u > 60$ m/s beobachtet werden.

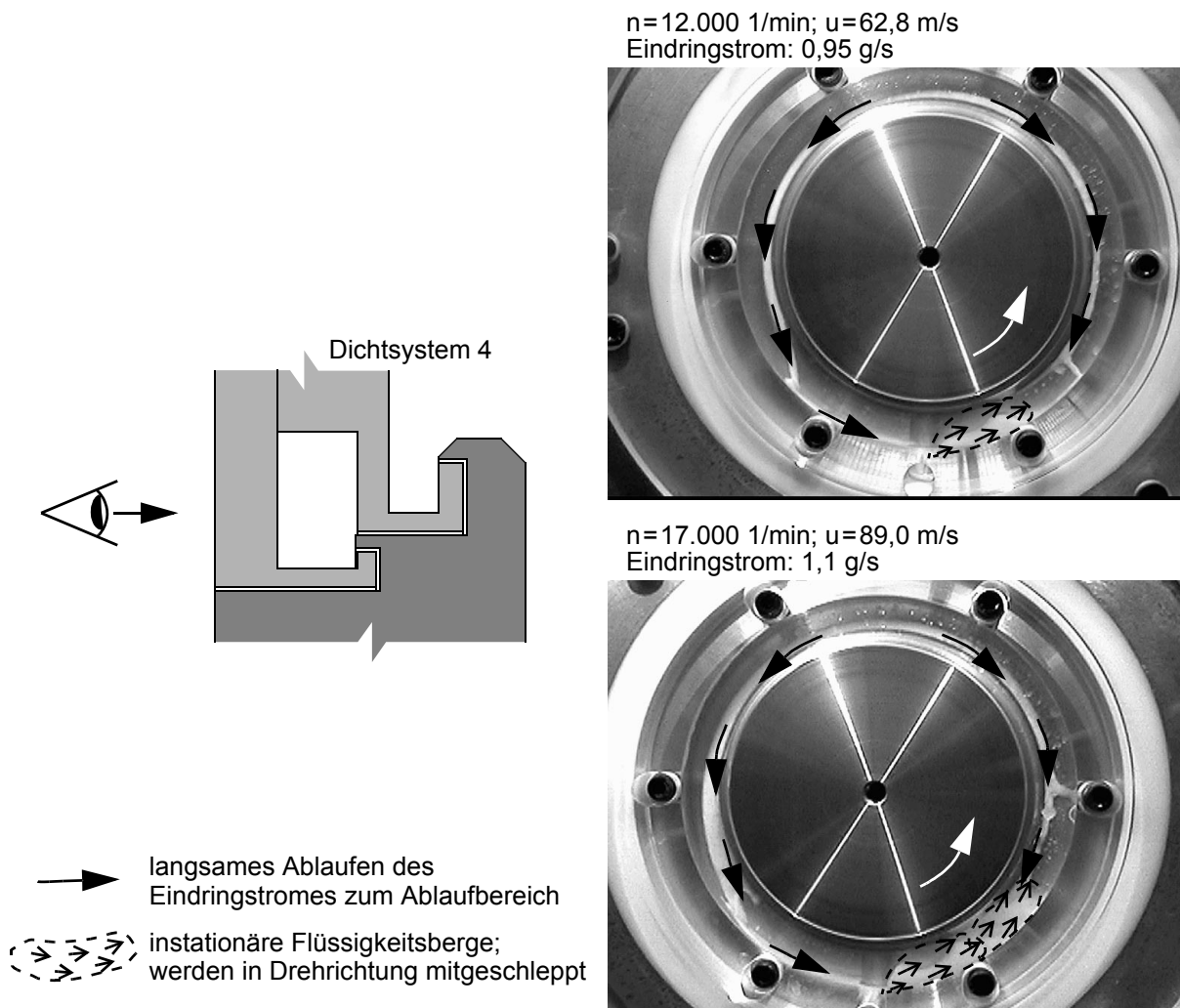


Bild 5.24 Dichtsystem 4 - Strömungsverhalten bei Beaufschlagung mit sauberem Kühlschmierstoff in Abhängigkeit von der Drehzahl

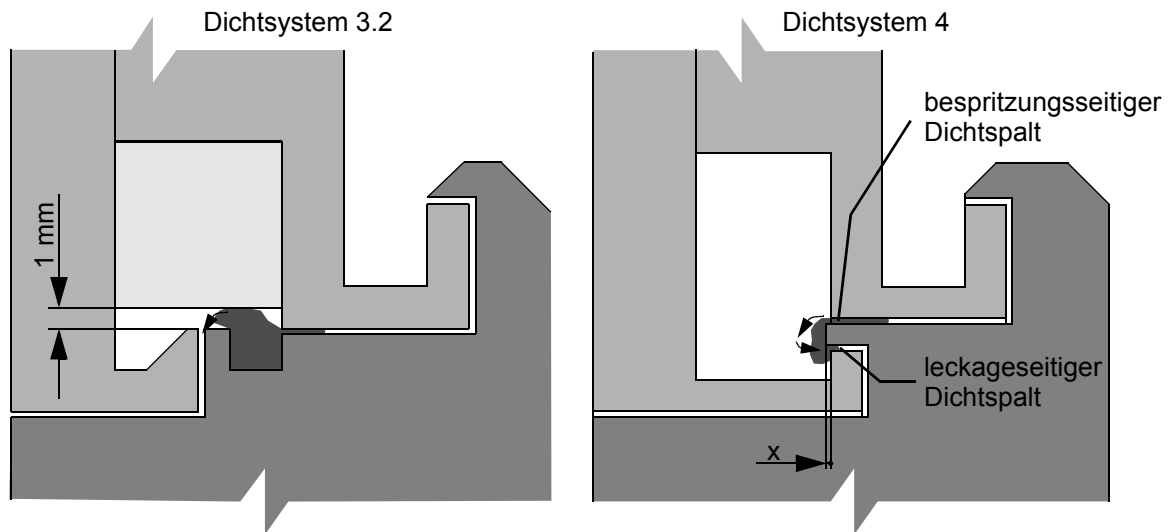


Bild 5.25 Bildung von Flüssigkeitsbrücken bei Dichtsystem 3.2 mit eingebauter Drossel auf der Wellenoberseite und bei Dichtsystem 4

Durch die Reduzierung der rotierenden Fangkammerwände bei Dichtsystem 4 liegen der bespritzungsseitige Dichtspalt und der leckageseitige Dichtspalt in der Fangkammer dicht nebeneinander, Bild 5.25 rechts. Dadurch wird das Abdichtpotential der Fangkammer bei Umfangsgeschwindigkeiten $u < 5$ m/s deutlich verringert. Die leckageerzeugende Bildung von Flüssigkeitsbrücken wird begünstigt.

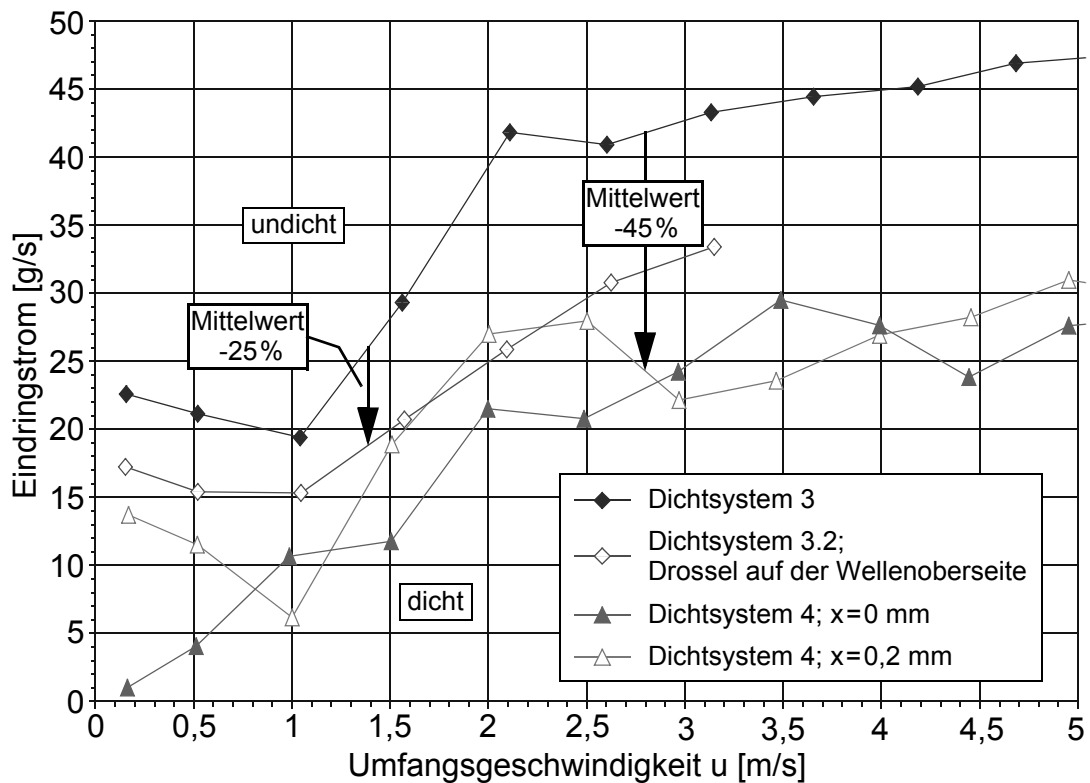


Bild 5.26 Beim Erreichen der Dichtheitsgrenze gemessener Eindringstrom in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit

Um die Verschlechterung des Abdichtpotentials zu verdeutlichen, ist in Bild 5.26 der beim Erreichen der Dichtheitsgrenze gemessene Eindringstrom in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit dargestellt. Das Abdichtpotential der Fangkammer von Dichtsystem 4 ist sehr toleranzempfindlich. Das Maß x (siehe Bild 5.25) hat einen wesentlichen Einfluss. Schließt die Nase bündig mit der gehäuseseitigen Fangrinne in der Fangkammer ab, oder ist sie zu kurz (Maß $x \leq 0$), kommt es bei Umfangsgeschwindigkeiten $u < 0,5$ m/s bereits bei Eindringströmen < 4 g/s zum Auftreten von Leckage. Mit einem Überstand von $x = 0,2$ mm wurde mit Dichtsystem 4 das beste Abdichtpotential erzielt. Im Geschwindigkeitsbereich $u \leq 5$ m/s liegt es im Mittel um 45% unter dem von Dichtsystem 3. Ist der Überstand in die Fangkammer zu groß (Maß $x > 0,5$ mm), wird das Abdichtpotential wiederum verschlechtert und die Bildung von instationären Flüssigkeitsbergen begünstigt.

Der Einsatz der Drossel in Dichtsystem 3.2 führt ebenfalls zu einer Reduzierung des Abdichtpotentials der Fangkammer, gegenüber Dichtsystem 3 ohne Drossel. Die Verschlechterung ist mit ca. -25% jedoch deutlich geringer, wie bei Dichtsystem 4. Um die Gefahr der Bildung von Flüssigkeitsbrücken an der Drossel zu reduzieren, hat sich in den experimentellen Untersuchungen ein Abstand von einem Millimeter zwischen der Drossel und dem leckageseitigen Dichtspalt bewährt, Bild 5.25 links. Das durch den Einsatz der Drossel verschlechterte Abdichtpotential der Fangkammer muss durch einen wirksamen Dichtungseingangsbereich mit einer großen gehäuseseitigen Fangrinne und einer Eingangsspaltüberdeckung kompensiert werden.

Aus den Untersuchungen zum Verschmutzungsverhalten des Innenbereiches können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Das Überströmen von Fangkammern in Achsrichtung durch einen zu großen Eindringstrom führt zu starken Feststoffablagerungen. Im Innenbereich besser wenige Fangkammern mit einem großen Querschnitt als viele kleine Fangkammern realisieren.
- Weit in die Fangkammer ausragende Spritzscheiben auf der Welle, führen zum Aufwirbeln der Flüssigkeit im Innenbereich. Instabile Strömungszustände, starke Verschmutzung der Fangkammerwände, Schaumbildung und letztendlich Leckage sind die Folge.
- Feststoffablagerungen im Ablaufbereich der Fangkammer führen zu deren Versagen. In die Fangkammer eingedrungene Feststoffe können über einen trichterförmigen Ablaufbereich mit tangentialem Übergang zur Fangkammer wieder herausgespült werden, Bild 5.27. Die tangentialen Ablaufschrägen müssen dabei unter einem Winkel von mindestens 30° zur Horizontalen angeordnet sein.

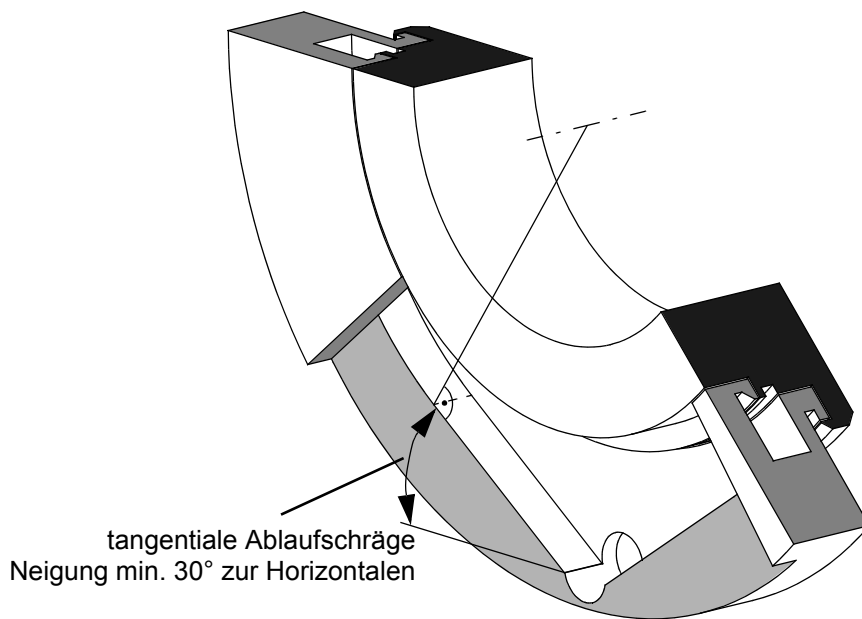


Bild 5.27 Zweckgerechte Gestaltung eines trichterförmigen Ablaufbereiches

- Bei Umfangsgeschwindigkeiten von $u \geq 30$ m/s in der Fangkammer bilden sich instationäre Flüssigkeitsberge, die zu einer starken Verschmutzung der Fangkammerwände führen. Durch den Einsatz einer in Umfangsrichtung wirkenden Drossel (siehe Bild 5.28), kann die Luftströmung in Umfangsrichtung in der Fangkammer wirksam reduziert und damit das Auftreten von instationären Flüssigkeitsbergen verhindert werden.

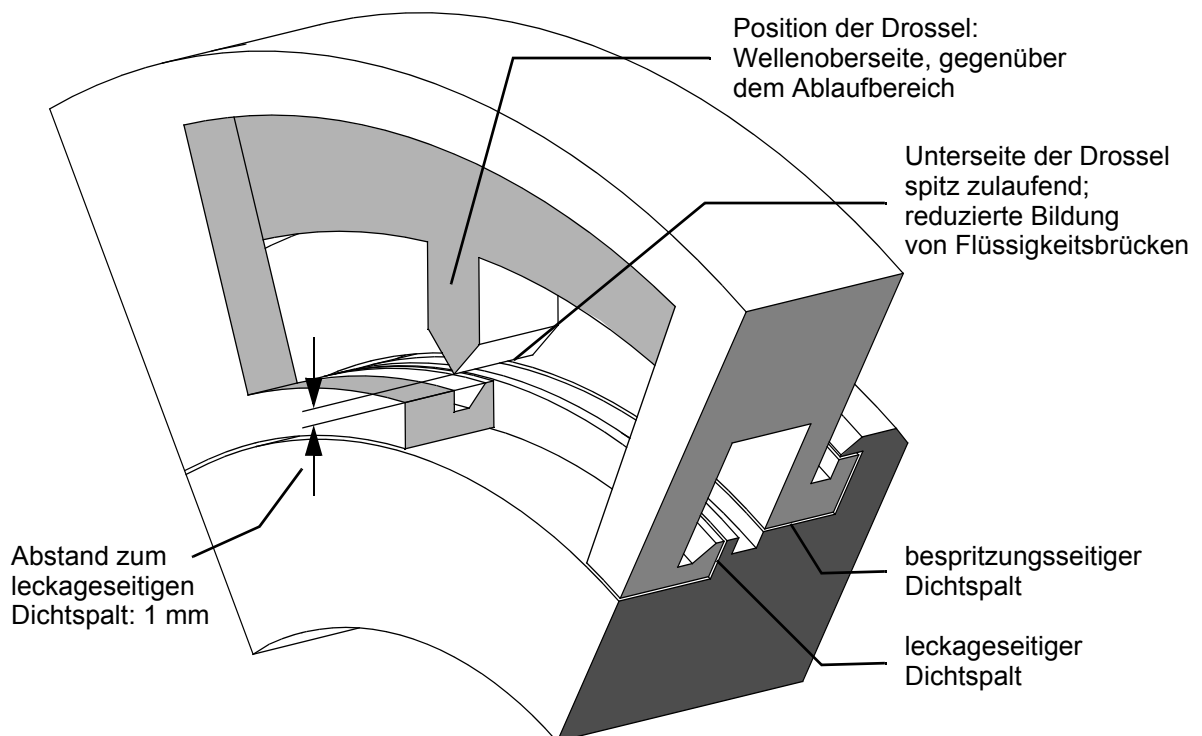


Bild 5.28 Zweckgerechte Gestaltung einer in Umfangsrichtung wirkenden Drossel in der Fangkammer

6 Abdichtung trockener Feststoffpartikel

Der auf ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten begründete Trend zum Verzicht auf die Kühlschmierstoffe, bei der spanenden Bearbeitung, bringt neben neuen Anforderungen an die Zerspanungstechnologie auch andere, weitreichende Probleme mit sich. Unter anderem muss die Temperaturstabilisierung und der Spänetransport in den Werkzeugmaschinen neu gestaltet werden. Häufig vernachlässigt werden die gänzlich neuen Anforderungen an die Abdichtung der bewegten Maschinenteile. Die bei der Bearbeitung entstehenden feinen Metallstäube stellen eine neue Abdichtaufgabe dar. Untersuchungen, wie eine berührungsfreie Arbeitsspindelabdichtung unter diesen Bedingungen zu gestalten ist, sind bislang nicht bekannt.

In diesem Kapitel werden Untersuchungen an Fangkammer- und Sperrluftdichtsystemen bei der Beaufschlagung mit trockenem Metallstaub beschrieben. Als Versuchsmedium wurde feines, luftverdüstes Messingpulver mit einer irregulären, spratzigen Teilchenform verwendet, Bild 6.1. Die Siebanalyse ergab bei dem verwendeten Messingpulver: min. 95% der Teilchen sind $<45\ \mu\text{m}$ und max. 5% der Teilchen sind $>45\ \mu\text{m}$. Durch die Kontrastfarbe (gelb) des Pulvers zu den Versuchsteilen lassen sich auch geringe Partikelmengen optisch gut erkennen und erlauben dadurch eine einfache, qualitative Beurteilung der Dichtwirkung.

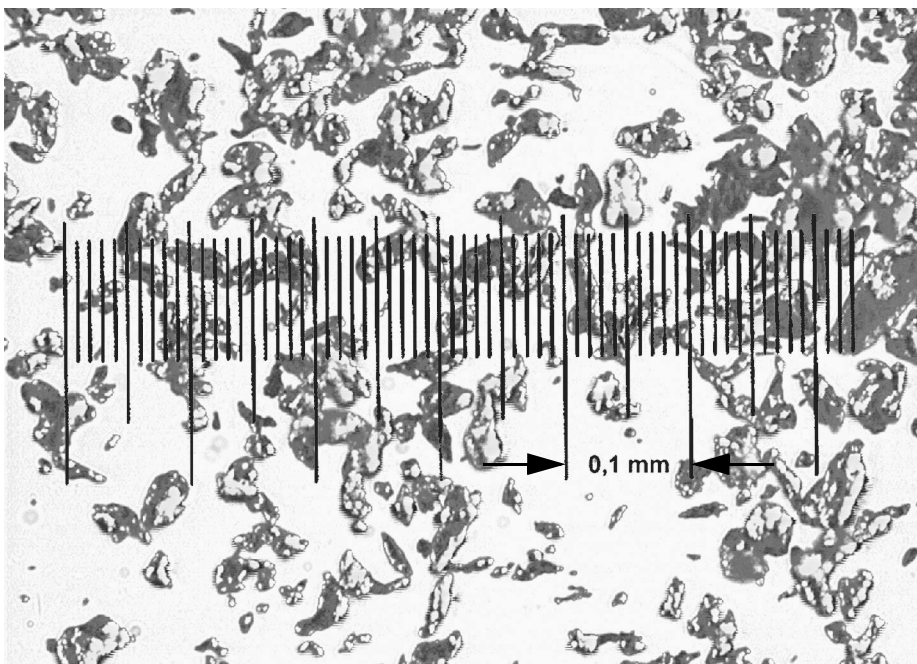


Bild 6.1 Messingpulver, luftverdüst; Teilchenform spratzig irregulär $<45\ \mu\text{m}$; Schüttdichte ca. $3500\ \text{kg/m}^3$

6.1 Fangkammerdichtsysteme

Um die Eignung von Fangkammerdichtsystemen zur Abdichtung trockener Feststoffpartikel zu überprüfen, wurde das in Bild 6.2 dargestellte Versuchs-dichtsystem über einen längeren Zeitraum mit trockenem Messingpulver beaufschlagt.

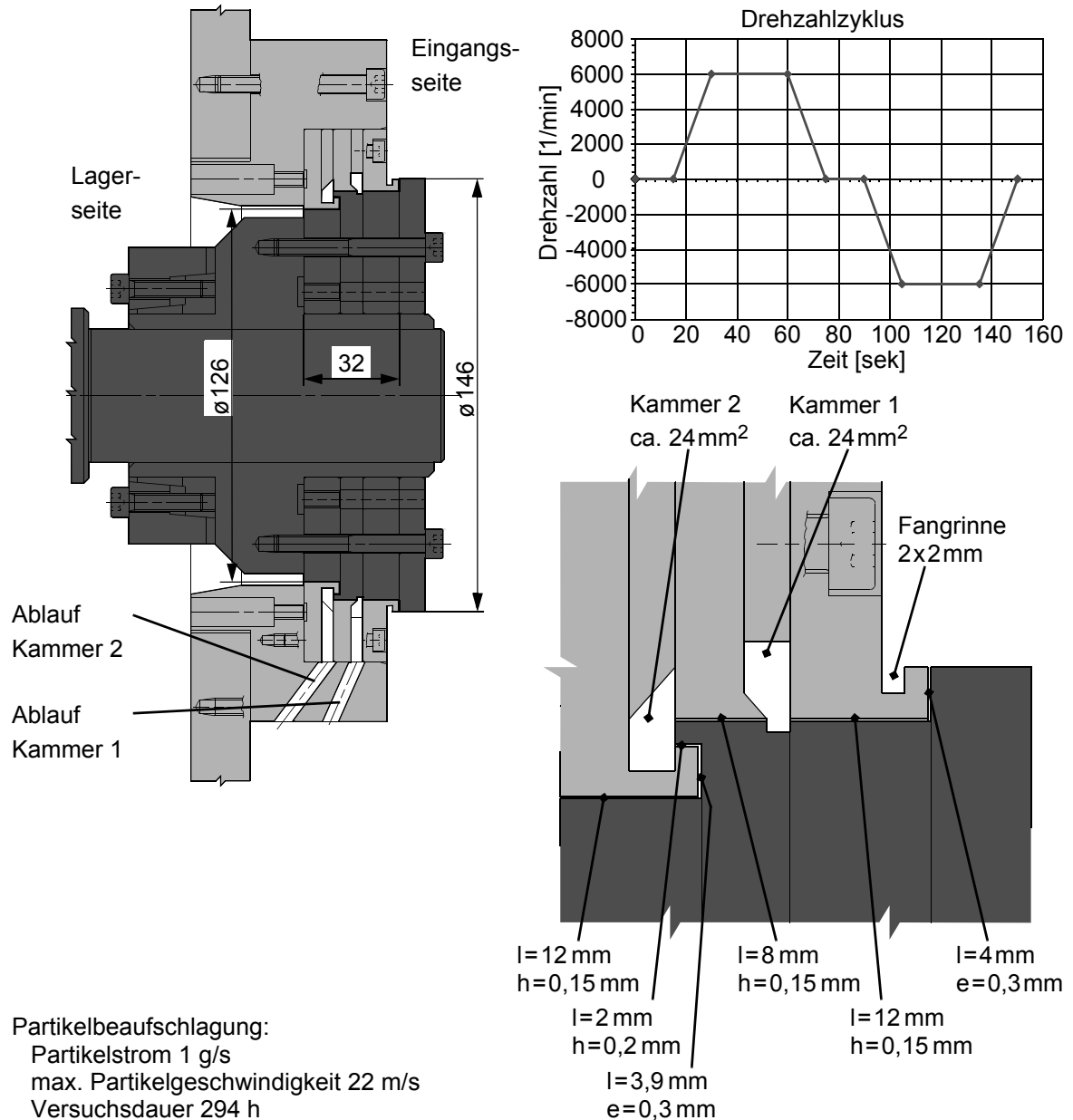


Bild 6.2 Untersuchtes Fangkammerdichtsystem; Versuchsbedingungen

Nach Beendigung des Langzeitversuches konnten die bei der Beaufschlagung verwendeten Messingpartikel in großer Anzahl in allen Spalten bis zur Lagerseite nachgewiesen werden. Auch auf der Lagerseite des Dichtsystems waren die Messingpartikel in großer Anzahl vorhanden.

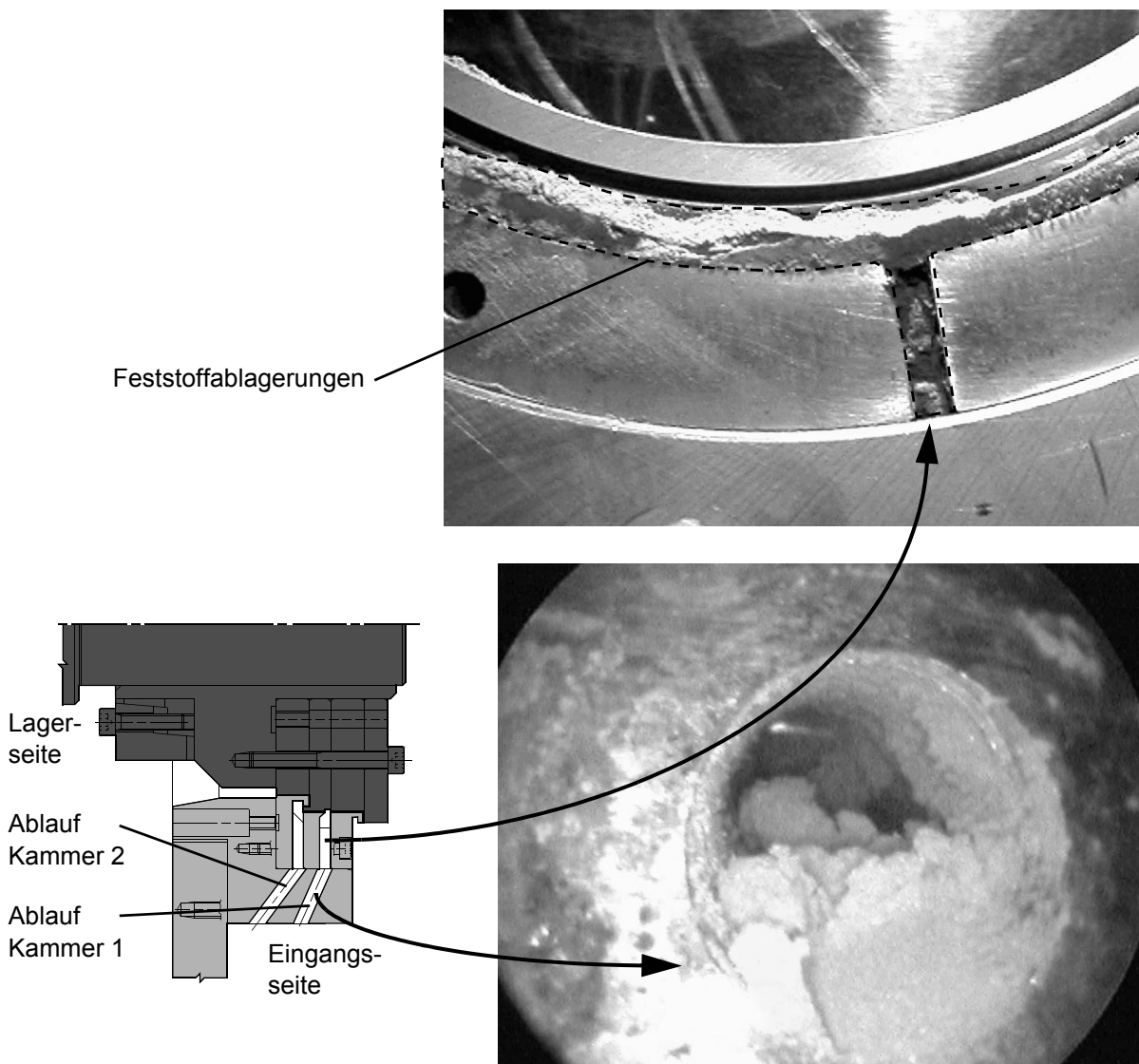


Bild 6.3 Feststoffablagerungen in der eingangsseitigen Kammer 1 und der Ablaufbohrung nach 294 h trockener Feststoffbeaufschlagung

Die eingangsseitige Fangkammer 1 und die zugehörige Ablaufbohrung zeigt Bild 6.3. Die Fangkammer ist im Ablaufbereich vollständig mit Messingpulver gefüllt. Die Ablaufbohrung aus der Kammer 1 ist ebenfalls durch die Feststoffpartikel verschlossen.

Auch in der lagerseitigen Kammer 2 und der zugehörigen Ablaufbohrung befanden sich starke Feststoffablagerungen, Bild 6.4.

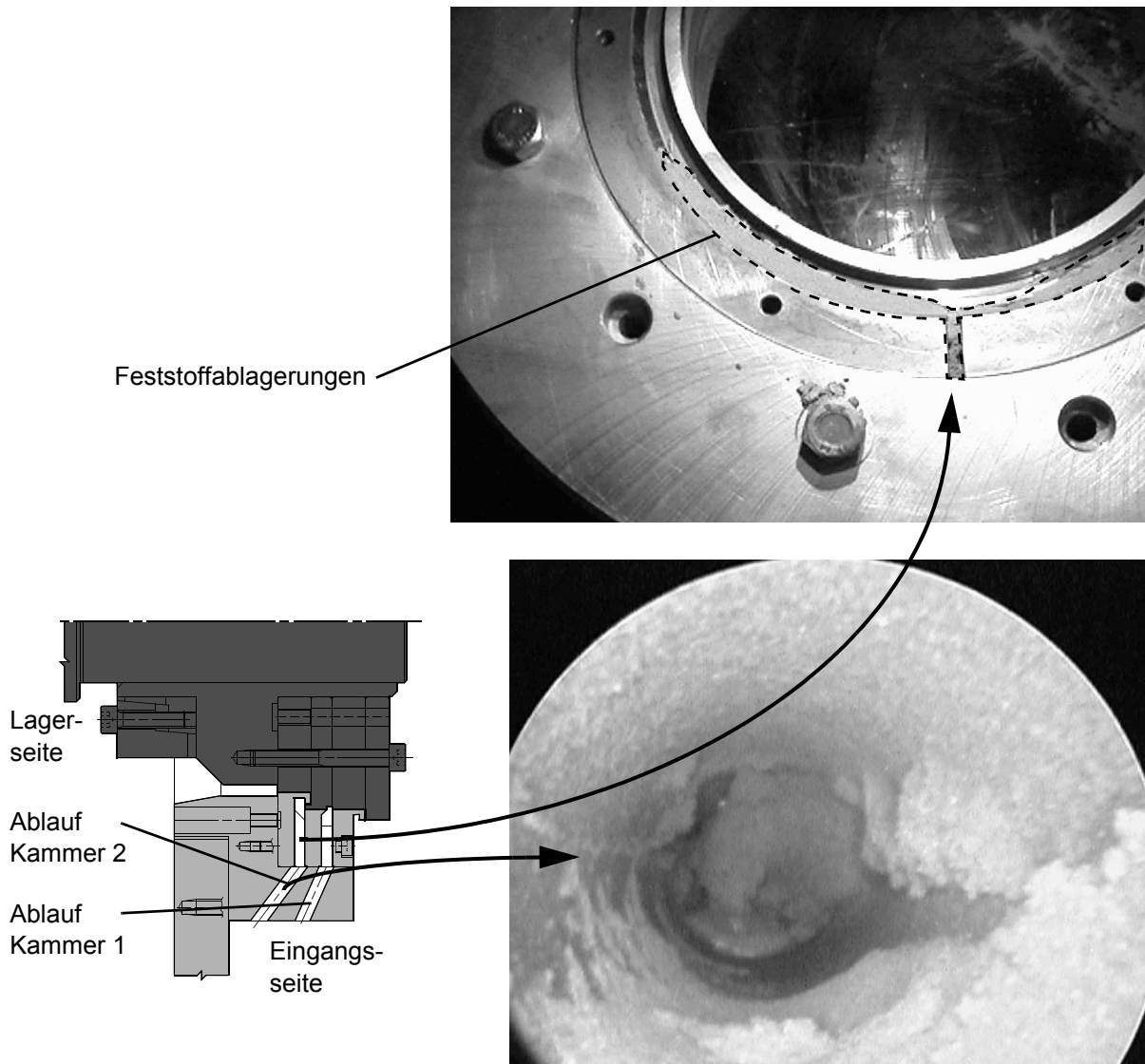


Bild 6.4 Feststoffablagerungen in der lagerseitigen Kammer 2 und der Ablaufbohrung nach 294 h trockener Feststoffbeaufschlagung

Als Ursache für das Eindringen von Messingpartikel in alle Spalte bis hin zur Lagerseite sind zwei Aspekte zu erwähnen. Zum einen werden den mit hoher kinetischer Energie auf das Dichtsystem auftreffenden Messingpartikel lediglich Richtungsumlenkungen und Drosselstrecken entgegengestellt (passive Wirkmechanismen). Entscheidend ist jedoch das Aufwirbeln und Beschleunigen von eingedrungenen Partikeln in Wellenumfangsrichtung durch die Rotation des Dichtsystems. Im Gegensatz zur Flüssigkeitsabdichtung können eingedrungene Partikel nicht mit Hilfe der Schwerkraft aufgefangen und aus dem Dichtsystem abgeführt werden.

Die große Anzahl von Partikel im Ablaufbereich der Fangkammern und den Ablaufbohrungen kann durch die vom Dichtsystem selbst induzierte Luftförderung erklärt werden. Durch den Durchmesserunterschied zwischen Lagerseite und Eingangsseite fördert das untersuchte Fangkammerdichtsystem Luft in Achsrichtung. Eine genauere

Analyse der Luftströmungen ermöglicht die Betrachtung der Strömungswiderstände der einzelnen Drosselstellen des Dichtsystems, Bild 6.5. Die Berechnung erfolgte mit den in Abschnitt 4.3.1 angegebenen Gleichungen.

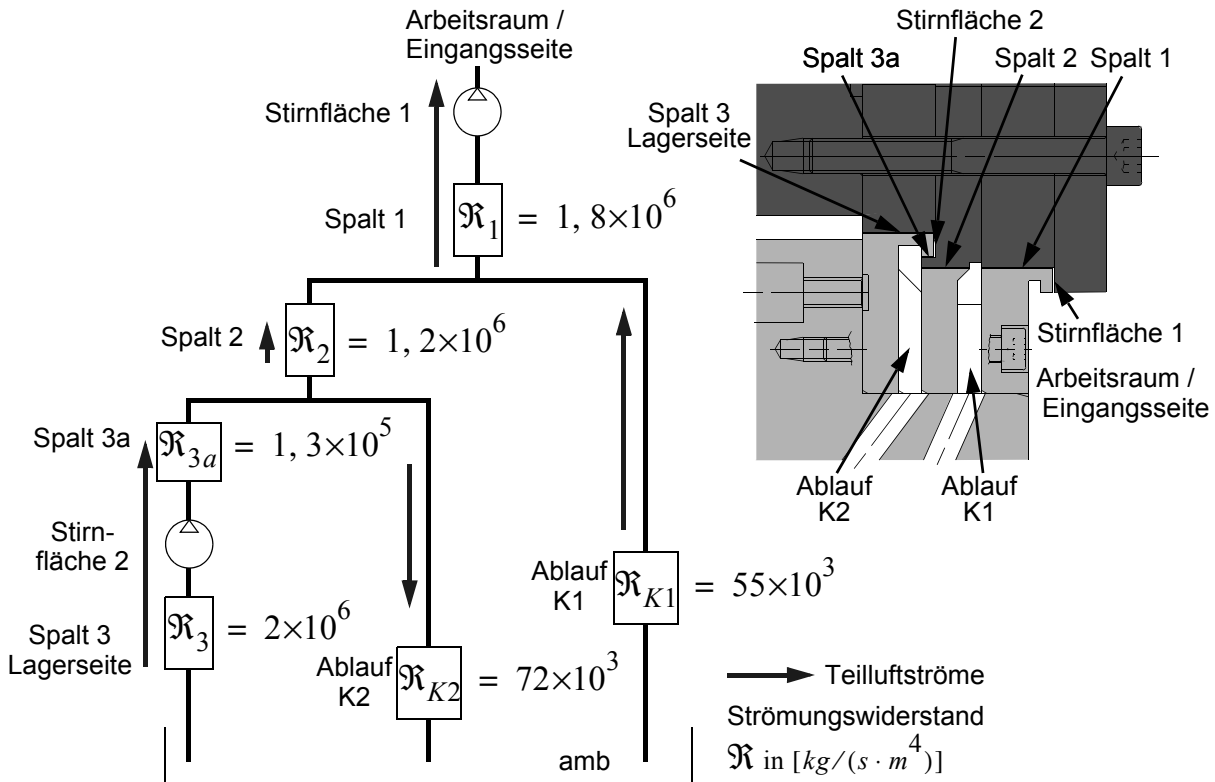


Bild 6.5 Strömungswiderstände des untersuchten Fangkammerdichtsystems

Der vom Stirnflächenspalt 1, bei Rotation der Welle, zur Eingangsseite geförderte Luftstrom wird zu 96% über die Ablaufbohrung aus der Kammer 1 angesaugt, während der vom lagerseitigen Stirnflächenspalt 2 geförderte Luftstrom zu 94% über die Ablaufbohrung aus der Kammer 2 entweicht.

Münden die Ablaufbohrungen, wie im durchgeführten Versuch, in den Arbeitsraum, werden die in der Luft enthaltenen Feststoffe über die Ablaufbohrung in die Kammer 1 gesaugt. Die Luftströmung in Umfangsrichtung in den Fangkammern und den zylindrischen Ringspalten wirbelt die eingedrungenen Feststoffe auf. Bereits geringste Luftströmungen zur Lagerseite des Dichtsystems sind in der Lage die eingedrungenen Feststoffe in die empfindlichen Spindellager zu transportieren.

Um die Höhe des vom Dichtsystem geförderten Luftstromes quantifizieren zu können, wurde der aus dem eingangseitigen Stirnflächenspalt austretende Luftstrom \dot{V}_E bei Rotation der Welle gemessen. Bild 6.6 zeigt schematisch den Versuchsaufbau zur Messung der Luftförderung des Dichtsystems. Die Messung wurde mit offenen und verschlossenen Ablaufbohrungen aus den beiden Fangkammern durchgeführt.

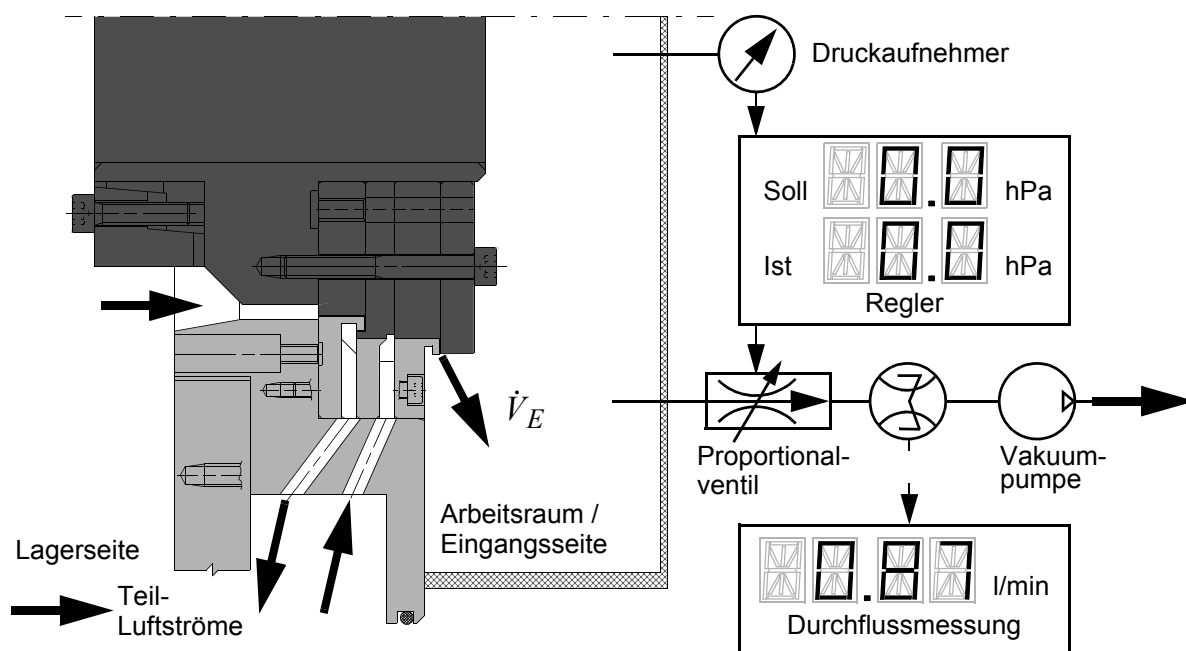


Bild 6.6 Versuchsaufbau zur Messung der Luftförderung des untersuchten Fangkammerdichtsystems - schematisch

Zur Messung des aus dem eingangsseitigen Stirnflächenspalt austretenden Teilluftstromes \dot{V}_E wurde das Dichtsystem auf der Eingangsseite gekapselt. Die Ablaufbohrungen münden dabei nicht in den gekapselten Arbeitsraum. Über eine Vakuumpumpe und ein Proportionalventil wurde der Druck im gekapselten Arbeitsraum auf Umgebungsdruck geregelt. Der dabei aus dem Arbeitsraum abgesaugte Luftstrom entspricht dem aus dem eingangsseitigen Stirnflächenspalt austretenden Teilluftstrom \dot{V}_E .

Der bei offenen und verschlossenen Ablaufbohrungen aus den Fangkammern gemessene Luftvolumenstrom \dot{V}_E in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl ist in Bild 6.7 dargestellt. Es ist deutlich ein überproportionales Ansteigen des Luftstromes \dot{V}_E mit steigender Wellendrehzahl zu erkennen. Der Volumenstrom, der bei verschlossenen Ablaufbohrungen ermittelt wurde, entspricht dem gesamten, vom Dichtsystem geförderten Luftstrom.

Der arbeitsraumseitige Stirnflächenspalt 1 fördert den bei offenen Ablaufbohrungen gemessenen Luftstrom, der hauptsächlich über die Ablaufbohrung der Kammer 1 angesaugt wird. Bei einer Wellendrehzahl von 7.500 1/min beträgt die Luftförderung aus dem arbeitsraumseitigen Stirnflächenspalt $\dot{V}_E = 0,8$ l/min. Wird davon ausgegangen, dass 96% dieses Luftstromes über die Ablaufbohrung der Fangkammer 1 angesaugt wird, beträgt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der Ablaufbohrung von Kammer 1 $\bar{w} = 0,8$ m/s. Diese sehr geringe Luftströmung transportiert die in der Luft im Arbeitsraum enthaltenen Partikel in das Dichtsystem und führt zu dessen Versagen.

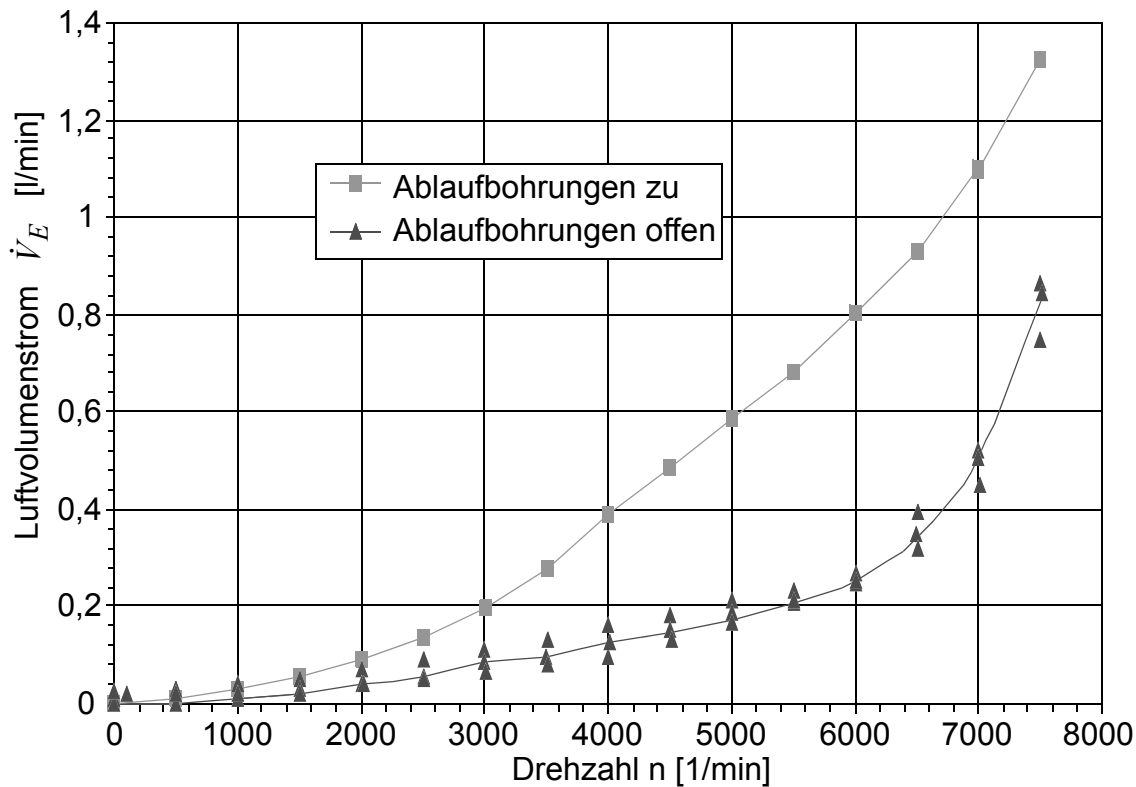


Bild 6.7 Teilluftstrom \dot{V}_E aus dem eingangsseitigen Stirnflächenspalt in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl n , bei offenen und verschlossenen Ablaufbohrungen aus den Fangkammern

Aus den durchgeführten Untersuchungen zur Abdichtung trockener Feststoffe mit Hilfe von Fangkammerdichtsystemen lassen sich folgende Schlussfolgerungen ziehen:

- Fangkammerdichtsysteme sind zur Abdichtung trockener Feststoffe („Staubabdichtung“) nicht geeignet.
- Kleinste Luftströmungen sind in der Lage Partikel zu transportieren.
- Druckdifferenzen von wenigen Pa zwischen dem Arbeitsraum und der Lagerseite führen zu einem Luftstrom und damit zu „Staubleckage“.
- Die Wirkprinzipien „Auffangen“ und „Abführen“, mit Hilfe der Schwerkraft, sind bei der Abdichtung trockener Feststoffe nicht wirksam.
- Das Eindringen von Partikel in berührungsfreie Dichtsysteme muss im Gegensatz zur Flüssigkeitsabdichtung verhindert werden, da sonst die Gefahr des Fressens besteht, bzw. durch das „Aufwirbeln“ bei Rotation Partikel zur Lagerseite transportiert werden können.

6.2 Sperrluftdichtsysteme

Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen an Fangkammerdichtsystemen, bei der Beaufschlagung mit trockenen Feststoffen, bestätigen die Notwendigkeit von „aktiven“ Wirkmechanismen. Bei Sperrluftdichtsystemen übernimmt diese Funktion das „aktive“ Dichtmedium Luft. Im folgenden wird die Dichtwirkung von Sperrluftdichtsystemen bei der Beaufschlagung mit trockenen Feststoffen untersucht.

6.2.1 Feststoffpartikel im Drosselspalt

Als erster Schritt bei der Untersuchung von Sperrluftdichtsystemen, wurde das in Bild 6.8 dargestellte Dichtsystem bei trockener Feststoffbeaufschlagung untersucht. Es besteht aus einem glatten, zylindrischen Ringspalt zur Eingangs- und zur Lagerseite mit einer Spalthöhe von jeweils $h = 0,14 \text{ mm}$. Ziel der Untersuchung war die Mechanismen des Partikeleintrages in die Drosselspalte zu analysieren. Dazu wurde das Dichtsystem über einen Zeitraum von einigen Stunden bei einer Drehzahl von $n = 30 \text{ 1/min}$ mit Feststoffen beaufschlagt. Anschließend wurde das Dichtsystem demontiert und die eingedrungenen Partikel mit Hilfe einer Klebefolie von den Versuchsteilen abgezogen.

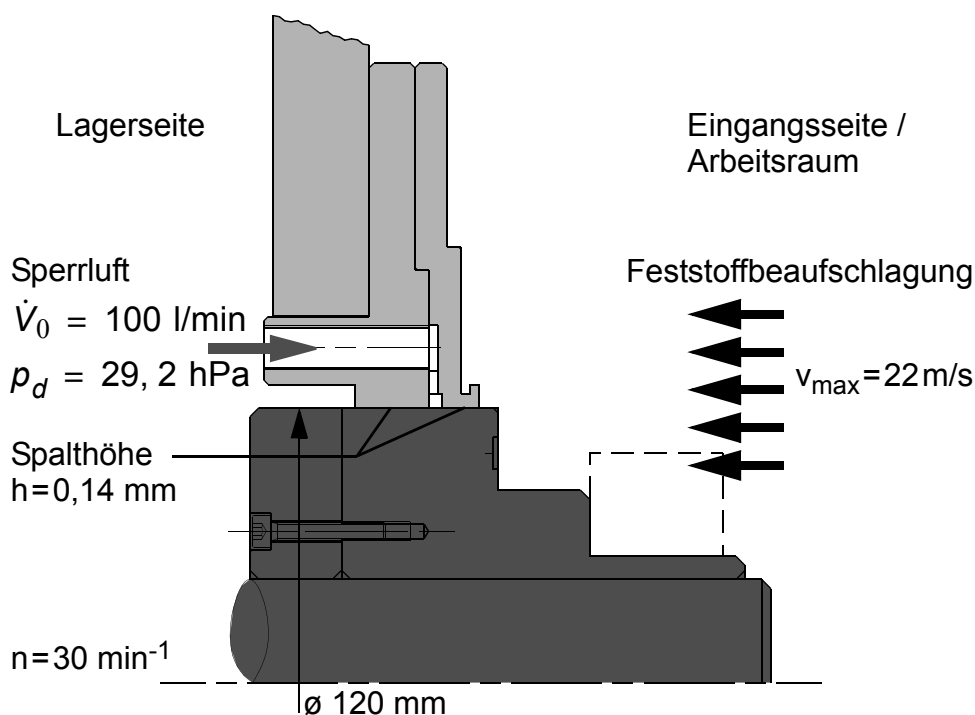


Bild 6.8 Untersuchtes Sperrluftdichtsystem bei Beaufschlagung mit trockenen Feststoffpartikeln

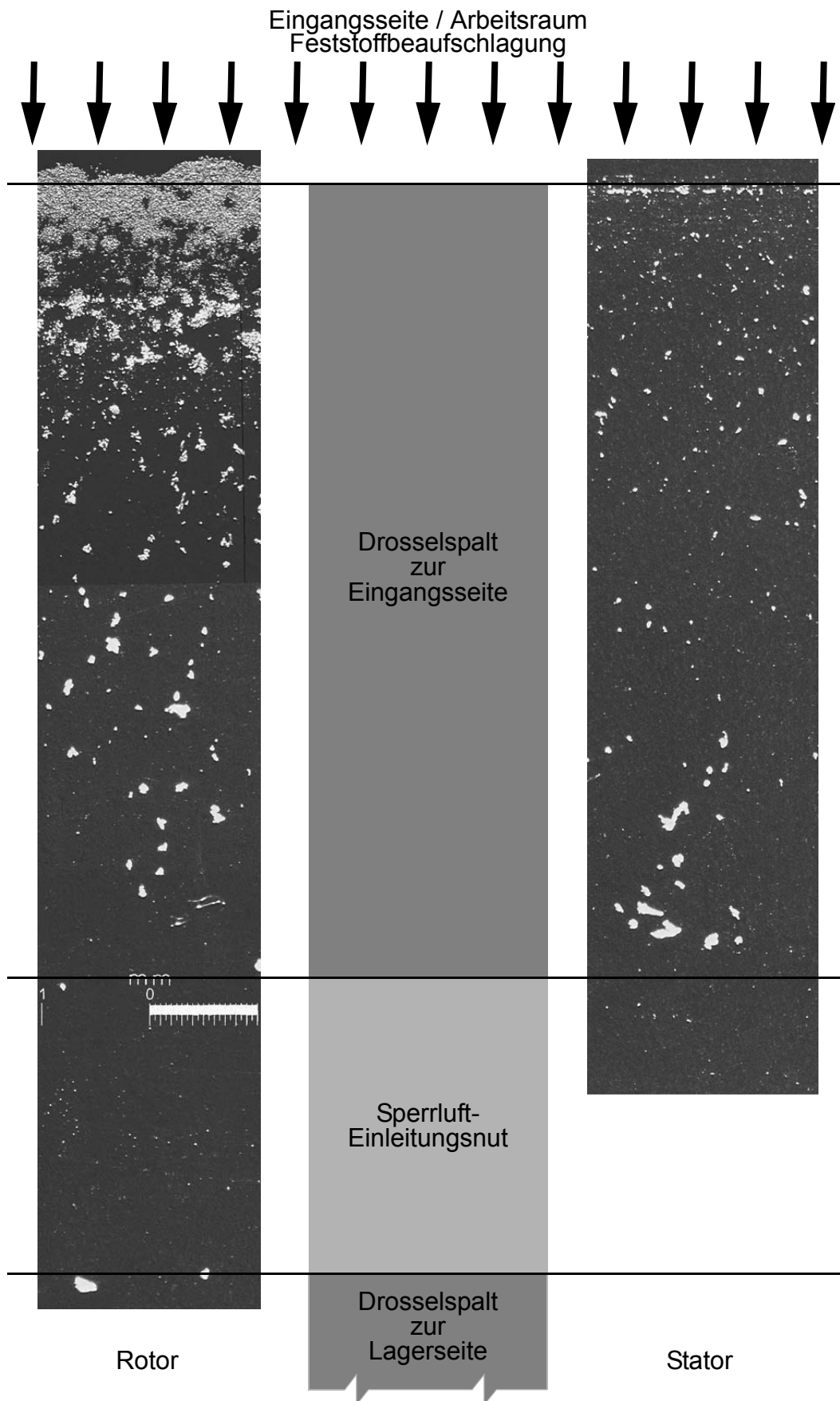


Bild 6.9 In das Dichtsystem eingedrungene Feststoffpartikel

Das Bild 6.9 zeigt eine Vergrößerung der in das Dichtsystem eingedrungenen Partikel, wie sie sich auf den Dichtungsteilen abgelagert haben. Es ist deutlich zu erkennen, dass nicht nur der ganz feine Messingstaub, sondern auch größere Feststoffpartikel in den Drosselspalt eindringen. Die Partikel müssen dabei lediglich in einer Achse kleiner als die Spalthöhe sein. Die Länge der Partikel kann die Spalthöhe ($h = 0,14 \text{ mm}$) dabei um ein mehrfaches übersteigen. Kleinere Feststoffpartikel ($< 50 \mu\text{m}$) sind hauptsächlich in der vorderen Spalthälfte, näher dem Arbeitsraum zu finden, Bild 6.9 oben. Diese sehr kleinen Partikel werden von der ausströmenden Sperrluft leichter abgelenkt und an den Spaltwänden abgebremst. In der Nähe der Sperrlufteinleitungsnut finden sich fast ausschließlich größere Partikel. Ursache dafür ist die höhere kinetische Energie der größeren Partikel beim Eintritt in den Drosselspalt ($E_{kin} = 0,5 \cdot m \cdot v^2$).

In Bild 6.9 wird ebenfalls deutlich, dass einzelne Messing-Partikel bis zur Sperrlufteinleitungsnut vorgedrungen sind. Diese Partikel werden von der Sperrluft zusätzlich beschleunigt und zur Lagerseite ausgeblasen. Bei den eingestellten Versuchsparametern (Sperrluftstrom $\dot{V}_0 = 100 \text{ l/min}$; Sperrluftdruck $p_d = 29,2 \text{ hPa}$ und einer maximalen Teilchengeschwindigkeit von $v_{max} = 22 \text{ m/s}$) weist das untersuchte Dichtsystem nach mehreren Betriebsstunden auf der Lagerseite eine deutliche „Staub-“ Leckage auf.

6.2.2 Einfluss der Sperrluft auf die Dichtwirkung

Um den Einfluss und das Potential der Sperrluft auf die Dichtwirkung zu untersuchen wurde das in Bild 6.8 dargestellte Dichtsystem mit unterschiedlichen Sperrluftvolumenströmen untersucht. Die maximale Partikelgeschwindigkeit ($v_{max} = 22 \text{ m/s}$) und die Drehzahl ($n = 30 \text{ 1/min}$) wurde dabei konstant gehalten.

Bild 6.10 zeigt Aufnahmen des demontierten Dichtsystems nach der Feststoffbeaufschlagung bei vier unterschiedlichen Sperrluftströmen. Bei einem zugeführten Sperrluftvolumenstrom von $\dot{V}_0 = 100 \text{ l/min}$ dringen die Partikel bis zur Sperrlufteinleitungsnut vor, Bild 6.10 oben. In der Einleitungsnut befindet sich Messingpulver, es kommt zu Leckage. Durch die Steigerung des Sperrluftstromes auf 155 l/min (Bild 6.10 Mitte) konnte auch nach mehreren Stunden keine Leckage nachgewiesen werden. Das demontierte Dichtsystem zeigt jedoch deutlich, dass eine große Anzahl von Partikeln bis kurz vor die Einleitungsnut eindringen. Die weitere Steigerung des Sperrluftstromes auf 200 bzw. 500 l/min zeigte ebenfalls keine Leckage. Selbst bei dem sehr hohen Sperrluftstrom von $\dot{V}_0 = 500 \text{ l/min}$ (Sperrluftdruck $p_d = 131 \text{ hPa}$; Austrittsgeschwindigkeit der Sperrluft in den Arbeitsraum $\bar{w}_E = 52,3 \text{ m/s}$) dringen noch eine große Anzahl von Partikel weit in den eingangsseitigen Drosselspalt ein, Bild 6.10 unten rechts. Durch den Einsatz der Sperrluft ist es nicht möglich, das Eindringen von Partikel in einen offenen Drosselspalt zu verhindern. Die Dichtgrenze unter diesen Versuchsbedingungen liegt bei einem Sperrluftstrom von $\dot{V}_0 = 155 \text{ l/min}$ (Sperrluftdruck $p_d = 52,1 \text{ hPa}$; Austrittsgeschwindigkeit der Sperrluft in den Arbeitsraum $\bar{w}_E = 16,3 \text{ m/s}$).

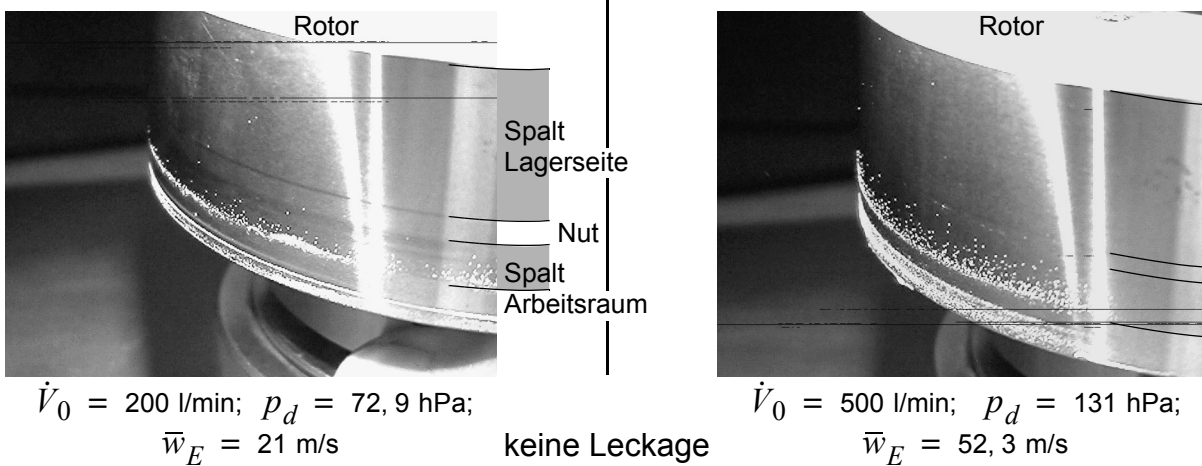
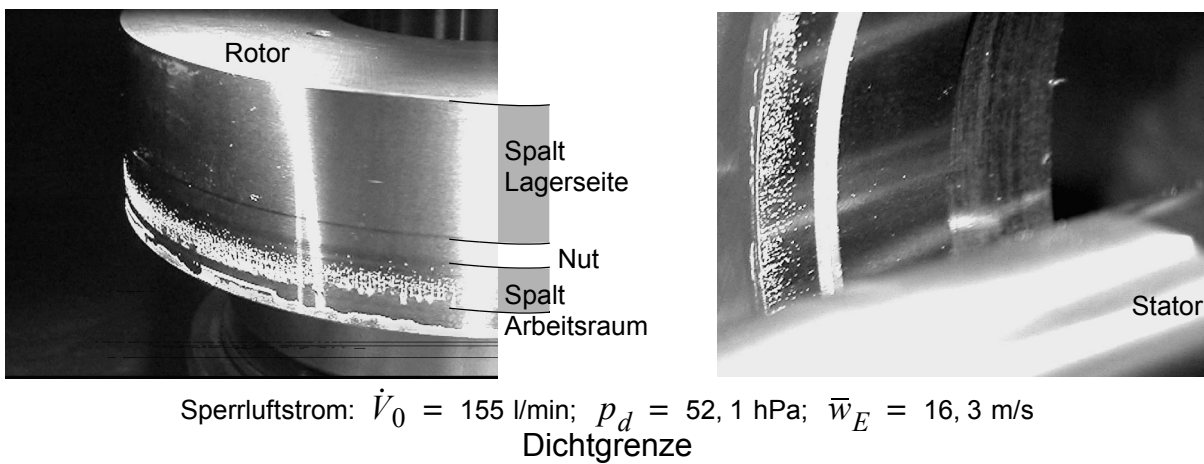
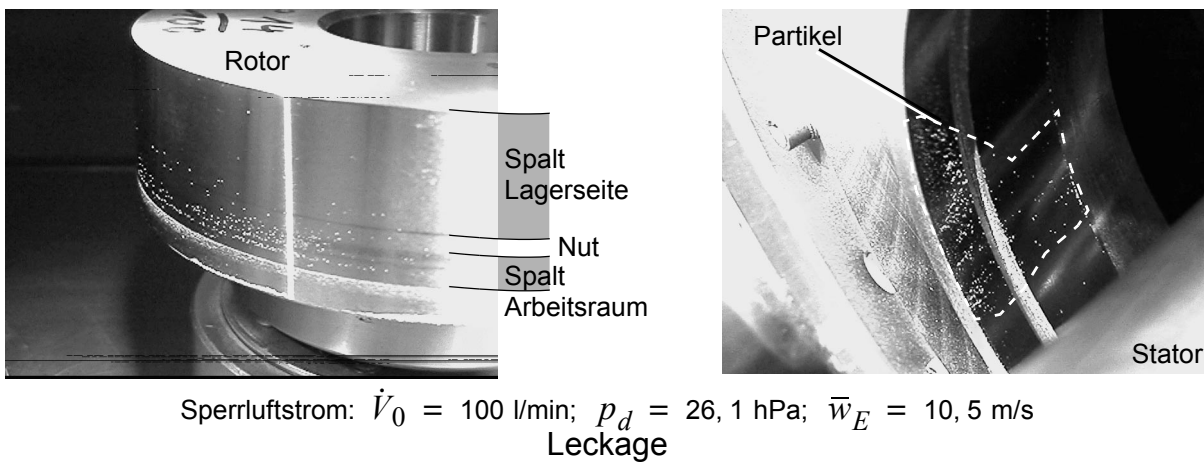


Bild 6.10 In das Dichtsystem eingedrungene Feststoffpartikel, bei unterschiedlichen Sperrluftströmen \dot{V}_0

6.2.3 Einfluss der Drosselspalthöhe

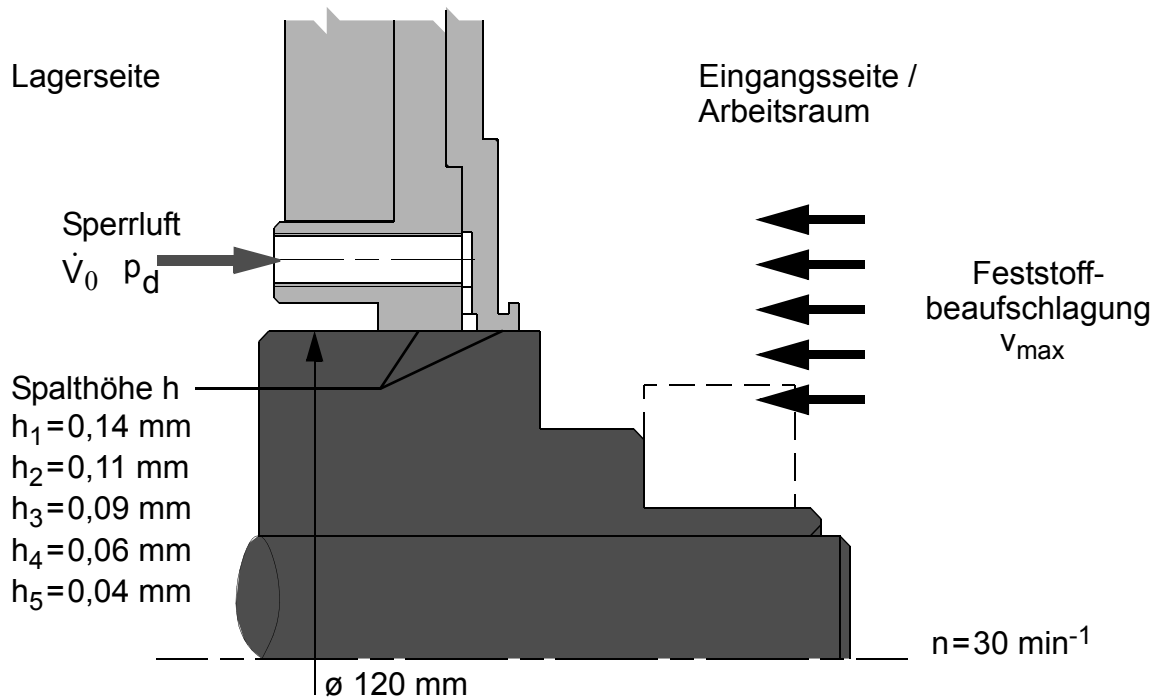


Bild 6.11 Sperrluftdichtsystem mit unterschiedlichen Drosselspalthöhen

Zur Untersuchung, welchen Einfluss die Drosselspalthöhe auf die Dichtwirkung hat, wurden bei dem in Bild 6.11 dargestellten Versuchslichtsystem Wellen mit verschiedenem Durchmesser eingebaut. Das Lichtsystem hat einen in Beaufschlagungsrichtung offenen Eingangsspalt.

Den zur Abdichtung mindestens notwendigen Sperrluftstrom \dot{V}_0 in Abhängigkeit von der maximalen Partikelgeschwindigkeit v_{\max} zeigt Bild 6.12. Unabhängig von der Drosselspalthöhe ist ein linearer Zusammenhang zwischen dem notwendigen Sperrluftstrom und der Partikelgeschwindigkeit zu erkennen. Bei den kleineren Spalthöhen verlaufen die dargestellten Kurven flacher und auf niedrigerem Niveau. Je kleiner die Spalthöhe h ist, umso kleiner sind die Partikel im Spalt d.h. eine geringere kinetische Energie der in den Drosselspalt eindringenden Partikel, bei gleichbleibender maximaler Partikelgeschwindigkeit. Die Steigerung der Partikelgeschwindigkeit führt bei den kleineren Spalthöhen zu einem geringeren Anstieg des zur Abdichtung mindestens notwendigen Sperrluftstromes, wie bei größeren Spalthöhen.

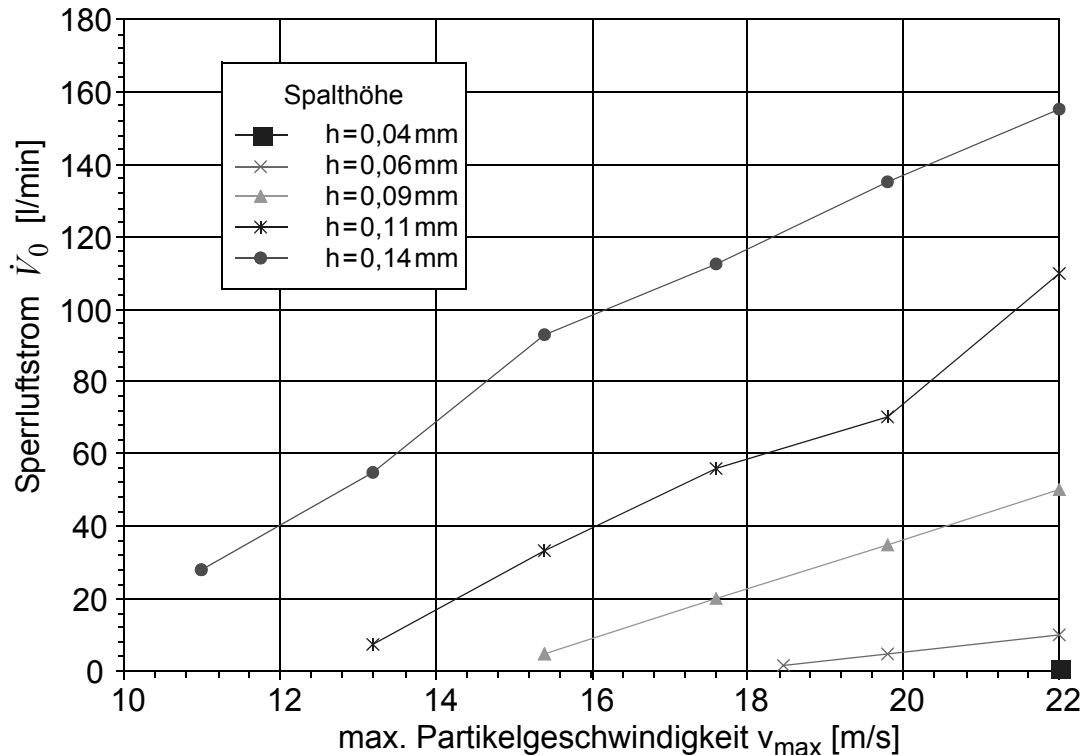


Bild 6.12 Zur Abdichtung mindestens notwendiger Sperrluftstrom \dot{V}_0 in Abhängigkeit von der maximalen Partikelgeschwindigkeit v_{max}

Der zugeführte Sperrluftstrom \dot{V}_0 teilt sich auf in einen Teilluftstrom zur Lagerseite \dot{V}_L bzw. zur Eingangsseite \dot{V}_E . Die Aufteilung ist abhängig von den Strömungswiderständen der durchströmten Spalte. Bei dem untersuchten Dichtsystem erfolgt die Aufteilung des Sperrluftstromes im Verhältnis 1/3 : 2/3, Bild 6.13. Mit dieser Aufteilung des Sperrluftstromes und der Spaltquerschnittsfläche A_E des Drosselspaltes zur Eingangsseite lässt sich die mittlere Geschwindigkeit \bar{w}_E der Sperrluft beim Austritt in den Arbeitsraum berechnen.

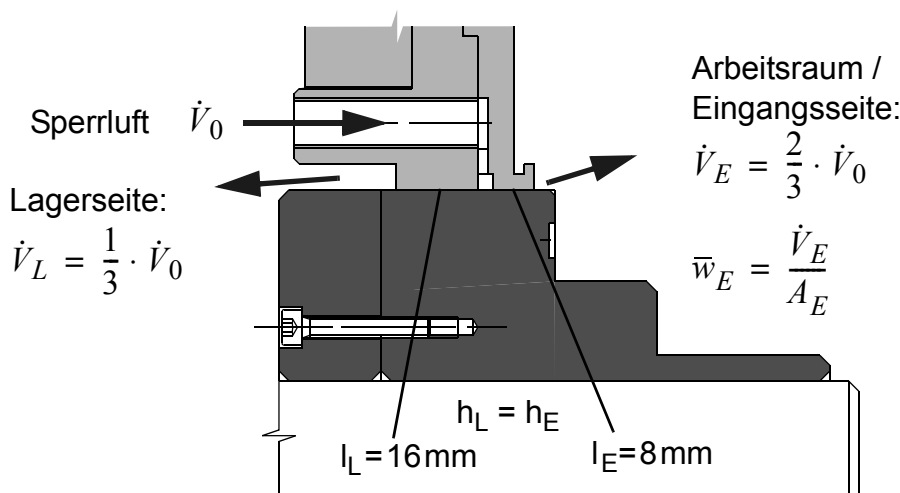


Bild 6.13 Aufteilung des zugeführten Sperrluftstromes

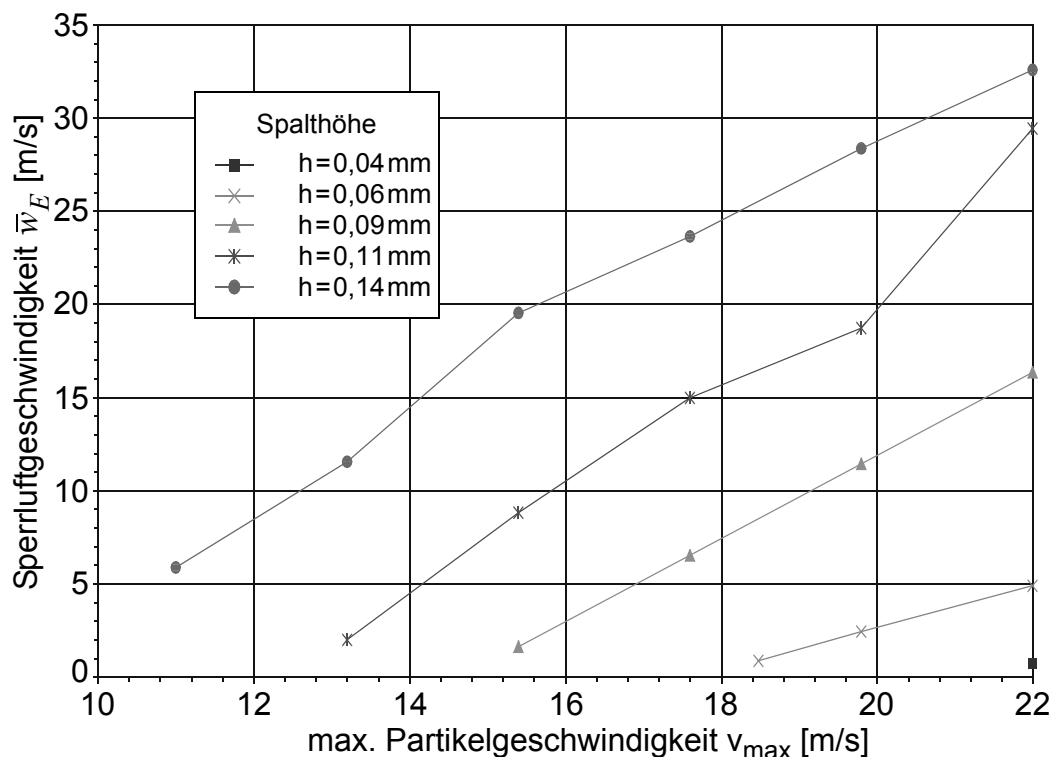


Bild 6.14 Berechnete Ausströmgeschwindigkeit der Sperrluft in den Arbeitsraum \bar{w}_E in Abhängigkeit von der maximalen Partikelgeschwindigkeit v_{max} , bei Erreichen der Dichtgrenze

Diese bei den untersuchten Drosselspalthöhen berechnete, mittlere Ausströmgeschwindigkeit der Sperrluft in den Arbeitsraum \bar{w}_E in Abhängigkeit von der maximalen Partikelgeschwindigkeit v_{max} , beim Erreichen der Dichtgrenze ist in Bild 6.14 dargestellt. Es besteht ein linearer Zusammenhang zwischen der maximalen Partikelgeschwindigkeit und der Sperrluftgeschwindigkeit. Bei den kleineren Spalthöhen ist die zur Abdichtung notwendige Sperrluftgeschwindigkeit auf einem deutlich niedrigeren Niveau. Die Sperrluftströmung im eingangsseitigen Drosselspalt kann in jedem Fall als laminar angenommen werden. Die maximale Reynoldszahl beträgt bei der Spalthöhe $h = 0,14$ mm und einer mittleren Sperrluftgeschwindigkeit von $\bar{w}_E = 32,6$ m/s, $Re = 594$.

Es besteht ebenfalls ein linearer Zusammenhang zwischen dem zur Abdichtung notwendigen Sperrluftdruck p_d und der Spalthöhe h , Bild 6.15. Die Steigung der Kurven ist dabei nahezu unabhängig von der Partikelgeschwindigkeit v_{max} . Das heißt, unabhängig von der Partikelgeschwindigkeit wird durch eine Reduzierung der Drosselspalthöhe um 1/100 mm der zur Abdichtung notwendige Sperrluftdruck um ca. 13,5% geringer. Die Spalthöhe h hat damit einen wesentlichen Einfluss auf die Dichtwirkung.

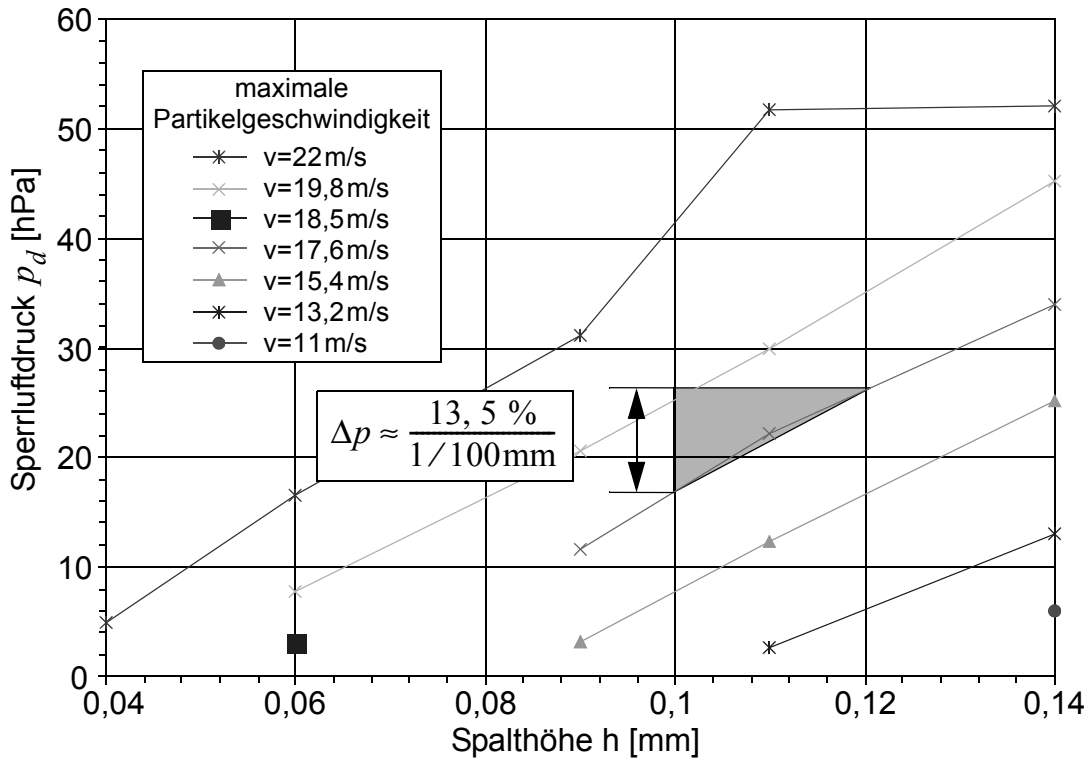


Bild 6.15 Zur Abdichtung mindestens notwendiger Sperrluftdruck p_d in Abhängigkeit von der Spalthöhe h

Bild 6.16 verdeutlicht schematisch die Verhältnisse von in den Drosselspalt eindringenden Feststoffpartikel. Die parabelförmige Geschwindigkeitsverteilung der laminaren Sperrluftströmung im eingangsseitigen Drosselspalt bremst die eindringenden Partikel ab und lenkt sie in Richtung der Spaltwände ab. Auf Grund der geringeren kinetischen Energie dringen dabei die kleineren Partikel weniger weit in den Drosselspalt ein, wie die größeren Partikel.

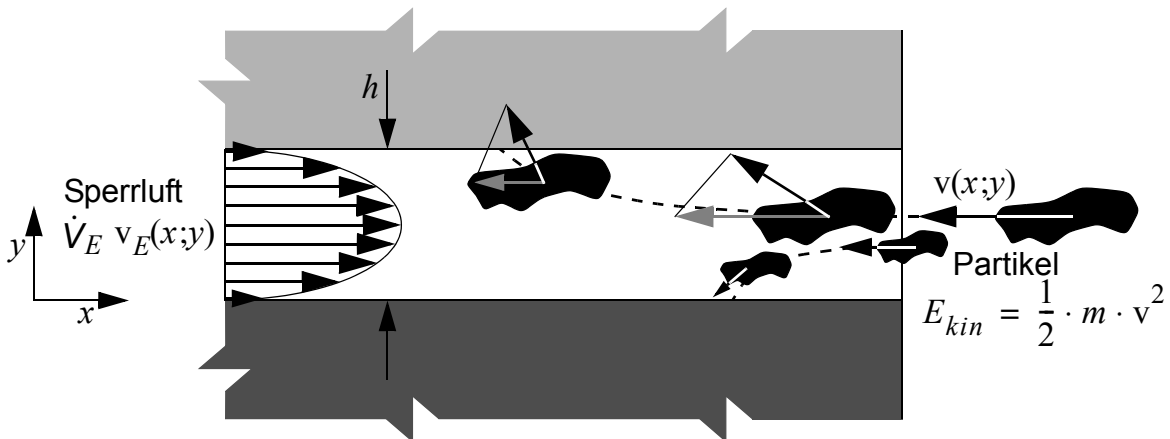


Bild 6.16 Feststoffpartikel im eingangsseitigen Drosselspalt

6.2.4 Einfluss des Dichtungseingangsbereiches

Bei der Abdichtung von Flüssigkeiten hat die Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches einen wesentlichen Einfluss auf die Wirksamkeit berührungsfreier Dichtsysteme. Die nachfolgend beschriebene Untersuchung des Dichtungseingangsbereiches bei trockener Partikelbeaufschlagung wurde mit den in Bild 6.17 dargestellten Varianten, bei einer Drehzahl von $n = 30 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt.

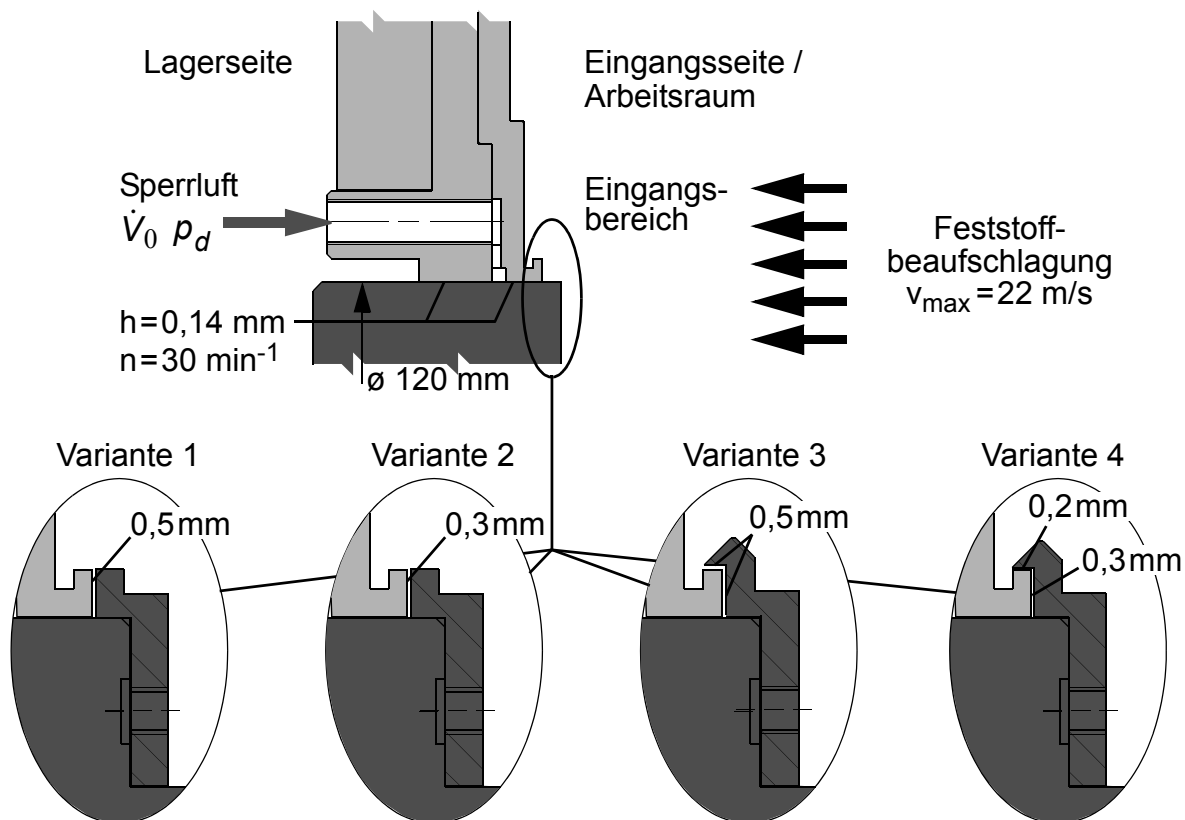


Bild 6.17 Untersuchte Varianten des Dichtungseingangsbereiches, bei trockener Partikelbeaufschlagung

Der offene Stirnflächenspalt mit einer Spaltweite von $e = 0,5 \text{ mm}$ (Variante 1) weist bei einem zugeführten Sperrluftstrom von $\dot{V}_0 = 100 \text{ l/min}$ und einer maximaler Partikelgeschwindigkeit von $v_{\text{max}} = 22 \text{ m/s}$ lediglich in der äußeren Hälfte des Stirnflächenspaltes Messingpartikel auf (Partikelgrenze in Bild 6.18, oben). Die Reduzierung des Sperrluftstromes auf 50 l/min führte dazu, dass der Stirnflächenspalt vollständig mit Partikeln gefüllt war. In den zylindrischen Ringspalt dringen jedoch keine Partikel ein. Selbst bei einer weiteren Reduzierung des Sperrluftstromes auf $\dot{V}_0 = 2 \text{ l/min}$ konnten keine Messingpartikel im zylindrischen Ringspalt nachgewiesen werden, Bild 6.18 unten.

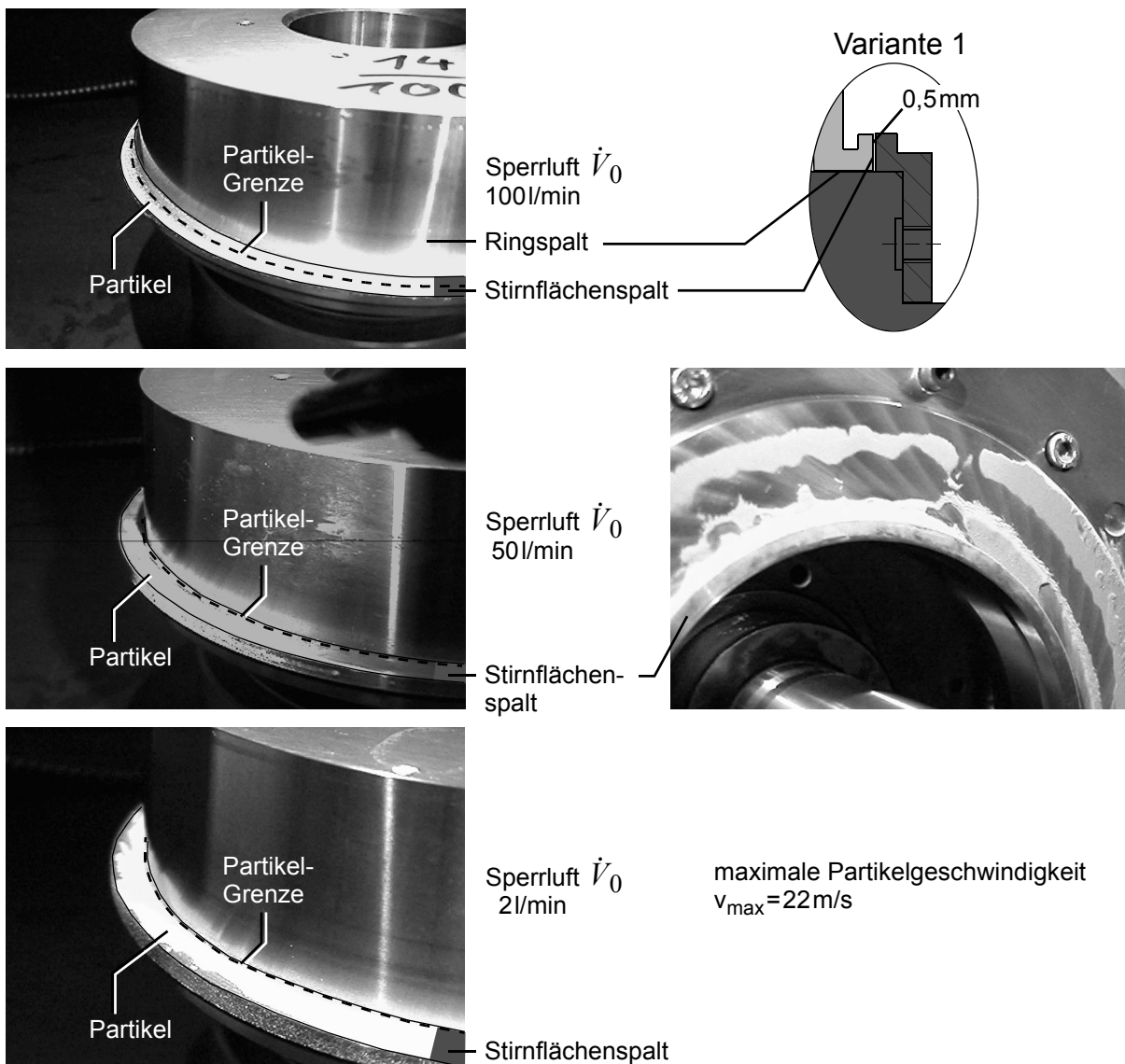


Bild 6.18 Variante 1 - offener Stirnflächenspalt mit $e = 0,5 \text{ mm}$, bei unterschiedlichen Sperrluftströmen \dot{V}_0

Die Partikel verlieren im Stirnflächenspalt, beim Aufprall auf die Wellenoberfläche des Ringspalt es ihre kinetische Energie, so dass sie die Richtungsumlenkung in den zylindrischen Ringspalt nicht überwinden können. Die Reduzierung der Spalthöhe des Stirnflächenspalt es auf $e = 0,3 \text{ mm}$ bei Variante 2 lieferte die gleichen Ergebnisse wie Variante 1 mit $e = 0,5 \text{ mm}$.

Durch die Überdeckung des Stirnflächenspalt es bei Variante 3, wurde die in das Dichtsystem eindringende Partikelmenge gegenüber den Varianten ohne Eingangsspaltüberdeckung stark verringert, Bild 6.19. Der Stirnflächenspalt ist nicht mehr vollständig mit Partikeln gefüllt, die Überdeckung des Stirnflächenspalt es hält auch bei einem mit $\dot{V}_0 = 2 \text{ l/min}$ sehr geringen Sperrluftstrom die Mehrzahl der Partikel zurück.

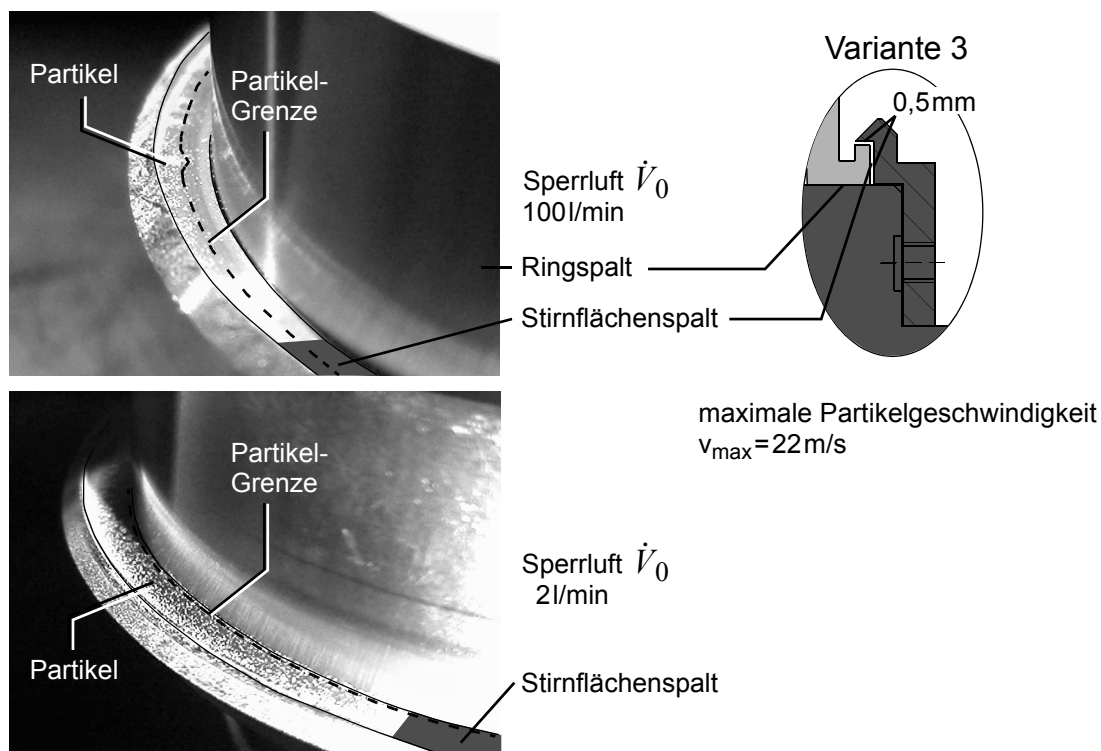


Bild 6.19 Variante 3 - überdeckter Stirnflächenspalt mit $e = 0,5 \text{ mm}$, bei unterschiedlichen Sperrluftströmen \dot{V}_0

Die Variante 4 unterscheidet sich durch geringere Spalthöhen im Eingangsbereich von der Variante 3. Die geringere Spalthöhe steigert die Wirksamkeit der Richtungsumlenkungen und verringert die Menge der eindringenden Partikel, gegenüber der Variante 3 deutlich. Bei einem zugeführten Sperrluftstrom von nur 2 l/min, was eine Sperrluftgeschwindigkeit von $\bar{w}_E = 0,26 \text{ m/s}$ zur Eingangsseite bedeutet, konnten auch nach einer Versuchsdauer von 48 Stunden nur ein paar wenige Messingpartikel im Stirnflächenspalt festgestellt werden, Bild 6.20.

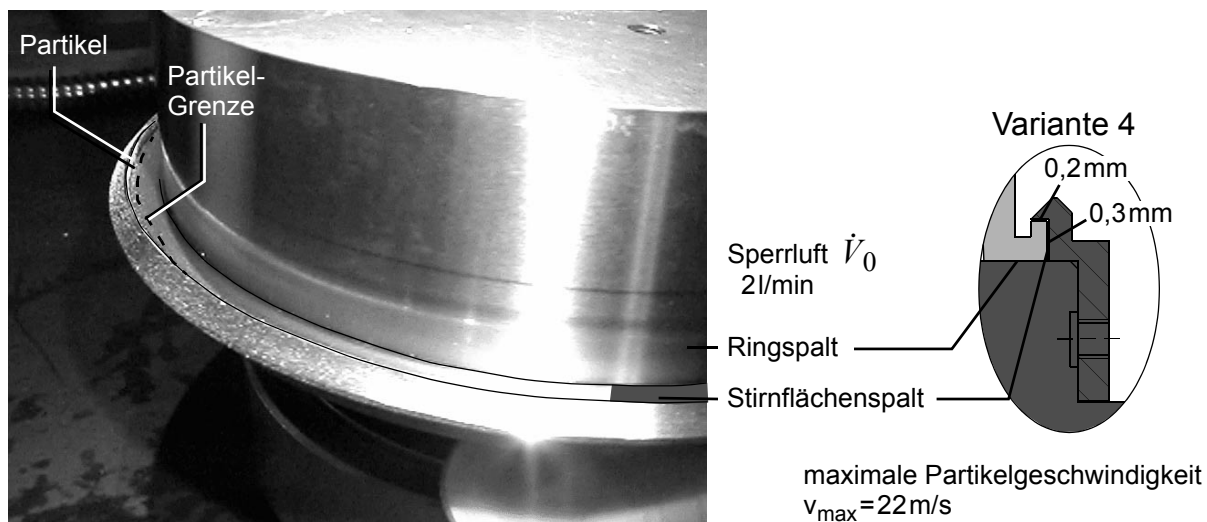


Bild 6.20 Variante 4 - überdeckter Stirnflächenspalt mit $e = 0,3 \text{ mm}$, Sperrluftstrom $\dot{V}_0 = 2 \text{ l/min}$

Aus den durchgeführten Untersuchungen zur Abdichtung trockener Feststoffe mit Hilfe von Sperrluftdichtsystemen lassen sich folgende Schlussfolgerungen ziehen:

- Fanglabyrinth bzw. Labyrinth allgemein sind zur Abdichtung trockener Feststoffe nicht geeignet.
- Sperrluftdichtsysteme sind zur Abdichtung trockener Feststoffe geeignet.
- Die kinetische Energie der Partikel ist ausschlaggebend für deren Eindringen in die Drosselspalte.
- Partikel dringen in die Drosselspalte ein, wenn sie in einer Abmessung kleiner als die Spalthöhe sind.
- Durch den Einsatz der Sperrluft kann das Eindringen der Partikel in die Drosselspalte nicht verhindert werden. Sie werden von der Sperrluft auf die Spaltwände abgelenkt und dort abgebremst.
- Durch Richtungsumlenkungen und möglichst geringe Drosselspalthöhen kann den eindringenden Feststoffpartikeln wirkungsvoll deren kinetische Energie entzogen werden.
- Die Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches hat einen wesentlichen Einfluss auf die Dichtwirkung. Der bei der Abdichtung von Flüssigkeiten bewährte, „überdeckte“ Eingangsspalt (Variante 4 in Bild 6.17) ist auch für die „Staubabdichtung“ sehr gut geeignet.
- Erfolgt die „Staubabdichtung“ mit einem zweckgerecht gestalteten Sperrluftdichtsystem, siehe Bild 4.45, ist ein Sperrluftdruck p_d von einigen zehn hPa ausreichend, um die Dichtwirkung sicherzustellen.
- Bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten werden die eingedrungenen Partikel aufgewirbelt. Die Fliehkraftförderung eines Stirnflächenspaltes drängt die Feststoffe zur Außenseite. In zylindrischen Ringspalten können die aufgewirbelten Partikel unkontrolliert zur Lagerseite transportiert werden.
- Das Eindringen von Partikel in berührungsfreie Dichtsysteme muss im Gegensatz zur Flüssigkeitsabdichtung verhindert werden, da sonst die Gefahr des Fressens besteht.
- Bei der „Trockenbearbeitung“ ist der Reinigung des Arbeitsraumes ein hoher Stellenwert beizumessen. Es darf unter keinen Umständen eine positive Druckdifferenz zwischen dem Arbeitsraum und der Lagerseite entstehen. Staub und Späne müssen abgesaugt werden. Das „Sauberblasen“ führt zu einem lokalen, sehr hohen Überdruck und die Partikel werden sehr stark beschleunigt. Wenn möglich ist der Arbeitsraum der Werkzeugmaschine zu kapseln und der Luftdruck gegenüber dem Umgebungsdruck abzusenken.

7 Zusammenfassung

Die Arbeitsspindel von Werkzeugmaschinen ist eine der wichtigen, im Kraftfluss liegenden Baugruppen. Sie hat einen großen Einfluss auf das statische und dynamische Verhalten der Werkzeugmaschine und bestimmt damit die erzielbare Fertigungsqualität und die Produktivität der Werkzeugmaschine. Die Anforderungen an die arbeitsseitige Spindelabdichtung steigen immer weiter. Ursache dafür sind höhere Zerspanungsleistungen, die unter anderem durch steigende Spindeldrehzahlen und höhere Drücke bei der Zufuhr der Kühlschmierstoffe ermöglicht werden. Dies führt zusammen mit dem stärkeren Späneanfall im Arbeitsraum zu härteren Beaufschlagungsbedingungen. Neue Zerspanungstechnologien wie die Trockenbearbeitung oder die Minimalmengenschmierung führen zu einer trockenen Feststoffbeaufschlagung der arbeitsseitigen Spindeldichtsysteme und damit zu einer neuen Abdichtaufgabe.

Erkenntnisse über die Dichtwirkung berührungsfreier Spindeldichtsysteme bei einer Beaufschlagung mit Feststoff - Flüssigkeitsgemischen bzw. bei trockener Feststoffbeaufschlagung lagen bisher nicht vor. Zur Untersuchung dieser Abdichtaufgaben wurde ein Prüfstand, mehrere Beaufschlagungseinrichtungen und Hilfsaggregate geschaffen. Dadurch wurde eine systematische Untersuchung und Weiterentwicklung berührungsfreier Spindeldichtsysteme, unter reproduzierbaren Beaufschlagungsbedingungen ermöglicht.

Das Verschmutzungsverhalten von Fangkammerdichtsystemen kann durch die erarbeiteten Gestaltungshinweise deutlich verbessert werden. Durch einen günstig gestalteten Dichtungseingangsbereich mit einer gehäuseseitigen Fangrinne und einer Eingangspaltüberdeckung lässt sich der Eindringstrom in das Dichtsystem wirkungsvoll vermindern. Im Innenbereich der Fangkammerdichtsysteme muss die eingedrungene Flüssigkeit über tangentiale Ablaufschrägen abgeführt werden. Die Bildung von strömungsbedingten, „stehenden“ Flüssigkeitsbergen gilt es zu verhindern, beispielsweise durch eine in Umfangsrichtung wirkende Drossel in der Fangkammer. Auch auf die Filterfeinheit der Kühlschmierstoffanlagen ist zu achten. Die nicht herausgefilterten Feststoffe gelangen mit hoher kinetischer Energie auf die Dichtsysteme. Dichtspalte, deren Spalthöhe mindestens doppelt so groß ist wie die größten Feststoffe im Kühlschmierstoff, neigen nicht zum Verstopfen. Bei Dichtspalthöhen von z.B. $h=0,3$ mm muss die Filterfeinheit mindestens $150\ \mu\text{m}$ betragen. Bei geeignet ausgelegten und gestalteten Sperrluftdichtsystemen gibt es keinen Eindringstrom in das Dichtsystem, der zu Feststoffablagerungen im Innenbereich der Dichtung führt.

Bei Sperrluftdichtsystemen wird die Dichtwirkung durch einen in den Dichtspalten aufgebauten Sperrluftdruck erzielt. Die abzudichtende Flüssigkeit baut am Spalteingang des Dichtsystems einen Flüssigkeitsdruck auf. Ist dieser Flüssigkeitsdruck geringer wie der gegenüberstehende Sperrluftdruck, ist das Sperrluftdichtsystem dicht. Bei Sperrluftdichtsystemen gibt es im Gegensatz zu Fangkammerdichtsystemen keinen Eindring- bzw. Rücklaufstrom, der in den Arbeitsraum zurück geführt werden muss. Dadurch sind die Sperrluftdichtsysteme besonders verschmutzungsunempfindlich.

Der abzudichtende Flüssigkeitsdruck ist abhängig vom Staudruck der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen. Durch eine günstige Gestaltung des Dichtungseingangsbereiches mit einer gehäuseseitigen Fangrinne und einer Eingangsspaltüberdeckung lässt sich der Flüssigkeitsdruck wirksam reduzieren. Ein anschließender Stirnflächenspalt führt bei Rotation zu einer weiteren Reduzierung des Flüssigkeitsdrucks. Die Art der Flüssigkeitsbeaufschlagung hat ebenfalls einen starken Einfluss. Kritisch sind „scharfe“ Flüssigkeitsstrahlen, die direkt in den Eingangsspalt spritzen. Aber auch bei günstig gestalteten Dichtungseingangsbereichen kann es zu hohen Flüssigkeitsdrücken kommen. Ist die gehäuseseitige Fangrinne zu klein, wird sie beispielsweise beim Durchfahren von Wasservorhängen vollständig mit Flüssigkeit gefüllt. Treffen gleichzeitig Flüssigkeitsstrahlen mit hohem Staudruck auf, wird der Staudruck von der in der Fangrinne „stehenden“ Flüssigkeit in den Eingangsspalt weitergeleitet.

Das tribologische System Spindellagerung darf durch die Sperrluft nicht beeinträchtigt werden. Deshalb muss der Sperrluftdruck mit einem möglichst geringen Sperrluftstrom aufgebaut werden. Zudem ist die Aufbereitung der Sperrluft teuer. Die in der vorliegenden Arbeit erarbeiteten Gestaltungshinweise ermöglichen eine zweckgerechte Gestaltung der Sperrluftdrosselspalte, der Sperrlufteinleitung und der Sperrluftzuführung an die Dichtstelle. Ein Konstruktionsbeispiel erleichtert die Umsetzung der Gestaltungshinweise und die vorgestellte Berechnungssystematik ermöglicht eine rechnerische Abschätzung der Betriebsparameter.

Der Trend zur Trockenbearbeitung führt zu gänzlich neuen Anforderungen an die Spindeldichtsysteme. Trockene Feststoffe können nicht mit reinen Fangkammerdichtsystemen abgedichtet werden. Die Wirkmechanismen „Auffangen“ und „Abführen“, mit Hilfe der Schwerkraft, sind nicht wirksam. Geringste Luftströmungen transportieren die Feststoffe zur Lagerseite. Sperrluftdichtsysteme sind in der Lage, trockene Feststoffe zurückzuhalten. Die in das Dichtsystem eindringenden Partikel werden auf die Spaltwände abgelenkt und dort abgebremst. Besonders effektiv sind dabei Richtungs- und Umlenkungen im Drosselspalt. Erfolgt die „Staubabdichtung“ mit einem zweckgerecht gestalteten Sperrluftdichtsystem, ist ein Sperrluftdruck von einigen zehn hPa ausreichend, um die Dichtwirkung sicherzustellen.

Die Sperrluftdichtung hat damit einen besonderen Stellenwert. Unabhängig von der Beaufschlagungsart (trockene Feststoffe, Feststoff-Flüssigkeitsgemische oder extreme Flüssigkeitsbeaufschlagung) kann mit identischer Dichtsystemgestaltung eine berührungsfreie Dichtwirkung erzielt werden. Das maßstäbliche Konstruktionsbeispiel einer Sperrluftdichtung für eine fettgeschmierte Spindellagerung (siehe Bild 4.45 auf Seite 89) ist für beliebige Durchmesser und Raumlagen geeignet. Die angegebenen Gestaltungshinweise zu den einzelnen Funktionsbereichen erleichtern die Umsetzung in der Praxis.

Den größten Einfluss auf das „Abdichtpotential“ berührungsfreier Spindeldichtsysteme hat der Dichtungseingangsbereich. Durch die Gestaltung des Eingangsbereiches mit einer möglichst großen, gehäuseseitigen Fangrinne und einem bei Rotation rückfördernden Stirnflächenspalt mit einer Eingangsspaltüberdeckung (siehe Bild 7.1) lässt sich eine sehr gute Dichtwirkung erzielen. Dieser Eingangsbereich ist sowohl für Fangkammer- als auch für Sperrluftdichtsysteme und für alle Beaufschlagungsarten geeignet. Verbesserungen am Eingangsbereich, bei nicht optimal gestalteten berührungsfreien Spindeldichtsystemen, sind besonders wirksam.

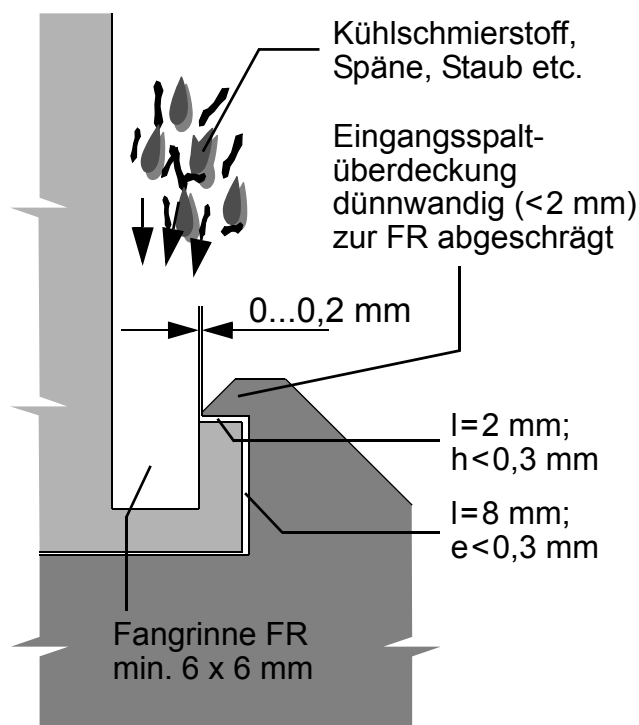


Bild 7.1 Günstig gestalteter Eingangsbereich

Die durchgeführten Arbeiten und insbesondere die aus den Ergebnissen abgeleiteten Gestaltungsrichtlinien/Schlussfolgerungen stellen einen wichtigen Beitrag für eine effiziente Gestaltung berührungsfreier Spindeldichtsysteme dar.

Nach Abschluss der hier dokumentierten Arbeiten verbleibt weiterer Forschungsbedarf. Insbesondere die folgenden Themengebiete müssen näher betrachtet werden:

- Sperrluftdichtsysteme für Öl-Einspritzgeschmierte Lager.
- Beidseitige Sperrluftabdichtung von Spindeln („aufgeblasene Spindel“); Sperrluftzufuhr durch die Lager - Möglichkeiten der Bauraumoptimierung.
- Berührungsfreie Staubabdichtung ohne Sperrluft.

8 Literatur

- /1/ Weck, M.: Werkzeugmaschinen Bd 1. Maschinenarten, Bauformen und Anwendungsbereiche. 3. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988.
- /2/ Spur, G., Feil, A.: Schäden an Hauptspindellagern in Werkzeugmaschinen - eine Analyse. VDI-Z 135 (1993), Nr 11/12.
- /3/ Haas, W.; Müller, H.K.: Berührungsfreie Abdichtung flüssigkeitsbespritzter Wellendurchtritte. Konstruktion 36 (1984), Heft 9, S. 329 - 334.
- /4/ Haas, W.: Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen. Dissertation, Universität Stuttgart, 1986.
- /5/ Müller, H.K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile. Medienverlag Ursula Müller, Waiblingen, 1990.
- /6/ Fritz, E., Haas, W., Müller, H. K.: Berührungsfreie Spindelabdichtung für Werkzeugmaschinen - Konstruktionskatalog. Bericht Nr. 39, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 1991.
- /7/ Fritz, E.: Abdichtung von Werkzeugmaschinen spindeln. Dissertation, Universität Stuttgart, 1991.
- /8/ Stanger, N.: Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum. Dissertation, Universität Stuttgart, 1995.
- /9/ Haas, W.: Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fanglabyrinth. Habilitationsschrift, Universität Stuttgart, 1997.
- /10/ Jürgensmeyer, W.: Gestaltung von Lagerstellen. Abdichtungen. 2. Auflage, Springer Berlin, Göttingen, Heidelberg (1953), S. 87 - 91.
- /11/ Wankel, F.: Sinnbilder der Wirkungsweise verschiedenartiger Labyrinth. Unveröffentlicht, 1957.
- /12/ Trutnovsky, K.: Dichtungen. Werkstattbücher Heft 92, Springer Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1949.
- /13/ Moser, H.: Beitrag zur Konstruktion und Berechnung raschlaufender elektrischer Maschinen. Dissertation TH Stuttgart 1955.

- /14/ Spitsyn, N. A.: Fundamentals of Seal Design for High-Speed Anti-Friction Bearings. Russian Engineering Journal 39 (1959) H. 9, S. 2 - 7.
- /15/ Burckhardt, M.: Zur Konstruktion und Berechnung raschlaufender Wälzlager. Konstruktion, Bd. 14 (1962) H. 12, S. 469 - 480.
- /16/ Trutnovsky, K.: Konstruktive Möglichkeiten der Abdichtung von Lagern. Schmierungstechnik Bd. 10 (1963) Teil 1, Nr. 3, S. 143 - 147, Teil 2, Nr. 4, S. 203 - 205.
- /17/ Halliger, L.: Abdichtung von Wälzlagern. Firmensonderveröffentlichung SKF (1966).
- /18/ Udovenko, A. A.: Efficiency of shaft oil deflectors. Russian Engineering Journal 48 (1968) H. 8, S. 46 - 48.
- /19/ Trutnovsky, K.: Dichtungen. Konstruktion 20 (1968) H. 6, S. 201-206.
- /20/ Trutnovsky, K.: Abdichten von Wälzlagern gegen Schmiermittelaustritt und gegen Verschmutzung. VDI-Berichte Nr. 141 (1970), S. 89 - 95.
- /21/ Leyer, A.: Maschinenkonstruktionslehre. Das Problem der Lagerabdichtung. Technica 20 (1971) H. 6, S. 9 - 11.
- /22/ Keusch, W.: Dichtungen an Großmaschinen-Gleitlagern. Konstruktion 26 (1974), S. 214 - 215.
- /23/ Trutnovsky, K.: Berührungsfreie nichtschleifende Schutzdichtungen. VDI-Verlag 1977, S. 49 - 91.
- /24/ Stein, G.: Mit berührungsfreien Dichtungen eine höhere Lebensdauer erzielen. Maschinenmarkt 83 (1977) H. 42, S. 820 - 822.
- /25/ Lizogub, V. A.: Special Features of the Operation of Labyrinth Seals. Russian Engineering Journal 58 (1978) H. 12, S. 45 - 47.
- /26/ Bayer, O.: Betriebssichere, schnelllaufende Wälzlagerungen durch Einspritzschmierung. Wälzlagertechnik 1979, H. 1.
- /27/ VDI Richtlinie 2201 Blatt 2, Dezember 1980.
- /28/ Lizogub, V. A.: Labyrinthdichtung. Schutzrecht DE 3012916A1 (8. 11. 1981).
- /29/ Trutnovsky, K., Kazunari, K.: Berührungsfreie Dichtungen, vierte Auflage. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1981, S. 65 ff.
- /30/ Schmid, E.: Handbuch der Dichtungstechnik. Berührungslose Dichtelemente. Expert-Verlag, Grafenau, 1981.

- /31/ Jalynski, J.: Labyrinth Seal Ring Suitable for Standardization. 7. Internationale Dichtungstagung und 1. Internationale Dichtungstechnische Ausstellung (Labyrinthdichtringe). Wissenschaftlicher Verein für Maschinenbau, Budapest (1982).
- /32/ Ackermann, H., Meyer, J.-P.: Spindellagerung in Modulbauweise für spanende Bearbeitung. Die Maschine, H. 10, 1985.
- /33/ Wehrfritz, H.: Hinweise für den Einsatz von Hochfrequenz-Schleifspindeln. VDI-Z Bd. 127 (1985) Nr. 3.
- /34/ Pittroff, H.: Bearbeitungsspindeln nach zeitgemäßem Konzept. Der Konstrukteur 6 (1975), H. 11.
- /35/ Giebner, E.: Spindelsysteme für Hochgeschwindigkeits-Fräsmaschinen. Werkstatt und Betrieb 120 (1987), H. 10.
- /36/ Panzert, B., Tüllmann, J.: Betrachtungen zur Verringerung thermischer Verlagerungen an Bearbeitungszentren und Fertigungszellen für prismatische Werkstücke. Maschinenbautechnik, Berlin 38 (1989) H. 3.
- /37/ Kleinlein, E., Dreschmann, P.: Schmierung und Abdichtung von Wälzlagern in Elektromaschinen und in Geräten der Bürotechnik. Tribologie u. Schmierungstechnik 36 (1989) H.3.
- /38/ Firmenschrift: Schmierung von Wälzlagern. Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA, FAG OEM und Handel AG, Schweinfurt 1997.
- /39/ Kieselstein S., Hofmann, R., Albert, W.: Fettgeschmierte Hauptspindeln in Fräsbearbeitungszentren. Wälzlagertechnik 30 (1991), FAG Kugelfischer KGaA, Schweinfurt, S. 49 - 52.
- /40/ Albert, W.: Schäden an Werkzeugmaschinenlagern Ursachen, Abhilfe. FAG Kugelfischer KGaA, Publ.-Nr. 220153D1938, Schweinfurt 1990.
- /41/ Schutzrecht DE 40 15 241 A1 (1991), Werkzeugmaschinenspindellagerung. Universal-Kugellagerfabrik GmbH, Berlin.
- /42/ Reimann, H.J.: Neue Spindelkonzepte für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung. AGT-Dokumentation 2, A.G.T. Verlag, Ludwigsburg, 1990.
- /43/ Schutzrecht DE 39 30 280A1 (1991), Berührungslose Dichtung. SKF GmbH, Schweinfurt.
- /44/ Firmenschrift: GMN Dichtungssystem mit schleifender Dichtung und Sperrluft. GMN Georg Müller Nürnberg GmbH, Nürnberg.
- /45/ Firmenschrift: Maßnahmen zur Abdichtung und Abdeckung. Druckschrift PED 479. SNR Wälzlager Deutschland GmbH, Düsseldorf.

- /46/ Colanzi, F.: Neue Lagergeneration für neue Kfz-Lichtmaschinen. Kugellagerzeitschrift 233 Jahrgang 63, SKF GmbH, Schweinfurt, S. 28-32.
- /47/ Voll, H.: Axiale Verlagerungen bei schnelldrehenden Motorspindeln reduzieren. Werkstatt und Betrieb 127 (1994) 4, Carl Hanser Verlag, München 1994.
- /48/ Kaye J., Elgar, E.C., Modes of adiabatic and diabatic fluid flow in annulus with inner rotating cylinder, Trans. ASME, vol. 80, 1958, S. 753-765.
- /49/ Firmenschrift: FAG Wälzlager in Werkzeugmaschinen. Beispiele aus der Praxis. FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA, Publ.-Nr. WL 02 105/2 DA, Schweinfurt 1985.
- /50/ Firmenschrift: Die Arbeitsspindel und ihre Lagerung - Herzstück leistungsfähiger Werkzeugmaschinen. FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA, Publ.-Nr. WL 02 113 DA, Schweinfurt 1987.
- /51/ Firmenschrift: Wälzlagerschäden. FAG OEM und Handel AG, Publ.-Nr. WL 82 102/2 DA, Schweinfurt, 1995.
- /52/ Firmenschrift: Die Gestaltung von Wälzlagerungen. FAG OEM und Handel AG, Publ.-Nr. WL 00 200/5 DA, Schweinfurt, 1999.
- /53/ Firmenschrift: Genauigkeitslager. Katalog 3700 T, SKF GmbH, Schweinfurt.
- /54/ Firmenschrift: Hochgenauigkeitslager. FAG Aircraft/Super Precision Bearings GmbH, Publ.-Nr. AC 41 130/3 DA, Schweinfurt, 1998.
- /55/ Firmenschrift: SNR Hochgenauigkeitslager für Werkzeugmaschinen-Spindeln. Fa. SNR Wälzlager GmbH, Düsseldorf, 1998.
- /56/ Firmenschrift: Timken Super Precision Bearings and Bearing Products. Timken Aerospace & Super Precision Bearings, MPB Division, Keene NH USA.
- /57/ Dahlke, H.: Handbuch Wälzlagertechnik. Verlag Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 1994.
- /58/ Göke, U.: Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Öl-Luftschmierung. Verlag Carl Hanser, München Wien, 1994.
- /59/ Barz, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern. Dissertation, Universität Hannover, 1996.
- /60/ Firmenschrift: Fey - Lamellenringe. Fa. Fey, Königsbrunn.
- /61/ Firmenschrift: Spaltdichtungen mit Rückförderung. GMN Georg Müller Nürnberg GmbH, Nürnberg 1981.
- /62/ Firmenschrift: Leidenfrost Labyrinth-Ringe. GMN Georg Müller Nürnberg GmbH, Nürnberg 1981.

- /63/ Firmenschrift: Berührungslose Wellendichtungen. Fa. GMN Paul Müller GmbH&Co.KG Unternehmensbeteiligungen, Nürnberg.
- /64/ Firmenschrift: Nilos-LSTO-Ringe. Fa. Ziller & Co., Düsseldorf.
- /65/ Firmenschrift: Dichtungslamellen. WTM 15460 Reg. 4735. Fa. SKF - Kugellagerfabriken GmbH, Schweinfurt.
- /66/ Firmenschrift: Bearing Guard Permanent Pump Bearing Protector. Form No. 572. Fa. Durametallic Corporation, Kalamazoo USA.
- /67/ Firmenschrift: Knossos Labyrinth Seal. Fa. Knossos, Karlstad, Sweden, 1981.
- /68/ Firmenschrift: Garlock Equalizer. Fa. Garlock GmbH, Neuss.
- /69/ Firmenschrift: Inpro Lagerdichtungen. Fa. Inpro-Seal Company, Rock-Island IL., U.S.A., 2000.
- /70/ Firmenschrift: ProTech. Fa. JM Clipper Corporation, Flexibox GmbH, Frankfurt.
- /71/ Firmenschrift: Lifeshield, Fa. BW/IP International, Inc. Seal Division, Long Beach, CA USA.
- /72/ Firmenschrift: ISO-Gard Lagerabdichtung, Fa. Garlock GmbH, Neuss.
- /73/ Tietze, W. (Hrsg.): Handbuch Dichtungspraxis, zweite Auflage. Vulkan Verlag, Essen, 2000, S. 109-111.
- /74/ Graf, K. M.: Spaltströmungsbedingte Kräfte an berührungslosen Dichtungen von hydraulischen und thermischen Turbomaschinen. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 1991.
- /75/ Kündig, P.: Gestufte Labyrinthdichtungen hydraulischer Maschinen. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 1993.
- /76/ Amoser, M.: Strömungsfelder und Radialkräfte in Labyrinthdichtungen hydraulischer Strömungsmaschinen. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 1995.
- /77/ Tüllmann, U., Weck, M.: Entwicklung schnelllaufender, wälzgelagerter Hauptspindeln. VDW-Forschungsberichte, Report-Nr. VDW 0147, VDW-Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e. V., Frankfurt am Main, 1998.
- /78/ Tüllmann, U.: Das Verhalten axial verspannter schnelldrehender Schrägkugellager. Dissertation RWTH Aachen, Verlag Shaker, 1999.
- /79/ Norm - Entwurf DIN 69 002, April 1994
Teil 1: Werkzeugmaschinen Kurzspindeln; Allgemeines, Beschr., Grundl.
Teil 2: Werkzeugmaschinen Kurzspindeln; Maße und Stücklisten
Teil 3: Werkzeugmaschinen Kurzspindeln; Einzelteile

- /80/ Firmenschrift: Hohlschaft-Technologie HSK, Firma Kelch, 1999.
- /81/ Firmenschrift: Kühlschmiermittel - Aufbereitung, Firma Bär, 1997.
- /82/ Norm DIN 1343 Januar 1990. Referenzzustand, Normzustand, Normvolumen; Begriffe und Werte.
- /83/ Bohl, W.: Technische Strömungslehre: Stoffeigenschaften von Flüssigkeiten und Gasen, Hydrostatik, Aerostatik, inkompressible Strömungen, kompressible Strömungen, Strömungsmesstechnik. 11. Aufl., Vogel Verlag, Würzburg, 1998.
- /84/ VDI-Wärmeatlas. 4. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984.
- /85/ Firmenschrift: Grundlagen für die Planung von Kreiselpumpenanlagen, Firma Sihi-Halberg, Ludwigshafen, 1978.
- /86/ Firmenschrift: Kreiselpumpen - Lexikon, Firma KSB, Frankenthal, 1989.
- /87/ Beitz, W., Küttner, K.-H. (Hrsg.): Dubbel-Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1995.
- /88/ Wagner, W.: Strömungstechnik und Druckverlustberechnung. Vogel Buchverlag, 1990.
- /89/ Bauer, K. A.: Sperrluftdichtsysteme für große Wellendurchmesser. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1996 (nicht veröffentlicht).
- /90/ Stang, M.: Einfluss der Eingangsgeometrie und der Bespritzungsbedingungen bei Sperrluftdichtsystemen. Diplomarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1997 (nicht veröffentlicht).
- /91/ Kücherer, J.: Einfluss von Drosselspaltsystemen auf den Sperrluftverbrauch. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1997 (nicht veröffentlicht).
- /92/ Gaus, M.: Entwicklung und Konstruktion einer Beaufschlagungseinrichtung für trockenes Metallpulver. Diplomarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1998 (nicht veröffentlicht).
- /93/ Kollmann, A.: Konzeption, Entwicklung und Konstruktion einer Dickstoffbespritzungsanlage. Diplomarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1997 (nicht veröffentlicht).
- /94/ Jusic, A.: Untersuchung der Verschmutzungsempfindlichkeit von BFD bei Dickstoffbeaufschlagung. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1998 (nicht veröffentlicht).

- /95/ Kollmann, A.: Entwicklung, Aufbau und Inbetriebnahme einer Anlagensteuerung für die Dickstoffbespritzungsanlage. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1998 (nicht veröffentlicht).
- /96/ Henninger, K.: Konstruktion einer Bespritzungseinrichtung. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1998 (nicht veröffentlicht).
- /97/ Kollmann, A.: Dokumentation, Aufbau und Inbetriebnahme einer Dickstoffbespritzungsanlage. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1998 (nicht veröffentlicht).
- /98/ Kienzle, A.: Entwicklung, Konstruktion und Aufbau eines Bespritzungsaggregates. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1999 (nicht veröffentlicht).
- /99/ Orso, J.: Sperrluftdichtsysteme zur Staubabdichtung. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1999 (nicht veröffentlicht).
- /100/ Mühleisen, M.: Entwicklung und Konstruktion eines Dauerprüfstandes für Rotationsdichtsysteme. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 1999 (nicht veröffentlicht).
- /101/ Kücherer, S.: Untersuchung des Verschmutzungs- und Strömungsverhaltens im Innenbereich von Fangkammerdichtsystemen. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 2000 (nicht veröffentlicht).
- /102/ Orso, J.: Auslegung von Sperrluftdichtsystemen zur Staubabdichtung. Diplomarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 2000 (nicht veröffentlicht).
- /103/ Kücherer, S.: Untersuchung und Weiterentwicklung von Fangkammerdichtsystemen bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten. Diplomarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart 2000 (nicht veröffentlicht).

Lebenslauf

Persönliches

Maik Würthner
geboren am 23.02.1968 in VS-Schwenningen am Neckar
Staatsangehörigkeit deutsch
Eltern Günther Würthner und Renate Würthner, geb. Baumert
Familienstand verheiratet mit Sylvia Würthner, geb. Hauser
Sohn Julian, geb. am 20.08.1997
Tochter Nadine, geb. am 14.01.2000

Schulbildung

1974 - 1978 Grundschule Friedensschule, Trossingen
1978 - 1985 Gymnasium, Trossingen
1985 - 1988 Technisches Gymnasium, VS-Schwenningen am Neckar
05.05.1988 Allgemeine Hochschulreife

Studium

10/1988 - 04/1995 Diplomstudiengang Maschinenwesen, Universität Stuttgart
Hauptfächer: Konstruktionstechnik und Laser in der Materialbearbeitung
07.04.1995 Diplomhauptprüfung

Industriepraktika / Studienbegleitende Tätigkeiten

1989 Praktikum, SHW Schwäbische Hüttenwerke, Tuttlingen
10/1990 - 03/1995 Wissenschaftliche Hilfskraft, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
1991 Werksstudent, STUK Stumpp+Kurtz Präzisionsteile, Stuttgart
1993 Praktikum, Mercedes-Benz AG, Stuttgart

Berufstätigkeit

04/1995 - 02/2001 Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, Bereich Dichtungstechnik
seit 03/2001 Entwicklungsingenieur, ZF Friedrichshafen AG, Bereich Zentrale Forschung und Entwicklung

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnelllaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern Für Außen- und Innenverzahnungen Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlräder-Verzahnungen mittels Schneidrad
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leakage- und Reibverhalten von Radialwellendichtungen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen Für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengen-schmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbauprodukten
29	G. Lechner; K.-H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasterters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-spindeln

Nr.	Verfasser	Titel
39	E. Fritz; W. Haas; H.K. Müller	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-such-system
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnradern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-berechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig Übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen Für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm Für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssysteminformationssystems Für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräse-rherstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsches	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan

Nr.	Verfasser	Titel
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnradpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozeß
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben

