

Konstruktion von Gas-Schwebelagern  
(Gas-Radiallager und Gas-Axiallager)

G. Kaspar

IPP 4/126

Oktober 1974

**MAX-PLANCK-INSTITUT FÜR PLASMAPHYSIK**

**GARCHING BEI MÜNCHEN**

**MAX-PLANCK-INSTITUT FÜR PLASMAPHYSIK**  
**GARCHING BEI MÜNCHEN**

Konstruktion von Gas-Schwebelagern  
(Gas-Radiallager und Gas-Axiallager)

G. Kaspar

IPP 4/126

Oktober 1974

*Die nachstehende Arbeit wurde im Rahmen des Vertrages zwischen dem  
Max-Planck-Institut für Plasmaphysik und der Europäischen Atomgemeinschaft über die  
Zusammenarbeit auf dem Gebiete der Plasmaphysik durchgeführt.*

G. Kaspar

Oktober 1974

Abstract

Dieser Bericht enthält praktische und theoretische Ergebnisse, die im IPP auf dem Gebiet der Gas-Schwebelager gewonnen wurden. Es wurden zwei luftgelagerte, mit Luft angetriebene Drehspiegel und ein luftgelagerter Luft-Meßspulenantrieb gebaut. Letzterer ist zweifach radial und einfach axial gelagert. Das Axiallager ist so ausgebildet, daß man bei geringer Drosselung der Luftzuführung, also bei wenig Lufteingangsdruck eine relativ hohe Lagerlast setzen kann und das Lager gleichzeitig frei vom sogenannten Preßlufthammer-Effekt bleibt.

This report contains practical and theoretical results that were obtained at IPP in the section of gas suspended bearings. The two air-cushioned, air-driven revolving mirrors and an air-cushioned, air measuring coil drive were built. The latter has a double radial bearing and a single axial bearing. The axial bearing is shaped in such a way that, with slight throttling of the air feed, i.e. at low air intake pressure, a relatively high bearing load can be imposed and the bearing remains at the same time free of the so-called air hammer effect.

## Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Einleitung	1
2. Wirkungsweise von Radial-Gasschwebelagern und Axial-Gasschwebelagern	3
3. Allgemeines über Schwimm- oder Schwebelager	6
4. Ermittlung der spezifischen Tragkraft eines Radial-Luftlagers	7
5. Spezifische Radial-Luftlagerkräfte bei verschiedenen Drücken	16
6. Axial-Luftlager	18

## 1. Einleitung

Im nachstehenden Bericht über Radial- und Axialluftlager (Gasschwebelager) sind meine Erfahrungen in der Konstruktion sowie die Forderungen in Herstellung und Montage zusammengefaßt.

Luftlager sind im Bereich der Konstrukteure kaum bekannt. Bei der Diskussion von Aufgaben mit Lagerproblemen, anhängend auch Kupplungs- und Antriebsproblemen, steht man allgemein einem Vorschlag in der Anwendung eines Luftlagers meist unsicher gegenüber. Unsicher deshalb, weil Luftlager noch zu fremd sind. Aber in der experimentellen Physik gibt es Forderungen an Drehzahlen, Abmessungen, Antrieb, Geräusch, Laufruhe, Schwingungen und Werkstoffe, die nur Luft- oder Gaslager erfüllen können.

Es schien mir unumgänglich, auch die theoretischen Überlegungen festzuhalten, weil nach meiner Feststellung die in der Literatur vorhandenen Grundlagen auf diesem Gebiet für den Konstrukteur nicht ausreichend sind. Angaben über die in der Praxis erprobten Spalthöhen und schätzungsweise Spaltlängen machen den Konstrukteur unsicher, weil er doch wissen will, warum sie begrenzt sind und wo die bewiesene Grenze ist. Je nach Lagerart sollte er sich bei der Erstkonstruktion an Hand eines Schaubildes informieren können, ob die erwartete, vom Luftdruck abhängige und begrenzte Lagerkraft ausreicht.

Es ist für den Konstrukteur auch unumgänglich zu ermitteln, welche Luft- bzw. Gasmenge die jeweilige Lagerart erfordert. Danach hat er sich zu informieren, ob der Kompressor die erforderliche Luftmenge auf die Dauer des Laufes wirklich abgibt. Es ist noch zu prüfen, ob das Reduzierventil und die Leitungen diese Luft- bzw. Gasmenge passieren lassen. Meistens müssen Reduzierventile gegen solche mit größerem Durchgangsquerschnitt ausgetauscht werden.

Oberstes Gebot für den Betrieb von Gaslagern ist die Beschickung mit trockenem und staubfreiem Gas (im allgemeinen Luft). Bei der Montage von Gaslagern ist Reinlichkeit sehr wichtig. Besonders bei Radiallagern darf weder an der Welle noch in der Bohrung Öl oder feinsten Staub haften, wenn sie einwandfrei funktionieren sollen. Das Axiallager ist weniger empfindlich.

Nicht zuletzt ist darauf hinzuweisen, daß beim Radial-Gasschwebelager Bohrung und Welle genauestens rund ausgeführt werden müssen. Es entstehen bei drehender Welle geringster Unrundheit und auch bei Oberflächen-Glättedifferenz Zentrifugalkräfte, die irrtümlich als Massenkkräfte angenommen werden, mit Massenausgleich aber nicht korrigiert werden können.

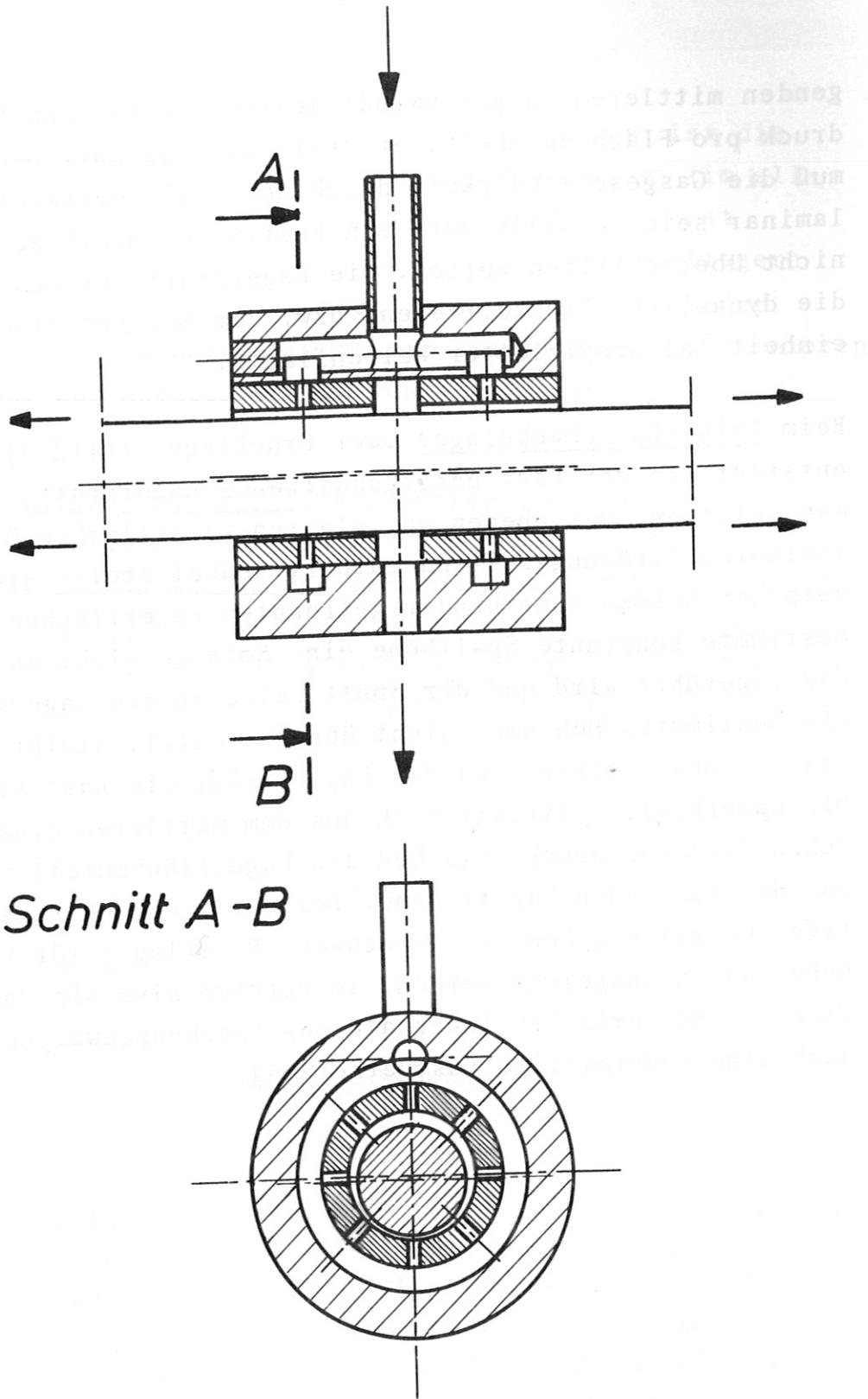
Auf das statische und dynamische Auswuchten des drehenden Lagerteils sei nur hingewiesen; es wird im Bericht nicht behandelt.

## 2. Wirkungsweise von Radial-Gasschwebelagern und Axial-Gasschwebelagern

Beim Radial-Gasschwebelager (Bild 1) entsteht die der Last entgegenwirkende Lagerkraft im Lagerspalt durch das die Spaltlänge axial durchströmende Gas. Bei geringster Versetzung der Welle aus der Lager-Bohrungsmittle ergibt sich gegenüberliegend eine Spalthöhendifferenz und damit auch gegenüberliegend verschieden hohe Gasgeschwindigkeiten im Lagerspalt. Die dynamische Druckdifferenz aus den beiden der Wellenmitte gegenüberlie-

genden mittleren Gasgeschwindigkeiten bewirkt den Lagerdruck pro Flächeneinheit; er tritt als Sog auf. Dabei muß die Gasgeschwindigkeit durch den Spaltquerschnitt laminar sein. Deshalb darf ein bestimmtes Spalt-Höhenmaß nicht überschritten werden. Die Lagerkraft ist dann die dynamische Druckdifferenz bzw. der Sog pro Flächeneinheit mal projizierter Wellenfläche.

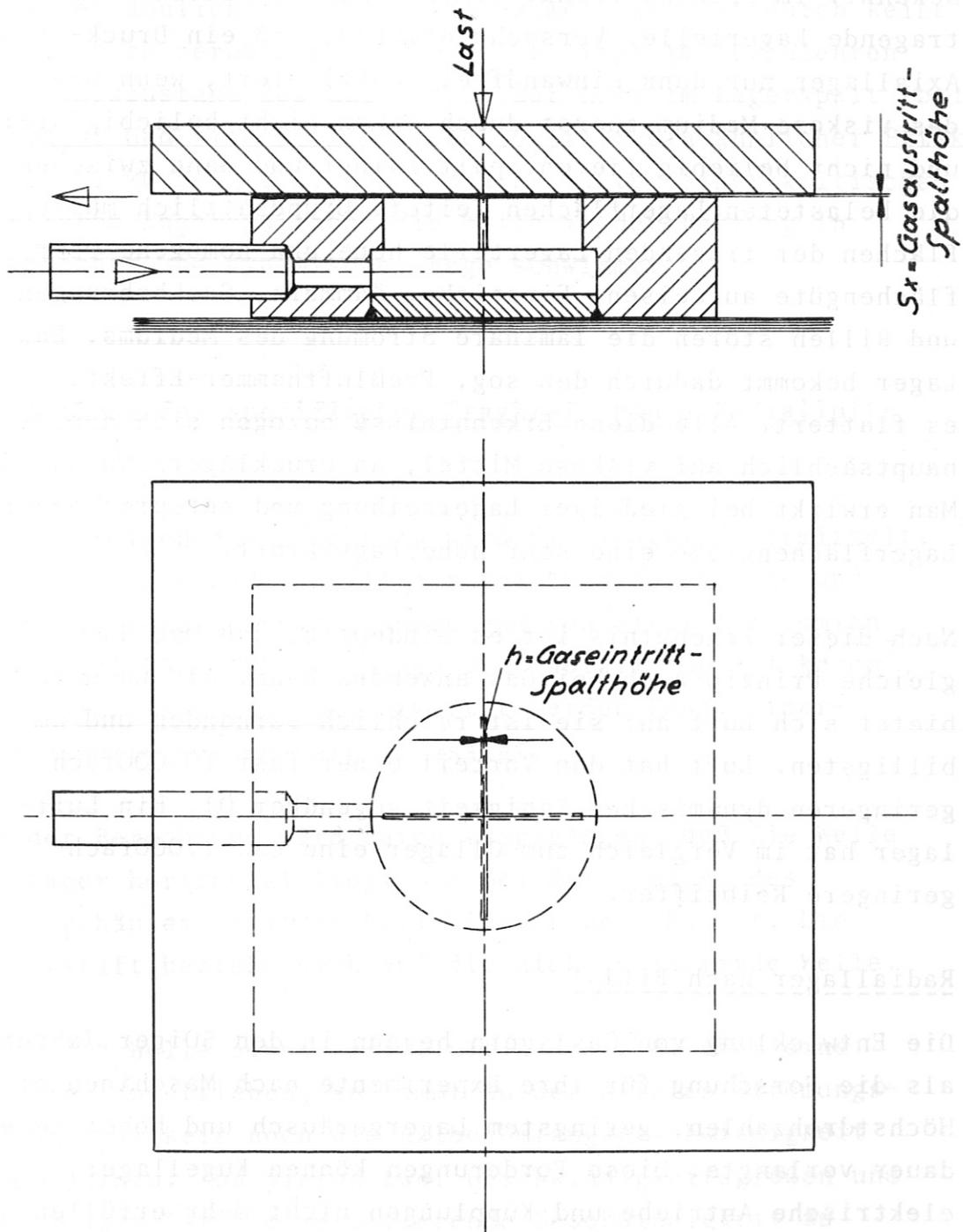
Beim Axial-Gasschwebelager oder Drucklager (Bild 2) entsteht die der Last entgegenwirkende Lagerkraft, indem man zwischen zwei ebenen und glatten Lagerflächen Gas im laminaren Strömungszustand zuführt. Dabei stellt sich zwischen beiden voneinander getrennten Lagerflächen eine bestimmte konstante Spalthöhe ein. Solange nicht zu viel Gas zugeführt wird und der Spalt zwischen den Lagerflächen ein bestimmtes Höhenmaß nicht überschreitet, bleibt die Gasströmung laminar, und das Lager trägt die Last stabil. Die Lagerkraft ermittelt sich aus dem mittleren dynamischen Strömungsdruck zwischen den Lagerflächenteilen mal der tragenden Lagerfläche. Bei entsprechend konstruktiver Gestaltung können Gas-Schwebe-Drucklager für relativ hohe Lasten ausgelegt werden. Im Betrieb sind sie unempfindlich und erlauben innerhalb des Flächenschwerpunktes auch eine außermittige Lastversetzung.



Schnitt A-B

Bild 1

Bild 2



### 3. Allgemeines über Schwimm- oder Schwebelager

#### Drucklager nach Bild 2

Schwimm- oder Schwebelager sind seit ca. 100 Jahren schon bekannt. Im Prinzip trennt ein strömendes Mittel zwei tragende Lagerteile. Versuche ergaben, daß ein Druck- oder Axiallager nur dann einwandfrei funktioniert, wenn man das viskose Medium zuerst durch einen nicht beliebig breiten und nicht beliebig tiefen Spalt zwingt und dann zwischen die belasteten Lagerflächen leitet. Grundsätzlich müssen die Flächen der tragenden Lagerteile hohe und homogene Oberflächengüte aufweisen. Einstiche, Kammern, Sackbohrungen und Rillen stören die laminare Strömung des Mediums. Das Lager bekommt dadurch den sog. Preßlufthammer-Effekt, es flattert. Alle diese Erkenntnisse bezogen sich damals hauptsächlich auf viskose Mittel, an Drucklagern angewandt. Man erwirkt bei niedriger Lagerreibung und entsprechender Lagerflächengröße eine sehr hohe Lagerkraft.

Nach dieser Erkenntnis ist es eindeutig, daß man das gleiche Prinzip auch bei Gas anwenden kann. Als nächstes bietet sich Luft an: sie ist reichlich vorhanden und am billigsten. Luft hat den Vorteil einer fast 10.000fach geringeren dynamischen Zähigkeit gegenüber Öl. Ein Luftlager hat im Vergleich zum Öllager eine ca. 1.000fach geringere Reibziffer.

#### Radiallager nach Bild 1

Die Entwicklung von Gaslagern begann in den 50iger Jahren als die Forschung für ihre Experimente nach Maschinen mit Höchstdrehzahlen, geringstem Lagergeräusch und hoher Lebensdauer verlangte. Diese Forderungen können Kugellager, elektrische Antriebe und Kupplungen nicht mehr erfüllen. Man erkannte, daß hier nur noch Gaslager und Turbinenantrieb zur Anwendung kommen können, die höchste Lebens-

dauer und kleinste Bauform aufweisen und kaum eine Wartung erfordern. In der anfänglichen Praxis mußte man erfahren, daß ein Gas- bzw. Luftlager Tücken hat: Über einer bestimmten Maßtoleranz (mittlerer Lagerspalt) zwischen Bohrung und Welle, gleichgültig bei welchem Gasdruck, vibriert die Welle im Lager ähnlich einem Preßlufthammer, und ist durch keine Maßnahme zu beruhigen. Die Ursache liegt im turbulenten Strömungszustand des Gases bzw. der Luft im Lagerspalt (bei unrunder und sich drehender Welle tritt ein ähnlicher Effekt auf). Es wurde geschlossen, daß nur unter einer kritischen mittleren Lagerspalthöhe die Welle in der Bohrung in statischer und dynamischer Lage schwimmt.

#### 4. Ermittlung der spezifischen Tragkraft eines Radialluftlagers

In der folgenden Berechnung wird die Tragkraft ermittelt, die von einem Radialluftlager bei 1 cm Lagerlänge und 1 cm Wellendurchmesser, ausgehend von einer bestimmten Lagerspalthöhe "h" und einem Druckabfall  $\Delta p = 1 \text{ kp/cm}^2$ , auf Lagerlänge bezogen, erwartet werden kann. Widerstandswerte werden vernachlässigt.

In der Berechnung wird davon ausgegangen, daß die Welle im Lager horizontal liegt und bei der Drehung des Lagergehäuses in jeder beliebigen Lage schwimmt. Die Lagerkraft bezieht sich auf die nicht rotierende Welle.

Wird die Welle eines Radialluftlagers z.B. über eine Turbine angetrieben, so kommt zu der axialen Strömungsgeschwindigkeit noch die halbe Umfangsgeschwindigkeit  $\frac{\omega \cdot r}{2}$  hinzu. Aus diesen zwei Geschwindigkeitsgrößen und Richtungen ist die resultierende Geschwindigkeit zu ermitteln. Diese resultierende Geschwindigkeit ist maßgebend in die Reynoldsche Gleichung einzusetzen.

$$R_e = \frac{V \cdot h}{\nu} = 2300 - 2400$$

Die Gleichung sagt, wann die laminare Strömung, abhängig von

$$\frac{\text{Strömungsgeschwindigkeit} \times \text{Spalthöhe}}{\text{kinematische Zähigkeit}}$$

in turbulente Strömung übergeht.

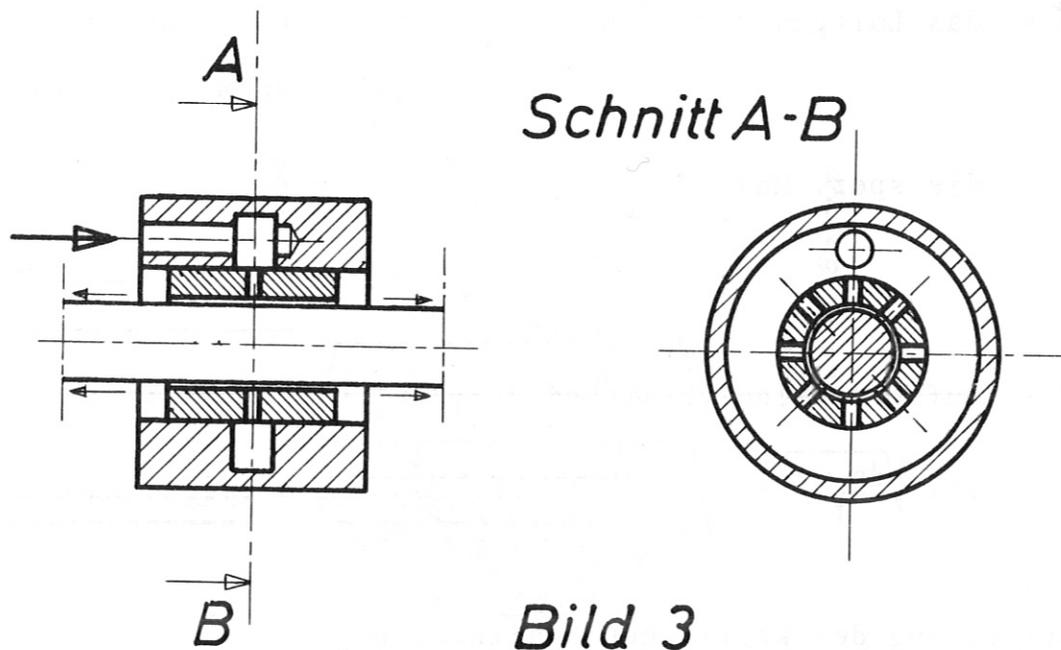
Infolge der Wellenrotation erhöht sich der spezifische Lagerdruck im Verhältnis

$$\frac{\text{resultierende Geschwindigkeit}}{\text{zur Axialgeschwindigkeit}}$$

ohne Manometer-Druckänderung der Lagerluft.

In die Entwurfsberechnung eines Luftlagers mit angetriebener Welle setzt man in die Reynoldsche Gleichung die Luftgeschwindigkeit aus dem Druckabfall ein und ermittelt die max. Spalthöhe "h". Fertigungsseits muß mit einer Spalthöhenungenauigkeit von mindestens 0,005 mm gerechnet werden.

Für die Überlegung zur Berechnung der Tragkraft eines Radial-Luftlagers dient die Formel für das Spaltdurchgangsvolumen (Verlustvolumen) ohne Beiwert. Die Spalthöhe "h" ist darin am Umfang der Welle als gleich hoch angenommen.



$$Q_v = \frac{10^6 \cdot h^3 \cdot d_m \cdot \pi \cdot \Delta p}{\eta \cdot \ell}$$

Es bedeuten:

$Q_v$	= Verlustmenge in	$\text{mm}^3/\text{s}$
$h$	= Spalthöhe in	$\text{mm}$
$\eta$	= dynamische Zähigkeit des Triebmittels in	$\text{kp} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
$\Delta p$	= Überdruck in	$\text{kp}/\text{mm}^2$
$\ell$	= Länge der durchströmten Fläche in	$\text{mm}$

Bei Gasen ändert sich mit dem Druck auch die dynamische Zähigkeit  $\eta$ .

Der Druckabfall ist:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

Angenommen wird:  $\Delta p = \text{Überdruck} = 1 \text{ at} = 10000 \text{ kp}/\text{cm}^2$

$$\gamma = \text{das Luftgewicht/m}^3 \text{ bei } 20^\circ\text{C} = 1,153 \text{ kp/m}^3 \text{ bei } 1 \text{ at} \\ = 2,306 \text{ kp/m}^3 \text{ bei } 2 \text{ ata}$$

$$\rho = \text{die spez. Masse der Luft bei } 1 \text{ at} = \frac{\gamma}{g}$$

$$\rho = 0,11753 \frac{\text{s}^2 \cdot \text{kp}}{\text{m}}$$

V = Luftgeschwindigkeit bei 1 kp/cm<sup>2</sup> Druckabfall

$$V = \sqrt{\frac{\Delta p \cdot 2}{\rho}} = \sqrt{\frac{10000 \cdot 2 \cdot \text{m}^4}{2 \cdot 0,11753 \cdot \text{m}^2 \text{ kp s}^2}} = 412,5158402 \text{ m/s}$$

Ermittlung der kritischen Spalthöhe  $h_{\max}$

Die kritische Spalthöhe "h" aus der Reynoldsen Gleichung

$$R_e = \frac{V \cdot h}{\nu} = 2300 - 2400 \text{ ergibt } h_{\max} \text{ zu } \frac{2300 \cdot \nu}{V}.$$

Die kinematische Zähigkeit der Luft =  $\frac{\eta}{\rho}$

$$= \frac{\text{Zähigkeit}}{\text{Dichte}} = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} = \nu$$

$$\nu = \frac{2 \cdot 0,0000185 \cdot \text{kp} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{ m}}{2 \cdot \text{m}^2 \cdot 1,153 \text{ kp} \cdot \text{s}^2} = 0,0000156551 \text{ m}^2/\text{s}$$

Die kritische Spalthöhe  $h_{\max} = \frac{2300 \cdot \nu}{V}$  wird:

$$h_{\max} = \frac{2300 \cdot 0,156551 \cdot 10^{-4} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^2}{412,5158402 \text{ m} \cdot \text{s} \cdot 10^3} = 0,08728569 \text{ mm}$$

In der Praxis soll man die mittlere Spalthöhe nicht über 0,035 mm ausführen. Bei der Annahme von  $h = 0,035$  mittlerer Spalthöhe rechnet man bei exzentrischer Lage der Welle und größter Lagerlast mit 0,065 mm max. Spalthöhe und gegenüberliegend mit der kleinsten Spalthöhe von 0,005 mm. Mit diesen Spaltwerten wird die Wellenlast im Lager noch einwandfrei getragen.

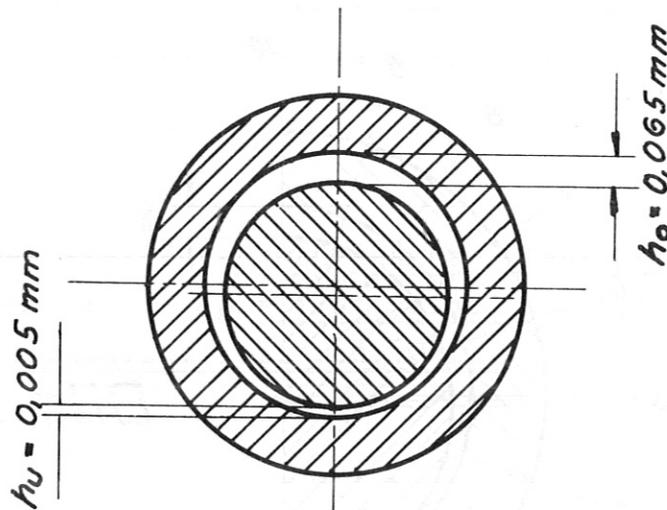


Bild 4

### Ermittlung des Spaltfaktors für die Formel des Luftmengen-Durchgangsvolumens

Bei exzentrisch liegender Welle in der Lagerbohrung nach Bild 4 steigt die Spalthöhe bei  $180^\circ$  am Umfang von  $h_u$  nach  $h_o$  annähernd linear. Daraus folgt höhere Strömungsgeschwindigkeit und geringerer dynamischer Druck bei  $h_o$  und umgekehrt geringere Strömungsgeschwindigkeit und höherer dynamischer Druck bei  $h_u$ .

In der Volumen-Durchgangsformel  $Q_v$  ist "h" am Wellenumfang gleich hoch.

Bei exzentrisch liegender Welle in der Bohrung ändert sich die mittlere Spalthöhe " $h^3$ " zu einer mittleren Spalthöhe " $hm^3$ " um den Faktor "X".

$$X = \frac{hm^3}{h^3}$$

Die Ermittlung von "hm" ergibt sich zu:

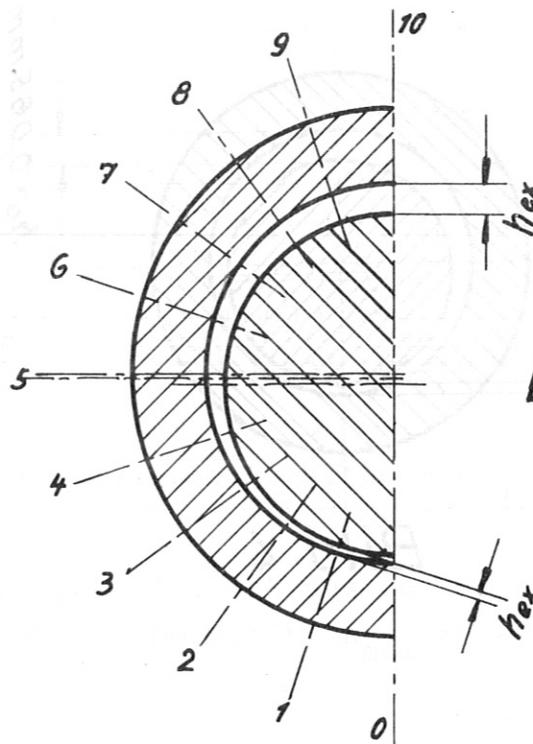


Bild 5

$$hm = \sqrt[3]{\frac{\sum hex^3 \text{ von } 0 - 9 \text{ und } \sum hex^3 \text{ von } 10 - 1}{2 \cdot x \cdot 10}}$$

Nach dem Spaltmaß, Bild 4, wird  $hm = \sqrt[3]{6,50059 \cdot 10^{-5} \text{ mm}^3}$

$$hm = 0,0402 \text{ mm}$$

Der Spaltfaktor "X" für das Spalt-Durchgangsvolumen ergibt sich zu:

$$X = \frac{hm^3}{h^3} = \frac{(0,0402 \text{ mm})^3}{(0,035 \text{ mm})^3} = \frac{6,5005 \cdot 10^{-5}}{4,28740 \cdot 10^{-5}} = \underline{\underline{1,5162}}$$

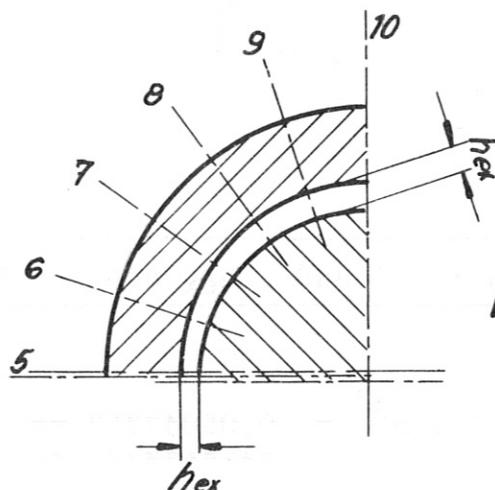
Das Spalt-Durchgangsvolumen bei außermittiger Lage der Welle in der Bohrung und von "h" = 0,035 gleicher Spalt-  
höhe bei max. Lagerlast/cm<sup>2</sup> wird somit:

$$Q_v = X \frac{10^6 \cdot h^3 \cdot \Delta p \cdot d_m \cdot \pi}{\eta \cdot \ell}$$

$$Q_v = 1,5162 \cdot \frac{10^6 \cdot h^3 \cdot \Delta p \cdot d_m \cdot \pi}{\eta \cdot \ell} \quad [\text{mm}^3/\text{s}]$$

=====

Ermittlung des statischen Druckes bzw. Lagersoges bei einem Luft-Überdruck  $\Delta p = 1 \text{ at}$ , einer Spaltlänge  $\ell = 10 \text{ mm}$  und einem Wellendurchmesser von  $10 \text{ mm}$ .



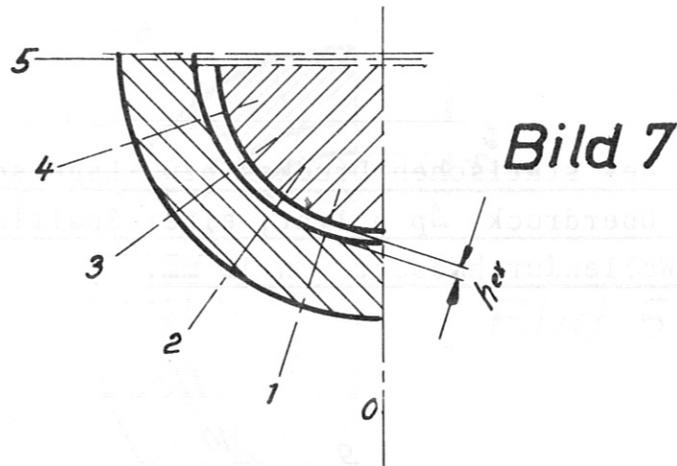
**Bild 6**

Die mittlere Spalthöhe im oberen Quadranten nach Bild 6 ist:

$$h_{oex} = \sqrt[3]{\frac{\sum h_{ex} \text{ von } 10 - 6 \text{ und } \sum h_{ex} \text{ von } 5 - 9}{10}}$$

$$\underline{\underline{h_{oex}}} = \sqrt[3]{0,001371499 \text{ mm}^3} = \underline{\underline{0,1111045 \text{ mm}}}$$

Die mittlere Spalthöhe im unteren Quadranten nach Bild 7 ist:



$$h_{uex} = \sqrt[3]{\frac{\sum h_{ex}^3 \text{ von } 5 - 1 \text{ und } \sum h_{ex} \text{ von } 4 - 0}{10}}$$

$$\underline{\underline{h_{uex}}} = \sqrt[3]{0,00012857791 \text{ m}^3} = \underline{\underline{0,05047257 \text{ mm}}}$$

Das Spalthöhenverhältnis vom oberen zum unteren Quadranten ist:

$$\frac{h_{oex}}{h_{uex}} = \frac{0,1111045}{0,05047257} = \frac{2,201284}{1}$$

In der Luftgeschwindigkeitsbetrachtung verhalten sich die Quadrate der Spalthöhen  $h_{oex}^2$  und  $h_{uex}^2$  zu den Drücken  $p_{oex}$  und  $p_{uex}$  umgekehrt proportional

$$\frac{h_{oex}^2}{h_{uex}^2} = \frac{p_{uex}}{p_{oex}} = \frac{(0,1111045 \text{ mm})^2}{(0,05047257 \text{ mm})^2} = \left(\frac{2,201284}{1}\right)^2 = \underline{\underline{4,845651}}$$

Dynamisch betrachtet, verhalten sich die Spalthöhen  $h_{o_{ex}}$  und  $h_{u_{ex}}$  zu der dynamischen Zähigkeit  $\eta_{o_{ex}}$  und  $\eta_{u_{ex}}$  der Luft oder des Gases im Spalt zu:

$$\frac{h_{o_{ex}}}{h_{u_{ex}}} = \frac{\eta_{u_{ex}}}{\eta_{o_{ex}}} ; \quad \frac{h_{o_{ex}}}{h_{u_{ex}}} = \frac{0,1111045 \text{ mm}}{0,05047257 \text{ mm}} = \frac{2,20184}{1}$$

Bei einem Druckabfall  $\Delta p = 1 \text{ at}$  bezogen auf die Spaltlänge, vergrößert sich  $\eta$  von  $\eta_0 = 0 \text{ at}$  ausgehend um den Faktor:

$$\frac{\eta_{ue}}{\eta_{o_{ex}}} = \frac{\eta_0 (1 + 2,201284)}{\eta_0 (1 + 1)} = 1,60092$$

=====

Maximale spezifische Lagerkraft bei  $\Delta p = 1 \text{ at}$ .

$P_o$  = dynamischer Druck bzw. Sog in der hohen Lagerspalthälfte

$$\underline{P_o} = \frac{P_{o_{ex}}}{P_{u_{ex}}} \cdot \frac{\eta_{o_{ex}}}{\eta_{u_{ex}}} = \frac{1}{4,845651} \cdot \frac{1}{1,60092} = \underline{0,1289}$$

=====

Ergebnis:

Von der in der vorstehenden Berechnung ausgegangenen Annahme, daß  $\Delta p = \text{Druckabfall } 1 \text{ at}$  ist, beträgt der die Welle hebende Luftsog

$$\underline{1 \text{ at} \cdot 0,1289 = 0,1289 \text{ kp/cm}^2}$$

=====

bei einer mittleren Lagerspalthöhe von "h" = 0,35 mm.

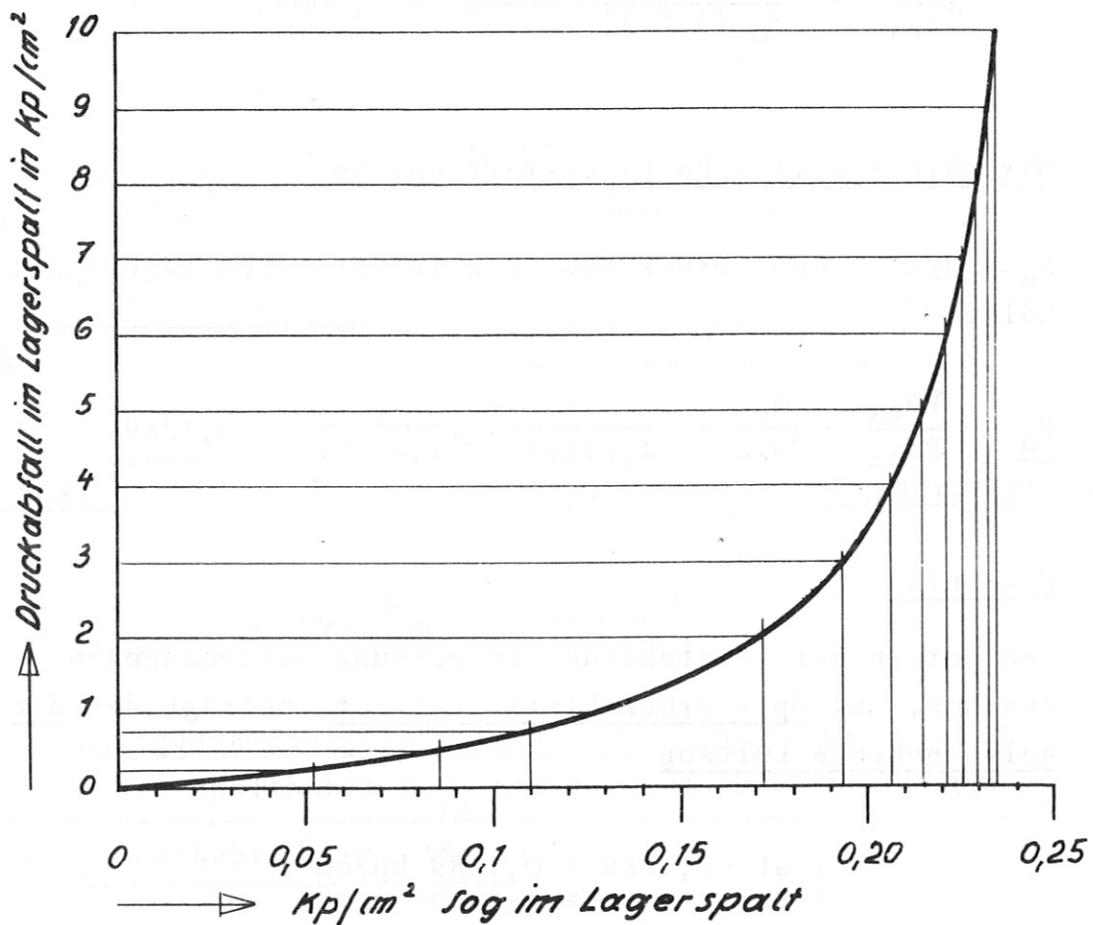
=====

Der Luftverbrauch ergibt sich zu:

$$Q_V = 1,5162 \cdot \frac{10^6 \cdot h^3 \cdot \Delta p \cdot dm \cdot \pi}{\eta \cdot l} \quad [\text{mm}^3/\text{s}]$$

5. Spezifische Radial-Luftlagerkräfte bei verschiedenen Drücken

**Bild 8**



Medium = Luft

$t = 20^\circ \text{C}$ ;  $\gamma = 1,153 \text{ Kp/m}^3$ ; mittlerer Spalt  $\phi = 10 \text{ mm} = \text{dm}$ ;

Spalllänge  $l = 10 \text{ mm}$ ; mittlere Spalthöhe  $h = 0,035 \text{ mm}$

$Re = 1713 < 2300$

Im Bild 8 sind, bezogen auf vorhergehende Lagermaße, die spez. Lagerkräfte bei Überdrücken von  $\Delta p$  0,25 bis  $\Delta p = 10$  at schaubildlich erstellt worden. Die Werte in Koordinaten aufgetragen zeigen deutlich, daß man bei einer Steigerung des Luftdruckes über eine Grenze hinaus kaum noch eine wesentlich höhere Lagerkraft erwirken kann.

Mit der Zunahme des Druckes im Lagerspalt erhöht sich die dynamische und kinematische Zähigkeit der Luft und dadurch wird die Welle in der Bohrung spürbar geklemmt; sie dreht sich nicht mehr so leicht. Die Lager-Reibziffer wird mit ansteigendem Druck größer.

Bei größerer Spaltlänge verringert sich das Spaltdurchgangsvolumen  $Q_v$  im Verhältnis  $l_x/l$ . Folglich wird auch die Geschwindigkeit und der dynamische Differenzdruck (Sog) im strömenden Medium geringer. Von einem bestimmten Druckabfall  $\Delta p$  erhält man eine bestimmte Lagerkraft. Es ist dabei gleichgültig, ob die Lagerspaltlänge größer oder kleiner ist.

Will man bei gleichem Druckabfall eine größere Lagerspaltlänge als 10 mm und an der gleichen Reynoldsen Zahl bei 0,035 mm = "h" und  $l = 10$  mm festhalten, so muß die Spalthöhe "hx" größer bzw. bei Verkürzung kleiner werden.

$$h_x = \sqrt[3]{h^3 \cdot \frac{l_x}{l}}$$

Beispiel:

$$l = 10 \text{ mm}, \quad h = 0,035 \text{ mm}, \quad l_x = 15 \text{ mm}, \quad h_x = ?$$

$$h_x = \sqrt[3]{(0,035 \text{ mm})^3 \cdot \frac{15}{10}} = \underline{0,040065 \text{ mm}}$$

Um eine höhere Gaslagerkraft zu erhalten, setzt man mehrere Lagerpaare nebeneinander zu einer Lagereinheit.

Soweit ist hauptsächlich das Radialluftlager behandelt. Die gleichen Gesetze und Bedingungen gelten auch beim Axial-Luftlager, das nachfolgend an einem Rechenbeispiel erklärt wird.

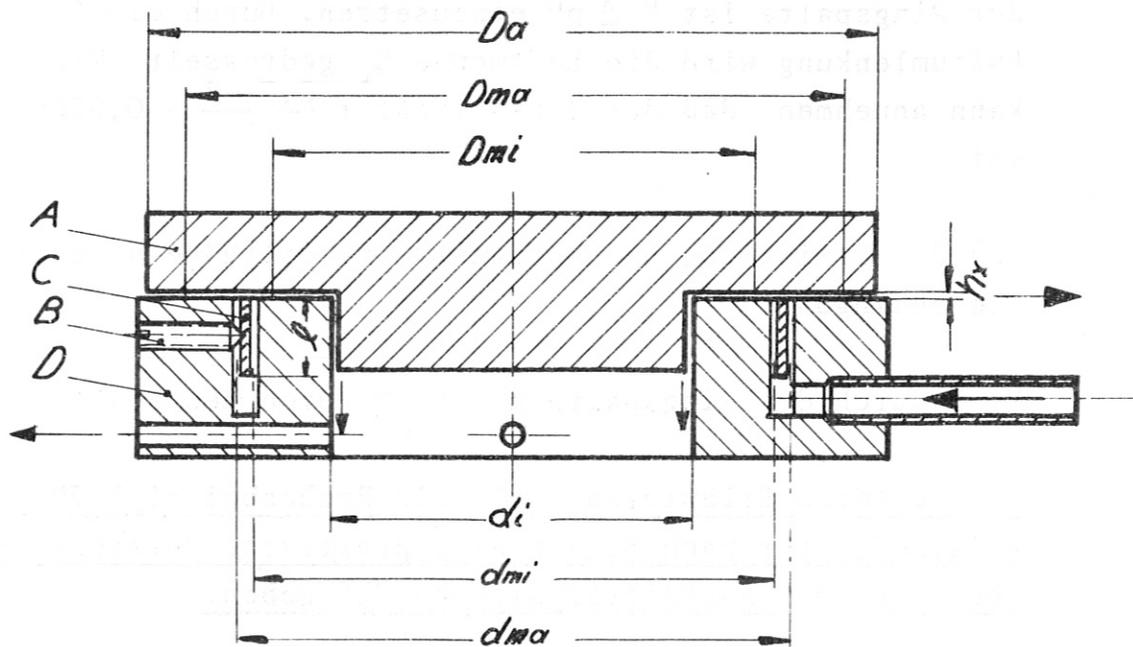
## 6. Axialluftlager

Das Axialluft- oder Gaslager läßt, verglichen mit dem Radiallager, eine sehr hohe Lagerkraft zu. Die Lagerkraft kann man durch den Einbau von mehreren Ringdüsen oder Ringkanälen steigern. Man erhält z.B. durch das Einbringen eines Ringes in den vorgesehenen Einstich im luftführenden Lagerteil (siehe Bild 9) zwei Ringdüsen. Der Anzahl der Ringdüsen entsprechend, ergibt sich ein größeres Spaltdurchgangsvolumen in der Zeiteinheit. Man erreicht hierdurch eine größere Lagerkraft bei niedrigerem Druckabfall  $\Delta p$  längs der Ringspalte. Durch den Einbau von zwei oder mehreren Ringdüsen erhält man fast die zwei- oder mehrfache Lagerkraft gegenüber einem Ringkanal. Der Gesamtdruck oder Druck am Reduzierventil ergibt sich zu:

$$\frac{P}{F} + \Delta p.$$

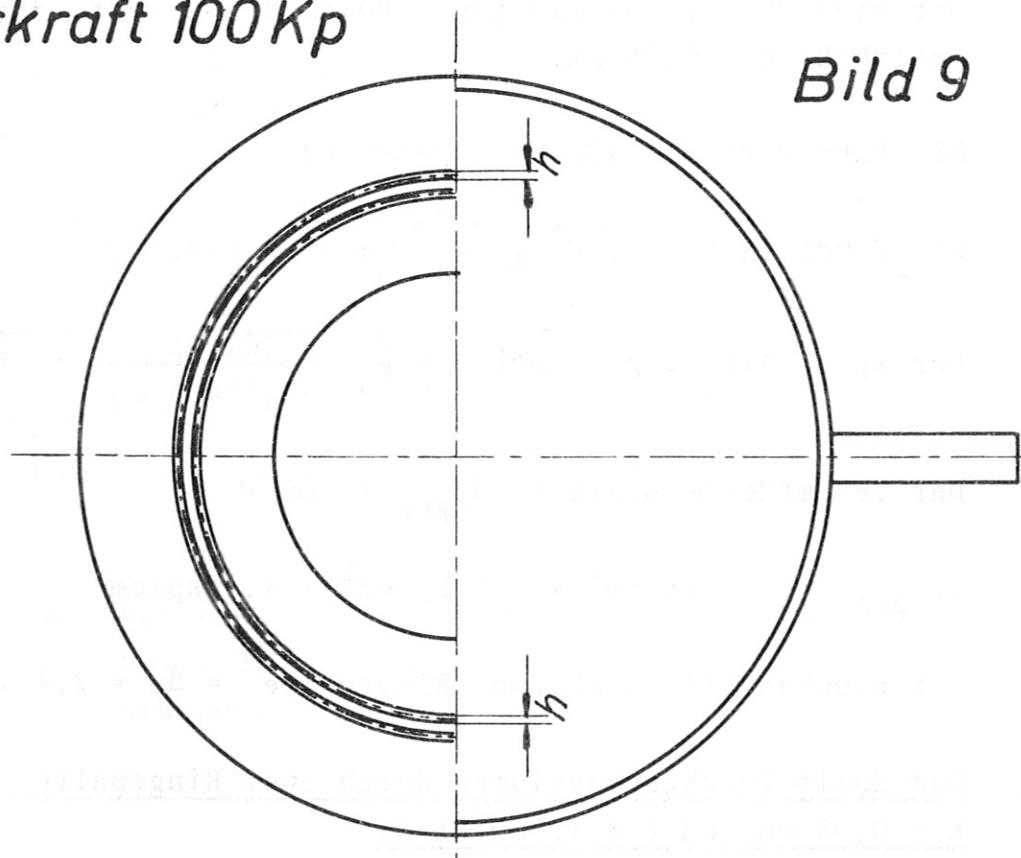
Voraussetzung dabei ist, daß der Durchgangsquerschnitt im Reduzierventil ausreichend groß ist und der Kompressor die erforderliche Luftmenge/Zeiteinheit liefert.

Beim Entwurf eines Luft-Axiallagers muß bekannt sein, welcher Druck durch die Last verursacht wird. Dieser Druck und der Druckabfall  $\Delta p$  längs der Ringdüsen ergeben den Gesamtdruckabfall. Dieser gesamte Druckabfall bestimmt die dynamische Zähigkeit  $\eta$  der Luft. In der  $Q_v$ -Formel ist  $\eta$  auf den



Lagerkraft 100 Kp

Bild 9



A = Druckplatte, B = Gewindestift, C = Ring, D = Ringträger,  $l$  = Ringlänge,  
 $h$  = Ringspalt,  $h_x$  = Luftaustritts - Spalthöhe.  
 $D_a = \phi 97$ ,  $D_{ma}$  = mittl.  $\phi$  aus äußerer Druckfläche = 87,36 mm,  $D_{mi}$  = mittl.  $\phi$   
 aus innerer Druckfläche = 63,87 mm,  $d_i = \phi 48$ ,  $d_{mi}$  = mittl. innerer Ring-  
 spalt  $\phi = 69,5$ ,  $d_{ma}$  = mittl. äußerer Ringspalt  $\phi = 73,5$ .

Gesamtdruck zu beziehen und für den Druckabfall längs der Ringspalte ist " $\Delta p$ " einzusetzen. Durch die  $90^\circ$  Luftumlenkung wird die Luftmenge  $Q_V$  gedrosselt. Man kann annehmen, daß der Drosselfaktor  $\frac{0,5 \cdot 4}{\pi} = 0,6366$  ist.

Für die Ermittlung der Luftaustrittsspalthöhe  $h_x$  gilt die Bedingung:

" $Q_V$ " durch die Ringspalte  $h =$  " $Q_V$ " durch den Spalt  $h_x$ .

Zur weiteren Erläuterung soll ein Rechenbeispiel für ein Axialluftlager nach Bild 9 eine praktische Vorstellung über die Luft-Austrittsspalthöhe "h" geben.

Der Ring "C" ist hierin genau coaxial montiert, die Spalthöhe  $h = 0,05$  mm.

Die Last wird mit 100 kp angenommen.

$$\text{Die Druckfläche} = \left( \frac{D_a^2 - d_i^2}{4} \right) \cdot \pi = 55,77425 \text{ cm}^2$$

$$\text{Der spez. Axiallagerdruck } p = \frac{P}{F} = \frac{100 \text{ kp}}{55,77425 \text{ cm}^2} = 1,8 \text{ kp/cm}^2$$

$$\text{Der Gesamtdruckabfall} = \Delta p_{\text{ges.}} = \Delta p + \frac{P}{F}$$

$$\Delta p_{\text{ges.}} = 2,4 \text{ kp/cm}^2 + 1,8 \text{ kp/cm}^2 = 4,2 \text{ kp/cm}^2$$

$$\text{Der Druckabfall durch zwei Ringspalte} = \Delta p = 2,4 \text{ kp/cm}^2$$

Das Spalt-Durchgangsvolumen durch zwei Ringspalte von  $h = 0,05$  mm und  $\ell = 10$  mm wird:

$$Q_V = 0,6366 \frac{10^6 \cdot \Delta p \cdot h^3 (d_{mi} + d_{ma}) \cdot \pi}{\eta \cdot 2 \cdot \ell}$$

$$Q_v = 0,6366 \cdot \frac{10^6 \cdot 0,024 \text{ kp} \cdot (0,05 \text{ mm})^3 \cdot (69,5 - 73,5) \text{ mm} \cdot 3,14 \cdot \text{mm}}{\text{mm}^2 \cdot 5,2 \cdot 0,0000184 \text{ kp} \cdot \text{s} \cdot 2 \text{ l}}$$

$$Q_v = 0,6366 \cdot \frac{10^6 \cdot 0,024 \cdot 0,000125 \cdot 143 \cdot 3,14}{0,000009568 \cdot 2 \cdot 10}$$

$$Q_v = 4483556 \text{ mm}^3/\text{s} = 0,004483 \text{ dm}^3/\text{s}$$

=====

Ermittlung der Gasaustritts-Spalthöhe "h<sub>x</sub>"

$$Q_v = \frac{10^6 \cdot \frac{P}{F} \cdot h_x^3 (D_{ma} + D_{mi}) \cdot \pi}{\eta \cdot \left(\frac{Da - di}{2}\right) \cdot \frac{Da}{di}}$$

$$h_x = \sqrt[3]{\frac{Q_v \cdot \eta (Da - di) \cdot Da \cdot F}{2 \cdot 10^6 \cdot di \cdot P (D_{ma} + D_{mi}) \cdot \pi}}$$

$$h_x = \sqrt[3]{\frac{4483556 \text{ mm}^3 (2,8 \cdot 0,0000184) \text{ s kp} (97 - 48) \text{ mm} \cdot 97 \text{ mm} \cdot \text{mm}^2}{2 \cdot 10^6 \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^2 \cdot 0,018 \text{ kp} (87,36 - 63,87) \text{ mm} \cdot 48 \text{ mm} \cdot 3,14}}$$

$$h_x = \sqrt[3]{\frac{4483556 \cdot 0,000005152 \cdot 49 \cdot 97}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,018 \cdot 151,23 \cdot 48 \cdot 3,14}} = 0,36282 \text{ mm}$$

=====

Bemerkung: Der Faktor  $\frac{Da}{di}$  ist auf eine Kreisringfläche bei radialer Luftströmung im Spalt "h<sub>x</sub>" bezogen.

Ermittlung der kritischen Geschwindigkeit im Spalt

$$h = 0,05 \text{ mm}$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = 2300; \quad v = \frac{2300 \cdot \nu}{d};$$

$$v = \frac{2300 \cdot 0,0000156551 \text{ m}^2}{0,0005 \text{ m} \cdot \text{s}} = 360,0673 \text{ m/s}$$

=====

Ermittlung des kritischen Gesamtdruckes = Reduzierventil-  
einstellung

$$p = \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

$$p = \frac{0,11753 \text{ kp s}^2}{2 \text{ m}^4} \cdot \left(360,0673 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$p = 7618,791782 \frac{\text{kp}}{\text{m}^2}$$

Bei zwei vorhandenen Ringspalten ist  $\Delta p = 2 \times 0,7619 \text{ at}$   
und unter Berücksichtigung der Luftumlenkung um  $90^\circ$  mit  
dem Faktor 0,6366 wird der tatsächliche kritische Druck-  
abfall:

$$\Delta p_{kr.} = \frac{2 \cdot 0,7619 \text{ at}}{0,6366} = \underline{2,3936 \text{ at}}$$

Der kritische Gesamtdruck wird

$$\frac{\text{Kraft}}{\text{Lagerfläche}} \cdot \Delta p_{kr.} = \frac{P}{F} \cdot \Delta p_{kr.}$$

$$\underline{p_{kr.} = 1,8 \text{ at} + 2,3936 \text{ at} = 4,1936 \text{ at}}$$

Für das im obigen Rechenbeispiel angeführte Axial-Luftlager kann man im Bild 10 bei jeweiligem Luftdruck den zugehörigen Luftverbrauch und die Spalthöhe " $h_x$ " ermitteln.

### Lagerkraft 100 Kp

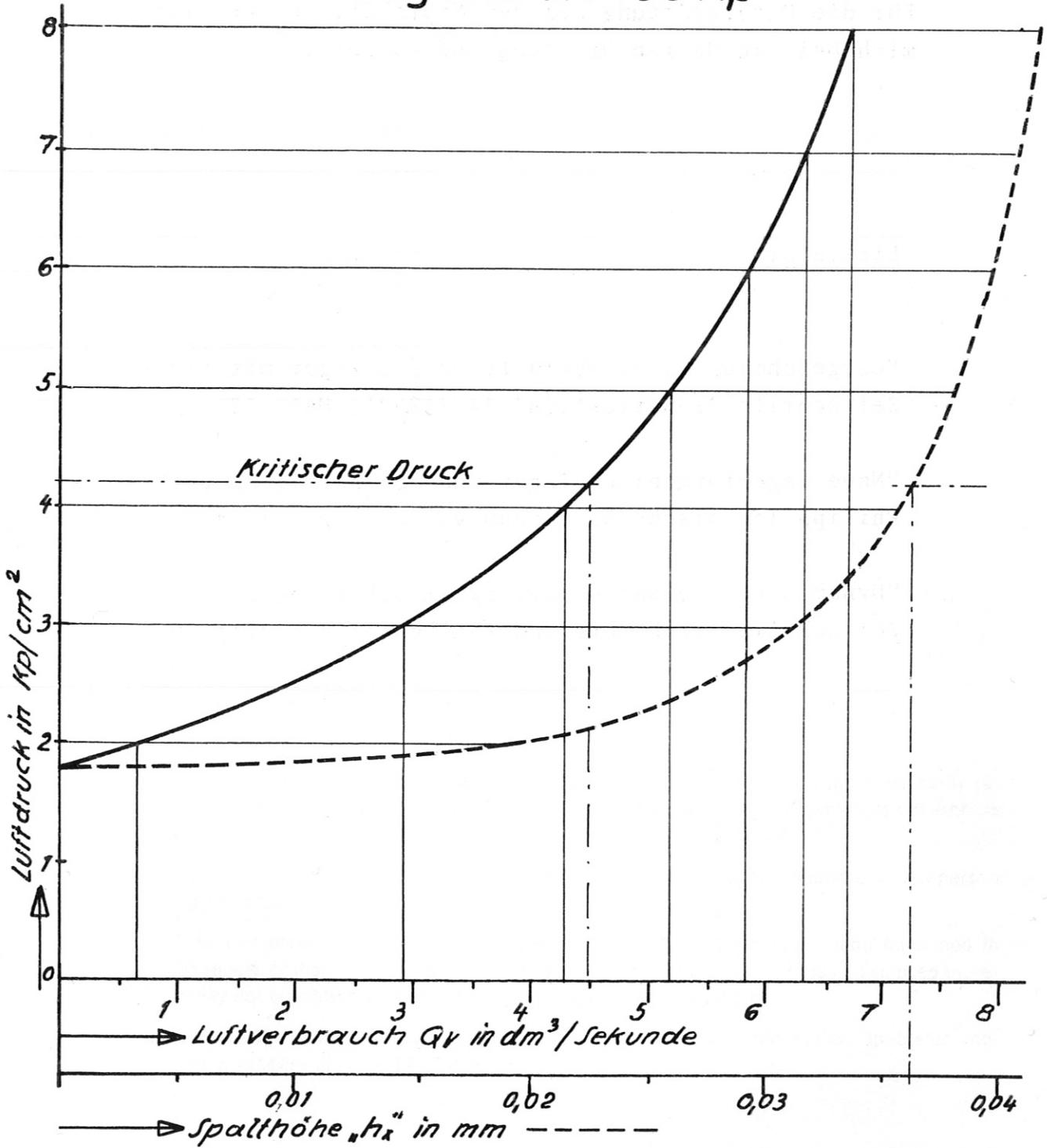


Bild 10

Für die Gelegenheit, meine praktischen Erfahrungen an Luftlagern auch theoretisch zu erfassen und verstehen zu lernen, danke ich Herrn Schmitter und Herrn Wulff. Für die Unterstützung bei der Erprobung bedanke ich mich bei den Herren Dr. Lang und Lohnert.

### Literatur

"Gasgeschmierte, hochbelastbare Querlager mit Stufen"  
Zeitschrift 'Konstruktion' 14 (1962), Heft 12

"Neue Lagerformen: Gaslager und Spiralrillenlager"  
Philips Technische Rundschau v. 15. Sept. 1964

"Dynamisches Verhalten aerodynamischer Lager"  
Zeitschrift 'Werkstatt und Betrieb' 106 (1973), 9