

# Turbomaschinen für Kernenergie-Anlagen

Autor(en): **Strub, René A.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **76 (1958)**

Heft 44

PDF erstellt am: **20.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-64074>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

## Turbomaschinen für Kernenergie-Anlagen

Von René A. Strub, dipl. Ing., Winterthur

DK 621-135:621.039

Kernreaktoren werden mit verschiedenen Medien gekühlt; in Frage kommen Wasser, schweres Wasser, verschiedene Gase und flüssige Metalle. Für die Umwälzung dieser Kühlmedien im geschlossenen Kreislauf sind Fördermaschinen nötig, die besonderen Bedingungen entsprechen müssen: Schutz gewisser Maschinenteile vor Radioaktivität, welche diese Medien im Reaktorkern in sich aufnehmen, grosse Ansprüche in bezug auf Dichtheit und Betriebssicherheit usw. Die Firma Gebrüder Sulzer, die sich seit einigen Jahren mit dem Bau von Reaktoren beschäftigt und seit vielen Jahrzehnten Turbomaschinen für die Förderung von Flüssigkeiten und Gasen herstellt, hat sich nun auch der Bearbeitung von Problemen aus dem Gebiet der Förderung von Reaktor-Kühlmedien zugewandt und schon einige diesbezügliche Konstruktionen entwickelt. Der folgende Aufsatz gibt eine Übersicht der verschiedenen Probleme, die sich bei Turbomaschinen für Atomtechnik stellen und von denen die meisten noch einer eingehenderen Abklärung bedürfen.

Der Bau von Turbomaschinen im Zusammenhang mit der Verwertung von Kernenergie stellt dem Konstrukteur neue Probleme und erschwert zugleich die Lösung der bereits bekannten, weil zusätzliche Forderungen zu erfüllen sind. Solche Maschinen müssen den Einwirkungen der Temperatur, der Korrosion, der Strahlungen widerstehen können und jede Gewähr in bezug auf völlige Dichtheit bieten. Die zu vermeidende Verschmutzung durch schädliche Substanzen wie Öl oder das Fernhalten von Feuchtigkeit aus der Atmosphäre stellen das Problem des Trockenlaufs beweglicher Organe, der absoluten Dichtheit und der Behandlung und Entgasung der Flächen. Die Maschinen haben zudem ein Maximum an Betriebssicherheit mit einem Minimum an Unterhalt zu bieten. Dieser soll so leicht und einfach wie möglich sein.

Da die Maschinen oft unter Bedingungen zu arbeiten haben, die noch nicht völlig abgeklärt sind, müssen ausgedehnte Laboratoriumsversuche durchgeführt werden, um den Einfluss aller auftretenden Faktoren — mögen sie nun einzeln oder gleichzeitig wirken — ermitteln zu können.

### 1. Einschränkungen in der Konstruktion

Die Abmessung einer Pumpe bzw. eines Axial- oder Radial-Kompressors werden von verschiedenen Faktoren beeinflusst. Bei Pumpen können die Umfangsgeschwindigkeit an der Wellendichtung oder an den in das Fördermittel getauchten Lagern sowie die Zulaufhöhe (wegen Kavitationsgefahr) bestimmende Faktoren für die Wahl der Drehzahl sein, welche ihrerseits den Durchmesser der Maschine festlegt. Für einen Gaskompressor ist die Zahl der Faktoren, welche die freie Wahl der Maschinendimensionen einschränken, noch grösser. Die Kenntnis dieser Grenzen ist nötig, damit der Konstrukteur die Maschinenabmessungen, die von Fördermittel bespülten Flächen und das entsprechende Volumen so weit als möglich verringern kann, was besonders wichtig ist, wenn ein teures Medium zu fördern oder eine Entgasung der Flächen erforderlich ist.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades am Eintritt muss erfahrungsgemäss kleiner als die Schallgeschwindigkeit sein, um eine einwandfreie Strömung durch das Laufrad zu erhalten. Am Austritt kann sie wesentlich über der Schallgeschwindigkeit liegen. Diese ist also für die Konstruktion von massgebendem Einfluss. Sie ist in Bild 1 für verschiedene Gase in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Sie ist für schwere Gase, wie z. B.  $UF_6$  (Uran-Hexafluor) oder  $CF_2Cl_2$  (Freon 12), verhältnismässig klein. Es folgt daraus, dass bei hohem Druckverhältnis die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt durch die Machsche Zahl bestimmt sein könnte. Für leichte Gase hingegen, wie z. B. Wasserstoff ( $H_2$ ) und Helium ( $He$ ), bildet die Bruchfestigkeit des

für den Rotor verwendeten Materials die Grenzbedingung für die Umfangsgeschwindigkeit.

Wir betrachten zunächst einen einstufigen Radial-Kompressor mit offenem Laufrad, welcher der Verdichtung von leichten oder schweren Gasen dienen soll, und dessen Durchmesser wir gleich eins setzen wollen. Nehmen wir an, dass die Umfangsgeschwindigkeit jene Grenze nicht überschreitet, die mit den im Rotor zulässigen Materialspannungen vereinbar ist, und dass auch die Machsche Zahl am Eintrittsdurchmesser des Rades höchstens den Wert 0,9 erreicht. Von diesen gegebenen Grössen aus wird man die anderen Daten der Maschine bestimmen können, nämlich die Fördermenge und das Druckverhältnis. Alle Werte, die sich auf Stickstoff beziehen, betrachten wir als Bezugsgrössen, mit denen sich jene für andere Gase vergleichen lassen. Sobald eine Grösse den vorgeschriebenen Grenzwert erreicht, soll sie mit einem Stern gekennzeichnet werden. Sie ist es, die die Geschwindigkeit des Rotors begrenzt und damit die Grösse der Maschine bestimmt.

Tabelle 1 zeigt, dass es für die in Frage stehenden schweren Gase die maximale beim Radeintritt geforderte Machsche Zahl ist, welche die Drehzahl begrenzt. Für Uran-Hexafluor ( $UF_6$ ) allerdings hat das kleine Verhältnis der spezifischen Wärmen ( $\kappa = 1,06$ ) und das hohe Verdichtungsverhältnis von 7,5 ein verhältnismässig kleines Gasvolumen am Austritt zur Folge. Das Verhältnis zwischen der Radbreite am Ausgang und dem äusseren Durchmesser beträgt damit nur 0,022, was als untere Grenze betrachtet werden muss. Mit  $CO_2$  erreicht man fast gleichzeitig sowohl die Festigkeitsgrenze des Rotors als auch die vorgeschriebene Machsche Zahl. Im Falle von  $N_2$  und den leichten Gasen wird die Grenze allein von der Rotorfestigkeit bestimmt.

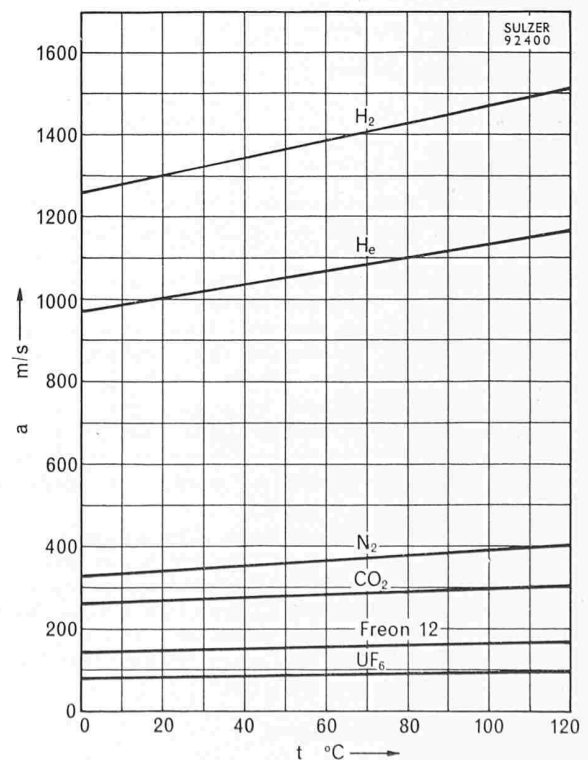


Bild 1. Schallgeschwindigkeit  $a$  in Funktion der Temperatur  $t$  für verschiedene Gase

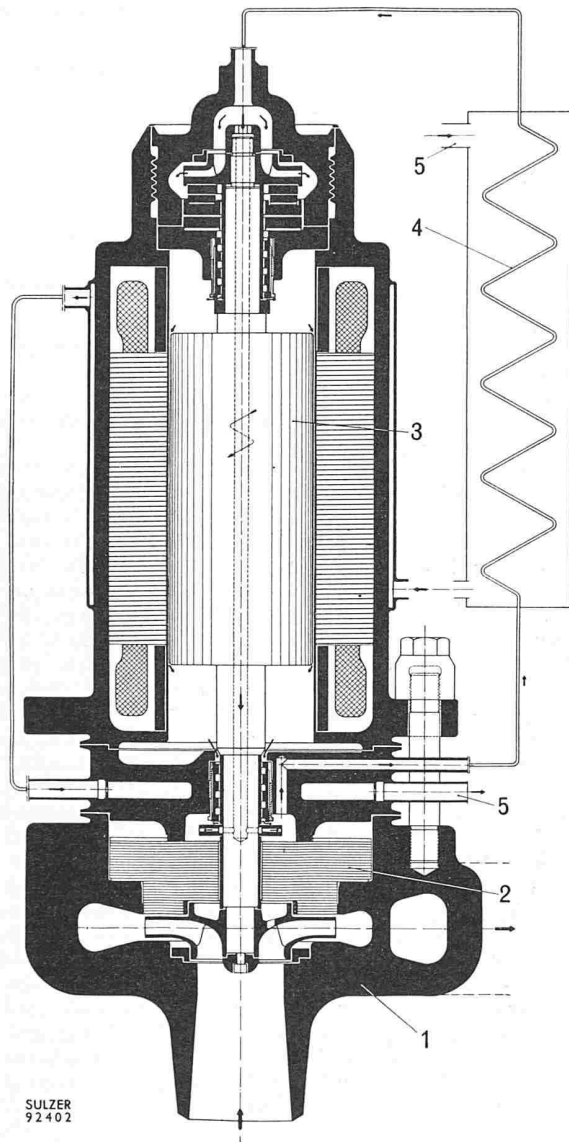


Bild 2. Schwerwasser-Pumpe mit gekapseltem Motor für 125 ata und 220 °C. Die Pumpe ist vom Motor durch eine thermische Sperre getrennt

- 1 Pumpe  
2 thermische Sperre  
3 Motor  
4 Wärmeaustauscher  
5 Kühlwasser

Verwendet man Materialien, für welche das Verhältnis der zulässigen Spannung zur spezifischen Masse  $\sigma/\rho$  kleinere Werte annimmt, so ist es klar, dass sich die durch die Laufzeit bestimmte Grenze nach den schweren Gasen hin verschiebt. Wählt man als Material für das Laufrad eine Titanlegierung, so lässt sich die Umfangsgeschwindigkeit auf gegen 700 m/s für die leichten Gase erhöhen, wie aus den beiden letzten Zahlen der Tabelle 1 hervorgeht.

Ein ähnlicher Vergleich kann auch mit Axial-Kompressoren gemacht werden. Tabelle 2 gibt Auskunft über die mit einem zehnstufigen Kompressor erhaltenen Ergebnisse, dessen Radiusverhältnis am Eintritt 1,5 beträgt. Die Machsche Zahl an der Schaufelspitze beim Eintritt wurde mit 0,9 begrenzt.

Auch hier ist es die Machsche Zahl, welche die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors für die ersten vier Gase begrenzt, während für die leichten Gase die maximale Drehzahl von der Werkstoff-Festigkeit abhängt. Auch hier können Werkstoffe mit einem günstigeren  $\sigma/\rho$ -Verhältnis vorteilhaft verwendet werden, um das Druckverhältnis zu erhöhen oder die Stufenzahl zu vermindern.

## 2. Pumpen und Kompressoren

Neben den Einheiten üblicher Bauart und den Spezialmaschinen für die chemische Industrie haben Gebrüder Sulzer

Tabelle 1. Einfluss der Gasart auf die für die Konstruktion von Radialkompressoren massgebenden Verhältniswerte

Gas	$Ma$	$\sigma/\sigma_0$	$u/u_0$	$p_2/p_1$	$Q/Q_0$
UF <sub>6</sub>	0,90*)	0,14	0,37	7,5	0,21
CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	0,90*)	0,42	0,65	7,5	0,37
Freon 12					
CO <sub>2</sub>	0,90*)	1,0*)	1,0	5,0	1,0
N <sub>2</sub>	0,70	1,0*)	1,0	3,0	1,0
H <sub>e</sub>	0,28	1,0*)	1,0	1,2	1,2
H <sub>2</sub>	0,21	1,0*)	1,0	1,1	1,2
H <sub>e</sub>	0,42	1,35*)	1,5	1,5	1,8
H <sub>2</sub>	0,32	1,35*)	1,5	1,25	1,8

Gastemperatur am Eintritt 353° K  
Umfangsgeschwindigkeit  
bei N<sub>2</sub> u<sub>0</sub> = 450 m/s

$Ma$  Machsche Zahl  
 $\sigma$  Spannung  
 $p_2/p_1$  Druckverhältnis  
 $Q$  angesaugtes Gasvolumen  
 $u$  Umfangsgeschwindigkeit

\*) = Grenzwerte. Die ersten sechs Zeilen gelten für Rotoren aus Stahl, die letzten zwei für solche aus einer Titanlegierung.

Tabelle 2. Einfluss der Gasart auf die für die Konstruktion von Axialkompressoren massgebenden Werte

Gas	$Ma$	$\sigma/\sigma_0$	$u/u_0$	$p_2/p_1$	$Q/Q_0$
UF <sub>6</sub>	0,9*)	0,06	0,25	3,8	0,25
CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	0,9*)	0,2	0,45	4,2	0,45
CO <sub>2</sub>	0,9*)	0,6	0,77	4,3	0,75
N <sub>2</sub>	0,9*)	1,0	1,0	4,5	1,0
H <sub>e</sub>	0,45	2,2*)	1,5	1,9	1,5
H <sub>2</sub>	0,35	2,2*)	1,5	1,4	1,5
H <sub>e</sub>	0,7	3,0*)	2,3	3,8	2,3
H <sub>2</sub>	0,55	3,0*)	2,3	2,1	2,3

Stufenzahl 10  
Gastemperatur am Eintritt 353° K  
Umfangsgeschwindigkeit  
am Rotor bei N<sub>2</sub> : u<sub>0</sub> = 210 m/s

$Ma$  Machsche Zahl  
 $\sigma$  Spannung  
 $p_2/p_1$  Druckverhältnis  
 $Q$  angesaugtes Gasvolumen

\*) = Grenzwerte. Die ersten sechs Zeilen gelten für Rotoren aus Stahl, die letzten zwei für solche aus einer Titanlegierung.

Pumpen und Kompressoren für die Kerntechnik entwickelt, von denen hier einige Neukonstruktionen besprochen werden sollen.

### a) Kreislaufpumpen

Bei der Förderung von gefährlichen oder sehr kostspieligen Medien stellt sich das Problem vollkommener Abdichtung. Da keine bewegliche Dichtung absolut undurchlässig ist, muss man eine Pumpengruppe vorsehen, bei welcher der Rotor des Elektromotors in einem hermetisch verschlossenen Gehäuse untergebracht ist. Solche Pumpen mit gekapselten Motoren sind schon seit mehreren Jahren bekannt. Ihr Hauptmerkmal ist die Schmierung ihrer Lager durch das zu fördernde Medium, möge es sich nun um Gase oder Flüssigkeiten handeln. Es wurden mehrere Versuchsreihen durchgeführt, um die Grenzbelastung dieser Lager in Abhängigkeit der Drehzahl und der Temperatur zu ermitteln.

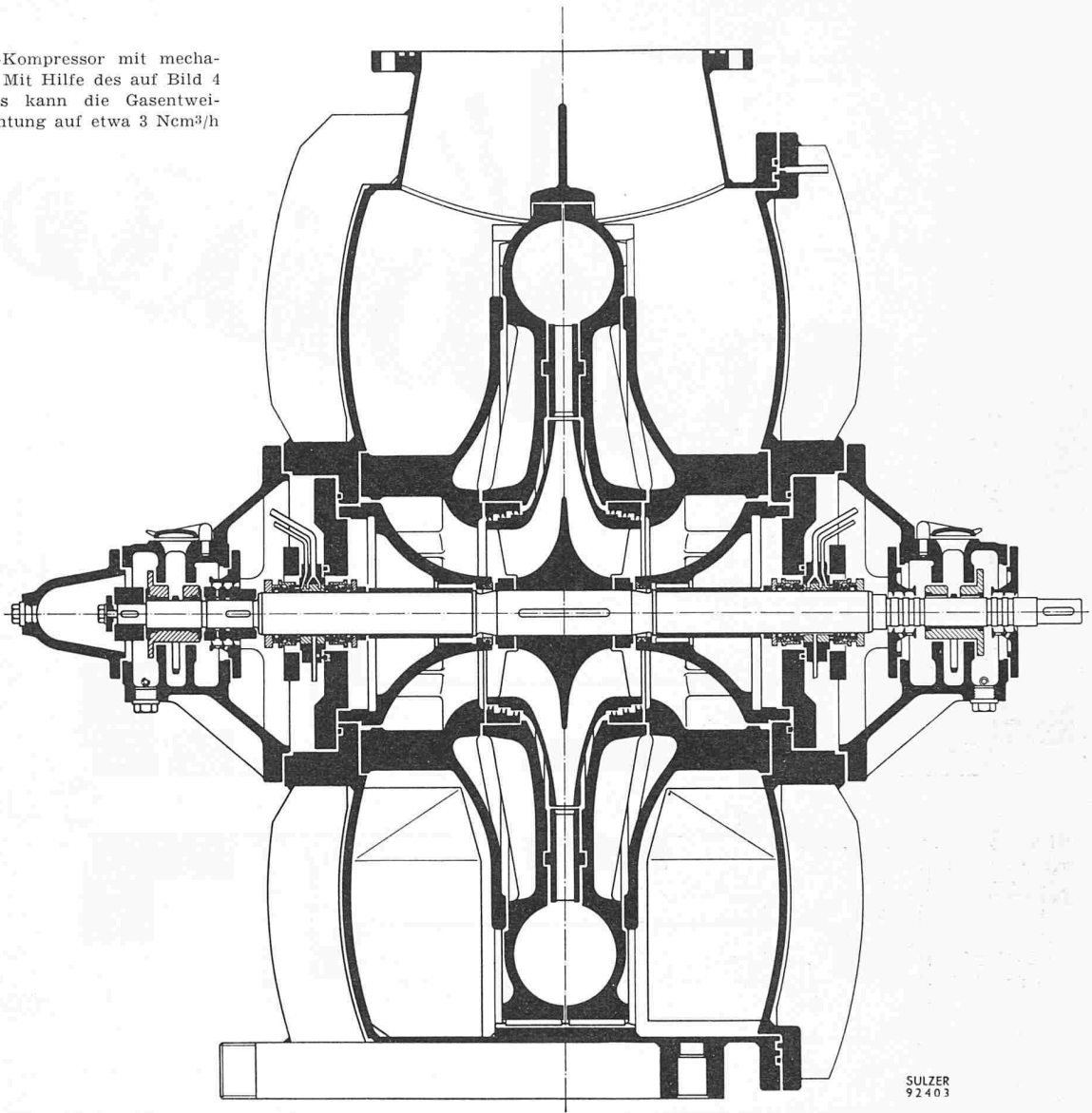
Für das Umwälzen von schwerem Wasser bei Umgebungstemperatur und mässigen Drücken ist in Zusammenarbeit mit den Sécheron-Werken in Genf eine Bauart entwickelt worden, die hier bereits schon beschrieben wurde<sup>1)</sup>. Das dabei angewendete Konstruktionsprinzip erlaubt mit einigen Änderungen den Uebergang zu viel höheren Drücken und Temperaturen, wie das z. B. bei der auf Bild 2 dargestellten Umwälzpumpe der Fall ist, die schweres Wasser von 220° C und 120 ata zu fördern hat. Die Pumpe ist durch eine thermische Sperre vom Motor getrennt, die eine unmittelbare Wärmeübertragung verhindert. Ein besonderer Kühlwasser-Kreislauf sorgt für das Abführen der Wärme sowohl vom Motor als auch von der Pumpe.

### b) Ueberschallverdichter

Massgebend für diese Verdichtergruppe ist die absolute Gasgeschwindigkeit beim Eintritt in den feststehenden Dif-

1) SEZ 1958, Heft 38, S. 565\*.

Bild 3. Ueberschall-Kompressor mit mechanischen Dichtungen. Mit Hilfe des auf Bild 4 dargestellten Reglers kann die Gasentweichung durch die Dichtung auf etwa  $3 \text{ Ncm}^3/\text{h}$  begrenzt werden



SULZER  
92 403

fusor; wenn dort die Machzahl über 1 liegt, spricht man von Ueberschallverdichtern. Dies ist z. B. bei der in Bild 3 dargestellten Turbomaschine der Fall. Bei ihr bildet die Abdichtung der Welle das Hauptproblem. Diese muss trocken arbeiten und so ausgebildet sein, dass die ins Innere der Maschine entweichende Sperrgasmenge sich auf den Wert von etwa  $10 \text{ Ncm}^3/\text{h}$  begrenzen lässt. Es wurde eine mechanische Dichtung entwickelt, die mit Hilfe des in Bild 4 gezeigten Regulators die Gasentweichung auf etwa  $3 \text{ Ncm}^3/\text{h}$  begrenzt, wobei der Differenzialdruck einige Zentimeter Wassersäule beträgt. Bei der geringen Sperrgasmenge, die durch die Leitung 7 strömt, ist es für das richtige Funktionieren des Reglers notwendig, einen zweiten Gaskreislauf aufrecht zu erhalten, wozu der Kompressor 1 dient.

Mit der in Bild 5 gezeigten mechanischen Dichtung lassen sich Geschwindigkeiten von  $20 \text{ m/s}$  ohne Kühlung erreichen und noch höhere mit einer indirekten Kühlung der reibenden Flächen. Wegen des sehr geringen Verschleisses ist die Lebensdauer bemerkenswert hoch. Es sei hervorgehoben, dass der Undurchlässigkeitsgrad solcher Dichtungen veränderlich sein kann, wenn man bei ihrer Konstruktion und ihrem Einbau nicht besondere Vorsichtsmassnahmen trifft. So wurde z. B. eine Pumpwirkung beobachtet, die bei niedrigen Drücken verschwinden sollte; weiter beeinflussen Schwingungen auch die Dichtheits-Charakteristiken. Es ist somit unerlässlich, den Gang der Maschine zu beobachten und für korrekten Einbau der Dichtungen zu sorgen. Um ohne Kühlung auszukommen und jede Abnützung zu vermeiden, haben Gebrüder Sulzer eine neue, berührungsfreie Wellendichtung für sehr hohe Geschwindigkeiten entwickelt. Eine schwimmende Hülse, die aus zwei bis drei Teilen besteht, bildet eine doppelte oder dreifache Dichtung. Sehr kleine Radialspele

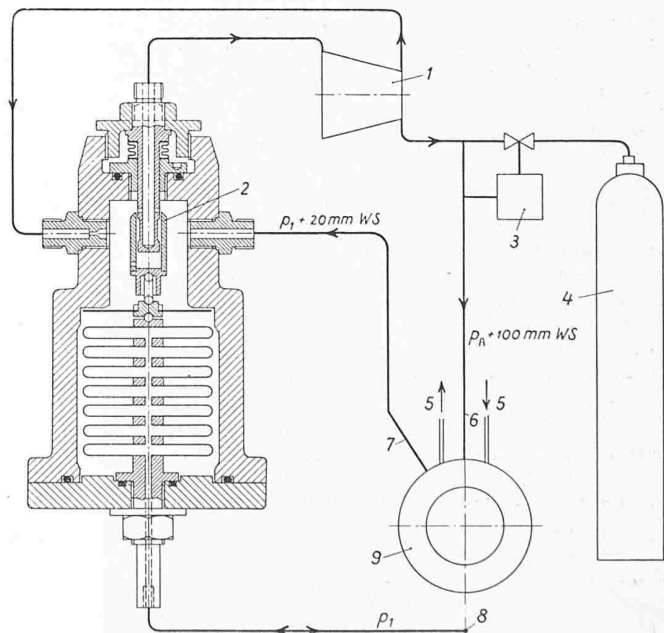
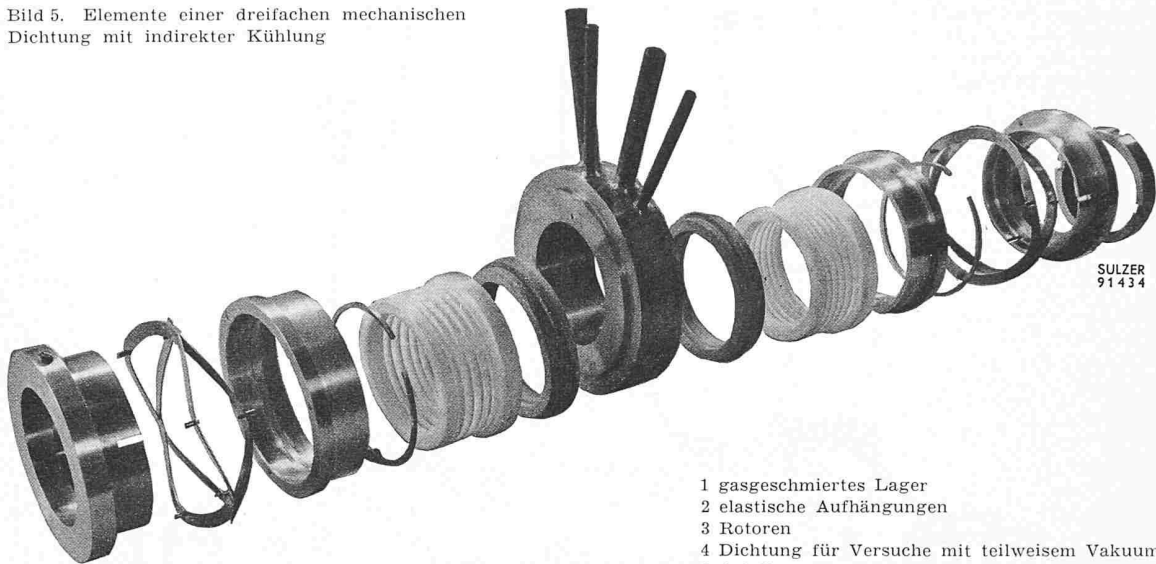


Bild 4. Schema für dreifache mechanische Dichtung mit Sperrgas

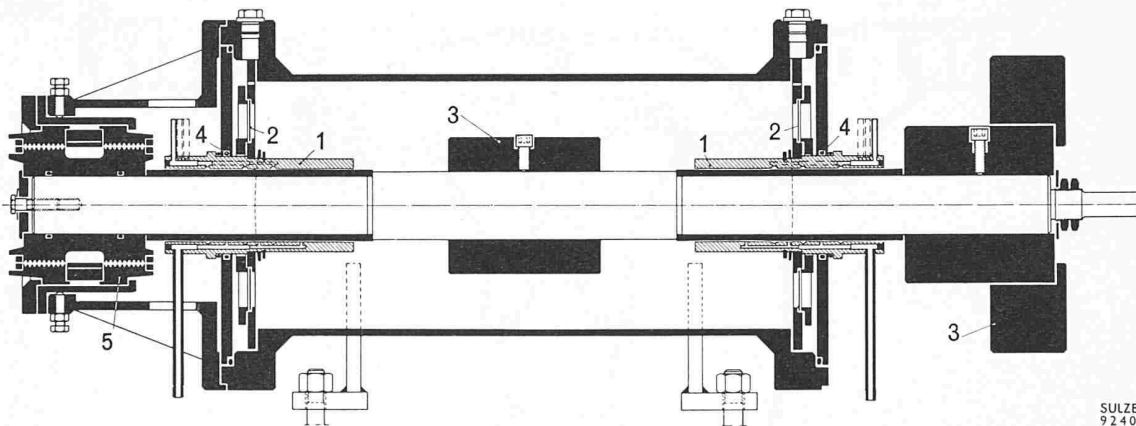
- |   |                                       |
|---|---------------------------------------|
| 1 Kompressor für den Regulatorkreislauf (Sperrgaskreislauf, der die Stabilität des Regulators erhöht) | 4 Sperrgasbehälter                    |
| 2 Differenzdruckregler  | 5 Wasserkühlung                       |
| 3 Druckregler   | 6 Sperrgas gegen Atmosphäre ( $p_A$ ) |
|   | 7 Sperrgas gegen Fördermedium         |
|   | 8 Innenraum mit Fördermedium          |
|   | 9 mittleres Stoffbüchselement         |

Bild 5. Elemente einer dreifachen mechanischen Dichtung mit indirekter Kühlung



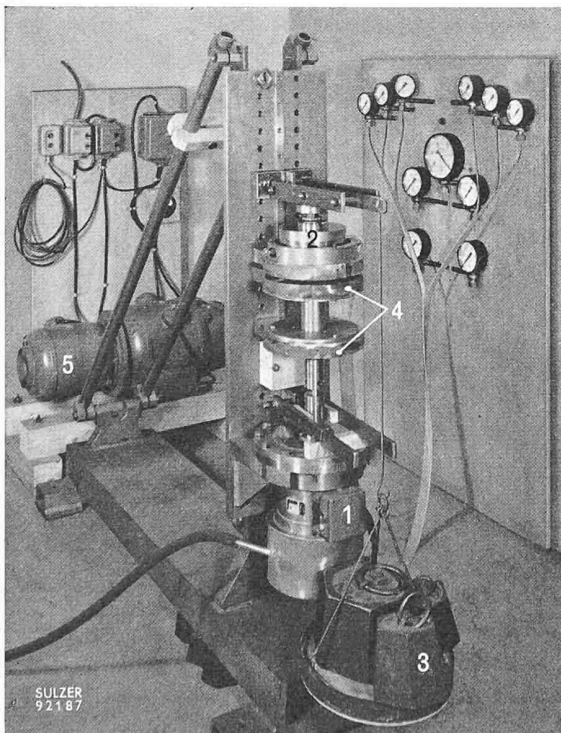
SULZER  
91434

- 1 gasgeschmiertes Lager
- 2 elastische Aufhängungen
- 3 Rotoren
- 4 Dichtung für Versuche mit teilweisem Vakuum
- 5 Axiallager



SULZER  
92405

Bild 6. Versuchsvorrichtung für die Prüfung von gasgeschmierten Lagern



SULZER  
92187

Bild 7. Versuchsvorrichtung für axiale gasgeschmierte Lager

- 1 Motor
- 2 Axiallager
- 3 Belastung
- 4 Radiallager
- 5 Frequenzwandler

und das Druckregelsystem des Sperrgases halten die Gasentweichungen in niedrigen Grenzen.

Die immer strenger werdenden Sicherheitsvorschriften erfordern manchmal, dass die Motor-Kompressoren-Gruppen in das zu fördernde Gas gestellt werden. Die axialen oder radialen gasgeschmierten Lager bilden daher einen sehr wichtigen Maschinenteil.

Bild 6 zeigt eine Vorrichtung für die Untersuchung des Verhaltens radialer Lager unter Last und bei verschiedenen Drücken. Es ist wichtig, den Einfluss des absoluten Druckes zu kennen, unter dem das Gas im Lager steht, da die zulässige spezifische Belastung von ihm sehr stark abhängt. Zahlreiche Versuche sind unternommen worden bis zu Drehzahlen von 12 000 U/min, um die Bedingungen beim Anfahren und Abstellen von Rotoren abzuklären, die von gasgeschmierten Lagern getragen werden. Auf Bild 7 ist ein Versuchszustand für die Untersuchung von gasgeschmierten Axiallagern zu sehen. Spezifische Belastungen in der Größenordnung von 1,5 kg/cm<sup>2</sup> konnten mit Luft von Atmosphärendruck anstandslos bewältigt werden.

Bemerkenswert ist die Charakteristik von Ueberschall-Radialkompressoren. Bild 8 zeigt den typischen Verlauf für schwere Gase (Freon 12). Dabei fällt der vertikal verlaufende Kurvenast auf. Er kann besonders nützlich sein, wenn mit konstanter Fördermenge gefahren werden muss.

#### c) Axialgebläse für Reaktorkreislauf

Das hier beschriebene Gebläse wird für die Umwälzung von CO<sub>2</sub> im Primärkreis eines Kernreaktors für die französische Atomzentrale geliefert, die sich in Chinon im Bau befindet. Das Konstruktionsprinzip geht aus Bild 9 hervor. Das Gas tritt mit einer Temperatur von 140° C und einem Druck von 26 ata durch zwei seitliche Rohrleitungen 1 in den

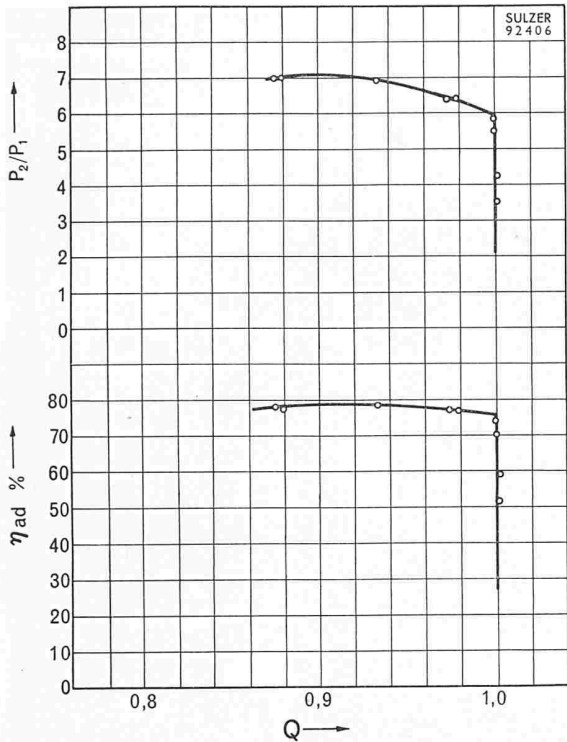


Bild 8. Charakteristiken eines radialen Ueberschall-Kompressors für Freon 12

Kompressor ein und verteilt sich in einer ringförmigen Kammer 2, bevor es durch die verstellbaren, die Fördermenge regelnden Vor-Leitschaufeln 3 fließt. Das Gebläse läuft mit der konstanten Drehzahl von 2950 U/min. Es liefert 1600 kg/s

CO<sub>2</sub> bei einem Druckverhältnis von ungefähr 1,06. Die aufgenommene Leistung liegt beim normalen Betriebspunkt etwas über 9000 kW.

Die Konstruktion einer solchen Maschine von mehr als 3 m äusserem Durchmesser stellt eine Reihe von Problemen in bezug auf die festen und beweglichen Dichtungen und die Trockenreibung der beweglichen Teile im Innern für die Steuerung der Vor-Leitschaufeln. Mit Hilfe einer besonderen Vorrichtung kann die Revision der Lager und Wellendichtungen vorgenommen werden, während die Maschine unter vollem Betriebsdruck steht. Die Fragen der Betriebssicherheit, der Regelung, des Anfahrens und der Demontage für Revisionszwecke stellen ebenfalls interessante Aufgaben.

### 3. Versuche mit Wellenabdichtungen

Verschiedene Typen von Wellendichtungen waren Gegenstand eingehender Untersuchungen. Eines der Dichtungsprinzipien ist in Bild 10 gezeigt, das die Versuchseinrichtung schematisch darstellt. Der Ausgleich der Gaskräfte wird durch zwei gegenüberliegende Versuchsichtungen erzielt. Verschiedene Konstruktionen sind entwickelt worden mit dem Bestreben, die Instabilitäten zu beseitigen, die bei ausgeglichenen mechanischen Dichtungen auftreten, die unter hohen Differenzialdrücken arbeiten. Der Raum 1 entspricht dem Gehäuse der Maschine, das von jeder Verunreinigung durch Öl freibleiben muss. Eine geringe Menge Sperrgas wird aus der Flasche 2 über ein Druckregelventil in den Raum 1 eingeführt. Im Raum 3 sammelt sich allfälliges Lecköl und gelangt zusammen mit dem Sperrgas in die Kondenstöpfe 4. Das von der Pumpe 5 geförderte Sperröl wird in den Raum der Dichtungen 6 bei einem Druck eingeführt, der durch den Regler 7 auf einem höheren Wert gehalten wird als jener des Sperrgases.

Auf Bild 11 sieht man den beschriebenen Versuchsstand, auf welchem die Dichtung in voller Grösse, bei einer Dreh-

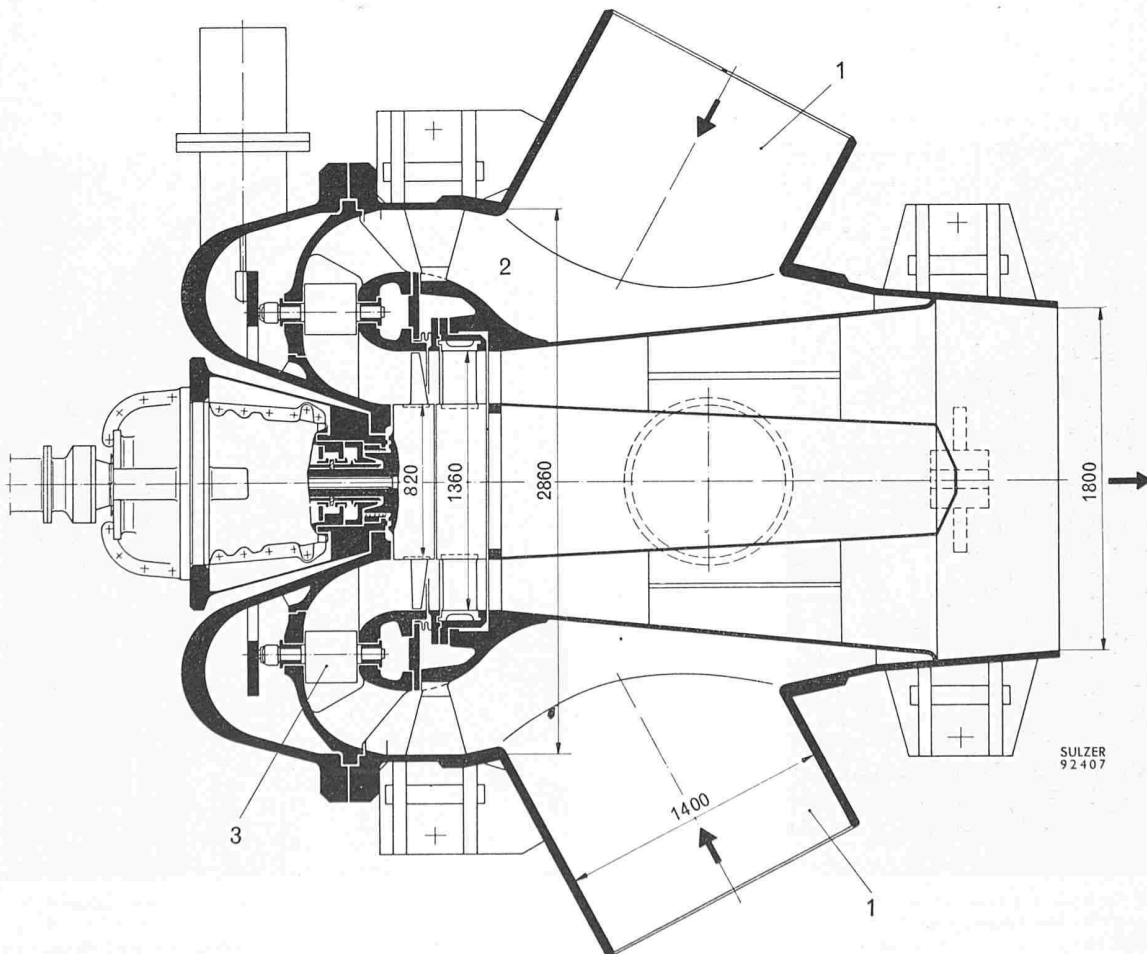


Bild 9. CO<sub>2</sub>-Gebläse für die französische Atomzentrale E.D.F. 1-Chinon. Absorbierte Leistung 9000 kW  
1 Gaseintritt  
2 ringförmige Kammer  
3 verstellbare Vorleit-Schaufeln

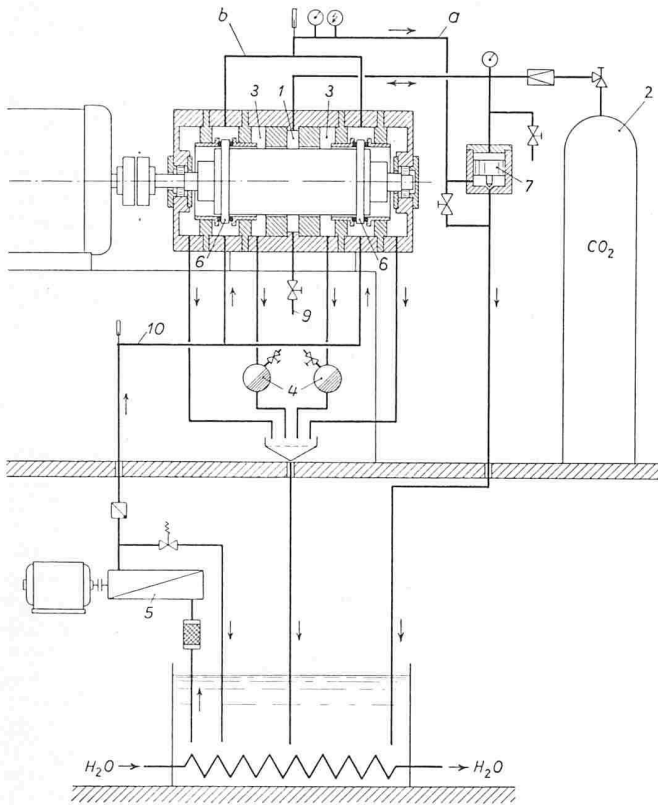


Bild 10. Versuchsvorrichtung für drehende Dichtungen

- |  |  |
|--|--|
| 1 Raum, der das Maschinengehäuse darstellt | 7 Druckregler für Sperröl  |
| 2 Sperrgasbehälter                         | 8 Messapparat für Sperrgasmenge, die bei 1 eingeführt und bei 4 entnommen wird |
| 3 Sammelräume für Lecköl und Sperrgas      | 9 Entleerungsleitung   |
| 4 Kondensstöpfe                            | 10 Oelzufuhrleitung  |
| 5 Sperrölpumpe                             |  |
| 6 Dichtungen                               | a und b Leitungen  |

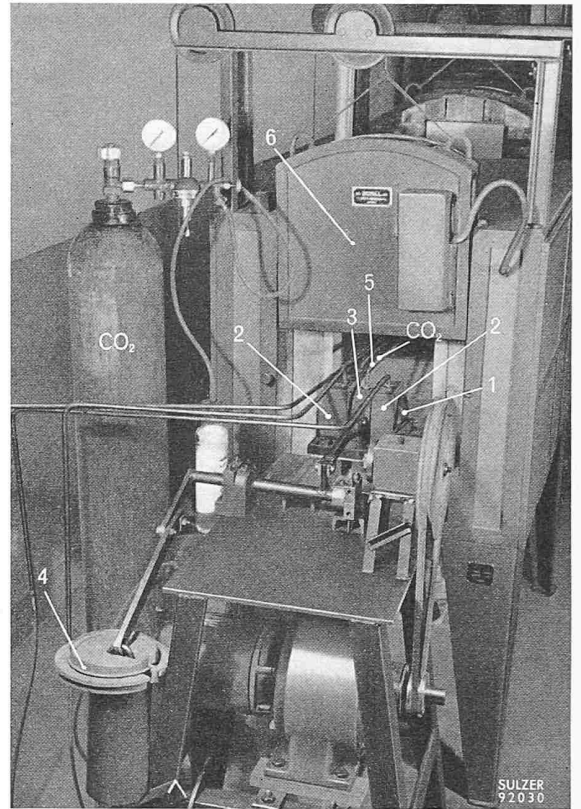


Bild 12. Versuchsstand für die Untersuchung der Trockenreibung im Steuermechanismus der drehbaren Vorleitschaukeln

- |                   |                            |
|-------------------|----------------------------|
| 1 Welle           | 4 Belastungsgewicht zu 3   |
| 2 Lager           | 5 CO <sub>2</sub> -Leitung |
| 3 Mittleres Lager | 6 elektrischer Ofen        |

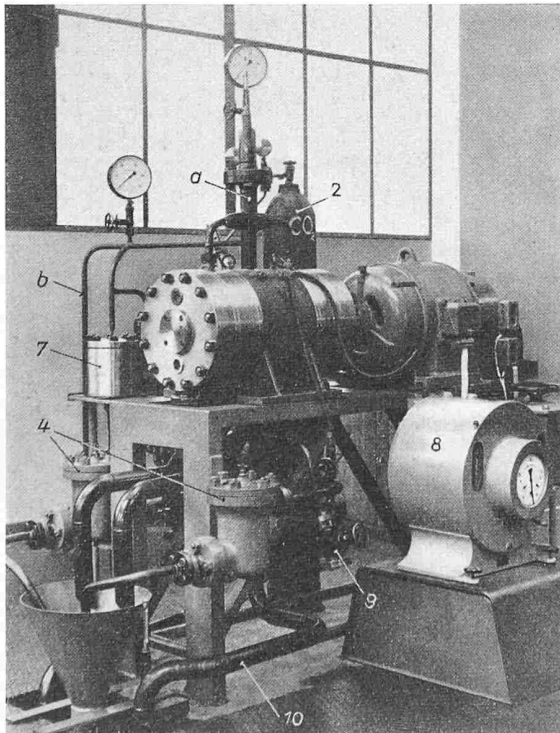


Bild 11. Versuchsstand für drehende Dichtungen. Maximaler Druck 50 ata, maximaler Wellendurchmesser 200 mm, Bezeichnungen wie bei Bild 10

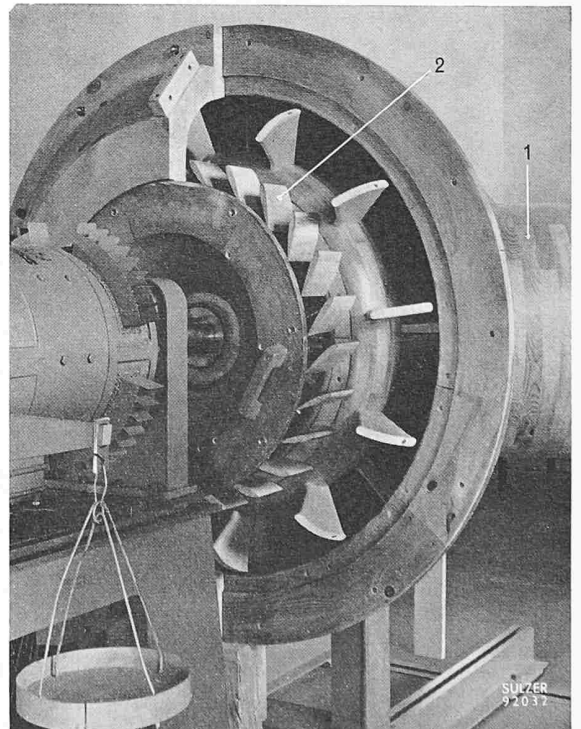


Bild 13. Modell für aerodynamische Versuche, teilweise geöffnet  
1 Saugleitung  
2 drehbare Vorleit-Schaukeln

zahl von 3000 U/min und beim Normdruck von 26 ata untersucht wurde.

Die Untersuchung der Trockenreibung bei der Betriebstemperatur von 140° C und in einer CO<sub>2</sub>-Atmosphäre wurde mit Hilfe der auf Bild 12 dargestellten Vorrichtung durchgeführt. Die hin- und herdrehende Welle 1 wird von zwei Lagern 2 getragen, die vom Zentrallager 3 mit Hilfe eines Gewichtes 4 belastet werden. Seitliche Dichtungen vermeiden Verluste von trockenem, durch die Leitung 5 eingeführtem CO<sub>2</sub>. Der Versuchsapparat kann in einen Elektroofen 6 eingeführt werden und damit auf die gewünschte Versuchstemperatur gebracht werden. Die Anwesenheit von Feuchtigkeit oder anderen flüssigen Medien kann die Schmiereigenschaften der sich berührenden Flächen vollkommen verändern. Entgegen den Versuchen in Calder Hall hat sich der Graphit ausgezeichnet bewährt und sogar dem MoS<sub>2</sub> oder dem Ag überlegen gezeigt, wenn er in Berührung mit rostfreiem Stahl gebracht wird.

Es sind selbstverständlich ausführliche Modellversuche gemacht worden, um die Spannungen und Deformationen zu bestimmen, denen das Maschinengehäuse durch den Gasdruck ausgesetzt ist, sowie auch um das Schwingungs-Spektrum und die Festigkeit der Schaufeln bei hoher Belastung zu ermitteln.

Bild 13 zeigt schliesslich das Modell für die aerodynamischen Versuche der Maschine (Masstab 1:2,3). Man sieht darauf eine der beiden Saugleitungen 1 und die verstellbaren Leitschaufeln 2. Die Charakteristik der Maschine in ihrem Regelgebiet geht aus Bild 14 hervor. Die Aenderung der Fördermenge wird mit Hilfe von verstellbaren Leitschaufeln bei konstanter Drehzahl vorgenommen.

Adresse des Verfassers: René A. Strub, dipl. Ing., bei Gebrüder Sulzer AG., Winterthur.

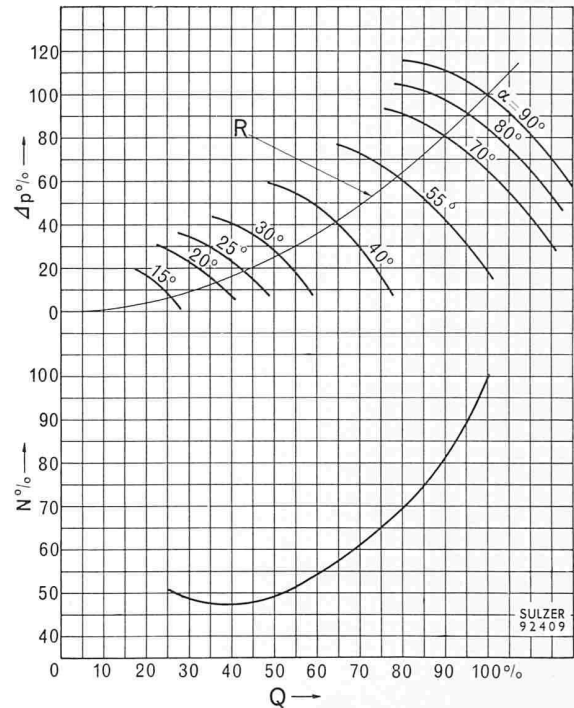


Bild 14. Charakteristiken eines CO<sub>2</sub>-Gebläses  
 $\Delta p$  = erzeugter Druck       $Q$  = Fördermenge  
 $N$  = absorbierte Leistung       $R$  = Kreislaufwiderstand  
 $\alpha$  = Anstellwinkel der verstellbaren Leitschaufeln

## Die Ausstellungshalle des C. N. I. T. bei Paris

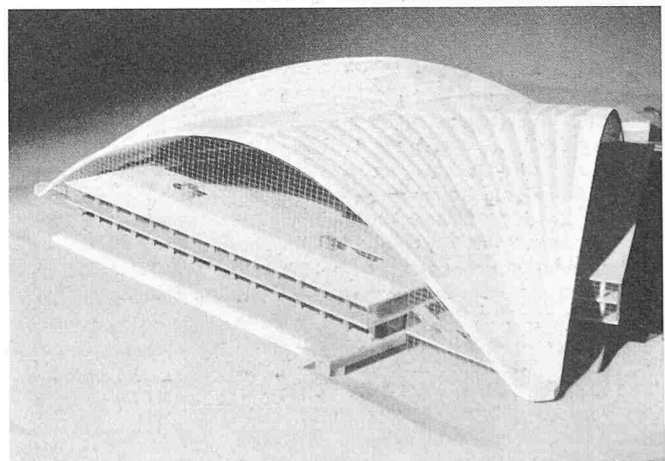
DK 72.012.351:061.4

3½ km westlich der Stadtgrenze von Paris, 8 km vom Stadtzentrum, entsteht am Rond Point de la Défense zurzeit das «Centre National des Industries et des Techniques» (CNIT), eine Gruppe von Gebäuden, welche technische Organisationen, wissenschaftliche Institute, Ausstellungen, Versammlungen, Kongresse, Archive und überhaupt alle Arten von Institutionen beherbergen sollen, welche sich die Entwicklung und Ausweitung von Industrie und Technik zur Aufgabe gestellt haben. Das gewählte Gelände verfügt über ausgezeichnete Verkehrsanschlüsse, führen doch die Ausfallstrasse nach Saint-Germain und die Eisenbahnlinie Paris—Versailles in unmittelbarer Nachbarschaft vorbei. Neue Autobuslinien, Parkplätze und Garagen und eine Verlängerung der Untergrundbahn werden die Verkehrsmöglichkeiten noch erheblich steigern. Paris hofft, durch alle diese grosszügigen Massnahmen einen hervorragenden Rang als technisches Zentrum nicht nur Frankreichs, sondern der alten Welt überhaupt zu erlangen. Als weithin sichtbares Wahrzeichen soll ein 120 m hoher Turm entstehen. Das bemerkenswerteste Gebäude jedoch wird der neue Ausstellungspalast sein, der Ende September mit der «Mécanélec 1958» eröffnet worden ist. Im Jahre 1959 wird die sechste Europäische Werkzeugmaschinen-Ausstellung folgen.

Nach dem Entwurf der Architekten Camelot, de Mailly und Zehrfuss wurden zahlreiche Vorschläge für die technische Gestaltung der Ausstellungshalle eingereicht, so u. a. von Prof. Nervi und Ing. Freyssinet. Die Wahl fiel schliesslich auf eine kühne Konstruktion in Eisenbeton von M. Esquillan. Der Grundriss zeigt die Form eines gleichseitigen Dreieckes von 218 m Seitenlänge. Im Aufriss werden diese Dreieckseiten von drei gewaltigen Bögen von 46 m Höhe gebildet, welche die sich verschneidenden Dachschaalen des dreischiffigen Kreuzgewölbes begrenzen. Die drei Fassaden sind vollverglast, ohne jeglichen Pfeiler oder Ausmauerung. Ihnen vorgesetzt und in den Gewölbebau hineinreichend befinden sich mehrgeschossige, langgestreckte Baukörper. Zum Vergleich sei erwähnt, dass das bisher weitestgespannte Betongewölbe, eine doppelte Flugzeughalle, 101,50 m Sehnenlänge aufweist. Die stützenfreie Halle besitzt 12 m über Grund eine (im Zentrum ausgesparte) Geschossdecke. Insgesamt bietet der Bau 101 460 m<sup>2</sup> nutzbare Fläche, wovon 67 500 m<sup>2</sup> Deckenkon-

struktion, von diesen sind 11 000 m<sup>2</sup> für 1000 kg/m<sup>2</sup> Nutzlast berechnet, der Rest für 500 kg/m<sup>2</sup>.

Die Dachschaalen sind doppelwandig ausgeführt, wodurch nicht nur die Steifigkeit sich ausserordentlich erhöht, sondern auch örtliche Verstärkungen einfacher anzubringen waren. Der Zwischenraum dient Kontrollgängen, dem Verlegen aller Arten von Leitungen, der Ventilation und der Isolation. Öffnungen in der unteren Wandung ermöglichen das Anhängen von Lasten. Quer zu den Fassadenbögen sind die Schalen gewellt, so dass die entstehenden Rinnen fächerförmig auf die Auflager (die Ecken des Dreieckes) hin zusammenlaufen. Diese Linien bezeichnen zugleich den Verlauf der Vertikalwänden, welche untere und obere Schale verbinden und aussteifen. Ferner verlaufen Querschotten senkrecht zu den Fassaden. An den Verschneidungslinien der drei Schalen sind diese Schotten verstärkt ausgeführt, im Scheitel des Gebäudes bilden sie einen dreiarmligen Stern. Die gesamte Dachschaale ruht auf drei massiven Widerlagern von 12 m Höhe, die je 6000 t Vertikallast tragen. Der Bogenschub wird durch Zug-



Modell der C.N.I.T.-Halle bei Paris