

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM  
KARLSRUHE**

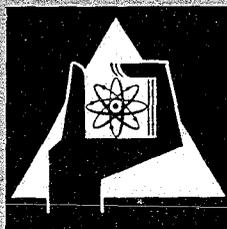
Februar 1967

KFK 545

Institut für Reaktorbauelemente

Die Entwicklung von Dampfgebläsen für dampfgekühlte Reaktoren

F. Erbacher, F. Radtke



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.

KARLSRUHE



KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Februar 1967

KFK 545

Institut für Reaktorbauelemente

Die Entwicklung von Dampfgebläsen  
für dampfgekühlte Reaktoren

---

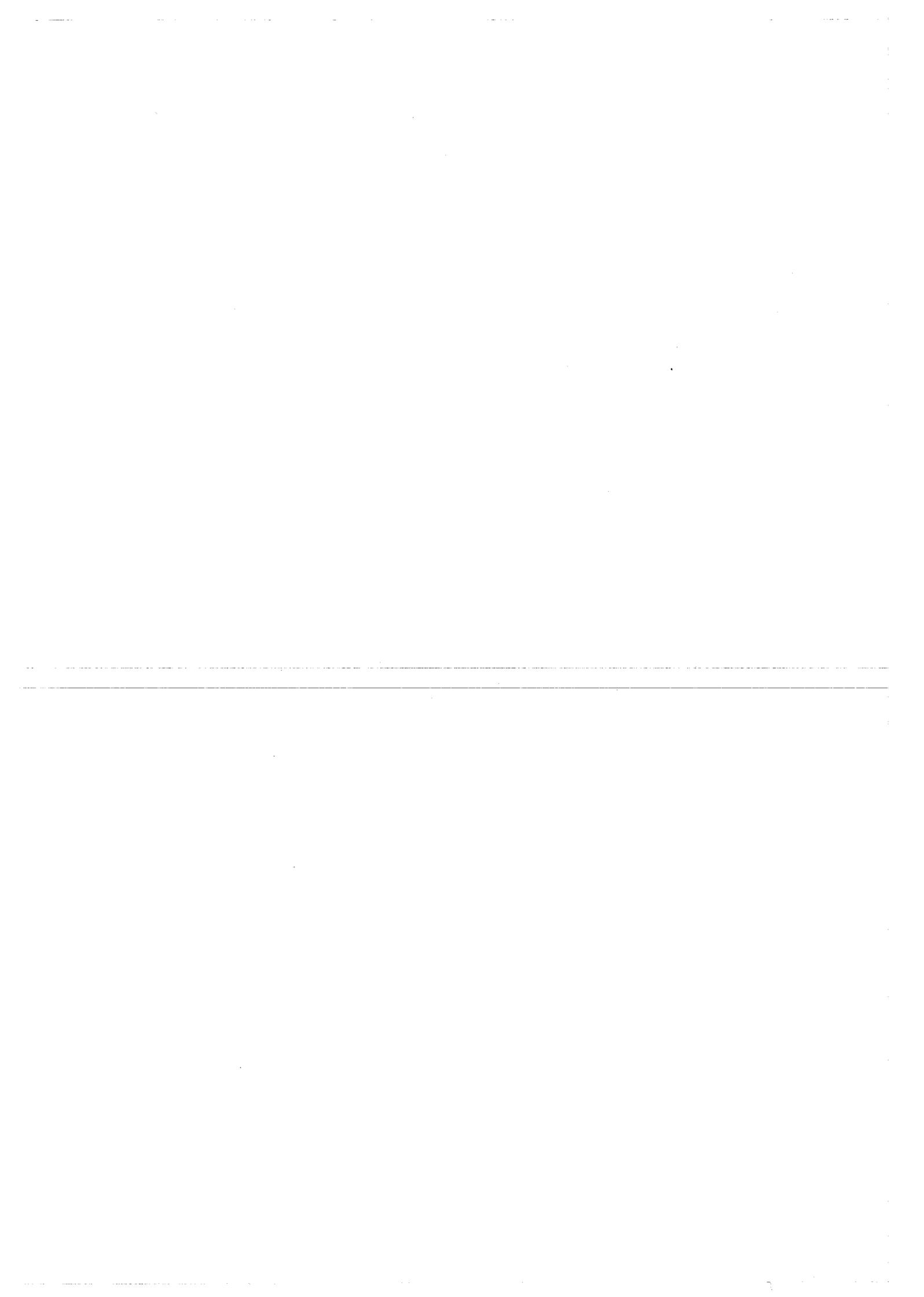
von

F. Erbacher

F. Radtke

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe

Diese Arbeit wurde im Rahmen der Assoziation zwischen der  
EUROPÄISCHEN ATOMGEMEINSCHAFT und der GESELLSCHAFT FÜR  
KERNFORSCHUNG MBH., KARLSRUHE, auf dem Gebiet der schnellen  
Reaktoren durchgeführt.



## Die Entwicklung von Dampfgebläsen für dampfgekühlte Reaktoren

### Zusammenfassung

Das 'Institut für Reaktorbauelemente (IRB)' im Kernforschungszentrum Karlsruhe betreibt seit 1961 die Entwicklung der Dampfkühlung und untersucht deren Anwendung auf einen dampfgekühlten schnellen Brutreaktor.

Heißdampf unter hohem Druck zeichnet sich durch gute Wärmeübergangs- und Wärmetransporteigenschaften aus und eignet sich daher besonders zur Kühlung eines schnellen Brutreaktors. Der gute Wärmeübergang gewährleistet beherrschbare Hüllrohrtemperaturen und demzufolge eine hohe Standzeit der hochbelasteten Brennelemente. Der Druckverlust des Kühlmittels im Reaktorkern ist im Verhältnis zur abgeführten hohen Wärmeleistung recht klein.

Der im Reaktorkern überhitzte Dampf kann im direkten Kreislauf in der Nutzleistungsturbine bewährter Bauart entspannt werden. Hieraus resultieren ein hoher thermischer Wirkungsgrad und niedrige Anlagekosten.

Die Kühlung eines schnellen Reaktors erfordert die Verdampfung des Kühlmittels außerhalb des Reaktorkerns. Von den möglichen Reaktor-Kühlkreisläufen ist der Löffler-Kreislauf besonders geeignet. Neben einer einfachen und betriebssicheren Gestaltung der Komponenten gewährleistet der Löffler-Kreislauf bei hohem Druck einen guten Wärmeübergang im Reaktorkern und eine geringe Empfindlichkeit des thermischen Wirkungsgrades gegenüber der aufzubringenden Leistung für die Dampfgebläse.

Die Auswahl des geeigneten Dampfzustandes für den Wärmekreislauf wird durch verschiedene Faktoren bestimmt. Diese ergeben eine Tendenz zu einem sehr hohen Heißdampfdruck und gegebenenfalls zu überkritischem Druck. Unter Berücksichtigung des derzeitigen Standes der technischen, physikalischen und wirtschaftlichen Entwicklung wird zunächst ein Dampfzustand gewählt, bei dem der Heißdampfdruck 150 at und die Heißdampf Temperatur  $540^{\circ}$  C nicht übersteigen. Bei Anwendung dieses Dampfzustandes für den Löffler-Kreislauf ergibt sich ein hoher thermischer Wirkungsgrad, der dem neuzeitlicher konventioneller Dampfkraftwerke entspricht.

Die Entwicklung und Auslegung der unkonventionellen Dampfgebläse, für die es keine Vorbilder gibt, ist durch die speziellen Anforderungen des Reaktorkonzeptes bestimmt. Die Gebläse sind daher in gekapselter Bauweise als kleine und kompakte Aggregate ausgeführt. Die Schmierung der Gleitlager erfolgt durch das Arbeitsmedium. Das Gebläse-Laufrad ist ein einstufiges Radialrad, welches von einer Dampfturbine auf der gleichen Welle angetrieben wird. Das Turbinen-Laufrad ist ein einstufiges Zentripetalrad.

Die Dampfgebläse sind zwischen dem Verdampfer und dem Reaktor-Eintritt angeordnet. Die Antriebsturbinen arbeiten als Vorschaltmaschinen zur Nutzleistungsturbine. Durch diese Ausführung der Dampfgebläse ist insbesondere eine hohe Betriebssicherheit der Gebläse und des Reaktor-Kreislaufes gewährleistet.

Die konstruktive Auslegung solcher Dampfgebläse ist neben strömungstechnischen Gesichtspunkten insbesondere durch die Betriebssicherheit der Lagerung bestimmt. Daher kommt der Bauweise und Schmierung der verwendeten Lager, der konstruktiven Ausbildung der Lagerung und der Einrichtung zum Achsialschubausgleich besondere Bedeutung zu. Diese Kriterien der Betriebssicherheit bestimmten entscheidend den Entwurf der beiden Prototyp-Dampfgebläse. Die bei der Entwicklung und Erprobung der beiden Prototyp-Dampfgebläse gesammelten Erfahrungen führten zu dem Entwurf eines Dampfgebläses für einen 1000 MWe dampfgekühlten Schnellen Brutreaktor.

Die Regelung der Dampfgebläse erfolgt durch Drehzahlveränderung der Antriebsturbinen. Hierdurch ist die Möglichkeit gegeben, sowohl das Anfahren und Abfahren als auch die Regelung bei Lastschwankungen und Störungen zu beherrschen.

Im Rahmen der Entwicklung und Erprobung von Reaktorkomponenten wurden zwei Prototyp-Gebläse für Drücke von 35 ata und 150 ata gebaut. Diese Dampfgebläse werden z.Zt. einer systematischen Erprobung unterzogen und dienen zum Einsatz in Löffler-Versuchskreisläufen. Die bislang in Versuchsläufen von mehreren 100 Stunden gewonnenen Erfahrungen bestätigten die Betriebstüchtigkeit

der gebauten Maschinen und zeigten die noch zu lösenden Probleme hinsichtlich der Lagerung auf. Ein umfangreiches und gezieltes Versuchsprogramm zur Untersuchung der hochtourigen, mit dem Arbeitsmedium geschmierten Gleitlager wird mittels verschiedener Prüfstände durchgeführt.

Alle bislang mit den Prototyp-Gebläsen gesammelten Erfahrungen wurden beim Entwurf der großen Dampfgebläse für einen 1000 MWe Reaktor verwertet. Die mit den Lagerprüfständen gewonnenen Erkenntnisse können die Ausführung der großen Dampfgebläse in der Industrie auch weiterhin beeinflussen. Das in Abb. 28 dargestellte Dampfgebläse stellt einen gemeinsamen Entwurf dar, der von der Firma Linde ausgeführt wurde. Eine solche Maschine eignet sich besonders für hohe Heißdampfdrücke und überkritischen Druck und kann sowohl für eine integrierte als auch nicht-integrierte Bauweise des Reaktors Verwendung finden.

Inhaltsverzeichnis:

	Seite
I. <u>Einleitung</u>	1
II. <u>Reaktor-Kreislauf</u>	1
1. Mögliche Dampfkreisläufe und ihre Beurteilung	3
2. Auswahl des zweckmäßigen Dampfzustandes	5
III. <u>Komponenten des Reaktor-Kühlkreislaufes</u>	10
1. Anordnung und Auslegungskriterien	10
2. Schaltung der Gebläse	12
3. Schaltung der Antriebsturbinen	15
4. Wirkungsgrad der Gebläse- Antriebsturbinen und dessen Auswirkung	22
5. Antriebsleistung der Dampfgebläse und deren Auswirkung	22
IV. <u>Spezielle Auslegungsgesichtspunkte</u>	24
1. Strömungstechnische Auslegung	24
2. Konstruktive Auslegung	27
V. <u>Betriebsverhalten</u>	29
1. Regelung der Gebläse beim Anfahren	30
2. Regelung im Normalbetrieb	31
VI. <u>Stand der Entwicklung</u>	32
1. Bisherige Bau- und Betriebserfahrungen	32
2. Schwerpunkte der weiteren Untersuchungen	36
VII. <u>Gebläse für große Reaktorleistungen</u>	37

Verzeichnis der Abbildungen

- Abb. 1: Dampfkreisläufe mit externer Verdampfung.
- 2: Beurteilung der Reaktor-Kühlkreisläufe.
  - 3: Löffler-Kreislauf.
  - 4: Thermischer Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  und Leistungsbedarf des Dampfgebläses  $\varepsilon$  beim Löffler-Kreislauf.
  - 5: Wärmetransport-Kriterium für Heißdampf: Verhältnis Gebläseleistung zu Wärmeleistung eines Reaktorkerns.
  - 6: Schaltungen des Dampfgebläses im Reaktor-Kühlkreislauf.
  - 7: Durchmesser der Rohrleitungen (mm) an den Dampfgebläsen bei verschiedenen Schaltungen der Antriebsturbinen.
  - 8: Schaltung der Gebläse-Antriebsturbine als parallele Kondensations-Turbine.
  - 9: Schaltung der Gebläse-Antriebsturbine als Entnahme-Kondensations-Turbine.
  - 10: Schaltung der Gebläse-Antriebsturbine als Entnahme-Gegendruck-Turbine.
  - 11: Schaltung der Gebläse-Antriebsturbine als parallele Gegendruck-Turbine.
  - 12: Schaltung der Gebläse-Antriebsturbine als Vorschalt-Turbine.
  - 13: Wärmeschaltbild eines dampfgekühlten Reaktors.
  - 14: Einfluß des Wirkungsgrades der Gebläse-Antriebsturbine auf den thermischen Wirkungsgrad des Kernkraftwerks.
  - 15: Einfluß des Druckverlustes im Reaktor-Kühlkreislauf auf den thermischen Wirkungsgrad des Kernkraftwerks.

- 16: Arbeitsbereich des Axial- und Radialgebläses.
- 17: Druck- und Lieferzahlen für Axial- und Radialgebläse.
- 18: Vergleich der Kennlinien des Radialgebläses und des Axialgebläses.
- 19: Druck- und Lieferzahlen für Turbo-Maschinen.
- 20: Hochdruck-Dampfgebläse.
- 21: Achsschubausgleich im Dampfgebläse.
- 22: Prüfstand für Dampfgebläse.
- 23: Niederdruck-Dampfgebläse.
- 24: Laufrad (ohne Dedscheibe) einer Zentripetal-turbine.
- 25: Hydrodynamische Mehrgleitflächenlager mit Wasserschmierung.
- 26: Labyrinthausbildung beim Niederdruck-Dampfgebläse.
- 27: Auslegungsdaten für Dampfgebläse.
- 28: Dampf-Gebläse für 1000 MWe dampfgekühlten 'Schnellen Brutreaktor'.

# Die Entwicklung von Dampfgebläsen für dampfgekühlte Reaktoren

## I. Einleitung

Im Jahre 1960 begann die Entwicklung der sog. 'zweiten Generation' von schnellen Brutreaktoren, die zur Erzielung eines hohen Abbrandes des Brennstoffes über 50 000 MWd/t und daraus resultierenden niedrigen Brennstoffkosten, vorzugsweise oxydischen Brennstoff in Form von Uran- bzw. Plutonium-Oxyd verwenden. Hierin liegt vor allem die wirtschaftliche Überlegenheit der Brutreaktoren der zweiten Generation gegenüber denen der sog. ersten Generation mit metallischem Brennstoff. Durch die Verwendung von oxydischem Brennstoff rückten die Leistungsdichten im Reaktorkern in den Bereich von etwa 300 kW/l, wo sich die Verwendung von Heißdampf als Kühlmittel anbietet.

Das 'Institut für Reaktorbauelemente' (IRB) im Kernforschungszentrum Karlsruhe nahm daher im Jahre 1961 die Entwicklung der Dampfkühlung als Hauptthema auf, um deren Anwendungsmöglichkeiten auf einen Schnellen Brutreaktor zu untersuchen und die technologischen Grundlagen zu schaffen, die zur Feststellung der reaktortechnischen Konsequenzen und wirtschaftlichen Aussichten notwendig sind.

## II. Reaktor-Kreislauf

Die Kühlung eines schnellen Brutreaktors erfordert ein einphasiges, nur schwach moderierendes Kühlmittel und bedingt somit eine Verdampfung außerhalb des Reaktorkerns. Diese räumliche Trennung des Verdampfens von dem Überhitzen ist ein entscheidendes Kriterium aller möglichen Kühlkreisläufe. Dabei erfolgt sowohl die externe Verdampfung als auch die Überhitzung des Dampfes durch die Wärme ein und desselben Reaktors. Ein Teil der im Reaktorkern dem Heißdampf aufgeprägten Überhitzungsleistung wird im Verdampfer an das zu verdampfende vorgewärmte Speisewasser ausgetauscht, wobei der Heißdampf als Wärmeträger zwischen Reaktorkern und Ver-

dampfer enthitzt wird. Durch diese Art der Verdampfung entsteht im Reaktorkühlkreislauf ein Vielfaches des in der Nutzleistungsturbine verarbeiteten Dampfdurchsatzes. Bei der Förderung dieses gegenüber der Nutzdampfmenge vergrößerten Dampfdurchsatzes durch den Reaktorkern ergeben sich hohe Strömungsgeschwindigkeiten und damit ein guter Wärmeübergang. Somit kann die für einen schnellen dampfgekühlten Reaktorkern entscheidende Forderung nach beherrschbaren Hüllrohrtemperaturen und hoher Standzeit der hochbelasteten Brennelemente gewährleistet werden. Da Heißdampf unter hohem Druck zudem ein Kühlmittel mit guten Wärmetransporteigenschaften ist, können daher aus dem Reaktorkern hohe Leistungsdichten bei relativ geringem Druckabfall sicher abgeführt werden.

Ein weiterer entscheidender Vorteil der Dampfkühlung besteht darin, daß der im Reaktorkern überhitzte Dampf im direkten Kreislauf in einer Nutzleistungsturbine bewährter Bauart entspannt werden kann. Dabei entfallen jegliche Wärmeaustauscher zwischen Reaktorkühlmittel und Nutzdampf und die resultierende Temperaturspanne zwischen Hüllrohrtemperatur der Brennelemente und Eintrittstemperatur des Dampfes in die Nutzleistungsturbine wird auf ein Minimum reduziert. Daher erlaubt die Dampfkühlung im direkten Kreislauf hohe Wirkungsgrade und ergibt niedrige Anlagekosten. Bei Anwendung der im neuzeitlichen konventionellen Kraftwerksbau üblichen Dampfdrücke und Dampftemperaturen läßt sich auch für einen dampfgekühlten schnellen Brutreaktor ein thermischer Wirkungsgrad von etwa 42 % erzielen. Der direkte Kreislauf bietet dabei die Möglichkeit niedriger Anlagekosten, die denen der heutigen Siedewasserreaktoren entsprechen sollten. - Die bei einem solchen direkten Kreislauf durch Brennelementeschäden verursachte Kontamination des Kreislaufsystems und der Nutzleistungsturbine wird z.Zt. im Rahmen des NSPE-Programms am EVESR-Heißdampfreaktor der General-Electric untersucht. Die bislang gewonnenen Erfahrungen zeigen, daß die Gefahr der Kontamination durch geeignete technische Vorkehrungen beträchtlich verringert werden kann.

## 1. Mögliche Dampfkreisläufe und ihre Beurteilung

Als Dampfkreisläufe kommen grundsätzlich die beiden in Abb. 1 dargestellten Kreislaufschaltungen infrage, nämlich der Löffler-Kreislauf und der Mehr-Zonen-Kreislauf. Diese beiden Möglichkeiten unterscheiden sich im Prinzip dadurch daß beim Mehr-Zonen-Kreislauf die gesamte Druckerhöhung des Kühlmittels einschließlich des Druckverlustes im Reaktor-Kühlkreislauf bereits in der flüssigen Phase durch Hochdruck Speisewasserpumpen erfolgt, während beim Löffler-Kreislauf der Druckverlust im Reaktor-Kühlkreislauf durch Dampfgebläse aufgebracht wird. Beide Kreisläufe sind hinsichtlich des thermischen Wirkungsgrades, des Wärmeüberganges im Reaktorkern sowie des dynamischen und sicherheitstechnischen Verhaltens des Systems etwa gleichwertig, so daß ein technischer Vergleich der Kühlkreisläufe hinsichtlich Einfachheit, niedriger Kosten und Betriebssicherheit der einzelnen Komponenten zur Auswahl des geeigneten Kreislaufes führt.

Der Mehrzonenkreislauf bedingt notwendigerweise eine Unterteilung des Reaktorkerns in verschiedene Zonen unterschiedlichen Druckniveaus mit einem aufwendigen Dampfführungssystem, welches die Beladung und Regelung des Reaktorkerns erschwert. Dies ergibt einen konstruktiv komplizierten Aufbau des Reaktorkerns mit einem hohen Anteil an Strukturmaterial, was die Neutronenökonomie und damit die Bruterate vermindert. Die vielen Rohrleitungen erheblichen Querschnittes, die zum Transport der Verdampfungswärme vom Reaktorkern zum Verdampfer erforderlich sind, bedeuten eine zusätzliche Komplizierung und Verteuerung und stellen eine inhärente Gefahrenquelle infolge möglicher Rohrleitungsbrüche dar. - Dem gegenüber erlaubt der Löfflerkreislauf einen konstruktiv einfachen Aufbau des Reaktorkerns, der auf einem einheitlichen Druckniveau liegt und nur einmal von der gesamten Dampfmenge durchströmt wird, was zu einer höheren Betriebssicherheit gegenüber dem Mehr-Zonen-Kreislauf führt.

Der Verdampfer des Mehr-Zonen-Kreislaufes besteht aus einem sehr großen Oberflächenwärmeaustauscher mit vielen beheizten

Rohren, was hohe Kosten und eine geminderte Betriebssicherheit ergibt. - Dem gegenüber stellt der direkte Verdampfer des Löfflerkreislaufes, bei dem Heißdampf direkt in das Wasser eingeblasen wird, die einfachste Form eines Wärmeaustauschers dar, woraus ein niedriger Preis und eine hohe Betriebssicherheit resultieren.

Der Mehr-Zonen-Kreislauf benötigt für die Umwälzung des Kühlmittels lediglich Speisewasserpumpen, allerdings mit einem hohen Speisepumpenenddruck, da der Druckverlust in dem langen Rohrleitungssystem groß ist. Bei der Konstruktion solcher Pumpen kann auf vorliegende Erfahrungen zurückgegriffen werden, so daß eine betriebssichere Ausführung der Pumpen gewährleistet ist. - Der Löffler-Kreislauf hingegen erfordert Dampfumwälzgebläse, welche besondere Konsequenzen auf die Betriebssicherheit des Kreislaufes und dessen Auslegung haben. Da zum Entwurf solcher Gebläse für die verschärften Forderungen eines Reaktorkühlkreislaufes keine Erfahrungen vorliegen, bedingt die Anwendung des Löffler-Kreislaufes eine Neuentwicklung von Dampfgebläsen.

Eine zusammenfassende Beurteilung der beiden möglichen Reaktorkühlkreisläufe zeigt die Abbildung 2. Daraus geht hervor, daß der Löffler-Kreislauf die besseren Möglichkeiten für einen einfachen und betriebssicheren Reaktorkühlkreislauf bietet.

Bei dem auf einen schnellen Brutreaktor angewendeten Löffler-Kreislauf nach Abbildung 3 arbeitet der Reaktor als Überhitzer des im Verdampfer erzeugten und von dem Dampfgebläse umgewälzten trockenen Sattdampfes. Der aus dem Reaktor austretende überhitzte Dampf teilt sich in zwei Teilströme auf. Der kleinere Teilstrom, etwa 40 % der gesamten Heißdampfmenge, geht direkt zur Nutzleistungsturbine. Der restliche, größere Teilstrom wird dem Verdampfer zugeführt, wo er durch Mischung mit dem zu verdampfenden Speisewasser seine Überhitzungswärme abgibt. Die in einen einheitlichen Sattdampfstrom überführten Teilströme werden dann von dem Dampfgebläse zum Reaktor zurückgeführt.

## 2. Auswahl des zweckmäßigen Dampfzustandes

Die Höhe des Kühlmitteldruckes hat viele Konsequenzen, so daß bei der Optimierung ein Kompromiß zwischen verschiedenen Größen gefunden werden muß. Bei der Auswahl eines günstigen Bereiches für den Heißdampfdruck sind folgende Kriterien zu beachten:

- hoher thermischer Wirkungsgrad des Kernkraftwerks,
- niedrige Kosten für den Reaktor-Druckkessel,
- guter Wärmeübergang und Wärmetransport im Reaktorkern,
- hohe reaktordynamische Sicherheit,
- gute Brutrate des Reaktors.

Eine eindeutige Optimierung des Heißdampfdruckes unter Einbeziehung all dieser Einflußgrößen erscheint im Moment noch recht schwierig, da die zu treffenden Annahmen zum Teil noch unsicher und Gegenstand einer technischen, physikalischen und wirtschaftlichen Entwicklung sind. - Die einzelnen Faktoren können daher lediglich diskutiert und daraus Tendenzen aufgezeigt werden, die zur Auswahl eines günstigen Bereiches für den Heißdampfdruck unter Berücksichtigung des gegenwärtigen Standes der technologischen und physikalischen Kenntnisse führen.

Die Abbildung 4 zeigt den thermischen Wirkungsgrad eines Kernkraftwerkes in Abhängigkeit vom Heißdampfdruck. Die ausgeprägte Druckabhängigkeit des thermischen Wirkungsgrades ist in erster Linie durch die für die Dampfumwälzung erforderliche Leistung bedingt. Dieser Leistungsbedarf für die Dampfumwälzung ist bei niedrigen Drücken recht beträchtlich, wodurch sich ein schlechter thermischer Wirkungsgrad des Kraftwerkes ergeben würde. Erst bei Drücken über 100 at sinkt die erforderliche Dampfumwälzleistung bei einem Druckverlust im Reaktorkühlkreislauf von 10 at unter 10 % der Nutzleistung und beträgt bei einem Druckniveau von 150 at nur noch etwa 5 % der Turbinen-Nutzleistung. Wegen dieser kleinen Umwälzleistung, die zum großen Teil als Wärme wieder zurückgewonnen wird und der hohen regenerativen Speisewasservorwärmung, kann trotz der exergetisch ungünstigen Verdampfung des Speisewassers ein

hoher thermischer Wirkungsgrad erzielt werden, der dem neuzeitlicher konventioneller Hochdruckkraftwerke entspricht. Der noch verbleibende Wirkungsgradunterschied zwischen dem Löffler-Kreislauf und einem vergleichbaren Clausius-Rankine-Prozess wird mit zunehmendem Frischdampfdruck immer kleiner und beträgt bei 150 at noch etwa einen Punkt.

Betrachtet man den günstigsten Heißdampfdruck unter dem Gesichtspunkt einer minimalen gesamten Pumpleistung für das Kühlmittel, d.h. Gebläseleistung für den Satttdampf zuzüglich Pumpleistung für die Speisewasserpumpen, so ergibt sich ein Minimum für die gesamte Pumpleistung bei einem Heißdampfdruck von etwa 180 at. Demzufolge kann bei einem noch höheren Heißdampfdruck ein nur geringer Anstieg des thermischen Wirkungsgrades erzielt werden. Die angegebenen thermischen Wirkungsgrade beziehen sich auf Anlagen ohne Zwischenüberhitzung. - Wegen der mit einer Zwischenüberhitzung verbundenen Komplizierung und Verteuerung der Anlage, sowie der im Vergleich zu konventionellen Kraftwerken geringeren Empfindlichkeit einer Reaktoranlage gegenüber Brennstoffkosten wird die Möglichkeit einer Zwischenüberhitzung zunächst nicht betrachtet. Bei Überschreitung eines Heißdampfdruckes von etwa 150 at wird jedoch eine Zwischenüberhitzung u.U. zweckmäßig und bei Anwendung von überkritischem Druck unumgänglich. Der durch eine optimal ausgelegte Zwischenüberhitzung erzielbare Wirkungsgradgewinn eines Kernkraftwerkes beträgt etwa 3 Punkte. - Für die folgenden Überlegungen hinsichtlich Kreislauf und Dampfgebläse hat die Frage der Zwischenüberhitzung aber keinen bestimmenden Einfluß.

Der maximal mögliche Heißdampfdruck wird zusätzlich durch die Herstellbarkeit und die Kosten des Reaktor-Druckkessels bestimmt. Für große Reaktorleistungen wird sich der Preis für den Druckkessel stark mit steigendem Heißdampfdruck erhöhen, was besonders für Stahl- aber auch für vorgespannte Beton-Druckkessel gilt. Allerdings verspricht die weitere Entwicklung der vorgespannten Beton-Druckkessel eine Kosten-Reduktion, sowie eine Anwendungsmöglichkeit für sehr große Reaktor-Leistungseinheiten und sehr hohe Drücke.

Die Wärmeübergangseigenschaften von Heißdampf werden mit steigendem Druck immer besser und erreichen im überkritischen

Druckbereich ihr Maximum. Die wirtschaftliche Wirksamkeit eines verbesserten Wärmeübergangs wird bestimmt durch das Verhältnis von Wärmeübergang zu entstehendem Druckverlust. - Die Abb. 5 zeigt das Verhältnis von aufzubringender Gebläseleistung zu abgeführter Wärmeleistung bei einem nach dem Löffler-Prinzip mit Heißdampf gekühlten schnellen Reaktorkern. Daraus ist ersichtlich, daß bei gleichen Leistungen, Abmessungen und maximalen Hüllrohrtemperaturen im Reaktorkern die aufzubringende Gebläseleistung mit steigendem Heißdampfdruck sehr stark abnimmt.

Die Dynamik und Sicherheit eines dampfgekühlten schnellen Reaktors ist wesentlich bestimmt durch das Reaktivitätsverhalten bei verschiedenen Kühlmitteldichten. Die stärksten Dichteschwankungen gegenüber der Kühlmitteldichte im Auslegungszustand treten beim Lenzen und Fluten des Reaktorkerns auf. Für diese Zustände gelten folgende Sicherheitskriterien [1]: Beim Lenz-Unfall des Reaktorkerns, d.h. bei vollständigem Verlust des Kühlmittels, sollte der Reaktor zumindest unter dem prompt kritischen Zustand bleiben. Beim Fluten des Reaktorkerns, d.h. bei Anstieg der Kühlmitteldichte auf  $1 \text{ g/cm}^3$  sollte der Reaktorkern im gefluteten Zustand unterkritisch sein. - Diese beiden Sicherheitskriterien bestimmen wesentlich den zulässigen Auslegungsbereich des Reaktorkerns. Es konnte gezeigt werden, daß dieser Bereich mit steigendem Heißdampfdruck bis zum kritischen Druck immer breiter wird, so daß aus Gründen der reaktordynamischen Sicherheit eine deutliche Tendenz zu einem hohen Heißdampfdruck vorhanden ist.

Mit steigendem Heißdampfdruck und daraus resultierender zunehmender Dampfdichte wird jedoch die Moderationsfähigkeit des Kühlmittels immer stärker, wodurch die Brutrate stark beeinträchtigt wird. Die Brutrate sinkt mit steigendem Heißdampfdruck etwa linear ab. Um bei einem sehr hohen Heißdampfdruck und bei überkritischem Druck noch einen Brutgewinn zu erzielen, sind daher ein sehr kleiner Kühlmittelanteil, d.h. sehr enge Kühlkanäle erforderlich. Über die möglichen und zulässigen Grenzen

der Brutrate und deren Auswirkung kann jedoch zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch keine genaue Aussage gemacht werden, so daß dies Gegenstand einer späteren Betrachtung sein wird.

Zusammenfassend kann also folgendes festgestellt werden: Der thermische Wirkungsgrad eines Kraftwerkes nach dem Löffler-Prinzip, der Wärmeübergang und Wärmetransport im Reaktorkern sowie die dynamische Sicherheit des Reaktors werden mit steigendem Heißdampfdruck immer besser, was die Auswahl eines hohen Druckes und gegebenenfalls den Übergang zum überkritischen Druck begünstigt. - Dem stehen gegenüber ein Anstieg der Herstellungskosten für den Reaktor-Druckkessel, sowie eine Verschlechterung der Brutrate mit steigendem Frischdampfdruck. Es zeigt sich also, daß die Festlegung des Heißdampfdruckes nicht aufgrund einer eindeutigen Optimierung aller genannten Faktoren erfolgen kann, sondern vielmehr einen Kompromiss darstellt zwischen Vor- und Nachteilen, die allerdings im Hinblick auf die weitere Entwicklung der Reaktortechnik und Kernenergie-wirtschaft bewertet werden können. So kann bereits heute erwartet werden, daß die intensiven Entwicklungsbemühungen auf dem Gebiet der vorgespannten Betondruckkessel zu einer Reduzierung der Herstellungskosten und einer Verwirklichung größerer und wirtschaftlicherer Leistungseinheiten führen. - Die Notwendigkeit einer hohen Brutrate kann ebenso im Lichte der weiteren Entwicklung der Kernenergie-wirtschaft gesehen werden, so daß je nach eingeschlagener Reaktorstrategie u.U. ein geringerer Brutfaktor zu Gunsten einer höheren Wirtschaftlichkeit des Reaktors gewählt wird.

Da die mit steigendem Druck sich verbessernden Faktoren nur bis zu einem Heißdampfdruck von etwa 150 at sehr stark druckabhängig sind, die Brutrate bei 150 at noch relativ hoch und die Herstellbarkeit eines Druckkessels für 150 at auch mit der gegenwärtigen Technologie möglich ist, wird zunächst ein Heißdampfdruck von 150 at am Reaktoraustritt zugrunde gelegt. Mit Rücksicht auf die Verwendung von ferritischen Werkstoffen im nichtnuklearen Teil und eine Endfeuchte in der Nutzleistungs-

turbine von weniger als 15 % bei Verzicht auf eine Zwischenüberhitzung, wird die dem Heißdampfdruck von 150 at entsprechende Heißdampf Temperatur auf 540° C festgelegt.

Durch die Auswahl dieser Dampfzustände von 150 at und 540° C ist gewährleistet, daß auf die Erfahrungen aus der konventionellen Dampftechnik zurückgegriffen werden kann. Basierend auf der bewährten Technologie der Wasserreaktoren erscheint die Dampfkühlung für schnelle Reaktoren somit als stetige Evolution von der konventionellen Dampftechnik zur Technologie der Dampfkühlung für Kernreaktoren.

### III. Komponenten des Reaktor-Kühlkreislaufes

#### 1. Anordnung und Auslegungskriterien

Die konstruktive Gestaltung, die thermodynamische und strömungstechnische Auslegung, sowie die Schaltung und Einordnung der Komponenten werden maßgeblich bestimmt durch die Sicherheitsphilosophie des Reaktors und die daraus sich ergebenden bautechnischen Konsequenzen.

Ein wesentliches Kriterium für die Sicherheit des Reaktors ist die Vermeidung eines Unfalles durch einen Kühlmittelverlust infolge eines Rohrleitungsbruches. Die Geschwindigkeit der bei einem Rohrleitungsbruch im Reaktor-Kühlkreislauf sich einstellenden Druckabsenkung und des damit verbundenen Reaktivitätsanstieges bestimmt die für eine Regelstabbetätigung verfügbare Zeit und damit die Sicherheit des Reaktors. Die Wahrscheinlichkeit eines Rohrleitungsbruches im Reaktorkühlkreislauf und die daraus resultierende Druckabsenkungsgeschwindigkeit kann wesentlich verringert werden durch eine integrierte Anordnung des gesamten Reaktorkühlkreislaufes. Dies bedeutet, daß der Reaktorkern, der Verdampfer und die Dampfgebläse in ein und demselben Reaktor-Druckkessel untergebracht sind und diese eingebauten Komponenten praktisch drucklos ausgeführt werden können. Die sichere Beherrschung des Druckes muß bei einer solchen Anordnung vom Druckkessel übernommen werden, der dabei unter dem von den Speisewasserpumpen aufgebrauchten Druck des Kühlmittels steht. Ein vorgespannter Betondruckkessel bietet dafür gegenüber einem Stahldruckkessel den entscheidenden Vorteil, daß ein eventuelles Leck im Druckkessel sich bei der Druckabsenkung von selbst wieder schließen kann. Hierdurch stellt sich ein erhöhter Enddruck ein, wodurch die Druckabsenkung im Kühlkreislauf stark reduziert wird. Da das Kühlmittelvolumen im Druckkessel zudem recht groß ist, wird die Druckabsenkungsgeschwindigkeit infolge eines Lecks im Kühlkreislauf auf ein Minimum herabgesetzt, wodurch die verfügbare Zeit für eine Regelstabbetätigung und damit die Sicherheit des Reaktors wesentlich erhöht wird.

Außerdem können bei einer integrierten Anordnung die notwendigen Rohrleitungen im Kühlkreislauf auf ein Minimum reduziert und wegen des niedrigen Auslegungsdruckes zweckmäßiger gestaltet werden, was die Wahrscheinlichkeit eines Rohrleitungsbruches stark reduziert. - Neben dieser Minderung der Störanfälligkeit ergeben sich eine Verringerung des durch die Dampfumwälzung entstehenden Druckverlustes und Einsparungen an Rohrleitungen, Armaturen und Gebäuden.

Die integrierte Bauweise erscheint daher sowohl im Hinblick auf die Sicherheit des Reaktors als auch die Kapitalkosten als zweckmäßige Lösung und gilt als Auslegungskriterium für alle weiteren Betrachtungen, die sich insbesondere auf Reaktoren großer Leistung bis zu 1000 MWe erstrecken. Reaktoren kleiner Leistung, die möglicherweise als Interimslösung in nicht-integrierter Bauweise ausgeführt werden können, sind nicht Gegenstand der folgenden Überlegungen.

Hinsichtlich der Auslegung der Komponenten, insbesondere des Verdampfers und der Dampfgebläse, bedingt die integrierte Bauweise mit Rücksicht auf die Abmessungen des Druckkessels hohe spezifische Leistungen und geringe Leistungsgewichte der Komponenten, d.h. kompakte Aggregate kleiner Abmessung. Dadurch ergeben sich insbesondere für die Dampfgebläse spezielle Erfordernisse, die eine breite Entwicklung und Forschung notwendig machten. Für die Lagerung der Dampfgebläse ergibt sich die Forderung, die Schmierung der Gleitlager mit dem Arbeitsmedium selbst durchzuführen, um eine Verunreinigung des Kühlkreislaufes und der hochbelasteten Brennelemente durch ein Fremdschmiermittel zu vermeiden. Dies führte zu einem Lagerentwicklungsprogramm, bei dem hydrodynamische und hydrostatische Gleitlager, die sowohl mit Wasser als auch mit Heißdampf geschmiert sein können, untersucht werden.

Die Betriebssicherheit und Verfügbarkeit der Reaktorkühlung wird außerdem bestimmt durch die Anzahl der verwendeten Dampfgebläse. Das ausschlaggebende Kriterium ist der bei Ausfall eines Dampfgebläses auftretende maximale Temperaturanstieg der Brennelementhülle und die Geschwindigkeit dieses Temperatur-

anstiegs, da selbst eine kurzzeitig auftretende unzulässige Überhitzung der Brennelementhülle deren Standzeit verkürzen kann und zum anderen ein Temperaturanstieg nur so rasch erfolgen darf, daß noch rechtzeitig die Regelstäbe eingefahren werden können, um Brennelementschäden zu vermeiden. Es konnte gezeigt werden [2], daß sowohl bei Verwendung von 6 Dampfgebläsen als auch bereits bei 3 Dampfgebläsen und dem Ausfall eines Gebläses, noch genügend Zeit für den Eingriff der Regelstäbe zur Verfügung steht, um eine Zerstörung der Brennelemente zu verhindern. Der maximale Temperaturanstieg der Hülle bei Ausfall eines von drei Dampfgebläsen wird nach etwa 5 Sekunden erreicht und beträgt für die Leistungen und Abmessungen des DL-Reaktorkerns etwa  $70^{\circ}\text{C}$  und nur etwa  $25^{\circ}\text{C}$  bei Ausfall eines von sechs Dampfgebläsen.- Da eine Temperaturerhöhung von  $70^{\circ}\text{C}$  noch zulässig erscheint und eine kleine Anzahl von Dampfgebläsen aufgrund des vergrößerten Durchsatzes pro Gebläse die konstruktive Auslegung dieser Maschinen sowie der Rohrleitungsführungen erleichtert, wird für alle weiteren Betrachtungen eine Gesamtzahl von 3 Dampfgebläser zugrunde gelegt.

Für die Anordnung und Auslegung der Dampfgebläse gelten also zusammengefaßt folgende Kriterien:

1. Integrierte Anordnung des gesamten Reaktor-Kühlkreislaufes einschließlich der Dampfgebläse im Druckkessel,
2. Verwendung von 3 Dampfgebläsen,
3. Lagerung und Schmierung der Dampfgebläse mit dem Arbeitsmedium.

## 2. Schaltung der Gebläse

Für das im Reaktor-Kühlkreislauf umzuwälzende Heißdampf-volumen und die aufzubringende Förderhöhe eignen sich vorzugsweise Turbo-Gebläse.

Für die Schaltung der Gebläse im Reaktor-Kühlkreislauf kommen die in der Abbildung 6 aufgezeigten zwei Möglichkeiten infrage:

- a) Gebläse im Sattedampfstrang zwischen Verdampfer und Reaktoreintritt,
- b) Gebläse im Heißdampfstrang zwischen Reaktoraustritt und Verdampfer.

Zur Beurteilung der beiden Schaltungen und Auswahl der zweckmäßigsten Lösung dienen folgende Kriterien:

- Geringer Leistungsbedarf:

Die für die Dampfumwälzgebläse erforderliche Antriebsleistung verschlechtert den thermischen Wirkungsgrad des Kernkraftwerks, so daß eine Schaltung mit minimaler Umwälzleistung ausgeführt werden sollte.

- Gute Regelbarkeit:

Durch geeignete Vorkehrungen kann die Drehzahlregulierung der Gebläse dazu benutzt werden, um Temperaturerhöhungen im Reaktorkern auszugleichen und eine gute Temperaturkonstanz auch bei Lastschwankungen zu gewährleisten. Diese Eigenschaft der Dampfumwälzung kann vorzugsweise dazu benutzt werden, bei Ausfall eines Gebläses die restlichen in Betrieb verbleibenden Gebläse derart auf eine höhere Drehzahl einzuregulieren, daß der Reaktor ohne Abschaltung weiter betrieben werden kann. Außerdem kann die Drehzahlregulierung der Gebläse zur sicheren Beherrschung des Anfahr- und Abfahrvorganges herangezogen werden.

Um die gute Regelbarkeit der Gebläse aber auch in Auswirkung auf den Reaktor-Kühlkreislauf gut ausnutzen zu können, soll gewährleistet sein, daß keine in regeltechnischer Hinsicht wirkenden trägen Verzögerungsglieder auf der Druckseite der Gebläse eingeschaltet sind und die Totzeit des Regelkreises klein ist.

Die Beurteilung der beiden Schaltungen anhand obiger Kriterien stellt sich wie folgt dar:

zu a):

Die Schaltung der Gebläse im Sattedampfstrang, unmittelbar hinter dem Verdampfer, bedingt wegen des niedrigen spezifischen Volumens des gesättigten Dampfes eine relativ niedrige Förderhöhe, was trotz höheren Durchsatzes

eine geringere Antriebsleistung ergibt. - Die Regelgeschwindigkeit einer z.B. durch Drehzahlerhöhung ausgleichenden Störung ist bei dieser Schaltung sehr hoch. Da die Gebläse direkt vor dem Reaktorkern angeordnet sind und die nachgeschaltete Drosselcharakteristik des Reaktorkerns auftretende Schwankungen ausgleicht, ergibt sich eine gute Regelcharakteristik des Kühlkreislaufes.

zu b):

Die Schaltung der Gebläse im Heißdampfstrang, unmittelbar vor dem Verdampfer, ist der unter Punkt a) beschriebenen Schaltung in jeder Hinsicht unterlegen. Wegen des höheren spezifischen Volumens steigt die notwendige Förderhöhe auf mehr als den doppelten Wert an gegenüber der Schaltung der Gebläse nach dem Verdampfer. Somit ergibt sich trotz des geringeren Dampfdurchsatzgewichtes im Heißdampfstrang eine um 27 % höhere Antriebsleistung bei gleichem Dampfdurchsatz durch den Reaktor, was den thermischen Wirkungsgrad des Kraftwerks vermindert.

In regelungstechnischer Hinsicht wirkt der auf der Druckseite der Gebläse angeordnete Verdampfer aufgrund seiner Trägheit als Verzögerungsglied bei regeltechnischen Eingriffen an den Gebläsen. Daher läßt sich eine schnelle und stabile Regelung durch Veränderung der Drehzahl der Gebläse nur schwer erzielen, womit der regeltechnische Vorteil der Dampfumwälzung bei dieser Variante fast entfällt.

Für den Reaktor-Kühlkreislauf ergibt somit die Schaltung der Gebläse im Sattedampfstrang zwischen Verdampfer und Reaktoreintritt eindeutige Vorzüge. Auch in konstruktiver Hinsicht lassen sich die Gebläse bei dieser Schaltung einfacher ausführen. Durch die geringere Förderhöhe können einstufige Radialräder mit gutem Wirkungsgrad verwendet und die Laufraddurchmesser klein gehalten werden, so daß z.B. bei Verwendung von Vorschaltturbinen zum Gebläse-Antrieb sowohl das Turbinen- als auch das Gebläse-Laufrad etwa die gleichen Abmessungen erhalten, was die konstruktive Ausführung erleichtert. Bei Verwendung von kondensatgeschmierten Gleitlagern kann zudem die

Wärmeisolation von der Gebläse-Radkammer zu den Gleitlagern klein gehalten werden, so daß das Schmiermittel in der gebläseseitigen Lagerung nur wenig unterkühlt gehalten werden muß, um die flüssige Phase aufrecht zu erhalten.

### 3. Schaltung der Antriebsturbinen

Als Antriebsmaschinen für die Dampfgebläse werden Dampfturbinen vorgesehen. Die Verwendung eines Turbinenantriebes bietet gegenüber dem Elektroantrieb verschiedene Vorteile:

- Der Turbinenantrieb ist unabhängig vom elektrischen Netz, wodurch sich eine hohe Betriebssicherheit ergibt.
- Eine Dampfturbine kann im Gegensatz zu einem Elektromotor praktisch für jede notwendige Größe mit sehr kleinem Leistungsgewicht gebaut werden.
- Die Turbinendrehzahl kann ohne Schwierigkeiten auf die Drehzahl des Dampfgebläses abgestimmt werden, so daß kein Getriebe erforderlich ist.
- Die Drehzahlregelung des Gebläses ist ohne großen konstruktiven und finanziellen Aufwand durch die Veränderung der Turbinendrehzahl durchführbar.
- Der Wirkungsgrad des Kraftwerks ist bei Dampfturbinenantrieb etwas besser, da die Übertragungsverluste vom Generator zum Gebläseantrieb entfallen.

Durch die Verwendung eines Dampfturbinenantriebes ergibt sich aber eine Verflechtung mit dem gesamten Dampfkreislauf des Kernkraftwerks, so daß der Art der Schaltung der Antriebsturbinen im Wärmekreislauf besondere Beachtung zu schenken ist. Insbesondere wird aber die mögliche Schaltung der Antriebsturbinen bestimmt durch die speziellen Anforderungen des Reaktorkonzepts. - Die im folgenden verwendete Bezeichnung Dampfgebläse bezieht sich daher auf die gesamten Aggregate und in erster Linie auf deren Antrieb.

Aufgrund der bereits genannten Forderungen für den Reaktor-kühlkreislauf, nämlich die integrierte Bauweise, die Verwendung von 3 Dampfgebläsen und deren Lagerung auf dem Arbeitsmedium, ergeben sich folgende die Art der Schaltung beeinflussende Forderungen:

- Kleine Abmessungen:

Die Dampfgebläse werden im Druckkessel installiert, weswegen im Hinblick auf die Kosten des Druckkessels und auch der Gebläse kleine Abmessungen angestrebt werden. Mit Rücksicht auf eine gute Betriebsführung des Kernkraftwerks soll außerdem gewährleistet sein, daß Ausbau und Wartung der Dampfgebläse ohne Öffnen des gesamten Reaktordruckkessels durchgeführt werden können. Da jegliche Öffnungen und Durchführungen im Reaktordruckkessel dessen Konstruktion erschweren und die Kosten erhöhen, ist auch in dieser Hinsicht eine kleine und kompakte Bauweise der Dampfgebläse von Vorteil. Dadurch ist gewährleistet, daß die Gebläse durch kleinere Öffnungen im Reaktordruckkessel demontiert und montiert werden können.

- Hohe Betriebssicherheit der Dampfgebläse:

Um eine hohe Betriebssicherheit der Dampfgebläse zu gewährleisten, sollen möglichst folgende Forderungen erfüllt sein: Wenige Stufen, eingehäusige Bauweise, leichtes Gehäuse, geringe Belastung der Lager und wenige Labyrinth-Dichtungen. Äußere Labyrinth-Dichtungen, die gegenüber einem niedrigen Außendruck abdichten, sollen möglichst vermieden werden, da sie sehr aufwendig sind und erfahrungsgemäß starken Beschädigungen durch Kondensation des Dampfes und Erosion unterliegen. - Diese Forderungen begünstigen diejenige Schaltung und Bauweise der Antriebsturbine, bei welcher nur geringe innere Druckdifferenzen zwischen den einzelnen Radkammern und ebenso ein geringer Druckunterschied gegenüber dem sich im Reaktordruckkessel befindlichen Druck auftreten.

- Kleine Abdampfrohrleitungsquerschnitte und wenige Rohrleitungen:

Bei der gewählten Reaktor-Konzeption erfolgt die Regelung der Dampfgebläse hinter den Antriebsturbinen und außerhalb des Druckkessels. Da die Rohrleitungsquerschnitte bei niedrigem

Austrittsdruck aus den Antriebsturbinen und bei großen Reaktorleistungen sehr beträchtlich werden, ergäben sich bei einem großen Gefälle in der Antriebsturbine hohe Kosten für die Regelorgane, die Rohrleitungen und den Druckkessel. Um kleine Abmessungen und somit geringe Kosten zu erzielen, sollte daher der Austrittsdruck aus der Antriebsturbine so hoch wie möglich sein. - Zur Vermeidung von zusätzlichen Rohrleitungs-Durchführungen durch den Druckkessel und zusätzlichen Bypass-Stationen sollte eine Abzweigung des für die Antriebsturbinen erforderlichen Heißdampfes am Reaktoraustritt innerhalb des Druckkessels vorgesehen werden. - Die Abbildung 7 zeigt die Rohrleitungsdurchmesser für verschiedene Schaltungen der Antriebsturbinen und verschiedene Reaktorleistungen.

- Geringe gegenseitige Beeinflussung bei regeltechnischen Veränderungen:

Laständerungen der Nutzleistungsturbine bedingen zwangsläufig eine Veränderung der Dampfdrücke. Dies kann sich bei einer starken regeltechnischen Verflechtung der Gebläseantriebsturbinen mit der Nutzleistungsturbine u.U. erschwerend auf das regeltechnische Verhalten der gesamten Anlage auswirken und zusätzliche Regelorgane erfordern. Da sich zudem der Wirkungsgrad der Dampfgebläse und damit deren Leistungsbedarf nicht proportional zum Dampfumsatz verändert, sind u.U. unabhängige Antriebsturbinen, die nicht mit der Nutzleistungsturbine verflochten sind, von Vorteil

Als Schaltungen für die Gebläse-Antriebsturbinen im Wärmekreislauf kommen grundsätzlich folgende Arten infrage:

- a) Parallele Kondensations-Turbine
- b) Entnahme-Kondensations-Turbine
- c) Entnahme-Gegendruck-Turbine
- d) Parallele Gegendruck-Turbine
- e) Vorschalt-Turbine.

Im folgenden soll ein Vergleich der einzelnen Schaltungen der Gebläse-Antriebsturbine unter Berücksichtigung der aufgestellten Kriterien gegeben werden:

zu a): Parallelele Kondensations-Turbine:

Bei einer solchen Schaltung nach Abbildung 8 arbeitet die Antriebsturbine weitgehend unabhängig und parallel zu der Nutzleistungsturbine. Der Dampf wird am Reaktoraustritt abgezweigt und nach Entspannung in der Antriebsturbine im Kondensator niedergeschlagen. Bei dieser Schaltung ergibt sich in regelungstechnischer Hinsicht eine sehr geringe gegenseitige Beeinflussung zwischen Antriebsturbine und Nutzleistungsturbine und somit eine leicht überschaubare Betriebsführung.

Allerdings ergeben sich bei dieser Anordnung folgende Nachteile: Große Abmessungen und mehrere Gehäuse, geringe Betriebssicherheit, große Abdampfrohrleitungsquerschnitte und große Durchführungen durch den Druckkessel, schwierige Montier- und Demontierbarkeit und nicht zuletzt ein hoher Preis.

zu b): Entnahme-Kondensations-Turbine:

Bei dieser Schaltung nach Abbildung 9 wird der Dampf der Nutzleistungsturbine im Zwischennetz vor den Niederdruckgehäusen entnommen und nach Entspannung in der Antriebsturbine im Kondensator niedergeschlagen. Der regelungstechnische Vorteil der Kondensationsturbine wird bei dieser Art der Schaltung stark vermindert und die für eine Kondensations-Turbine aufgeführten Nachteile werden noch schwerwiegender. Außerdem müßten zusätzliche Durchführungen durch den Druckkessel für die Dampfzuführung und eine zusätzliche Bypass-Station an der Nutzleistungsturbine vorgesehen werden. Daher stellt die Entnahme-Kondensations-Turbine eine sehr ungünstige Variante dar und ist ausschließlich mit Nachteilen behaftet.

zu c) Entnahme-Gegendruck-Turbine

Bei dieser Alternative nach Abbildung 10 wird der Dampf am Zwischennetz zwischen Hochdruck- und Mitteldruckteil der Nutzleistungsturbine entnommen und nach der Entspannung in der Antriebsturbine dem Niederdruckteil

der Nutzleistungsturbine wieder zugeführt. Diese Schaltung führt zu einer Antriebsturbine mit geringeren Abmessungen. Allerdings ist die Volumenzunahme auch bei dieser Lösung noch so stark, daß eine gekapselte Ausführung in nur einem Gehäuse zu konstruktiven Schwierigkeiten führt. Der wesentliche Nachteil dieser Schaltung besteht aber darin, daß zur Dampfzuführung zusätzliche Durchführungen durch den Druckkessel und zusätzliche Bypass-Stationen vorgesehen werden müssen. Außerdem ergibt sich eine starke regeltechnische Verflechtung der Antriebsturbine mit der Nutzleistungsturbine, was die Betriebsführung erschwert.

zu d) Parallele-Gegendruck-Turbine

Bei dieser Schaltung nach Abbildung 11 wird der Dampf am Reaktoraustritt abgezweigt und nach Entspannung in der Antriebsturbine den Niederdruckgehäusen der Nutzleistungsturbine wieder zugeführt. Bei dieser Alternative sind keine zusätzlichen Durchführungen durch den Druckkessel zur Dampfzuführung erforderlich, da der Dampf bereits am Reaktoraustritt abgezweigt wird. Allerdings muß eine zusätzliche Bypass-Station am Turbinenausritt vorgesehen werden. Die Abdampfquerschnitte und die Maschinenabmessungen sind beträchtlich kleiner als bei den zuvor diskutierten Schaltungen, so daß eine solche Schaltung grundsätzlich auch für eine integrierte Bauweise verwendet werden könnte. Dennoch sind auch bei dieser Schaltung die Volumenvergrößerung bei der Entspannung und das Gefälle in der Antriebsturbine recht groß, so daß eine eingehäusige und gekapselte Ausführung des Gebläse-Aggregates mit konstruktiven Schwierigkeiten verbunden ist und die Turbine vielstufig ausgeführt werden muß. Die bei dieser Schaltung bedingten großen Druckunterschiede erfordern aufwendige innere Labyrinthdichtungen, um durch einen guten Achsialschubausgleich die Sicherheit der Lagerung zu gewährleisten. Da die komplizierten Labyrinthdichtungen und vielen Leit- und Laufräder aber erfahrungsgemäß die Betriebssicherheit vermindern, erfüllt die Antriebsturbine auch in dieser Schaltung als parallele Gegendruck-Turbine nicht alle an sie gestellten Forderungen.

zu e) Vorschalt-Turbine

Bei dieser Schaltung nach Abbildung 12 wird die gesamte Nutzleistungsdampfmenge zunächst in den Gebläse-Antrieb-  
turbinen entspannt, bevor sie der Nutzleistungsturbine  
zugeführt wird. Hierdurch ergibt sich ein kleines Gefälle  
für die Antriebsturbine und relativ kleine Volumina auf  
der Eintritts- und Austrittsseite. Die Antriebsturbine  
kann daher ohne konstruktive Schwierigkeiten als einstu-  
fige Maschine und mit kleinen Abmessungen ausgeführt wer-  
den. Die Laufradabmessungen der Turbine sind bei dieser  
Lösung etwa genau so groß wie die des Gebläses, so daß  
sich das gesamte Gebläse-Aggregat einschließlich Turbinen-  
antrieb als gekapselte Maschine bauen läßt.

Da der Druckunterschied zwischen den einzelnen Radkammern  
und dem im Druckkessel herrschenden Druck sehr klein ist,  
kann eine konstruktiv einfache und leichte Gehäusebauart  
gewählt und die inneren Labyrinthdichtungen recht klein  
gehalten werden. Somit ergibt sich eine Maschine, die  
aufgrund ihrer kleinen Abmessungen und einfachen Konstruk-  
tion besonders für eine integrierte Bauweise des Reaktor-  
kühlkreislaufes geeignet ist und eine gute Montierbar-  
keit, Wartung und Betriebsführung gewährleistet. - Da  
jegliche Art von äußeren Abdichtungen und Durchführungen  
von sich drehenden Teilen bei dieser Konzeption entfallen  
und die inneren Abdichtungen recht klein gehalten werden  
können, zeichnet sich eine solche gekapselte Maschine durch  
eine hohe Betriebssicherheit aus. Durch die gekapselte Bau-  
weise ist darüber hinaus jegliches Austreten von radioakti-  
vem Dampf verhindert. Der Vermeidung einer radioaktiven  
Verseuchung durch Dampfverluste an den Gebläsen kommt vor-  
nehmlich bei einer nicht-integrierten Bauweise besondere  
Bedeutung zu.

Im Hinblick auf den Reaktordruckkessel stellt diese Aus-  
führung mit einer Vorschaltturbine ebenfalls die günstigste  
Lösung dar. Wegen der kleinen Abmessungen der Gebläse kann  
der Druckkessel und seine Montageöffnungen für die Gebläse  
klein gehalten werden. Insbesondere ergeben sich aber bei

dieser Schaltung die kleinsten Abdampfrohrleitungs-  
querschnitte und wenigsten Rohrleitungsdurchführungen,  
und auf eine zusätzliche Bypass-Station kann verzichtet  
werden. Somit führt diese Schaltung neben einem niedri-  
gen Preis für die Dampfgebläse-Aggregate zu den gering-  
sten Kosten für den Druckkessel, die Regelorgane und die  
Rohrleitungen. Die regeltechnische gegenseitige Beein-  
flussung zwischen Nutzleistungsturbine und Antriebs-  
turbine ist allerdings bei dieser Schaltung der Antriebs-  
turbine als Vorschaltturbine am stärksten und Gegenstand  
einer besonderen Betrachtung. Unter Umständen können detail-  
lierte Untersuchungen des regeltechnischen Verhaltens erge-  
ben, daß die durch eine Vorschaltturbine sich ergebende  
gegenseitige Beeinflussung erwünscht ist.

Zusammenfassend kann also nach Diskussion aller Schaltungs-  
möglichkeiten für die Antriebsturbine festgestellt werden,  
daß die Schaltung als Vorschaltturbine die zweckmäßigste  
Lösung darstellt. - Wegen der hohen Betriebssicherheit,  
dem niedrigen Preis und der gekapselten Ausführung, die  
ein Austreten von radioaktivem Dampf nach außen verhindert,  
eignen sich solche Dampfgebläse - Aggregate mit Vorschalt-  
turbinen als Antriebsmaschinen aber auch mit Vorzug für  
eine nicht-integrierte Bauweise des Reaktors. - Somit ist  
gewährleistet, daß die bei der Entwicklung, der Konstruktion  
und dem Versuchsbetrieb solcher unkonventioneller Dampfge-  
bläse gewonnenen Erfahrungen direkt in den Entwurf von  
Dampfgebläsen für Leistungs-Reaktoren einfließen können  
und diese Erfahrungen weder auf eine bestimmte Leistung  
noch auf eine vorgegebene Konzeption des Reaktors be-  
schränkt sind.

Die Abbildung 13 zeigt das Wärmeschaltbild eines dampfge-  
kühlten schnellen Brutreaktors, dessen Kühlkreislauf ent-  
sprechend den oben ausgewählten und diskutierten Schaltungen  
aufgebaut ist. Die Dampfumwälzung erfolgt durch 3 Gebläse-  
Aggregate. Die Dampfgebläse sind im Sattedampfstrang zwischen  
Verdampfer und Reaktoreintritt angeordnet und werden durch  
Vorschalt-Dampfturbinen angetrieben. Der Kraftwerksteil ist  
in konventioneller Weise aufgebaut und daher nicht Gegenstand  
der Betrachtungen.

#### 4. Wirkungsgrad der Gebläse-Antriebsturbinen und dessen Auswirkung

Die Frage des Wirkungsgrades der Antriebsturbinen ist eng verknüpft mit deren konstruktiven Auslegung und der daraus resultierenden Betriebssicherheit. Es war daher zu untersuchen, welchen Einfluß der Wirkungsgrad der Antriebsturbinen auf den thermischen Wirkungsgrad des Kernkraftwerkes hat. Da die Antriebsturbinen als Vorschaltturbinen zur Nutzleistungsturbine geschaltet sind, wirkt sich eine Verbesserung des Wirkungsgrades der Antriebsturbine nur wenig auf den thermischen Wirkungsgrad der Anlage aus. Dies erklärt sich daraus, daß der Wirkungsgrad der Antriebsturbinen den Dampfzustand vor der Nutzleistungsturbine bestimmt und beispielsweise ein schlechterer Wirkungsgrad zu einer höheren Dampftemperatur vor der Nutzleistungsturbine führt. Da das adiabatische Gefälle der Nutzleistungsturbine aber mit steigender Frischdampftemperatur anwächst, vergrößert somit ein schlechter Wirkungsgrad der Antriebsturbinen das Nutzgefälle der Leistungsturbine und deren thermodynamischen Wirkungsgrad. Somit kann ein schlechter Wirkungsgrad und eine höhere Antriebsleistung der Antriebsturbine durch die rückgewinnbare Wärme in der Nutzleistungsturbine teilweise kompensiert werden.

Die Abbildung 14 zeigt den Einfluß des Wirkungsgrades der Gebläse-Antriebsturbinen auf den thermischen Wirkungsgrad der Anlage. Daraus ist zu ersehen, daß eine Wirkungsgradverschlechterung der Antriebsturbinen von z.B. 80 % auf 70 % den thermischen Wirkungsgrad der Anlage um nur etwa 0,4 Punkte vermindert. Dieser geringe Wirkungsgradeinfluß ermöglicht eine vereinfachte Gestaltung und strömungstechnische Auslegung der Gebläse-Antriebsturbinen auf Kosten einer geringfügigen Wirkungsgradverschlechterung der Antriebsturbine.

#### 5. Antriebsleistung der Dampfgebläse und deren Auswirkung

Die Antriebsleistung der Dampfgebläse wird bestimmt durch die im Reaktor-Kühlkreislauf umzuwälzende Dampfmenge und den dabei entstehenden Druckverlust, welcher die Förderhöhe der Gebläse

festlegt. Der größte Teil des Druckverlustes tritt im Reaktorkern auf, da dort hohe Wärmeleistungen abzuführen sind, was kleine Strömungsquerschnitte und hohe Strömungsgeschwindigkeiten zur Erzielung eines guten Wärmeüberganges bedingt. Der Frage eines guten Wärmeüberganges kommt bei einem dampfgekühlten schnellen Reaktor ganz besondere Bedeutung zu, da zur Erzielung einer hohen Standzeit der hochbelasteten Brennelemente niedrige Hüllrohrtemperaturen erwünscht sind. Da aber eine Verbesserung des Wärmeüberganges mit einer Steigerung des Druckverlustes im Reaktorkern verbunden sein kann, war zu untersuchen, inwieweit ein erhöhter Druckverlust den thermischen Wirkungsgrad des Kernkraftwerks verschlechtert. Die Abbildung 15 zeigt den Einfluß des Druckverlustes im Reaktorkühlkreislauf auf den thermischen Wirkungsgrad der Anlage. Wie aus der Abbildung zu ersehen ist, verschlechtert sich der thermische Wirkungsgrad nur langsam mit ansteigendem Druckverlust im Reaktorkühlkreislauf. Bei Verdoppelung des Druckverlustes von beispielsweise 8 at auf 16 at und einem Heißdampfdruck von 150 at erniedrigt sich der thermische Wirkungsgrad um nur 1,2 Punkte. - Diese geringe Empfindlichkeit des Kreislaufes gegenüber dem Druckverlust ist eine entscheidende und vorteilhafte Eigenschaft des ausgewählten Kreislaufes und erlaubt die Steigerung des Wärmeüberganges durch kleinere Strömungsquerschnitte oder Oberflächenrauigkeit auf Kosten eines höheren Druckverlustes.

Somit bietet ein nach der ausgewählten Kreislaufschaltung mit Heißdampf gekühlter schneller Brutreaktor die Möglichkeit eines ausreichend guten Wärmeüberganges zur Erzielung einer hohen Standzeit der hochbelasteten Brennelemente, eines hohen thermischen Wirkungsgrades und einer hohen Wirtschaftlichkeit. Die zur Kühlmittel-Umwälzung im Reaktorkühlkreislauf erforderlichen Dampfgebläse sind Gegenstand eines Entwicklungsprogramms, über dessen Stand und weitere Zielsetzung im folgenden berichtet wird. -

Wegen der speziellen Anforderungen an solche Dampfgebläse, für die es in der konventionellen Technik keine Vorbilder gibt, wurde die Entwicklung dieser Maschinen im IRB aufgenommen. Für den Entwurf und die Konstruktion solcher Gebläse zeigte sich lediglich die Firma Linde interessiert, welche uns beim Bau der beiden Prototyp-Gebläse tatkräftig unterstützte.

#### IV. Spezielle Auslegungsgesichtspunkte

Von Einfluß auf die Auswahl der Radform von Gebläse und Turbine ist insbesondere das Verhältnis von Fördervolumen zu Förderhöhe sowie die absolute Größe dieser beiden Faktoren. Daneben muß das unterschiedliche Regelverhalten der verschiedenen Radformen beachtet werden.

In konstruktiver Hinsicht ergeben sich durch die Anordnung von 2 Turbomaschinen, nämlich Gebläse und Turbine auf einer Welle, und die Anforderung an die Lagerung, spezielle Auslegungsgesichtspunkte.

##### 1.) Strömungstechnische Auslegung

Weder an das Gebläsemoch an dessen Antriebsturbine werden durch die in einem Reaktor vorliegenden Betriebsbedingungen außergewöhnliche Anforderungen in strömungstechnischer Hinsicht gestellt. Lediglich bei hohen Dampfdrücken und sehr geringen Dampfvolumina, wie sie bei den Versuchskreisläufen des IRB auftreten, ergeben sich Besonderheiten bei der Auslegung der Räder.

##### Gebläseauslegung

Die vom Gebläse verlangte Druckerhöhung wird sich für die verschiedenen Reaktorgrößen nur wenig ändern und etwa 8 bis 10 % des Reaktoraustrittsdruckes betragen. Der Druckverlust ergibt sich demnach für einen Auslegungsdruck von 150 ata zu 12 bis 15 at, dem eine Förderhöhe von 1265 bis 1565  $\frac{\text{mkg}}{\text{kg}}$  entspricht. Gemäß Abbildung 16 kann diese Förderhöhe sowohl von einem Axialgebläse als auch von einem Radialgebläse in einstufiger Bauweise erbracht werden. Allerdings liegt die obere Stufenbelastung für das Axialgebläse schon sehr hoch. - In die Abbildung 16 sind auch die Förderhöhen der für das IRB gebauten Prototypgebläse eingetragen, die für eine abzuführende Wärmeleistung von 3 MW, eine Druckerhöhung von etwa 10 % und Drücke von 35 ata (ND) bzw. 150 ata (HD) ausgelegt wurden.

Eine weitere wichtige Bestimmungsgröße für die Ermittlung der günstigsten Radform ist das zu fördernde Volumen pro Zeiteinheit, welches der Reaktorgröße direkt proportional ist. Zu Vergleichszwecken wird im Strömungsmaschinenbau eine dimensionslose Volumen Kennzahl, die Lieferzahl  $\varphi = \frac{V}{F \cdot U_2}$  herangezogen, worin V das Fördervolumen, F die Stirnfläche und  $U_2$  die äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades bedeuten. - In Abbildung 17 sind übliche Lieferzahlen für Radial- und Axialräder aufgetragen. Bei gleicher Stirnfläche und gleicher Radumfangsgeschwindigkeit vermag das Axialgebläse das 2 bis 2,5-fache Volumen eines Radialgebläses zu fördern. Das zeigt deutlich, daß Axialgebläse gegenüber Radialgebläsen bei sonst gleichen Auslegungsbedingungen mit wesentlich geringeren Durchmessern auskommen können.

Eine weitere Beurteilung erlauben die Kennfelder der beiden Maschinentypen entsprechend Abbildung 18. Die augenscheinlichsten Vorteile eines Axialgebläses sind zunächst einmal der höhere erreichbare Wirkungsgrad und der steilere Verlauf der Drossellinien. Die auf der Druck- oder Saugseite notwendige Umlenkung des Satttdampfes in radiale Richtung vermindern jedoch den Wirkungsgrad eines Axialgebläses, so daß der wirkliche Wirkungsgradunterschied kleiner sein und noch etwa 2 bis 3 Punkte betragen wird. Der steile Verlauf der Drossellinien garantiert selbst bei einer größeren Abweichung des dynamischen Widerstandes des Kühlkreislaufes vom Berechnungswert eine nur geringe Änderung der Kühlmittelmenge.

Andererseits ist ein Nachteil des Axialgebläses in dem schmalen stabilen Arbeitsbereich zu sehen. Besonders bei geringer Drehzahl und niedrigem Systemdruck kann das breitere stabile Kennfeld eines Radialgebläses von Vorteil sein, insbesondere dann, wenn der statische Anteil der Druckverluste im Kühlkreislauf groß ist. Dieser statische Anteil wird durch die Wasserhöhe im Verdampfer verursacht und ist durch thermodynamische und sicherheitstechnische Überlegungen bestimmt. Bei einer Wasserhöhe von etwa 3 m und einem Gesamtdruckverlust im Kühlkreislauf von 12 at im Auslegungszustand beträgt der statische Anteil demnach etwa 1/60 und wäre für

diesen Betriebsbereich ohne Einfluß. Dieses Verhältnis ändert sich jedoch rasch mit zunehmender Teillast, da sich die Förderhöhe des Gebläses proportional dem Quadrat der Reaktorleistung ändert. Dadurch könnte stark vereinfacht - bei einer Teillast von 10 bis 12 % die untere Leistungsgrenze des Reaktors vorgegeben sein. - Für die Beurteilung der Kennfelder und Radformen bedeutet dies, daß ein breites stabiles Kennfeld eines Radialgebläses eine niedrigere untere Leistungsgrenze bei Teillast des Reaktors ermöglicht.

### Turbinenauslegung

Für das Verhältnis von Durchsatzmenge zu Fallhöhe gilt die gleiche Abhängigkeit von der Reaktorgröße wie für das Gebläse. Bei gleichbleibender Fallhöhe steigt die Durchsatzmenge proportional mit der Reaktorgröße, so daß sich also auch für die Antriebsturbine eine Tendenz zu höherer Schluckfähigkeit, also zur Axialbauweise ergibt.

Verstärkt wird dieser Trend durch die relativ geringe Fallhöhe von ungefähr 15 kcal/kg, die ohne Schwierigkeiten in einem einstufigen Axialrad verarbeitet werden kann, wobei noch mit sehr niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten und kleinen Beanspruchungen des Laufrades gerechnet werden kann. - Die Prototypgebläse, die den im Labor des IRB zur Verfügung stehenden Dampfmen gen angepaßt werden mußten, weisen bei kleinen Durchsatzmengen wesentlich größere Turbinenfallhöhen auf, so daß hier Radialräder mit zentripetaler Strömungsrichtung verwendet wurden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß sich aufgrund des großen Verhältnisses von Fördervolumen zu Förderhöhe, wie sie in Leistungsreaktoren vorliegen, eine Tendenz zur Axialbauweise ergibt. - In Abbildung 19 sind die dimensionslosen Kenngrößen der beiden Prototypgebläse und diejenigen von Maschinen für große Reaktorleistungen zusammengestellt. Die Lage der Kenngrößen für das Prototyp-Hochdruckgebläse (HD) deutet an, daß selbst Radialräder für dieses Aggregat ihre Auslegungsgrenze erreicht haben. Die Kennzahlen großer Gebläse und deren Antriebsturbinen liegen bei einflutiger Ausführung jedoch in einem für Axialmaschinen typischen Bereich.

Diese bisher aufgrund rein strömungstechnischer Gesichtspunkte entwickelte Tendenz bedarf jedoch einer Einschränkung, da die endgültige Auslegung der Gebläse auch von Anforderungen an die Konstruktion und die Betriebssicherheit bestimmt wird. Dies kann nach unseren Erfahrungen zu Kompromissen und zur Verwendung von zweiflutigen Radausführungen und Diagonal- oder Radialrädern führen.

## 2. Konstruktive Auslegung

Die konstruktive Grundkonzeption der Gebläse kann bis zu den größten praktisch infrage kommenden Leistungen gleich bleiben. Sie sei am Beispiel des Prototyp-Hochdruckgebläses nach Abbildung 20 erläutert:

- Gebläse- und Turbinenrad sind fliegend auf einer Welle befestigt, die je nach Platzverhältnissen horizontal oder vertikal angeordnet werden kann,
- zur Lagerung der Welle werden kondensatgeschmierte Lager verwendet,
- in der Mitte, zwischen den Rädern, befindet sich der Lagerwasserraum. Nach außen gehend folgen die Lager und die einzelnen Labyrinth, die den Lagerwasserraum von den Dampfzimmern und die Dampfzimmern untereinander absperrern,
- Lager, Labyrinth und Radkammergehäuse sind in einem gemeinsamen Innengehäuse befestigt, das fertig montiert in das zylindrische Druckgehäuse eingesetzt wird,
- je nach Anordnung des Gebläses, innerhalb oder außerhalb des Reaktor-Druckkessels, wird die Dimensionierung des Druckgehäuses vorgenommen.

Besondere Aufmerksamkeit bei der konstruktiven Auslegung eines derartigen Gebläses unter Berücksichtigung der in Reaktoren herrschenden Bedingungen verdienen:

- die Auslegung der Lagerung,
- die räumliche Trennung der Welle vom Lagerwasserraum zwecks Erzielung einer geringen Reibungsleistung,
- die Ausführung des Achsschubausgleiches,
- die Abdichtung zwischen Lagerwasserraum und den angrenzenden Dampfzimmern.

Zweifellos wird auch in nächster Zukunft die Lagerfrage im Vordergrund bei der Entwicklung der Gebläse stehen. Das Problem, eine Wasserlagerung ausreichender Tragfähigkeit zu bauen, liegt darin, daß besonders bei sehr kleinen Gebläseeinheiten sehr hohe Umfangsgeschwindigkeiten in den Lagern auftreten, da einmal hohe Drehzahlen vorliegen und zum anderen wegen des geforderten unterkritischen Betriebs der Maschinen die Wellen mit relativ großem Durchmesser ausgeführt werden müssen. Mit zunehmender Gebläsegröße sinkt jedoch die Umfangsgeschwindigkeit merklich, beispielsweise von ca. 138 m/s bei einer der Prototypmaschinen auf ca. 85 m/s bei Maschinen für 1000 MWe-Reaktoren. Auf die Lagerfrage wird später noch ausführlicher eingegangen.

Eine Abschirmung der Welle gegen das von den Lagern ablaufende Wasser ist speziell bei Maschinen kleiner Leistung wichtig, um die durch große Wellendurchmesser und hohe Drehzahlen bedingten erheblichen Reibungsleistungen zu vermindern. Erschwert wird jedoch eine gute konstruktive Lösung durch den verhältnismäßig geringen Lagerabstand und den Wunsch, die Welle nicht durch Schaffung eines Dampfraumes an einer zusätzlichen Stelle auf hohe Temperatur zu bringen.

Von entscheidender Bedeutung für die Betriebssicherheit der Gebläse ist außerdem die Schaffung eines einwandfrei arbeitenden Achsschubausgleiches zur Entlastung der Axiallager. Da zwei Strömungsmaschinen auf einer Welle arbeiten, müssen für beide Räder Ausgleichskolben vorgesehen werden (Abb. 21). Bei der Bemessung der Ausgleichsleitungen muß berücksichtigt werden, daß z.B. beim Anfahren der Gebläse und bei Lastschwankungen größere Druckunterschiede als im Auslegungspunkt zwischen Gebläse und Turbine entstehen können und es zudem möglich ist, daß sich im Laufe der Zeit die Labyrinthspalte durch Abrieb vergrößern.

Im Zusammenhang mit der Notwendigkeit der Anordnung von Ausgleichsräumen steht die Überlegung, mit welchem Druck und welcher Temperatur das Lagerwasser zuzuführen ist. Der Druck

muß einerseits im Bereich der Dampfdrücke von Gebläse und Turbine liegen, um die Leckmengen sowie die inneren mechanischen Belastungen gering zu halten, zum anderen soll jedoch verhindert werden, daß Feuchtigkeit in den Gebläseförderstrom eintritt. Diese Bedingungen gelten auch für den Betrieb der Maschine bei niedrigen Drücken. Es erscheint daher zweckmäßig, den Lagerwasserdruck entweder entsprechend dem Gebläseeintrittsdruck oder dem Turbinenaustrittsdruck zu regeln. Bei der Regelung nach dem Gebläse-eintrittsdruck muß der Wasserdruck niedriger als dieser liegen, während er bei der Regelung nach dem Turbinenaustrittsdruck höher liegen kann. - Am sinnvollsten erscheint die erstere Lösung, da sie auch den Verhältnissen bei Ausfall eines Gebläses bei weiter betriebem Reaktor Rechnung trägt. In solch einem Fall darf die Absperrung der Turbinendampfleitung nur hinter der Vorschaltturbine erfolgen, damit zwischen Gebläse- und Turbinenraum keine zu großen Druckunterschiede entstehen.

#### V. Betriebsverhalten

Unter Betriebsverhalten soll hier im engeren Sinn das Verhalten der Dampfgebläse bei verschiedenen Betriebszuständen verstanden werden. Da die Gesamtregelung des Kreislaufes noch Gegenstand nicht abgeschlossener Untersuchungen ist, werden für die Betrachtungen zunächst folgende Annahmen gemacht:

- Zum Anfahren des Reaktorkreislaufes steht ein Hilfskessel zur Verfügung,
- ausgehend von einem Basisdruck ist eine langsame Drucksteigerung des Reaktors mit nuklearer Leistung bis zum Auslegungspunkt möglich,
- der Kühlmitteldurchsatz ist der Reaktorleistung proportional,
- das für den Auslegungspunkt geltende Mengenverhältnis von Kühldampf zu Leistungsdampf bleibt für alle Reaktorleistungen angenähert konstant,
- der Dampfzustand am Reaktoraustritt bleibt bei der Betriebsregelung konstant.

### 1. Regelung der Gebläse beim Anfahren

Bei einem Heißdampfdruck des Hilfskessels von 150 ata und einer Temperatur von  $540^{\circ}$  C stände bei einer Entspannung auf Kondensatordruck ein Gefälle von etwa 280 kcal/kg zur Verfügung, was etwa dem 20-fachen Auslegungsgefälle der Gebläseantriebsturbine entspricht. Betrüge der Dampfkessel- druck bei gleicher Dampftemperatur nur 50 ata, so wäre immer noch ein Gefälle von 270 kcal/kg verfügbar, solange der Dampf auf Kondensatordruck entspannt würde. Je nach Ausführung der Gebläseantriebsturbine läßt sich von dieser Fallhöhe ein gewisser Anteil, der in jedem Fall größer als die Auslegungsfallhöhe ist, freisetzen. Das bedeutet, daß die Turbine mit geringerem Durchsatz als im Auslegungszustand die gleiche Leistung erbringen kann. Die maximal erzielbare Leistung der Antriebsturbine ergibt sich als Produkt der höchsten erreichbaren inneren Fallhöhe und dem vom Hilfskessel gelieferten Gewichts- durchsatz.

Die Leistungsanforderung an den Hilfskessel wird letztlich von der Leistungsaufnahme der Gebläse bestimmt, die sowohl von der für die Reaktorinbetriebnahme erforderlichen Mindestdampfmenge als auch dem möglichen Mindestdruck abhängt. Hierbei ist die Leistungsaufnahme der Gebläse dem Dampfdurchsatzvolumen und dem Druck angenähert proportional. - Die beste Ausnutzung der Hilfskesselleistung ist dann gewährleistet, wenn der Reaktor- kreislauf zunächst mit nur einem Gebläse angefahren werden kann. Dies würde jedoch entsprechende Vorkehrungen in den Gebläseleitungen der übrigen stillstehenden Gebläse bedingen, um eine Rückströmung zu verhindern. - Am Rande sei erwähnt, daß die Auslegung der Hilfskesselgröße jedoch nicht nur von Erfordernissen, die das Anfahren des Reaktors stellt, bestimmt wird, Gesichtspunkte wie die Erprobung von Bauelementen des Reaktors und aller Turbinenatriebe vor Aufnahme eines Leistungsbetriebes sowie Sicherheitsbetrachtungen werden eine gewisse Mindestleistung des Hilfskessels bestimmen.

Sobald der Reaktor in der Lage ist, den vom Gebläse gelieferten Dampf zu überhitzen, steht die Energie des Hilfskessels zur Anhebung des Systemdruckes zur Verfügung. Es kann jedoch auch

für das weitere Hochfahren auf die Unterstützung durch den Hilfskessel verzichtet werden, da bei fortgesetzter Entspannung des Turbinendampfes auf Kondensatordruck ein größerer Teil des Heißdampfes in den Verdampfer zurückgeführt werden kann, was eine kontinuierliche Erhöhung des Druckes bewirkt.

Von Wichtigkeit für die Schaltung der Rohrleitungen am Gebläse hinsichtlich der ersten Phase des Anfahrens ist die Kenntnis der statischen Förderhöhe. Diese erfordert u.U. die Anordnung einer Umführungsleitung, um ein Pumpen des Gebläses beim Anfahren zu verhindern.

## 2. Regelung im Normalbetrieb

Als Regelung im Normalbetrieb werden Regeleingriffe an den Gebläsen verstanden, die den Übergang zu Teillast bzw. Überlast bewirken.

Wird z.B. die Reaktorleistung gesenkt, so bedeutet dies eine entsprechende Verminderung des Kühlmitteldurchsatzes. Bleibt dabei der Dampfzustand am Gebläseeintritt konstant, so entspricht der Senkung des Kühlmitteldurchsatzes eine gleich große Reduzierung der Drehzahl, solange die Betriebskennlinie des Kühlkreislaufes nicht verändert wird. - Bei einem Teillastfaktor von 50 % beträgt die Drehzahl ebenfalls nur noch 50 % der Auslegungsdrehzahl. Die Förderhöhe fällt dabei auf etwa 25 % ihres Auslegungswertes ab, so daß die von den Gebläsen aufgenommene Leistung - bei vorläufiger Vernachlässigung der Wirkungsgradänderung - nur noch etwa 1/8 der Leistung im Auslegungspunkt beträgt. - Geht man nun davon aus, daß die Gebläseantriebsturbinen durch eine Gegendruckregelung gesteuert werden, so ändert sich die Leistung der Antriebsturbinen in gleicher Weise. Da auch die Durchsatzmenge durch die Antriebsturbinen um 50 % sinkt und die Fallhöhe sich ungefähr proportional dem Quadrat der Durchströmgeschwindigkeit verhält, wird ebenfalls bei vorläufiger Vernachlässigung der Wirkungsgradänderung auch die Turbinendrehzahl auf die Hälfte, und die Turbinenleistung auf etwa 1/8 des jeweiligen Auslegungswertes fallen.

Diesen Überlegungen zufolge würden sich also Gebläse- und Turbinenleistung auch bei Teillast entsprechen, und das Verhältnis von Kühldampf zu Leistungsdampf bliebe, wie eingangs angenommen, konstant. - Nun ist jedoch mit dem Betrieb im Teillast- und Überlastbereich eine Verschlechterung des Wirkungsgrades, sowohl für das Gebläse als auch die Turbine, verbunden. Demzufolge steigt oberhalb des Auslegungspunktes die Leistungsaufnahme des Gebläses schneller als proportional  $n^3$  ( $n =$  Drehzahl), und fällt unterhalb dieses Punktes langsamer als  $n^3$ . Die Leistung der Turbine fällt im Teillastbereich schneller als proportional  $n^3$ . Damit ein stabiler Betriebspunkt sowohl bei Überlast als auch bei Teillast eingestellt werden kann, muß daher die Vorschaltturbine eine Regelanlage erhalten, die entweder eine Einstellung der Turbinenfallhöhe unabhängig vom Durchsatz ermöglicht, oder eine Veränderung des Turbinendurchsatzes bei konstanter Fallhöhe erlaubt.

## VI Stand der Entwicklung

Im Rahmen der Entwicklung und Erprobung von Reaktorkomponenten für das Projekt 'Schneller Brüter' wurden die bereits erwähnten Prototyp-Gebläse für Drücke von 35 ata bzw. 150 ata zum Einsatz in Löfflerversuchskreisläufen mit einer jeweiligen Wärmeleistung von 3 MW gebaut. Während das Hochdruck-Aggregat nach Abbildung 20 in Kürze ausgeliefert wird, erfolgte die Erprobung der Niederdruckmaschine bereits seit etwa einem Jahr im Labor des IRB. Die Abb. 22 zeigt das Wärmeschaltbild des Prüfstandes zur Erprobung der Dampfgebläse-Aggregate.

Die Abb. 23 zeigt einen Querschnitt des sich in der Erprobung befindlichen Niederdruck-Aggregates. Es ist deutlich das schon beschriebene Bauprinzip zu erkennen. Geringe Unterschiede zwischen den beiden Prototyp-Gebläsen bestehen lediglich in der Gestaltung der Lagerwasserzuführung und -abführung sowie darin, dass das Druckgehäuse der Niederdruckmaschine nicht Bestandteil des Aggregates selbst ist.

### 1. Bisherige Bau- und Betriebserfahrungen

Im Laufe der Herstellung der Prototyp-Gebläse ergaben sich zunächst Schwierigkeiten bei der Fertigung der Räder, die auf die bereits

erwähnten ungünstigen Verhältnisse von Förderhöhe zu Förder-  
volumen und deren ungünstige Absolutwerte bei den Versuchs-  
kreisläufen zurückzuführen sind. Diese Auslegungsbedingungen  
führten zu Radialrädern und wegen der relativ großen Turbinen-  
fallhöhe zu hohen Umfangsgeschwindigkeiten. Die Laufräder der  
Antriebsturbinen bestehen aus der Nabe mit den ausgearbeiteten  
Schaufelprofilen und der Deckscheibe, die mit der Nabe und den  
Schaufeln verschweißt wird. Die Abb. 24 zeigt ein Turbinenlauf-  
rad ohne Deckscheibe einer ähnlichen Maschine. Bei der Schweis-  
sung der Laufräder traten zunächst Schwierigkeiten auf. Da es  
sich hierbei aber um ganz spezifische Probleme kleiner Maschinen  
handelt, wurde die Entwicklung einer geeigneten Schweißung nur  
soweit betrieben, als es unbedingt zum Betrieb der Maschinen  
erforderlich war. Daher wurden die bisherigen Versuche an dem  
Niederdruck-Aggregat mit einem Turbinenlaufrad gefahren, das  
sich bei Schleuderversuchen in kaltem Zustand und 65 % Überlast  
verzogen hatte, jedoch die bisherigen Probeläufe gut überstanden  
hat.

Die bislang gewonnenen Betriebserfahren mit dem Gebläse resultie-  
ren aus 300 Stunden Druckluftbetrieb und etwa 50 Stunden Dampf-  
betrieb. Die ersten 130 Stunden Versuchsbetrieb galten haupt-  
sächlich der Ermittlung einer günstigen Lagergeometrie und  
geeigneter Lagerwerkstoffe. Die darauf folgenden 220 Betriebs-  
stunden wurden mit der gleichen Lagerart und 200 Stunden davon  
mit dem gleichen Lagersatz gefahren.

Sowohl die Radiallager als auch die Axiallager sind als hydro-  
dynamische Gleitlager ausgeführt. Die Radiallager sind symmetri-  
sche Mehrgleitflächenlager, mit 4 Gleitflächen, die Axiallager  
Mehrkeilflächenlager mit 18 Keilflächen. Die Abb. 25 zeigt ein  
kombiniertes Axial- und Radiallager mit Gleitflächen der beschrie-  
benen Ausführung. - Es war ursprünglich vorgesehen, Welle und  
Lagerschale aus dem gleichen Material herzustellen. Ergebnisse  
der Vorversuche haben jedoch zu einer Verkleinerung des Lagerspiels  
geführt, was durch Aufchromen der bereits vorhandenen Wellen er-  
reicht wurde. Die Versuchsergebnisse beziehen sich daher auf die  
Materialkombination Lagerschale aus X 35 CrMo 17 und einer Chrom-  
schicht auf der Welle.

Während der Erprobung der Maschine mit Druckluft wurde eine maximale Drehzahl von 36 000 U/min erreicht. Die Temperatur im Gebläse betrug dabei maximal  $200^{\circ}$  C und in der Turbine  $490^{\circ}$  C. Nach Beendigung dieser ersten Versuchsperiode in Luft wurde die Maschine zur Inspektion demontiert. Weder die Radial- noch die Axiallager zeigten Verschleißspuren.

Nach dem Zusammenbau wurde der Betrieb mit Dampf aufgenommen. Dabei zeigte die Maschine ein gegenüber dem Betrieb mit Druckluft unterschiedliches Verhalten und eine stärkere Geräuschentwicklung. Im Drehzahl-Bereich von 13 000 bis 15 000 U/min traten verstärkte Schwingungen auf und oberhalb von 28 000 U/min nahm die Laufunruhe sehr stark zu. In der ersten Phase der Untersuchungen mit Dampf wurden deshalb nur Drehzahlen bis 30 000 U/min gefahren. Es wurde festgestellt, daß nur die Drehzahl auf die Laufunruhe von Einfluß ist. Eine diesbezügliche Beeinflussung von den Drücken in den Radkammern und den dort herrschenden Temperaturen wurde nicht bemerkt.

Nach etwa 30 Stunden Dampftrieb wurden die Lager abermals ausgebaut. Akuter Anlaß dazu war das schlechte Auslaufverhalten der Maschine, das bei höheren Drücken im Gebläsekreislauf auftrat. - Die beiden Radiallager sowie das untere Axiallager wiesen keinerlei Abnutzung auf; das obere Axiallager war jedoch stark angegriffen. Die Ursache hierfür war der nicht einwandfrei arbeitende Achsschubausgleich, der dazu führte, daß der Läufer gegen das obere Axiallager gedrückt wurde. Bei einer Kontrolle der Labyrinthspalte wurde festgestellt, daß die Spaltweite das 2,0- bis 2,5-fache des konstruktiv vorgesehenen Wertes betrug.

Ähnlich wie die Fertigung der Laufräder stellt auch eine einwandfreie Gestaltung der Ausgleichseinrichtung für den Achsschub ein spezifisches Problem kleiner Maschinen dar. Einmal haben die Wellen wegen der hohen Drehzahl und dem gewünschten unterkritischen Lauf große Durchmesser, was zu großen Spaltflächen führt, zum anderen sind große Ausgleichrohrleitungen bis zu den Ausgleichsräumen wegen der kleinen Abmessungen der Maschine nur schwer zu verwirklichen. - Obwohl sich Mehrgleit-

flächenlager durch ihre zentrierende Wirkung für die Anordnung von verhältnismäßig engen Spalten eignen, muß doch eine Spaltweite von etwa 0,2 mm vorgesehen werden, obwohl das größte Lagerdurchmesserspiel nur 0,12 mm beträgt. Da die für die Labyrinth erforderlichen Spiele erfahrungsgemäß erheblich größer vorgesehen werden müssen als es unter Berücksichtigung der Lagerspiele erforderlich wäre, wurden die Labyrinth des Niederdruck-Dampfgebläses daher entsprechend Abb. 26 ausgeführt.

Die Ergebnisse der zuvor beschriebenen Versuche erlauben folgende Aussagen:

- Das Laufverhalten der Maschine im Druckluftbetrieb ist einwandfrei und die Laufgeräusche minimal,
- die verstärkten Laufgeräusche sind vermutlich auf den Betrieb mit Dampf und mögliche Kondensationserscheinungen zurückzuführen,
- die Beanspruchung der Lager nimmt bis zu einer Drehzahl von 30 000 U/min nur unmerklich zu,

Zur Fortsetzung der Erprobung mit Dampf unter höherer Drehzahl wurde ein neuer Lagersatz mit der bisherigen Geometrie eingebaut und die Labyrinthspalte verkleinert. Die ersten Versuche zeigten eine wesentlich verbesserte Wirkung des Achsschubausgleiches sowie eine erhebliche Senkung der in den Lagerwasser-raum übertretende Leckdampfmengen. Die bereits früher festgestellten stärkeren Geräuschentwicklungen in bestimmten Drehzahlbereichen traten jedoch in gleicher Weise auf. Im Drehzahlbereich von 32 000 bis 34 500 U/min traten Belastungen auf, denen die Lager nicht mehr standhielten. Innerhalb kurzer Zeit entstanden erhebliche Abtragungen an den Radiallagern und Beschädigungen an den Labyrinth.

Für den weiteren Versuchsbetrieb wird deshalb zunächst die Drehzahl auf 30 000 U/min beschränkt, was ausreicht, um die Maschine als integrierte Komponente in dem erstellten Löffler-Versuchskreislauf zu betreiben.

Die Lager werden mit vollentsalztem Wasser geschmiert. Durch die geringen im Lager auftretenden Spaltweiten von etwa  $30 \mu$  ist eine gute Filterung des Schmierwassers notwendig. Im Prüfstand wird daher das Wasser bis auf eine Feinheit von  $30 \mu$  gefiltert. - Dies kann zu Schwierigkeiten führen, wenn das Schmierwasser aus einem Kondensatbehälter des Dampfkreislaufes entnommen wird, der aus Normalstahl hergestellt ist und Korrosionsprodukte liefert. Entsprechend den gewonnenen Erfahrungen können aber derartige Filterprobleme vermieden werden, wenn entgastes vollentsalztes Wasser zur Schmierung verwendet und der aus Normalstahlbehältern und Rohren bestehende Schmierwasserkreislauf dauernd betrieben wird und keinen längeren Stillstandszeiten ohne Korrosionsschutz unterworfen ist.

## 2. Schwerpunkte der weiteren Untersuchungen

Die weiteren Versuche erstrecken sich zunächst auf die Ermittlung der Ursachen für die Lagerschäden. Dabei stehen zwei Möglichkeiten im Vordergrund:

- a) Durch die in der Lagerung herrschenden hohen Umfangsgeschwindigkeiten kann sich kein tragfähiger Schmierfilm mehr ausbilden.
- b) Durch Kondensationsschläge treten zu hohe Lagerbelastungen auf.

zu a): Bei den hohen Umfangsgeschwindigkeiten im Auslegungsbereich kann die Möglichkeit nicht ausgeschlossen werden, daß die Ausbildung eines tragfähigen Schmierfilms verhindert ist. Der dominierende Einfluß der Reibungskräfte, der für die Ausbildung einer laminaren Strömung im Schmierpalt erforderlich ist, ist u.U. nicht mehr gegeben, so daß der Einfluß der Trägheitskräfte zu Turbulenzerscheinungen im Schmierpalt führen kann.

Obwohl Gleitgeschwindigkeiten von 80 bis 90 m/s in ölschmierten Lagern keine Seltenheit mehr sind, muß jedoch beachtet werden, daß die Zähigkeit des Wassers nur etwa  $1/100$  derjenigen von Öl beträgt, wodurch die Schmierfilmdicke und die Tragfähigkeit wesentlich herabgesetzt werden. Da es auch mit modernen Meßmethoden nicht möglich ist, die Vorgänge im Lagerspalt eindeutig zu erfassen, werden diese

in einem Lagerprüfstand untersucht, der die Beobachtung der Schmierpalte und der Strömungsverhältnisse erlaubt.

zu b): Kondensationsschläge können u.U. je nach Stärke und unsymmetrischer Kraftwirkung zu einer Überlastung der Lagerung und damit einer fortgesetzten Abnutzung führen. Zur Untersuchung der Auswirkung solcher Kondensationsschläge werden daher Versuche am Dampfgebläse selbst vorgenommen. Durch gesteuerte Erzeugung von Kondensationsschlägen an verschiedenen Stellen des Lagerwasserraumes wird deren Einfluß auf das Laufverhalten der Maschine studiert.

Kondensation ist aber nicht nur in dem Lagerwasserraum selbst zu erwarten, sondern auch in den diesen von den Dampfäumen trennenden Labyrinth. Die Druckschwankungen werden daher ebenfalls in einem dieser Labyrinth gemessen.

Parallel zu diesen Untersuchungen wird ein Lagersatz für hydrostatische Lagerung erprobt. Daneben sind Untersuchungen über die Verwendbarkeit von mit Heißdampf geschmierten Gleitlagern für die Gebläse vorgesehen, wofür ein gesonderter Prüfstand eingesetzt wird.

## VII Gebläse für große Reaktorleistungen

Die anhand der beiden beschriebenen Prototyp-Dampfgebläse aufgezeigte konstruktive Konzeption kann auch für Dampfgebläse großer Leistung bis zu Reaktorgrößen von 1000 MWe beibehalten werden. Hierdurch ist gewährleistet, daß die beim Entwurf und der Erprobung der Prototyp-Gebläse gesammelten Erfahrungen für den Entwurf großer Dampfgebläse verwertet werden können.

Die Abb. 27 zeigt die wichtigsten Auslegungsdaten und Leistungen großer Dampfgebläse in axialer Bauart für Reaktorleistungen von 300, 600 und 1000 MW<sub>e1</sub>. Die angegebenen Durchmesser und Drehzahlen resultieren aus keiner Optimierung, so daß z.B. die Laufraddurchmesser bei entsprechender Erhöhung der Drehzahl noch verkleinert werden könnten.

Die Abb. 28 zeigt einen Entwurf der Firma Linde, die uns bei der Entwicklung und dem Bau der beiden Prototypgebläse tatkräftig unterstützt hat.

Der Entwurf zeigt eines von drei Gebläsen für einen 1000 MW<sub>e</sub> Reaktor. Die Antriebsleistung für ein solches Dampfgebläse beträgt etwa 21 MW. Die Drehzahl beträgt 8600 U/min und liegt damit beträchtlich unter der Drehzahl der Prototyp-Gebläse und ähnlichen Turbomaschinen im konventionellen Maschinenbau. Diese mit ansteigender Größe der Gebläse absinkende Drehzahl gewährleistet eine erhöhte Betriebssicherheit großer Dampfgebläse.

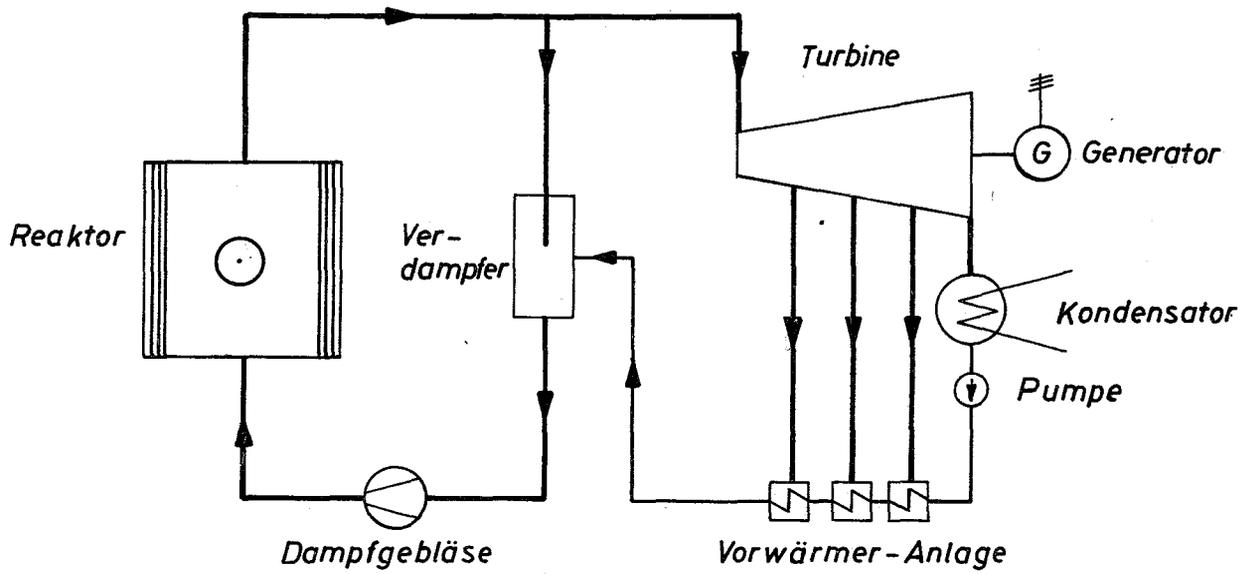
Die bisherigen Bau- und Betriebserfahrungen mit den beiden Prototyp-Gebläsen finden in der konstruktiven Gestaltung des abgebildeten großen Dampfgebläse-Aggregates ihren Niederschlag:

- die großen Durchsatzmengen führen in Verbindung mit dem Wunsch nach möglichst geringen Achsschüben, hoher Betriebssicherheit und einfacher Konstruktion zur Anwendung von zwei-flutigen Radialrädern,
- die Räder sind ohne Deckscheiben ausführbar, was fertigungstechnisch eine wesentliche Erleichterung bedeutet,
- der geringe Restschub wird durch Ausgleichskolben auf der Welle zwischen den Lagern ausgeglichen,
- die Lager werden mit Kondensat geschmiert, die Umfangsgeschwindigkeit der Welle beträgt etwa 85 m/s,
- eine Berührung von Welle und Schmierwasser findet auf nur sehr kurzen Längen statt,
- Lager, Labyrinth und Radkammergehäuse sind an einem gemeinsamen Innengehäuse befestigt,
- das Innengehäuse kann nach Lösung des Gehäusedeckels mit allen Einbauten aus dem fest installierten Druckgehäuse herausgezogen werden,
- die Montage und Demontage kann nötigenfalls fernbetätigt durchgeführt werden. Die bei einer integrierten Bauweise des Reaktors notwendigen Montageöffnungen im Druckkessel benötigen einen lichten Durchmesser von nur etwa 1 m. Das Druckgehäuse kann bei der Anordnung der Gebläse im Druckkessel mit geringer Wandstärke ausgeführt werden, so daß die in der Abbildung angegebenen Außenabmessungen von etwa 1,5 m Durchmesser und 3,0 m Länge eine obere Grenze darstellen.

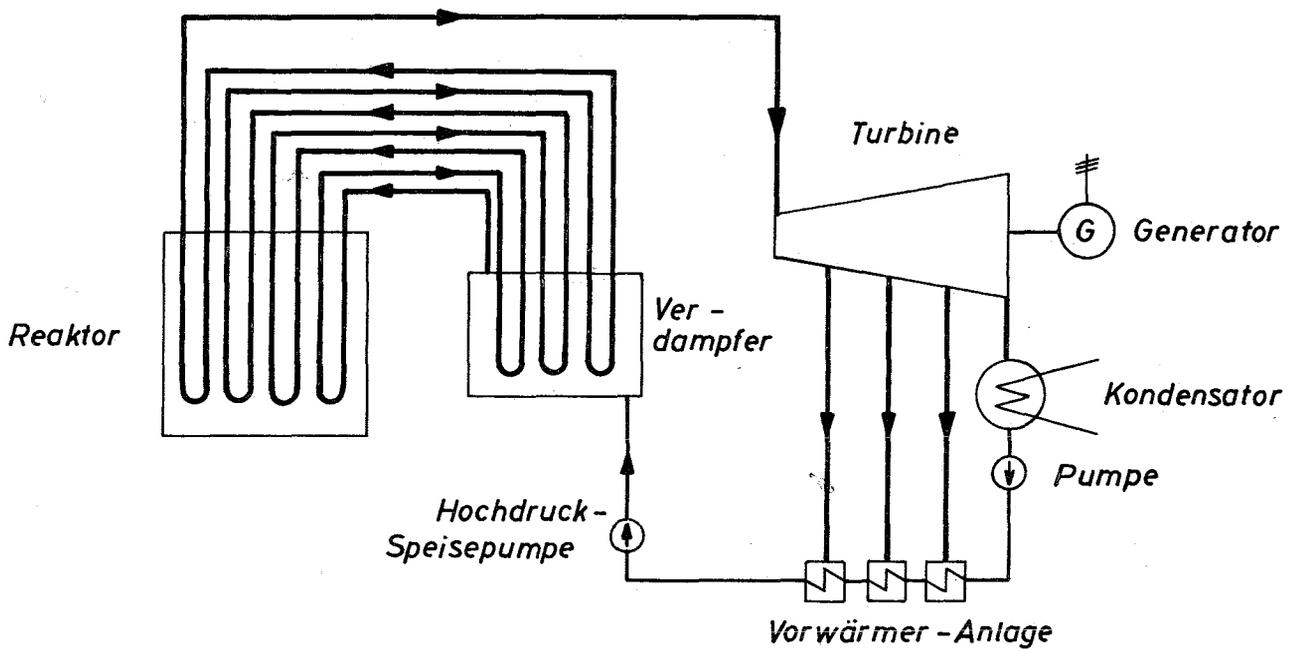
Der zuvor beschriebene Entwurf eines großen Dampfgebläse-Aggregates bezieht sich auf einen Reaktor mit einer Leistung von 1000 MWe, einer Heißdampf Temperatur von  $540^{\circ}$  C und einem Heißdampfdruck von 150 at. Die Auslegung und konstruktive Gestaltung dieser Maschine wurde neben den strömungstechnischen Gesichtspunkten, die eine Tendenz zu axialen Laufrädern ergaben, maßgeblich durch die Forderung nach hoher Betriebssicherheit und vereinfachter Konstruktion und Wartung bestimmt. Demzufolge wurde die Maschine mit doppelflutigen Radialrädern ausgerüstet. - Diese Konzeption des Dampfgebläse-Aggregates kann auch für einen höheren Heißdampfdruck und vornehmlich bei Anwendung von überkritischen Druck beibehalten werden. Dabei ergibt sich wegen des geringeren Durchsatzvolumens auch in strömungstechnischer Hinsicht eine Tendenz zur Radialbauweise. Daher kann eine solche Maschine für überkritischen Druck unter Beibehaltung der vorteilhaften konstruktiven Gestaltung auch strömungstechnisch günstiger und gegebenenfalls mit besserem Wirkungsgrad ausgeführt werden.

Literaturverzeichnis:

- [1] E.Kiefhaber, K.Ott: 'Survey Parameter Study of Large Steam-Cooled Fast Power Reactors'.  
PSB-Bericht Nr. 157/65
- [2] Frisch: 'Dynamische Untersuchungen zum D1-Core'.  
IRE - Notiz Nr. 19/66



Löffler - Kreislauf



Mehr - Zonen - Kreislauf

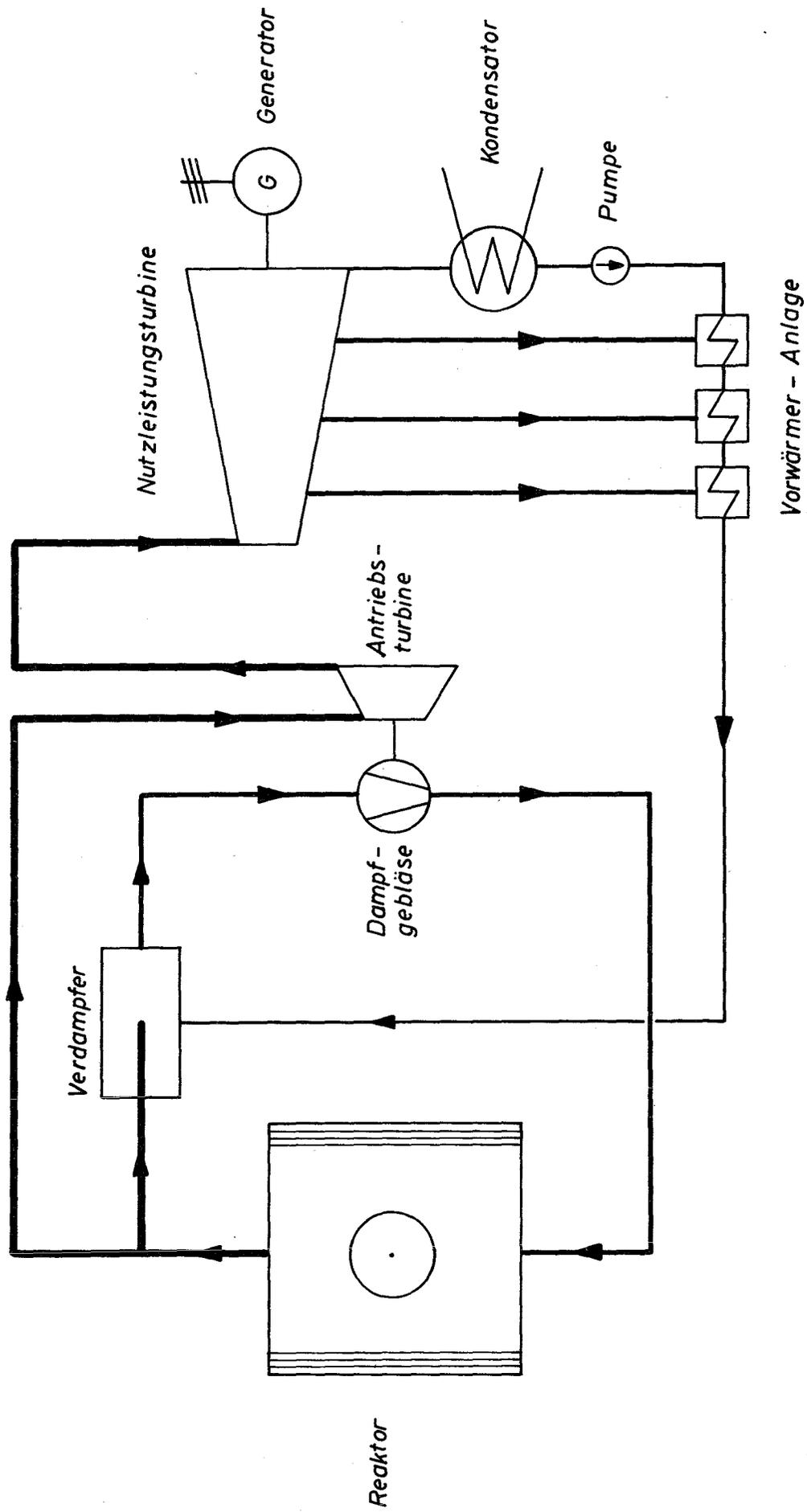
*Dampfkreisläufe mit externer Verdampfung*

<i>Kriterien</i>	<i>Löffler - Kreislauf</i>	<i>Mehr - Zonen - Kreislauf</i>
<i>Einfache und betriebssichere Konstruktion des Reaktorkerns</i>	+++	+
<i>Kleine, billige und betriebssichere Wärme- austauscher und Verdampfer</i>	+++	+
<i>Einfache, billige und betriebssichere Pumpen und Gebläse</i>	+	++

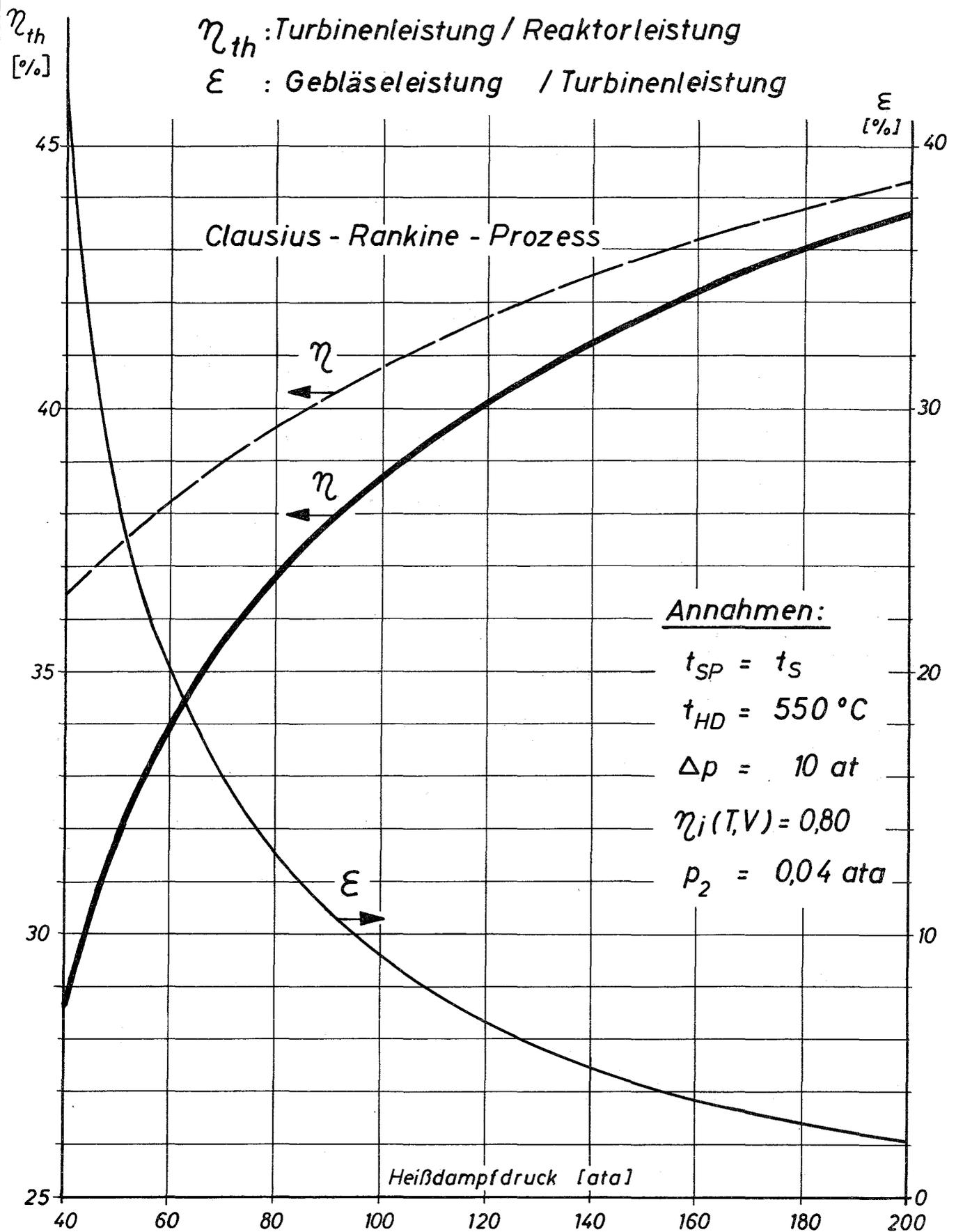
+++ sehr gut  
++ gut  
+ mäßig

*Beurteilung der Reaktor - Kühlkreisläufe*

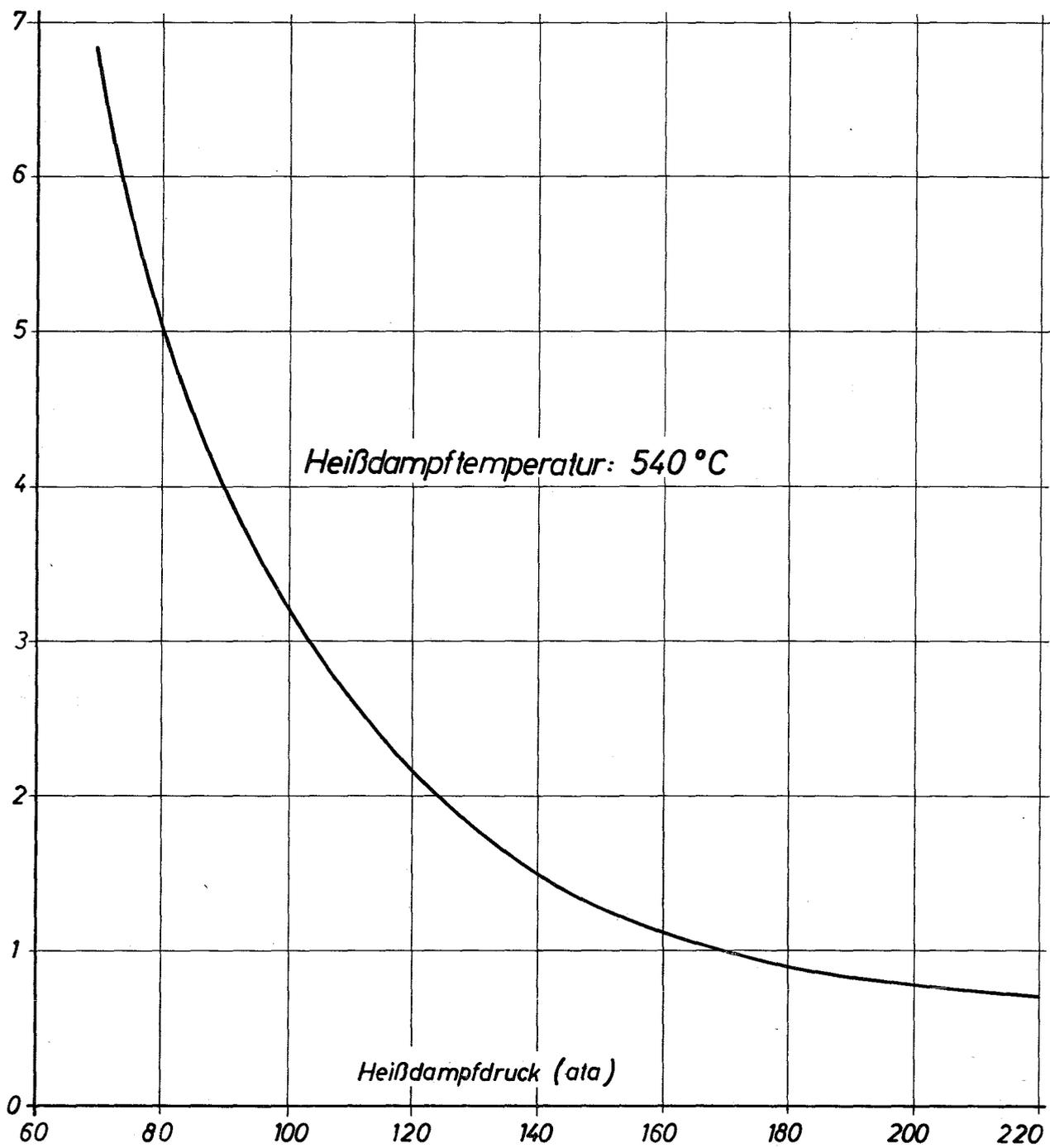
Abb. 2



Löffler - Kreislauf

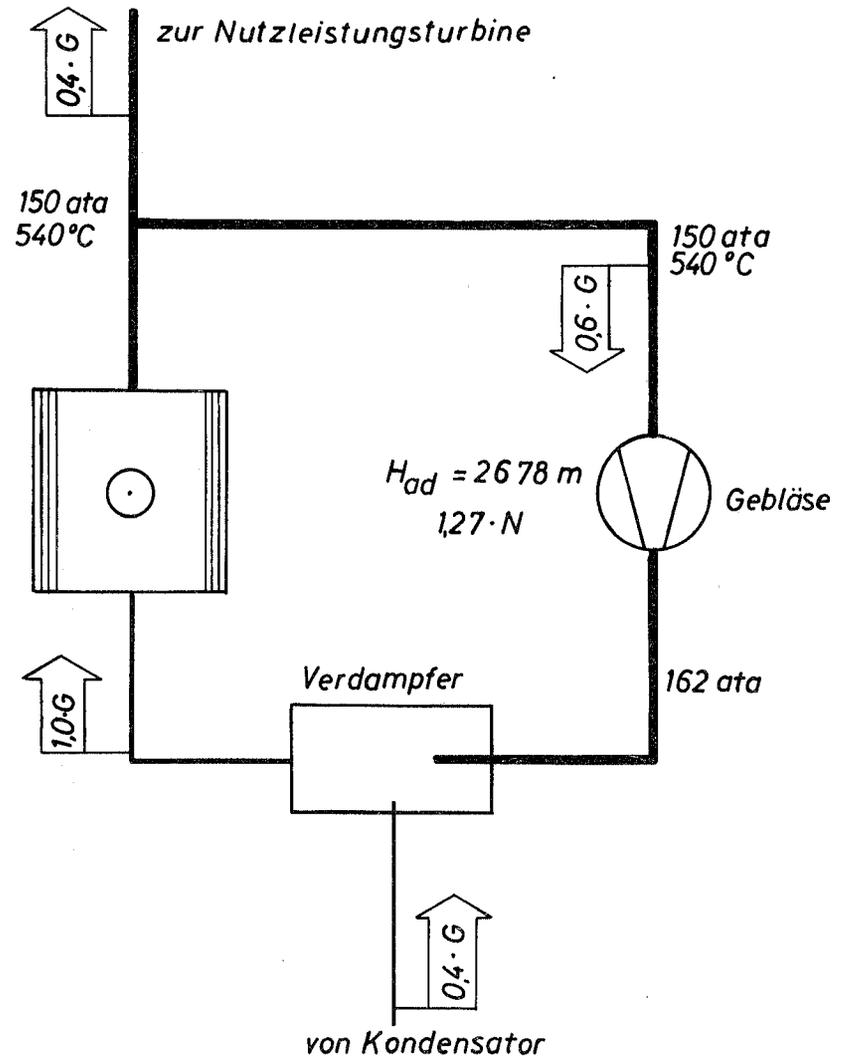
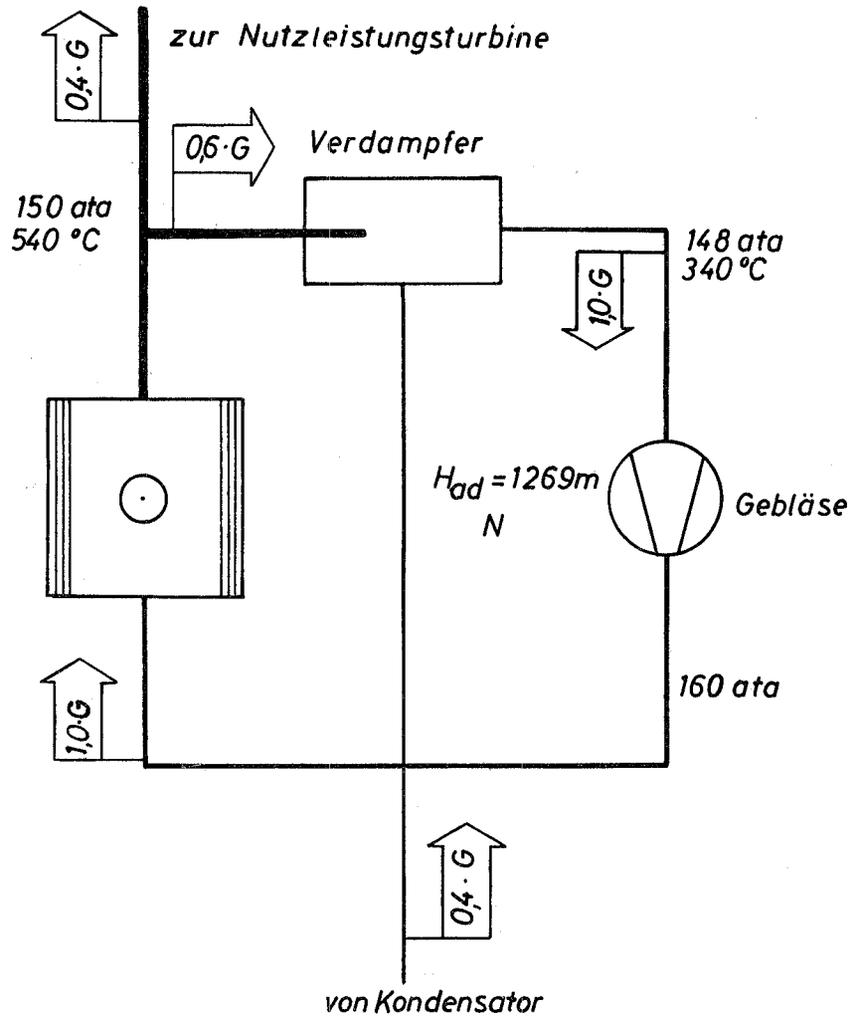


Thermischer Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  und Leistungsbedarf des Dampfgebläses  $\varepsilon$  beim Löffler - Kreislauf



*Wärmetransport-Kriterium für Heißdampf:  
Verhältnis Gebläseleistung zu Wärmeleistung  
eines Reaktorkerns (normiert auf 170 ata)*

*Abb.5*



Schaltungen des Dampfgebläses im Reaktor-Kühlkreislauf

<i>Reaktorleistung [MWe]</i>		<i>300</i>	<i>600</i>	<i>1000</i>
<i>Reaktorausritt</i>		<i>490</i>	<i>690</i>	<i>890</i>
<i>Gebläseeintritt</i>		<i>475</i>	<i>670</i>	<i>865</i>
<i>Gebläseaustritt</i>		<i>465</i>	<i>660</i>	<i>850</i>
<i>parallele Kondensations- -Turbine</i>	<i>Eintritt</i>	<i>63</i>	<i>90</i>	<i>117</i>
	<i>Austritt</i>	<i>2 090</i>	<i>2860</i>	<i>3 820</i>
<i>Entnahme - Kondensations - -Turbine</i>	<i>Eintritt</i>	<i>390</i>	<i>550</i>	<i>710</i>
	<i>Austritt</i>	<i>3 610</i>	<i>5 110</i>	<i>6 600</i>
<i>Entnahme - Gegendruck - -Turbine</i>	<i>Eintritt</i>	<i>180</i>	<i>254</i>	<i>328</i>
	<i>Austritt</i>	<i>465</i>	<i>655</i>	<i>850</i>
<i>parallele Gegendruck - -Turbine</i>	<i>Eintritt</i>	<i>85</i>	<i>119</i>	<i>154</i>
	<i>Austritt</i>	<i>345</i>	<i>485</i>	<i>625</i>
<i>Vorschalt - -Turbine</i>	<i>Eintritt</i>	<i>302</i>	<i>428</i>	<i>552</i>
	<i>Austritt</i>	<i>325</i>	<i>460</i>	<i>590</i>

*Annahmen:*

*Reaktoreintritt 160 ata / 350 °C*

*Reaktorausritt 150 ata / 540 °C*

*Gebläseeintritt 148 ata / 340 °C*

*Strömungsgeschwindigkeit:*

*Sattdampf 20 m/sec*

*Heißdampf 40 m/sec*

*Druckstufung der Nutzleistungsturbine:*

*150 - 48 - 5 - 0,05 ata*

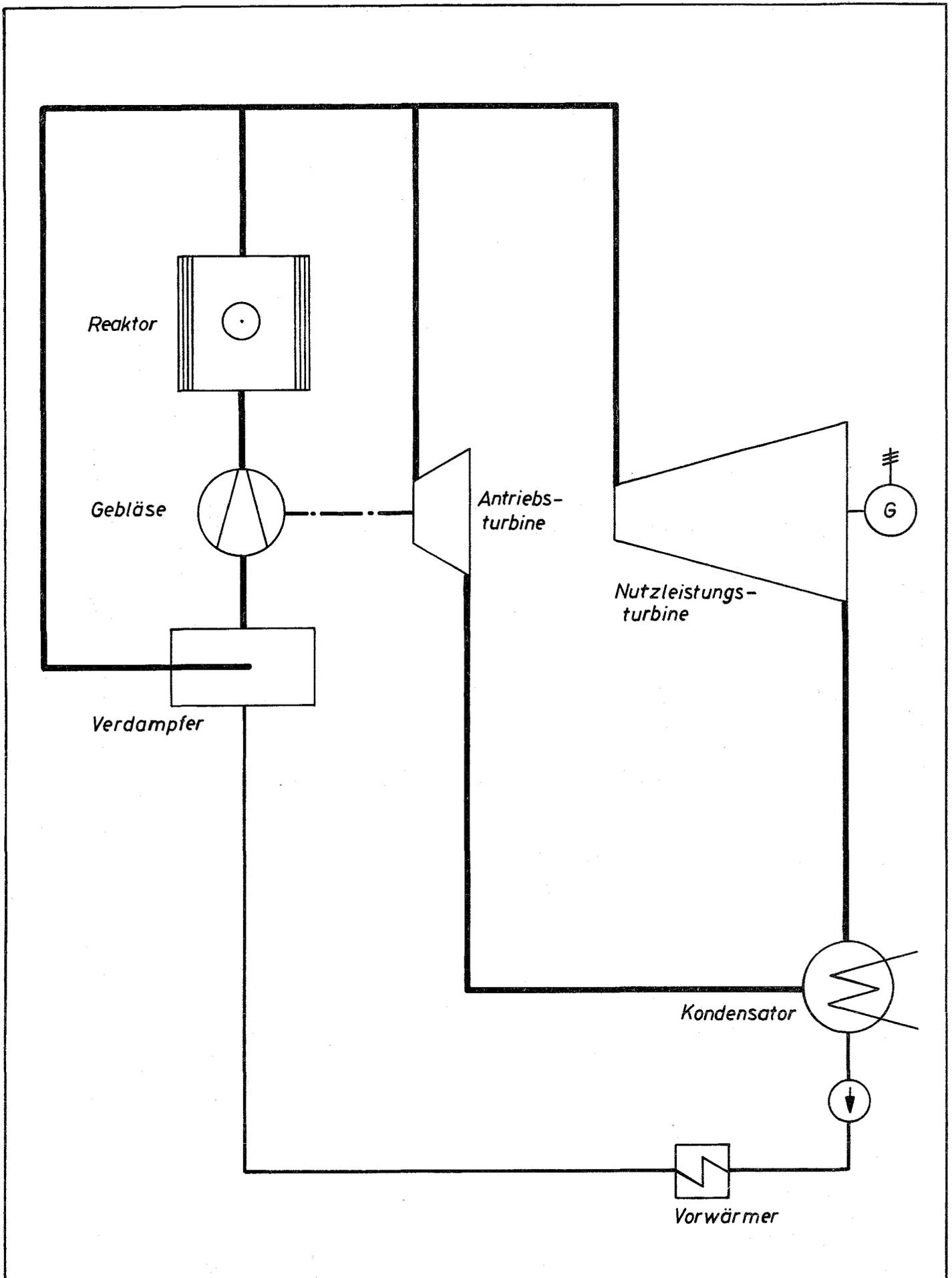
*Die angegebenen Werte gelten für jeweils*

*1 Rohrleitung von*

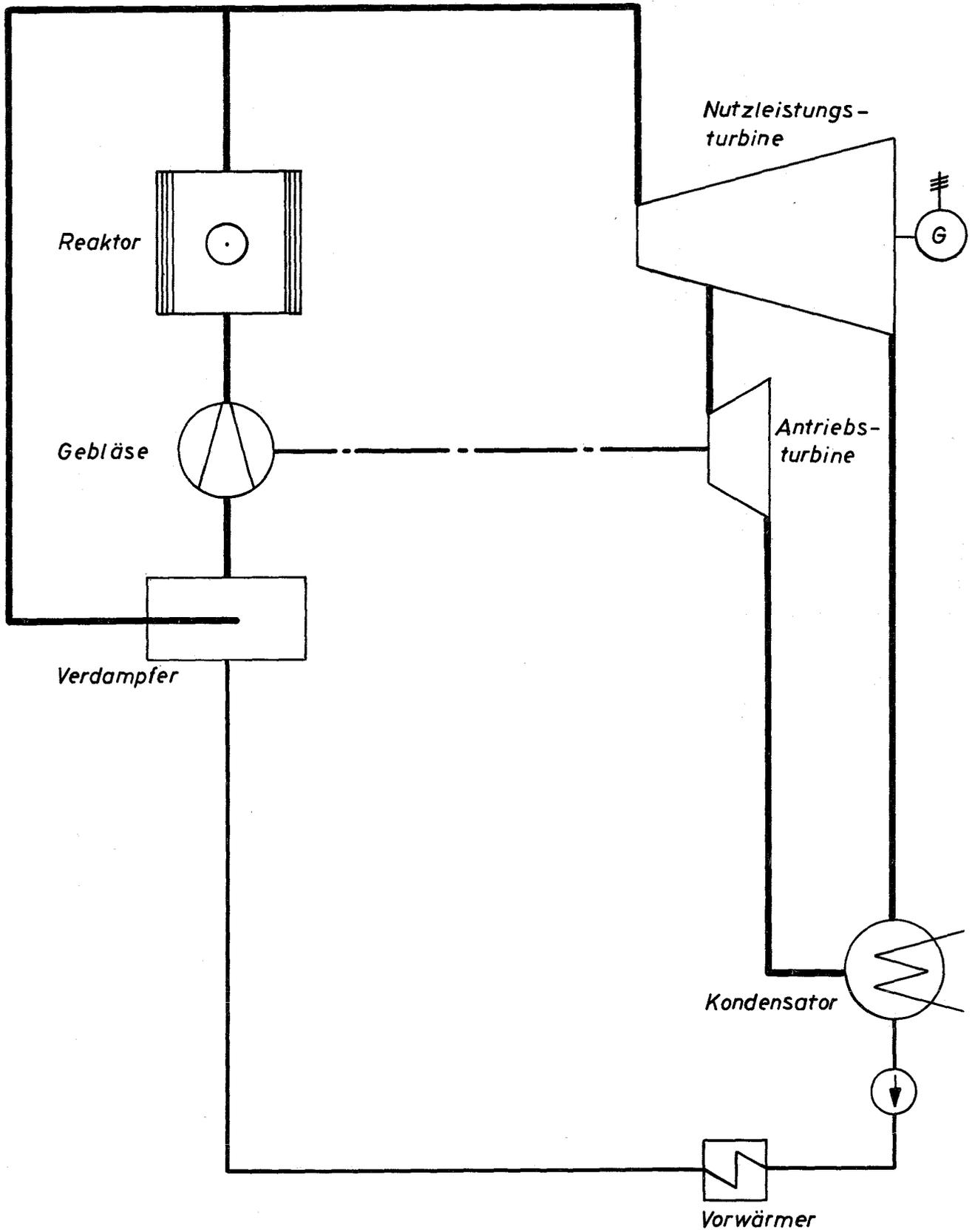
*insgesamt 3 Rohrleitungen pro Reaktor*

*Durchmesser der Rohrleitungen [mm] an den Dampfgebläsen bei verschiedenen Schaltungen der Antriebsturbinen*

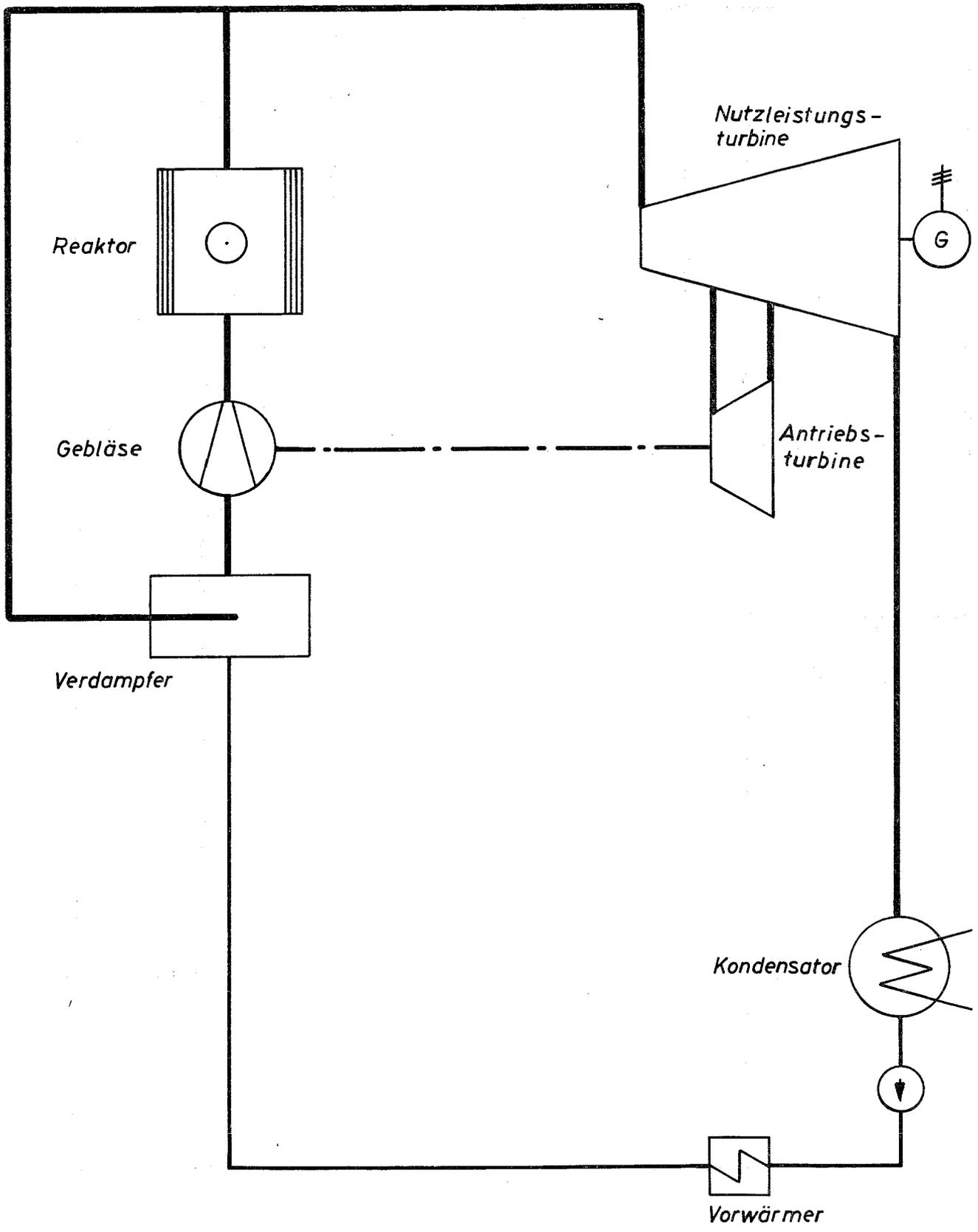
*Abb. 7*



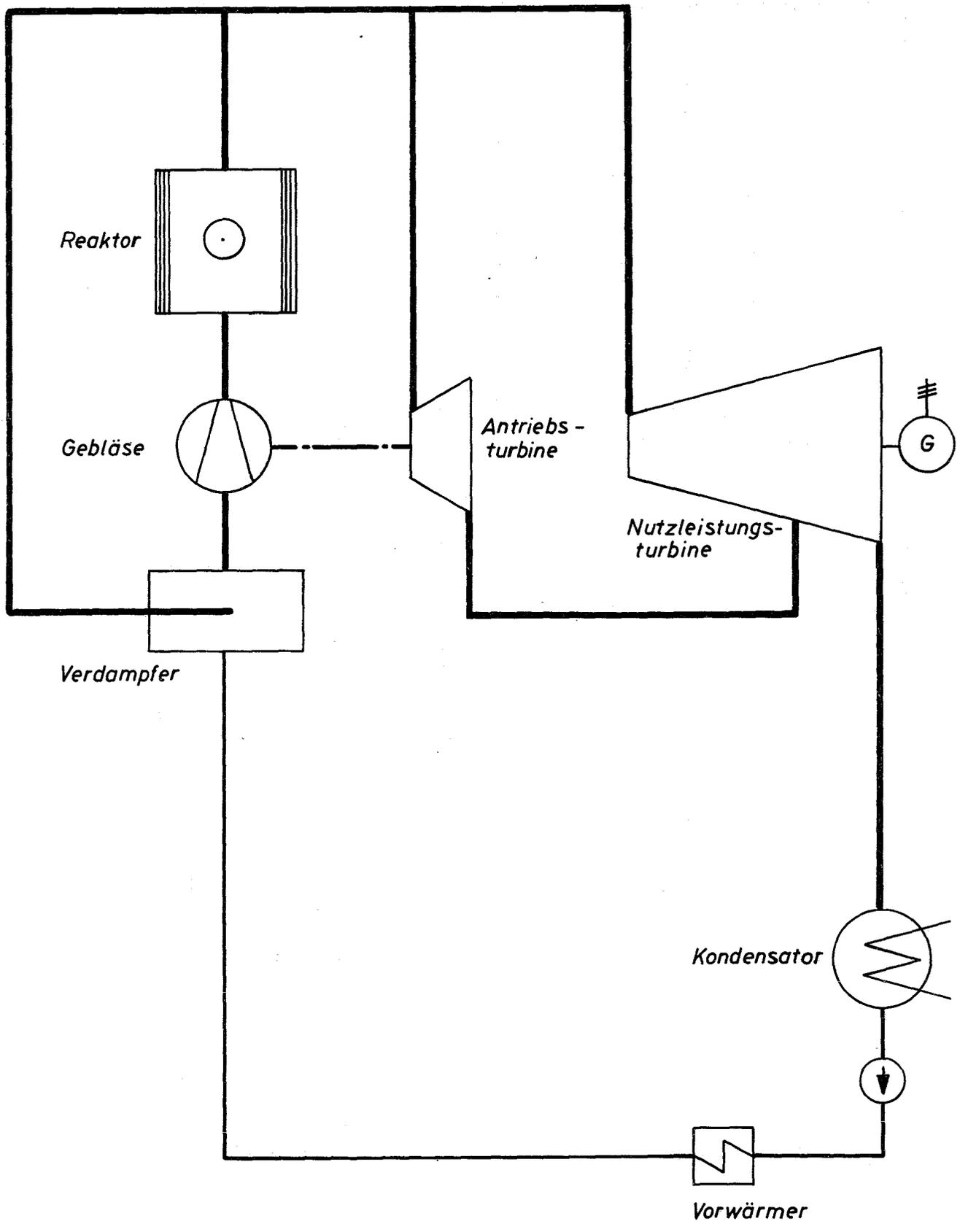
*Schaltung der Gebläse - Antriebsturbine als parallele Kondensations-Turbine*



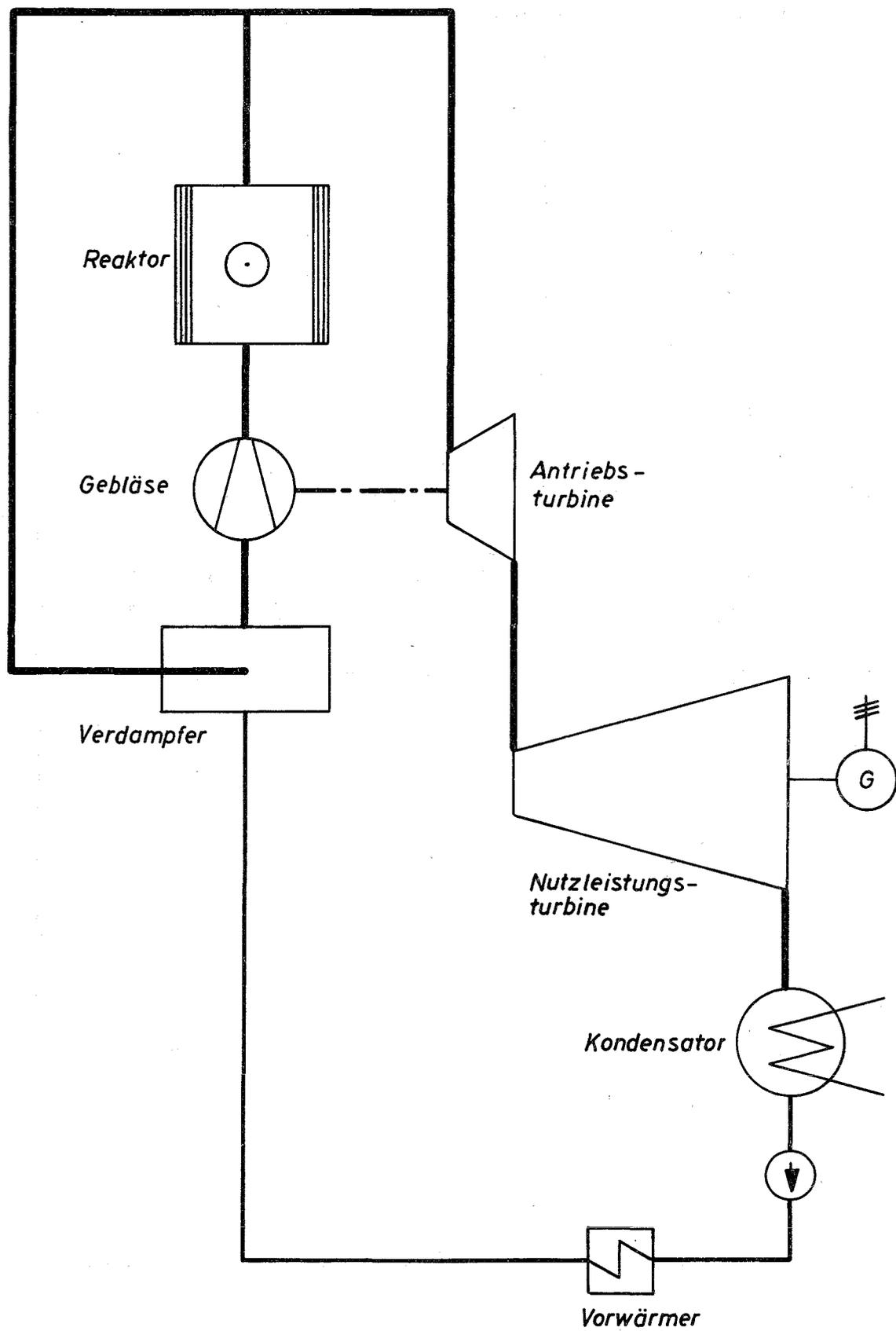
*Schaltung der Gebläse - Antriebsturbine als  
Entnahme - Kondensations - Turbine*



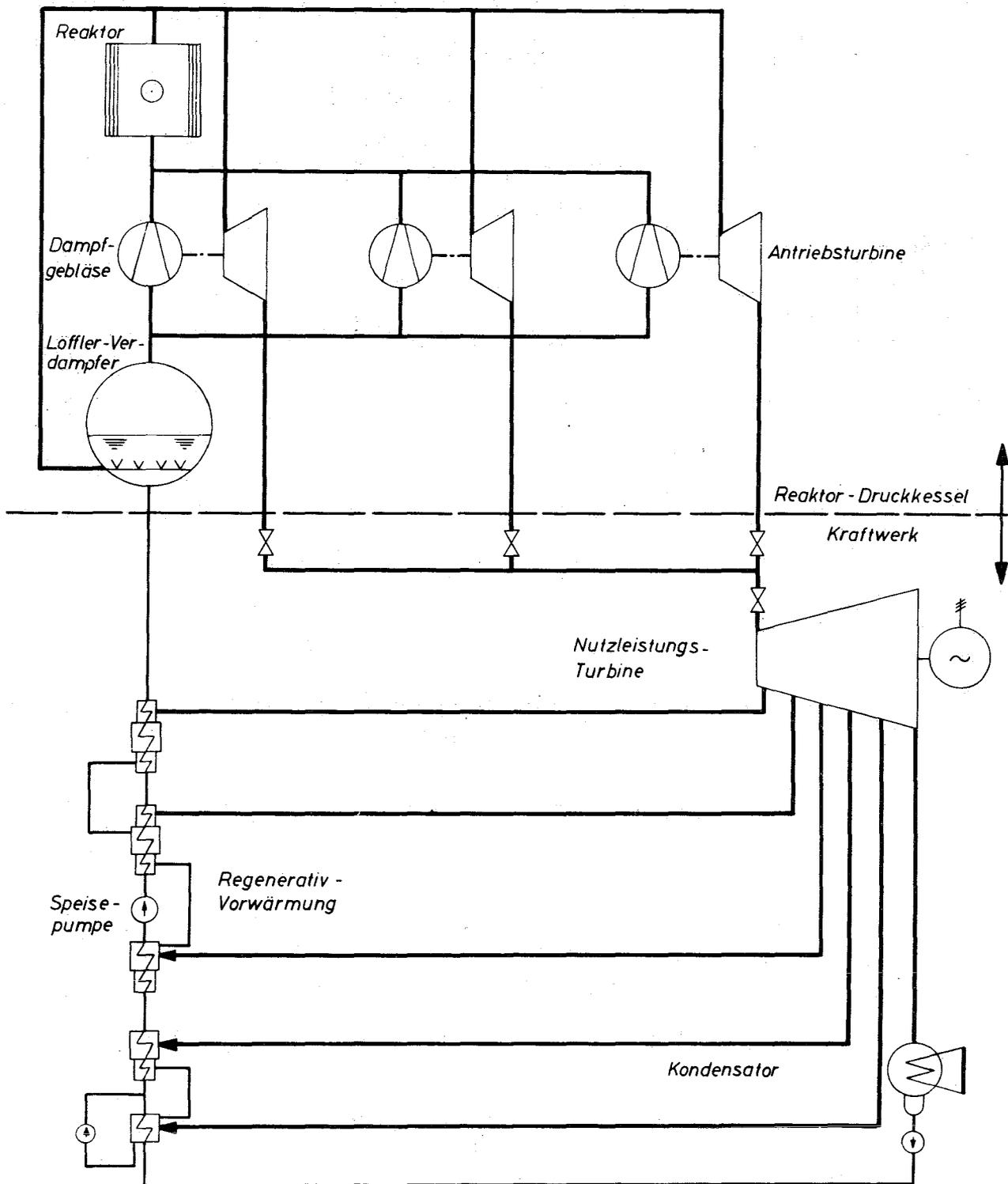
*Schaltung der Gebläse - Antriebsturbine als  
Entnahme - Gegendruck - Turbine*



*Schaltung der Gebläse-Antriebsturbine als parallele Gegendruck-Turbine*



*Schaltung der Gebläse - Antriebsturbine als  
Vorschalt - Turbine*



Wärmeschaltbild eines dampfgekühlten Reaktors

Annahmen:

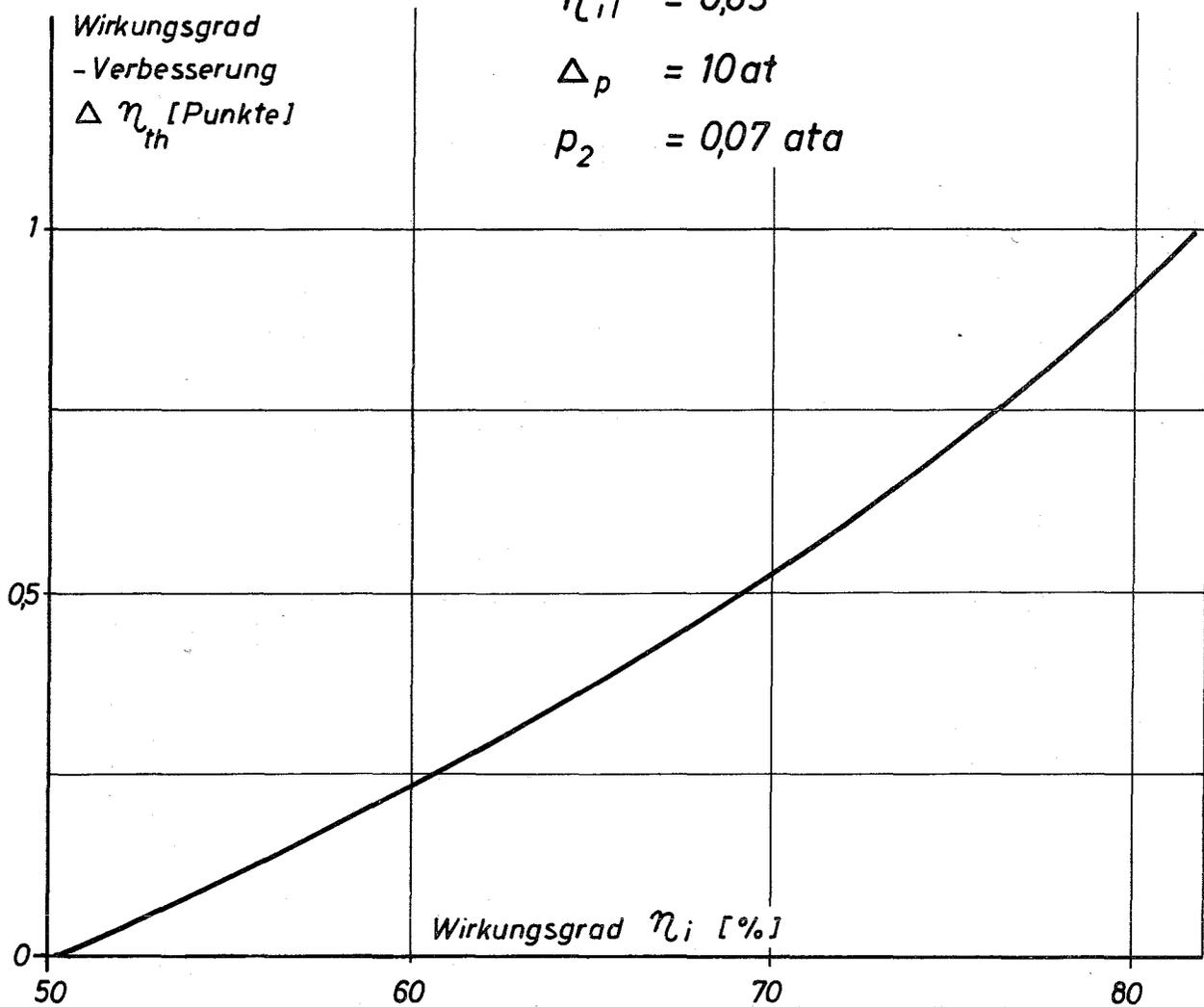
$$p_{HD} = 150 \text{ ata}$$

$$t_{HD} = 540^\circ\text{C}$$

$$\eta_{iT} = 0,83$$

$$\Delta p = 10 \text{ at}$$

$$p_2 = 0,07 \text{ ata}$$



*Einfluß des Wirkungsgrades der Gebläse-  
Antriebsturbine auf den thermischen  
Wirkungsgrad des Kernkraftwerks*

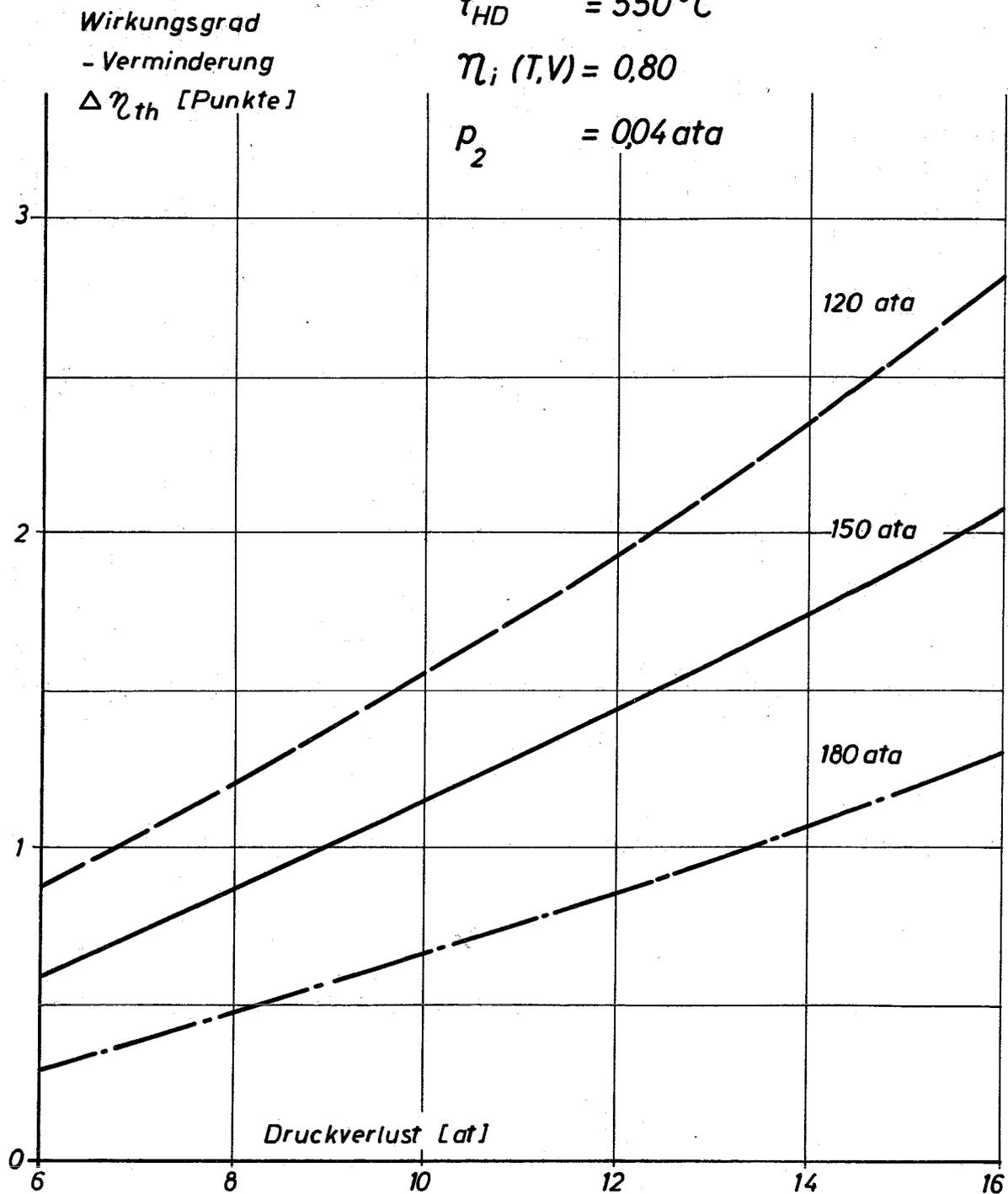
### Annahmen

$$t_{Sp} = t_s$$

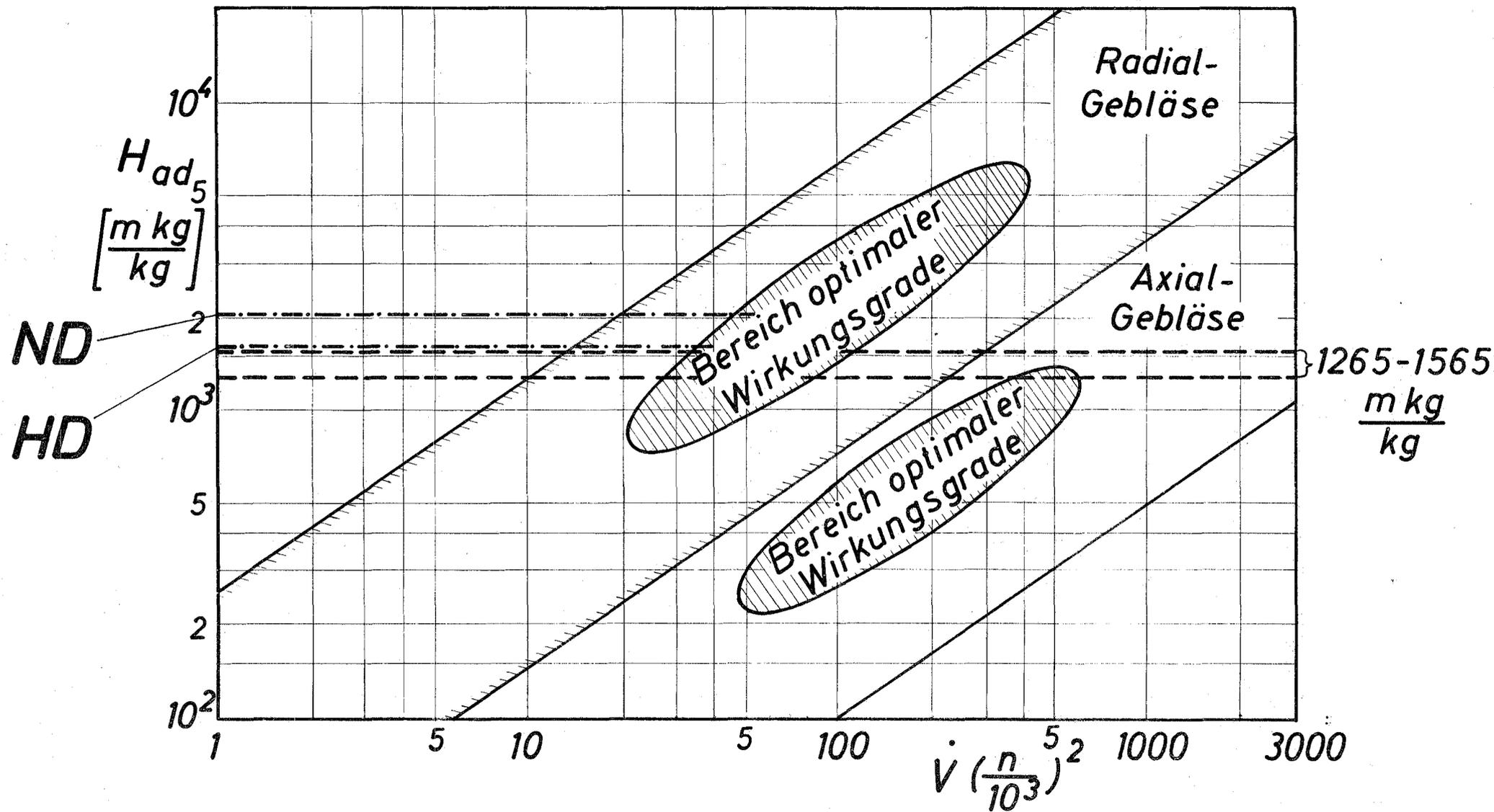
$$t_{HD} = 550^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_i(T,V) = 0,80$$

$$p_2 = 0,04 \text{ ata}$$



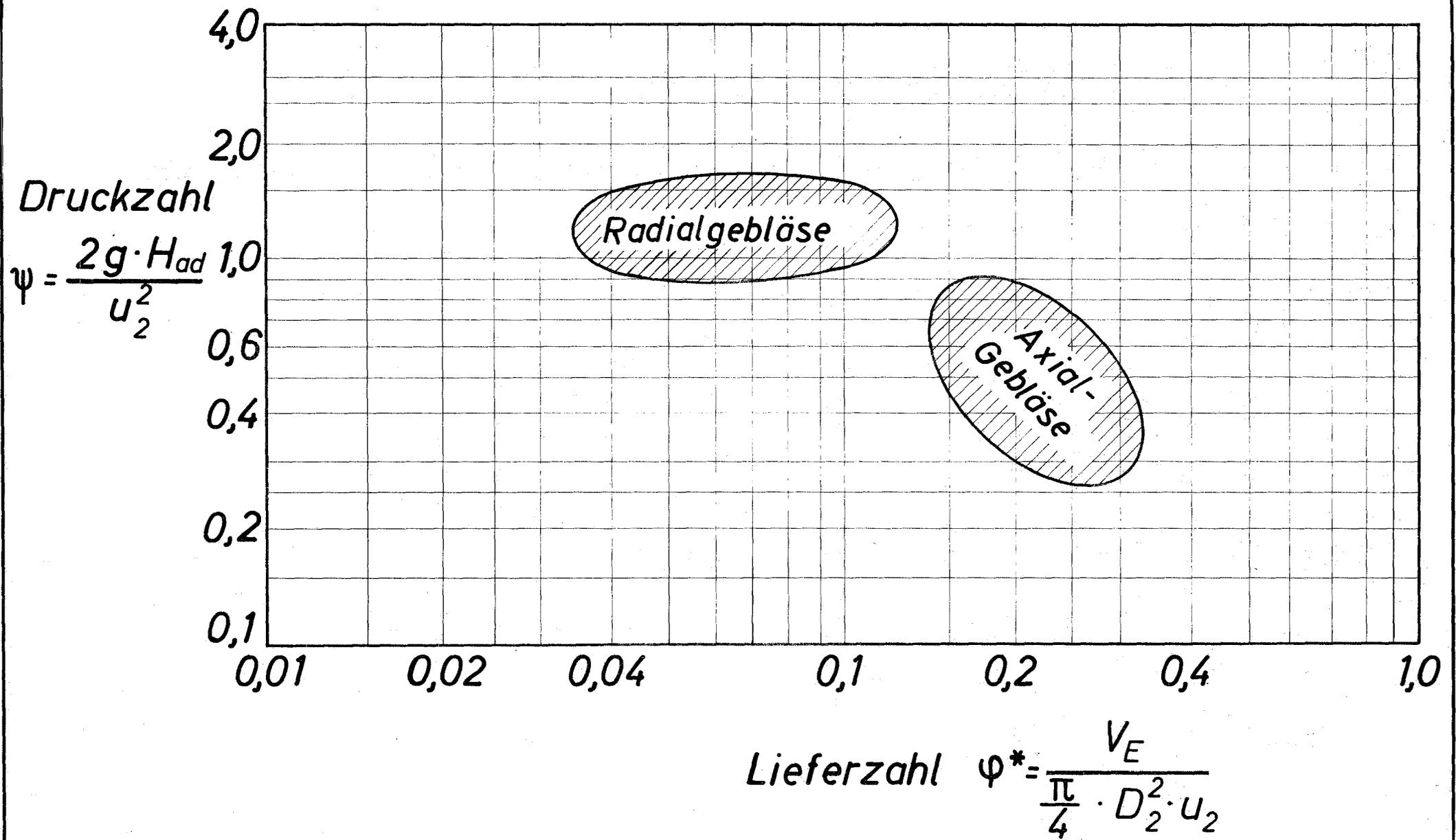
*Einfluß des Druckverlustes im Reaktor-  
Kühlkreislauf auf den thermischen  
Wirkungsgrad des Kernkraftwerks*



# Arbeitsbereich des Axial- u. Radialgebläses

(nach Axial - u. Radial - Kompressoren v. Eckert / Schnell, zw. Auflage, Seite 56)

Abb. 16

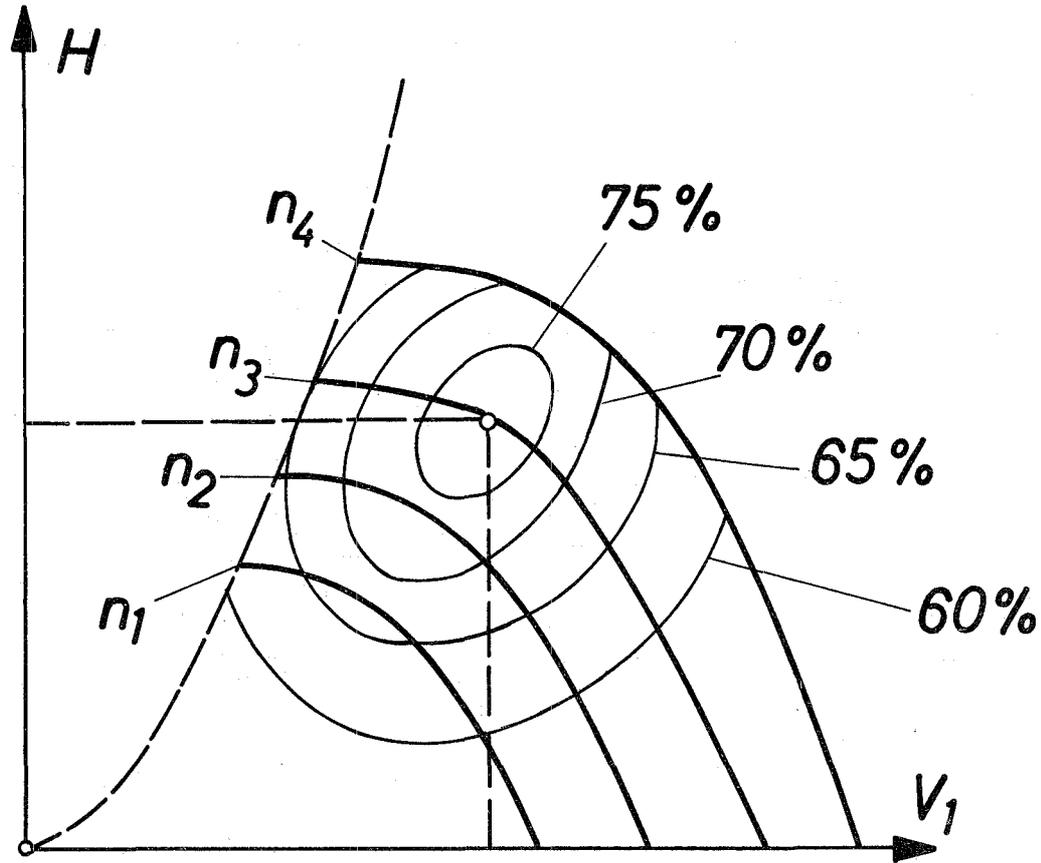


## Druck- u. Lieferzahlen für Axial- u. Radialgebläse

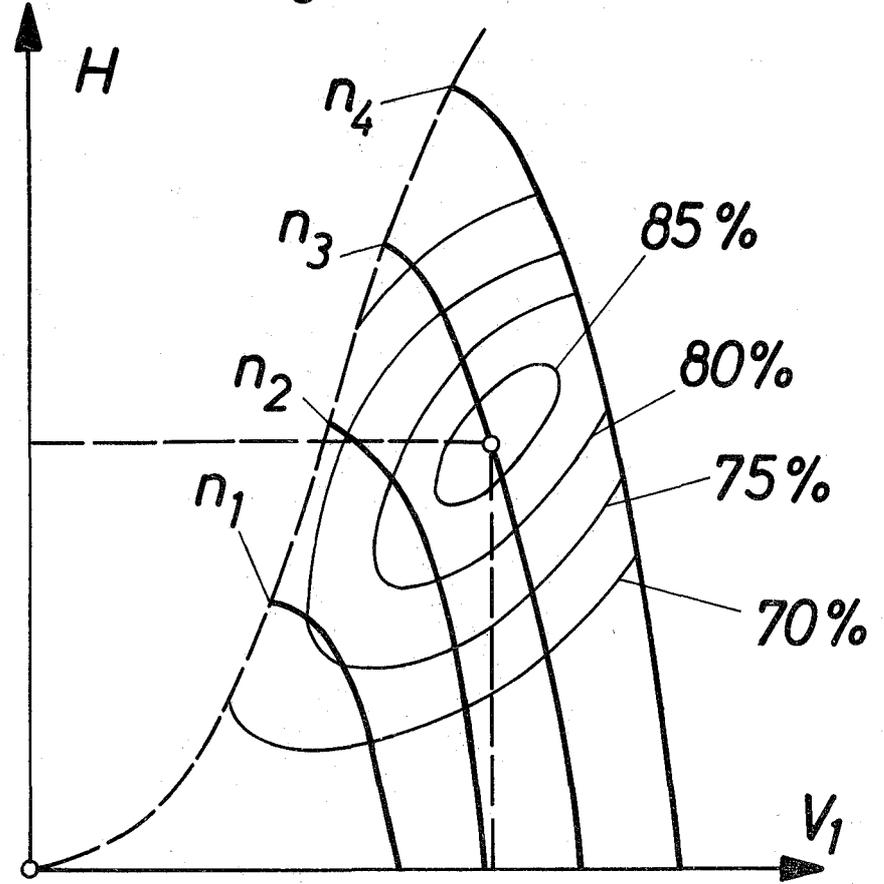
( nach Axial- u. Radial- Kompressoren v. Eckert/ Schnell, zw. Auflage, Seite 51 )

Abb. 17

Radialgebläse

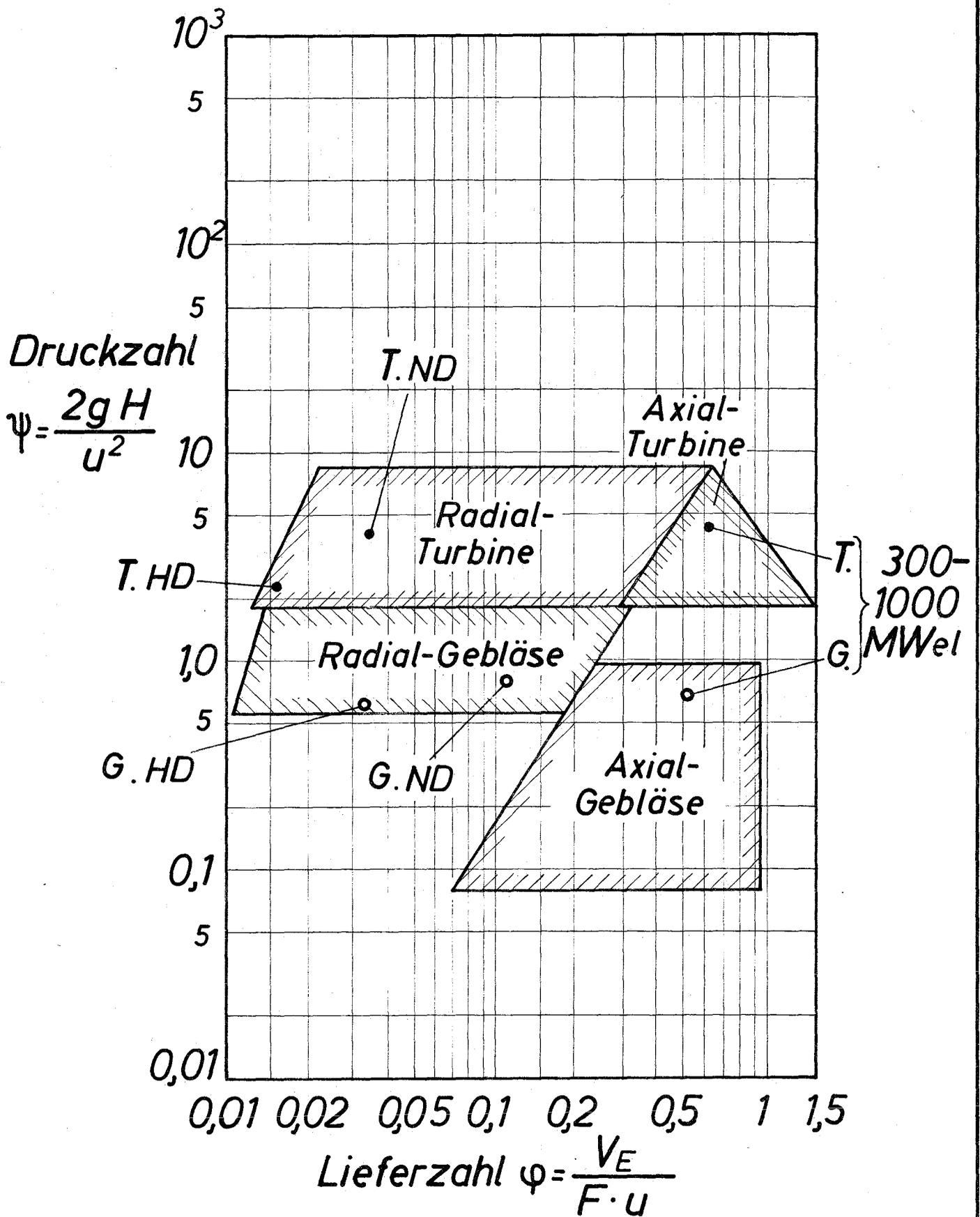


Axialgebläse



## Vergleich der Kennlinien des Radialgebläses und des Axialgebläses

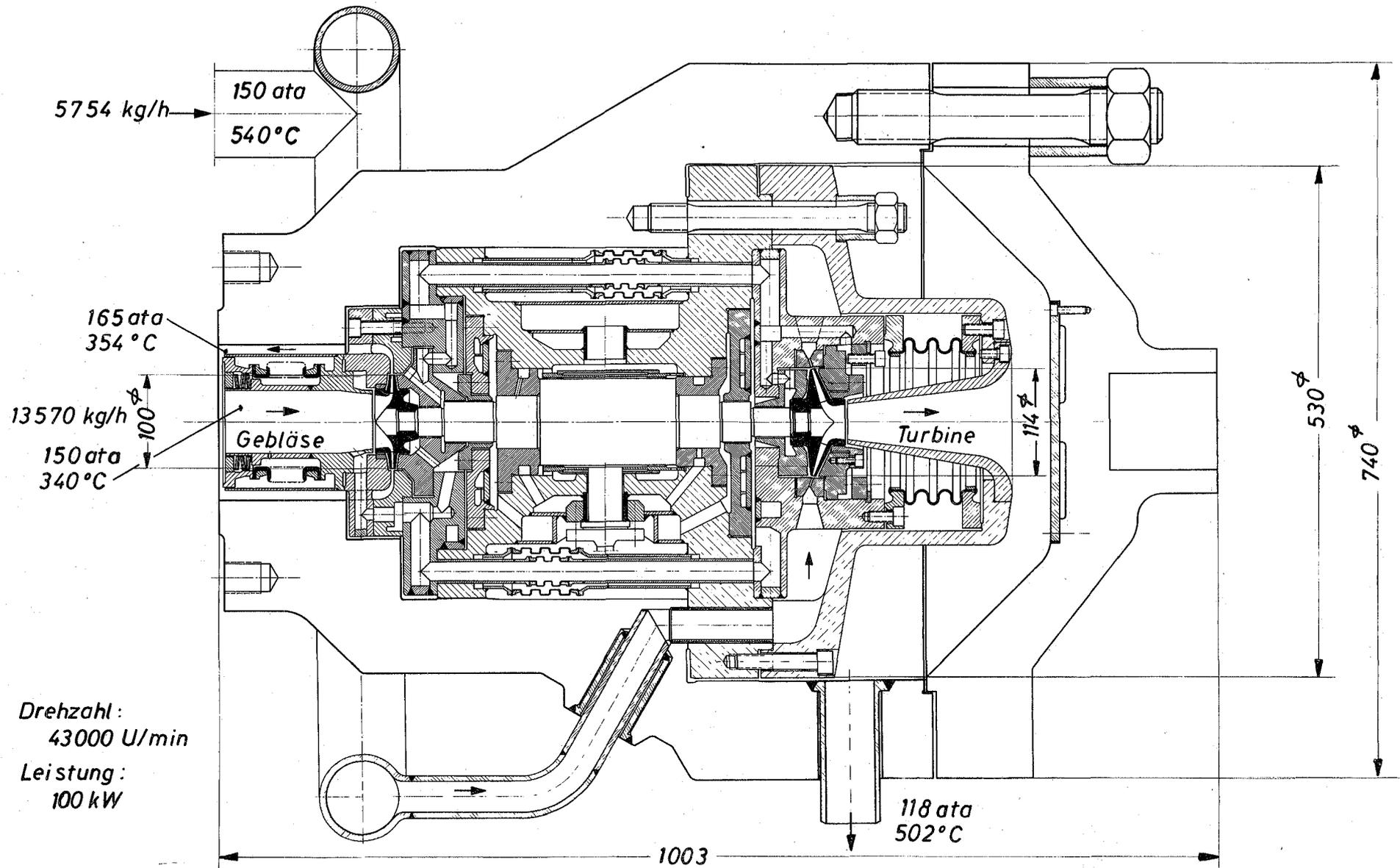
(nach Strömungsmasch. v. Pfeleiderer, zw. Auflage, Seite 287)



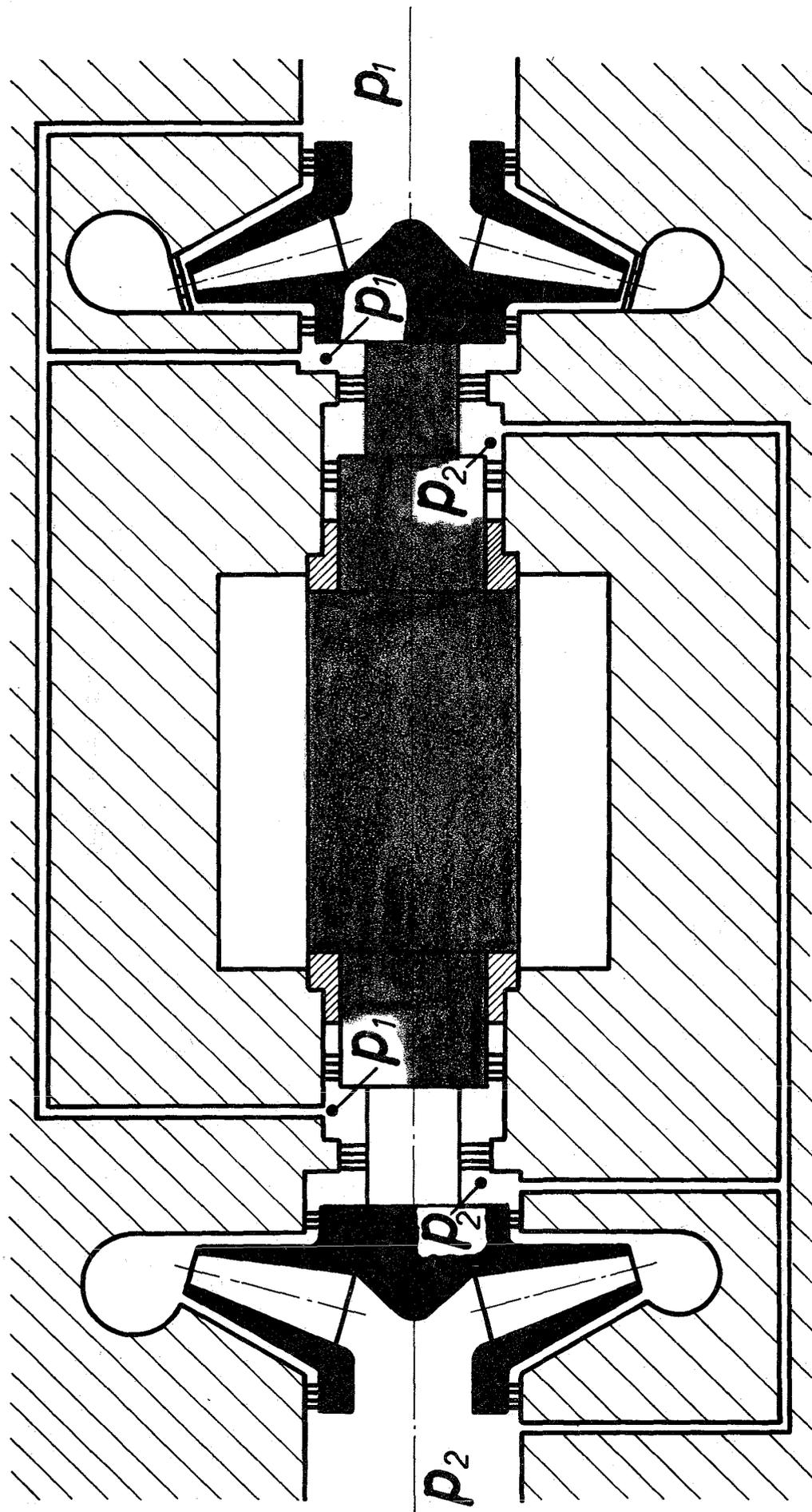
## Druck- u. Lieferzahlen für Turbo-Maschinen

Abb. 19

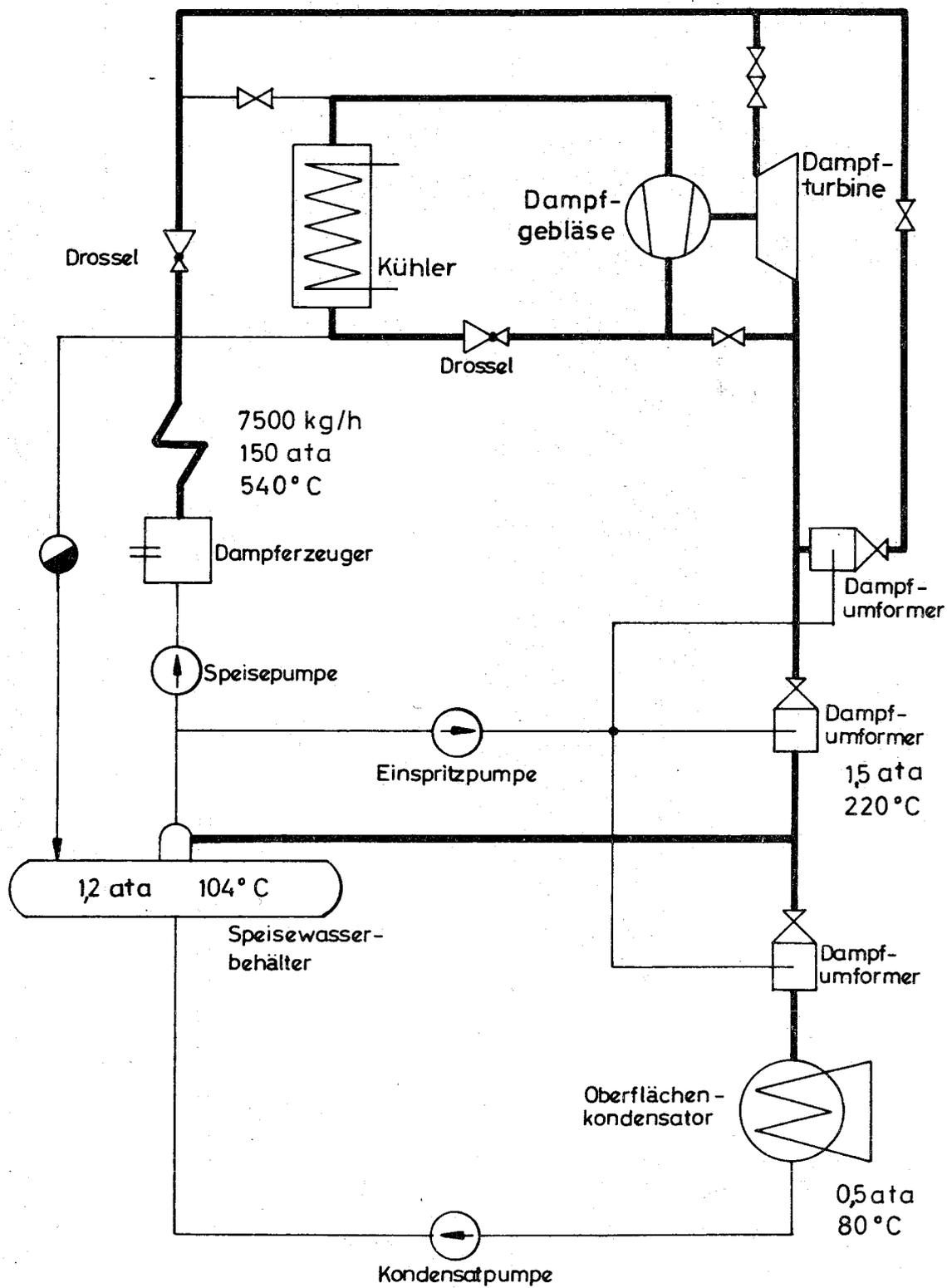
(nach Axial- u. -Radial-Kompressoren v. Eckert / Schnell, zw. Auflage, Seite 65)



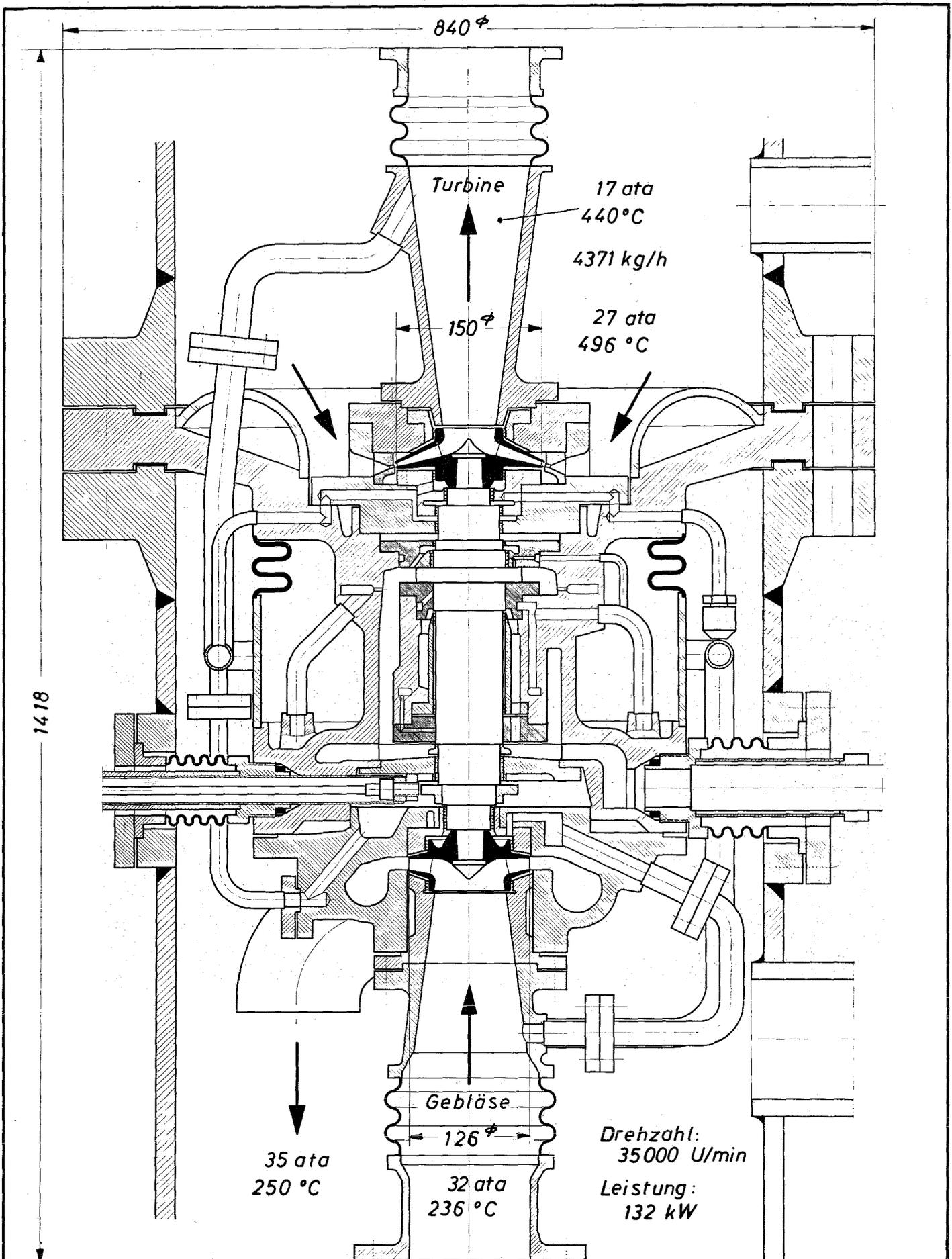
Hochdruck - Dampfgebläse



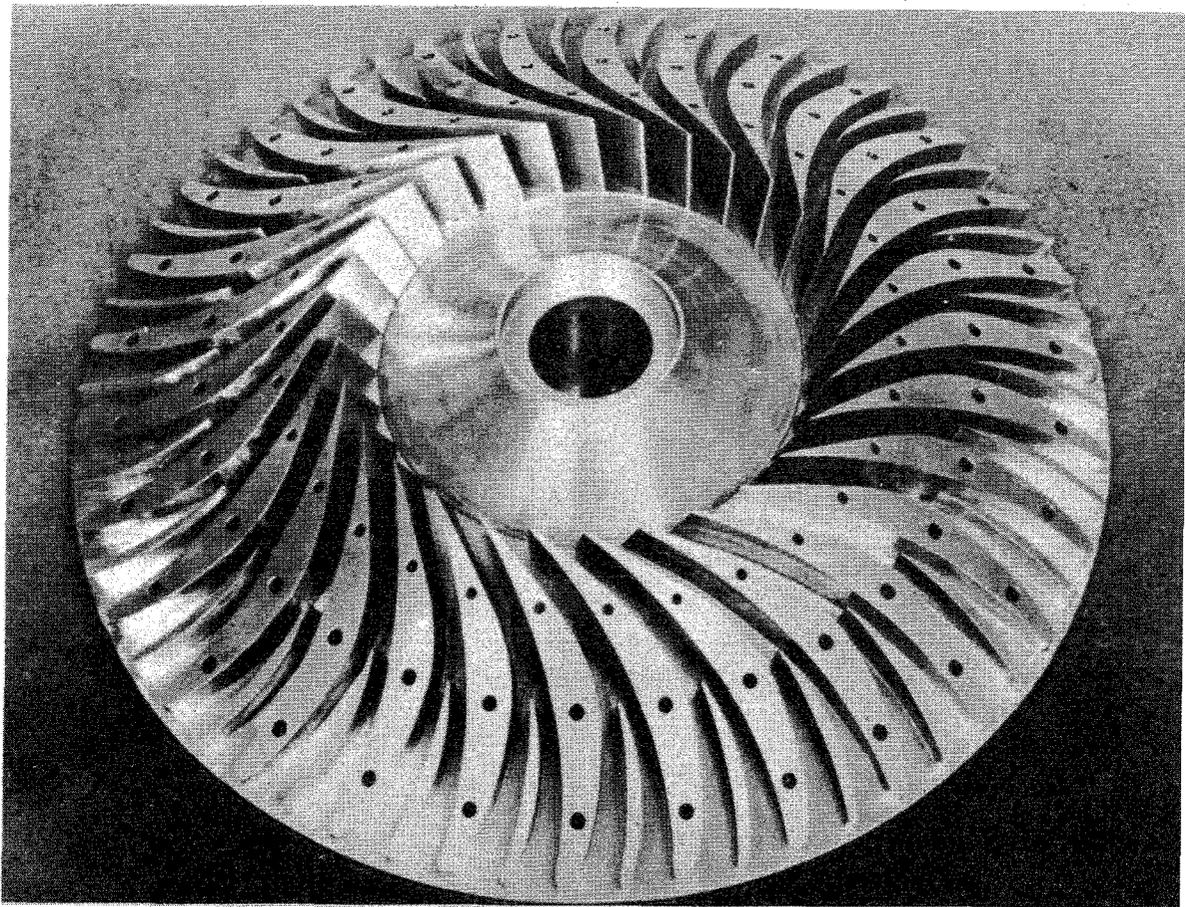
*Achsschubausgleich im Dampfgebläse*



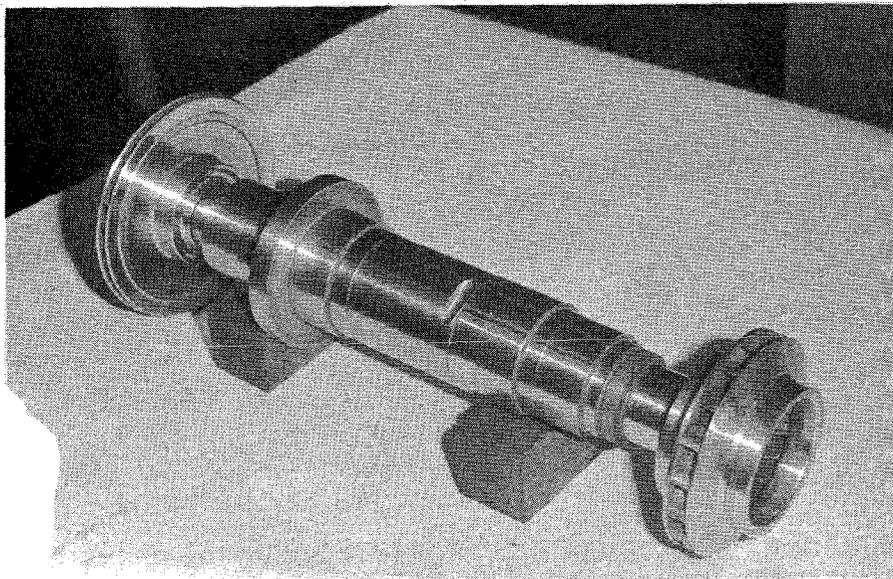
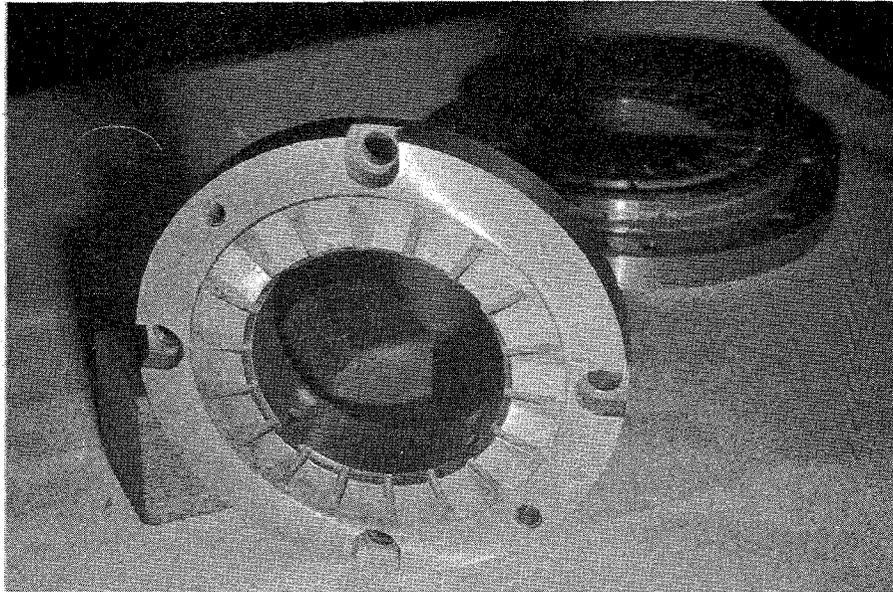
Prüfstand für Dampfgebläse



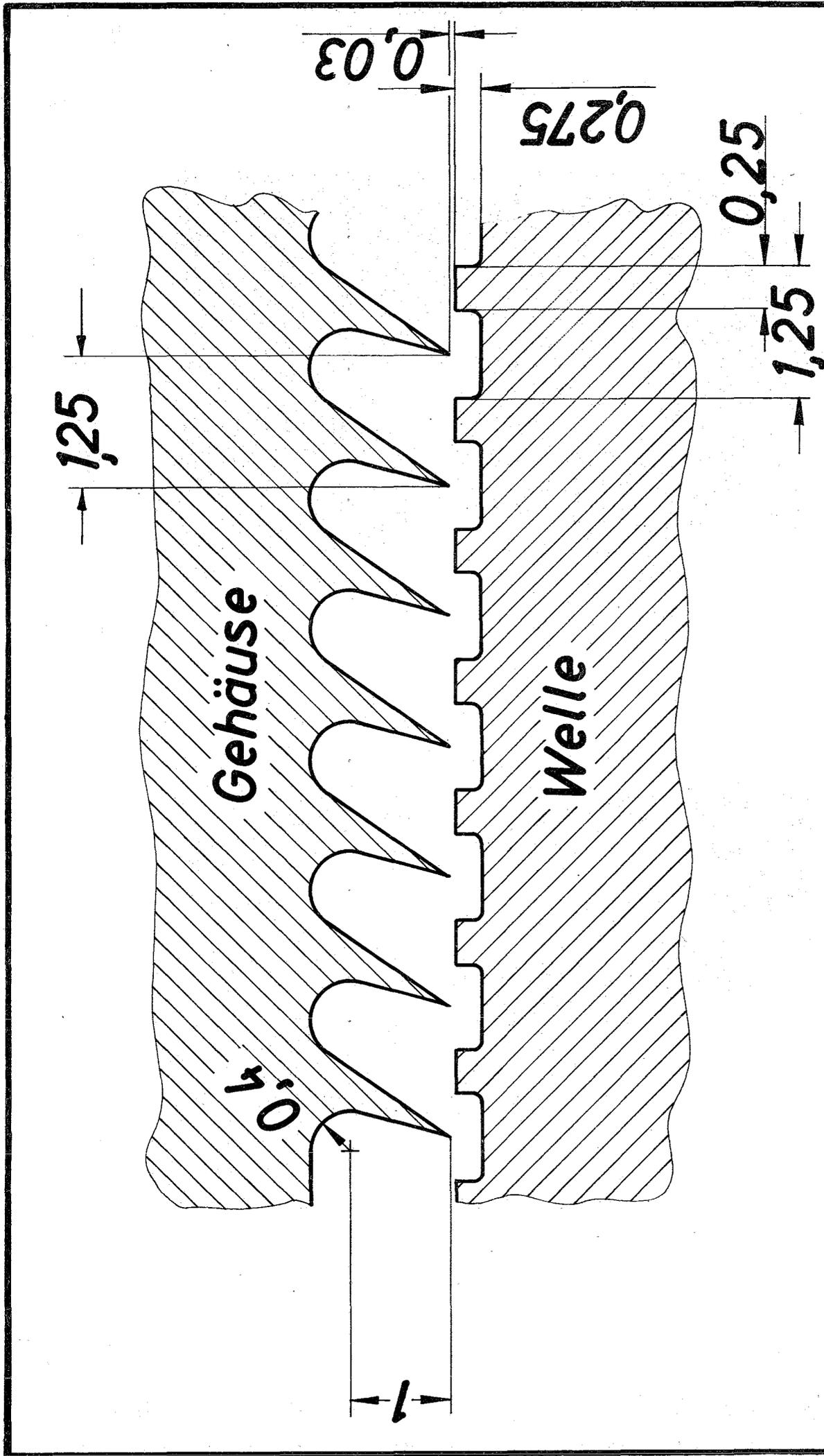
Niederdruck - Dampfgebläse



*Laufrod (ohne Deckscheibe)  
einer Zentripetalturbine*



**Hydrodynamische Mehrgleitflächenlager mit  
Wasserschmierung**



Labyrinthhausbildung beim Niederdruck - Dampfgebläse

# Auslegungsdaten für Dampfgebläse

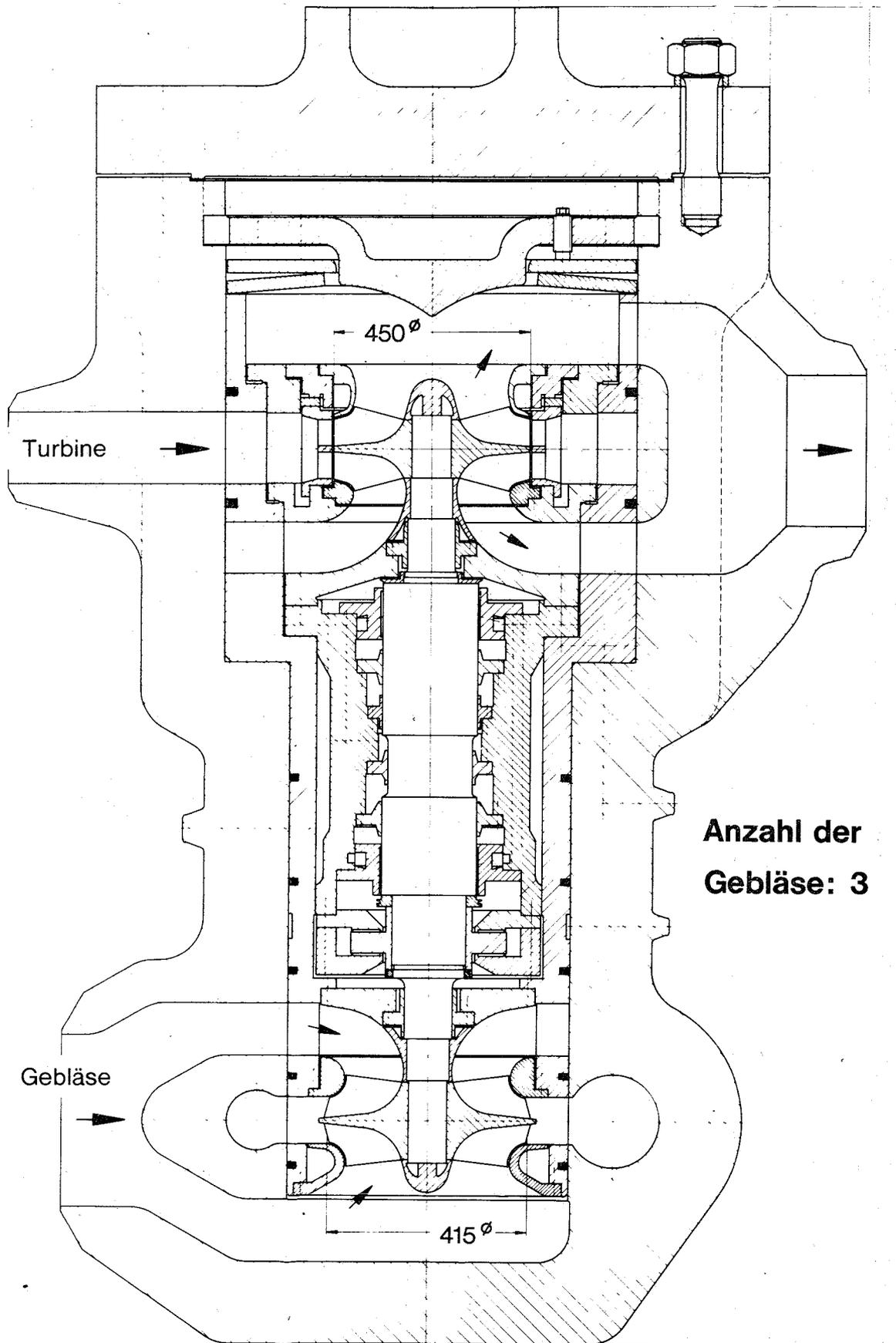
Abb.27

Reaktorleistung	300		600		1000		MW el
Gebläseanzahl pro Reaktor	3		3		3		
	Gebläse	Turbine	Gebläse	Turbine	Gebläse	Turbine	
Dampfdurchsatz	1170	450	2340	900	3900	1500	t/h
Eintrittsvolumen	$12,7 \cdot 10^3$	$10,6 \cdot 10^3$	$25,5 \cdot 10^3$	$21,2 \cdot 10^3$	$42,4 \cdot 10^3$	$35,2 \cdot 10^3$	$m^3/h$
Ad. Förder- bzw. Fallhöhe	1265	6450	1265	6450	1265	6450	$\frac{m \cdot kg}{kg}$
Strömungsrichtung	axial	axial	axial	axial	axial	axial	
Stufenzahl	1	1	1	1	1	1	
Radaussendurchmesser	353	322	502	456	647	589	mm
Leistung der Antriebsturb.	6,34		12,7		21,15		MW
Drehzahl	10250		7300		5640		U/min

200

1550  $\varnothing$

225



3100

Anzahl der  
Gebläse: 3

Gebläse

415  $\varnothing$

*Linde*

Dampf-Gebläse für 1000 MWe  
dampfgekühlten  
„Schnellen Brutreaktor“

Nr.: 15-1154-0

Abb. 28