1 Einführung

In der Regel werden zur Förderung von Gasen Turbo(-arbeits)maschinen eingesetzt. Gasfördernde Arbeitsmaschinen werden über das Gesamtdruckverhältnis $\Pi = \frac{p_{Austritt}}{p_{Eintritt}}$ in die Kategorien Lüfter ($\Pi_L < 1,01$), Gebläse ($1,01 \leq \Pi_G \leq 1,3$) und Verdichter ($\Pi_V > 1,3$) eingeteilt. Des Weiteren wird zwischen axial und radial durchströmten Maschinen unterschieden. Entscheidend für die Auswahl der Bauart ist der Massenstrom $\dot{m}$ und in besonderem Maße das zu erreichende Stufendruckverhältnis $\pi = \frac{p_5}{p_1}$. Das Stufendruckverhältnis von Axialverdichtern liegt in der Regel bei 1,08 bis maximal 1,2. Die Spitzenwirkungsgrade liegen bei Großmaschinen mit Antriebsleistungen oberhalb von 200 kW bei 0,92%. Bei Radialverdichtern (Abb. 1.1) liegen die Stufendruckverhältnisse zwischen 1,8 bis 4,0. Hochleistungsverdichter erreichen zum Teil Stufendruckverhältnisse von 12,0 bei Wirkungsgraden von maximal 88% für die oben angegebene Leistungsklasse.

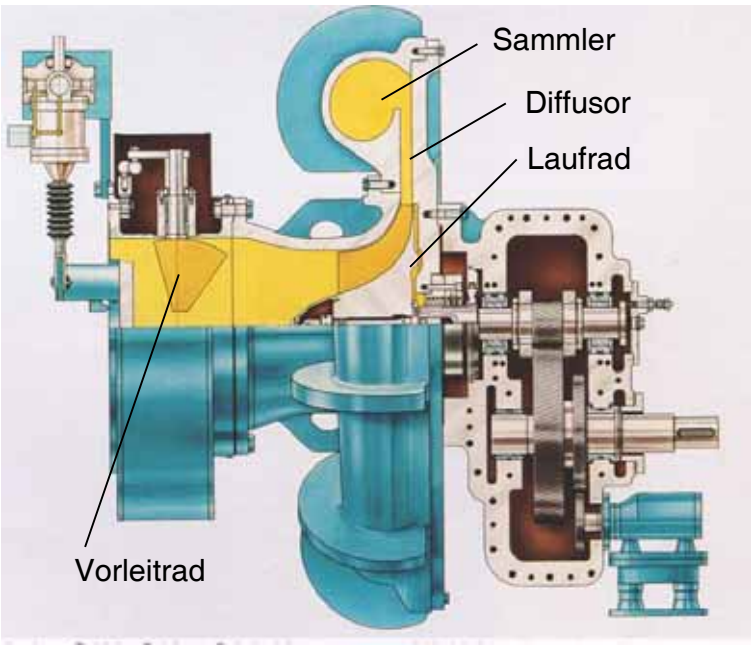

Abbildung 1.1: Getriebe-Radialverdichter der Firma MAN Turbomaschinen AG mit Vorleitradverstellung [20]

In den (Antriebs-)Leistungsklassen zwischen 50 bis 200 kW reduziert sich der Wirkungsgrad bereits um 5 bis 10 Prozentpunkte.
Die Kleingebläse mit Antriebsleistungen zwischen 0,5 bis 10 kW [4] verfügen schließlich nur noch über Wirkungsgrade zwischen 20 bis 40%.
Der mit abnehmender Leistung zuerst mäßige, dann aber immer stärker abfallende Wirkungsgrad lässt sich nicht nur allein mit physikalischen und strömungsmechanischen Gesetzmäßigkeiten erklären. Vielmehr ist es auch die mehr oder weniger einfache Konstruktion, die aus wirtschaftlichen Gründen zum Teil erheblich von den strömungstechnischen Anforderungen abweichen muss.

Neben der Einfachheit des Aufbaus und den damit verbundenen fertigungstechnischen Vorteilen ist ein weiterer großer Vorteil der Radialmaschine das gegenüber der axialen Bauweise deutlich größere Stufendruckverhältnis, da durch den Unterschied zwischen Ein- und Austrittsdurchmesser die Fliehkraftkomponente wesentlich zum Druckaufbau beiträgt. Dies ist auch der Grund für das breitere Kennfeld sowie das robustere Betriebsverhalten, das diese weniger anfällig gegen Staubbeladung und Schwingungen jedweder Art macht. Die niedrigere Drehzahl führt ihrerseits zu geringeren Geräuschbelastungen und Schwingungsbeanspruchungen.

Im Bereich von Leistungen um 10 kW und zu überwindenden Druckdifferenzen von mehr als 500 Pa werden aus physikalischen Gründen ausschliesslich Radialgebläse bzw. -lüfter eingesetzt. Verdichter werden in dieser Leistungsklasse oftmals als Verdrängermaschine ausgeführt.
(Eine Ausnahme bilden hier die Abgasturbolader, die als Kleinradialkompressor durch eine Abgasturbine mit der entsprechenden Drehzahl (120000 min^{-1}) angetrieben werden.)

Axialgebläse bzw. -lüfter werden in diesem Bereich ausschliesslich für die Umwälzung bzw. Fortbewegung des Strömungsmediums z. B. für den Lufttransport in Lüftungslagen mit Druckdifferenzen von 200 bis 500 Pa eingesetzt. Aufgrund der ungünstigen Verhältnisse eignen sie sich in dieser Leistungsklasse nicht zur Förderung bei zu überwindenden Druckdifferenzen von mehr als 500 Pa.

Grundsätzlich reagieren die Kleingebläse wesentlich empfindlicher auf Strömungsstörungen als Großgebläse. Dies ergibt sich aus der Tatsache, dass sich Strömungsstörungen an Oberflächen, besonders am Eintritt und an Übergangsstellen, in die Strömung ausbreiten. Aufgrund der auf die Wandflächen bezogenen wesentlich ungünstigeren - da geringeren - Strömungsquerschnitte, fällt der Einfluss der Störung mit abnehmender Größe der Turbomaschine stärker ins Gewicht. Vor allem der Betrieb abseits des Auslegungspunktes ist von diesem Phänomen besonders betroffen.
Ziel ist es also, neben einer Wirkungsgradsteigerung gleichzeitig auch das Kennfeld zu erweitern. Abbildung 1.2 zeigt ein Ausgangskennfeld zusammen mit einem optimierten

Kennfeld mit zu kleineren Volumenströmen und höheren Drücken verschobener Pumpgrenze.

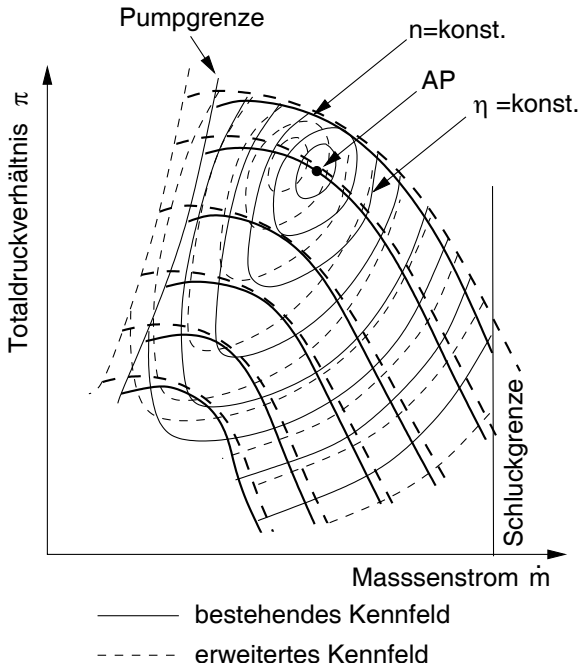

Abbildung 1.2: Kennfeld eines Radialgebläses mit Optimierungsziel

Dieses Ziel kann nur über eine Anpassung der Gebläseteile erfolgen, die Strömungsstörungen induzieren bzw. anfällig für diese sind. Dabei muss der Aufwand für die jeweilige Maßnahme im Verhältnis zum Nutzen stehen. Dies ist bei Kleingebläsen ungleich schwieriger, da sie als Teil einer Gesamtanlage in der Regel nur einen geringen Teil der Gesamtkosten ausmachen.

Da bei den Kleingebläsen das Laufrad in der Regel fliegend auf der Welle des Motors sitzt, ist es daher auch gebräuchlich den Anlagenwirkungsgrad anzugeben. Dieser beinhaltet auch den Wirkungsgrad des Antriebs, der in den meisten Anwendungsfällen ein Elektromotor sein wird.
Somit resultiert der geringe Wirkungsgrad der Kleingebläse nicht nur aus den strömungstechnisch ungünstigeren Bedingungen (ungünstiges Verhältnis zwischen Wandflächen und freiem Strömungsquerschnitt), sowie aus strömungstechnisch ungünstigen Kanalformen, die sich aus wirtschaftlichen und fertigungstechnischen Bedingungen ergeben.

Da bislang in den seltensten Fällen diese Kleinanlagen energetisch eine Rolle spielen, sind sie auch selten Bestandteil einer energetischen Optimierung gewesen. Wo die Anhebung des Wirkungsgrades einer Gebläseanlage gefordert wurde, z. B. im Hauslüftungsbereich

erfolgte dies meist durch Austausch des herkömmlichen ungeregelten Elekromotors gegen z. T. elektronisch geregelte, fremdkommutierte Elektromotoren mit Wirkungsgraden von bis zu 90% gegenüber 60 bis 70% bei den Standardindustriemotoren. Durch diesen Austausch steigt der Anlagenwirkungsgrad, ohne dass Umkonstruktionen an den Gebläsen notwendig werden.

In den kommenden Jahren werden jedoch auch diese Kleinanlagen verstärkt Blickpunkt von Optimierungsbestrebungen sein, da aufgrund der großen Anzahl verbauter Einheiten und des Zwangs, überall die eingesetzte Energie effizienter als bisher verwenden zu müssen, ein deutlicher Energieeinspareffekt bei geringen Mehrkosten erzielt werden kann.

Ein weiteres wichtiges Einsatzgebiet könnten die dezentralen Brennstoffzellensysteme werden, die Gebläse mit hoher Effizienz bei einem weiten Kennfeld benötigen. Dazu werden in den kommenden Jahren leistungsfähige, hocheffektive Gebläse zu entwickeln sein, deren Anlagenwirkungsgrade doppelt so hoch liegen, wie der heutige Durchschnitt der Kleingebläse. Nur dann wird der Gewinn einer Brennstoffzellenanlage gegenüber der klassischen Kraft-Wärme-Kopplung nicht allein durch die hohe Leistungsaufnahme des Verbrennungsluftgebläses zunichte gemacht.

2 Grundlagen

2.1 Betriebsproblematik des Gebläses als Teil einer Anlage

Entscheidend für die Auswahl eines Gebläses - im Folgenden Lieferant genannt - sind die Anforderungen des Verbrauchers, die durch den Lieferanten erfüllt werden sollen. Diese Anforderungen entsprechen den Parametern Druck $p_{Verbr.}$ und Massenstrom $\dot{m}_{Verbr.}$, bzw. bei Gebläsen gebräuchlicher Volumenstrom $\dot{V}_{Verbr.}$. Diese Parameter sind über die Verbraucherkennlinie miteinander verknüpft. Dabei besteht eine Kennlinie eines Verbrauchers aus der Variation des Massen- bzw. Volumenstroms oder des Druckes bei konstanter Drosselung.
Ähnlich wie für den Verbraucher existiert auch für den Lieferanten eine Kennlinie. Bei den Lieferantenkennlinien handelt es sich jedoch um die Variation des Massen- bzw. Volumenstroms über dem Druck, bei konstanter Drehzahl. Da sowohl die Parameter auf der Verbraucher- wie auch auf der Lieferantenseite variieren können, existieren Scharen von Kennlinien, die zusammen das Kennfeld bilden.
Abbildung 2.1 zeigt ein Kennfeld mit verschiedenen Kennlinien für den Verbraucher und den Lieferanten. Das Kennfeld wird einerseits durch die minimale und maximale Drehzahl (n_{min} , n_{max}) des Lieferanten, durch die „Leerrohrkennlinie“des Verbrauchers sowie durch die Pumpgrenze begrenzt.
Die Pumpgrenze ist dabei vom Zusammenwirken des Lieferanten und des Verbrauchers abhängig. Im Betrieb einer Anlage ist sie von entscheidender Bedeutung, da mit Erreichen der Pumpgrenze instabile Zustände des Systems Lieferant-Verbraucher auftreten können, die zu Druckstößen und im Extremfall zur Strömungsumkehr führen können. Detaillierter wird im Unterkapitel 2.5 auf die Pumpgrenzeffekte eingegangen.

Die Verläufe der Kennlinien für Verbraucher und Lieferanten sind dabei für die Stabilität des Gesamtsystems entscheidend. Verschiebt sich der Betriebspunkt des Verbrauchers, so wird der Lieferant darauf reagieren. Dabei ist die Steigung $\partial p/\partial \dot{V}$ bzw. $\partial p/\partial \dot{m}$ der Kennlinien entscheidend. Für ein stabiles Gesamtsystem ist es notwendig, dass sich eine Änderung des Verbrauchers $\frac{\partial p}{\partial \dot{V}}_{Verbr.}$ weniger stark auf die Änderung des Lieferanten

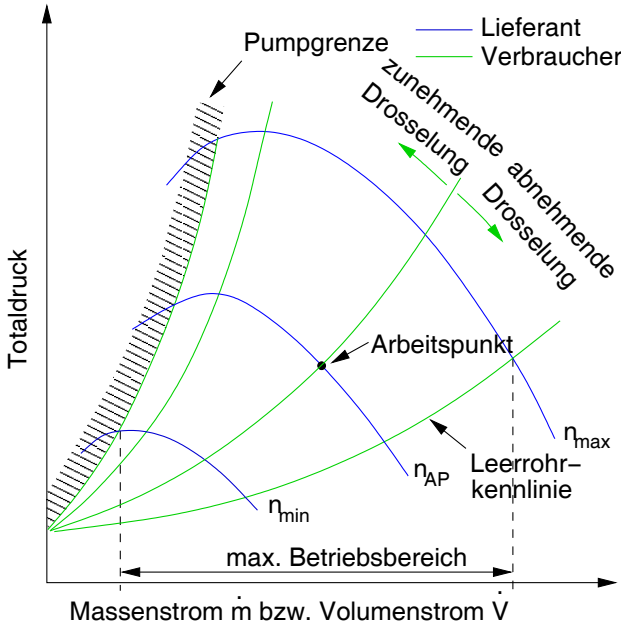

Abbildung 2.1: Kennfeld eines Systems Lieferant/Verbraucher

$\frac{\partial p}{\partial \dot{V}}_{Lief.}$ auswirkt (siehe Abb. 2.2). Somit werden Überschwingungen des Betriebspunktes verhindert und das System befindet sich in einem stabilem Zustand, solange

$$\frac{\partial p}{\partial \dot{m}}_{Verbr.} > \frac{\partial p}{\partial \dot{m}}_{Lief.} \quad \text{(allgemein)} \tag{2.1}$$

$$\frac{\partial p}{\partial \dot{V}}_{Verbr.} > \frac{\partial p}{\partial \dot{V}}_{Lief.} \quad \text{(für Gebläse mit } \rho \approx \text{konst.)} \tag{2.2}$$

ist.

Mit zunehmender Drosselung des Verbrauchers rückt somit der Betriebspunkt, der sich aus dem Schnittpunkt der Lieferantenkennlinie mit der Verbraucherkennlinie ergibt nach links, bis das Maximum (Punkt b in Abb. 2.2) in der Lieferantenkennlinie erreicht ist. Wird der Verbraucher weiter gedrosselt, so kann der Lieferant nur durch eine Erhöhung der Drehzahl auf diese Anforderung reagieren. Geschieht dies nicht, würde die Lieferantenkennlinie links des Maximums abfallen. Da auf dem linken Ast der Druck abfällt, käme es nun zu einer Rückströmung aus dem Volumen des Verbrauchers in den Lieferanten über die Punkte c und d, bis ein Druckausgleich geschaffen werden kann. Hier würde der Lieferant wieder in einen stabilen Betriebsbereich gelangen (Punkt a) und den Anforderungen nachkommen, bis wiederum das Lieferantenmaximum in Punkt b erreicht ist.

Hieraus wird ersichtlich, dass es sich bei dem Stabilitätskriterium 2.2 um eine theoretische Begrenzung des Kennfeldes handelt, da in Punkt b dieses Kriterium noch erfüllt

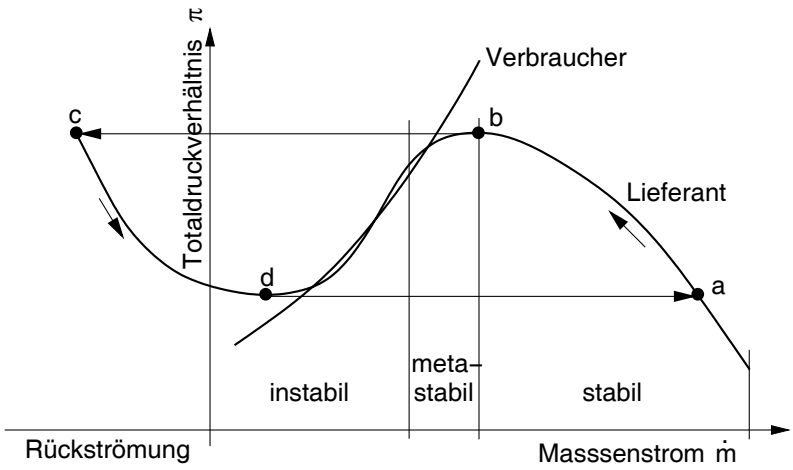

Abbildung 2.2: Stabilitätsgrenzen des Systems Lieferant/Verbraucher mit Pumpvorgang von a-b-c-d-a

ist, es jedoch aufgrund der beschriebenen Effekte bereits zu gestörtem Betriebsverhalten kommen kann.

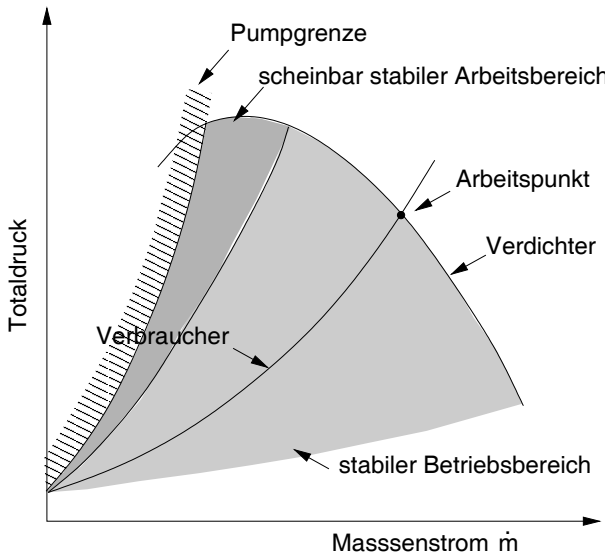

Abbildung 2.3: Kennfeld eines Lieferanten und eines Verbrauchers

Abbildung 2.3 zeigt das Kennfeld eines Verdichters sowie die Kennlinie eines Verbrauchers und den Bereich des stabilen und des scheinbar stabilen Betriebsbereiches. In diesem Fall liegt die tatsächliche Begrenzung des Kennfeldes deutlich vor der theoretischen Grenze.
Um einen Verbraucher optimal zu versorgen, muss das Kennfeld des Lieferanten über

einen weiten Bereich nutzbar sein, so dass instationäre Betriebspunkte, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, im Anlagenbetrieb nicht auftauchen. Je nach Beschaffenheit des angeschlossenen Systems kann es bei Annäherung an die Pumpgrenze zu mehr oder weniger heftigen Druckschwankungen im System kommen, die zu Schäden an Apparaten oder dem Verdichter selbst führen können.
In der Regel werden die Kennfelder von Verbraucher und Verdichter so aufeinander abgestimmt, dass es nicht zu instabilen Zuständen im regulären Betrieb einer Anlage kommen wird. In vielen Fällen kann eine leichte Überdimensionierung des Verdichters in Kauf genommen werden, um eine geeignete Kennlinie sicherzustellen, jedoch ist dies energetisch von Nachteil da ein Sicherheitsabstand von 10 bis 20 % zwischen Pumpgrenze und möglichen Betriebspunkt gelegt werden muss.
Dies wird häufig der Tatsache widersprechen, dass der Punkt des maximalen Wirkungsgrades in den meisten Fällen relativ nah an der Pumpgrenze liegt und somit am Rand des (erlaubten) Betriebsbereiches.
Gerade bei Kleingebläsen wird der nutzbare Betriebsbereich derart eingeschränkt, dass es in der Regel zu einer deutlichen Überdimensionierung kommt, die aufgrund des geringen Einzelenergiebedarfs gegenüber der Gesamtanlage, in die das Gebläse verbaut ist, in Kauf genommen wird.

Die bereits erwähnte Forderung nach effizienteren Kleingebläsen wird es notwendig machen, dass neben einem höheren Wirkungsgrad auch der Betriebsbereich der Kleingebläse mit geeigneten, die besonderen Eigenschaften der Kleingebläse berücksichtigenden, Mitteln erweitert wird. Die bei Großverdichtern und Gebläsen eingesetzten Maßnahmen sind, sei es aus Kostengründen oder fertigungstechnischen bzw. strömungstechnischen Gründen, nicht ohne weiteres auf Kleingebläse übertragbar.