Betriebsverhalten der Heißgasschraubenmaschine

K. Kauder und **H. Dosdall,** Dortmund

(Diese Arbeit wird von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert)

Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden die mit Hilfe eines Simulationssystems gewonnenen Ergebnisse einer Untersuchung des stationären Betriebsverhaltens der Heißgasschraubenmaschine vorgestellt. Eine gezielte Variation ausgewählter Maschinen- und Anlagenparameter verdeutlicht deren Einfluß auf das Betriebsverhalten der Maschinenanlage, so daß sowohl eine Abschätzung des Entwicklungspotentials als auch eine Beurteilung der Energiewandlungsgüte im Vergleich zu anderen Antriebskonzepten möglich ist.

Abstract

In this report the results of a study about the steady behaviour of the hot-gas screw-type engine will be presented. These results are gained with the help of a computer based simulation system. A specific variation of selected machine and power package parameters is carried out, in order to show their influence on the behaviour of the engine. On the one hand this allows an estimation of the development potential. On the other it enables to assess the efficiency of energy transformation in comparison with other propulsion concepts.

1. Einleitung

Der Aufbau der Heißgasschraubenmaschine entspricht prinzipiell dem einer einwelligen Gasturbine mit Wärmetauscher im offenen Kreislauf, deren Turboverdichter und Turbine durch einen Schraubenkompressor bzw. -motor ersetzt werden, [1].

Die Simulation des stationären Betriebsverhaltens der Heißgasschraubenmaschinenanlage erfordert eine detaillierte physikalische Modellierung aller wesentlichen Anlagenkomponenten mit den dazugehörigen thermodynamischen und strömungsmechanischen Einflüssen. Die im

Rahmen dieses Beitrages vorgestellten Untersuchungen über den Einfluß ausgewählter Maschinen- und Anlagenparameter auf das *stationäre Betriebsverhalten* sollen zu einem späteren Zeitpunkt, wenn die zweite Phase der Programmentwicklung abgeschlossen ist, auf *instationäre Zustandsänderungen* ausgedehnt werden, so daß dann eine vollständige Beschreibung des Betriebsverhaltens, der Energiewandlungsgüte und des Entwicklungspotentials der Anlage vorliegt. In einem parallellaufenden Projekt wird mit Hilfe der *Finite-Elemente-Methode die dynamische Bauteilverformung* des Heißgasschraubenmotors untersucht, um die Voraussetzungen für die Maschinenkonstruktion zu schaffen. Eine mögliche Reduzierung der thermischen Beanspruchung der Rotoren des Schraubenmotors kann durch Aufbringen einer Beschichtung, die im Rahmen eines Sonderforschungsbereiches der DFG (SFB 316) näher untersucht wird, erfolgen.

Mögliche *Einsatzgebiete* der Heißgasschraubenmaschine liegen im Bereich der Fahrzeug-, Hilfs- und Notstromantriebe. Weiterhin könnte die Maschine in Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung und zur dezentralen Wandlung thermischer bzw. chemischer Energie in elektrischen Strom verwendet werden.

2. Konzept der Heißgasschraubenmaschine

In der Heißgasschraubenmaschinenanlage, Bild 1, wird die angesaugte Luft von einem öleinspritzgekühlten Schraubenkompressor (1) *diabat verdichtet*, durchströmt den Ölabscheider (2), gelangt *quasi ölfrei* in den Wärmetauscher (3) und von dort weiter in die Brennkammer (4). Das Brenngas expandiert in einem trockenlaufenden Schraubenmotor (5) und wird hinter dem Wärmetauscher (3) in die Atmosphäre ausgeschoben. Motor und Kompressor sind über ein Getriebe (6) fest miteinander gekoppelt, um die optimale Rotorumfangsgeschwindigkeit des naßlaufenden Kompressors an die höhere optimale Umfangsgeschwindigkeit des trockenlaufenden Schraubenmotors anzugleichen. Eine Anpassung der an der Motorabtriebswelle vorhandenen Drehzahl an den vom Verbraucher benötigten Wert erfolgt mit Hilfe des Getriebes (7). Zu Regelungszwecken ist der Kompressor mit einem Vorauslaß (8) versehen, der ein Abblasen von Luft während des Verdichtungsvorganges erlaubt, um den vom Kompressor gelieferten Massenstrom an den vom Motor benötigten anzupassen. Die abgeblasene Luft gelangt dann über einen Ölabscheider (9) in die Atmosphäre.

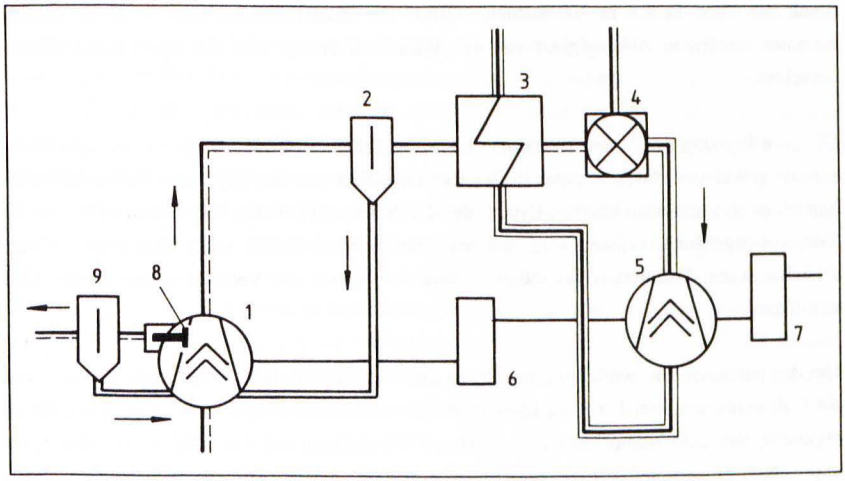

Bild 1: **Anlagenschaltung der Heißgasschraubenmaschine**

Fig. 1: **Lay-out plan of the hot-gas screw-type engine**

3. Beschreibung des Programmsystems und der einzelnen Anlagenkomponenten

Das vorhandene Programmsystem zur Berechnung stationärer Betriebszustände der Heißgasschraubenmaschine erlaubt die thermodynamische und strömungsmechanische Simulation der *Zusammenarbeit*

- des geregelten, diabaten, naßlaufenden Schraubenkompressors mit
- dem adiabaten, trockenlaufenden Schraubenmotor und
- dem Wärmetauscher, der Brennkammer sowie dem Ölabscheider.

Die einzelnen Anlagenkomponenten liegen dabei in Form von Programmodulen vor. Vervollständigt wird das Simulationssystem durch Module, die den Ablauf des gesamten Programmsystems kontrollieren und steuern.

3.1 Schraubenmaschinen

Eine detaillierte Beschreibung der Programmodule adiabater, trockenlaufender Schraubenmotor und geregelter, adiabater, trockenlaufender Schraubenkompressor findet sich in verschiedenen Arbeiten, [2] und [3]. Die Schraubenmaschine wird dabei programmtechnisch in Form eines Modells abgebildet, in dem die einzelnen Zahnlückenräume der Maschine als Kammern betrachtet werden, die sowohl untereinander als auch mit der Hoch- bzw. Nieder-

druckseite über Spalte in Verbindung stehen. Die Zustandsänderungen in einer solchen Kammer werden in Abhängigkeit von der Volumenänderung und den Spaltmassenströmen berechnet.

Die gute Eignung des Vorauslasses als preiswerte Möglichkeit zur Regelung des vom Kompressor gelieferten Massenstromes ist bereits beschrieben worden, [3]. Beim Vorauslaß selbst handelt es sich um einen internen Bypaß, der durch eine zusätzliche, kegelförmige Öffnung im Kompressorgehäuse realisiert wird, die man mittels eines Ventils ganz oder teilweise verschließen kann. Dadurch ist es möglich, bereits während des Verdichtungsvorganges Luft abzublasen.

Um den naßlaufenden, *diabaten* Schraubenkompressor, der in der Heißgasschraubenmaschine die Luft verdichtet, simulieren zu können, ist das vorhandene Programmodul dahingehend zu ergänzen, daß dem Kompressor eine polytrope Verdichtung mit frei wählbarem Polytropenexponenten zugeordnet werden kann. Dies geschieht, indem man das in [3] beschriebene Verfahren zur Berechnung der Zustandsgrößen in einem betrachteten Zahnlückenraum für eine diabate Zustandsänderung erweitert. Die Dichtwirkung des während der Verdichtung in den Kompressor eingespritzten Öls wird dadurch berücksichtigt, daß in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit und dem über der Maschine anliegenden Druckverhältnis eine Reduzierung der im trockenlaufenden Kompressor vorliegenden Spalthöhen erfolgt. Die sich anschließend einstellenden Liefergrade stimmen mit experimentell ermittelten Werten überein.

Weiterhin ist zu berücksichtigen, daß es sich bei dem Fluid, das den Heißgasschraubenmotor durchströmt, nicht um Luft, sondern um ein Verbrennungsgas mit wechselnder Zusammensetzung handelt. Dies und die relativ hohen Motoreintrittstemperaturen führen sowohl im erweiterten Schraubenmotorprogrammodul als auch in den Wärmetauscher- und Brennkammerprogrammodulen dazu, daß die Abhängigkeit der spezifischen isobaren Wärmekapazität und anderer Stoffwerte von der Temperatur und der Verbrennungsgaszusammensetzung in die Berechnungen mit einfließt. Für eine genaue Beschreibung dieser Abhängigkeiten sei hier lediglich auf die detaillierten Ausführungen in [4] verwiesen.

3.2 Wärmetauscher

Im Wärmetauscher der Anlage wird ein möglichst hoher Anteil der Abgaswärme an die verdichtete Luft übertragen. Prinzipiell eignen sich für den Einsatz in der Heißgasschraubenmaschine sowohl *rekuperative* als auch *regenerative* Wärmetauscher. Eine ausführliche

Diskussion der Vor- und Nachteile beim Einsatz dieser Wärmetauschertypen findet sich in der Literatur, [5], [6] und [7]. Zusammenfassend läßt sich sagen, daß im Falle der Heißgasschraubenmaschine der Einsatz eines Regenerators trotz seiner kompakteren Bauweise aufgrund der auftretenden Leckmassenströme, der zum Antrieb der Matrixscheibe benötigten Leistung sowie des dazu notwendigen Getriebes als weniger sinnvoll erscheint. Das zur Berechnung des Wärmetauschers entwickelte Programmodul beschränkt sich daher auf die Simulation eines rekuperativen Wärmetauschers. Die an den Wärmetauscheraustritten vorliegenden Temperaturen werden dabei unter Berücksichtigung des Wärmetauschergütegrades $\eta_{g,WT}$, der als das Verhältnis von getauschtem zu theoretisch tauschbarem Wärmestrom definiert ist, durch eine Berechnung des im Wärmetauscher auftretenden hoch- und niederdruckseitigen Wärmestromes gewonnen. Die Bestimmung des im Wärmetauscher auf der Hoch- bzw. Niederdruckseite auftretenden Druckverlustes bei Teillast erfolgt, ausgehend von einem für den Nennbetriebspunkt festgelegten Wert, in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Massenstrom.

3.3 Brennkammer

In der Brennkammer der Heißgasschraubenmaschine wird die aus dem Wärmetauscher austretende verdichtete Luft mit Hilfe des eingespritzten Kraftstoffes verbrannt, um die Brenngastemperatur auf den am Motoreintritt geforderten Wert zu erhöhen. Die betrachtete Brennkammer soll dem im Fahrzeuggasturbinenbau erreichten Stand der Technik, wie ihn z.B. [8] beschreibt, entsprechen.

Das Programmodul zur Simulation der Brennkammer bilanziert die Massen- und Energieströme für eine adiabate Verbrennung, um den einzuspritzenden Brennstoffmassenstrom berechnen zu können. Die Qualität der in der Brennkammer stattfindenden Verbrennung beschreibt der *Brennkammerwirkungsgrad* η_{BK}. Er gibt an, welcher Anteil der im zugeführten Brennstoff vorhandenen Wärme in der Brennkammer freigesetzt wird und somit zur Temperaturerhöhung zur Verfügung steht. Die Berechnung des Brennkammerdruckverlustes bei Teillast erfolgt analog dem Vorgehen beim Wärmetauscher.

3.4 Ölabscheider

Bei den in der Heißgasschraubenmaschine verwendeten Ölabscheidern soll es sich um, an die Erfordernisse der Anlage angepaßte, Zyklonabscheider handeln, die während aller Betriebszustände für eine ausreichende Abscheidung des Öls aus der verdichteten Luft sorgen.

4. Regelung der Zusammenarbeit

Zur Einstellung eines stabilen Zusammenarbeitspunktes zwischen den beiden Schraubenmaschinen ist die Summe aus dem vom Kompressor gelieferten Luftmassenstrom und dem in die Brennkammer eingespritzen Kraftstoffmassenstrom durch geeignete Regelungskonzepte an den vom Motor geforderten Massenstrom anzupassen. Die in das Simulationsprogramm implementierten Module zur Regelung der Zusammenarbeit zwischen den beiden Schraubenmaschinen enthalten mehrere Möglichkeiten zur Anpassung der Massenströme.

Im *Regelungskonzept A* wird die Massenstromanpassung durch Betätigen des Vorauslasses vorgenommen. In diesem Fall ist zu kontrollieren, ob bei einem vorgegebenen maximalen Motoreintrittsdruck der aus der Brennkammer austretende Brenngasmassenstrom mit dem vom Motor geforderten übereinstimmt. Sollte der Brenngasmassenstrom zu groß sein, so erfolgt die Anpassung der Massenströme durch Öffnen des Vorauslasses. Ein Teil der vom Kompressor angesaugten Luft wird dann schon während des Verdichtungsvorganges abgeblasen. Sollte der Brenngasmassenstrom aus der Brennkammer dagegen geringer als der vom Motor geforderte sein, so ist der Motoreintrittsdruck abzusenken. Als Folge davon sinkt bei konstantem Motorschluckvolumenstrom der vom Motor verarbeitete Massenstrom, so daß es zu einer Annäherung der beiden Werte kommt. Ein Abbruch der iterativ durchgeführten Bestimmung des gesuchten Motoreintrittsdruckes erfolgt, wenn das Massenstromgleichgewicht erreicht ist. Das zwischen Motor und Kompressor gekuppelte Getriebe verfügt im Rahmen dieses Regelungskonzeptes über eine starre Übersetzung und ist nicht schaltbar ausgeführt. Die Motoreintrittstemperatur wird konstant gehalten, da so z.B. die thermische Trägheit des Schraubenmotors keinen nennenswerten Einfluß auf das dynamische Verhalten der Heißgasschraubenmaschine hat und Beschleunigungsvorgänge geringere Wärmespannungsänderungen hervorrufen.

Eine andere Möglichkeit zur Anpassung der Massenströme, das *Regelungskonzept B*, besteht darin, das Getriebe zwischen Motor und Kompressor als Getriebe mit einer stufenlosen Übersetzung auszuführen. Der aus der Brennkammer mit konstanter Temperatur austretende Brenngasmassenstrom ist in diesem Fall durch eine Variation der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit des Kompressors an den vom Motor benötigten Massenstrom anzupassen. Der Motoreintrittsdruck bleibt dabei unverändert. Erst wenn der Kompressor auch bei seiner maximalen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit den benötigten Massenstrom nicht liefern kann, erfolgt eine Absenkung des Motoreintrittsdruckes, um das Massenstromgleichgewicht herzustellen.

5. Ergebnisse der Simulation des stationären Betriebsverhaltens

Im Rahmen der Untersuchung des stationären Betriebsverhaltens der Heißgasschraubenmaschine soll durch eine Variation ausgewählter Maschinen- und Anlagenparameter deren Einfluß auf so wichtige Größen wie den *effektiven Gesamtwirkungsgrad*, die *effektive Kupplungsleistung* oder den *spezifischen Brennstoffverbrauch* genauer betrachtet werden. So erkennt man, in welchem Maße sich die Energiewandlungsgüte der Maschine durch Verbesserungen an den einzelnen Anlagenkomponenten beeinflussen läßt, welche Verbesserungen besonders wirksam sind und welches Entwicklungspotential in der Anlage vorhanden ist. Weitere Punkte befassen sich mit einem Vergleich der einzelnen Regelungskonzepte bzw. mit einer Untersuchung des Teillastverhaltens.

Im Standardfall basieren die in diesem Abschnitt erläuterten Ergebnisse auf den in Tabelle 1 vorgestellten Werten der Maschinen- und Anlagenparameter. Nur wenn von diesen Daten abgewichen wird, erfolgt eine erneute Angabe des betreffenden Parameterwertes.

Umgebungszustand	T_0 p_0	= 288,15 K = 1,0 bar
Motoreintrittstemperatur	$t_{E,M}$	= 950 °C
mittlerer Polytropenexponent der Verdichtung	$\bar{n}_V$	= 1,3
Wärmetauschergütegrad	$\eta_{g,WT}$	= 80 %
Wärmetauscherdruckverluste auf der Hoch- bzw. Niederdruckseite im Nennbetriebspunkt	Δp_{WT}	= 2 %
Brennkammerwirkungsgrad	η_{BK}	= 99 %
Brennkammerdruckverlust im Nennbetriebspunkt	Δp_{BK}	= 3 %
Druckverlust im Ölabscheider	$\Delta p_{Öl}$	= 0,3 bar
mechanischer Kompressorwirkungsgrad	$\eta_{m,K}$	= 85 %
mechanischer Motorwirkungsgrad	$\eta_{m,M}$	= 90 %
mechanischer Wirkungsgrad der Getriebe mit einem festen Übersetzungsverhältnis	$\eta_{m,G}$	= 99 %

Tabelle 1: "Standardwerte" der Maschinen- und Anlagenparameter

Table 1: "Standard data" of machine and power package parameters

Als Kompressor und Motor finden hier Schraubenmaschinen mit einem asymmetrischen 4+6 Profil Verwendung. Der Motor verfügt über einen Hauptrotordurchmesser von 0,1275 m bei einer Rotorlänge von 0,2112 m und einem Kammervolumen von $0{,}416 \cdot 10^{-3}\ m^3$. Seine Abmessungen werden während der Untersuchungen nicht variiert, um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Lediglich sein inneres Volumenverhältnis wird an die verschiedenen im Nennbetriebspunkt vorliegenden Motoreintrittsdrücke angepaßt. Die Abmessungen des zu diesem Motor passenden Kompressors werden dann jeweils mit Hilfe eines vorhandenen Auslegungsverfahrens so bestimmt, daß im Nennbetriebspunkt unter den vorgegebenen Randbedingungen der vom Kompressor maximal, d.h. ohne Betätigen des Vorauslasses, lieferbare Massenstrom gerade dem Massenstrom entspricht, den der Motor verarbeiten kann. Der Nennbetriebspunkt ist dabei dadurch gekennzeichnet, daß beide Maschinen ihre maximale Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit erreichen. Der in die Brennkammer eingespritzte Brennstoffmassenstrom kann bei diesen Überlegungen aufgrund seines geringen Anteils am Gesamtmassenstrom vernachlässigt werden.

5.1 Variation ausgewählter Maschinen- und Anlagenparameter

Die Abhängigkeit der *spezifischen Nutzarbeit* w_N der Heißgasschraubenmaschine von der Abtriebsdrehzahl $n_{G,Ab}$ des dem Schraubenmotor nachgeschalteten Getriebes wird in Bild 2 für verschiedene maximale Motoreintrittsdrücke $p_{E,M,max}$ untersucht. Dieser im Rahmen der Anlagenauslegung festgelegte Druck gibt an, wie groß der Motoreintrittsdruck für eine gewählte Anlagenkonfiguration bei Erreichen der maximalen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten ohne Betätigen des Vorauslasses ist. Jede Kurve konstanten maximalen Motoreintrittsdruckes in diesem Kennfeld ist dabei durch die Verwendung einer anderen Kompressor-Motor-Kombination, wie sie sich mit Hilfe des Auslegungsverfahrens ergibt, entstanden.

Der Anstieg der spezifischen Nutzarbeit entlang der Kurven konstanten maximalen Motoreintrittsdruckes verdeutlicht, daß sowohl im Kompressor als auch im Motor mit steigender Drehzahl der Anteil der Spaltmassenströme am geförderten Massenstrom immer weiter abnimmt, und sich daher Motoreintritts- und Kompressoraustrittsdruck ihrem Auslegungswert annähern. Eine Verbesserung der Energiewandlungsgüte ist die unmittelbare Folge.

Ein Vergleich der Kurven konstanter Drehzahl im Kennfeld zeigt, daß sich in *Analogie zur Gasturbine* auch in der Heißgasschraubenmaschine in Abhängigkeit vom maximalen Motoreintrittsdruck ein Maximum im Verlauf der spezifischen Nutzarbeit einstellt. Dieses Maximum entsteht, weil die spezifische Nutzarbeit des Prozesses, ausgehend von einem sehr niedrigen maximalen Motoreintrittsdruck, bei dem der Motor nur die zum Antrieb des Kompressors

benötigte Arbeit liefern kann, zunächst ansteigt; nach Überschreiten eines bestimmten maximalen Motoreintrittsdruckes weist die spezifische Nutzarbeit dann jedoch aufgrund der steigenden Verluste in beiden Schraubenmaschinen eine fallende Tendenz auf und wird letztendlich wieder zu Null.

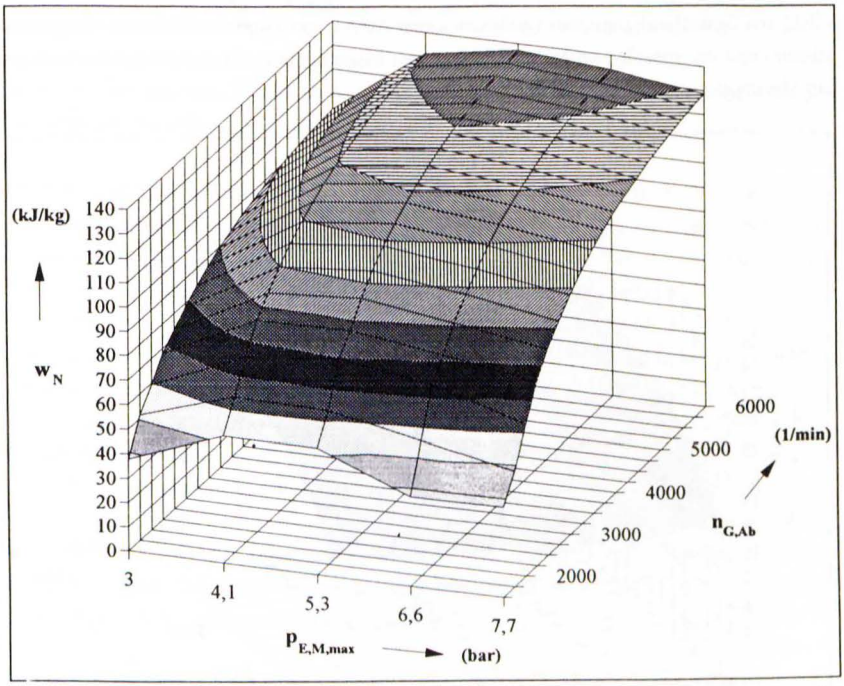

Bild 2: **Abhängigkeit der spezifischen Nutzarbeit w_N von der Drehzahl $n_{G,Ab}$ für verschiedene maximale Motoreintrittsdrücke $p_{E,M,max}$**

Fig. 2: **Specific effective work w_N versus driving speed $n_{G,Ab}$ for different maximum admission pressures into the screw-type engine $p_{E,M,max}$**

Bild 3 gibt den Verlauf des *effektiven Gesamtwirkungsgrades* der Anlage in Abhängigkeit vom maximalen Motoreintrittsdruck und der Drehzahl wieder. Der effektive Gesamtwirkungsgrad η_e ist definiert als

$$\eta_e := \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u},$$

wobei P_e die effektive Kupplungsleistung, $\dot{m}_B$ den eingespritzten Brennstoffmassenstrom und H_u den unteren Heizwert des Brennstoffes bezeichnet. Aufgrund der schon erwähnten Verbesserung der Energiewandlungsgüte in den Schraubenmaschinen steigt auch der effektive Gesamtwirkungsgrad mit zunehmender Drehzahl für einen konstanten maximalen Motoreintrittsdruck. Für Kurven konstanter Drehzahl dagegen bildet sich auch im Verlauf des effektiven Gesamtwirkungsgrades aufgrund seiner Abhängigkeit von der effektiven Kupplungsleistung und der spezifischen Nutzarbeit für einen bestimmten maximalen Motoreintrittsdruck ein Maximum aus.

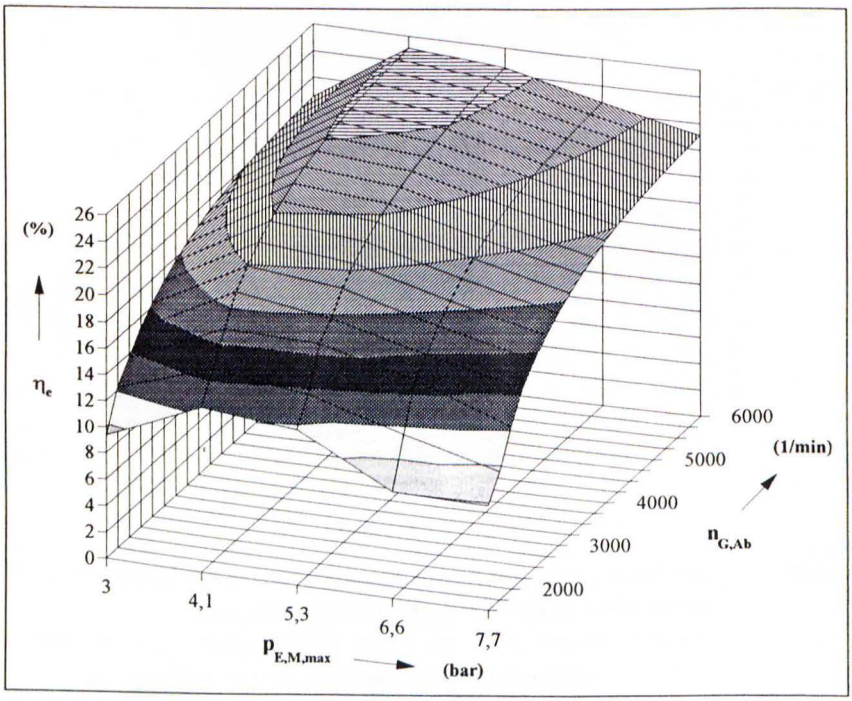

Bild 3: **Abhängigkeit des effektiven Gesamtwirkungsgrades η_e von der Drehzahl $n_{G,Ab}$ für verschiedene maximale Motoreintrittsdrücke $p_{E,M,max}$**

Fig. 3: **Effective total efficiency η_e versus driving speed $n_{G,Ab}$ for different maximum admission pressures into the screw-type engine $p_{E,M,max}$**

Ein Vergleich der Kurven des effektiven Gesamtwirkungsgrades und der spezifischen Nutzarbeit zeigt, daß sich, in Analogie zur Gasturbine, die Maxima beider Kurven bei unterschiedlichen maximalen Motoreintrittsdrücken einstellen, zwischen denen man den maximalen Motoreintrittsdruck frei wählen kann (Problem der relativen Optimierung). Unter den gegebenen Randbedingungen liegt der optimale Wert zwischen 4,1 und 5,3 bar. Da die von der Anlage verarbeiteten Massenströme mit steigendem maximalen Motoreintrittsdruck zunehmen, stellt sich das Maximum der effektiven Kupplungsleistung jedoch erst bei etwas höheren maximalen Motoreintrittsdrücken ein. Es erscheint aus diesem Grund sinnvoll, für eine Motoreintrittstemperatur von z.B. 950°C den maximalen Motoreintrittsdruck auf 5,3 bar festzulegen.

Die Abhängigkeit des *effektiven Gesamtwirkungsgrades* von der Drehzahl für verschiedene Motoreintrittstemperaturen $t_{E,M}$ wird in Bild 4 untersucht. Die Abmessungen des Kompressors nehmen dabei mit steigender Motoreintrittstemperatur ab, da der vom Motor verarbeitbare Massenstrom in diesem Fall aufgrund des konstanten Schluckvolumens und des konstanten Motoreintrittsdruckes sinkt. Dies hat zur Folge, daß sich mit steigender Motoreintrittstemperatur bei konstanter Drehzahl die vom Kompressor benötigte Antriebsleistung verringert, während die vom Motor zur Verfügung gestellte Leistung konstant bleibt, die effektive Kupplungsleistung steigt also an. Gleichzeitig nimmt der in die Brennkammer eingespritzte Brennstoffmassenstrom nur unwesentlich zu, da einerseits der verdichtete Luftmassenstrom wegen der kleineren Kompressorabmessungen sinkt und andererseits durch den Einsatz des Wärmetauschers die in der Brennkammer zu überwindende Temperaturdifferenz nicht wesentlich ansteigt. Der effektive Gesamtwirkungsgrad erhöht sich daher mit steigender Motoreintrittstemperatur. *Im Nennbetriebspunkt vergrößert er sich z.B. von 24,51 % bei 950°C auf 31,80 % bei 1350°C, also um 7,29 Prozentpunkte.*

Um die angesprochenen hohen Motoreintrittstemperaturen realisieren zu können, erscheinen mehrere Möglichkeiten erfolgversprechend. Zum einen wäre es möglich, den Heißgasschraubenmotor aus *hochwarmfesten Werkstoffen* zu fertigen. Dabei handelt es sich dann entweder um keramische Werkstoffe, wie z.B. Siliciumcarbid und Siliciumnitrid, oder um metallische, wie z.B. Nickel-Basislegierungen und hochwarmfeste Stähle. Andererseits könnte man den hohen Motoreintrittstemperaturen dadurch begegnen, daß sowohl die Rotoren als auch das Gehäuse mit einer effektiven Wasser- oder Luftfilm-*Kühlung* versehen werden. Die Luftfilm-Kühlung wäre dabei prinzipiell ähnlich wie die Schaufel- und Gehäusekühlung einer Gasturbine aufgebaut. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, die gekühlten Motorbauteile mit einer Beschichtung aus z.B. Zirkonoxid zu versehen, die den vom Kühlmittel abzuführenden Wärmestrom verringert. Die Energiewandlungsgüte würde sich aufgrund der Wärmeabfuhr während des Expansionsvorganges geringfügig verschlechtern.

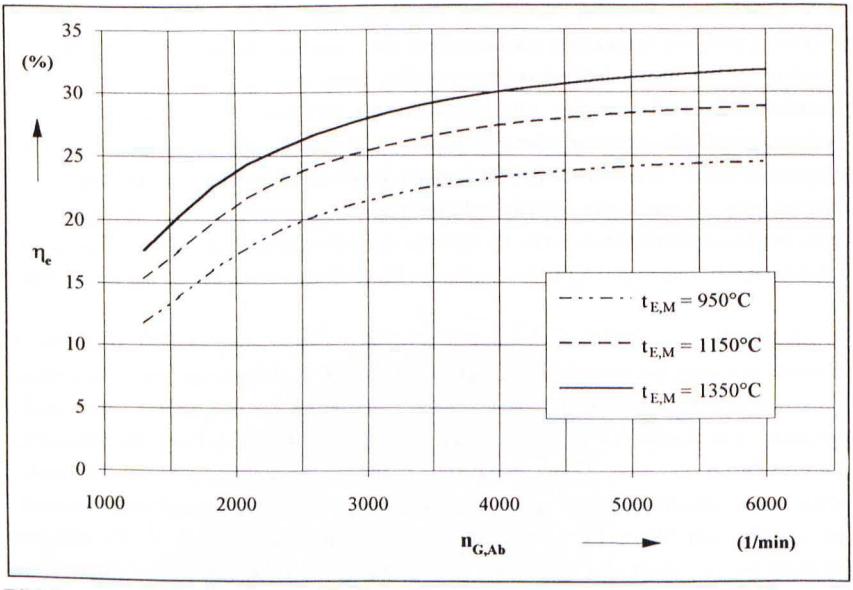

Bild 4: **Abhängigkeit des effektiven Gesamtwirkungsgrades η_e von der Drehzahl $n_{G,Ab}$ für verschiedene Motoreintrittstemperaturen $t_{E,M}$; $p_{E,M,max}$ = 5,3 bar**

Fig. 4: **Effective total efficiency η_e versus driving speed $n_{G,Ab}$ for different inlet temperatures into the screw-type engine $t_{E,M}$; $p_{E,M,max}$ = 5,3 bar**

Die möglichen *Verbesserungen* des effektiven Gesamtwirkungsgrades im Nennbetriebspunkt bei der Variation weiterer einzelner Maschinen- und Anlagenparameter werden in Tabelle 2 aufgezeigt. Es gelten dabei die in Tabelle 1 aufgeführten Werte, der maximale Motoreintrittsdruck wird auf 5,3 bar festgelegt. Der bei diesen Daten im Nennbetriebspunkt vorliegende effektive Gesamtwirkungsgrad beträgt 24,51 %.

Als Ergebnis der in diesem Abschnitt durchgeführten Untersuchung kann festgehalten werden, daß sich die Energiewandlungsgüte der Heißgasschraubenmaschine sowohl durch eine Erhöhung der Motoreintrittstemperatur bzw. der mechanischen Maschinenwirkungsgrade als auch durch eine Absenkung des mittleren Polytropenexponenten der Verdichtung deutlich

verbessern läßt. Eine weitere wichtige Maßnahme zur Erhöhung der Energiewandlungsgüte, die sich jedoch erst bei niedrigeren Drehzahlen besonders positiv bemerkbar macht, besteht in der Reduzierung der Motorspalthöhen.

Variierter Parameter	ursprünglicher Wert des variierten Parameters	neuer Wert des variierten Parameters	Verbesserung des effektiven Gesamtwirkungsgrades im Nennbetriebspunkt
mittlerer Polytropenexponent der Verdichtung $\bar{n}_V$	1,3	1,1	4,55 Prozentpunkte
Wärmetauschergütegrad $\eta_{g,WT}$	80 %	92 %	2,34 Prozentpunkte
Höhe der Druckverluste in den Anlagenkomponenten Δp_{Kom} bezogen auf die in Tabelle 1 angegebenen Ausgangswerte	100 %	70 %	1,19 Prozentpunkte
Motorspalthöhen $h_{Sp,M}$	100 %	50 %	1,86 Prozentpunkte
mechanische Schraubenmaschinenwirkungsgrade $\eta_{m,K}$, $\eta_{m,M}$	85 %, 90 %	91 %, 94 %	5,83 Prozentpunkte

Tabelle 2: Verbesserungen des effektiven Gesamtwirkungsgrades bei Variation ausgesuchter Maschinen- und Anlagenparameter

Table 2: Improvement of the effective total efficiency as a result of the variation of selected machine and power package parameters

5.2 Vergleich der Regelungskonzepte

Eine detaillierte Untersuchung der beiden in Abschnitt 4. vorgestellten Regelungskonzepte zeigt, daß das Regelungskonzept A gut zur Regelung der Heißgasschraubenmaschine geeignet ist, da es der Anlage im Gegensatz zum Konzept B sowohl zu einem hohen effektiven Gesamtwirkungsgrad als auch zu einer akzeptablen effektiven Kupplungsleistung im gesamten Drehzahlbereich verhilft. Weitere Vorteile dieses Konzeptes sind der relativ einfache Aufbau des Vorauslasses sowie der Verzicht auf ein kostenaufwendiges stufenlos verstellbares Getriebe.

5.3 Untersuchung des Teillastverhaltens

Die Abhängigkeit der effektiven Kupplungsleistung von der Drehzahl wird in Bild 5 für verschiedene Lastzustände wiedergegeben. Die Abmessungen des Kompressors sowie die inneren Volumenverhältnisse der beiden Schraubenmaschinen sind im Rahmen dieser Untersuchung konstant. Die Vollastkurve wird bei einem maximalen Motoreintrittsdruck von 5,3 bar berechnet. Beide Schraubenmaschinen arbeiten bei diesem Druck im Auslegungspunkt.

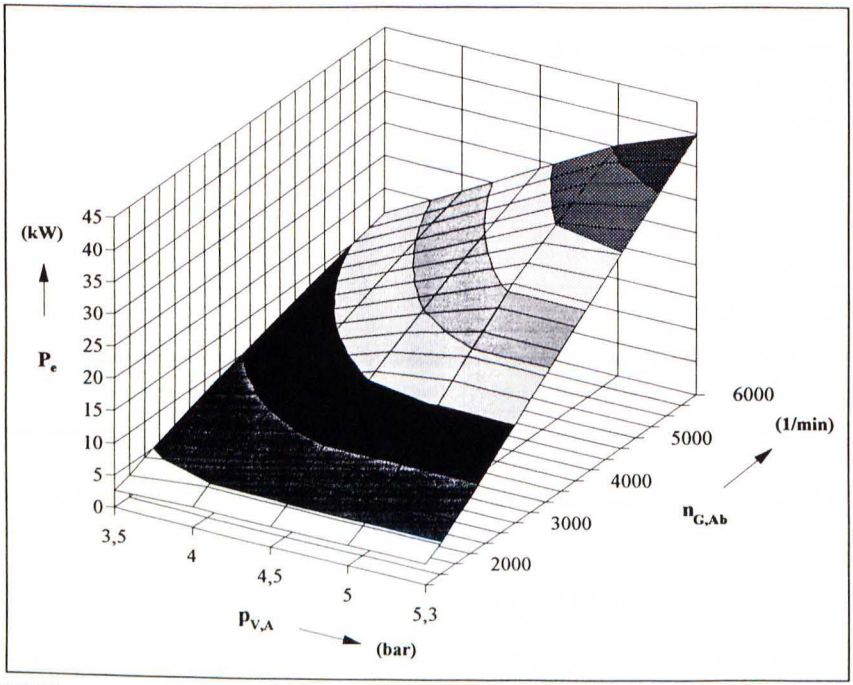

Bild 5: **Abhängigkeit der effektiven Kupplungsleistung P_e von der Drehzahl $n_{G,Ab}$ für verschiedene Vorauslaßansprechdrücke $p_{V,A}$; $p_{E,M,max}$ = 5,3 bar, $\eta_{g,WT}$ = 86 %**

Fig. 5: **Effective power output P_e versus driving speed $n_{G,Ab}$ for different pressures of response of the additional port $p_{V,A}$; $p_{E,M,max}$ = 5,3 bar, $\eta_{g,WT}$ = 86 %**

Die unterschiedlichen Teillastkurven, und damit das Kennfeld der Maschine, werden ermittelt, indem man den am Motoreintritt auftretenden Druck durch Vorgabe unterschiedlicher Vorauslaßansprechdrücke $p_{V,A}$ begrenzt. *Sobald der Brenngasmassenstrom bei diesem vorgegebenen Vorauslaßansprechdruck den vom Motor verarbeitbaren Massenstrom übersteigt, öffnet der Vorauslaß. Sollte der Brenngasmassenstrom dagegen kleiner sein, so wird der Motoreintrittsdruck iterativ so weit abgesenkt, bis sich ein Zusammenarbeitspunkt einstellt.* Der so gefundene Zusammenarbeitspunkt liegt dann auf der Vollastkurve. Ein Vergleich der Kurven konstanter Drehzahl zeigt daher, daß bei niedrigen Drehzahlen die effektive Kupplungsleistung für die höheren Vorauslaßansprechdrücke konstant ist, da der Druck, bei dem sich der Zusammenarbeitspunkt einstellt, unterhalb dieser höheren Ansprechdrücke liegt. Mit zunehmender Drehzahl steigen dann die Drücke, bei denen sich die Zusammenarbeitspunkte ergeben, so daß die Bereiche, in denen die effektive Kupplungsleistung nicht konstant ist, immer größer werden. In diesen Bereichen kommt es dann entlang der Kurven konstanter Drehzahl mit zunehmendem Vorauslaßansprechdruck zu einem Anstieg der effektiven Kupplungsleistung, da sich in diesem Fall sowohl die Energiewandlungsgüte der Schraubenmaschinen als auch der Anlagenmassenstrom erhöhen. Die Zunahme der effektiven Kupplungsleistung für Kurven konstanten Ansprechdruckes beruht einerseits auf dem mit steigender Drehzahl anwachsenden Anlagenmassenstrom und andererseits auf dem gleichzeitig abnehmenden Verhältnis der Leckmassenströme zum durchgesetzen Massenstrom.

Bild 6 verdeutlicht die Abhängigkeit des effektiven Gesamtwirkungsgrades von verschiedenen Lastzuständen und Drehzahlen. Die Zunahme des effektiven Gesamtwirkungsgrades mit steigendem Vorauslaßansprechdruck für Kurven konstanter Drehzahl ist dabei weniger ausgeprägt als die der effektiven Kupplungsleistung in Bild 5, da deren Anstieg durch die gleichzeitige Vergrößerung des eingespritzten Brennstoffmassenstroms abgeschwächt wird. Ursache für diesen Anstieg des Brennstoffmassenstroms ist der mit steigendem Druck zunehmende Luftmassenstrom.

Für Kurven konstanten Vorauslaßansprechdruckes nimmt der effektive Gesamtwirkungsgrad mit steigender Drehzahl ebenfalls zu. Der Anstieg des effektiven Gesamtwirkungsgrades ist jedoch auch in diesem Fall aufgrund der gleichzeitigen Zunahme des eingespritzten Brennstoffmassenstroms, die einerseits durch den zunehmenden Luftmassenstrom und andererseits durch die sinkende Motoraus- bzw. Brennkammereintrittstemperatur verursacht wird, schwächer ausgeprägt als der der effektiven Kupplungsleistung. Der mit steigender Drehzahl nach Erreichen eines Maximums erfolgende leichte Abfall des effektiven Gesamtwirkungsgrades, der bei niedrigeren Vorauslaßansprechdrücken beobachtet werden kann, resultiert aus dem nicht angepaßten Betrieb der Schraubenmaschinen. Der niedrigere Vorauslaßansprech-

druck und der mit steigender Drehzahl sinkende Anteil der Leckmassenströme am durchgesetzten Massenstrom führen in diesem Fall dazu, daß an den Austritten der Schraubenmaschinen wirkungsgradmindernde Nachexpansionen bzw. Nachverdichtungen stattfinden, die bei einem Betrieb der Maschinen mit dem Auslegungsdruck nicht auftreten.

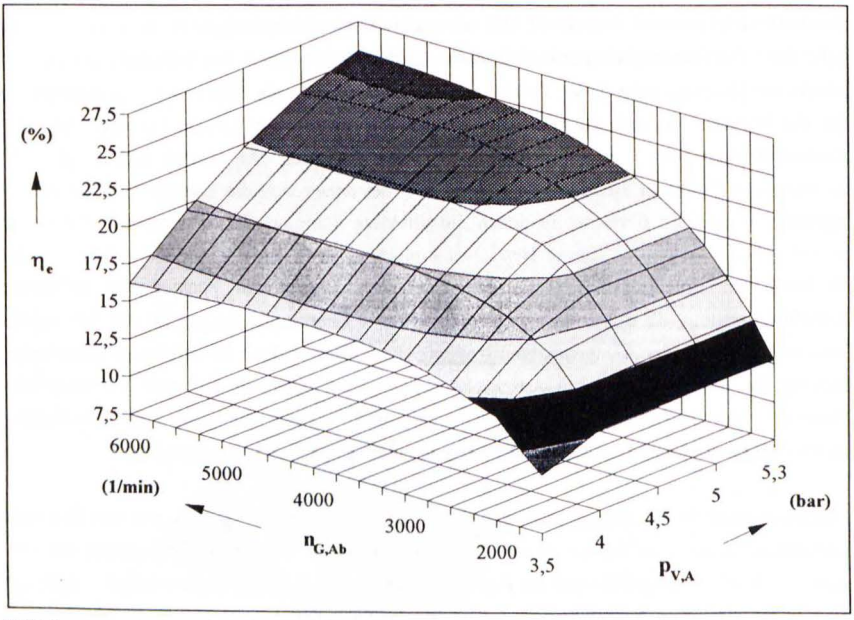

Bild 6: **Abhängigkeit des effektiven Gesamtwirkungsgrades η_e von der Drehzahl $n_{G,Ab}$ für verschiedene Vorauslaßansprechdrücke $p_{V,A}$; $p_{E,M,max}$ = 5,3 bar, $\eta_{g,WT}$ = 86 %**

Fig. 6: **Effective total efficiency η_e versus driving speed $n_{G,Ab}$ for different pressures of response of the additional port $p_{V,A}$; $p_{E,M,max}$ = 5,3 bar, $\eta_{g,WT}$ = 86 %**

Der im Vergleich zur effektiven Kupplungsleistung insgesamt flachere Anstieg des effektiven Gesamtwirkungsgrades führt dazu, daß sich über einen größeren Teillastbereich Wirkungsgrade ergeben, die nur geringfügig von dem Bestwert, der im Nennbetriebspunkt erreicht wird, abweichen. Der spezifische Kraftstoffverbrauch, der als das Verhältnis von eingespritztem Brennstoffmassenstrom zu effektiver Kupplungsleistung definiert ist, beträgt im Nennbetriebspunkt 0,287 kg/kWh.

5.4 Entwicklungspotential der Heißgasschraubenmaschine

Um das Entwicklungspotential des neuen Antriebskonzeptes in seiner Gesamtheit aufzeigen zu können, soll an dieser Stelle nun eine Maschine diskutiert werden, in der das in Abschnitt 5.1 angegebene Potential nahezu vollständig ausgeschöpft wird. Die Maschinen- und Anlagenparameter, mit denen diese Berechnungen durchgeführt werden, finden sich in Tabelle 3.

maximaler Motoreintrittsdruck	$p_{E,M,max}$	= 5,3 bar
Motoreintrittstemperatur	$t_{E,M}$	= 1350°C
mittlerer Polytropenexponent der Verdichtung	$\bar{n}_V$	= 1,2
Wärmetauschergütegrad	$\eta_{g,WT}$	= 92 %
mechanischer Wirkungsgrad des Kompressors	$\eta_{m,K}$	= 91 %
mechanischer Wirkungsgrad des Motors	$\eta_{m,M}$	= 94 %
Höhe der Druckverluste in den Anlagenkomponenten bezogen auf die in Tabelle 1 angegebenen Ausgangswerte	Δp_{Kom}	= 70 %
Höhe der Motorspalte bezogen auf die Ausgangswerte	$h_{Sp,M}$	= 50 %

Tabelle 3: Maschinen- und Anlagenparameter der verbesserten Maschine

Table 3: Machine and power package parameters of the improved hot-gas screw-type engine

Eine Darstellung der effektiven Kupplungsleistung und des effektiven Gesamtwirkungsgrades der so verbesserten Maschine im Voll- und Teillastbereich erfolgt in den Bildern 7 und 8. Es zeigt sich, daß diese Maschine im Nennbetriebspunkt bei einer effektiven Kupplungsleistung von 72,4 kW über einen effektiven Gesamtwirkungsgrad von 45,64 % und einen spezifischen Kraftstoffverbrauch von 0,183 kg/kWh verfügt. Diese Maschine erreicht damit *deutlich bessere Werte* als die in Abschnitt 5.3 beschriebene.

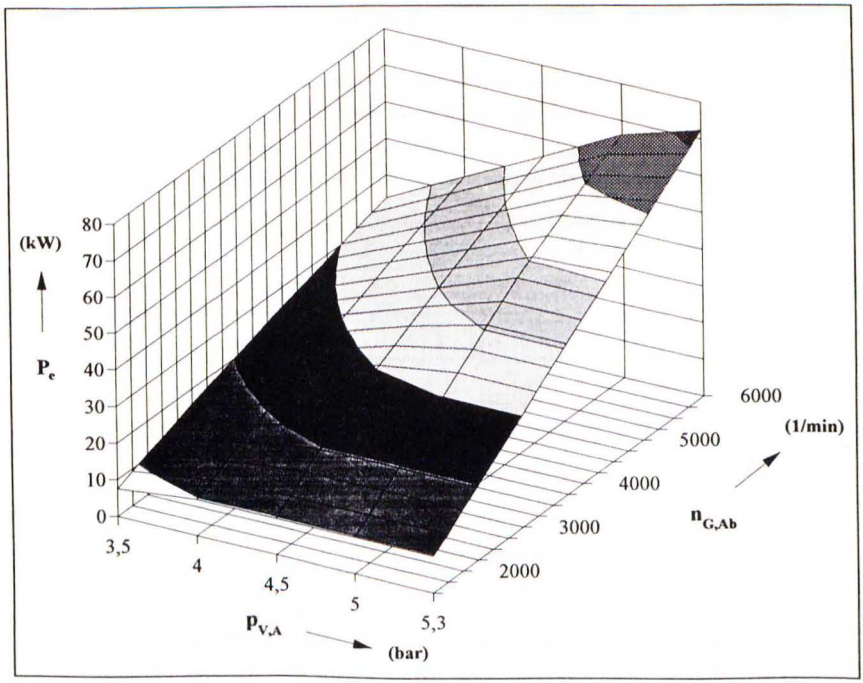

Bild 7: **Abhängigkeit der effektiven Kupplungsleistung P_e von der Drehzahl $n_{G,Ab}$ für verschiedene Vorauslaßansprechdrücke $p_{V,A}$ bei verbesserter Maschine**

Fig. 7: **Effective power output P_e of the improved hot-gas screw- type engine versus driving speed $n_{G,Ab}$ for different pressures of response of the additional port $p_{V,A}$**

6. Vergleich der Heißgasschraubenmaschine mit der Fahrzeuggasturbine

Um die Energiewandlungsgüte des neuen Antriebskonzeptes genauer beurteilen zu können, soll an dieser Stelle ein Vergleich der Heißgasschraubenmaschine mit der Fahrzeuggasturbine, die sich dazu aufgrund ihres ähnlichen Aufbaus anbietet, erfolgen.

Ein deutlicher Unterschied zwischen den beiden Konzepten besteht darin, daß in der Heißgasschraubenmaschine die während des *Verdichtungsvorganges anfallende Wärme* durch das eingespritzte Öl teilweise abgeführt wird, so daß sich die zu leistende Verdichtungsarbeit

verringert. Bei ansonsten gleichen Prozeßparametern ist die spezifische Nutzarbeit der Heißgasschraubenmaschine daher größer und der zum Erreichen einer bestimmten effektiven Kupplungsleistung benötigte Massenstrom entsprechend kleiner.

Ein weiterer Vorteil der Heißgasschraubenmaschine besteht darin, daß der in ihr verwendete Kompressor als Verdrängermaschine nicht der *Gefahr des Pumpens* ausgesetzt ist. Dies führt in Verbindung mit den *niedrigeren Massenträgheitsmomenten* der Schraubenrotoren und dem Regelungskonzept mit Vorauslaß, bei dem man die *Motoreintrittstemperatur konstant* hält, dazu, daß die Anlage über bessere *dynamische Eigenschaften* als eine Gasturbine verfügt. Schraubenmaschinen selbst zeichnen sich des weiteren durch einen einfachen Aufbau, robustes Maschinenverhalten, geringe Wartung und leichte Handhabung aus.

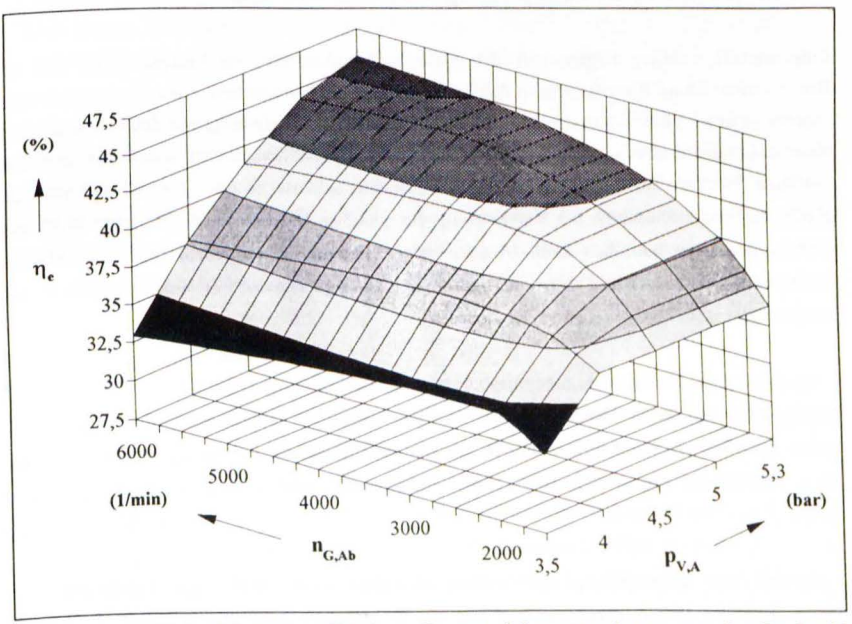

Bild 8: **Abhängigkeit des effektiven Gesamtwirkungsgrades η_e von der Drehzahl $n_{G,Ab}$ für verschiedene Vorauslaßansprechdrücke $p_{V,A}$ bei verbesserter Maschine**

Fig. 8: **Effective total efficiency η_e of the improved hot-gas screw- type engine versus driving speed $n_{G,Ab}$ for different pressures of response of the additional port $p_{V,A}$**

Einige Vorteile einer Gasturbinenanlage, im Vergleich zu konventionellen Hubkolbenmotoren, gelten dagegen auch für die Heißgasschraubenmaschine. So weisen beide Konzepte bei Verwendung konventioneller Brennstoffe *niedrigere Abgasemissionen* als Otto-Motoren ohne geregelten Katalysator auf. Des weiteren arbeiten Schraubenmaschinen annähernd vibrationsfrei und liefern einen *quasi stationären Massenstrom*. Sie verhalten sich also ähnlich wie die Strömungsmaschinen in einer Gasturbinenanlage.

Im Gegensatz zur Gasturbine ist in einer Heißgasschraubenmaschine aufgrund der robusten Bauart der Schraubenmaschinen und ihrer geringen Anfälligkeit gegen Staubpartikel sogar die Verbrennung von Festbrennstoffen denkbar. Dies würde dann auch die Möglichkeit einschließen, Kohle oder Biomasse, wie z.B. Stroh oder Schilf, nach entsprechender Zerkleinerung ohne die chemische Umwandlung in Flüssigbrennstoff zu verwenden.

Eine weitere positive Eigenschaft der Heißgasschraubenmaschine besteht darin, daß die Rotorwerkstoffe im Eintrittsbereich des Schraubenmotors bei gleichen Brenngaseintrittstemperaturen nicht so stark wie in einer Turbine belastet werden, da sie aufgrund des Arbeitsprinzips einer Schraubenmaschine nur jeweils kurzzeitig der Eintrittstemperatur ausgesetzt sind. Die mittleren Werkstofftemperaturen, die sich einstellen, sind daher niedriger, so daß man die Heißgasschraubenmaschine bei Verwendung der gleichen Werkstoffe mit höheren Motoreintrittstemperaturen betreiben kann. Außerdem werden die Schraubenrotoren aufgrund ihrer kleineren Durchmesser und ihrer niedrigeren Drehzahl geringeren Fliehkraftbeanspruchungen ausgesetzt.

Vergleiche von Heißgasschraubenmaschinen mit verschiedenen Fahrzeuggasturbinen haben gezeigt, daß z.B. die in Abschnitt 5.4 vorgestellte Anlage im Teillastbereich über einen niedrigeren spezifischen Brennstoffverbrauch als eine entsprechende Fahrzeuggasturbine verfügen wird, obwohl die spezifischen Brennstoffverbräuche im Nennbetriebspunkt annähernd gleich sind.

Aufgrund ihres Arbeitsprinzips als Verdrängermaschine weist die Heißgasschraubenmaschine einen ähnlichen Drehmomentenverlauf wie ein Kolbenmotor auf. Bei niedrigen Drehzahlen liegt ihr Drehmomentenverlauf daher unter dem einer zweiwelligen Fahrzeuggasturbine, jedoch deutlich über dem einer einwelligen Fahrzeuggasturbine, [9]. Die zweiwellige Fahrzeuggasturbine und die Heißgasschraubenmaschine können aus diesem Grund im Fahrzeugeinsatz mit einem einfachen Schaltgetriebe mit mehreren Gängen versehen werden. Das ungünstige Drehmomentverhalten der Einwellengasturbine dagegen macht den Einsatz eines aufwendigen

Getriebes mit stufenloser Übersetzung notwendig, um die Anlage auch bei niedrigen Drehzahlen betreiben zu können. Die Teillastwirkungsgrade einer solchen Gasturbine sind aufgrund der Einwellenbauweise und der Verwendung eines Getriebes mit stufenloser Übersetzung niedriger als die einer zweiwelligen Gasturbine oder einer Heißgasschraubenmaschine. Die Vorteile der Einwellengasturbine und der Heißgasschraubenmaschine bestehen in der im Vergleich zu einer Zweiwellenanlage kompakteren Bauweise und der geringeren Anzahl von Bauteilen.

7. Ausblick

Im zweiten Teil dieses Forschungsprojektes soll das Simulationssystem dahingehend erweitert werden, daß auch instationäre Zustandsänderungen der Heißgasschraubenmaschine untersucht werden können. Erst dann ist eine *vollständige und abschließende Beschreibung des Betriebsverhaltens, der Energiewandlungsgüte und des Entwicklungspotentials der Anlage* möglich.

Um die Grundlagen zur Konstruktion und zum Bau eines ersten Prototypen zu schaffen, wird in einem weiteren Forschungsvorhaben mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode die dynamische Bauteilverformung des Heißgasschraubenmotors bei Einsatz unterschiedlicher Kühlverfahren und Werkstoffe untersucht. Eine Möglichkeit zur Reduzierung der thermischen Beanspruchung der Schraubenmotorrotoren könnte dabei im Aufbringen einer Beschichtung bestehen, die zur Zeit im Rahmen eines Sonderforschungsbereichs der DFG (SFB316) genauer betrachtet wird.

8. Literaturverzeichnis

[1] Kauder, K. Die Heißgasschraubenmaschine - ein neues Antriebskonzept. MTZ 47, Nr.7/8, S. 269-274 (1986)

[2] Dreißig, B. Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren. Universität Dortmund, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 6, Nr. 245, VDI-Verlag, Düsseldorf (1990)

[3] Piatkowski, R. Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers. Universität Dortmund, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12, Nr. 186, VDI-Verlag, Düsseldorf (1993)

[4] Baehr, H.D. Gleichungen und Tafeln der thermodynamischen Funktionen von Luft und einem Modell-Verbrennungsgas zur Berechnung von Gasturbinenprozessen. VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 6, Nr. 13, VDI-Verlag, Düsseldorf (1967)

[5] Förster, S. Hewing, G. Kleemann, M. Fahrzeuggasturbine mit keramischem rekuperativen Wärmeübertrager. MTZ 39, Nr. 4, S. 141-149 (1978)

[6] Eggebrecht, R. Schlosser, W. Kompakter Hochtemperatur-Wärmetauscher für Wellenleistungsturbinen. MTZ 47, Nr. 6, S. 235-241 (1986)

[7] Heilmann, W. Hagemeister, K. Die Entwicklung von Gasturbinen kleiner Leistung mit regenerativen Wärmetauschern in der MTU. MTZ 38, Nr. 5, S. 209-220, und Nr. 7/8, S. 337-342 (1977)

[8] Walzer, P. Meier-Grotrian, J. Buchheim, R. Entwicklungsarbeiten an einer Automobilgasturbine. MTZ 43, Nr. 3, S. 125-128, und Nr. 5, S. 185-189 (1982)

[9] Walzer, P. Die Fahrzeug-Gasturbine. VDI-Verlag, Düsseldorf (1991)