

# Das Betriebsverhalten des Zweiphasen-Schraubenmotors

## Performance of the Two-Phase Screw-Type Engine

Dr.-Ing. **B. Kliem**, IBK Ingenieurbüro für Energiesysteme, Münster

### Kurzfassung

Vorge stellt wird der Versuchs-Zweiphasen-Schraubenmotor mit interner spontaner Verdampfung (Flashverdampfung). Die Füllung der Arbeitskammern erfolgt mit Druckwasser, das durch rotierende Kurzdüsen in den Arbeitsraum eingespritzt wird. In der Arbeitskammer verdampft unmittelbar ein Teil des heißen Druckwassers. Der so gebildete Nassdampf expandiert im weiteren Verlauf des Arbeitsspieles. Der Versuchsmotor arbeitet ohne Synchronisationsgetriebe. Die Lagerung ist mediumgeschmiert. Auf die komplette Ölversorgung und die Dichtungen zwischen Lager- und Arbeitsraum konnte deshalb verzichtet werden.

Erste Ergebnisse zum Betriebsverhalten des Motors werden diskutiert. Mit Hilfe von Indikatordiagrammen wird der Einfluss von Kammerfüllung und unvollständiger Expansion auf die Energiewandlungsgüte dargestellt.

### Abstract

The article describes a test two-phase screw-type engine with internal flash evaporation. Hot pressure water is injected into the working chambers of the engine by rotating short nozzles. Flash evaporation occurs and the wet steam expands during the following part of the working period. The test engine is built without timing gear. The bearings are lubricated by medium itself, so oil supply and sealing between working chamber and bearings are not necessary.

First results of the experimental investigation of the performance of the test engine are presented. The influence of the filling process and incomplete expansion is shown in diagram form.

### 1 Einleitung

Die Nassdampfexpansion in Schraubenmaschinen erwähnt erstmalig das US-Patent 3.751.673 [1]. Es folgten Untersuchungen zur direkten Expansion geothermischer Fluide mit hohem Flüssigkeitsanteil in diesem Maschinentyp [2]. Aufgrund der niedrigen Energiewandlungsgüte und der Probleme, verursacht durch die stark salzhaltigen Fluide im Arbeitsraum, wurde diese Anwendung zunächst nicht weiter verfolgt. Neben der geothermischen Appli-

kation, bietet die Flashverdampfung und anschließende Nassdampfexpansion im Schraubenmotor prinzipiell die Möglichkeit, mit Hilfe dieser Energiewandlung Abwärmepotentiale im mittleren und unteren Temperaturbereich zu nutzen [3], [4]. Untersuchungen zum Füllungsvorgang des Schraubenmotors zeigen den signifikanten Einfluss dieser Phase des Arbeitspielens auf die gesamte Energiewandlungsgüte des Motors [5], [6], [7].

An der Universität Dortmund wurde daher ein neuartiges Füllungskonzept mit rotierenden Kurzdüsen und Einspritzstrahlerfall durch Flashverdampfung entwickelt und zunächst unabhängig vom Schraubenmotor untersucht [6]. Ein wesentlicher Vorteil der Einlassdüsen liegt darin, dass das Arbeitsfluid diese im flüssigen, aber überhitzten Zustand durchströmt. Die Flashverdampfung, die unmittelbar am Düsenaustritt einsetzt, führt auch zu einer intensiven Zerstäubung der flüssigen Phase. Aufbauend auf diesen Untersuchungen konnte das Füllungssystem in einen Versuchsmotor integriert werden. Eine ausführliche Darstellung der Versuchsergebnisse findet sich in [8]. Einen Überblick der experimentellen Ergebnisse zum Betriebsverhalten dieses Versuchsmotors vermittelt der vorgelegte Beitrag.

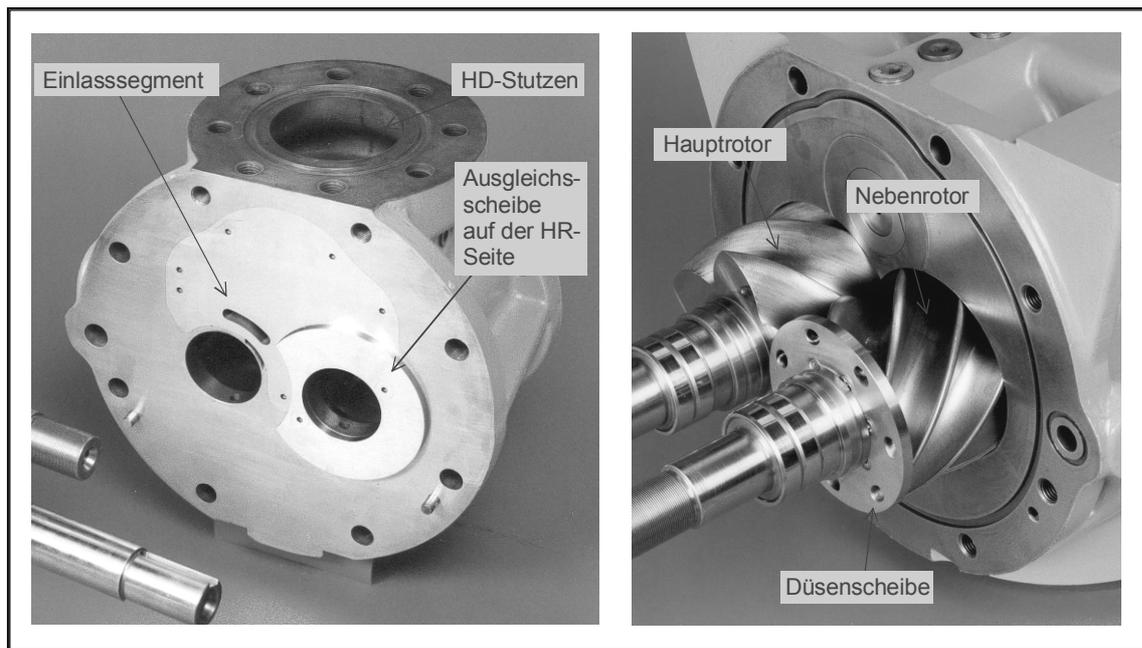
## **2 Versuchsmotor und Versuchsanlage**

### **2.1 Versuchsmotor**

Basis für den Versuchsmotor bildet ein ursprünglich öleingespritzter Kältemittelkompressor mit Schiebersteuerung. Im wesentlichen wurden folgende Modifikationen an der Maschine durchgeführt:

Die Gehäusebohrung des Schiebers ist mit einem Einsatz verschlossen. Dieser Einsatz bildet auch eine der beiden Verschneidungskanten der Gehäusebohrungen für die Rotoren. In diesem Einsatz sind Aufnahmen für die piezoresistiven Druckaufnehmer der Indizierung eingelassen.

Die ursprüngliche Auslasskontur auf der HD-Seite ist verschlossen. Auf der Nebenrotorseite befindet sich das Einlasssegment für die rotierenden Kurzdüsen. Die Düsenscheibe, in die die Kontur der Kurzdüsen eingebracht ist, sitzt an der HD-Seite des Nebenrotors. Zum Ausgleich der axialen Erstreckung der Düsenscheibe befindet sich an der Hauptrotorstirnseite des Gehäuses eine Ausgleichsscheibe, **Bild 1**.



**Bild 1:** Versuchsmotor, Einlassegment in der HD-Stirnseite (links) und Rotoren mit Düsen-scheibe

Die Rotoren sind um die Dicke der Einlassdüsen-scheibe gekürzt. Gelagert sind die Rotoren mit Wälzlagern, die mit dem Arbeitsmedium Nassdampf beaufschlagt werden können. Eine Abdichtung zwischen Lager- und Arbeitsraum ist somit nicht notwendig. Durch die Wahl dieser Lager entfällt die komplette Ölversorgung des Motors. Da die Durchströmungsrichtung der Schraubenmaschine sich gegenüber dem Kompressorbetrieb umgekehrt hat, wird die Maschine auch umgekehrt aufgestellt. Durch diese Anordnung kann die flüssige Phase des Arbeitsfluides problemlos abgeführt werden.

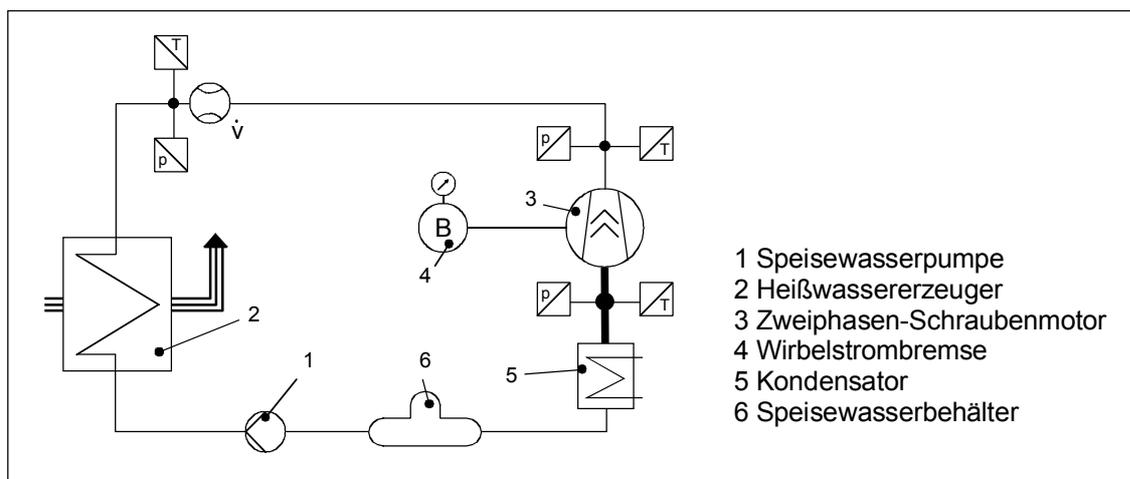
In **Tabelle 1** sind die wesentlichen Daten des Versuchsmotors zusammengefasst.

**Tab. 1:** Daten des Versuchsmotors

Zähnezahl Hauptrotor $z_{HR}$ :	5
Zähnezahl Nebenrotor $z_{NR}$ :	7
Hauptrotorkopfkreisdurchmesser $d_{KKHR}$ :	166 mm
Nebenrotorkopfkreisdurchmesser $d_{KKNR}$ :	154 mm
Maximales Kammervolumen $V_{K,max}$ :	664 cm <sup>3</sup>

## 2.2 Versuchsanlage

Den prinzipiellen Aufbau verdeutlicht **Bild 2**. Das umlaufende Arbeitsfluid - Wasser - wird aus dem Speisewasserbehälter durch die Speisewasserpumpe gefördert und einem erdgasbeheizten Heißwassererzeuger zugeführt. Das heiße Druckwasser expandiert in den Zahnflächenräumen des Versuchsschraubenmotors. Der Kondensator verflüssigt schließlich die Dampfphase. Das Drehmoment des Schraubenmotors wird mit einer Wirbelstrombremse gemessen.

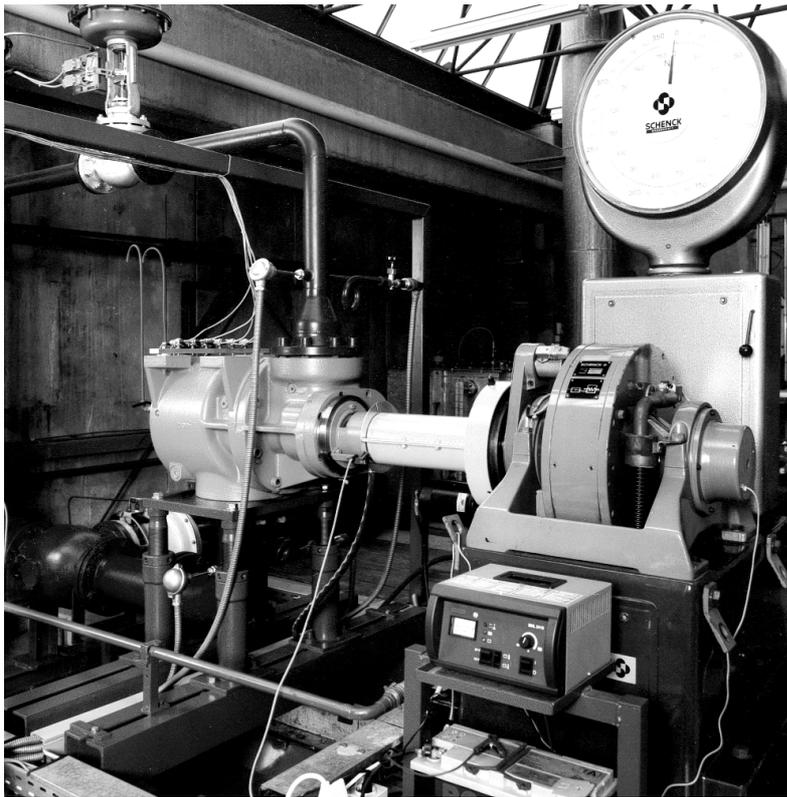


**Bild 2: Schematische Darstellung des Aufbaus der Versuchsanlage**

Die für die Versuchsauswertung wesentlichen Messstellen sind ebenfalls im Bild 2 vermerkt. Diese Messwerte und die Messwerte der Druckindizierung, werden an einen Messplatzrechner übertragen. **Bild 3** zeigt den Versuchsstand mit Schraubenmotor und Wirbelstrombremse.

## 3 Versuchsdurchführung

Der Versuchsmotor wird „kalt“ angefahren. Dies bedeutet, dass zunächst kaltes Wasser dem Schraubenmotor zugeführt wird. Der hier noch ungebremste Motor läuft mit geringer Drehzahl an ( $n_{HR} < 100$  1/min). Nun wird die Temperatur des Speisewassers langsam erhöht. Steigt die Temperatur des Druckwassers über  $100$  °C, setzt die Flashverdampfung im Motor ein. Die Drehzahl des zunächst ungebremsten Motors nimmt dynamisch zu. Da das Einregeln der HD-Temperatur sehr träge ist, wird zum Aufzeichnen einer Messreihe zunächst die höchste angestrebte Temperatur angefahren und für diese Temperatur dann die entsprechende Drehzahlvariation durchgeführt.



**Bild 2:** Versuchsstand mit Zweiphasen-Schraubenmotor und Winkelstrombremse

Das Einstellen des HD-Drucks erfolgt über die Drehzahl der Speisewasserpumpe. Sinkt der Eintrittsdruck unterhalb des Sättigungsdruckes, kommt es im Heißwassersystem zu Teilverdampfungen, der Schraubenmotor wird dann mit Nassdampf beaufschlagt. Ein solcher Betriebszustand führt zu einem sofortigen Abfall des Drehmomentes an der Bremse.

Erste Testläufe haben gezeigt, dass der effektive isentrope Wirkungsgrad ein Maximum erreicht, wenn der Eintrittsdruck nur leicht oberhalb des Sättigungsdruckes liegt.

Die Betriebsgrenzen der Versuchsanlage entnimmt man der **Tabelle 2**.

**Tab. 2:** Parametergrenzen der Versuchsanlage

maximale HD-Temperatur $\vartheta_{HD \max}$ :	180 °C
maximaler HD-Druck $p_{HD \max}$ :	20 bar
maximale Hauptrotordrehzahl $n_{HR}$ :	4500
Kondensatordruck $p_{Kond}$ :	1 bar

Für die Aufstellung des Kennfeldes wird eine Hauptrotordrehzahlerhöhung von 1000 auf 4500 1/min gewählt. Dies entspricht einem Bereich der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit

von nur 8,7 bis 39,6 m/s. Die Stufung der Drehzahl erfolgt in 250 1/min–Schritten. Die jeweilige Solldrehzahl wird vorgegeben. Die Wirbelstrombremse regelt das zugehörige Moment ein. Der Temperaturbereich beträgt 140 bis 180 °C, der in 5 °C-Schritten durchfahren wird. Der Abstand zum jeweiligen Sättigungsdruck auf der HD-Seite ist zunächst auf 10 % des Differenzdruckes zwischen HD-Sättigungsdruck und Kondensatordruck festgelegt. Für die HD-Temperaturen 160 und 180 °C werden zusätzliche Messreihen bei einer HD-seitigen Druckdifferenz von 30 % und 60 % gefahren. **Tabelle 3** gibt die Zusammenhänge wieder.

**Tab. 3:** Zusammenhang zwischen Eintrittstemperatur und Eintrittsdruck

HD-Temp. $\vartheta_{HD}$	HD-Druck $p_{HD}$		
	10 %	30 %	60 %
140 °C	4,0 bar		
160 °C	6,8 bar	8,0 bar	9,9 bar
180 °C	11,0 bar	13,0 bar	16,0 bar

#### 4 Kennfeld

Aus den Messgrößen Drehmoment  $M_d$ , Drehzahl  $n_{HR}$ , Volumenstrom  $\dot{V}$  sowie den Temperaturen  $\vartheta$  und den Drücken  $p$  an den verschiedenen Messstellen lassen sich unter zu Hilfe-nahme der Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf folgende Größen ableiten:

Der Massenstrom:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_{(p,\vartheta)} \quad \text{Gl. (1),}$$

das isentrope Enthalpiegefälle des Motors:

$$\Delta h_s = h_{ND,s} - h_{HD} \quad \text{Gl. (2),}$$

die isentrope Leistung:

$$P_s = \Delta h_s \cdot \dot{m} \quad \text{Gl. (3),}$$

die effektive Kupplungsleistung:

$$P_e = M_d \cdot 2\pi \cdot n_{HR} \quad \text{Gl. (4),}$$

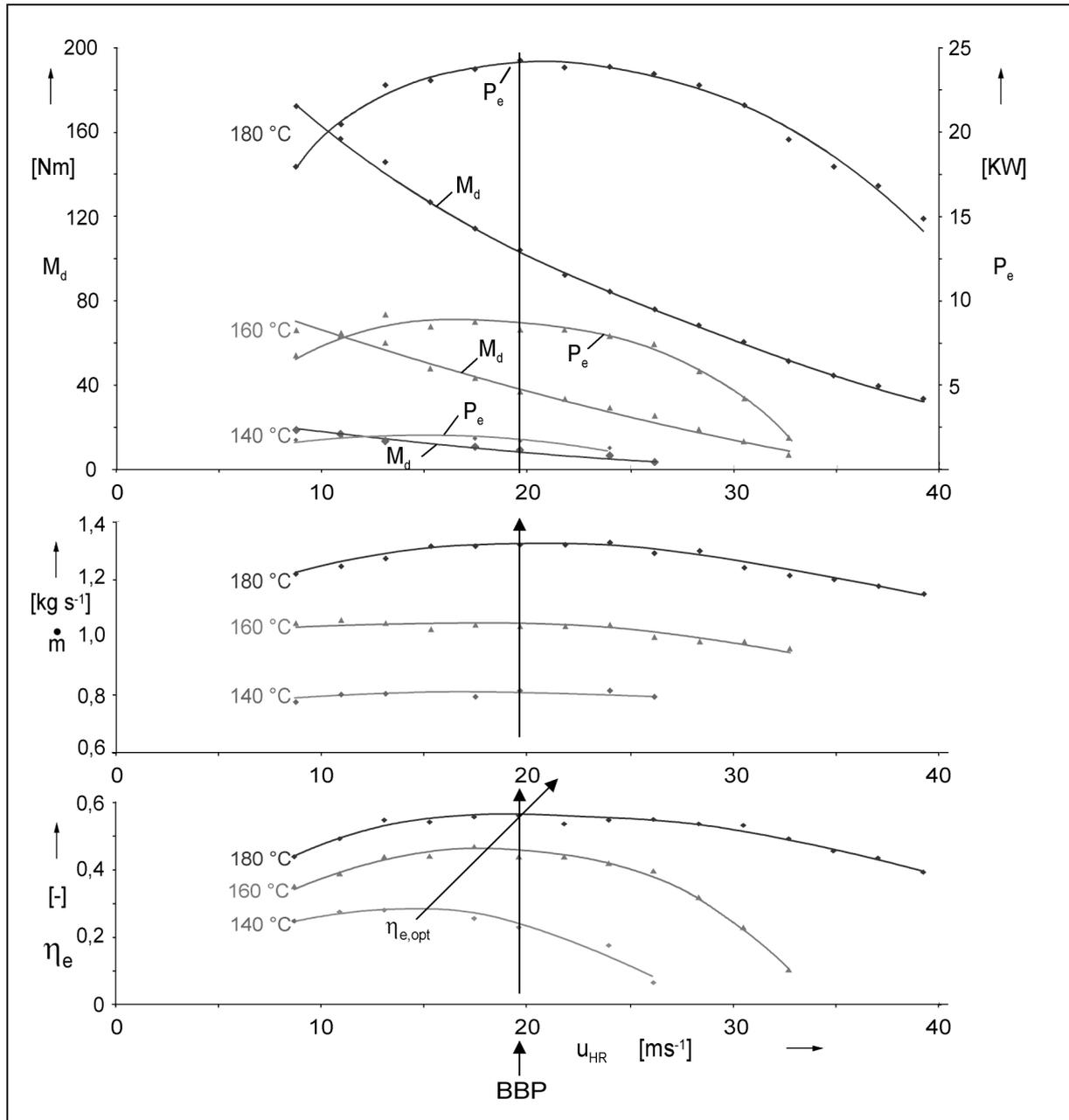
und der effektive isentrope Wirkungsgrad:

$$\eta_e = \frac{P_e}{P_s} \quad \text{Gl. (5).}$$

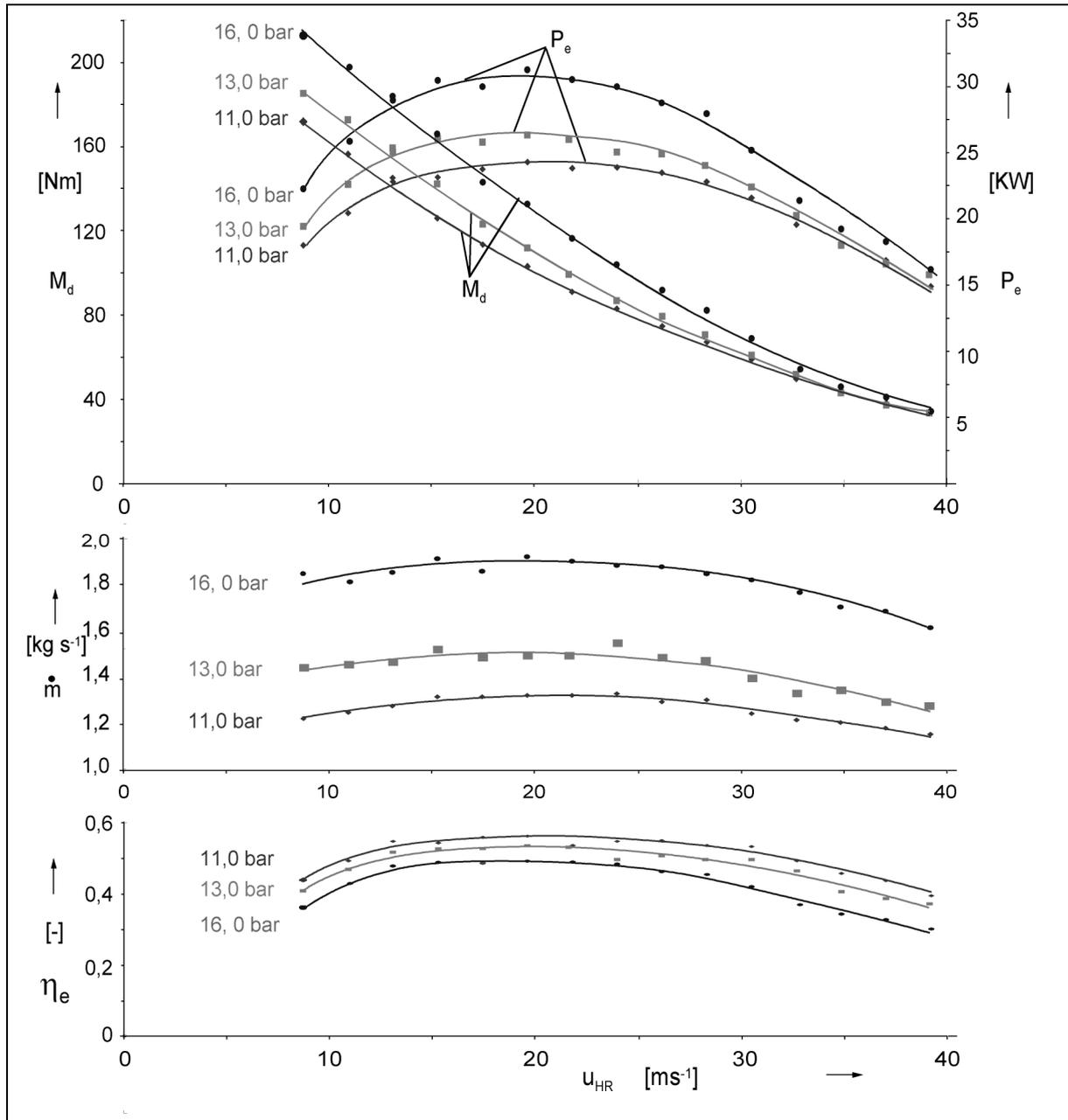
**Bild 3** gibt den funktionalen Zusammenhang der Gl. (1) bis Gl. (5) mit der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für die Eintrittstemperaturen 140 °C, 160 °C und 180 °C entsprechend

der 10 % Eintrittsdruckreihe (Tabelle 3) wieder. Das Drehmoment fällt annähernd linear mit der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit ab. Das angebotene Enthalpiegefälle der 140 °C Messreihe ist um den Faktor 0,27 geringer als bei 180 °C. Auch der durchgesetzte Massenstrom, bedingt durch den niedrigeren Eintrittsdruck, fällt bei 140 °C niedriger aus. Das gewandelte Drehmoment ist entsprechend gering. Die effektive Kupplungsleistung zeigt bei allen drei Temperaturen zunächst einen ansteigenden und dann fallenden Verlauf, wobei der Maximalwert sich bei höherer Eintrittstemperatur zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten verschiebt. Für eine Verdrängermaschine ungewöhnlich erscheint zunächst der in erster Näherung konstante Verlauf des durchgesetzten Massenstroms. Offensichtlich ist hier primär der Eintrittsdruck  $p_{HD}$  ausschlaggebend. Der effektive isentrope Gütegrad, berechnet nach Gl. 5 und Gl. 4 zeigt, wie die Leistung, einen Maximalwert im betrachteten Bereich der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit; der maximale Wert beträgt  $\eta_e = 0,56$  ( $v_{HD} = 180$  °C,  $p_{HD} = 11,0$  bar und  $u_{HR} = 19,6$  m/s). Dieser Betriebspunkt ist in Bild 6 mit BBP (Bezugs-Betriebs-Punkt) gekennzeichnet.

Das Kennfeld in **Bild 4** verdeutlicht das Verhalten des Motors bei einer Steigerung des HD-seitigen Druckes. Die den Kennlinien zugrundeliegende Eintrittstemperatur beträgt hier 180°C. Die Drucksteigerung erhöht den durchgesetzten Massenstrom, so dass hierdurch die effektive Kupplungsleistung ansteigt. Interessanterweise verläuft jedoch über dem gesamten Bereich der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit der effektive isentrope Wirkungsgrad der Messreihe mit höherem Eintrittsdruck unterhalb derjenigen mit niedrigerem Eintrittsdruck.



**Bild 3:** Drehmoment  $M_d$ , effektive Kupplungsleistung  $P_e$ , Massenstrom  $\dot{m}$  und effektiver isentroper Gütegrad  $\eta_e$  in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $u_{HR}$  für die Messreihen  $\vartheta_{HD} = 180$  °C und  $p_{HD} = 11,0$  bar,  $\vartheta_{HD} = 160$  °C und  $p_{HD} = 6,8$  bar sowie  $\vartheta_{HD} = 140$  °C und  $p_{HD} = 4,0$  bar. BBP = Bezugs-Betriebs-Punkt



**Bild 4:** Drehmoment  $M_d$ , effektive Kupplungsleistung  $P_e$ , Massenstrom  $\dot{m}$  und effektiver isentroper Gütegrad  $\eta_e$  in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $u_{HR}$  für die Messreihen  $v_{HD} = 180$  °C mit  $p_{HD} = 11,0$  bar,  $p_{HD} = 13,0$  bar und  $p_{HD} = 16,0$  bar

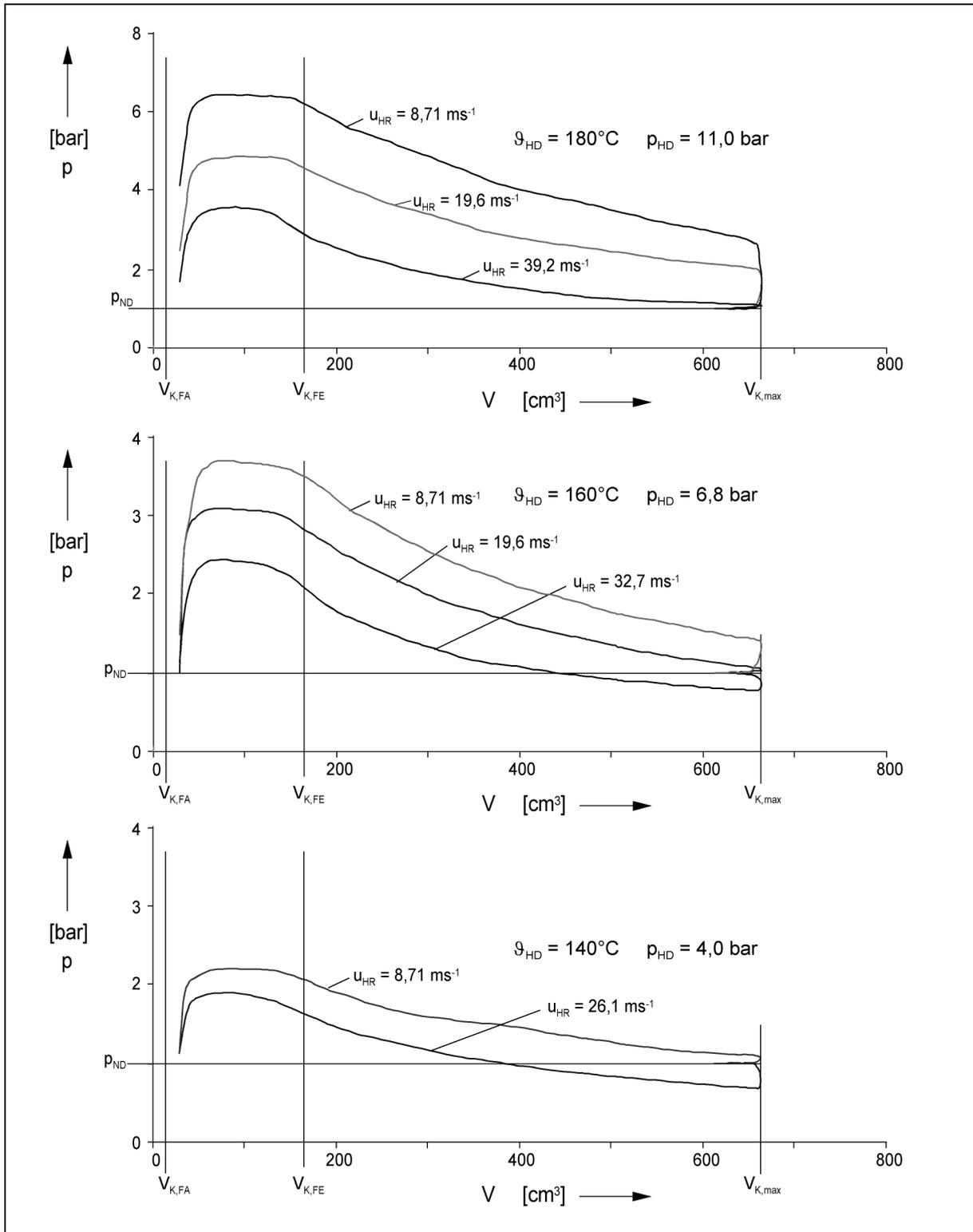
### 5 Indikatordiagramme

Die Indizierung der realen Versuchsmaschine ermöglicht eine Darstellung des Druckverlaufes in der Arbeitskammer während eines Teils des Arbeitsspieles. Die Messwerte der sechs Druckaufnehmer werden in Hauptrotordrehwinkelschritten von  $\Delta\alpha_{HR} = 1^\circ$  mit Hilfe eines Auswertungsprogramms aufgezeichnet. Eine Messung umfasst jeweils eine Umdrehung des

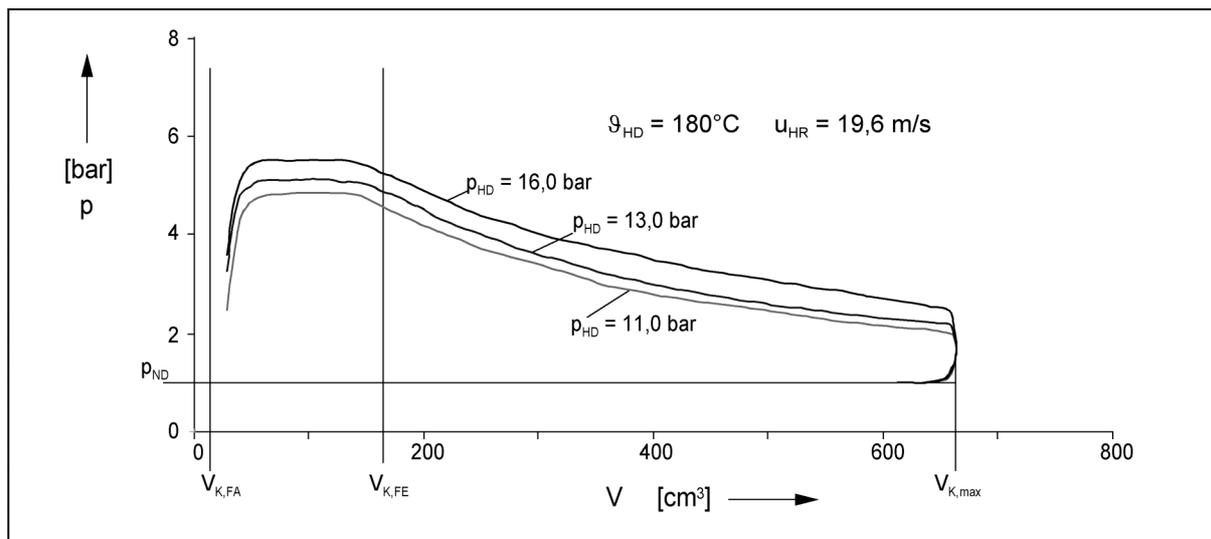
Hauptrotors. Somit liegen für jeden Hauptrotordrehwinkel fünf Druckmessungen vor, aus denen ein Mittelwert gebildet werden kann. Aufgrund der Einbaulage der Druckaufnehmer im Gehäuse und dem Zusammenhang zwischen Hauptrotordrehwinkel und Kammervolumen (Volumenkurve, Bild 2) lassen sich die in den **Bildern 5 und 6** dargestellten Verläufe bestimmen. Da die Druckmessung erst bei einem Hauptrotordrehwinkel von  $\alpha_{HR} = 44^\circ$ , entsprechend einem Kammervolumen von  $V_K = 24 \text{ cm}^3$ , konstruktiv beginnen kann, ist für diesen Bereich eine Abschätzung notwendig. Eine Gerade verbindet den Ursprung mit dem ersten Messwert. Die Arbeitsfläche unterhalb des Druckes im ND-Stutzen ist positiv zu zählen, muss also vom Motor an das Arbeitsfluid übertragen werden.

Im Bild 5 ist die Wirkung der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit deutlich zu erkennen. Bedingt durch die längere Füllungszeit kann bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten mehr Masse durch die Füllungsdüse in die Kammer gelangen, entsprechend höher fällt der gesamte Druckverlauf und somit auch das gemessene Drehmoment aus. Der Druckgradient am Anfang des Füllungsvorganges ist bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten am höchsten. Auffallend ist bei allen dargestellten Indikatordiagrammen ein relativ konstanter Druckverlauf während des mittleren Teils des Füllungsvorganges. Offensichtlich besteht hier ein Gleichgewicht zwischen Heißwassereinströmung, Flashverdampfung und Volumenzunahme.

Eine HD-Temperatur von  $180^\circ\text{C}$  und ein HD-Druck von 11,0 bar (Bild 5) sorgen auch bei der hohen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von 39,2 m/s für eine ausreichende hohe Ladungsmasse. Hier tritt keine Überexpansion auf. Am Ende der Expansion liegt der Kammerdruck noch leicht oberhalb des Druckes im ND-Stutzen. Ganz anders liegen die Verhältnisse bei der niedrigen Eintrittstemperatur von nur  $140^\circ\text{C}$ . Die kleinere Druckdifferenz an der Einlassdüse lässt nur eine geringe Kammerfüllung zu. Hinzu kommt die ohnehin geringe spezifische Enthalpie bei der zugehörigen Temperatur. Der ND-Druck wird bei einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von 26,1 m/s bereits bei einem Kammervolumen von  $383 \text{ cm}^3$  unterschritten. Die anschließende Überexpansion ist energetisch ungünstig, da diese Arbeit vom Motor aufgebracht werden muss und nicht in Wellenarbeit gewandelt werden kann.



**Bild 5:** Indikatordiagramme für Betriebspunkte  $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ ,  $p_{HD} = 11,0$  bar,  $\vartheta_{HD} = 160^\circ\text{C}$ ,  $p_{HD} = 6,8$  bar und  $\vartheta_{HD} = 140^\circ\text{C}$ ,  $p_{HD} = 4,0$  bar bei unterschiedlichen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten  $u_{HR}$



**Bild 6:** Indikatordiagramme für Betriebspunkte  $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ ,  $u_{HR} = 19,6 \text{ ms}^{-1}$  bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken  $p_{HD}$

**Bild 6** verdeutlicht den Einfluss einer Steigerung des HD-Drucks bei ansonsten konstanten Bedingungen (Eintrittstemperatur  $\vartheta_{HD} = 180^\circ\text{C}$ , Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit  $u_{HR} = 19,6 \text{ m/s}$ ). Die höhere Druckdifferenz führt zu mehr Masse in der Arbeitskammer, der Druckverlauf fällt insgesamt höher aus. Mit Hilfe der aufgezeichneten Indikatordiagramme lassen sich weitere Größen und Kennwerte zur Beschreibung der Energiewandlungsgüte in dem Motor ableiten. Für die indizierte Leistung gilt:

$$P_i = W_i \cdot n \cdot z_{HR} \quad \text{Gl. (6).}$$

Die Differenz zwischen der indizierte Innenleistung und der effektiven Kupplungsleistung ist die Dissipation aufgrund von Reibungsleistung im Schraubenmotor. Zum einen tritt Reibung in der flüssigen Phase des Arbeitsfluides auf, hier handelt es sich um hydraulische Verluste. Weiterhin liegen Reibungsverluste in den Lagern, den Dichtungen und beim Abwälzen der Rotoren vor. Der indizierte isentrope Wirkungsgrad bezieht die indizierte Innenleistung auf die angebotene isentrope Leistung:

$$\eta_i := \frac{P_i}{P_s} = \frac{W_i \cdot n \cdot z_{HR}}{\dot{m} \cdot \Delta h_s} \quad \text{Gl. (7).}$$

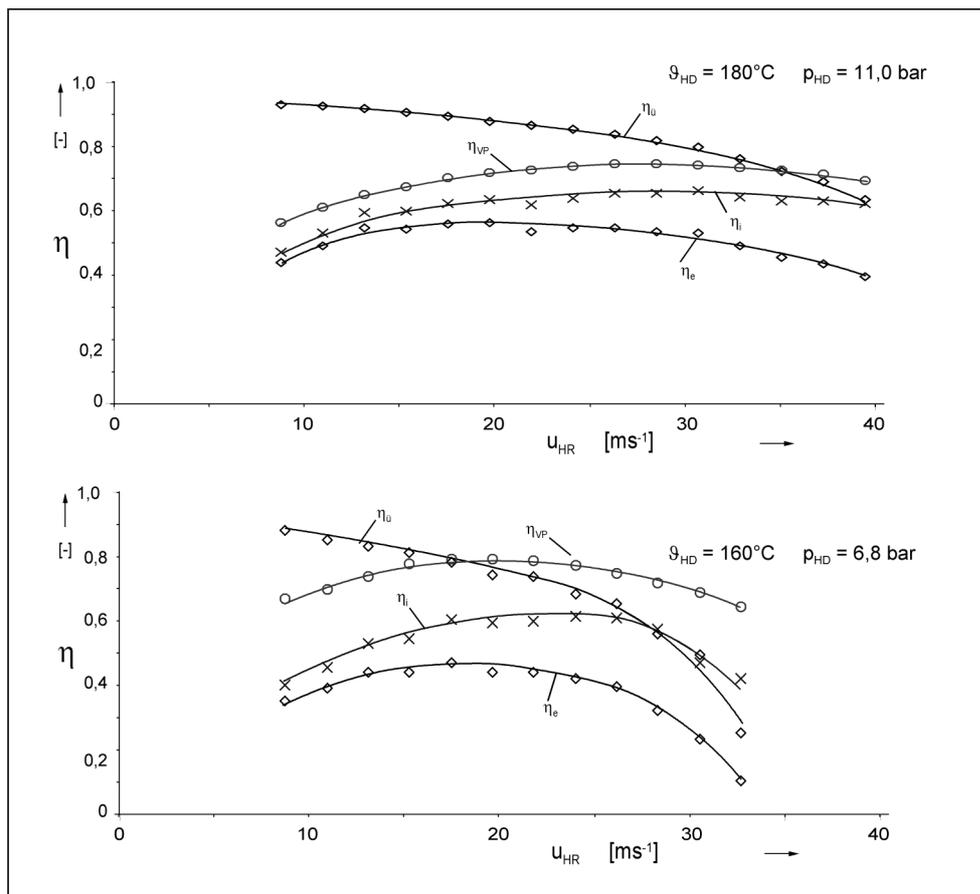
Der Übertragungsgrad setzt die effektive Kupplungsleistung ins Verhältnis zur indizierten Leistung:

$$\eta_{\ddot{u}} := \frac{P_e}{P_i} \quad \text{Gl. (8).}$$

Somit gilt für den effektiven isentropen Gütegrad:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{ii} \quad \text{Gl. (9).}$$

**Bild 7** verdeutlicht den Verlauf dieser Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit. Zusätzlich ist in das Diagramm noch der Wirkungsgradverlauf des Vergleichsprozesses eingetragen. Erkennbar wird, dass der Übertragungsgrad bei einer Steigerung der Umfangsgeschwindigkeit mit wachsendem Gradienten abnimmt. Die Dissipation nimmt also, wie zu erwarten ist, überproportional zu. Da die isentrope Leistung und die Kupplungsleistung bei der niedrigeren Eintrittstemperatur (160°C) insgesamt geringer ist, fällt die Reibleistung im Motor stärker ins Gewicht, entsprechend niedriger wird der Übertragungsgrad. Der indizierte isentrope Wirkungsgrad folgt im wesentlichen dem Verlauf des Wirkungsgrades des Vergleichsprozesses, liegt aber insgesamt auf einem niedrigeren Niveau. Offensichtlich kann aber mit dem Vergleichsprozess der tendenzielle Zusammenhang zwischen den Füllungs- und Expansionsverlusten beschrieben werden.



**Bild 7:** Güte- und Wirkungsgerade in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $u_{HR}$  für die Messreihen  $\vartheta_{HD} = 180^\circ C$  mit  $p_{HD} = 11,0 \text{ bar}$  und  $\vartheta_{HD} = 160^\circ C$  mit  $p_{HD} = 6,8 \text{ bar}$

## 6 Ausblick

Der Zweiphasen-Schraubenmotor in Kombination mit dem optimierten Füllungssystem stellt ein Erfolg versprechendes Energiewandlungskonzept mit hoher Güte dar. In weiterführenden Forschungsarbeiten ist das tribologische Verhalten der abwälzenden Rotoren zu untersuchen. Auch sind gezielte Forschungen zur Betriebssicherheit der mediumgeschmierten Lager mit dem Arbeitsfluid Nassdampf notwendig. Gerade der einfache Aufbau eines „Nassläufers“ ohne zusätzlichen Ölkreislauf lässt diese neuartige Expansionsmaschine für den Einsatz in dezentralen energietechnischen Anlagen aus ökonomischer Sicht interessant erscheinen.

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] Sprankle, R. S.                    Electrical power generating system.  
US Pat. 3,751,673, August 1973
  
- [2] Flower, J. E.                    Performance Characteristics of the Lysholm Engine as tested  
Steidel, R. F.                    for Geothermal Power Applications in the Imperial Valley.  
Weis, H.                         In: ASME-Journal of Engineering of Gas Turbines and Power,  
Bd. 104, Nr. 1, 1982
  
- [3] Kauder, K., Kliem, B.         Der Zweiphasen-Schraubenmotor.  
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des FG Fluide-  
energiemaschinen, Nr. 2, Seite 38-50, Dortmund, 1994
  
- [4] Smith, I. K.                    Development of the trilateral flash cycle system.  
Stosic, N.                         Part 3: the design of high-efficiency two-phase screw expand-  
Aldis, C. A                         ers  
In: Journal of Power and Energy, Vol. 210, page 75 – 93, 1996
  
- [5] Huster, A.                      Untersuchung des instationären Füllvorgangs bei Schrauben-  
motoren.  
Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 366, Düsseldorf: VDI Ver-  
lag 1998

- [6] Kauder, K., Kliem, B. Experimentelle Untersuchung des Füllungsvorganges von Zweiphasen-Schraubenmotoren.  
Experimental investigation of the filling process of a two-phase screw-type engine.  
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des FG Fluidenergiemaschinen, Nr. 6, Seite 58-68, Dortmund, 1998
- [7] Fost, C. Ein Beitrag zur Verbesserung der Kammerfüllung von Schraubenmotoren.  
Dissertation, Universität Dortmund, 2003
- [8] Kliem, B. Grundlagen des Zweiphasen-Schraubenmotors.  
Dissertation, Universität Dortmund, 2005