

Optimierte Auslegung von trockenlaufenden Schraubengmotoren

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder** VDI, und Dr.-Ing. **B. Dreißig**, Dortmund

Abstract

Irrespective of profile-type and working fluid a layout method for dry-running screw-type engines is introduced on the condition of an optimum transformation of energy. Characteristic values permit to determinate the optimum screw-type engine with the associated geometrical dimensions, performances and efficiencies based on given external operating parameters. With this a practice-orientated layout method is at users and operators disposal, that allows to achiev an energy optimized layout of screw-type engines.

Zusammenfassung

Es wird ein für beliebige Profilformen und verschiedene Arbeitsfluide gültiges Auslegungsverfahren für trockenlaufende Schraubengmotoren unter dem Kriterium einer optimalen Energiewandlung in der Maschine vorgestellt. Dimensionslose Kennzahlen erlauben es, ausgehend von den vorgegebenen äußeren Betriebsparameter, den optimalen Schraubengmotor mit seinen zugeordneten Maschinen-geometriedaten, seinen Leistungen und Gütegraden auszulegen. Dem Anwender und Betreiber steht damit ein praxisorientiertes Auslegungsverfahren zur Verfügung, mit dessen Hilfe er eine energetisch optimierte Schraubengmotor-Auslegung erzielt.

0. Verzeichnis der wichtigsten Symbole

a	Schallgeschwindigkeit	velocity of sound
$C C_{th}$	Profilkonstante	constant of profile
D_{HR}	Hauptrotordurchmesser	diameter
h	Spalthöhe	gap height
L	Hauptrotorlänge	rotor length

m	Masse	mass
m_{th}	theoretische Masse	theoretical mass
\dot{m}	realer Massenstrom	real massflow rate
n	Hauptrotordrehzahl	speed
p	Druck	pressure
P	Leistung	performance
R	Gaskonstante	gas constant
T	Temperatur	temperture
u	Umfangsgeschwindigkeit	circumferential speed
v	spezifisches Volumen	specific volume
v_i	inneres Volumenverhältnis	built-in volume ratio
V	Volumen	volume
\dot{V}	Volumenstrom	volume flow rate
w	spezifisch, isentrope Arbeit	specific, isentropic work
z	Hauptrotor Zähnezah	number of serrations
α	Spaltmassendurchflußzahl	discharge coefficient
η	dynamische Viskosität	dynamic viscosity
$\eta_{i,s}$	indizierter, isentroper Gütegrad	indicated, isentropic efficiency
κ	Isentropenexponent	isentropic exponent
λ_F	Füllungsgrad	filling rate
ν	kinematische Viskosität	kinematic viscosity
Π	Druckverhältnis, Kennzahl	pressure ratio, characteristic value

1. Einleitung

Bedingt durch die ständig steigenden Kosten für Primärenergien wurde von seiten der Industrie verstärkt nach Möglichkeiten zur Reduzierung des Energieverbrauches gesucht. So entstand vor etwa 10 Jahren das Konzept des Schraubenmotors im Rahmen der Entwicklung und Realisierung neuer Technologien zur Primärenergieeinsparung. Entwicklungsziel der konzipierten und neu entwickelten Anlagen ist es, die bisher wenig oder ungenutzten Energiepotentiale, wie z.B. Industrieabwärme oder Solarwärme, möglichst kostengünstig und wirtschaftlich in elektrische oder mechanisch nutzbare Energie zu wandeln.

So wurde eine erste Schraubenmotor-Prototypanlage mit einem öleingespritzten, einstufigen Schraubenmotor in einem Clausius-Rankine-Kreislauf am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund in Zusammenarbeit mit der Industrie und dem BMFT entwickelt, /1/ und /3/. Diese Anlage kam in Getafe-/Spanien zur Nutzung von Solarenergie zum Einsatz und wurde dort erfolgreich erprobt /7/. Es folgte die Entwicklung eines schiebergesteuerten Schraubenmotors zur Teillastanpassung, /2/ und /6/. Die Entwicklung und Erprobung eines zweistufigen, öleingespritzten Schraubenmotors schloß sich an, /2/ und /7/. Dieser zweistufige Schraubenmotor wurde in einem hybriden Solar-Diesel-Kraftwerk (Prototypanlage) in Meekatharra/Westaustralien betrieben.

Aufbauend auf den gewonnenen Erfahrungen mit den erwähnten Prototypanlagen liegen heute weiterentwickelte Schraubenmotor-Anlagenkonzepte zur dezentralen Abwärmenutzung vor, /1/, /4/ und /8/. Diese speziell entwickelten Konzepte, die in geschlossenen Kreisläufen mit organischen Kreislauffluiden arbeiten (ORC-Kreisläufe)¹⁾, ermöglichen es, vorrangig Wärmequellen im Niedertemperaturbereich unterhalb 160 °C, verbunden mit gleichzeitig relativ geringen Wärmeströmen noch kostengünstig zu nutzen, /9/ und /10/. Besonders der Einsatz der organischen Arbeitsfluide eröffnet hier gegenüber dem bisher gebräuchlichen Arbeitsfluid Wasserdampf eine weitergehende Nutzungsmöglichkeit von Wärmepotentialen im Niedertemperaturbereich, verbunden mit wesentlich höheren Maschinenwirkungsgraden und Anlagenleistungen. Hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit hat sich gezeigt, daß mit diesem Konzept eine kostengünstige und wirtschaftliche Energiewandlung in einem Leistungsbereich von 100 bis 1000 kW realisierbar ist.

Im Vergleich zu den konventionellen Energiewandlern wie Kleindampfturbine und Hubkolbendampfmotor hat sich die Expansionsmaschine "Schraubenmotor" für den angesprochenen Leistungsbereich als besser geeignet erwiesen, bedingt durch seinen einfachen Aufbau, sein robustes Maschinenverhalten und einer vergleichsweise hohen Energiewandlungsgüte gegenüber den Kleindampfturbinen. Gleichzeitig liegen die Investitionskosten für den Schraubenmotor im Vergleich zur Turbine und dem Hubkolbendampfmotor niedriger. Hinzu kommt der Vorteil, daß für den Schraubenmotor keine neuen Fertigungsanlagen notwendig sind, da die Maschine direkt aus der bestehenden Schraubenkompressorfertigung ausgekoppelt werden kann.

1) ORC : Organic-Rankine-Cycle

Die experimentellen Versuchsstandsuntersuchungen und der praktische Einsatz der in verschiedenen Einsatzbereichen realisierten Schraubenmotoranlagen, zumeist als Anlagen kleiner Leistung ausgeführt, haben nachgewiesen, daß mit diesem Konzept eine kostengünstige und wirtschaftliche Energiewandlung möglich ist. Die Schraubenmotoranlage stellt somit auf dem Gebiet der Abwärme- und Solarenergienutzung eine zukunftsträchtige Technologie dar. Ziel und Aufgabe der Industrie wird es sein, den Schraubenmotor zu einem optimierten Serienprodukt (Baureihenbildung) zu entwickeln, um zukünftig eine große Einsatzbreite zu gewährleisten, die Investitionskosten weiter zu senken und so die Amortisationszeiten zu verkürzen.

Alle bis heute konzipierten und gebauten Schraubenmotor-Anlagen sind Prototypentwicklungen bzw. Einzelanlagen für spezielle Einsatzfälle im Bereich der Solarenergie- und Abwärmenutzung. Umfassende Betriebsdaten von der Anlagenkomponente Schraubenmotor liegen deshalb nur in geringem Umfang vor, so daß allgemeingültige Auslegungskriterien fast gänzlich fehlen. Eine leicht handhabbare Auslegung des Schraubenmotors war bislang daher nicht möglich.

Am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund wurde deshalb schon früh parallel zu der experimentellen und konstruktiven Schraubenmotorenentwicklung die theoretische Durchdringung verstärkt vorangetrieben und die Berechnung von Schraubenmotoren mit Hilfe eines Simulationsprogrammes aufgebaut, /1/ bis /5/.

Zielsetzung des vom BMFT und der Industrie geförderten Forschungsvorhabens "Schraubenmotor" war es, Auslegungskriterien für Schraubenmotoren zu erarbeiten und darauf basierend ein handhabbares, allgemeingültiges Auslegungsverfahren zu entwickeln, das einen Anlagenplaner in die Lage versetzt, den energetisch optimalen Schraubenmotor mit seinen zugeordneten geometrischen Abmessungen für verschiedene Arbeitsfluide auszulegen, ohne dabei auf aufwendige Rechenprogramm Pakete zurückgreifen zu müssen.

Zunächst sind mit Hinblick auf die Zielsetzung Reihenuntersuchungen des Schraubenmotor-Betriebsverhaltens unter Verwendung unterschiedlicher Arbeitsfluide mit Hilfe des entwickelten Simulationsprogrammes durchgeführt worden, um so zunächst allgemeine Aussagen über die Einflußgrößen auf die Schraubenmotor-

Kenngrößen zu erhalten und hieraus gezielt Auslegungskriterien für den Schraubenmotor abzuleiten. Über die Optimierungsmöglichkeiten mit Hinweisen auf den Einfluß von Betriebsparametern, verschiedenen Arbeitsfluiden, Spaltprioritäten und Volumenverhältnissen wurde schon zur Tagung "Schraubenmaschinen 87" ausführlich berichtet /5/.

Im folgenden soll das entwickelte Auslegungsverfahren für die trockenlaufende quasi adiabate Betriebsweise des Schraubenmotors unter dem Kriterium einer optimalen Energiewandlung vorgestellt und erläutert werden. Das für beliebige Profilformen gültige Auslegungsverfahren basiert auf der Anwendung von dimensionslosen, schraubenmaschinenspezifischen Kennzahlen. Diese schaffen den Zusammenhang zwischen den vorgegebenen Betriebsparametern und den zu ermittelnden Auslegungsdaten des Schraubenmotors, ähnlich wie es im strömungs- und verfahrenstechnischen Apparate- und Anlagenbau angewendet wird. Einem Anlagenplaner steht damit ein Auslegungsverfahren zur Verfügung, mit dessen Hilfe er, ausgehend von den im allgemeinen bekannten Daten seiner nutzbaren Energiequelle, die geometrischen Auslegungsdaten des optimalen Schraubenmotors für seinen speziellen Einsatzfall auslegen kann.

Die Auslegungsvorgehensweise und die Bestimmung der geometrischen Auslegungsdaten wie einzubauendes Volumenverhältnis und Hauptrotordurchmesser wird im folgenden detailliert anhand einer exemplarischen Auslegung für die geplante, universitäre Rückverstromungsanlage zur Nutzung der Abgaswärme einer 2 MW Gasturbinenanlage erläutert.

2. Auslegung des Schraubenmotors

2.1 Definition der Maschinenkenngrößen und Kennzahlen

Maschinenkenngrößen dienen zur Charakterisierung des Maschinenbetriebsverhaltens und sind zur Beschreibung des Optimierungszieles wichtig. Sie bilden die Bezugsgrößen der Kennzahlen hinsichtlich des entwickelten Auslegungsverfahrens für den Schraubenmotor.

Der **Füllungsgrad** λ_F ist als das Verhältnis von tatsächlich zugeführtem Massenstrom \dot{m} zu theoretisch zuführbarem Massenstrom \dot{m}_{th} definiert

$$\lambda_F := \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (\text{Gl. 1}).$$

Der theoretisch zuführbare Massenstrom \dot{m}_{th} wird zum Zeitpunkt des Expansionsbeginnes, der Profillückenraum schließt dann gerade gegenüber der Hochdruckseite ab, mit den hochdruckseitigen Zustandsgrößen des Arbeitsfluides bestimmt.

Er läßt sich mit dem theoretischen Eintrittsvolumenstrom \dot{V}_E ermitteln zu

$$\dot{m}_{th} = \frac{\dot{V}_E}{v_E} \quad (\text{Gl. 2}).$$

Mit Hilfe der Maschinenkenngröße Füllungsgrad können integrale Aussagen über die relative Dichtheit der Spalte, aber auch Aussagen über den Füllungsvorgang des Profillückenraumes auf der Hochdruckseite, getroffen werden. Der Füllungsvorgang bewirkt, im Gegensatz zu den Spaltmassenströmen, eine Verkleinerung des Füllungsgrades, da kleine Einlaßquerschnitte auf das einströmende Arbeitsfluid merklich als Drossel wirken und damit die Füllung des Profillückenraumes erheblich beeinträchtigen.

Die Beurteilung der Energiewandlungsgüte im Schraubenmotor erfolgt mit dem **indizierten, isentropen Gütegrad** $\eta_{i,s}$. Er ist definiert als das Verhältnis der indizierten oder inneren Leistung P_i zur Leistung einer vollkommen dichten Maschine bei isentroper Expansion P_s

$$\eta_{i,s} := \frac{P_i}{P_s} \quad (\text{Gl. 3}).$$

Die isentrope Leistung P_s läßt sich mit dem tatsächlich zugeführten Massenstrom \dot{m} und der spezifischen, isentropen Arbeit w_s ausdrücken zu

$$P_s = \dot{m} w_s \quad (\text{Gl. 4})$$

Die spezifische Arbeit w_s bei einer isentropen Zustandsänderung eines idealen Gases lautet

$$w_s = \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_E \left[\left(\frac{P_A}{P_E} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (\text{Gl. 5}).$$

Eine weitere wichtige Maschinenkenngroße des Schraubenmotors stellt das **innere Volumenverhältnis** v_i dar. Das innere Volumenverhältnis v_i wird durch die Lage der Steuerkanten im Gehäuse bestimmt. Es stellt eine geometrische Maschinenkenngroße des Schraubenmotors dar und gibt das Verhältnis von theoretischem Kammervolumen bei Expansionsende V_A zu dem bei Expansionsanfang V_E an

$$v_i := \frac{V_A}{V_E} \quad (\text{Gl. 6}).$$

mit

$$V_A = C C_{th} L/D_{HR} D_{HR}^3 \quad (\text{Gl. 7}).$$

Aufgrund der komplexen thermodynamischen und strömungsmechanischen Abläufe in der Maschine kann der Schraubenmotor nicht durch einfache physikalische Modelle beschrieben werden. Deshalb ist in den meisten Fällen die allgemeingültige Erfassung des Maschinenverhaltens einem Anwender nicht zugänglich. Dieser Sachverhalt wird durch das Vorhandensein von nur wenigen experimentellen Ergebnissen unterstützt. Darum soll das Schraubenmotor-Betriebsverhalten einem weiten Anwenderkreis mittels **Kennzahlen** zugänglich gemacht werden, analog zu der Beschreibung des recht komplizierten physikalischen Verhaltens von Strömungs- und Wärmevergängen durch Kennzahlen, die im allgemeinen die Charakteristika des physikalischen Geschehens als integrale Größen erfassen.

Die Herleitung der Kennzahlen für den Schraubenmotor erfolgt mit Hilfe der Dimensionsanalyse (II-Theorem nach Buckingham, /12/). Diese **Kennzahlen** dienen dann als Basis für das Auslegungsverfahren. Als Ergebnis für den "trockenlaufenden, adiabaten Schraubenmotor" ergeben sich 10 Kennzahlen, Bild 1.

Vier Kennzahlen beinhalten im wesentlichen die Charakteristika der Schraubenmotorgeometrie. Die geometriebeschreibenden Kennzahlen sind das Längendurchmesser Verhältnis, das Spalthöhendurchmesser Verhältnis, die Volumenzahl sowie die profilformbeschreibende Profilkonstante.

Weitere vier Kennzahlen beinhalten arbeitsfluidartabhängige Größen. Von der jeweiligen Arbeitsfluidart hängen die Mach-Umfangszahl und die Reynolds-Umfangszahl ab. Hinzu kommt der Isentropenexponent als fluidspezifische Kennzahl sowie die Druckzahl, die die spezifische, isentrope Arbeit w_s ins Verhältnis zum Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} bzw. ihrer kinetischen Energie $u_{HR}^2/2$ setzt.

Geometriebeschreibende Kennzahlen

Längendurchmesser Verhältnis	$\Pi_1 = L/D_{HR}$
Spalthöhendurchmesser Verhältnis	$\Pi_2 = h/D_{HR}$
Volumenzahl	$\Pi_3 = V_E/D_{HR}^3$
Profilkonstante	$\Pi_4 = C C_{th}$

Thermodynamische Kennzahlen

Mach-Umfangszahl	$\Pi_5 = a/u_{HR}$
Reynolds-Umfangszahl	$\Pi_6 = u_{HR} D_{HR} / \nu$
Isentropenexponent	$\Pi_7 = \kappa$
Druckzahl	$\Pi_8 = w_s / u_{HR}^2$

Maschinenbetriebsbeschreibende Kennzahl

Anlagendruckverhältnis	$\Pi_9 = p_E / p_A$
------------------------	---------------------

Strömungsmechanische Kennzahl

Spaltmassendurchflußzahl	$\Pi_{10} = \alpha$
--------------------------	---------------------

Zielorientierte Kennzahlen-Kombination

$$\Pi_{11} = \frac{v_i}{p_E/p_A} \frac{u_{HR}}{a}$$

Bild 1: Kennzahlen des Schraubenmotors
 Fig. 1: Characteristic values of the screw-type engine

ferner ergeben sich das Anlagendruckverhältnis als maschinenbetriebsbeschreibende Kennzahl und die Spaltmassendurchflußzahl, die die Spaltmassenströme in der Maschine repräsentiert.

Die "Potenzkombination von Kennzahlen" stellt zur zielorientierten Beschreibung bzw. Darstellung bestimmter Abhängigkeiten einen zulässigen und durchaus zweckmäßigen Schritt dar. Mit der Anwendung, der hier mit Π_{11} bezeichneten kombinierten Kennzahl, konnte z.B. das Schraubenmotor–Auslegungsverfahren wesentlich vereinfacht werden. Die Kennzahlenkombination Π_{11} erlaubt eine besonders einfache Zuordnungsmöglichkeit in Hinblick auf die Ermittlung des Füllungsgrades. Sie verknüpft in ihrer Zusammensetzung das eingebaute Volumenverhältnis, das Anlagendruckverhältnis und die Mach–Umfangszahl

2.2 Voraussetzungen und Annahmen

Grundlage des Auslegungsverfahrens bildet das entwickelte Simulationsprogramm für typunabhängige, trockenlaufende Schraubenmotoren. Es handelt sich hierbei um ein iteratives Verfahren, das auf ein adiabates Kammermodell aufbaut. Die dissipativen Strömungsvorgänge an den druckseitigen Steuerkanten und den Spalten des Schraubenmotors sind durch an Modellen experimentell bestimmter Durchflußbeiwerte erfaßt. In den Rechnungen werden die profilformabhängigen Durchflußbeiwerte und die vorgegebenen Spalthöhendurchmesserhältnisse über dem Hauptrotordrehwinkel als konstant angenommen.

Handelsname	Chemische Bezeichnung	t_{\max} °C	κ –	Gaskon- stante R J/kgK
R11	Trichlorfluormethan	150	1.12	60.5
R12	Dichlorfluormethan	160	1.15	68.7
R22	Chlordifluormethan	200	1.17	96.2
R113	Trichlortrifluoräthan	130	1.09	44.4
R114	Dichlortetrafluoräthan	200	1.05	48.6
H ₂ O	Wasser	–	1.31	461.5

Bild 2 : Thermodynamische Daten von verwendeten Arbeitsfluiden

Fig. 2 : Thermodynamic datas of used working fluids

Innerhalb der jeweils begrenzten Druck- und Temperaturbereiche des Schraubenmotors gelten die in Bild 2 angegebenen Stoffwerte der Arbeitsfluide als Mittelwerte. Mit dieser Vereinfachung sollen speziell die Verknüpfungen der Stoffgrößen überschaubar gehalten werden, so daß Kennzahlen, die Stoffgrößen beinhalten, später einer einfachen Berechnung zugänglich bleiben. Die Simulation der Energiewandlung im Schraubenmotor erfolgt jedoch ausschließlich mit den Realgaswerten des vorgegebenen Arbeitsfluides, /13/ und /14/.

2.3 Darstellung des Auslegungsverfahrens

Zur besseren Übersicht wird zunächst der Ablaufplan des Auslegungsverfahrens "Schraubenmotor" vorangestellt, Bild 3. Er gibt eine grafische Darstellung der einzelnen, durchzuführenden Schritte des iterativen Auslegungsverfahrens mit den zu bestimmenden Auslegungsgrößen wieder. Zur Bestimmung der Auslegungsgrößen sind die jeweils entsprechend auszuwählende Auslegungsblätter, Bild 4 bis Bild 9, heranzuziehen.

Das entwickelte Auslegungsverfahren für den Schraubenmotor, unter dem Kriterium einer optimalen Energiewandlung erstellt, geht davon aus, daß im allgemeinen von der zu nutzenden Wärmequelle

- das Trägerfluid (gasförmig, dampfförmig oder flüssig),
 - das Temperaturniveau
- und
- der Wärmehalt

bekannt sind. Ausgehend von diesen Daten folgen zunächst, unabhängig vom einzusetzenden Maschinentyp, aus übergeordneten, thermodynamischen Gesichtspunkten im allgemeinen thermische Kreislaufberechnungen, die vorgegebenen äußeren Betriebsparameter der Expansionsmaschine. Diese werden im folgenden als "Basisdaten" bezeichnet. Die Kreislaufberechnungen legen unter Beachtung der gegebenen Restriktionen und gestellten Anforderungen für die Anlage das optimale Arbeitsfluid und die energetisch günstigste Kreisprozeßführung mit den zugehörigen Zustandsgrößen des Arbeitsfluides fest. Mittels der bekannten Absolutwerte über die nutzbare Wärmemenge der Wärmequelle kann so der umlaufende Anlagenmassenstrom des Arbeitsfluides verifiziert werden. Damit ist die Datenbasis für die im folgenden geschilderte, iterative Auslegung eines Schraubenmotors bereitgestellt.

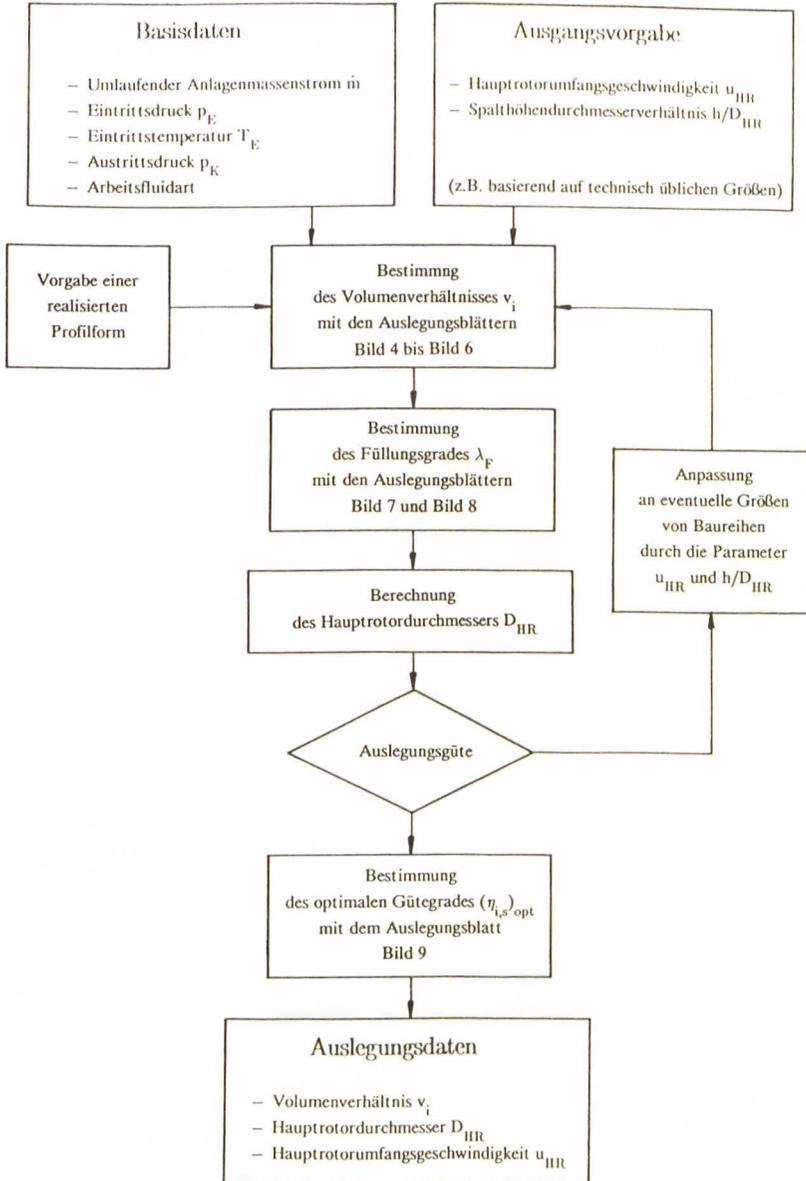


Bild 3 : Ablaufplan zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren

Fig. 3 : Course of layout for dry-running screw-type engines

Die Basisdaten für das Auslegungsverfahren sind also

- der umlaufende **Anlagenmassenstrom** \dot{m}
- die **Eintrittstemperatur des Arbeitsfluides** T_E
- der **Druck am Maschineneintritt** p_E
- der **Druck am Maschinenaustritt** p_A und
- das **Arbeitsfluid**¹⁾ mit seinen thermodynamischen Eigenschaften.

Mit diesen Basisdaten und den während des Auslegungsganges ermittelten Auslegungsdaten lassen sich die beschriebenen Kennzahlen für den Schraubenmotor bestimmen.

Für den ersten Iterationsschritt des Auslegungsverfahrens ist die angestrebte Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} für den Schraubenmotor und die Spalthöhenvorgabe h/D_{HR} vorzugeben.

Beim trockenlaufenden Schraubenmotor bewegen sich in Anlehnung an die serienmäßig hergestellten Schraubenkompressoren die möglichen Umfangsgeschwindigkeiten im Bereich von 60 bis 120 m/s, für Sonderkonstruktionen bis > 150 m/s. Die Vorgabe des Spalthöhenverhältnisses h/D_{HR} berücksichtigt die Spalte zwischen den Rotoren und zwischen Rotoren und Gehäuse. Das übliche Spalthöhenverhältnis liegt bei kleineren Schraubenkompressortypen bei $1,2 \cdot 10^{-3}$ und fällt bei größeren Kompressoren auf $0,6 \cdot 10^{-3}$ je nach Stand der Technik ab. Näherungsweise kann man das Spalthöhenverhältnis h/D_{HR} mit D_{HR} in [m] zu

$$\frac{h}{D_{HR}} = (1,3 - 1,48 D_{HR}) 10^{-3} \quad (\text{Gl. 8})$$

abschätzen, Heinz /11/. Genauere Angaben über die realen Spalthöhen in der Schraubenmaschine geben die Datenblätter und Meßprotokolle der Schraubenmaschinenhersteller für die entsprechenden Profile.

Im ersten Schritt des Auslegungsverfahrens läßt sich, ausgehend vom Anlagen-druckverhältnis Π , der Arbeitsfluidart sowie einer ersten Annahme für die

1) Trägerfluid und Arbeitsfluid können, aber müssen nicht identisch sein.

angestrebte Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} am Hauptrotor und für das Spalthöhenverhältnis $\Pi_2^{1)} = h/D_{HR}$ mit Hilfe der Auslegungsblätter Bild 4 bis Bild 6, das einzubauende Volumenverhältnis v_i des Schraubenmotors bestimmen. Die Bilder verdeutlichen für die untersuchten Profilformen

– asymmetrisches 4+6 SRM–Profil (Bild 4)

– symmetrisches 4+6 SRM–Profil (Bild 5)

und – asymmetrisches 5+7 MAN GHH–Profil (Bild 6)

die Zuordnung des einzubauenden Volumenverhältnisses zum Anlagendruckverhältnis für die Arbeitsfluide R22, R114 und H_2O . Entsprechend dem gegebenen Profiltyp ist für den jeweiligen Einsatzfall das zugehörige Auslegungsblatt zu verwenden.

Die Auslegungsuntersuchung zeigt, daß nur eine geringe Abhängigkeit von der Profilform besteht. Der Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit ist hier vernachlässigbar gering.

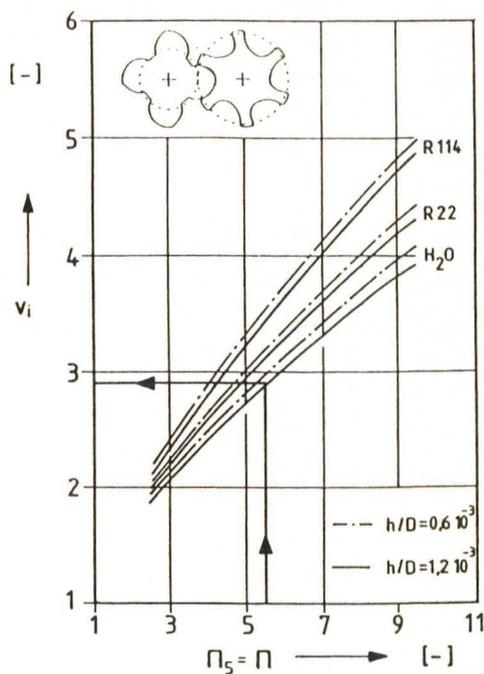


Bild 4 :
Auslegungsblatt für das einzubauende innere Volumenverhältnis v_i in Abhängigkeit von der Kennzahl Π_5 für das asym. 4+6 SRM–Profil
Parameter :
Arbeitsfluidart und Spalthöhenverhältnis Π_2

Fig. 4 :
Volume ratio vs. the characteristic value Π_5 with the asym. 4+6 SRM–profile

1) Man beachte, daß üblicherweise sowohl das Druckverhältnis mit $p_E/p_A = \Pi$ als auch für die Kennzahlen Π , jedoch mit einem Index, z.B. Π_9 , verwendet wird (Π -Theorem).

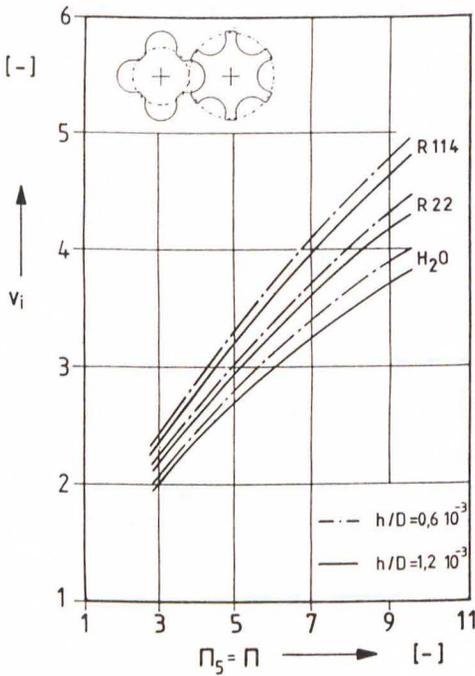


Bild 5 :
 Auslegungsblatt für das einzubauende innere Volumenverhältnis v_i in Abhängigkeit von der Kennzahl Π_5 für das sym. 4+6 SRM-Profil
 Parameter :
 Arbeitsfluidart und Spalthöhenverhältnis Π_2

Fig. 5 :
 Volume ratio vs. the characteristic value Π_5 with the sym. 4+6 SRM-profile

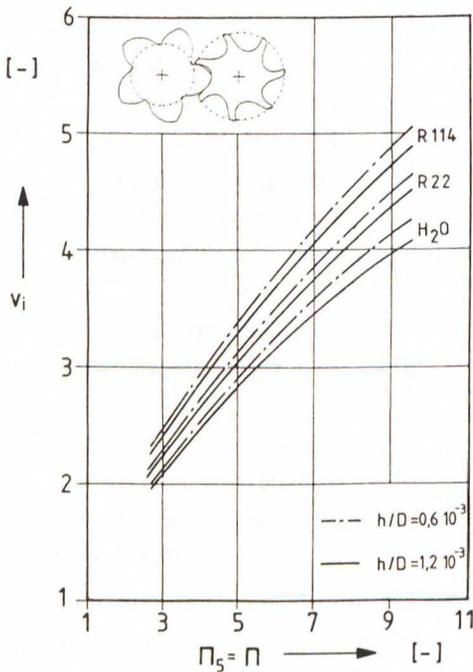


Bild 6 :
 Auslegungsblatt für das einzubauende innere Volumenverhältnis v_i in Abhängigkeit von der Kennzahl Π_5 für das asym. 5+7 MAN GHH-Profil
 Parameter :
 Arbeitsfluidart und Spalthöhenverhältnis Π_2

Fig. 6 :
 Volume ratio vs. the characteristic value Π_5 with asym 5+7 MAN GHH profile

Im zweiten Schritt des Auslegungsverfahrens erfolgt die Berechnung des Hauptrotordurchmessers D_{HR} . Dazu ist der Füllungsgrad λ_F mittels der Auslegungsblätter Bild 7 und Bild 8, zu bestimmen, die die Zuordnung des Füllungsgrades λ_F als Funktion der Kennzahl Π_{11} mit den Parametern Anlagendruckverhältnis Π und vorgegebenes Spalthöhenverhältnis $\Pi_2 = h/D_{HR}$ wiedergeben. Bei der Bestimmung des Füllungsgrades für einen Zwischenwert des Spalthöhenverhältnisses sind beide Auslegungsblätter heranzuziehen. Der gesuchte Füllungsgrad ist dann als Zwischenwert linear zu interpolieren.

Durch Auflösen der Definitionsgleichung (Gl.1) für den Füllungsgrad kann der theoretische Eintrittsvolumenstrom \dot{V}_E unter Verwendung der (Gl. 2) mit dem vorgegebenen, umlaufenden Massenstrom und dem Füllungsgrad zunächst geschrieben werden als

$$\dot{V}_E = \frac{\dot{m} v_E}{\lambda_F} \quad (\text{Gl. 9}).$$

Der theoretische Eintrittsvolumenstrom \dot{V}_E läßt sich aber auch aus der Definitionsgleichung (Gl.6) für das innere Volumenverhältnis v_i und durch Einsetzen der (Gl.7) ausdrücken

$$\dot{V}_E = \frac{V_A n_{HR}}{v_i} = \frac{C C_{th} \frac{L}{D_{HR}} D_{HR}^2 u_{HR}}{v_i \pi} \quad (\text{Gl. 10}).$$

Eine Bestimmungsgleichung für den Hauptrotordurchmesser D_{HR} des Schraubensmotors erhält man schließlich durch Gleichsetzen der (Gl. 9) und (Gl. 10) sowie durch nachfolgendes Auflösen

$$D_{HR} = \sqrt{\frac{\dot{m} v_E v_i \pi}{\lambda_F C C_{th} \frac{L}{D_{HR}} u_{HR}}} \quad (\text{Gl. 11}).$$

Das Längendurchmesserverhältnis $\Pi_1 = L/D_{HR}$ und die Profilkonstanten $\Pi_4 = CC_{th}$ sind für das gegebene Profil entsprechend einzusetzen.

Als Ergebnis der Auslegung liegen somit zunächst die geometrischen Abmessungen wie einzubauendes Volumenverhältnis und Hauptrotordurchmesser sowie der Füllungsgrad des Schraubensmotors vor.

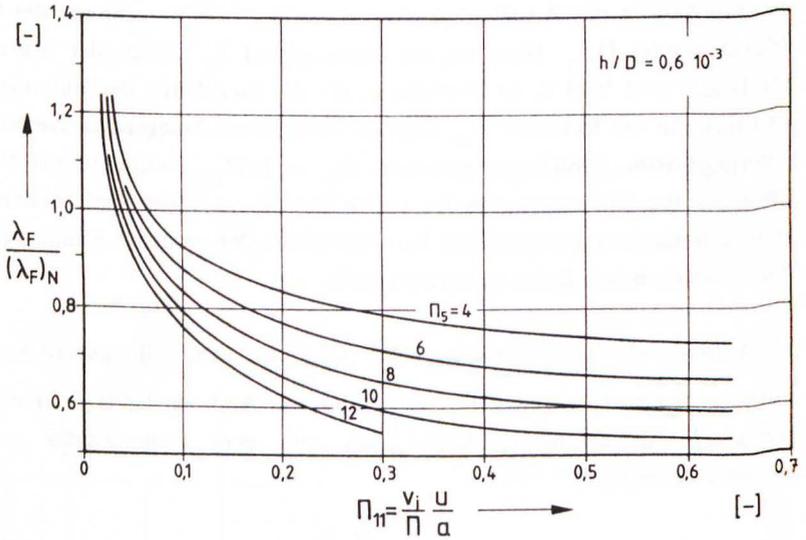


Bild 7: Auslegungsblatt für den bezogenen Füllungsgrad $\lambda_F/(\lambda_F)_N$ in Abhängigkeit von der Kennzahl Π_{11}

Fig. 7: Relative filling rate $\lambda_F/(\lambda_F)_N$ vs. the characteristic value Π_{11}

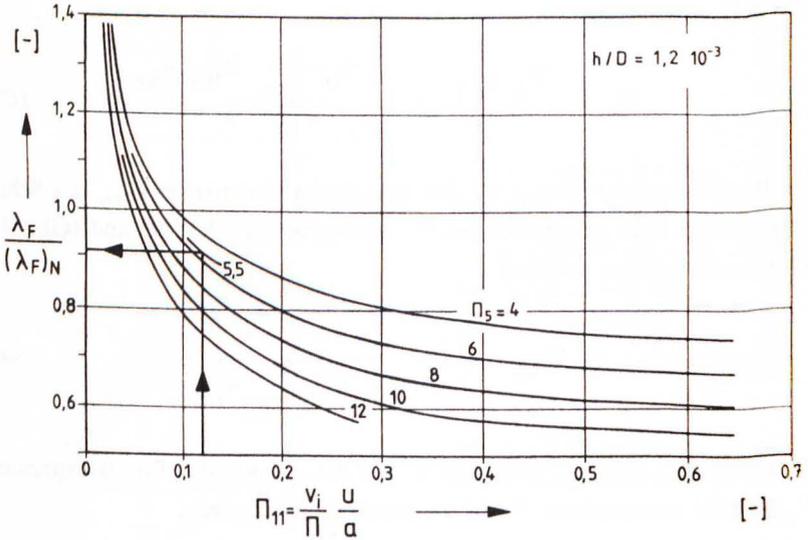


Bild 8: Auslegungsblatt für den bezogenen Füllungsgrad $\lambda_F/(\lambda_F)_N$ in Abhängigkeit von der Kennzahl Π_{11}

Fig. 8: Relative filling rate $\lambda_F/(\lambda_F)_N$ vs. the characteristic value Π_{11}

Da gegenwärtig noch keine spezielle Serienfertigung für den Schraubenmotor besteht, muß zunächst noch für den Einsatz auf modifizierte Versionen von Schraubenkompressoren zurückgegriffen werden. Die Auslegung bleibt daher auf die üblichen Baureihenstufungen der Hauptrotordurchmesser beschränkt. Demzufolge ist der Hauptrotordurchmesser auf die nächstliegende gegebene, kleinere Stufungsgröße hin zu korrigieren und für den nächsten Iterationsschritt eine neue Umfangsgeschwindigkeit zu berechnen. Die Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich aus der Bedingung eines konstanten theoretischen Eintrittsvolumenstroms. Durch Umformen der (Gl. 11) kann dann die neue Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} ermittelt werden

$$u_{\text{HR}} = \frac{\dot{m} v_E v_i \pi}{\lambda_F C C_{\text{th}} \frac{L}{D_{\text{HR}}} D_{\text{HR}}^2} \quad (\text{Gl. 12}).$$

Damit liegen dann die Größen für eine verfeinerte Auslegung vor, die je nach geforderter Auslegungsgüte mehrmals zu wiederholen ist.

Die Bestimmung des optimalen Gütegrades $(\eta_{i,s})_{\text{opt}}$ und die damit zu berechnende innere Leistung P_i nach (Gl. 3) erfolgt mit dem Auslegungsblatt Bild 9. Dargestellt ist der Verlauf des bezogenen, optimal erreichbaren Gütegrades $(\eta_{i,s})_{\text{opt}}/(\eta_{i,s})_N$ in Abhängigkeit von der Kennzahl Π_8 mit dem Parameter Spalthöhenverhältnis Π_2 .

Bild 9 veranschaulicht, daß durch die Verwendung von Arbeitsfluiden mit relativ geringen Schallgeschwindigkeiten, also bei kleinen Kennzahlen Π_8 , eine deutliche Gütegradverbesserung erzielt werden kann. Aber auch eine Minimierung der Spalthöhen stellt für den Schraubenmotor eine zwingende Forderung zur Erhöhung des Gütegrades dar. Die durch ein geändertes Spalthöhenverhältnis erreichbare Gütegradverbesserung läßt sich linear zwischen den Kurvenverläufen interpolieren.

Die in Bild 9 dargestellten Verläufe sind als Ausgleichskurven zu verstehen, die sich für die drei betrachteten Profilformen sowie für die verschiedenen Arbeitsfluide aus punktweise aufgetragenen Betriebszuständen ergeben. Als prozentuale Bandbreitenabweichung läßt sich für den indizierten, isentropen Gütegrad $(\eta_{i,s})_{\text{opt}}$ maximal 1% angeben.

Eine abschließende Abschätzung der zu erwartenden effektiven Kupplungsleistung P_e kann in erster Näherung mit einer Annahme für den mechanischen Wirkungsgrad basierend auf den experimentellen Untersuchungen an Schraubenmotoren durchgeführt werden.

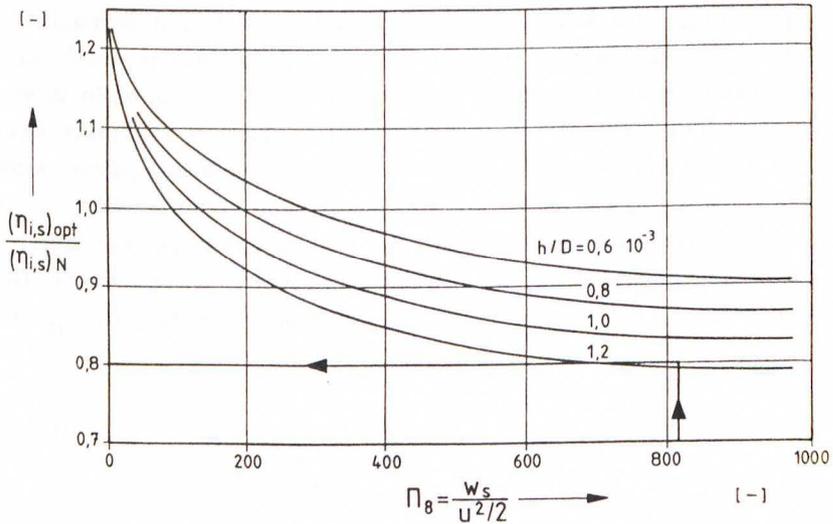


Bild 9 : Auslegungsblatt für den bezogenen indizierten, isentropen Gütegrad $(\eta_{i,s})_{opt}/(\eta_{i,s})_N$ in Abhängigkeit von der Kennzahl Π_8

Fig. 9 : Relative indicated, isentropic efficiency $(\eta_{i,s})_{opt}/(\eta_{i,s})_N$ vs. the characteristic value Π_8

2.4 Exemplarische Auslegung eines Schraubenmotors

Entsprechend der zuvor beschriebenen allgemeinen Vorgehensweise sind zunächst die Basisdaten zur Auslegung des Schraubenmotors festzulegen. Für die geplante Rückverstromungsanlage der Energieversorgung der Universität Dortmund ergeben sich aus der vorgeschalteten thermischen Kreislaufberechnung unter Beachtung der gegebenen Restriktionen und gestellten Anforderungen für die Anlage das Arbeitsfluid, die Zustandsgrößen des Arbeitsfluides vor und hinter der Maschine sowie der umlaufende Anlagenmassenstrom. Damit steht folgende quantitative Datenbasis für die exemplarische Auslegung des Schraubenmotors fest:

– Umlaufender Anlagenmassenstrom	$\dot{m} = 0.39 \text{ kg/h}$
– Arbeitsfluid–Eintrittstemperatur	$T_E = 220 \text{ °C}$
– Druck am Maschineneintritt	$p_E = 22.1 \text{ bar}$
– Druck am Maschinenaustritt ¹⁾	$p_A = 4.0 \text{ bar}$
– Arbeitsfluid	Wasserdampf

¹⁾ Das Arbeitsfluid wird im Blockheizkraftwerk auch zu Fernheizzwecken genutzt.

Für den ersten Iterationsschritt des Auslegungsverfahrens wird eine Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} von 120 m/s angenommen. Die Spalthöhenvorgabe h/D_{HR} , abgeschätzt für einen Hauptrotordurchmesser von 100 mm nach (Gl. 8), beträgt 1.15. Als Profilform wird das asymmetrische 4+6 SRM-Profil gewählt. Mit den Basisdaten Anlagendruckverhältnis $\Pi = 5.5$ und dem Spalthöhenverhältnis $h/D_{\text{HR}} = 1.15$ kann für das Arbeitsfluid Wasserdampf mit dem Auslegungsblatt Bild 4 das zum Erreichen einer optimalen Energiewandlung einzubauende Volumenverhältnis v_1 zu 2.95 ausgelegt werden.

Mit der Kennzahl Π_{11} , die aus den Basisdaten und dem schon bekannten Volumenverhältnis berechnet werden kann, läßt sich nun mit dem Auslegungsblatt Bild 8 der Füllungsgrad zu $\lambda_{\text{F}}/(\lambda_{\text{F}})_{\text{N}} = 0.91$ bestimmen. Nach (Gl. 11) erfolgt anschließend die rechnerische Ermittlung des Hauptrotordurchmessers. Er beträgt $D_{\text{HR}} = 58.3$ mm.

Da die Auslegung auf die üblichen Baureihenstufungen der Hauptrotordurchmesser beschränkt bleibt, ist der Hauptrotordurchmesser für die gewählte Profilform auf die nächstliegende Stufungsgröße, in diesem Fall $D_{\text{HR}} = 102$ mm, hin zu korrigieren. Mit (Gl. 12) kann nun die zugeordnete Umfangsgeschwindigkeit, unter der Bedingung eines konstanten theoretischen Eintrittsvolumenstroms, mit $u_{\text{HR}} = 30$ m/s bestimmt werden. Für eine trockenlaufende Maschine ein sehr kleiner Wert. Hier wäre zunächst nach Möglichkeiten zu suchen, den umlaufenden Massenstrom zu erhöhen, oder nach einer kleineren Maschine Ausschau zu halten.

Der zweite, wesentlich verfeinerte Auslegungsiterationsschritt liefert als Ergebnis einen neuen Hauptrotordurchmesser von $D_{\text{HR}} = 99.6$ mm. Da für den Hauptrotordurchmesser der Vorgabewert und das Auslegungsergebnis hinreichend miteinander übereinstimmen, ist die Auslegung der Schraubenmotor-Geometrie damit abgeschlossen.

In einem letzten Schritt kann mit dem Auslegungsblatt Bild 9 die erreichte optimale Güte der Energiewandlung, ausgedrückt durch den optimalen indizierten, isentropen Gütegrad $(\eta_{i,s})_{\text{opt}}$, und damit die zu erwartende innere Leistung P_i des Schraubenmotors bestimmt werden. Über die Druckzahl, definiert als Verhältnis von spezifisch, isentroper Arbeit zum Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit,

erfolgt hier mit dem Parameter Spalthöhenverhältnis die Zuordnung zum Gütegrad ($\eta_{i,s})_{opt}$. Mittels der Definitionsgleichung (Gl. 3) für den Gütegrad ist dann die innere Leistung zu $P_i = 80 \text{ kW}$ berechenbar. Unter der Annahme eines mechanischen Wirkungsgrades von η_m von 0.8 steht somit eine effektive Kuppelleistung P_e von 63 kW zur Verfügung.

3. Literatur

- /1/ Kauder, K. Der Schraubenmotor— Eine vielversprechende Antriebsmaschine zur Nutzung der Abwärme.
In : BWK Bd. 37. Nr. 78. , 1985
- /2/ Kauder, K. Das Prinzip des Schraubenmotors
Ein erster zweistufiger Motor im Einsatz.
In : Umschau, Das Wissenschaftsmagazin
Nr. 5. Frankfurt : Brönnner, 1984
- /3/ Kauder, K. Entwicklungsprobleme von Schraubenmotoren.
In : VDI—Berichte 521, Düsseldorf : VDI Verlag, 1984
- /4/ Kauder, K. Entwicklung einer neuen Abwärmetechnologie und ihre Einsatzmöglichkeiten.
In : Zweiter Workshop des Innovationsförderungs— und Technologietransfer—Zentrums der Hochschulen des Ruhrgebietes
- /5/ Kauder, K. Auslegungskriterien für Schraubenmotoren.
Dreißig, B. In : VDI—Berichte 640, Düsseldorf : VDI Verlag, 1987
- /6/ Hanselmann, G Entwicklung und Erprobung von schiebergesteuerten Schraubenmaschinen und des erforderlichen Maschinenkreislaufes als Grundlage für die Auslegung solarer Kleinkraftanlagen mit Leistungen von 50–500 kW.
In : BMFT Forschungsbericht T84 – 027

- /7/ Hanselmann, G Maschinenkreisläufe mit Schraubenmotoren.
In : VDI-Berichte 521, Düsseldorf : VDI Verlag, 1984
- /8/ Paintner, L. Schraubenmotor im ORC-Kreislauf.
In : VDI-Berichte 640, Düsseldorf : VDI Verlag, 1987
- /9/ M.A.N. Organische Rankine Kreisläufe (ORC)
Mechanische und elektrische Energie aus niedertempe-
rierten Wärmequellen.
M.A.N. – Neue Technologie , Firmenschrift
- /10/ Huppmann, G. Abwärmenutzung in der Industrie unter Verwendung
des organischen Rankine Kreisprozesses.
In : BMFT Forschungsbericht T85-110
MBB GmbH, München, 1985
- /11/ Heinz, A. Verdrängermaschinen I und II.
Handbuch Energie, TÜV Rheinland
Technischer Verlag Resch, 1984
- /12/ Buckingham, E Dimensional Analysis.
In : The Physical Review, Vol. IV, Series II.
Lancaster, PA., and Ithaca, N.Y., 1914
- /13/ Döring, R. Thermodynamische Eigenschaften von Kältemitteln
Firmenunterlagen der Kali-Chemie AG, Hannover
- /14/ Schmidt, E. Zustandsgrößen von Wasserdampf und Wasser.
Berlin, Heidelberg, New York
Springer Verlag, 1982