

Einsatz von Gasstrahlpumpen zur Sicherung hoher Entnahmeleistungen aus Untertagespeichern

Wolfgang Schacht, Francesca A. Slobodkina

Erdgasspeicher, Entnahmeleistung, Gasstrahlpumpen, Berechnungsgrundlagen, Untertagespeicher, Gaslagerstätten, MATLAB® - Rechenprogramm, Wirtschaftlichkeit

In der vorliegenden Arbeit wird der Einsatz von Gasstrahlpumpen zur Sicherung hoher Entnahmeleistungen aus Untertagespeichern oder erschöpften Lagerstätten vorgestellt. Die dazu mit dem Programmpaket MATLAB® entwickelte Toolbox ist für die Berechnung und konstruktive Auslegung derartiger Pumpaggregate universell einsetzbar. Anhand eines Beispiels wird die Wirtschaftlichkeit des Einsatzes von Gasstrahlpumpen nachgewiesen.

The article deals with application of gas jet pumps to secure high output power of underground storage or exhausted deposits. The Toolbox developed on the basis of MATLAB® can be universally used for calculation and construction of such pump devices. An example presented in the article demonstrates the economy of application of gas jet pumps.

1. Einleitung

Die Untertagespeicherung von Erdgas ist ein im hohen Maße effizienter Prozess, der die konstanten Erdgaslieferungen über lange Transitleitungen mit den saisonalen und wetterabhängigen Marktbedarf in Übereinstimmung bringt. Während des Sommers, wenn die Lieferungen über dem Bedarf liegen, werden die frei verfügbaren Erdgasmengen in die Untertagespeicher eingespeist. Während des Winters, wenn der Bedarf über den Lieferungen liegt, wird dieses Gas den Speichern wieder entnommen. Die Untertagespeicherung erfolgt entweder in Porenspeichern, d.h. in der Regel in wasserführenden porösen und permeablen Gesteinsschichten, oder in großen Hohlräumen (Kavernen), die durch Aussolen in bestimmten Salzformationen geschaffen werden [1].

Der Einsatz von Untertagespeichern ist nur dann wirtschaftlich, wenn es den Versorgungsunternehmen gelingt, mit der eingelagerten Erdgasmenge die an kalten Tagen über einem vorgegebenen Schwellwert liegenden Leistungsspitzen abzudecken und die Jahreskosten für den Gasbezug zu minimieren.

Aus Kavernenspeichern können über einen relativ kurzen Zeitraum große Leistungen zur Kappung hoher Bezugsspitzen bereitgestellt werden. Porenspeicher sind dazu, insbesondere am Ende einer langen und kalten Winterperiode, weit weniger in der Lage (Bild 1).

Zur Verbesserung der Leistungsfähigkeit und Reichweite derartiger Untertagespeicher wird in dieser Arbeit der Einsatz von Strahlpumpen vorgestellt. Die dazu mit dem Programmpaket MATLAB® entwickelte Toolbox ist universell für die Berechnung und konstruktive Auslegung von Strahlpumpen einsetzbar.

Nach DIN 24290 und DIN 24291 sind Strahlpumpen „Geräte oder Einrichtungen zum Fördern oder Verdichten von Gasen, Dämpfen, Flüssigkeiten oder Feststoffen durch Übertragung von Bewegungsenergie eines gasförmigen oder flüssigen Treibmediums, welches durch Entspannung auf hohe Geschwindigkeit gebracht und dem zu fördernden oder zu verdichtenden Medium beigemischt wird“ [2, 3].

Strahlpumpen werden als Strömungsmaschinen in vielen Industriezweigen, insbesondere in der chemischen Industrie, in der Erdöl- und Erdgaswirtschaft, in der Verfahrens- und Kraftwerkstechnik, in der Umwelt-

Dr. Wolfgang Schacht (VDI), E.ON Thüringer Energie AG, Schwerborner Straße 30, 99104 Erfurt, Prof. Dr. Francesca Slobotkina, Russische Staatsuniversität für Öl und Gas, Gubkin-Institut Moskau, Lehrstuhl für Hydrodynamik, RU-119991 Moskau

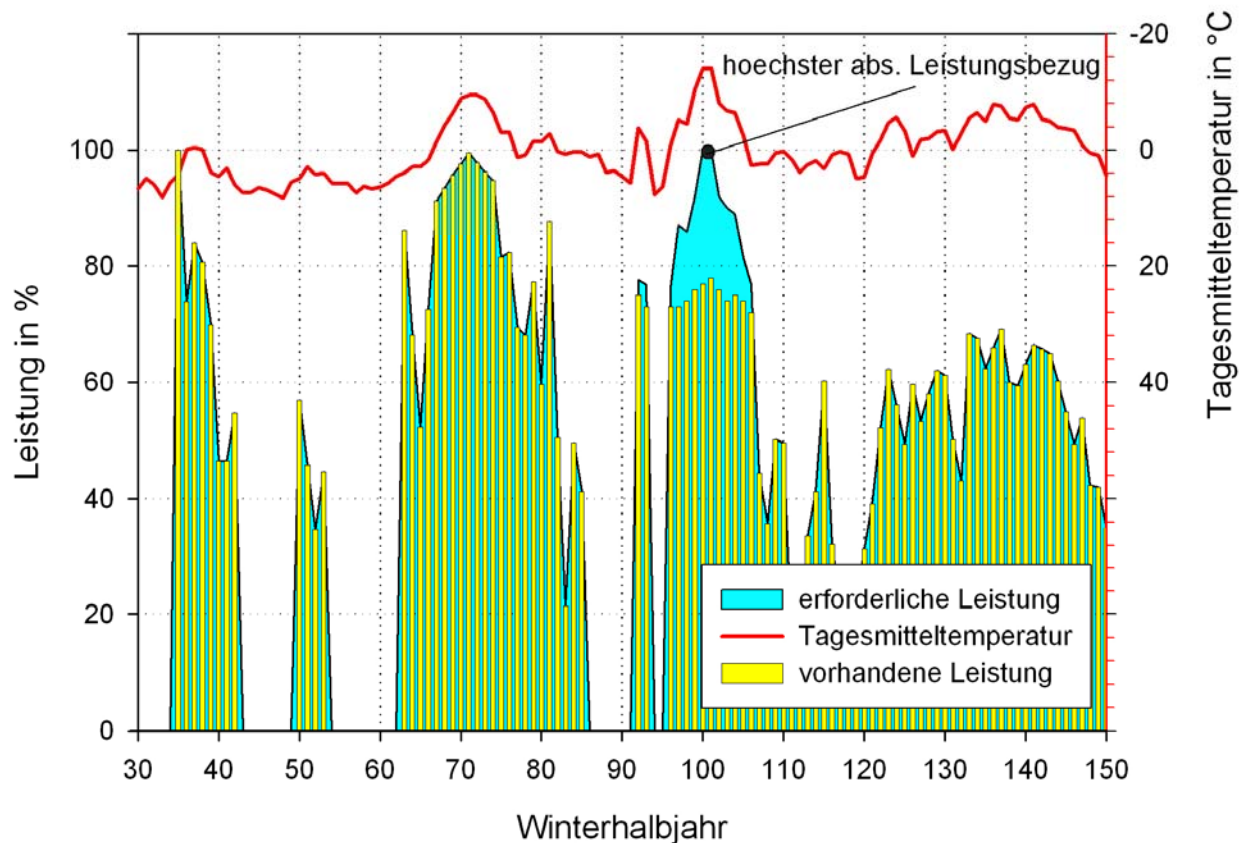


Bild 1: Erforderliche und vorhandene Entnahmeleistung aus einem Porenspeichers

technik, im Automobilbau sowie in der Luft- und Raumfahrt mit großem wirtschaftlichem Erfolg eingesetzt.

Den vielfältigen Anforderungen werden Strahlpumpen dank ihrer sehr einfachen Bauweise und ihrer hohen Zuverlässigkeit gerecht. Die Herstellungs- und Anschaffungskosten sind gering, sie zeichnen sich durch kleine Baugrößen aus und können in jeder Lage in ein Rohr eingebaut werden, sie besitzen keine bewegten Teile und unterliegen deshalb kaum einem Verschleiß, sie arbeiten leakage-, störungs- und wartungsfrei und besitzen deshalb eine hohe Betriebssicherheit. Steht das Treibmedium unter dem erforderlichen Druck zur Verfügung, dann sind die Betriebskosten praktisch gleich Null.

Eine Klassifizierung der Strahlpumpen hinsichtlich ihres Einsatzgebietes, ihre Bezeichnung bezogen auf das eingesetzte Saug- und Schlepmedium, ist ebenfalls in den o. g. Normen [2, 3] zu finden.

2. Berechnungsgrundlagen

Die in den Jahren 1863 und 1870 von G. Zeuner [4] und von M. Rankin [5] durchgeführten Berechnungen von Strahlpumpen galten viele Jahrzehnte als eine Art von Geheimwissenschaft.

Sie wurden erstmals in der Mitte des vorigen Jahrhunderts von G. Flügel [6] in G. Zeuner [4] und von M. Rankin [5] einem VDI - Forschungsbericht in streng wissenschaftlicher und geschlossener Form dargestellt. Das auf den bekannten Bewegungsgleichungen von stationären Strömungen (Masse-, Impuls- und Energieerhaltungssatz) basierende Berechnungsverfahren hat sich in der Praxis für die Auslegung und Konstruktion von Strahlpumpen bewährt und gehört heute zu den Grundkenntnissen jedes Maschinenbau-Ingenieurs.

Angesichts des damaligen Entwicklungsstandes der Wissenschaften, insbesondere auf den Gebieten der Hydro- und Gasdynamik, konnte die von G. Flügel abgeleitete Theorie keine vollständige Beschreibung einer Strahlpumpe geben. Solche Fragen, wie z. B. die

Wahl des optimalen Profils, die Bestimmung der axialen Abmessungen und die Ableitung von Kennlinien für eine Strahlpumpe, erforderten tiefer gehende Kenntnisse über die in ihr ablaufenden Strömungsprozesse. Entscheidende Beiträge zur Lösung dieser Aufgaben leisteten J. Wiegand [7], G. N. Abramovitsch [8, 9], E.J. Sokolov und N. M. Singer [10]. Eine umfassende Analyse und Bewertung aller bisher bekannt gewordenen Verfahren zur Berechnung von Strahlpumpen wird in [11] gegeben.

In der Fachliteratur sind für den gleichen Typ und das gleiche Einsatzgebiet von Strahlpumpen die unterschiedlichsten Bezeichnungen zu finden [8, 10, 12, 13]. Mit Bezug auf die DIN 24290 und DIN 24291 werden deshalb in dieser Arbeit nur Gasstrahlpumpen, d.h. Strahlpumpen zum Fördern und Verdichten von gasförmigen Medien im Unterschallbereich betrachtet. Sowohl das Treibmedium, als auch das Schleppmedium befinden sich im gleichen Aggregatzustand.

Eine Gasstrahlpumpe (Bild 2) besteht aus den folgenden vier Bauelementen: Treibdüse, Fangdüse, Mischrohr und Diffusor.

In der Treibdüse wird das unter hohem Druck einströmende Gas (Treibgas) auf die Geschwindigkeit u_1 beschleunigt. Die Zufuhr des Schleppgases erfolgt über die Fangdüse durch das sich einstellende Druckgefälle zwischen dem Treib- und Schleppgas. Die Folge ist ein intensiver Impulsaustausch und eine turbulente Vermischung von Treib- und Schleppgas im Mischrohr. In dem sich anschließenden Diffusor wird ein Teil der Geschwindigkeitsenergie des Mischgases in Druckenergie umgewandelt. Am Ausgang des

Diffusors liegt deshalb der Druck des Mischgases über dem Druck des Schleppgases am Eingang der Gasstrahlpumpe.

Die Berechnung einer Gasstrahlpumpe reduziert sich letztendlich auf die Aufgabe, aus den Strömungsparametern des Treib- und Schleppgases (Querschnitt 1 und 2) die entsprechenden Parameter am Ausgang des Mischrohres (Querschnitt 3) bzw. des Diffusors (Querschnitt 4) zu bestimmen. Von besonderer Bedeutung ist in diesem Zusammenhang, dass dafür weder der eigentliche Vermischungsprozess, noch die damit verbundenen Verluste betrachtet werden müssen.

Die Strömung des Gases in einem beliebigen Querschnitt des Mischrohres wird unter Vernachlässigung des Wärmedurchgangs durch die Rohrwand und der Reibungsverluste durch folgende Gleichungen beschrieben [10]:

- Kontinuitätsgleichung

$$M_3 = M_1 + M_2 \quad (1)$$

$$\frac{M_3}{M_1} = n + 1; \quad n = \frac{M_2}{M_1} \quad (2)$$

- Energieerhaltungssatz

$$h_1 + n \cdot h_2 = (1 + n) \cdot h_3 \quad (3)$$

- Impulserhaltungssatz

$$I_1 + I_2 = \int_{A_3}^{A_2} p \cdot dA + I_3 \quad (4)$$

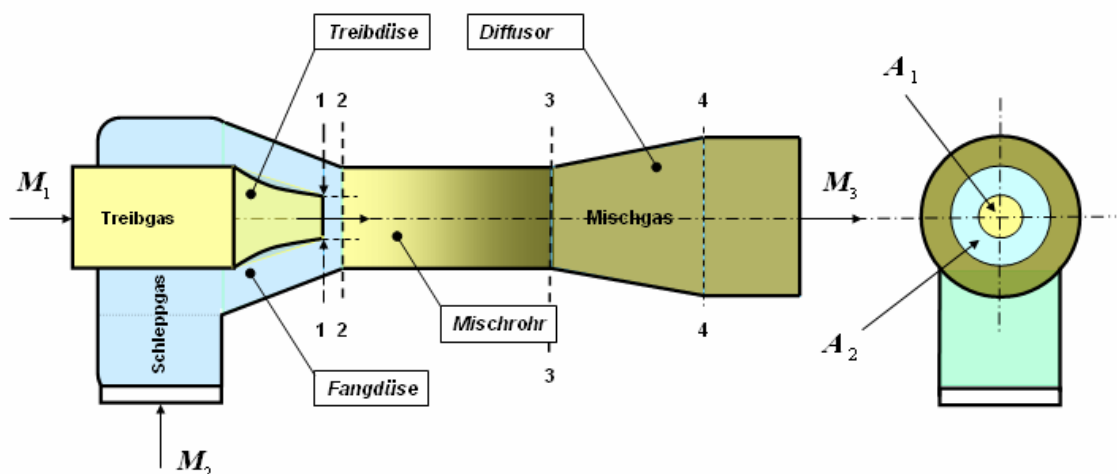


Bild 2: Schematischer Aufbau einer Gasstrahlpumpe

Hier sind

M_1, M_2, M_3 - die Masse des Treib-, Schlepp- und Mischgases in kg/s ;

$n = \frac{M_2}{M_1}$ - der Ejektionskoeffizient der

Gasstrahlpumpe;

h_1, h_2, h_3 - die Enthalpie des Treib-, Schlepp- und Mischgases in kJ/kg ;

I_1, I_2, I_3 - der Impuls des Treib-, Schlepp- und Mischgases in $kg \cdot m/s^2$ und

$\int_{A_2}^{A_3} p \cdot dA$ - das Integral des Impulses auf

die Mantelfläche der Mischkammer im Bereich zwischen den Querschnitten A_2 und A_3 in $kg \cdot m/s^2$ (in einer zylindrischen Mischkammer ist dieses Integral gleich Null).

Durch Einführen der gasdynamischen Funktionen [8]

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 \quad (5)$$

$$\Pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (6)$$

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (7)$$

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (8)$$

$$z(\lambda) = \lambda + \frac{1}{\lambda} \quad (9)$$

vereinfachen sich die Berechnung erheblich. Die Funktionen (5 - 9) verbinden die thermodynamischen Parameter der Strömung (Temperatur, Druck, Dichte u. a.) mit der reduzierten Geschwindigkeit λ , d.h. mit der Beziehung

$$\lambda = \frac{u}{a_{krit}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{T}{T^*} \right)}, \quad (10)$$

welche den Grad der Umwandlung des Wärmeinhalts in kinetische Energie charakterisiert.

In diesen Gleichungen sind

T, p, ρ - die Temperatur, der Druck und die Dichte des Gases bei der Geschwindigkeit u in $^\circ K$, in Pa bzw. kg/m^3 ;

T^*, p^*, ρ^* - die so genannten Ruhegrößen der Temperatur, des Drucks und der Dichte des Gases bei der Geschwindigkeit $u = 0$ in $^\circ K$, in Pa bzw. kg/m^3 ;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ - der Adiabatenkoeffizient, wo

c_p - die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck und c_v - die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen in $J/(kg \cdot ^\circ K)$ sind;

$$a_{krit} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T^*}$$

- die kritische Schallgeschwindigkeit in m/s, wo $R = c_p - c_v$ die spezifische Gaskonstante in $J/(kg \cdot ^\circ K)$ ist.

Mit Hilfe der o.g. gasdynamischen Funktionen ergeben sich aus den Erhaltungssätzen (1 - 4) folgende Gleichungen für die Berechnung von Gasstrahlpumpen mit zylindrischem Mischrohr (siehe Bild 2):

$$p_1^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_1^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = p_2^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_2^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (11)$$

$$\sqrt{(n+1) \cdot (1+n \cdot \theta)} \cdot z(\lambda_3) = z(\lambda_1) + n \cdot \sqrt{\theta} \cdot z(\lambda_2),$$

$$\theta = \frac{T_2^*}{T_1^*}; \quad (12)$$

$$n = \left(\frac{1}{\Pi^*} \right) \cdot \left(\frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{1}{\alpha \cdot \sqrt{\theta}} \right), \quad \Pi^* = \frac{p_1^*}{p_2^*}; \quad (13)$$

$$A_3 = A_1 + A_2, \quad \alpha = \frac{A_1}{A_2} = \frac{A_1}{A_3 - A_1}; \quad (14)$$

$$\frac{p_3^*}{p_1^*} = \frac{\sqrt{(n+1) \cdot (1+n \cdot \theta)}}{1 + \frac{1}{\alpha}} \cdot \left(\frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)} \right); \quad (15)$$

$$p_3^* = \frac{p_3}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_3^2\right)^{\frac{k}{k-1}}}; \quad (16)$$

$$T_3^* = T_1^* \cdot \frac{1+n \cdot \theta}{1+n}, \quad T_3^* = T_4^*; \quad (17)$$

$$q(\lambda_4) = \frac{q(\lambda_3)}{\sigma_4 \cdot \beta}, \quad \beta = \frac{A_4}{A_3}, \quad \sigma_4 \approx 0,99 \dots 1,0; \quad (18)$$

$$p_4 = p_4^* \cdot \Pi(\lambda_4), \quad p_4^* = \sigma_4 \cdot p_3^*. \quad (19)$$

Die Lösung des Gleichungssystems (11 - 19) erfolgt auf der Grundlage einer hinreichend genauen Bestimmung der reduzierten Geschwindigkeit λ_1 mit Hilfe eines numerischen Schießverfahrens. Bild 3 zeigt die Startseite der dafür mit dem Programmpaket MATLAB[®] entwickelten Toolbox.

Der Einsatz dieser Toolbox ermöglicht eine detaillierte Berechnung, Auswertung und Darstellung aller wichtigen Betriebsdaten von Gasstrahlpumpen für eine beliebige Kombination des Treib- und Schleppgases.

Bei der Auswahl der gewünschten Gase über ein so genanntes „Popumenu“, erfolgt ein Abruf ihrer thermodynamischen Eigenschaften (spezifische Wärmekapazitäten c_p und c_v , spezifischen Gaskonstante R , Adiabatenkoeffizient k und Normdichte ρ) aus einer speziellen Datenbank. Selbstverständlich können alle Daten auch direkt eingegeben und editiert werden.

Nach der Eingabe der Ruhetemperatur und des Ruhedrucks für beide Medien werden die Durchmesser der Querschnitte 1 und 3 (D_1, D_3), die Länge des Mischrohres L_3 , die Länge des Diffusors L_4 und sein Öffnungswinkel φ_4 definiert. Die daraus resultierenden Daten für die Auslegung der Gasstrahlpumpe werden berechnet und im Menü angezeigt. Vor dem Start des eigentlichen Rechenprogramms wird noch geprüft, ob die Voraussetzungen für eine Unterschallströmung erfüllt sind. Die Bedingung lautet:

$$\Pi^* = p_1^* / p_2^* < \Pi_{GW}^* \quad (20)$$

wobei

$$\Pi_{GW}^* = \left[1 - \frac{(k-1)}{(k+1)} \right]^{\frac{-k}{(k-1)}}, \quad (21)$$

der Grenzwert zwischen einer Unterschall- und Überschallströmung ist.

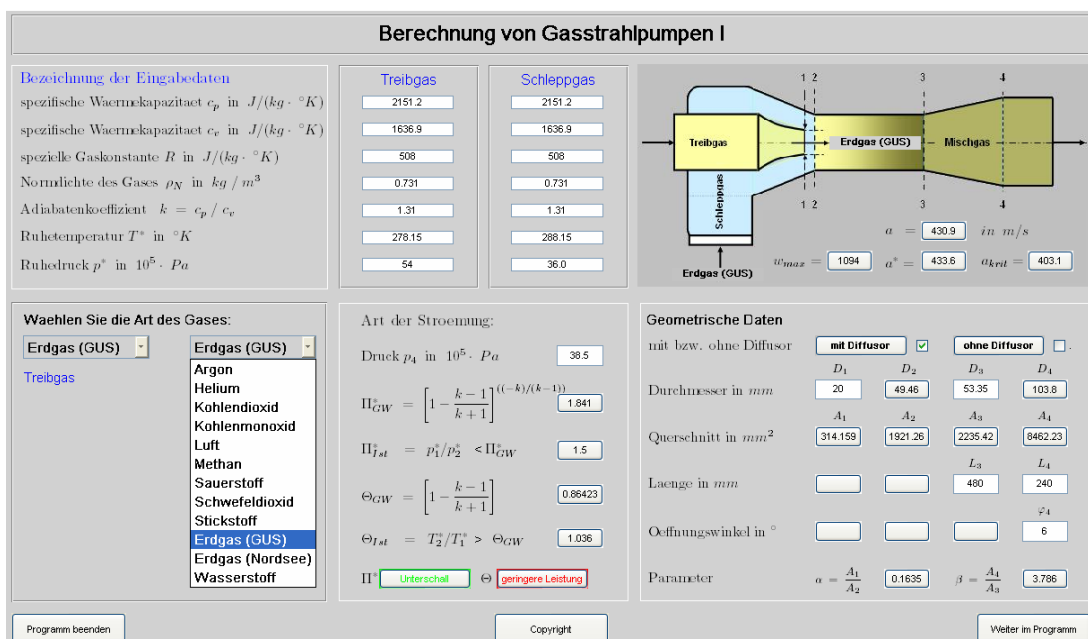


Bild 3: MATLAB[®] - Toolbox für die Berechnung und Auslegung von Gasstrahlpumpen

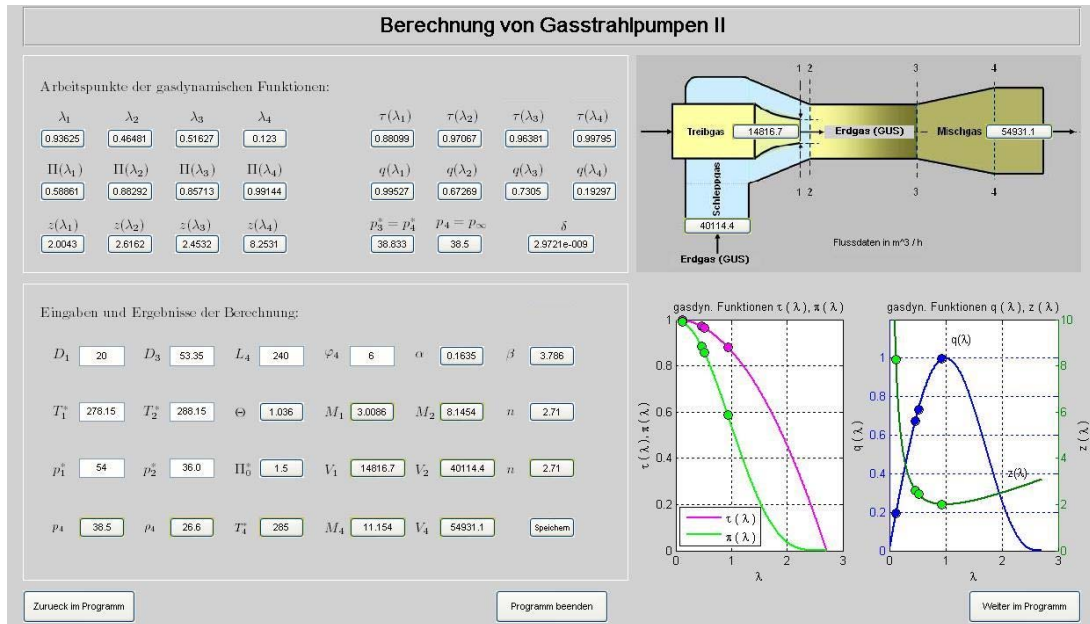


Bild 4: Ergebnisse der Berechnung einer Gasstrahlpumpe

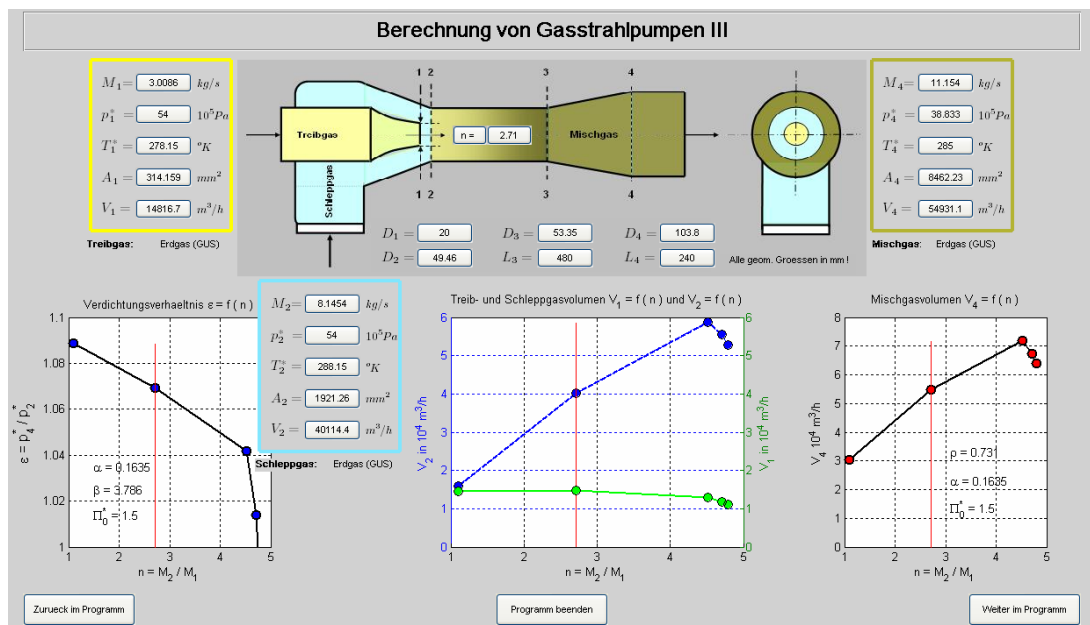


Bild 5: Zusammenstellung aller Kenndaten der berechneten Gasstrahlpumpe

Liegen z. B. die Strömungsgeschwindigkeiten des Treib- und Schleppgases am Eingang der Mischkammer im Unterschallbereich, d.h. $\lambda_1 < 1$ und $\lambda_2 < 1$, dann kann der statische Druck über dem ganzen Querschnitt 2 als konstant angesehen werden. Diese Bedingung verbindet die Größen λ_1 und λ_2 miteinander und es gilt:

$$p_1^* \pi(\lambda_1) = p_2^* \pi(\lambda_2) \quad (22)$$

oder

$$\pi(\lambda_1) = \frac{\pi(\lambda_2)}{\Pi^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot (23)$$

Das im Programm installierte numerische Schießverfahren bricht den Rechenzyklus ab, wenn die Größe δ , d. h. die Differenz

zwischen dem gewünschten absoluten Druck (p_∞) und dem berechneten Druck (p_4) am Ausgang des Diffusors ein vorgegebenes Minimum unterschreitet. In der Regel ist $\delta < 10^{-4}$ hinreichend genau, d.h. die Abbruchbedingung lautet (Bild 4):

$$\delta = p_4 - p_\infty < 10^{-4}. \quad (24)$$

Im Anschluss an diese Berechnung werden alle Kenndaten der Gasstrahlpumpe zusammenfassend ausgegeben. Ihr möglicher Arbeitsbereich wird in entsprechenden Graphiken dargestellt (Bild 5).

Wie jede Pumpe, kann auch eine Gasstrahlpumpe in verschiedenen Betriebszuständen arbeiten. Die Darstellung dieser wichtigen Eigenschaft erfolgt mit Hilfe von Charakteristiken, welche den funktionalen Zusammenhang zwischen dem Verdichtungsverhältnis

$$\varepsilon = \frac{p_4^*}{p_2^*} \quad (25)$$

bzw. der Förderhöhe (Pressung)

$$\Delta p = p_4^* - p_2^* \quad (26)$$

und dem Ejektionskoeffizienten $n = \frac{M_2}{M_1}$ bzw.

dem Schleppgasvolumenstrom V_2 für verschiedene

Werte $\Pi^* = \frac{p_1^*}{p_2^*} = const$ widerspiegeln.

Bild 6 zeigt derartige Charakteristiken für eine Gasstrahlpumpe, die für den geometrischen

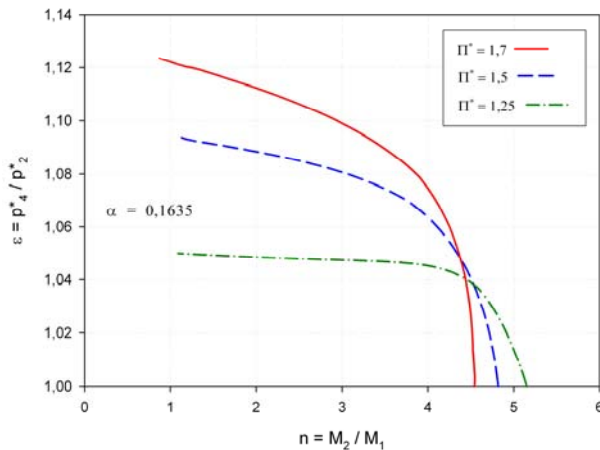


Bild 6: Charakteristiken einer Gasstrahlpumpe für verschiedene Druckverhältnisse Π^*

Parameter $\alpha = 0,1635$ mit der MATLAB® - Toolbox berechnet wurden. Wenn der statische Druck p_4 am Ausgang des Diffusors bei einem konstanten Ruhedruckverhältnis Π^* sinkt, dann verringert sich der statische Druck am Eingang des Mischrohres. Die Folge ist eine höhere Geschwindigkeit und größere Durchflussmenge des Schleppgases M_2 und – wenn $\lambda_2 < \lambda_1 < 1$ – eine etwas größerer Durchflussmenge des Treibgases M_1 , d.h. der Ejektionskoeffizient n nimmt zu. Erreicht die Gasstrahlpumpe den so genannten kritischen Betriebszustand, dann führt eine weitere Druckabsenkung am Ausgang des Diffusors zu keinem weiteren Anstieg des Ejektionskoeffizienten n . Mit zunehmendem Ruhedruckverhältnis Π^* steigt das Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = \frac{p_4^*}{p_2^*}$ an, der Grenzwert des Ejektionskoeffizienten n nimmt ab und führt schließlich bei Π_{max}^* zum vollständigen Verschluss der Gasstrahlpumpe ($n = 0, \lambda_2 = 0$).

Bild 7 zeigt den physikalischen Zusammenhang zwischen dem Verdichtungsverhältnis ε und dem Ejektionskoeffizienten n für verschiedene

Flächenverhältnisse $\alpha = \frac{A_1}{A_2} = const$,

d.h. für verschiedene Typen von Gasstrahlpumpen. Es ist offensichtlich, dass die Wahl der richtigen Gasstrahlpumpe grundsätzlich davon abhängig ist, ob

- eine große Schleppgasmenge M_2 bei kleinem Verdichtungsgrad ε oder
- eine kleine Schleppgasmenge M_2 bei großem Verdichtungsgrad ε

für die zu lösende Aufgabe erforderlich ist. Nach [10] beträgt der maximale Verdichtungsgrad einer Gasstrahlpumpe ohne Diffusor

$$\varepsilon_{max} = \frac{p_3^*}{p_2^*} \approx 3,55. \quad (26)$$

Dieser wird beim Einsatz von Luft ($k = 1,4$) und einem Ruhedruckverhältnis von $\Pi_0^* \approx 12$ erreicht.

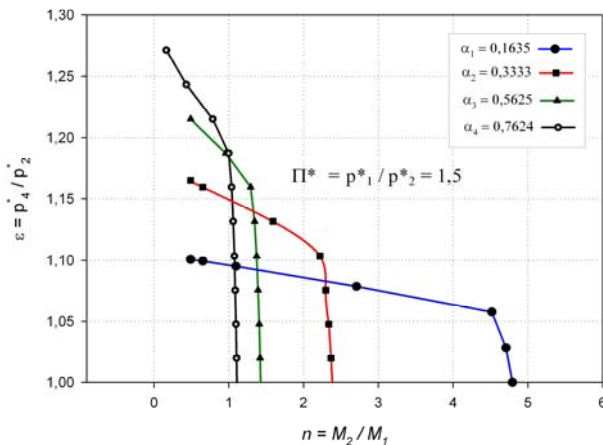


Bild 7: Charakteristiken verschiedener Gasstrahlpumpen bei $\Pi^* = 1,5$

Mit Hilfe der ausgearbeiteten MATLAB[®] - Toolbox wurden verschiedene Typen von Strahlpumpen für den praktischen Einsatz in der Gasindustrie, insbesondere für die Erhöhung der Entnahmeleistung aus druckschwachen Fördersonden von Erdgaslagerstätten bzw. Erdgasspeichern untersucht. Folgende Schlussfolgerungen können daraus abgeleitet werden:

- Bei einem gegebenen Ruhedruck- und Ruhetemperaturverhältnis Π^* und θ nimmt der Ejektionskoeffizient n mit abnehmenden Flächenverhältnis α zu. Das Flächenverhältnis $\alpha = 0,1635$ stellt für die in Betracht gezogenen Einsatzfälle eine optimale Größe dar.
- Bei einem gegebenen Ruhedruckverhältnis Π^* und einem Flächenverhältnis $\alpha = 0,1635$ nimmt der Ejektionskoeffizient n mit größer werdender Differenz zwischen den Temperaturen T_1^* und T_2^* des Treib-

und Schleppgases zu. Beim Einsatz von nicht brennbaren Treibgasen (z.B. Luft oder Abgas) können deshalb mit relativ geringen Mengen von heißem Treibgas sehr große Schleppgasmengen angesaugt werden (siehe Einsatz von Gasstrahlpumpen bei Hubschraubern zum Absaugen aufgewirbelten Staubs während des Start- und Landeprozesses).

- Bei einem gegebenen Ruhedruck-, Ruhetemperaturverhältnis Π^* und θ sowie einem Flächenverhältnis $\alpha = 0,1635$ nimmt der Ejektionskoeffizient n mit größer werdenden Öffnungswinkel φ des Diffusors zu. Werte im Bereich eines

Flächenverhältnisses $\beta = \frac{A_4}{A_3} \geq 3$ sind

optimal. Wegen der Gefahr eines Abreißen der Strömung in der Grenzschicht des Diffusors und den damit verbundenen Druckverlusten muss dieser Wert jedoch nach oben begrenzt werden.

Angesichts des hohen Entwicklungsstandes der heute zur Verfügung stehenden Methoden für die numerische Strömungsberechnung und der dafür bereitgestellten Software (CFD – Computational Fluid Dynamics) stellt die 2D- oder 3D- Simulation von Gasstrahlpumpen kein Problem dar. Bild 8 gibt einen Einblick in die Ergebnisse der von den Verfassern mit dem Programm „StarCD“ durchgeführten Simulation der Strömung des Treib- und Schleppgases in einer Gasstrahlpumpe.

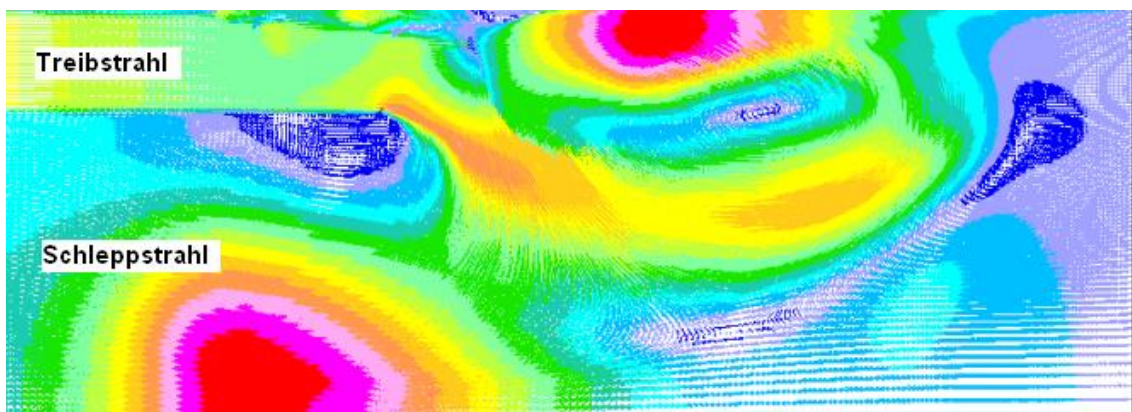


Bild 8: 2D-Simulation einer Gasstrahlpumpe (Geschwindigkeitsfeld, $t = 2 \cdot 10^{-2} s$)

2.1 Beispiel für den Einsatz von Gasstrahlpumpen

Anhand eines einfachen Beispiels werden die Vorzüge des Einsatzes einer Gasstrahlpumpe für das Anheben der Entnahmeleistung aus einem Untertagespeicher näher erläutert. Betrachtet wird ein Porenspeicher in einer Teufe von ca. 1.000 Metern mit 15 Entnahmesonden. Am Anfang des Winters können max. 1,5 Mio. m³ Erdgas pro Tag im Zeitraum von 40 Tagen ausgespeist werden. Nach der Entnahme von 60 Mio. m³ des Arbeitsgases sinkt der Speicherdruck von 50 auf 46 bar und die maximal mögliche Entnahmeleistung auf 950.000 m³/ Tag (~ 63 % der max. Leistung). Ein Verdichter für das Absaugen zusätzlichen Gases aus dem Speicher steht nicht zur Verfügung.

Der physikalische Zusammenhang zwischen Entnahmeleistung und Speicherdruck stellt sich wie folgt dar [14]:

$$p_{Sp}^2 - p_S^2 = a \cdot V + b \cdot V^2 \quad (27)$$

$$p_S^2 - p_K^2 = 1,377 \cdot \zeta \cdot \frac{Z^2 \cdot T^2}{D^5} \cdot (e^{2S} - 1) \cdot V^2.$$

In dieser Arbeit wird auf die Bedeutung der Größen in den Gleichungen (27) nicht näher eingegangen. Die einzelnen Formelzeichen bedeuten:

- p_{Sp} - der absolute Speicherdruck in Pa;
- p_S - der absolute Druck an der Sohle der Sonde in Pa;
- p_K - der absolute Druck am Sondenkopf in Pa;
- a, b - die Filtrationskoeffizienten im Einzugsbereich der Sonde;
- ζ - die Rohrreibungszahl des Tubings der Sonde;
- Z - die Kompressibilitätszahl des Gases;
- D - der Innendurchmesser des Tubings in cm;
- e^{2S} - der Druckverlustkoeffizient des Tubings und
- V - die Entnahmeleistung der Sonde in 10³ m³/ Tag.

Mit Hilfe dieser Gleichungen können zu jedem Zeitpunkt, ausgehend von der bisher entnommenen und zwischenzeitlich wieder eingespeisten Gasmenge, der aktuelle Speicherdruck und die aktuelle Entnahmeleistung berechnet werden.

Durch den Einbau einer Gasstrahlpumpe in die SONDENSAMMELLEITUNG ist zu sichern, dass auch am Ende eines langen und kalten Winters - zumindest für einige Tage - noch große Leistungen aus dem Untertagespeicher bereitgestellt werden können. Die für den Betrieb der Gasstrahlpumpe erforderliche Treibgasmenge V_1 mit dem Druck p_1^* wird aus einer den Speicher tangierenden Gashochdruckleitung entnommen. Der minimale absolute Ruhedruck beträgt in dieser Rohrleitung $60 \cdot 10^5 Pa$. Durch den Einbau eines Gasdruckregelgerätes mit entsprechenden Absperr- und Sicherheitseinrichtungen wird das Treibgas mit einem konstanten Druck von $p_1^* = 54 \cdot 10^5 Pa$ in die Pumpe eingespeist. Der Ruhedruck des aus dem Speicher entnommenen Schleppegases (es handelt sich wie in der Gashochdruckleitung um russisches Erdgas) beträgt zum Zeitpunkt des Einsatzes der Gasstrahlpumpe $p_2^* = 36 \cdot 10^5 Pa$, die maximal mögliche Entnahmemenge - $36.600 m^3/h$ (~ 59 % der maximalen Leistung). Die entsprechenden Gastemperaturen sind: $T_1^* = 278,15 \text{ }^\circ K$ und $T_2^* = 288,15 \text{ }^\circ K$.

Zum Einsatz kommt eine Gasstrahlpumpe mit folgenden Kenndaten:

- Treibgasdüse
 - $D_1 = 20 \text{ mm}$
 - $A_1 = 314,159 \text{ mm}^2$
- Schleppegasdüse
 - $A_2 = 1921,26 \text{ mm}^2$
- Mischrohr
 - $D_3 = 53,35 \text{ mm}$
 - $A_3 = 2235,42 \text{ mm}^2$
 - $L_3 = 480 \text{ mm}$
- Diffusor
 - $D_4 = 103,8 \text{ mm}$
 - $A_4 = 8462,23 \text{ mm}^2$
 - $\varphi = 6^\circ$ $L_4 = 240 \text{ mm}$

- Flächenverhältnis A_1 / A_2

$$\alpha = 0,1635$$

- Flächenverhältnis A_4 / A_3

$$\beta = 3,786$$

Die Druck- und Temperaturverhältnisse sind:

- Ruhedruckverhältnis $\frac{p_1^*}{p_2^*}$

$$\Pi^* = 1,5$$

$$\Pi_{GW}^* = 1,84$$

- Ruhetemperaturverhältnis $\frac{T_2^*}{T_1^*}$

$$\theta = 1,036$$

$$\theta_{GW} = 0,86423$$

Die Ergebnisse der oben beschriebenen Berechnung mit der MATLAB®-Toolbox sind im Bild 9 dargestellt.

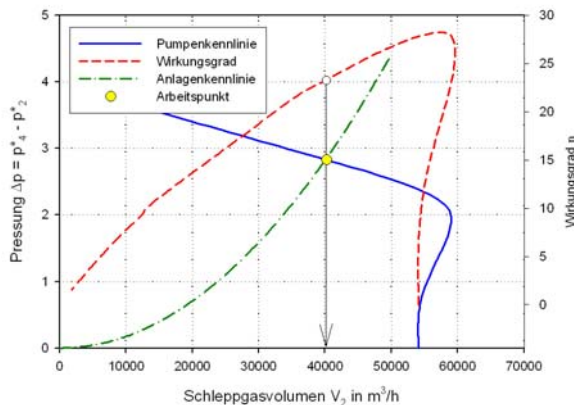


Bild 9: Kennlinien, Wirkungsgrad und Arbeitspunkt einer Gasstrahlpumpe

Der Schnittpunkt der Pumpenkennlinie (auch Drosselkurve genannt) mit der Anlagenkennlinie bestimmt den Arbeitspunkt der Gasstrahlpumpe. Liegt er - wie im Bild 9 dargestellt - bei einem Schleppgasvolumenstrom von $V_2 = 40.114 \text{ m}^3 / \text{h}$ ($M_1 = 3,0086 \text{ kg} / \text{s}$), so beträgt die Förderhöhe (Pressung) der Pumpe

$$\begin{aligned} \Delta p = p_4^* - p_2^* &= (38,833 - 36) \cdot 10^5 \text{ Pa} \\ &= 2,833 \cdot 10^5 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (28)$$

Aus dem berechneten Ejektionskoeffizienten $n = 2,71$ folgt ein Treibgasvolumenstrom von $V_1 = 14.817 \text{ m}^3 / \text{h}$ ($M_1 = 3,0086 \text{ kg} / \text{s}$). Die λ -Werte $\lambda_1 = 0,93625$ und $\lambda_2 = 0,46481$ beweisen, dass die Gasstrahlpumpe im Unterschallbereich arbeitet.

Insgesamt werden über sie

$$\begin{aligned} V_4 = V_1 + V_2 &= (40.114 + 14.817) \text{ m}^3 / \text{h} \\ &= 54.931 \text{ m}^3 / \text{h} \end{aligned} \quad (29)$$

Erdgas in das Versorgungsnetz gepumpt. 73 % der Gesamtmenge kommen aus dem Untertagespeicher.

Der Wirkungsgrad einer Gasstrahlpumpe wird in Anlehnung an [15] aus folgender Gleichung bestimmt:

$$\eta = n \cdot \Pi^* \cdot \theta \cdot \frac{p_4^* - p_2^*}{p_1^* - (p_4^* - p_2^*)} \quad (30)$$

Er liegt im betrachteten Arbeitspunkt bei ca. 23 % und kann durch Absenkung der Pressung auf $\Delta p = 2,078 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ sein Maximum ($\eta \sim 28 \%$) erreichen. In diesem Arbeitspunkt fördert die gewählte Gasstrahlpumpe bei einem Ejektionskoeffizienten von $n = 4,52$

$$\text{ca. } 58.770 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Erdgas ($\sim 1.410.500 \text{ m}^3 / \text{Tag}$) und erreicht damit fast die maximale Entnahmeleistung des Untertagespeichers. Für die Förderung dieser hohen Leistung müssen $13.009 \text{ m}^3 / \text{h}$ Treibgas ($\sim 312.200 \text{ m}^3 / \text{Tag}$) aus der Hochdruckleitung entnommen werden. Damit steht dem Versorgungsunternehmen effektiv eine Tagesleistung von $\sim 1.098.300 \text{ m}^3$ Erdgas für die Kappung der Bezugsspitze zur Verfügung.

2.2 Wirtschaftlichkeit des Einsatzes von Gasstrahlpumpen

Die Wirtschaftlichkeit des Einsatzes von Gasstrahlpumpen zur Anhebung der Entnahmeleistung aus Untertagespeichern muss nicht mit umfangreichen und tief greifenden Analysen nachgewiesen werden. Allein der wirtschaftliche Nutzen durch Senkung des Leistungspreisanzeils an den Gasbeschaffungskosten macht deutlich, welches Einsparungspotential sich hinter einer derartigen Investition verbirgt.

In der Regel ist davon auszugehen, dass ein Untertagespeicher auch am Ende eines langen und kalten Winters in Abhängigkeit vom erreichten Speicherdruck noch bestimmte Gasmengen ausspeisen kann. Im Falle des oben betrachteten Beispiels kann der Gasstrahlpumpe

nur 20 % der effektiven Leistung d.h.

$$V_{Sp,eff} = 1.098.300 \cdot 0,2 \text{ m}^3 / \text{Tag} \quad (31)$$

$$\approx 220.000 \text{ m}^3 / \text{Tag}$$

als tatsächlicher Nutzen angerechnet werden (siehe auch Bild 1). Die übrige Menge ($\sim 878.300 \text{ m}^3 / \text{Tag}$) fließt an dem betrachteten Tag auch ohne den Einbau und Betrieb der Pumpe aus dem Speicher.

Wird der mittlere Tagesleistungspreis unter Vernachlässigung der aktuellen Markt-situation mit

$$AP = A + B \cdot (L - L_0) = 0,500 \text{ €/ kWh} \quad (32)$$

angesetzt, so ergibt sich bei einem Brennwert von $H_0 = 11,09 \text{ kWh/m}^3$ für das Treib- und Schleppgas durch den Einsatz der Gasstrahlpumpe ein Einsparungspotential von mehr als

1,2 Mio. €/ Jahr.

Eine überschlägige Kalkulation der Anlagenkomponenten (Strahlpumpe, Mengengerät, Druckregler, Sicherheitsabsperrentile, Schieber und Rohrleitungen) ergab in Abstimmung mit einer Reihe von deutschen Unternehmen einen Betrag von $\sim 300.000,- \text{ €}$ Zusammen mit den Baukosten in Höhe ca. $200.000,- \text{ €}$ betragen die Gesamtkosten für die Investition

ca. $500.000,- \text{ €}$

Allein diese Kosten-Nutzen-Betrachtung zeigt, dass selbst bei einmaliger Inbetriebnahme der Gasstrahlpumpe im Verlaufe von drei Jahren ihr Einsatz noch im hohen Maße wirtschaftlich sein kann.

1. Ausblick und Schlussfolgerungen

Seit dem ersten Einsatz von Strahlpumpen in der Mitte des 19. Jahrhunderts zur Vakuumerzeugung durch Robert Bunsen, wurden diese Pumpaggregate ständig weiter entwickelt und vervollkommen. Insbesondere die Berechnung und Visualisierung der in ihr ablaufenden Strömungsprozesse hat dank der modernen Computer- und Rechentechnik einen hohen Stand erreicht.

Strahlpumpen werden heute in vielen Industriezweigen, sei es in der chemischen

Verfahrenstechnik, in der Erdöl- und Erdgastechnik, in der Kraftwerkstechnik, in der Umwelttechnik, im Automobilbau oder in der Luft- und Raumfahrt wirtschaftlich eingesetzt. Den unterschiedlichen Anforderungen in den verschiedenen Einsatzgebieten werden Strahlpumpen durch ihre einfache Bauweise und ihre hohe Zuverlässigkeit gerecht.

Die Entwicklung der Strahlpumpe ist bei weitem noch nicht abgeschlossen. So werden seit einigen Jahren mit großem Erfolg so genannte pulsierende Strahlpumpen eingesetzt [16]. Die dazu durchgeführten Berechnungen und praktischen Untersuchungen zeigen, dass Strahlpumpen mit einem pulsierenden Treibstrahl bestimmter Frequenz im Vergleich mit klassischen Strahlpumpen die 10- bis 15fache Schleppgasmenge ansaugen. Das dazu entwickelte Berechnungsverfahren und die bisher gesammelten praktischen Erfahrungen werden von den Verfassern in einem anderen Fachartikel vorgestellt.

In der vorliegenden Arbeit wird anhand eines Beispiels der effektive Einsatz von Gasstrahlpumpen zur Sicherung hoher Entnahmelastungen aus Untertagespeichern vorgestellt. Derartige Strahlpumpen werden z. Z. in Russland für die Erdgasentnahme aus erschöpften bzw. auslaufenden Lagerstätten mit großem wirtschaftlichem Erfolg eingesetzt.

Die dazu mit dem Programmpaket MATLAB® entwickelte Toolbox ist für die Berechnung und konstruktive Auslegung von Gasstrahlpumpen mit und ohne Diffusor, unabhängig von der Art des Treib- und Schleppgases, einsetzbar. Ein Programm für die Berechnung von Gasstrahlpumpen im Überschallbereich liegt ebenfalls vor.

Im Zusammenhang mit der Liberalisierung des Erdgasmarktes und des freien Netzzugangs zeichnen sich neue Möglichkeiten für den Einsatz leistungsfähiger Gasstrahlpumpen ab.

Verzeichnis der benutzten Formelzeichen

D	Durchmesser in mm
A	Querschnittsfläche in mm^2 ;
L	Länge in mm ;
φ	Öffnungswinkel in grad
α	Flächenverhältnis $\alpha = A_1/A_2$;
β	Flächenverhältnis $\beta = A_4/A_3$;
M	Massestrom des Gases in kg/s ;
V	Volumenstrom des Gases in m^3/h
n	Ejektionskoeffizient;

h	Enthalpie in kJ/kg ;
I	Impuls in $kg \cdot m/s^2$;
p	Druck in Pa ;
ρ	Dichte in kg/m^3 ;
T	absolute Temperatur in $^{\circ}K$;
u	Strömungsgeschwindigkeit in m/s ;
a	Schallgeschwindigkeit in m/s ;
c_p	die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck in $J/(kg \cdot ^{\circ}K)$;
c_v	die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen in $J/(kg \cdot ^{\circ}K)$;
k	Adiabatenkoeffizient $k = c_p/c_v$;
R	spezifische Gaskonstante $R = c_p - c_v$ in $J/(kg \cdot ^{\circ}K)$;
λ	reduzierte Geschwindigkeit $\lambda = u/a_{krit}$;
n	Ejektionskoeffizient $n = M_2/M_1$;
θ	Ruhetemperaturverhältnis $\theta = T_2^*/T_1^*$;
Π	Ruhedruckverhältnis $\Pi = p_1^*/p_2^*$;
σ	Druckverlustfaktor für Diffusor;
δ	absoluter Fehler;
η	Wirkungsgrad;
a, b	Filtrationskoeffizienten;
ζ	Rohrreibungszahl;
Z	Kompressibilitätszahl;
e^{2S}	Druckverlustkoeffizient des Tubings.

Gasdynamische Funktionen

$$\tau(\lambda), \pi(\lambda), \varepsilon(\lambda), q(\lambda), z(\lambda)$$

Indizes:

1	Treibgas bzw. Treibgasdüse;
2	Schleppgas bzw. Fangdüse;
3	Mischgas bzw. Mischrohr;
4	Mischgas bzw. Diffusor;
*	Ruhezustand;
krit	kritischer Zustand;
GW	Grenzwert;
Sp	Speicher;
S	Sondenöhle;
K	Sondenkopf;

Literatur

- [1] Schacht, W.: Bewertung des technischen Zustandes und des wirtschaftlichen Betriebes von wasserführenden Porenspeichern. GWF-Gas / Erdgas 145 (2004) Nr. 2, S. 107 – 116
- [2] DIN 24290 vom August 1981
- [3] DIN 24291 vom April 1974
- [4] Zeuner, G.: Das Locomotiven – Blasrohr, Experimentelle und theoretische Untersuchungen über die Zugerzeugung durch Dampfstrahlen und über die saugende Wirkung der Flüssigkeitsstrahlen überhaupt. Verlag Meyer & Zeller, Zürich 1863
- [5] Rankine, M.: Miscellaneous scientific papers - Proceedings of the royal and other scientific and philosophical societies London 1881
- [6] Flügel, G.: Berechnung von Strahlapparaten, VDI Forschungsheft 395, Beilage zu „Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens“, Ausgabe B, Band 10, März/April 1939, VDI-Verlag GmbH, Berlin, S. 1 – 20
- [7] Wiegand, J.: Anwendung und Konstruktion von Dampf- und Gasstrahlapparaten Vortrag auf dem 93. Dachema – Kolloquium am 16.02.1962 in Frankfurt am Main Chemie-Ingenieur-Technik 34 (1962), Nr. 6, S. 448/449
- [8] Abramovitsch, G. N.: Angewandte Gasdynamik (russ.) Verlag „Nauka“, Moskau 1991
- [9] Abramovitsch, G. N.: Theorie des verdrallten Strahls (russ.) Verlag „Wissenschaft“, Moskau 1984
- [10] Sokolov, E. J. ; Singer, N. M.: Strahlapparate (russ.) Verlag „Energoatomisdat“, Moskau 1989
- [11] Schacht, W.: Entwicklung eines neuen Verfahrens zur Berechnung von Strahl-Pumpen für Flüssigkeiten und Gase Teil I : Mischrohr mit konstantem Querschnitt, 133 Seiten, 77 Bilder, Matlab - Programm Teil II: Mischrohr mit variablem Querschnitt, 85 Seiten, 51 Bilder, Matlab - Programm 2005 zur Veröffentlichung beim VDI eingereicht

- [12] Pohlenz, W.: Pumpen für Flüssigkeiten und Gase
Band 4: Pumpen für Gas
VEB Verlag Technik, Berlin, 1977
- [13] Blenke, H.; Bohner, K.: Untersuchungen zur Berechnung des Betriebsverhaltens von Treibstrahlförderern
Chemie-Ingenieur-Technik 35 (1963), Nr. 3, S. 201 – 208
- [14] Vyakhirev, R.I.; Gritsenko, A. I.; Ter-Sarkisov, R. M.
Erschließung und Betrieb von Gaslagerstätten (russ.)
Verlag „Nedra“, Moskau 2002
- [15] Schulz, H.: Die Pumpen – Arbeitsweise Berechnungen Konstruktion
Springer-Verlag, Berlin / Göttingen / Heidelberg, 1963
- [16] Slobodkina, F. A.; Evtjuchin, A. V.:
Mathematische Untersuchung der mathematischen Prozesse im Kanal eines pulsierenden Treibstrahls.
Unterlagen der XXV. Akademischen Lesung über die Kosmonautik, Moskau 2004