

Schraubenexpander zur Stromerzeugung in Erdgasdrosselstationen

J. Wennemar, Oberhausen

Zusammenfassung

Ein Konzept für Schraubenexpander zum Generatorantrieb in Erdgasdrosselstationen wird vorgestellt. Bei Entspannung von 60 bar auf 10 bar ergeben sich für eine Maschine mit dem Achsabstand 160 mm Kupplungsleistungen bis ca. 2000 kW. Die Regelung kann über Drehzahlanpassung oder eintrittsseitige Drucksenkung erfolgen. Diagramme für Kupplungsleistung, Normvolumenstrom und Wirkungsgraden als Funktion der Hauptläuferdrehzahl und des äußeren Druckverhältnis werden gezeigt.

Summary

A study for screw expanders for generator drive in natural gas pressure reduction stations is presented. For expansion of 60 bar to 10 bar a machine of 160 mm rotor center distance can deliver up to 2000 kW power at coupling. Control is possible by speed variation or by throttling at the inlet. Diagrams for power, standard volume flow and efficiencies vs. speed and pressure ratio are shown.

1. Einleitung

Erdgas wird in Pipelines mit einem Druck von ca. 50 - 80 bar transportiert und in der Nähe der Verbraucher (z. B. Haushalte, industrielle Verbraucher) auf niedrigere Drücke von 10 - 15 bar zur weiteren Verteilung oder auf noch niedrigere Drücke von ca. 3 - 5 bar entspannt. Diese Entspannung erfolgt in sogenannten Erdgasdrosselstationen, die häufig die Übergabestelle von überregionalen Gasversorgungsunternehmen an lokale Gasversorger (z. B. Stadtwerke) sind. Die Druckabsenkung erfolgt durch Dissipation in Drosselventilen. Da sich das Gas wegen des Joule-Thomson Effektes bei der Drosselung um ca. 0.4 K je bar abkühlt, muß es vor der Drosselung erwärmt werden, um Gasaustrittstemperaturen $< 0^{\circ}\text{C}$ zu vermeiden. Die Energie zur Vorwärmung kann durch Verbrennung von Gas aus der Leitung selbst oder bei günstigen Gegebenheiten durch Nutzung von Abwärme beispielsweise von Blockheizkraftwerken erzeugt werden. Die Regelung der zu entspannenden Gasmenge richtet

sich nach dem Bedarf auf der Abnehmerseite und kann jahreszeitlich und über den Tag verteilt stark schwanken. Die Nenngasmengen der einzelnen Drosselstationen liegen bei ca. 15000 - 75000 m³/h (bezogen auf Normzustand 0 °C und 1.01325 bar).

In den letzten Jahren wurden verschiedene Untersuchungen angestellt ([1] und [2]) mit dem Ziel, das Gas nicht in Drosselventilen unter Entropievermehrung zu entspannen, sondern in Expansionsmaschinen zum Antrieb von Generatoren, Kompressoren oder Pumpen zu nutzen. Es wurden in Deutschland ca. 20 Maschinen dieser Art in Betrieb genommen. Die installierte elektrische Leistung reicht dabei von ca. 250 kW bis 4000 kW.

Da dem Gas in der Expansionsmaschine Leistung entzogen wird, kühlt es sich wesentlich stärker ab als bei der adiabaten Drosselung im Drosselventil. Daher muß das Gas auf eine deutlich höhere Vorwärmtemperatur als bei der Drosselung vorgeheizt werden (Bild 1). Geht man davon aus, daß die Gasanlieferungs- und die Austrittstemperatur an der Expansionsanlage gleich sind, so wird die zur Vorwärmung des Gases benötigte Heizleistung jedoch zum größten Teil in mechanische Leistung umgewandelt. Lediglich die mechanischen Verluste in Lagern, Getriebe, Dichtungen etc. der Expansionsmaschine gehen dabei verloren. Ferner muß noch der elektrische Wirkungsgrad des Generators berücksichtigt werden (Anhaltswert ca. 94 % nach [1]).

2. Vergleich der Maschinenbauarten

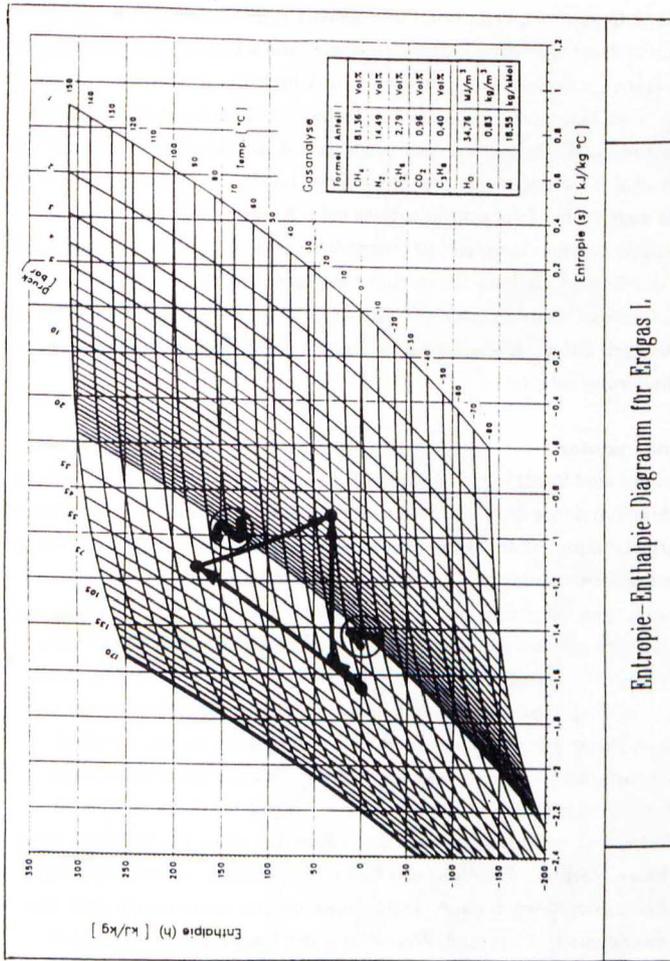
Es wurden bisher Turbinen, Hubkolbenmotoren und Schraubenmaschinen für Erdgasentspannungsstationen untersucht.

2.1 Turbinen

Turbinen zeichnen sich durch leisen, vibrationsarmen Lauf und gute Wirkungsgrade im Auslegungspunkt aus. Die Regelung des Massenstroms erfolgt mittels einer Düsengruppenregelung durch Teilbeaufschlagung einer Gleichdruckstufe analog zur Leistungsregelung von Dampfturbinen. Der Einsatz von Turbinen bietet sich nach [4] vor allem bei großen Volumenströmen und möglichst hohem Anteil an Vollastbetriebszeit mit konstantem Druckverhältnis an, da bei Teillastbetrieb mit höheren Wirkungsgradeinbußen zu rechnen ist als bei Verdrängermaschinen.

2.2 Hubkolbenmotoren

Die zur Entspannung von Erdgas bisher eingesetzten Hubkolbenmotoren sind doppelwirkende schiebergeregelte Reihenmotoren in 2-Zylinder- bis 6-Zylinder-Ausführung. Die Regelung des Massenstroms erfolgt durch Variation der Öffnungszeiten des zu jedem Zylinder gehörenden Steuerschiebers. Es handelt sich hierbei also um



Entropie-Enthalpie-Diagramm für Erdgas I.

Bild 1: Darstellung des Expansionsprozesses im Entropie-Enthalpie-Diagramm
 Linienzug 1: Isobare Aufheizung mit anschließender isenthalper Drucksenkung im Drosselventil
 Linienzug 2: Isobare Aufheizung mit anschließender Entspannung unter Abgabe mechanischer Arbeit im Expander

eine von den Dampfmaschinen bekannte Füllungsregelung. Diese hat bei einem bestimmten, von äußerem Druckverhältnis, Hubhöhe und Öffnungszeit abhängigen Volumenstrom einen optimalen Wirkungsgrad. Bei "Überfüllung" steigt die Leistung wegen des steigenden Massenstroms, allerdings bei sinkendem innerem Wirkungsgrad. Bei "Unterfüllung" sinkt die Leistung wegen des sinkenden Massenstroms, und der Wirkungsgrad sinkt wegen steigender Drosselverluste in den Steuerschiebern und wegen des nicht angepaßten Druckverhältnisses beim Ausschleiben. Nachteilig bei Hubkolbenmaschinen ist der komplizierte innere mechanische Aufbau und der relativ unruhige Lauf durch nicht restlos ausgeglichene oszillierende Massenkräfte. Die starken Pulsationen im Gasstrom erfordern eine sorgfältige Dämpfung sowohl auf der Niederdruck- als auch auf der Hochdruckseite. Ferner wird der Gasstrom mit Öl aus der Zylinderschmierung belastet.

2.3 Schraubenexpander

Schraubenexpander sind Verdrängermaschinen mit ausschließlich rotierenden Bauteilen. Sie kombinieren daher die Vorteile des vibrationsarmen Laufs der Turbinen mit dem stabilen Arbeitsverhalten der Hubkolbenmaschinen. Bedingt durch ihren ruhigen Lauf sind bei Schraubenexpandern hohe Drehzahlen und damit relativ kleine Maschinenabmessungen bei gegebenen Volumenströmen möglich. Schraubenexpander wurden bisher für verschiedene Anwendungen sowohl als öleingespritzte als auch trockenlaufende Maschinen ausgeführt. Für Erdgasdrosselstationen wurden bisher allerdings meist öleingespritzte Maschinen betrachtet, da nur diese für die hier vorkommenden hohen Druckdifferenzen geeignet schienen und die öleingespritzten Maschinen einen einfacheren Aufbau besitzen. Ferner schienen die Abdichtungsprobleme zwischen Arbeitsraum und Lagerung bzw. Abtrieb bei öleingespritzten Maschinen einfacher lösbar. Dieses Konzept hat jedoch den schon bei der Hubkolbenmaschine erwähnten Nachteil, daß dabei das Gas mit Schmieröl belastet wird, das nicht restlos abgeschieden werden kann. Trotz Einsatzes von Abscheidern geht also immer ein Teil des Schmieröls verloren. Weiter ist unter Umweltsichtspunkten fraglich, ob die Anwesenheit von Schmieröl im ansonsten saubereren Brennstoff Erdgas toleriert werden kann. Da die öleingespritzten Maschinen ferner mit deutlich niedrigeren maximalen Umfangsgeschwindigkeiten betrieben werden als die Trockenläufer, ist für einen gegebenen Volumenstrom eine öleingespritzte Maschine deutlich größer als eine trockenlaufende.

Diese Überlegungen führten daher zum Konzept einer Baureihe von trockenlaufenden Schraubenexpandern für den Einsatz in Erdgasdrosselstationen (Bild 2). Die Maschine zeichnet sich durch Rotoren mit einem von MAN GHH entwickelten asym-

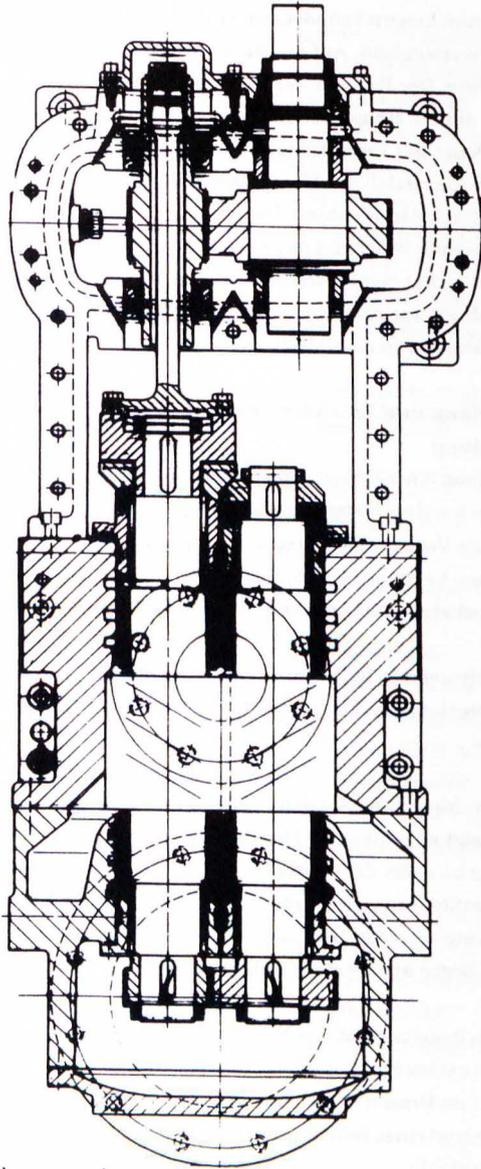


Bild 2:
Schnittdarstellung des Schraubenexpanders

metrischen 5/7 Profil mit kurzem Profilverteil und kräftigen Läuferzapfen aus. Zwischen Profilverteil und Lagern befindet sich eine Dichtungspartie, die variable Dichtungsanordnungen ermöglicht. Auf der Niederdruckseite befindet sich das Synchronisationsgetriebe. Der Hauptläufer treibt ein an der Hochdruckseite angeflanshtes Getriebe, das die Hauptläuferdrehzahl auf die Generatorzahl umsetzt. Dieses Getriebe kann mit verschiedenen Übersetzungsverhältnissen entsprechend dem jeweiligen Einsatzfall der Maschine ausgerüstet werden. Das Getriebe steht unter dem Austrittsdruck der Maschine. Die Abtriebswelle des Getriebes ist die einzige nach außen führende Welle und mit einer Gleitringdichtung abgedichtet. Diese Konstruktion hat den Vorteil, daß die Gleitringdichtung nur den relativ niedrigen Austrittsdruck zur Atmosphäre hin abdichten muß. Die Maschine ist für maximale Eintrittsdrücke von ca. 60 bar ausgelegt.

3 Regelung und Betriebsverhalten des Schraubenexpanders

3.1 Regelung

Die Regelung einer Erdgasexpansionsmaschine richtet sich nach dem von den Gasverbrauchern auf der Niederdruckseite verlangten Erdgasmassenstrom, der auf einem bestimmten Versorgungsdruckniveau abgeführt wird. Die Gewinnung einer hohen elektrischen Leistung ist hier also zweitrangig und richtet sich nach dem Gasverbrauchsverhalten. Es kommen grundsätzlich zwei verschiedene Regelungskonzepte in Frage:

- Drehzahlregelung der Expansionsmaschine oder
- Drosselregelung des Eintrittsdrucks vor der Expansionsmaschine bei konstanter Drehzahl

Die Drehzahlregelung hat den Vorteil, daß die Drosselung vor der Maschine entfällt. Ferner steigt mit sinkender Drehzahl der mechanische Wirkungsgrad der Maschine. Nachteilig ist dabei der relativ hohe elektrotechnische Aufwand, der einen Asynchronengenerator mit einem Frequenzumrichter und Synchronisiereneinrichtungen auf Netzfrequenz erfordert. Der elektrische Wirkungsgrad einer solchen Anlage dürfte niedriger liegen als der einer Anlage mit fester Drehzahl mit Netzfrequenz.

Die Drosselregelung hat den Vorteil einer einfacheren elektrischen Anlage (besonders bei Einsatz eines Synchrongenerators, [4]). Nachteilig ist außer dem unerwünschten Einsatz eines Drosselventils, das Absinken des mechanischen und des inneren Wirkungsgrads eines Schraubenexpanders, wenn der Eintrittsdruck unter den Auslegungswert fällt.

3.2 Betriebsverhalten

Der Schraubenexpander hat im Vergleich zum Schraubenkompressor die besondere Eigenschaft, daß der Volumenstrom am Maschineneintritt (und damit der durchgesetzte Massenstrom) stark vom eingebauten Volumenverhältnis v_1 abhängt. Ein großes v_1 ist gleichbedeutend mit einem kleinen Kammervolumen V_{HD} bei Überfahren der hochdruckseitigen Steuerkanten und damit einem kleinen theoretischen Eintrittsvolumenstrom des Schraubenexpanders. Wählt man also zur Anpassung an große Expansionsdruckverhältnisse ein hohes eingebautes Volumenverhältnis, so wird eine größere Maschine für einen bestimmten Eintrittsvolumenstrom nötig als bei kleinen Druckverhältnissen. Die Maschinengröße wird also nicht nur vom Volumenstrom am Eintritt sondern auch vom Expansionsdruckverhältnis, d.h. vom Austrittsvolumenstrom mitbestimmt.

Die Bilder 3 bis 11 sind für eine Maschine mit dem oben erwähnten 5/7 Profil und einen Achsabstand von 160 mm gerechnet. Das Medium ist Erdgas (Molmasse 18,5 kg/kmol, $k=1,3$).

Für die Bilder 3 bis 5 wurde bei einem konstanten Druckgefälle von 50 bar auf 10 bar die Hauptläuferdrehzahl variiert. Bild 3 zeigt den Verlauf der abgegebenen Leistung über der Hauptläufer (HL) -Drehzahl für verschiedene eingebaute Volumenverhältnisse. Man erkennt eine nahezu lineare Zunahme der Leistung mit steigender Drehzahl. Eine Maschine mit einem Achsabstand von nur 160 mm ist in der Lage, Leistungen im Megawattbereich abzugeben. Für den Einsatz in Erdgasdrosselstationen bedeutet das, daß man mit recht kleinen Maschinenabmessungen auskommt. Bild 3 zeigt weiter die Abhängigkeit der Kupplungsleistung vom eingebauten Volumenverhältnis. Beim kleinsten eingebauten Volumenverhältnis ergibt sich die höchste abgegebene Leistung, da wegen des großen Kammervolumens am Eintritt der durchgesetzte Massenstrom bzw. Normvolumenstrom am größten ist. Bild 4 zeigt den Verlauf des Normvolumenstroms über der Drehzahl für verschiedene eingebaute Volumenverhältnisse.

In Bild 5 ist der Verlauf des abgegebenen Drehmoments am Hauptläufer dargestellt. Das Drehmoment sinkt geringfügig über der Drehzahl. Ein Grund für dieses Sinken ist eine schlechtere Füllung des Arbeitsraumes bedingt durch mit der Geschwindigkeit steigende Drosselverluste beim Einströmen. Ein weiterer Grund sind die überproportional ansteigenden mechanischen Verluste in den Lagern und der Gleitringdichtung bei steigender Drehzahl.

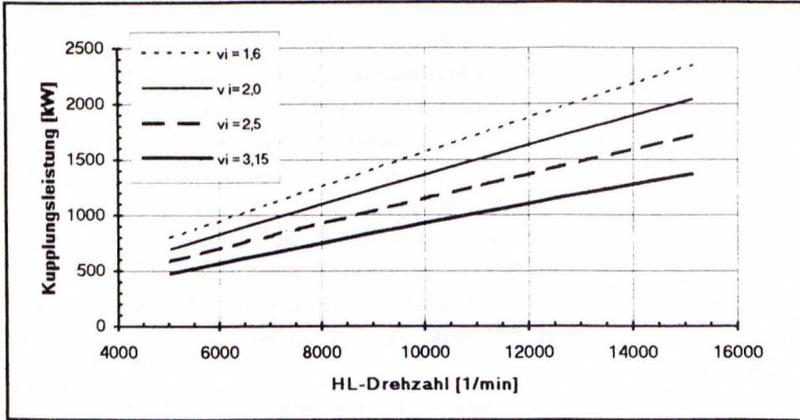


Bild 3: Kupplungsleistung des Expanders CX160 bei Entspannung von Erdgas, 50 bar auf 10 bar

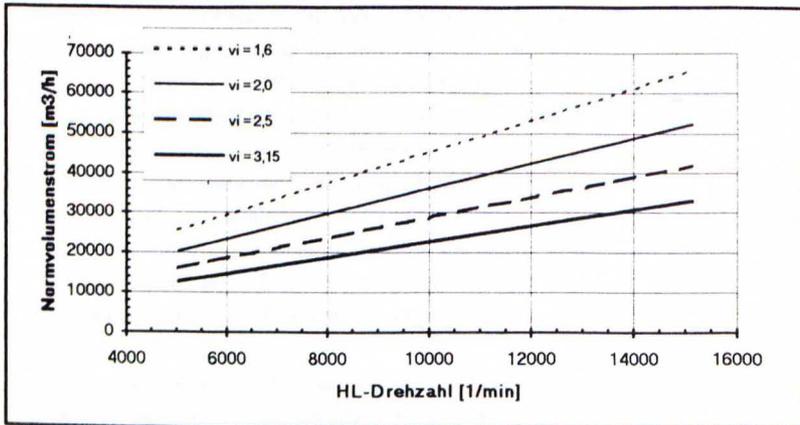


Bild 4: Vom Expander CX160 verarbeiteter Erdgasnormvolumenstrom bei Entspannung von Erdgas, 50bar auf 10bar

Bei den Bildern 6 und 7 wurde bei konstantem Austrittsdruck 10 bar und konstanter Umfangsgeschwindigkeit 100 m/s der Eintrittsdruck und damit das Druckverhältnis variiert. Bild 6 zeigt den Verlauf der Kupplungsleistung über dem Druckverhältnis. Es ergibt sich ein nahezu lineares Ansteigen der Kupplungsleistung mit steigendem Druckverhältnis. Bedingt durch Überexpansion mit anschließender Rückverdichtung

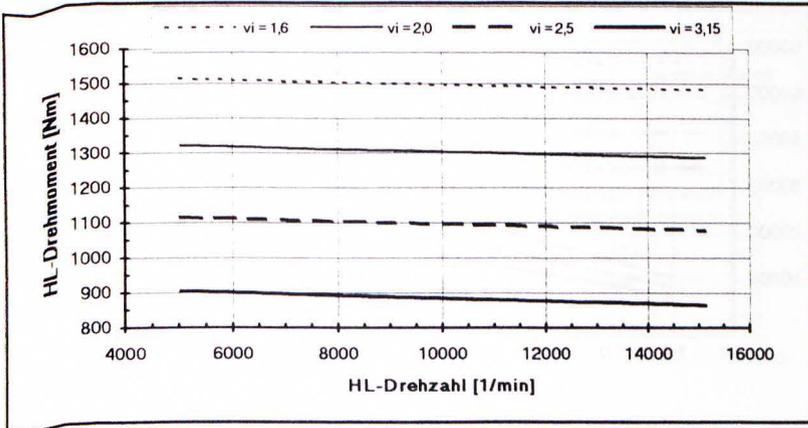


Bild 5: Hauptläuferdrehmoment des Expanders CX160 bei Entspannung von Erdgas, 50 bar auf 10 bar

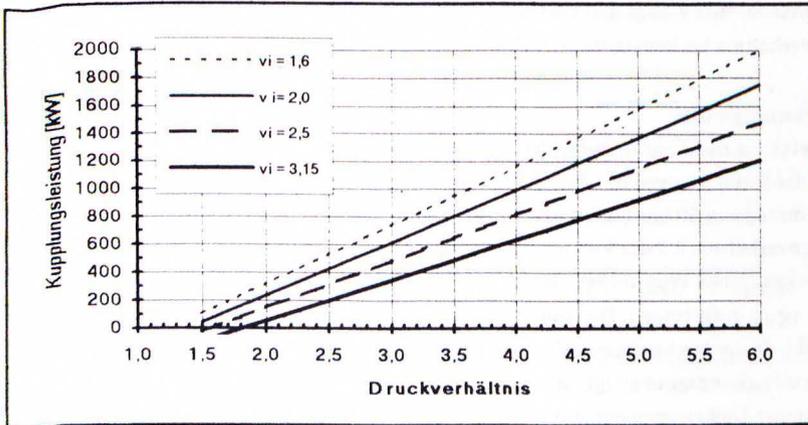


Bild 6: Kupplungsleistung Expander CX160 bei Entspannung von Erdgas auf 10 bar; $u_{HL} = 100$ m/s

auf den Austrittsdruck und nahezu konstante mechanische Verlustleistung bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich für jedes eingebaute Volumenverhältnis ein bestimmtes minimales äußeres Druckverhältnis, bis zu dem die Maschine noch Leistung abgeben kann. Dieses ist um so höher, je höher das eingebaute Volumenverhältnis ist. Auch hier wird die höchste Leistung beim kleinsten eingebauten

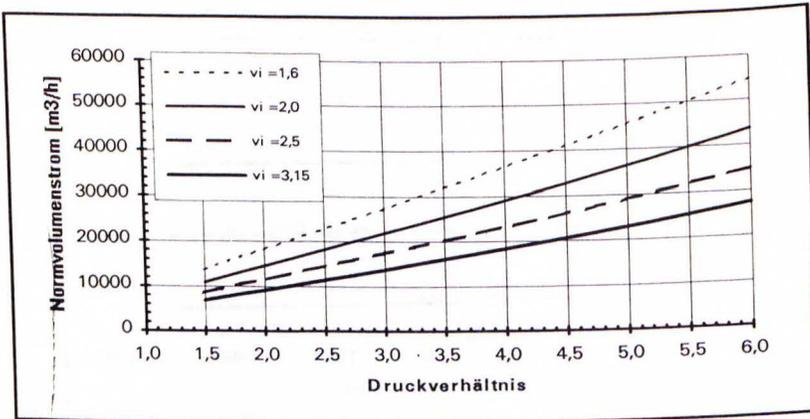


Bild 7: Vom Expander CX160 verarbeiteter Erdgasnormvolumenstrom bei Entspannung auf 10 bar; $u_{HL} = 100 \text{ m/s}$

Volumenverhältnis erzielt, bedingt durch den dabei maximalen Volumenstrom bzw. Massenstrom. Bild 7 zeigt den Verlauf des Normvolumenstroms über dem Druckverhältnis bei konstanter HL-Umfangsgeschwindigkeit $u_{HL} = 100 \text{ m/s}$

4 Wirkungsgrade

4.1 Variation der Umfangsgeschwindigkeit bei konstanten Drücken

Die Bilder 8 und 9 zeigen den Verlauf der Wirkungsgrade über der HL-Drehzahl für Entspannung von 50 bar auf 10 bar. In Bild 8 ist exemplarisch für ein eingebautes Volumenverhältnis 2,5 der Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades η_{mech} , des inneren isentropen Wirkungsgrades $\eta_{i,s}$ und des isentropen Kupplungswirkungsgrades $\eta_{Ku,s}$ aufgetragen. Der mechanische Wirkungsgrad sinkt mit steigender HL-Drehzahl, da die mechanischen Verluste überproportional zunehmen. Der innere isentrope Wirkungsgrad steigt mit steigender HL-Drehzahl, da der Anteil der ungenutzten Leckgasmengen sinkt. Oberhalb einer gewissen HL-Drehzahl wird der innere isentrope Wirkungsgrad zwar wieder sinken, da die Strömungsverluste mit steigender Strömungsgeschwindigkeit stark zunehmen, jedoch ist dieser Punkt bei dem Erdgas wegen dessen geringer Dichte (Molmasse ca. $18,5 \text{ kg/kmol}$) im Vergleich zu z.B. Luft offenbar noch nicht erreicht. Da der innere isentrope Wirkungsgrad deutlich kleiner, als der mechanische Wirkungsgrad ist, ist er die bestimmende Größe für den isentropen Kupplungswirkungsgrad. Dieser hat einen relativ flachen Verlauf, der sich im Bereich von ca. 10000 1/min bis 15000 1/min nur noch wenig ändert (Bild 9).

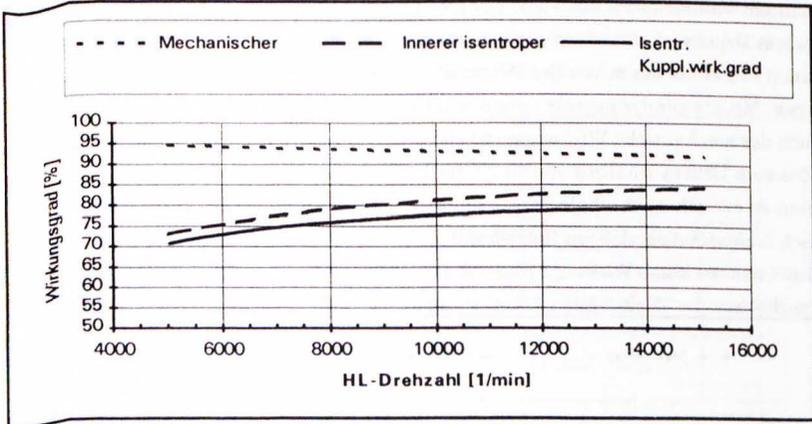


Bild 8: Wirkungsgrade Expander CX160, $v_i=2,5$, Erdgas, 50 bar auf 10 bar

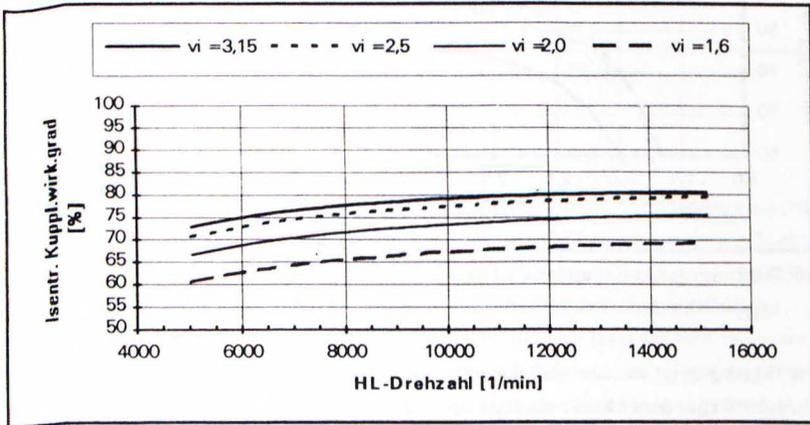


Bild 9: Isentrope Kupplungswirkungsgrade Expander CX160 für verschiedene v_i , Entspannung von Erdgas, 50 bar auf 10 bar

4.2 Variation des Eintrittsdrucks bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit

In den Bildern 10 und 11 sind die Wirkungsgrade über dem Eintrittsdruck bei konstantem Austrittsdruck 10 bar und konstanter HL-Umfangsgeschwindigkeit 100 m/s dargestellt. Bild 10 zeigt wieder exemplarisch den mechanischen, den inneren isentropen und den isentropen Kupplungswirkungsgrad für eine Maschine mit

eingebautem Volumenverhältnis 2,5. Der mechanische Wirkungsgrad steigt mit steigendem Druckverhältnis stetig an, da die mechanischen Verlustleistungen einer gegebenen Maschine kaum von der Druckdifferenz sondern fast nur von der Drehzahl abhängen. Mit steigender innerer Leistung durch steigendes Druckverhältnis muß also auch der mechanische Wirkungsgrad steigen. Der innere isentrope Wirkungsgrad steigt bis zum Druckverhältnis von ca 2,5 steil an, um dann bei etwa 3,25 ein flaches Optimum zu erreichen, oberhalb dessen ein sehr flacher Abfall erfolgt. Auslegungstechnisch bedeutet dies, daß ein Betrieb mit einem höheren als dem optimalen Druckverhältnis nahezu keine Wirkungsgradeinbuße kostet, wohingegen bei zu niedrigem Druckverhältnis der Wirkungsgrad steil abfällt.

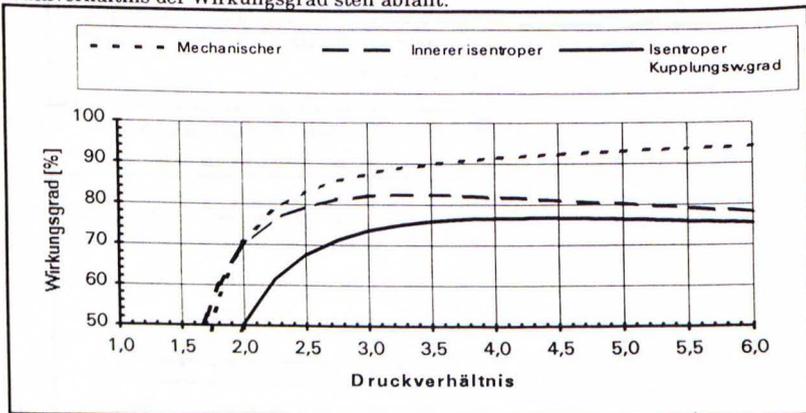


Bild 10: Wirkungsgrade Expander CX160, $v_1=2,5$, Entspannung auf 10 bar, $u_{HL} = 100\text{m/s}$

Schon in [6] ist gezeigt worden, daß die optimalen eingebauten Volumenverhältnisse des Schraubenexpanders kleiner sind als der theoretische Wert aus Druckverhältnis und Isentropenexponent. Dies wird durch Bild 11 bestätigt, in dem die isentropen Kupplungswirkungsgrade für verschiedene eingebaute Volumenverhältnisse aufgetragen sind. Für ein Druckverhältnis 5 ergibt sich nur ein kleiner Wirkungsgradunterschied zwischen $v_1=3,15$ und $v_1=2,5$. Bedenkt man, daß durch Wahl eines kleineren eingebauten Volumenverhältnisses u.U. eine kleinere und damit kostengünstigere Maschine verwendet werden kann, so kann hier ein eingebautes Volumenverhältnis von ca. 2,5 eine sinnvolle Wahl sein. Aus dem flachen Verlauf der Wirkungsgradkurven folgt aber auch, daß der Schraubenexpander für eine Drossel-

regelung geeignet ist, zumindest solange das Druckverhältnis nicht zu stark unter das optimale Druckverhältnis sinkt. Im Zweifelsfalle sollte eine Maschine mit kleinerem einbautem Volumenverhältnis gewählt werden, falls diese für die Vollastbedingungen geeignet ist.

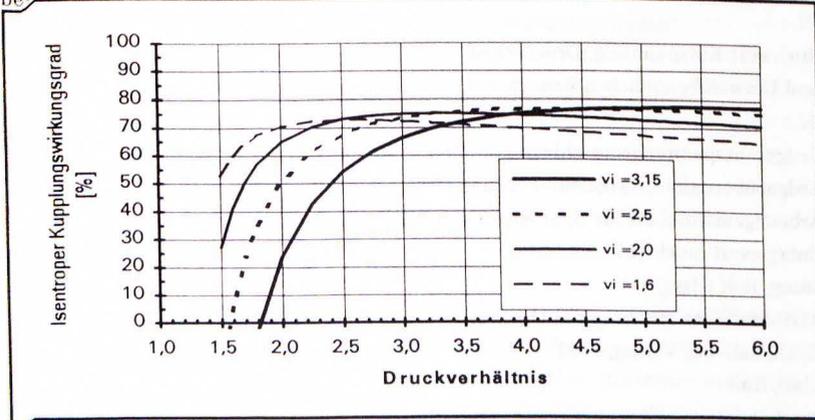


Bild 11: Isentrope Kupplungswirkungsgrade Expander CX160,
Entspannung auf 10 bar, $u_{HL} = 100\text{ m/s}$

5 Zusammenfassung

Es wird ein Konzept für Schaubenexpander für den Einsatz in Erdgasdrosselstationen bei Eintrittsdrücken bis ca. 60 bar vorgestellt. Für eine Maschine mit dem Achsabstand 160 mm werden exemplarisch die Verläufe von Normvolumenstrom, Kupplungsleistung und Wirkungsgraden über der HL-Drehzahl und dem Druckverhältnis dargestellt. Kupplungsleistungen bis ca. 2000 kW sind damit erreichbar. Es ergeben sich nahezu linear steigende Verläufe für Normvolumenstrom und Kupplungsleistung über der Drehzahl. Mit steigendem Eintrittsdruck bei konstantem Austrittsdruck steigen Normvolumenstrom und Kupplungsleistung ebenfalls nahezu linear. Die Maschine ist gut geeignet für eine Drehzahlregelung, aber auch eine Drosselregelung des Eintrittsdruckes ist sinnvoll, solange das äußere Druckverhältnis nicht zu klein wird.

Die Maschine ist aufgrund ihrer kompakten Bauweise, ihres vibrationsarmen Laufs, der Ölfreiheit des entspannten Gases, der günstigen Regelmöglichkeiten und der guten Wirkungsgrade eine interessante Alternative zu bisher verfolgten Konzepten.

6 Literaturverzeichnis

- [1] Rostek, Horst A. und Rathmann, Diethard :
Nahe Hundert, ENERGIE SPEKTRUM, Februar 1989
- [2] N.N. :
Stichwort Entspannung, Druckschrift der Arbeitsgemeinschaft für Sparsamen und Umweltfreundlichen Energieverbrauch E.V.
- [3] N.N. :
Erdgasentspannungsmaschinen zur Stromerzeugung in Erdgasübernahmestationen, Februar 1993, Druckschrift der Arbeitsgemeinschaft für Sparsamen und Umweltfreundlichen Energieverbrauch E.V.
- [4] Hüning, Rolf (Hrsg) :
Wirtschaftliche Nutzung des Druckgefälles bei der Entspannung von Erdgas.
R. Oldenbourg Verlag, 1991
- [5] Becker, Ralf :
Druckenergieinhalt im Erdgasversorgungssystem der Bundesrepublik Deutschland und seine Nutzbarkeit in Gasentspannungsanlagen unter technischen und wirtschaftlichen Aspekten.
Diplomarbeit, TU Clausthal, 1991
- [6] Dreißig, Bernd :
Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren.
Dissertation Universität Dortmund, 1990