

Forschungsprogramm
Umgebungs- und Abwärme,
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)

Ölfreier CO₂- Kleinkompressor

ausgearbeitet durch
Heinz Baumann
Baumann Engineering
Bürglistrasse 49
8400 Winterthur
hpbaumann@bluewin.ch

im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Zusammenfassung

Ziel des Projektes war der Machbarkeitsnachweis für einen ölfreien semi-hermetischen CO₂-Kompressor für überkritische Wärmepumpprozesse mit grossen Temperaturhüben. Diese Prozesse sind verbunden mit hohen Drücken, z.B. 35 bar Saugdruck und 80 - 150 bar Enddruck.

Der Nachweis erfolgte über die Auslegung, Konstruktion und Anfertigung eines Funktionsmodells, mit anschliessender Ermittlung der Kenndaten des Kompressors mittels Tests auf einer speziell aufgebauten Testanlage.

Der Kompressor wurde konzipiert als Brauchwasser-Wärmepumpe, ohne externe Kühlung. Die Kühlung des Motors erfolgt über das angesaugte CO₂-Gas, das zuerst den Motor durchströmt, dann durch das Kurbelgehäuse und die Zylinderköpfe zu den Saugventilen gelangt.

Die Tests haben bestätigt, dass die eingesetzte Technik geeignet ist für den Einsatz in kleinen ölfreien CO₂-Kompressoren. Der Kompressor läuft aufgrund des Kreuzschleifenantriebes sehr ruhig und vibrationsarm. Es können problemlos Drücke bis 150 bar und Endtemperaturen bis 200 °C erreicht werden, ohne dass irgendwelche Komponenten Schaden nehmen.

Um den Einfluss der Wärmeleitung und den Wärmeaustausch zwischen Gas und Zylinder zu ergründen wurden Zylinderköpfe aus rostfreiem Stahl sowie aus Kunststoff getestet und die Resultate verglichen. Der rostfreie Zylinderkopf leitet viel Wärme an das Kurbelgehäuse, was zum beträchtlichen Aufheizen des durch das Kurbelgehäuse angesaugten Gases führt. Entsprechend ist der Prozessverlauf bei den beiden Zylinderkopf-Materialien sehr verschieden (siehe Diagr. 5); die Kenngrössen der Verdichtung sind im Endeffekt jedoch praktisch identisch (siehe Diagr. 8 - 12). Der Isentrope Wirkungsgrad (siehe Diagr. 10) liegt trotz der Kleinheit der Zylindervolumina (1.25 cm³) im Rahmen von handelsüblichen ölgeschmierten Kompressoren. Der Volumetrische Wirkungsgrad (siehe Diagr. 12) fällt ab, als Folge des konstruktionsbedingten hohen Schadraumanteils von 18%.

Die wichtigsten Anwendungsmöglichkeiten für diese noch weiterzuentwickelnde Technologie sind die

- Fahrzeugklimatisierung (Kühlen/ Heizen)
- Brauchwassererwärmung
- Lebensmittelindustrie, wo ölfreie Verdichtung zwingend ist.

Voraussetzung für die meisten Anwendungen sind konkurrenzfähige Kosten (in Konkurrenz zu ölgeschmierten Systemen). Um dies zu erreichen sind noch weitere Entwicklungsschritte notwendig.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Abstract

The objective of the project is to prove the feasibility of a small oilfree semi hermetic piston type CO₂ compressor for supercritical heatpump applications with large temperature spans. These processes involve high pressures like 35 bar suction pressure and 80 to 150 bar delivery pressure. The compressor design is based on two key elements which are :

- clearance seal piston/cylinder combination and
- PEEK-plate valves with flat valve springs

The feasibility study covers :

- design and manufacturing of a functional model
- performance tests over the full range of speed and pressure
- manufacturing cost estimate for a modified serial model design.

The compressor was designed for domestic water heating applications and has therefore no external cooling. The cooling of the motor is effected by the suction CO₂-gas flow through the motor, crankcase and cylinder head to the suction valves.

The tests confirmed the feasibility of the technology for the use in small oilfree compressors. The compressor which has a scotch yoke drive operates very quietly and without vibrations. It is able to handle outlet pressures up to 150 bar and outlet temperatures up to 200 °C .

Two kinds of cylinder heads from stainless steel and from plastic were tested in order to find out the influence of heat exchange and heat conduction. The stainless steel cylinder heads conduct a lot of heat to the compressor housing which results in a considerable preheating of the suction gas (see Diagr.4). The process of preheating and compression follows different courses for the two cylinder head materials (see Diagr.5). However, the characteristic values of compression are practically the same for both (see Diagr.8-12).

The Isentropic Efficiency (see Diagr.10) is comparable to the efficiency of oil-lubricated compressors on the market, despite the very small cylinder volume of 1.25 cm³. The Volumetric Efficiency (see Diagr.12) is rather low due to the large design-related dead volume of 18%.

This CO₂ compressor technology is a possible alternative to oil lubricated compression systems in

- automotive air conditioning (heating and cooling)
- domestic water heating
- applications in the food industry where oilfree compression is a must.

Precondition for most of the applications however are competitive costs in comparison to oil-lubricated systems. In order to reach this target further development steps will be needed.

This work was done on behalf of the Swiss Federal Office of Energy. The author alone is responsible for the content and the conclusion of this report.

Inhaltsverzeichnis

| | Seite | |
|-----|----------------------------------|----|
| 1 | Ausgangslage | 4 |
| 2 | Ziel der Arbeit | 4 |
| 3 | Lösungsweg | 4 |
| 4 | Konstruktion | 5 |
| 4.1 | Daten des Kompressors | 5 |
| 4.2 | Konstruktionsmerkmale | 5 |
| 4.3 | Funktionsmuster | 7 |
| 4.4 | Serie-Modell | 7 |
| 4.5 | Antriebsmotor | 7 |
| 5 | Motormessungen | 7 |
| 6 | Kompressor-Testanlage | 9 |
| 7 | Resultate der Kompressor-Tests | 10 |
| 7.1 | Funktionalität | 10 |
| 7.2 | Messresultate | 11 |
| 7.3 | Wirkungsgrade | 14 |
| 8 | Herstellkosten des Serie-Modells | 16 |
| 9 | Schlussfolgerung und Ausblick | 17 |
| 10 | Definition der Wirkungsgrade | 18 |
| 11 | Symbole | 19 |
| 12 | Literaturverzeichnis | 19 |

1 Ausgangslage

Die FCKW's (Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe) werden wegen ihrer mehr oder weniger grossen ozongefährdenden Wirkung in Zukunft entweder verboten werden oder steuerlich derart hoch belastet, dass deren Gebrauch wirtschaftlich nicht mehr interessant sein wird. Auch die heute verbreitet eingesetzten FKW's (Fluor-Kohlenwasserstoffe) sind ökologisch problematisch.

Als Ersatzmedien bieten sich sog. natürliche Kältemittel an :

- Ammoniak
- Luft
- Wasserdampf
- Kohlenwasserstoffe (z.B. Isobutan, Propan, Butan etc.)
- Kohlendioxid

Das Kohlendioxid ist für Anwendungen wie

- Fahrzeugklimatisierung (Kühlen/Heizen),
- Brauchwassererwärmung und
- Getränkekühlung

interessant, weil es umweltneutral, geruchlos, ungiftig, nicht brennbar und unbegrenzt vorhanden ist in der Natur und zudem günstige thermodynamische Eigenschaften besitzt. Bei diesen Anwendungen arbeitet man mit überkritischen Prozessen.

Die Problematik dieser überkritischen CO₂-Prozesse liegt in der Handhabung der hohen Drücke mit ölgeschmierten Kompressoren und in der Wechselwirkung zwischen dem Öl und dem CO₂-Gas.

Die Probleme mit dem Öl sind bis heute nicht befriedigend gelöst. Eine mögliche Lösung ist der Einsatz von ölfreien Kompressoren.

2 Ziel der Arbeit

Diese Arbeit soll den Machbarkeitsnachweis für einen kleinen ölfreien halbhermetischen CO₂-Kompressor für überkritische Wärmepumpprozesse mit grossen Temperaturhüben erbringen.

3 Lösungsweg

Es wurde ein Funktionsmuster konstruiert und hergestellt, unter Verwendung von 2 patentierten und in der Praxis bewährten Schlüsselkomponenten :

- Hochdruck-Spaltringdichtung
- Kompressor-Ventile

Das Funktionsmuster wurde getestet und seine Kenndaten über einen weiten Betriebsbereich ermittelt.

Abschliessend wurde eine Herstellkosten-Abschätzung gemacht für ein entsprechend modifiziertes Serieprodukt.

4 Konstruktion

Der Kompressor wurde konzipiert als Wärmepumpe für die Brauchwasser-erwärmung. Das Kohlendioxid wird durch den Motor hindurch ins Kurbelgehäuse und von dort in die Zylinder angesaugt, um alle verfügbare Wärme im Prozess verwerten zu können. Ein hoher Wirkungsgrad des Antriebsmotors wurde angestrebt um das angesaugte CO₂-Gas nicht unnötig aufzuheizen und um einen möglichst guten Gesamtwirkungsgrad des Kompressors zu erreichen.

4.1 Daten des Kompressors :

- Anzahl Stufen 1
- Anzahl Zylinder 4
- Zylinder-Durchmesser 10 mm
- Hub 16 mm
- Ansaugdruck 35 bar
- Enddruck 80 – 150 bar
- Drehzahl variabel 500 – 3000 U/min
- Leistungsaufnahme bei 1500 U/min ca. 500 W
- Schadraum 18 %

4.2 Konstruktions-Merkmale des Funktionsmusters und des Serie-Modells :

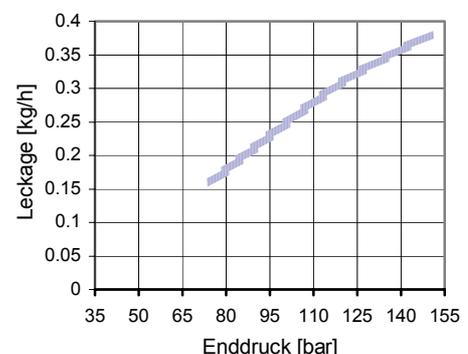
- halbhermetischer Kompressor mit integriertem Motor
- 4 Zylinder in Kreuzanordnung
- Kreuzschleifenantrieb mit vollem Massenausgleich, vibrationsarm
- einfache Kurbelwelle mit 1 Kröpfung, gelagert auf 2 abgedichteten Kugellagern
- Kolben/Zylinder: Spaltringdichtung
- Ventile: Kunststoff-Plättchenventile mit Flachfeder
- Antrieb mit Permanentmagnet-Synchronmotor
- Kühlung durch Arbeitsmedium CO₂

Ein Querschnitt durch das Funktionsmuster ist dargestellt in Fig. 1.

Folgende Konstruktions-Merkmale seien hier speziell erwähnt:

➤ **Hochdruck-Spaltringdichtung**

Die Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder erfolgt durch einen minimalen Spalt, Durchmesserspiel 4÷6 µm . Die Leckageströmung durch den Spalt ist laminar und beträgt je nach Druck und Drehzahl einige Prozente der Fördermenge. (siehe Diagr.1). Der Kolben bewegt sich praktisch reibungsfrei im Zylinder hin und her und unterliegt deshalb keinem Verschleiss. (Bei ähnlichen Anwendungen mit anderen Gasen beträgt die Betriebsdauer der Kolben/Zylinder-Paarung bis 10`000 Stunden)



Diagr. 1: Abgeschätzte Spaltringdichtungs- Verluste

➤ **Ventile**

Die Kompressorventile sind flachdichtende Kunststoffplättchen aus PEEK, die durch eine Flachfeder gegen den metallischen Sitz gedrückt werden. Die Ventilplättchen haben gute Dichteigenschaften, sind leicht, arbeiten geräuschlos und unterliegen keinem Verschleiss.

➤ **Kreuzschleifenantrieb**

Diese bekannte Antriebsart erzeugt reine sinusförmige Bewegungen. Vorteilhaft ist die Kombination mit 4 Zylindern in Kreuzanordnung, wobei die gegenüberliegenden Kolben gekoppelt sind über ein gemeinsames Joch : Die Überlagerung der beiden um 90° phasenverschobenen Massenkräfte erster Ordnung ergibt eine umlaufende Kraft, die durch zwei rotierende Gegengewichte auf der Welle ausgeglichen werden kann. Diese Antriebsart ergibt äusserst ruhig und vibrationsarm laufende Maschinen.

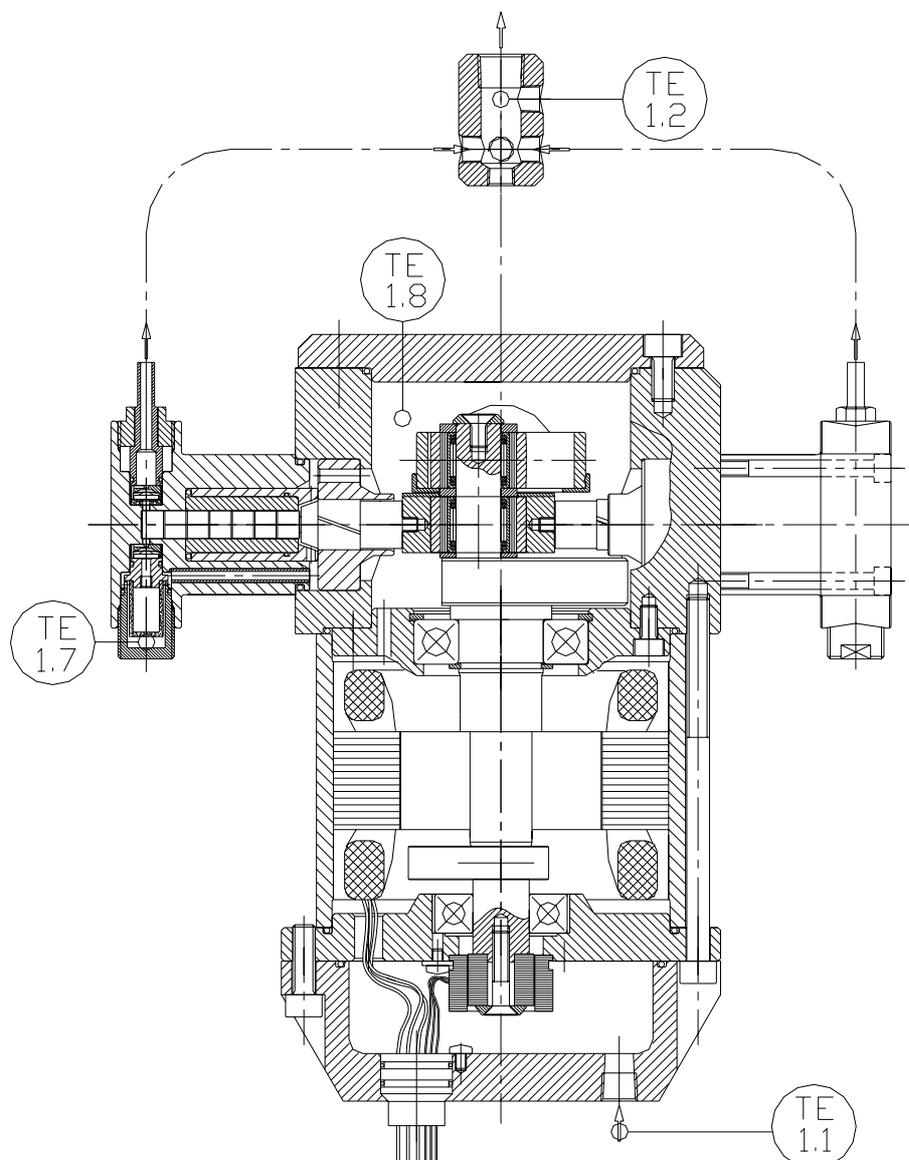


Fig. 1 : CO₂-Kompressor, Funktionsmodell
Temperaturmessstellen am Kompressor
(Messstellenverzeichnis siehe Tab.1)

4.3 Funktionsmuster: (siehe Fig.1)

Alle Gehäuseteile wurden aus Aluminium gefertigt, die Zylinderköpfe aus rostfreiem Stahl, um die Wärmeleitungsverluste etwas geringer zu halten als mit Aluminium. Um den Einfluss der Wärmeleitungsverluste zu ergründen, wurden zusätzlich noch Zylinderköpfe aus einem temperaturbeständigen Kunststoff angefertigt. Der Resolver am motorseitigen Wellenende dient der Drehzahlüberwachung.

4.4 Serie-Modell:

Das Serie-Modell unterscheidet sich vom Funktionsmuster in der Formgebung und Herstellung der Gehäuseteile aus Aluminium-Guss.

4.5 Antriebsmotor

Um einen möglichst hohen Motorwirkungsgrad zu erreichen, wurde ein Permanentmagnet-Synchronmotor gewählt, dessen Drehzahl über einen Frequenz-Umrichter steuerbar ist.

5 Motormessungen

Für die Auswertung der Kompressortests war es notwendig, den Wirkungsgrad der Antriebskette bei den jeweiligen Betriebszuständen genau zu kennen. Das ganze Kennfeld des Motors mit dem Frequenzumrichter zusammen wurde ausgemessen auf einem Motorenprüfstand (siehe Fig.2 und Bild 1 im Anhang); dazu wurden die Zylinder und die Kreuzschleifenjoche aus dem Kompressor ausgebaut und eine Wellenverlängerung auf den Kurbelzapfen gesteckt, an der über eine elastische Kupplung die Drehmoment-Messzelle und die Motorbremse gekoppelt werden konnte.

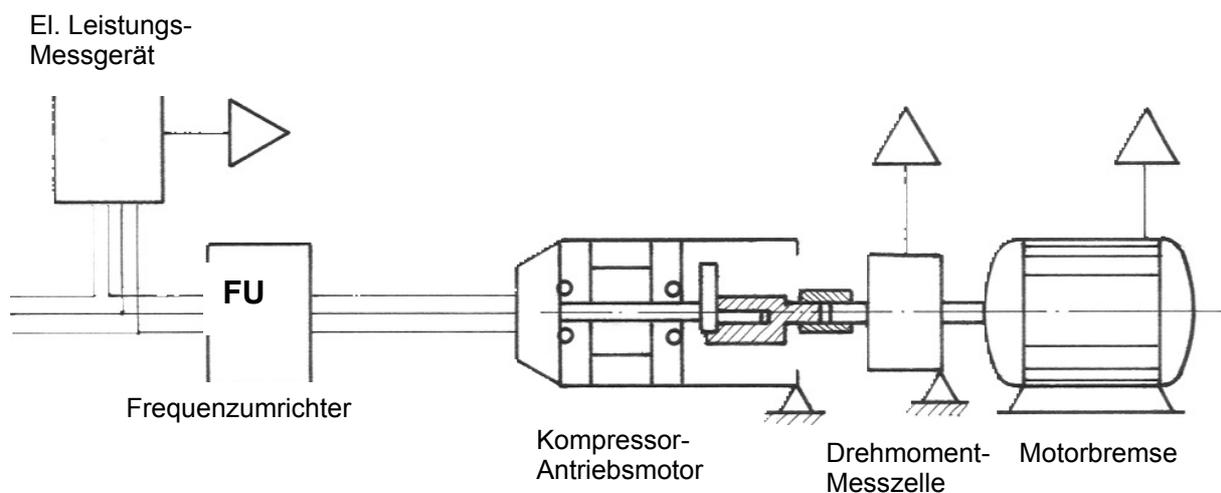
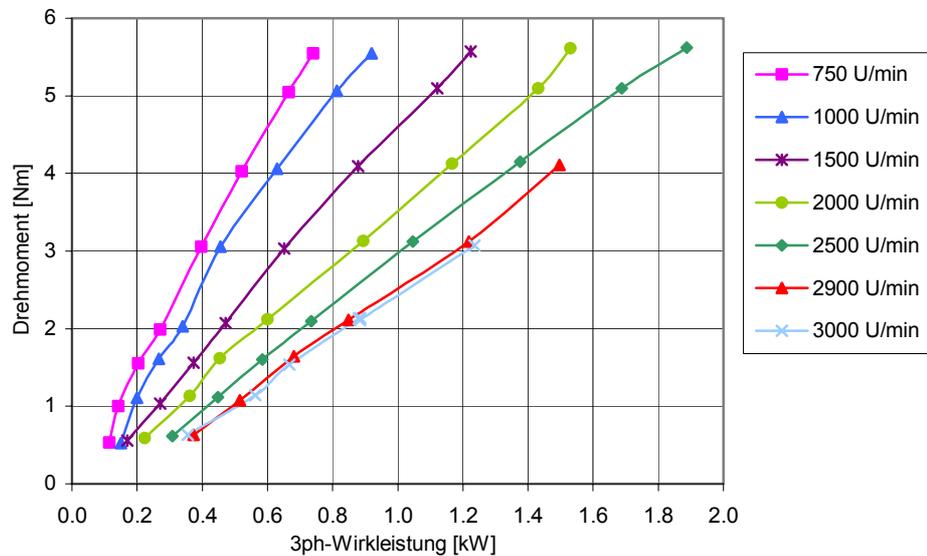
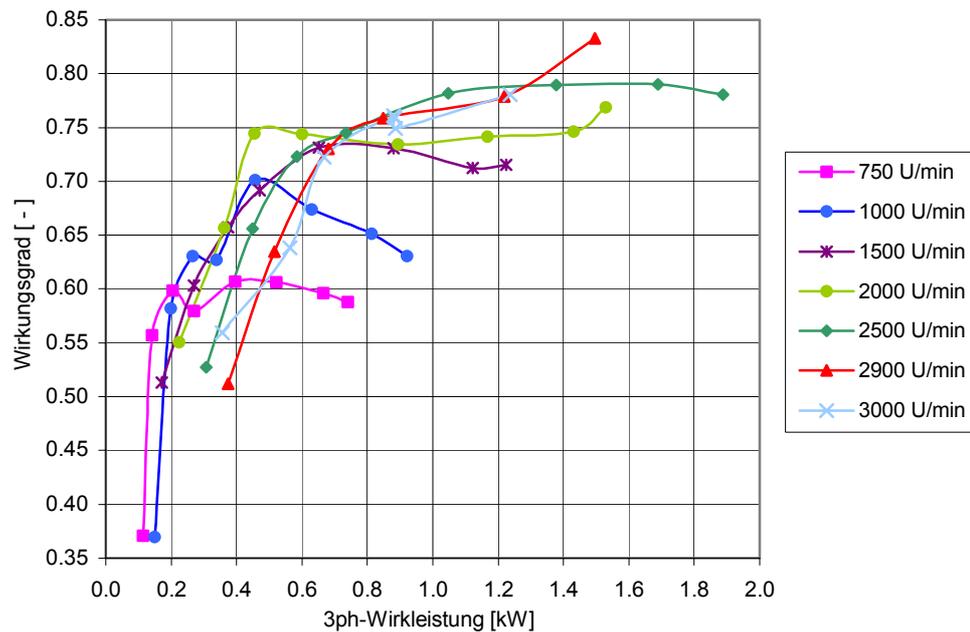


Fig.2 : Motor-Messanordnung

Die Messwerte wurden auf einem PC gespeichert und anschliessend weiterverarbeitet zu den Leistungskurven in den folgenden Diagrammen 2 und 3:



Diagr. 2 : Motormessungen; Drehmoment an Kompressorwelle



Diagr. 3 : Motormessungen; Wirkungsgrad des FU + Motor

Der Motorwirkungsgrad entsprach nicht den Erwartungen, und war vor allem im unteren Leistungsbereich und bei tiefen Drehzahlen relativ schlecht. Die durchgeführten Testläufe überdeckten den Leistungsbereich von 250 bis 950 W .

Tab.1 Messstellenverzeichnis

| Mess- stelle | Messgrösse | | | | Messprinzip | Kanal- Belegung | |
|-----------------|-----------------|-------------------|--------------------------------------|--------|-------------------------------|--------------------|--|
| | Sym- bol | Einheit | Beschreibung | Signal | | | |
| TE 1.1 | T | °C | Gas-Temperatur vor Verdichter | | Thermoelement | 1 | Analoge Eingänge Karte DS-16-8-TC-AO |
| TE 1.2 | T | °C | Gas-Temperatur nach Verdichter | | Thermoelement | 2 | |
| TE1.3 | T | °C | Gas-Temperatur vor Expansionsventil | | Thermoelement | 3 | |
| TE1.4 | T | °C | Gas-Temperatur nach Expansionsventil | | Thermoelement | 4 | |
| TE1.5 | T | °C | Kühlwasser-Temperatur WT-Eintritt | | Thermoelement | 5 | |
| TE 1.6 | T | °C | Kühlwasser-Temperatur WT-Austritt | | Thermoelement | 6 | |
| TE 1.7 | T | °C | Gas-Temperatur vor Saugventil | | Thermoelement | 7 | |
| TE 1.8 | T | °C | Gas-Temperatur im Kurbelgehäuse | | Thermoelement | 8 | |
| PT 2.1 | p | bar g | Druck vor Verdichter | mA | Drucktransmitter | 1 | Analoge Eing. Karte DS-16-8- GP-AO |
| PT 2.2 | p | bar g | Druck nach Verdichter | mA | Drucktransmitter | 2 | |
| YTI 2.3 | ρ | kg/m ³ | Dichte CO ₂ | mA | Coriolis- | 3 | |
| FTI 2.4 | m | kg/h | Massenstrom CO ₂ | mA | Durchflussmesser | 4 | |
| YI 2.5 | P _{el} | W | Elektrische Leistungsaufnahme | V | Elektr. Leistungs- messung | 5 | |

Tab.2 Apparatverzeichnis

| Bezeichnung | Beschreibung | Kanalbelegung | | |
|-------------|--|---------------|---|---|
| | | | | |
| A01 | Gesteuertes Expansionsventil | V | 2 | Analoge Ausgänge Karte DS-16-8-GP-AO |
| A07 | Kühlwasser-Regelventil | mA | 1 | |
| A02 | Flaschen-Druckreduzierventil | | | |
| A04 | Sicherheitsventil 40 bar (Niederdruck) | | | |
| A05 | Kühlwasser-Absperrhahn | | | |
| A09 | Sicherheitsventil 170 bar (Hochdruck) | | | |
| B01 | Behälter 300 cm ³ | | | |
| WT01 | Doppelrohr-Wärmetauscher | | | |
| V01 | Kompressor | | | |

7 Resultate der Kompressor-Tests

7.1 Funktionalität

Die Schlüsselkomponenten Kolben/Zylinder sowie die Ventile weisen nach all den Tests (ca. 300 Stunden) keinerlei Anzeichen von Verschleiss oder Ermüdung auf. Diese Komponenten sind hervorragend geeignet für den Einsatz mit CO₂ bei hohen Drücken.

Obschon noch keine Dauertests durchgeführt worden sind mit diesem Kompressor ist nach all den Erfahrungen auch im Einsatz mit anderen Gasen davon auszugehen, dass diese Komponenten mehrere tausend Betriebsstunden unbeschadet überdauern werden.

7.2 Messresultate

Die Kompressor-Testresultate sind in verschiedenen Diagrammen dargestellt. Die Messungen wurden durchgeführt mit Zylinderköpfen aus rostfreiem Stahl und aus Kunststoff.

Der prinzipielle Verlauf eines Testloop-Prozesses mit den verschiedenen Prozesspunkten sieht folgendermassen aus:

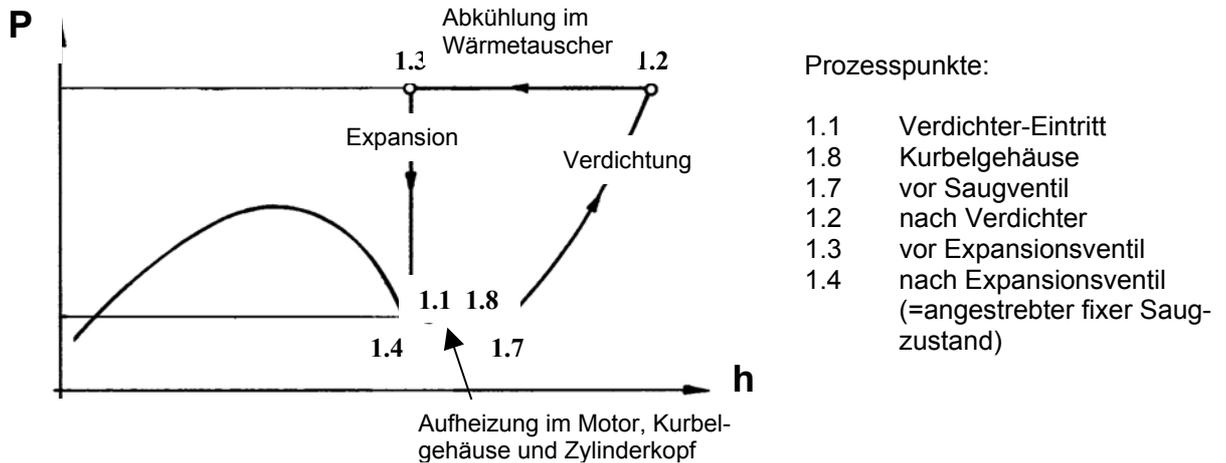
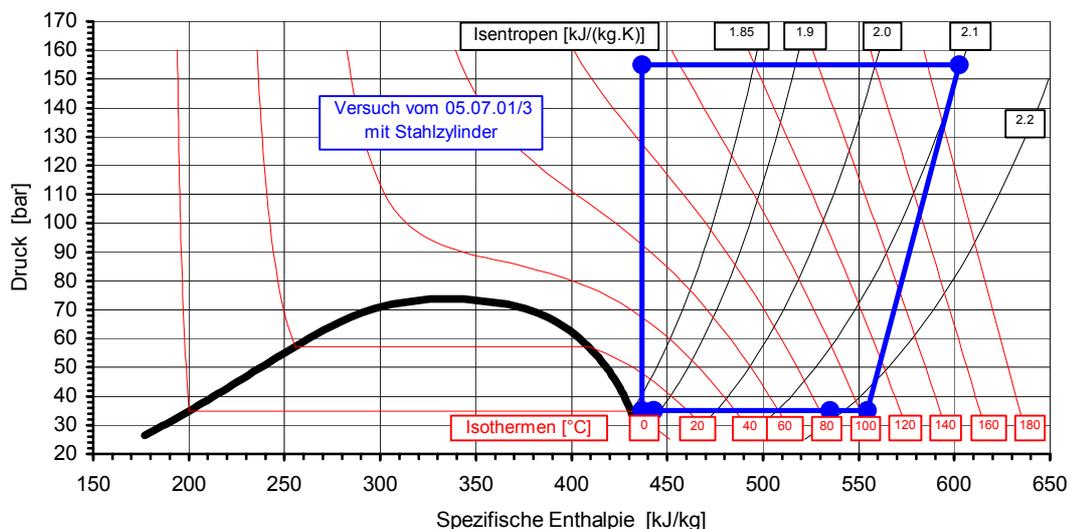


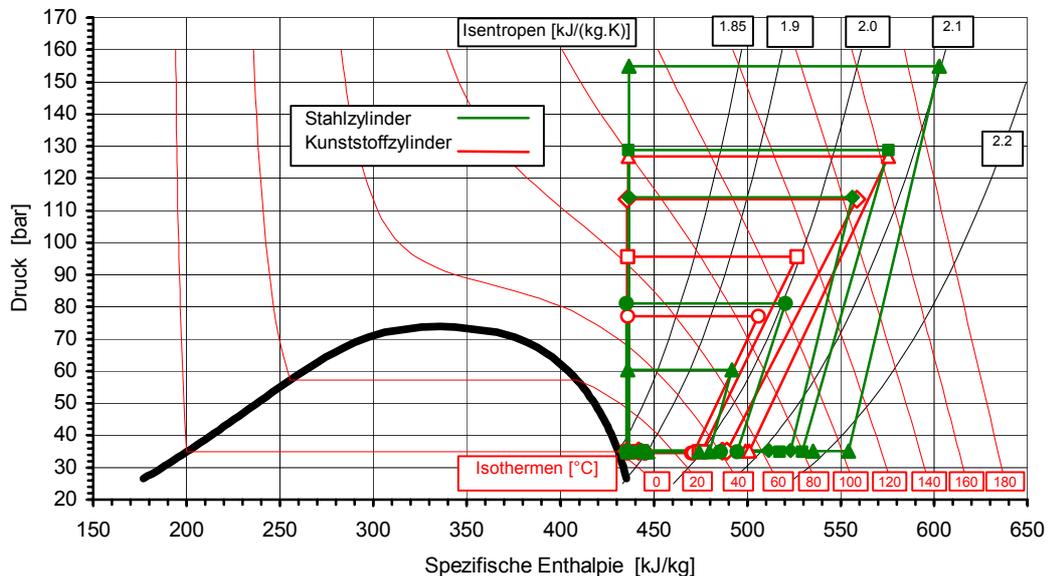
Fig.4 : Prinzipieller Verlauf eines Testloop-Prozesses im (p-h)-Diagramm

Das folgende Diagramm 4 zeigt einen typischen Prozessverlauf. Dargestellt ist eine Messung mit Stahlzylindern. Das angesaugte Gas wird vor allem im Motor und im Kurbelgehäuse extrem stark aufgeheizt um ca. 70°C, und im Zylinderkopf nochmals um fast 20°C! Grund dafür ist die hohe Kurbelgehäusetemperatur von ca. 85°C, vor allem als Folge der vom Zylinderkopf zum Gehäuse abgeleiteten Wärme. (Der Kompressor wird nicht extern gekühlt!)



Diagr.4 : Typischer Prozessverlauf im (p-h)-Diagramm (mit Stahlzylinder)

Das Diagramm 5 zeigt den Vergleich einiger Prozess-Verläufe mit Stahlzylinderköpfen gegenüber Kunststoffzylinderköpfen.



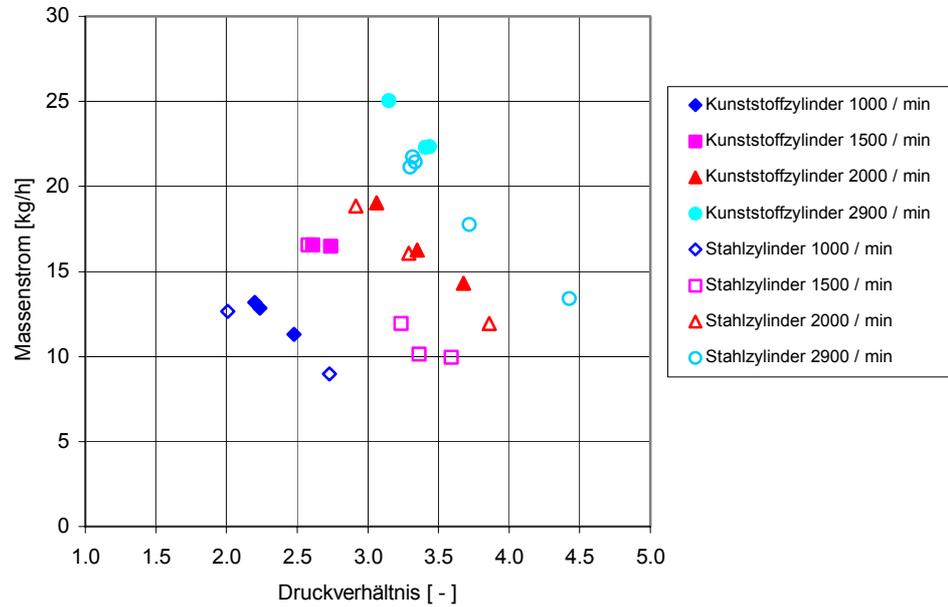
Diagr.5 : Vergleich der Prozessverläufe mit Stahlzylindern und mit Kunststoffzylindern, dargestellt im (p-h)-Diagramm

Der deutliche Unterschied zwischen den beiden Zylinder-Ausführungen ist im Prozess-Verlauf zu erkennen:

- Beim Kompressor mit Stahl-Zylindern ist die Aufheizung des Gases vor der Verdichtung sehr hoch, dafür wird während und nach der Verdichtung Wärme abgeführt; der Verdichtungsprozess erfolgt "unterisentrop".
- Die Kunststoffzylinder behindern den Wärmeaustausch, auch den Wärmeabfluss an das Kurbelgehäuse, was sich äußert in niedrigeren Gehäusetemperaturen und in der geringeren Aufheizung des Gases vor der Verdichtung. Dafür erfolgt die Verdichtung im Zylinder fast isentrop, d.h. praktisch ohne Wärmeaustausch mit dem Zylinder.
- **Das Resultat der beiden Varianten ist praktisch gleich!** Die Endtemperatur der Verdichtung ist ungefähr gleich, unabhängig vom Zylinderkopfmateriale. Auch die charakteristischen Größen der Verdichtung, dargestellt in den Diagrammen 8 - 12, sind praktisch unabhängig vom Zylinderkopfmateriale. Vermutlich kompensieren sich obige Effekte gegenseitig.

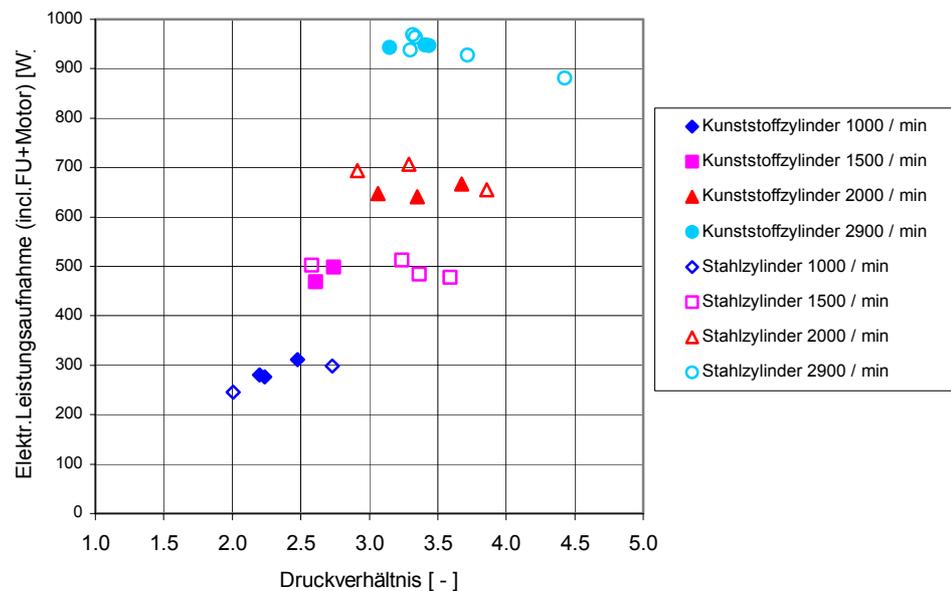
Die Auswertungen der zahlreichen Messungen wird dargestellt anhand der folgenden Diagramme 6 – 12; die Diagramme 6 und 7 mit der Drehzahl als Parameter. Die in den Diagrammen 8 - 12 dargestellten Messwerte gelten für den gesamten Drehzahlbereich von 750 U/min bis 2900 U/min. Man erkennt daraus, dass die Drehzahl keinen Einfluss hat auf die verdichtungsspezifischen Größen. d.h. die Strömungsverluste z. B. in den Ventilen fallen in unserem Betriebsbereich noch nicht ins Gewicht.

Diagramm 6 zeigt den Massenstrom als Funktion des Druckverhältnisses, mit der Drehzahl als Parameter:



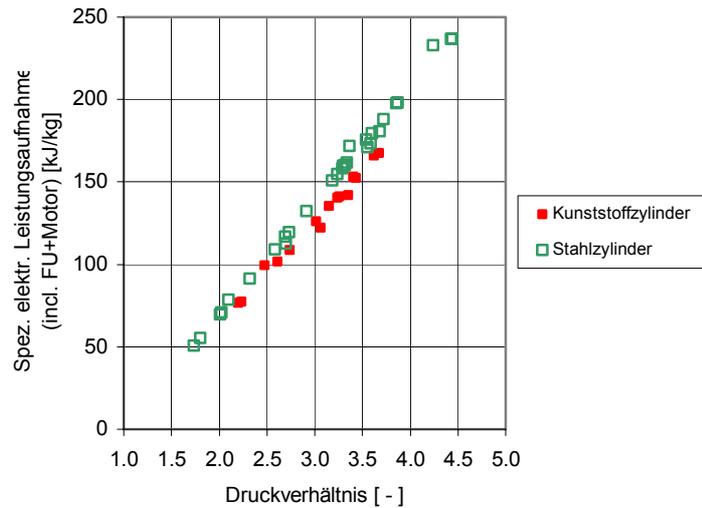
Diagr. 6 : Massenstrom

Diagramm 7 zeigt die elektrische Leistungsaufnahme, gemessen vor dem Frequenzumrichter, als Funktion des Druckverhältnisses, mit der Drehzahl als Parameter:



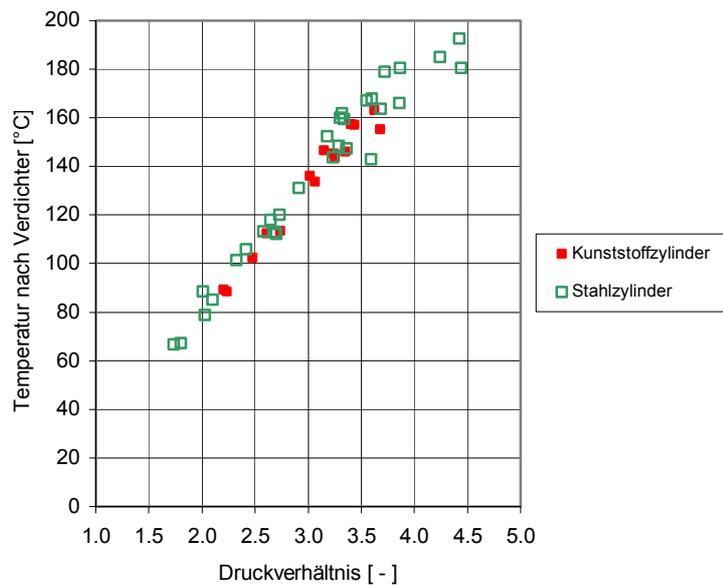
Diagr. 7 : Elektrische Leistungsaufnahme (incl. FU + Motor)

Diagramm 8 zeigt die spezifische elektrische Leistungsaufnahme, gemessen vor dem Frequenzumrichter, als Funktion des Druckverhältnisses.



Diagr. 8 : Spezifische elektrische Leistungsaufnahme inclusive FU + Motor

Diagramm 9 zeigt die Gastemperaturen nach dem Verdichter als Funktion des Druckverhältnisses.



Diagr. 9 : Gastemperatur nach Verdichter (TE1.2)

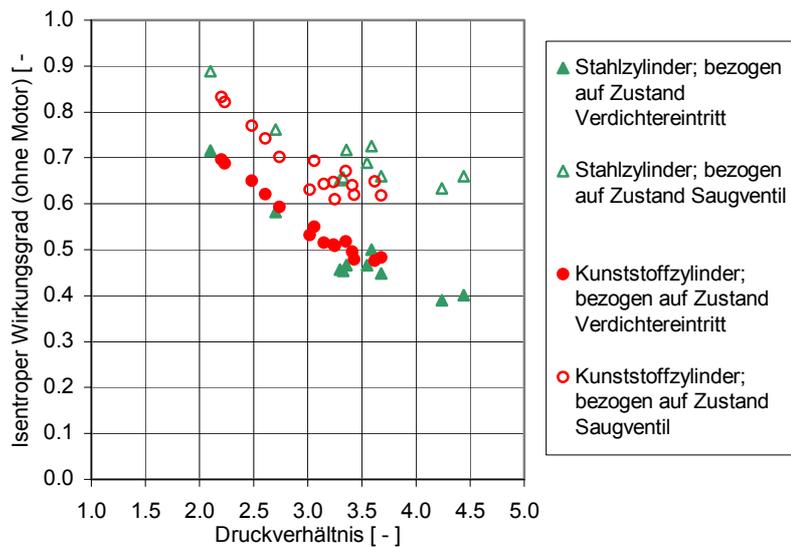
7.3 Wirkungsgrade

Die Definitionen der verschiedenen Wirkungsgrade der Verdichtung befinden sich im Abschnitt 10, Seite 18 .

Um die "Qualität" der Verdichtung beurteilen und vergleichen zu können mit Werten von handelsüblichen Kompressoren, wurden die Volumetrischen Wirkungsgrade sowie die Isentropen Wirkungsgrade je in Bezug gesetzt zum **Zustand Verdichtereintritt** und zum **Zustand vor Saugventil**. Beim letzteren wird der negative Einfluss der Sauggas-Aufheizung ausgeklammert.

Diagramm 10 zeigt den Isentropen Wirkungsgrad des Kompressors ohne Motor und FU als Funktion des Druckverhältnisses.

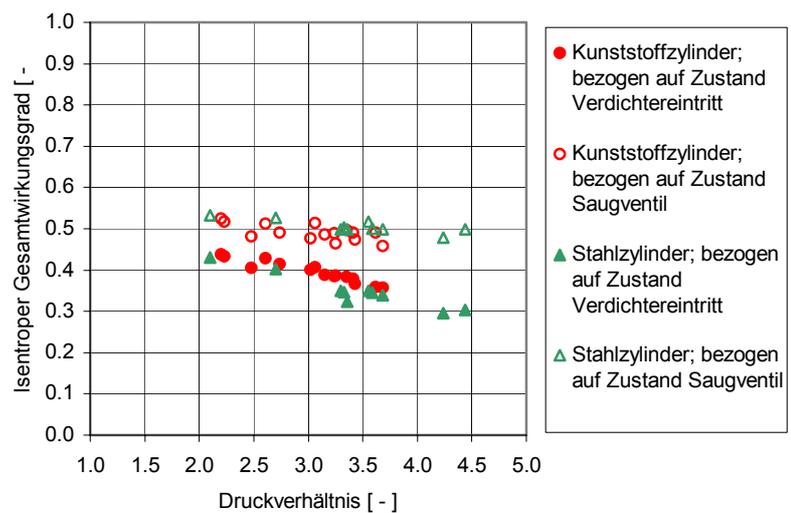
(Der Isentrope Wirkungsgrad vergleicht die theoretische isentrope Verdichtungsleistung mit der Wellenleistung)



Diagr.10 : Isentroper Wirkungsgrad (ohne Motor)

Diagramm 11 zeigt den Isentropen Gesamtwirkungsgrad (incl. Motor + Frequenzumrichter) als Funktion des Druckverhältnisses.

(Der Isentrope Gesamtwirkungsgrad vergleicht die theoretische isentrope Verdichtungsleistung mit der zugeführten elektrischen Leistung)



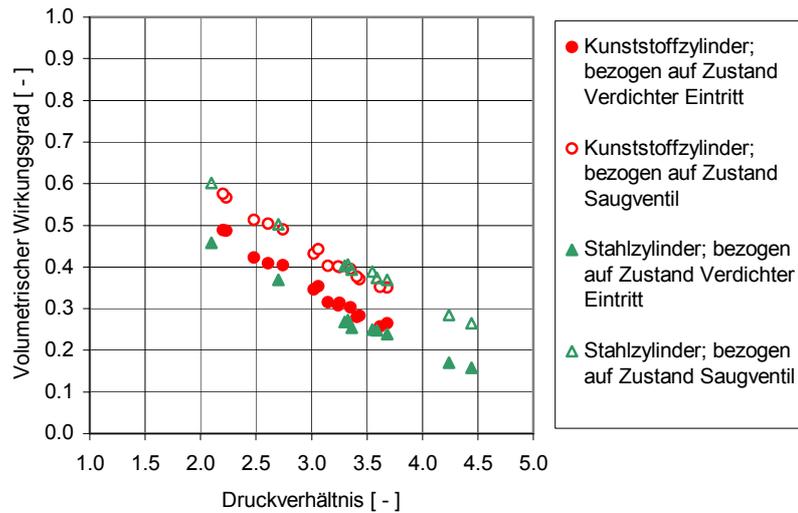
Diagr.11 : Isentroper Gesamtwirkungsgrad (inclusive Motor+FU)

Der relativ schlechte Isentrope Gesamtwirkungsgrad ist die Folge des niederen Motorwirkungsgrades (siehe Diagr.3, Seite 8), speziell bei niederen Druckverhältnissen und niederen Leistungen.

Vergleich mit Angaben aus der Literatur

- Der isentrope Wirkungsgrad von ölgeschmierten CO₂-Verdichtern wird in [1; 2] bei Druckverhältnissen von 3 – 4 mit ca. 0.7 angegeben. Diese Werte sind zu vergleichen mit den Messwerten im Diagramm 10 "bezogen auf den Zustand vor Saugventil", (entsprechend der Gaseinführung direkt in den Zylinder); sie liegen zwischen 0.6 und 0.72. Dies ist beachtlich für einen Kompressor mit nur 1.25 cm³ Zylindervolumen.

Diagramm 12 zeigt den Volumetrischen Wirkungsgrad als Funktion des Druckverhältnisses.



Diagr. 12 : Volumetrischer Wirkungsgrad

Der tiefe volumetrische Wirkungsgrad ist die Folge des grossen Schadraumanteiles von 18%. Dieser Schadraumanteil ergibt sich wegen dem sehr kleinen Zylindervolumen von 1.25 cm^3 , er war bei dieser Ventilausführung aus konstruktiven Gründen nicht mehr weiter zu reduzieren.

Vergleich mit Angaben aus der Literatur

- Der Liefergrad (= Volumetrischer Wirkungsgrad) wird in [3] für einen CO_2 -Verdichter mit Druckverhältnis 3 und 10% Schadraum mit ca. 0.6 angegeben. Unsere Werte aus Diagr.12 liegen bei einem Druckverhältnis von 3 und 18% Schadraum bei ca. 0.45 . Der Einfluss des grösseren Schadraumes dürfte mindestens 0.1 betragen, bei einer totalen Differenz von 0.15.

8 Herstellkosten für eine Kleinserie des Serie-Modells

Für die Kleinserie-Ausführung auf **Basis 5000 Stück** wurden folgende Herstellkosten eruiert:

(Die Werkzeugkosten für die Aluminium-Gussteile und Kunststoff-Spritzgussteile sind nicht enthalten)

Günstigste Variante:

Kompressor mit Asynchronmotor, Motorwirkungsgrad 78%,
feste Drehzahl. Fertig montiert und getestet,

CHF 1320.-

High Tech Variante:

Kompressor mit Permanentmagnet-Synchronmotor mit höchstem
Wirkungsgrad von 88%, drehzahl geregelt mit Frequenzumrichter
und Netzfilter. Fertig montiert und getestet

CHF 1860.-

Wenn der Frequenzumrichter ohne eigenes Gehäuse - nur als Platine - in einem übergeordneten Steuerungsschrank untergebracht wird, dann reduziert sich der Preis der High Tech Ausführung um ca. CHF 150.- .

Die Gründe für die hohen Herstellkosten sind:

- Die gewählte Serie-Grösse von 5000 Stück ist relativ klein.
- Auch das Serie-Modell beruht auf mehr oder weniger konventionellen Maschinenbau-Teilen. Für grosse Serien müsste die Konstruktion intensiv überarbeitet und billigere Herstellverfahren gefunden werden.
- Der Kostenanteil der 4 Kolben/Zylinder beträgt allein fast 40% der Kompressorkosten. Hier müsste eine günstigere Werkstoffpaarung für Trockenlauf gefunden werden. Die Reduzierung der Anzahl Kolben hätte zwar günstige Auswirkungen auf die Kosten, würde aber andere Nachteile wie unruhiger Lauf, Druckpulsationen und höhere Lagerbelastungen mit sich bringen.

9 Schlussfolgerung und Ausblick

Die eingesetzte Technik eignet sich hervorragend für kleine ölfreie Hochdruck-CO₂-Kompressoren. Die Funktionalität und die gemessenen Wirkungsgrade zeigen, dass grosses Potential in dieser Technologie steckt.

Die Weiterentwicklung sollte fokussieren auf niederere Herstellkosten und auf kompakteren Design unter Berücksichtigung der anwendungsspezifischen Anforderungen.

Zukünftige Entwicklungs-Schwerpunkte könnten sein:

- Entwicklung von günstigen Materialpaarungen für trockenlaufende Kolben/Zylinder.
- Detaillierte Untersuchung der thermodynamischen Vorgänge und der Wärmeströme im Zylinder. Das Konzept mit dem Eigenmedium-gekühlten Motor ist zu überdenken und je nach Anwendung eine andere Gasführung vorzusehen.
- Konstruktions-Studie und Entwicklung eines trockenlaufenden Mehrzylinder-Axialkolbenkompressors für Kompakt-Anwendungen.
- Überarbeitung der Konstruktion durch Suche nach kostengünstigeren Fertigungsmethoden.

10 Definition der Wirkungsgrade

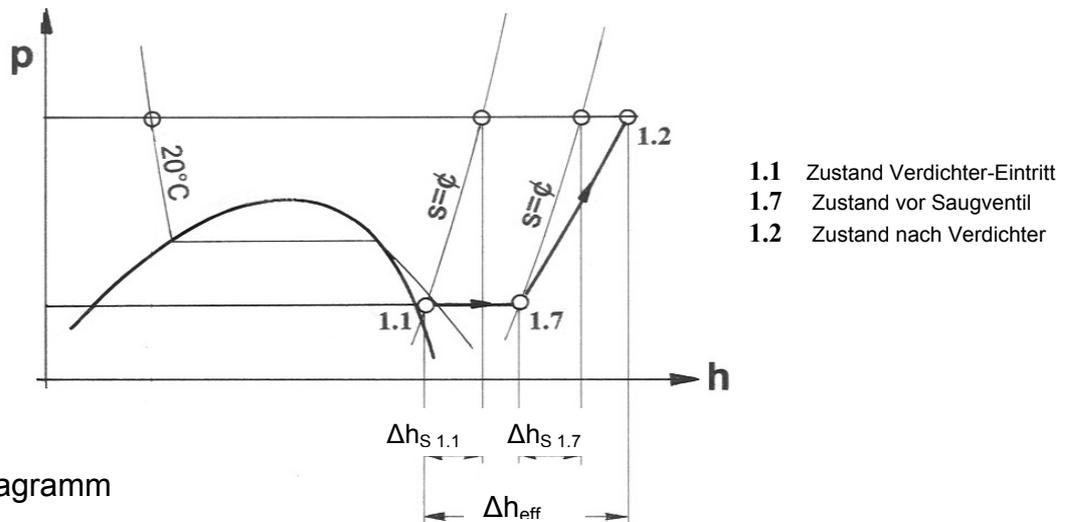


Fig.6 : p-h-Diagramm

Isentroper Wirkungsgrad, ohne Motor (Diagramm 10)

bezogen auf Zustand Verdichter-Eintritt $\eta_{is\ 1.1\ Kompr} = \frac{\Delta h_{S\ 1.1}}{w_{el} \cdot \eta_{Motor}}$ (Gl.1)

bezogen auf Zustand Saugventil $\eta_{is\ 1.7\ Kompr} = \frac{\Delta h_{S\ 1.7}}{w_{el} \cdot \eta_{Motor}}$ (Gl.2)

Isentroper Gesamtwirkungsgrad, incl. FU+Motor (Diagramm 11)

bezogen auf Zustand Verdichter-Eintritt $\eta_{is\ 1.1\ total} = \frac{\Delta h_{S\ 1.1}}{w_{el}}$ (Gl.3)

bezogen auf Zustand Saugventil $\eta_{is\ 1.7\ total} = \frac{\Delta h_{S\ 1.7}}{w_{el}}$ (Gl.4)

Volumetrischer Wirkungsgrad (Diagramm 12)

bezogen auf Zustand Verdichter-Eintritt $\eta_{Vol\ 1.1} = \frac{\dot{V}_{eff\ 1.1}}{\dot{V}_H} = \frac{\dot{m}}{\rho_{1.1} \cdot \dot{V}_H}$ (Gl.5)

bezogen auf Zustand Saugventil $\eta_{Vol\ 1.7} = \frac{\dot{V}_{eff\ 1.7}}{\dot{V}_H} = \frac{\dot{m}}{\rho_{1.7} \cdot \dot{V}_H}$ (Gl.6)

$$\dot{V}_H = \text{theoretischer Hubvolumenstrom}$$

$$= \frac{D^2 \cdot \pi \cdot H \cdot n \cdot 4}{4 \cdot 60}$$

11 Symbole

| | |
|-----------------|---|
| p | Druck |
| T | absolute Temperatur |
| ρ | Dichte |
| h | spezifische Enthalpie |
| h_s | spezifische Enthalpiedifferenz bei isentroper Verdichtung |
| h_{eff} | effektive spezifische Enthalpiedifferenz im Kompressor |
| s | spezifische Entropie |
| w_{el} | spezifische elektrische Energieaufnahme gemessen vor dem FU |
| η_{Motor} | Wirkungsgrad von Motor+FU |
| η_{is} | Isentroper Wirkungsgrad |
| η_{Vol} | Volumetrischer Wirkungsgrad |
| \dot{V}_H | Hubvolumenstrom |
| \dot{V}_{eff} | effektiver Volumenstrom |
| z_s | Schadraum- Anteil (= 0.18) |
| \dot{m} | Massenstrom |
| D | Zylinderdurchmesser |
| H | Hub |
| n | Drehzahl |

12 Literaturverzeichnis

- [1] Pettersen, J.,G. Lorentzen: Eine neue, effiziente und umweltfreundliche Pkw-Klimaanlage mit CO₂ als Kältemittel. Luft- und Kältetechnik, 29 (1993), H.3,S.105-111
- [2] P.S.Hrnjak et al., University of Illinois, USA
Experimenral Investigation of an Automotive Heat Pump prototype for Military, SUV and compact cars.
Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, July 2000, Page 115-122
- [3] Werthenbach, J., J. Maue: Klimakälteanlagen mit CO₂ im Pkw.
Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln – auf Strasse und Schiene. Karlsruhe, 8.3.96
- [4] Baumann, H. : Design features of a small oilfree, reciprocating, high pressure compressor. Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA

Anhang

| Inhaltsverzeichnis | Seite |
|---|--------------|
| Berechnungsbeispiel, Tabelle: Allgemeine Prozessdaten Tabelle: Auswertung | 21 |
| Vergleichsdiagramme für Isentrope Wirkungsgrade von oelgeschmierten CO ₂ -Kompressoren | 22 |
| Photoaufnahme der Motor-Messeinrichtung Bild 1 Photoaufnahme des Kompressor-Teststandes Bild 2 | 23 |

Anhang

Berechnungsbeispiel

Anhand der Messung vom 5.7.01/03 mit Stahlzylinder wird ein Berechnungsbeispiel präsentiert. Der Prozessverlauf dieser Messung ist dargestellt im (p-h)-Diagramm 4, Seite 11 des Berichtes.

Die Prozessdaten sind aufgeführt in der folgenden Tabelle "Allgemeine Prozessdaten". In der unteren Tabelle "Auswertung" sind die ausgewerteten Daten die für die Diagramme verwendet wurden zusammengestellt. In beiden Tabellen sind noch weitere Daten aufgeführt, die für andere Belange interessant sind, aber im Bericht nicht weiter benutzt wurden.

| Allgemeine Prozessdaten | | | | | | | | | | | |
|--|--------------------------------|-----------------------------|---------------------|-----------------------|----------------------------|---|--|-------------------------------------|---------------------|-------------|--------------------------|
| Datum: 05.07.01/3 Bla / Cz m | Elektrische Leistung [W] | Massen - Strom [kg/h] | Kühlwasser | | Umgeb.- Druck [mbar] | Dichte vor Exp.-Ventil [kg/m ³] | Ventil - Position | | Drehzahl | | Elektr. W'Grad [-] |
| | | | ein [°C] | aus [°C] | | | Expansion [V] | Kühlw. [mA] | [V] | [1/min] | |
| Mittelwert | 881 | 13.390 | 18.83 | 73.24 | 961.9 | 373.6 | 1 | 7.75 | 7.9 | 2900 | 0.75 |
| Stand.- Abw. | 10 | 1.378 | 0.34 | 3.08 | --- | 6.67 | --- | 0.25 | --- | --- | --- |
| Eckpunkte des Prozesses | | | | | | | | | | Verdichter | |
| Ort | Temperatur | | Eff.-Druck | | Abs.-Druck [bar] | Dichte [kg/m ³] | spezifische Entropie [kJ/(kg.K)] | spezifische Enthalpie [kJ/kg] | Zylinder Bohrung | 4 10 | [---] [mm] |
| | Mittelwert [°C] | Stand.- Abw. [°C] | Mittelwert [bar] | Stand.- Abw. [bar] | | | | | | | |
| Vor Verdichter | 7.49 | 0.23 | 34.06 | 0.25 | 35.02 | 90.28 | 1.8880 | 442.89 | Schadraum 0.18 | --- | --- |
| Kurbelgehäuse | 85.14 | 2.01 | 34.06 | 0.25 | 35.02 | 57.35 | 2.1800 | 535.10 | | | |
| Saugventil | 103.42 | 1.91 | 34.06 | 0.25 | 35.02 | 53.56 | 2.2325 | 554.38 | Wärmetauscher | | |
| nach Verdichter | 192.60 | 1.64 | 154.01 | 0.88 | 154.97 | 201.52 | 2.0977 | 602.71 | d_aussen | 6 | [mm] |
| Vor Exp.-Ventil | 91.54 | 0.42 | 154.01 | 0.88 | 154.97 | 383.94 | 1.6909 | 436.74 | d_innen | 4 | [mm] |
| Nach Exp.-Ventil | 4.96 | 0.27 | 34.06 | 0.25 | 35.02 | 92.69 | 1.8739 | 438.94 | Länge | 0.88 | [m] |
| do. korrigiert | --- | --- | 34.06 | --- | 35.02 | --- | 1.8659 | 436.74 | Fläche | 0.0166 | [m ²] |
| Dummy | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | eta FU | Kühlwasser | |
| Isentrope Verdichtung ab Eintritt Verdichter | | | | | 154.97 | --- | 1.8880 | 512.05 | [-] | Massenstrom | |
| Isobare Abkühlung bis 20 °C | | | | | 154.97 | --- | 1.0814 | 236.12 | 0.95 | [kg/h] | 6.6 |

| Spezifische Energie - Umsätze | | |
|--|---------|-------|
| Elektrizität (FU + Motor) | [kJ/kg] | 236.9 |
| Spezifische Enthalpie - Differenzen | | |
| Von Eintritt Verdichter bis Austritt Verd. | [kJ/kg] | 159.8 |
| Von Eintritt Verdichter bis Kurbelgehäuse | [kJ/kg] | 92.2 |
| Von Kurbelgehäuse bis Saugventil | [kJ/kg] | 19.3 |
| Von Saugventil bis Austritt Verdichter | [kJ/kg] | 48.3 |

| Auswertung | | Datum/Nr. | 05.07.01/3 |
|---|--|-----------------------------|------------|
| Energiebilanzen | | | |
| Leistungsaufnahme Motor inkl. FU | | [W] | 881 |
| Spezifische Enthalpieänderung des CO2 im Verdichter | | [kJ/kg] | 237 |
| (1) | Leistungsaufnahme Motor | [W] | 837 |
| (2) | Enthalpieänderung Kühlwasser | [W] | 419 |
| (3) | (1) - (2) Wärmeabgabe von Anlage an Umgebung | [W] | 418 |
| (4) | Enthalpieänderung des CO2 von Eintritt bis Austritt Verdichter | [W] | 594 |
| (5) | (1) - (4) Wärmeabgabe von Verdichter an Umgebung | [W] | 243 |
| (6) | Enthalpieänderung des CO2 auf der Druckseite | [W] | 617 |
| (7) | (6) - (2) Wärmeabgabe von Druckseite an Umgebung | [W] | 199 |
| (8) | Wärmeaufnahme des Expansionsventil von Umgebung | [W] | 8 |
| (9) | Wärmeaufnahme der Saugseite von Umgebung | [W] | 15 |
| Wärmetauscher | | | |
| (10) | Leistung des Wärmetauschers | [W] | 518 |
| (11) | Mittlere logarithm. Temp. - Differenz | [grd] | 94 |
| (12) | Wärmedurchgangszahl des Wärmetauschers | [W/(m ² .2.grd)] | 332 |
| Energiebilanzen Motor und Verdichter | | | |
| (13) | Motorverluste an CO2 | [W] | 176 |
| (14) | Wärmeaufnahme CO2 von Eintritt bis Kurbelgehäuse | [W] | 343 |
| (15) | (14) - (13) Wärmeaufnahme des CO2 im Kurbelgehäuse | [W] | 167 |

| Wärmepumpenprozess bei Abkühlung des Gases auf 20 °C | | |
|---|-------|------|
| Isentroper Wirk.-grad von Eintritt bis Austritt des Verdichters | [-] | 0.43 |
| Leistungsziffer mit isentroper Verdichtung nach Verdampfer | [-] | 3.99 |
| Leistungsziffer, effektiv (thermodynamisch gemäss Diagr.) | [-] | 2.29 |
| Leistungsziffer, effektiv (inkl. Motor und FU) | [-] | 1.55 |
| Vergleich effektiv (Motor und FU) mit isentroper Verdichtg. | [-] | 0.39 |
| Verdichtungs Vorgang | | |
| Druckverhältnis | [-] | 4.42 |
| Polytropenexponent (Schätzung) | [-] | 1.17 |
| Effektiver Volumenstrom Saugventil | [l/h] | 250 |
| Theoretischer Volumenstrom | [l/h] | 875 |
| Effektiver Volumetrischer Wirkungsgrad | [-] | 0.29 |
| Theoret. Volumetrischer Wirkungsgrad | [-] | 0.54 |

Vergleichsdiagramme für den Isentropen Wirkungsgrad

Diagramm 1

Oelgeschmierter Kolbenkompressor,
offene Bauart
Kompressortyp unbekannt
Verdrängtes Volumen 20.7cm^3
Anzahl Zylinder: nicht bekannt

Compressor efficiency bedeutet:
Verhältnis von Isentroper Verdichtungs-
arbeit zu Arbeit an der Welle.

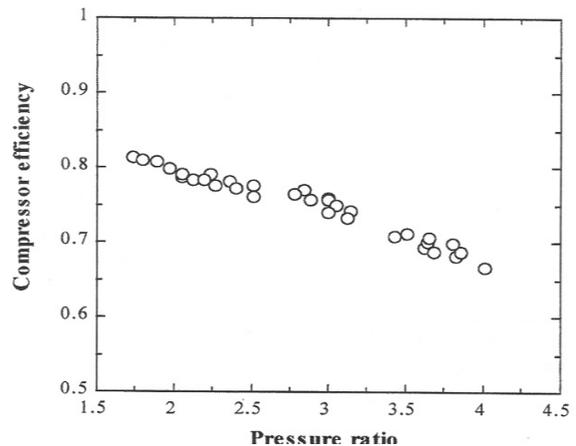


Diagramm 2

Oelgeschmierter Axialkolbenkompressor,
offene Bauart
Zylindervolumen und Anzahl Zylinder
unbekannt
Drehzahlen 950 und 1800 U/min

Isentropic efficiency: gleiche
Definition wie oben.

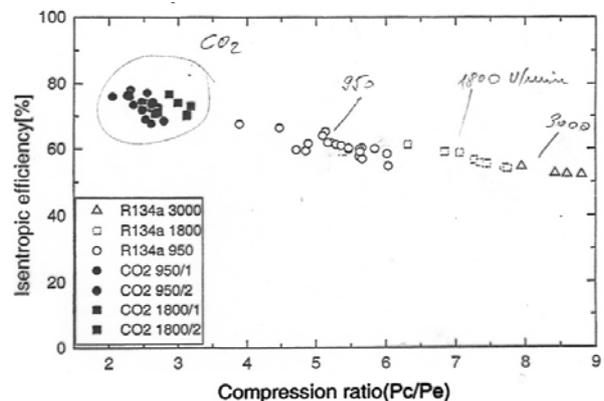
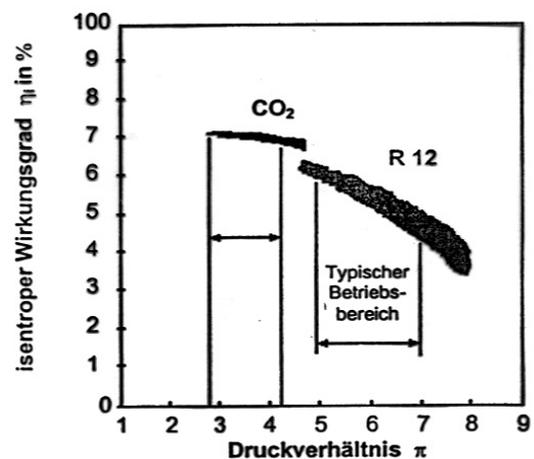


Diagramm 3:

Oelgeschmierter Kolbenkompressor,
offene Bauart
Kompressortyp unbekannt
Zylindervolumen unbekannt
Drehzahl 1600-1700 U/min



Quellen:

Diagramm 1 P.S.Hrnjak et al., University of Illinois,USA
Experimental Investigation of an Automotive Heat Pump prototype for Military, SUV
and compact cars.
Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids
at Purdue, July 2000, , Page 115-122

Diagramm 2 P.Hrnjak, University of Illinois,USA
Automotive and residential air conditioners and heat pumps
Purdue Conference Short Course on Fundamentals of Transcritical CO₂ Cycle Techn.
Purdue University, USA, July 2000

Diagramm 3 Pettersen,J.,G.Lorentzen: Eine neue, effiziente und umweltfreundliche Pkw-Klima-
Anlage mit CO₂ als Kältemittel. Luft- und Kältetechnik, 29 (1993), H.3,S.105-111

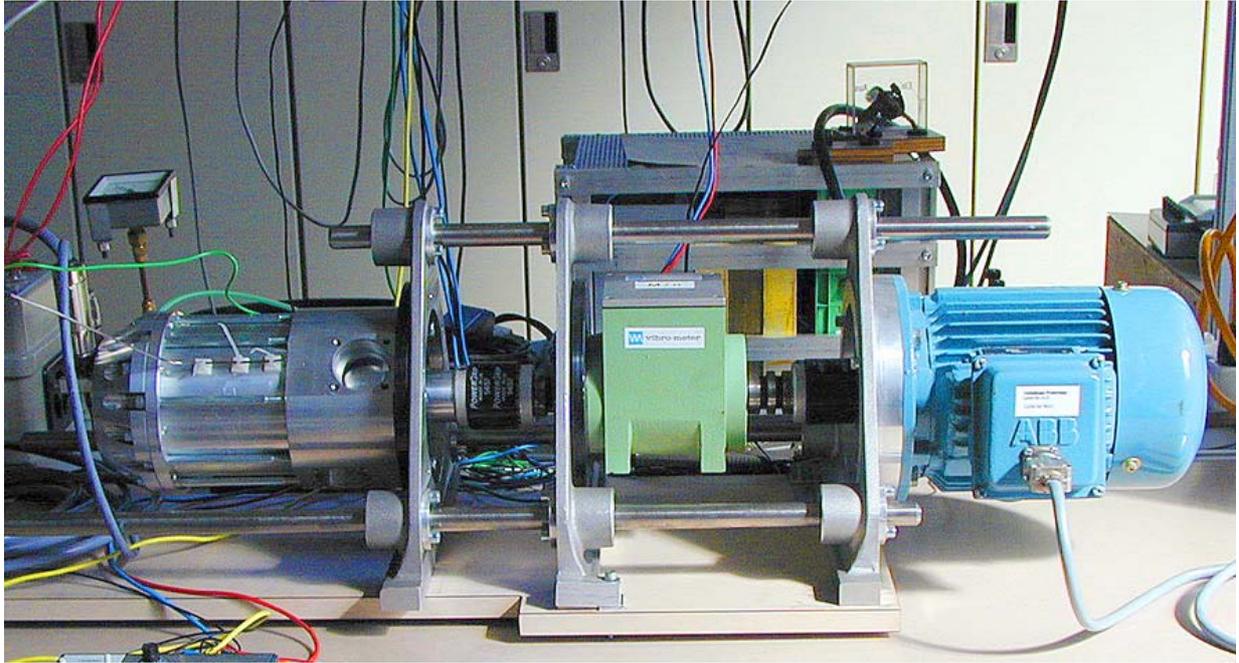


Bild 1 Motor-Messeinrichtung mit Drehmoment-Messzelle und Bremse

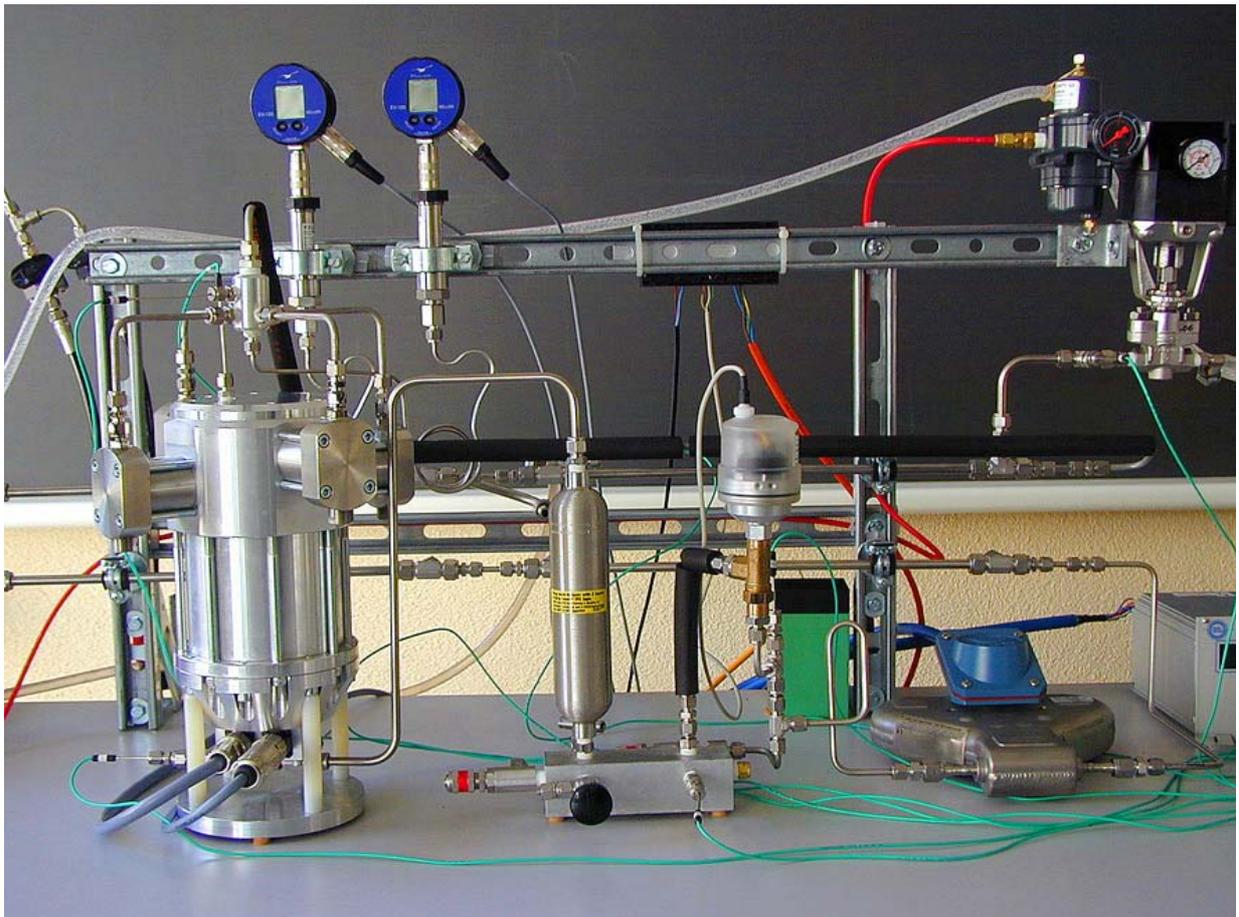


Bild 2 Kompressor-Teststand