

Wirkungsgradsteigerung bei Kaltdampf-Kompressionskälteanlagen

Energie-Rückgewinnung aus dem Drosselungsprozeß: der Expressor*

Klaus Hartmann, Unterschleißheim

Da die Wirkungsgrade der Einzelkomponenten von Kaltdampfkompressionskälteanlagen auf ihre oberen Grenzwerte zugehen, kommt den innerhalb des Prozesses auftretenden Drosselverlusten eine immer größere Bedeutung zu. Im Anschluß an einen kurzen Überblick über die Bemühungen zur Herstellung von Zweiphasenexpansionsmaschinen, die als Drosselventilersatz und zur Energiegewinnung genutzt werden könnten, werden Einzelheiten einer umfassenden Untersuchung von Schraubenexpansionsmaschinen für diesen Zweck erörtert.

Beschrieben wird die Kopplung einer Schraubenexpansionsmaschine mit einer typischen industriellen Großkälteanlage mit Radialverdichter bei Einsatz von R 134a als Arbeitsmittel in einem sogenannten Expressor-Hermetikaggregat. Dieses eignet sich für Neuanlagen und auch als Drosselventilersatz für Nachrüst-anwendungen.

zum Autor

Ing. (grad.) Klaus Hartmann,
Direktor Qualität und Training,
Carrier GmbH,
Unterschleißheim



Energiegewinnung durch Drosselventilersatz

Das Konzept zur Verbesserung der Leistungsziffer von Kaltdampfkompressionskältesystemen durch Nutzung des Drosselexpansionsprozesses zur Erzeugung von mechanischer Energie ist allgemein bekannt. Vorteilhaft ist dabei nicht nur die potentielle Nutzung zur Minderung des Energiebedarfs des Hauptverdichters, sondern auch die Steigerung der Kälteleistung pro Massenstromeinheit des durch den Systemverdampfer strömenden Fluids durch den nahezu reversiblen Charakter der Expansion. Dennoch ist die praktische Umsetzung dieses Prinzips von der Kälte- und Klimaindustrie bis vor kurzer Zeit nicht mit allzu viel Interesse verfolgt worden. Diese Zurückhaltung war hauptsächlich auf folgende Umstände zurückzuführen:

- Durch verbesserte Verdichterleistung und verringerte Wärmeübertragertemperaturdifferenzen erzielte Leistungs-ziffernsteigerungen waren kostengünstiger und signifikanter.
- Es war kein effektives Mittel zur Energiegewinnung aus der Zweiphasen-expansion verfügbar.

Gegenwärtig hat sich die Situation in folgender Hinsicht verändert:

- Die kontinuierlichen Steigerungen durch verbesserte Verdichterleistung und verringerte Wärmeübertragertemperaturdifferenzen haben einen solchen Stand erreicht, daß weitere Fortschritte zunehmend an Bedeutung verlieren und steigende Kosten aufweisen, so daß solche Verbesserungen nicht mehr kostengünstig sind.
- Aufgrund der relativ hohen Wirkungsgrade moderner Verdichter haben die mit Zweiphasenexpansionsmaschinen erzielbaren relativ konstanten Steigerungen an Bedeutung gewonnen.
- Die Fortschritte bei der Entwicklung von Zweiphasenexpansionsmaschinen deuten darauf hin, daß mit ihnen nunmehr lohnende Steigerungen in größeren Kälteanlagen realisiert werden können.

Energiegewinnung durch Zweiphasen-expansionsmaschinen

Anfang der 70er Jahre wurde in der Elektroenergieerzeugung, besonders an der Westküste der USA, mit der Nutzung natürlicher geothermischer Ressourcen zur Energieproduktion in großem Maßstab begonnen, und im Laufe der nachfolgenden zwei Jahrzehnte wurden für diesen Zweck allein in dieser Region Kraftwerke zur Erzeugung von mehr als 2000 MW Elektroenergie errichtet. Anfangs wurde zum Antrieb der Turbinen auf größtenteils konventionelle Weise Dampf verwendet, der hauptsächlich aus den kalifornischen Geysiren stammte. Die natürlichen Dampfressourcen waren bald

* Als Vortrag gehalten anlässlich der Deutschen Kälte-Klima-Tagung 2000 am 24. 11. 2000 in Bremen

weitgehend erschöpft. Geblieben sind viel größere Ressourcen von unter Druck stehendem heißen Wasser oder Dampf, der für eine direkte Nutzung durch herkömmliche Turbinen zu naß war. Es waren vor allem die Versuche zur Herstellung von Kraftwerksanlagen zur Nutzung dieser nassen Fluide, die das Interesse an Zweiphasenexpansionsmaschinen begründeten.

Dabei bildeten sich zwei Hauptansätze zur Erzielung einer effizienten Zweiphasenexpansion heraus. Der erste Ansatz konzentrierte sich auf die Entwicklung geeigneter Turbomaschinen. Der andere Ansatz war auf die Verwendung einer Art von Verdrängungsexpansionsmaschine gerichtet, wie z. B. die zweiwellige Schraubenmaschine von Lysholm.

Zweiphasenturbinen

Auf diesem Gebiet sind mit herkömmlichen Axial- und Radialströmungsturbinen nur begrenzte Erfolge erzielt worden, aber in letzter Zeit wurde bei Carrier eine bereits früher entwickelte Zweiphasenturbine [1] mit einer hochleistungsfähigen Zweiphasendüse ausgerüstet und in einer Kältemaschine als Drosselventilersatz verwendet [2]. Der adiabate Wirkungsgrad liegt den Angaben nach bei rund 50 %, und die Turbine ist direkt an den Hauptverdichter gekoppelt, um die Leistungsabgabe an den Elektromotor zu reduzieren. Es wird darauf verwiesen, daß mit dieser Methode eine Steigerung der Leistungsziffer um 3–5 % möglich ist.

Verdrängungsexpansionsmaschinen

Das Ziel der Geothermikforscher bestand ursprünglich darin, eine große zweiwellige Schraubenmaschine herzustellen, die den „Gesamtstrom“ von Dampf und Wasser in einer einzigen Expansionsmaschine entspannen konnte [3]. Die Ergebnisse waren enttäuschend, und entgegen allen Erwartungen wurden mit Maschinen von fast 1 MW Leistung nur adiabate Wirkungsgrade von 50 % erzielt [4]. Weiterhin wurde in Japan von Taniguchi u. a. [5] an der Verwendung kleiner Schraubenexpansionsmaschinen als Drosselventilersatz für die Herstellung von Wärmepumpen mit hohem Wirkungsgrad geforscht. Er berichtete ebenfalls, daß diese Maschinen in der Praxis niedrigere Wirkungsgrade erzielten als vermutet [6].

Untersuchungen mit Zweiphasenexpansionsmaschinen an der City University, London

Unabhängig von den Forschungsprojekten in den USA und in Japan wurde Ende 1982 an der Londoner City University ein Forschungsprogramm zu Zweiphasenexpansionsmaschinen gestartet. Das Anliegen bestand primär in einer verbesserten Energiegewinnung aus geothermischen Ressourcen in Form von „trockenem heißen Gestein“ in Südwestengland, die damals einiges Interesse auf sich zogen. Es begann mit einer Untersuchung der Eigenschaften von Arbeitsmitteln. Bereits in einer frühen Phase des Programms wurde die Schlussfolgerung gezogen, daß man von Turbinen keine hohen Wirkungsgrade erwarten kann, weil Wasser ein zu großes volumetrisches Expansionsverhältnis erfordert, um als effektives Arbeitsmittel in einer Verdrängungsexpansionsmaschine irgendeiner Art fungieren zu können. Die Arbeit konzentrierte sich daher auf die Entwicklung zweiwelliger Schraubenexpansionsmaschinen für den Einsatz geeigneter organischer Arbeitsmittel bei Betrieb in einem Kreisprozeßsystem.

Es wurde ein zweckspezifischer Prüfstand mit der Bezeichnung SPHERE (Single Phase Heat Efficient Recovery of Energy = einphasige wärmeeffiziente Energiegewinnung) gebaut, und die darauf getesteten zweiwülligen Schraubenexpansionsmaschinen erzielten im Zweiphasenbetrieb bei Leistungsabgaben von nur 25 kW adiabate Wirkungsgrade von über 70 %.

Definition des Expressor-Wirkungsgrades:

$$h_{\text{Expressor}} = h_{\text{Expander}} \cdot h_{\text{Compressor}}$$

Neben der experimentellen Arbeit wurde ein Analysenprogramm durchgeführt, als dessen Ergebnis ein umfangreiches Softwarepaket zur Konstruktion und Analyse zweiwelliger Zweiphasenschraubenexpansionsmaschinen entstand. Die Entwicklung dieser Software stützte sich auf frühere Erkenntnisse über Computermodelle der Leistung von Schraubenexpansionsmaschinen, die an der Universität von Sarajevo gewonnen und von Hanjalic und Stosic [7] beschrieben wurden. Einige Einzelheiten dazu sind im Abschnitt 3 nachlesbar.

Die Forschungsarbeit war umfangreich und berücksichtigte alle bekannten veröffentlichten Berichte amerikanischer und japanischer Forscher sowie die experimentelle Arbeit auf dem SPHERE-Prüfstand. Sie führte zu einem stark verbesserten Kenntnisstand über den Zweiphasenexpansionsvorgang und zu einer vollständigen Abstimmung aller veröffentlichten Versuchsergebnisse mit den analytischen Prognosen, die mit Hilfe des Softwarepaketes der City University aufgestellt wurden. Nähere Einzelheiten zu dieser Forschungsarbeit finden sich bei Smith [8].

Aus den Forschungsergebnissen wurde die Schlussfolgerung gezogen, daß die früheren Mißerfolge der Forscher gänzlich darauf zurückzuführen waren, daß die Maschinen mit unzweckmäßigen Bauvolumenverhältnissen konstruiert worden waren.

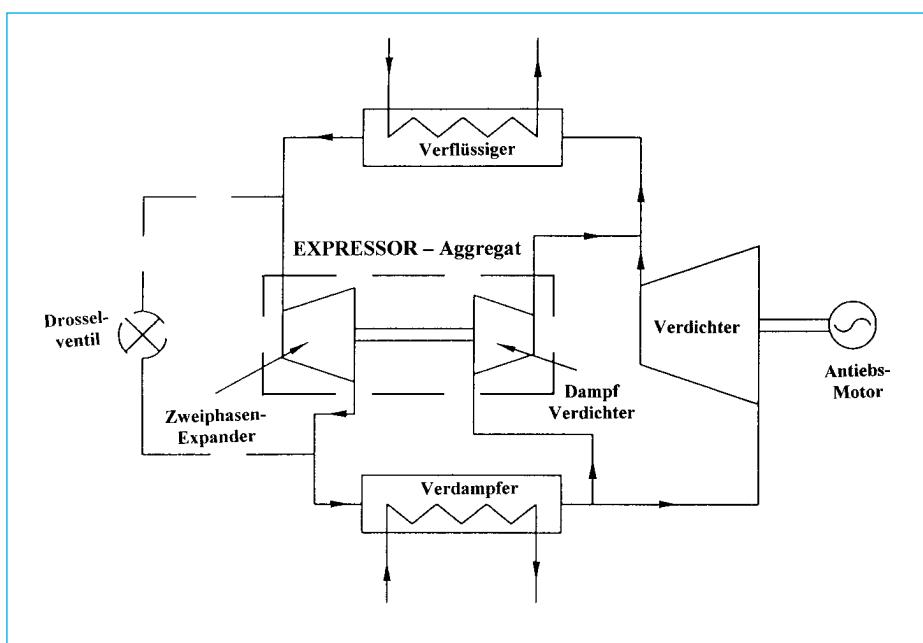


Bild 1 Expressor-Aggregat in einem Dampf-Kompressionssystem

Das Potential dieser Maschinen für Kälte- und Klimaanwendungen wurde stets erkannt, besonders für große Industriekältemaschinen; da aber der Kältemittelmassenstrom von der Last abhängig ist, die ja variiert, würde eine Schraubenexpansionsmaschine von konstanter Leistung unter vom Auslegungspunkt abweichenden Verhältnissen bei einer direkten Kopplung an den Hauptverdichter kein gutes Leistungsverhalten erzielen und mit einer konstanten Drehzahl laufen. Deshalb wurde entschieden, die Möglichkeit einer direkten Kopplung der Schraubenexpansionsmaschine an einen Schraubenverdichter in einem einzigen Hermetikaggregat mit der Bezeichnung EXPRESSOR, siehe Bild 1, zu untersuchen. Der Expressor würde parallel zum Hauptverdichter angeordnet und den Energiebedarf reduzieren. Dies bietet zusätzlich den Vorteil der Eignung zur Nachrüstung vorhandener Anlagen zwecks Steigerung des Wirkungsgrades und der Leistungsabgabe. In dieser Untersuchung werden beide Softwarepakete für die Expansionsmaschine und den Verdichter herangezogen, um bei einem Einsatz des Expressoraggregates an Stelle eines Drosselventils die möglichen Leistungssteigerungen einer Industriekältemaschine über ihren normalen Betriebsbereich hinaus zu prognostizieren.

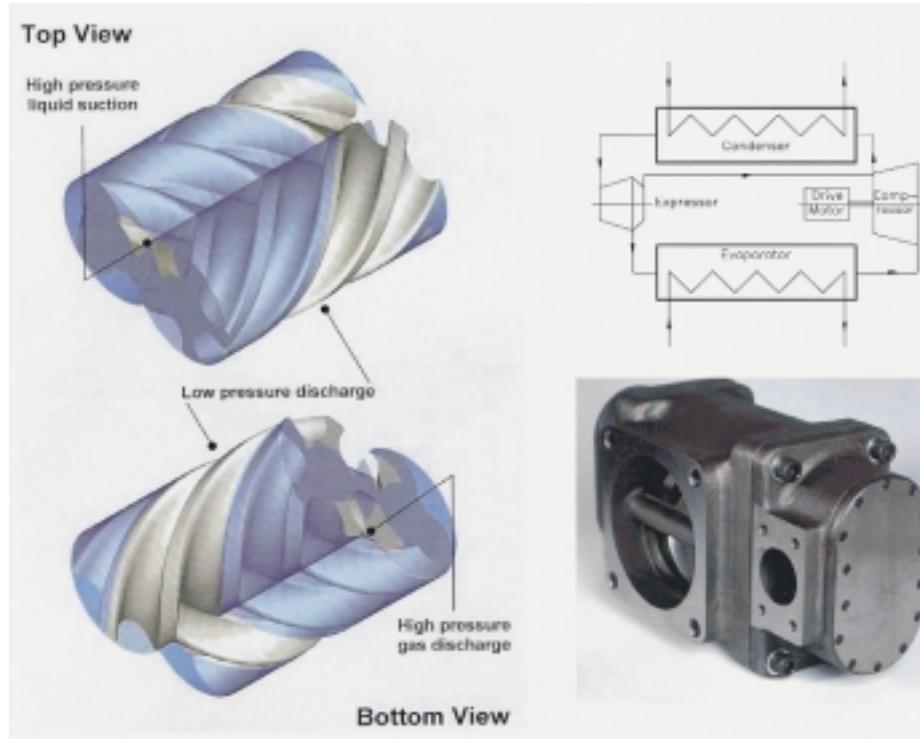


Bild 2 Aufbau eines Expressors

Der SPHERE-Prüfstand

Der SPHERE-Prüfstand wurde speziell für die Erprobung und Entwicklung von Zweiphasen-Schraubenexpansionsmaschinen konzipiert. Er ist in Bild 3 dargestellt und besteht aus einem mit Kältemittel gefüllten hermetischen Umlaufregelkreis. Zur Minimierung der Wärmeübertragung und der zur Beaufschlagung der Expansionsmaschine mit Flüssigkeit oder Zweiphasendampf erforderlichen Leistungsaufnahme wird die unter Druck stehende Flüssigkeit ohne Verdampfung auf ihre Sättigungsdampftemperatur erwärmt, während die Druckbeaufschlagung des Arbeitsmittels ausschließlich in der flüssigen Phase erfolgt. Auf diese Weise braucht der Verflüssiger nur genügend Wärme zu entnehmen, um den entspannten Naßdampf in den gesättigten Flüssigzustand zurückzubringen.

Die Heizung wird mit gesättigtem Dampf aus dem Laborkessel gespeist und hat eine Nennleistung von 600 kW. Damit kann flüssiges Kältemittel bis auf eine Temperatur von 160 °C erwärmt werden. Als Speisepumpe fungiert eine Schraubenpumpe, die von einem Elektromotor von 37 kW angetrieben wird. Der Verflüssiger wird durch ein Kühlwasseraulaufsystem gekühlt, das die Wärme

zum Schluß an einen druckbelüfteten Kühlturn auf dem Dach des Labors abführt. Der Versuchsregelkreis hat einen konzipierten maximalen Betriebsdruck von 15 bar. Die von der Zweiphasenexpansionsmaschine erzeugte Energie wird von einem wassergekühlten Wirbelstromdynamometer aufgenommen. Die Zweiphasenexpansionsmaschine kann eine Leistungsabgabe von bis zu 50 kW erzeugen.

Der Prüfstand ist hochgradig automatisiert und kann entweder durch eine industrielle Mikroprozessorsteuerung oder durch externe intelligente Steuerungen geregelt werden. Er ist umfassend mit Meßgeräten ausgestattet, und alle Meßwerte werden von einem Datenlogger erfaßt und von einem PC online verarbeitet. Zur Messung der Druck-Volumenänderungen innerhalb der Expansionsmaschine dient zusätzlich ein digitales Oszilloskop mit PC-Schnittstelle.

Wenn man ein herkömmliches Dampfkompressionskältesystem mit geeigneter Leistung zur Erprobung von Expansionsmaschinen gleicher Leistungsabgabe bauen würde, wäre für den Verdichter eine elektrische Eingangsleistung von rund 600 kW und für den Verdampfer und den Verflüssiger eine Leistung von etwa 2 bzw. 2,5 MW erforderlich. Insofern ist dieser Prüfstand in der Betreibung sehr wirtschaftlich, und es ist zu vermuten, daß er überhaupt der einzige verfügbare Prüfstand dieser Art ist.

Beschreibung des Computerprogramms

Die benutzte Analysemethode folgt dem Ansatz, der bereits von Stosic [4] erfolgreich zur Berechnung der Leistung von Schraubenverdichtern entwickelt und von Smith [8] detailliert beschrieben wurde. Sie ähnelt im wesentlichen der Methode von Taniguchi [5], der ebenfalls die Leistung zweidreifacher Schraubenmaschinen als Zweiphasenexpansionsmaschinen analysiert und gemessen hatte. Das Modell der City University wurde jedoch auf einen viel größeren Datenbereich angewendet als die begrenzten Ergebnisse von Taniguchi mit den niedrigen Drehzahlen. Dies führte zu einem weiterentwickelten Programm, das signifikante Unterschiede in den abgeleiteten Ergebnissen hervorbrachte.

CUL test facility

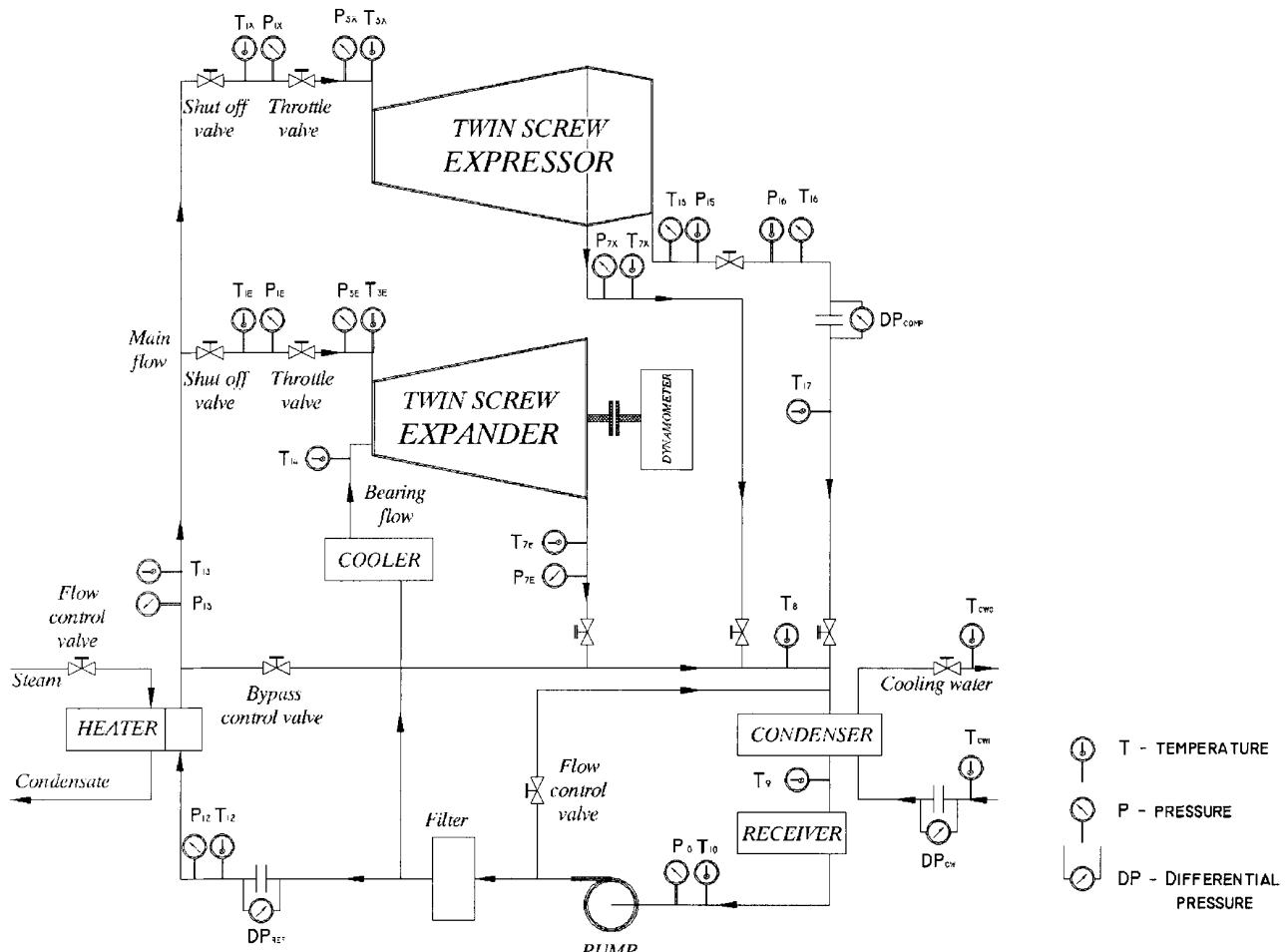


Bild 3 Schematische Darstellung des SPHERE-Prüfstandes

Analysemethode

Es wurde die folgende Methode angewendet:

Die geometrischen Beziehungen zur Beschreibung der Rotorprofile dienen zur Definition eines momentanen Regelvolumens, das in jeder beliebigen Drehposition durch den Raum zwischen einem zusammengehörigen Paar von Rotorverzahnungen und dem Gehäuse gebildet wird. Diese Definition schließt das eingeschlossene Volumen, die Einfüll- und Ausfüllströmungsquerschnitte und die Leckagewege zwischen den ineinander eingreifenden Rotoren und zwischen Rotoren und Gehäuse ein.

Auf den momentanen Fluidstrom durch dieses Regelvolumen werden anschließend die Massen-, Moment- und Energieerhaltungsgleichungen angewendet.

Um den Bezug zu den thermodynamischen Eigenschaften des die Expansionsmaschine passierenden Arbeitsmittels herzustellen, wird eine Zustandsgleichung benutzt.

Bei Verwendung dieser Gleichungen und Annahme einer Drehgeschwindigkeit erhält man eine Reihe gleichzeitiger nicht-linearer Differentialgleichungen, deren Momentanauflösung den Schätzwert des Druckes innerhalb des eingeschlossenen Volumens bei jedem beliebigen Drehwinkel ergibt.

Die Gleichungen sind für ein Auflösen in geschlossener Form zu kompliziert, aber ihre numerische Integration ergibt eine Lösung, welche die Einströmungs-, Expansions- und Ausströmungsvorgänge in der Expansionsmaschine beschreibt und die in ihr stattfindenden Druck-Volumen-Änderungen näherungsweise bestimmt. Davon lassen sich dann mühelos der Massenstrom, die Leistungsabgabe und der adiabate Wirkungsgrad der Maschine ableiten.

Annahmen und Beschränkungen des Modells

Zur Vereinfachung der Lösung und somit zur Minimierung der Rechnerdurchlaufzeit wurde von folgenden Annahmen ausgegangen:

- Der Fluidstrom durch die Expansionsmaschine verläuft quasi stationär, eindimensional und homogen.
- Die Einströmung des Flüssigkeits-Dampf-Gemisches durch den Saugstutzen und die Ausströmung durch den Druckstutzen wurde als isentrop angenommen.
- Die Leckagewege werden durch einfache algebraische Beziehungen von den Spielräumen abgeleitet, und der entlang dieser Wege erfolgende Fluidstrom wird als adiabat angenommen.

Hauptmerkmale des analytischen Modells

Das Modell weist folgende Merkmale auf, die einen möglichst weitgefaßten Anwendungsbereich gewährleisten und gleichzeitig möglichst realitätsnahe Lösungen ergeben sollen.

- Die zur näherungsweisen Bestimmung der Arbeitsmitteleigenschaften benutzten Gleichungen sind in einem eigenständigen Satz von Unterprogrammen enthalten. Daher kann das Arbeitsmittel jedes Gas oder Flüssigkeits-Dampf-Gemisch sein, für das Beziehungen zur näherungsweisen Bestimmung örtlicher thermodynamischer Eigenschaften und Transporteigenschaften bekannt sind.
- Die Gleichungen zur Definition der Geometrie der Expansionsmaschine sind in einem eigenständigen Satz von Unterprogrammen enthalten. So kann das Modell mühelos zur Beschreibung des Expansionsvorgangs in jeder Art von Verdrängungsexpansionsmaschine angepaßt werden, für die sich bei jedem beliebigen Drehwinkel das Volumen, der Einlaß- und Auslaßströmungsquerschnitt und der Leckageweg spezifizieren lassen.
- Die Wärmeübertragung zwischen Arbeitsmittel und Rotoren und Gehäuse wird berücksichtigt. Die Wärmeübertragungsannahmen erfolgen zwar nur näherungsweise, berücksichtigen aber hinlänglich die tatsächlichen Wärmeübertragungseinflüsse.
- Die im Zuge des Programmes erfolgende Integration der Druckänderung mit dem Volumen wurde dahingehend ausgenutzt, daß zusätzliche Unterprogramme zur Einschätzung der radialen und axialen Lagerbelastung und der eine Rotordurchbiegung bewirkenden Kräfte einbezogen wurden.

Methode zur Gleichungsauflösung

Die Auflösung des Gleichungssatzes erfolgt numerisch nach der Runge-Kutta-Methode vieter Ordnung mit geeigneten Anfangs- und Grenzbedingungen.

Validierung des PC-Programms

Die mit Hilfe des PC-Programms aufgestellten Prognosen wurden mit Versuchsergebnissen verglichen, und zwar nicht nur mit den von Forschungsmitarbeitern der City University auf dem SPHERE-Prüfstand gewonnenen Ergebnissen, sondern auch mit Ergebnissen amerikanischer und japanischer Forscher aus Versuchen mit zweiwelligen Zweiphasenschraubenexpansionsmaschinen. Insgesamt wurden 636 Versuche ausgewertet, die den folgenden Bereich von Versuchsgrößen umfassen:

Arbeitsmittel:	Wasser, Kältemittel R 12 und R 113
Rotorgrößen der Expansionsmaschine:	81 – 416 mm
Bauvolumenverhältnisse:	3:1 – 9:1
Leistungsabgaben:	3 kW – 900 kW
Umfangsgeschwindigkeiten:	8 – 55 m/s
Einlaß-Trockendampfanteil:	0,0 – 0,5

Die Abweichung zwischen den näherungsweise berechneten und den gemessenen Werten der Leistungsabgabe und des adiabaten Wirkungsgrades für den gesamten Ergebnissatz ist sehr gering. Die Standardabweichung für die Näherungswerte der Leistungsabgabe betrug 0,028, während sie für den adiabaten Wirkungsgrad bei 0,072 lag. Eine bessere Übereinstimmung wurde mit den Versuchsergebnissen erzielt, die auf Wasser als Arbeitsmittel beschränkt waren. In Anbetracht der bei der Zweiphasenexpansion von Kältemitteln wahrscheinlichen Meßfehler und der sehr geringen Abfälle der spezifischen Enthalpie, ist man jedoch der Auffassung, daß die Übereinstimmung sehr zufriedenstellend ist.

Analyse

Das angenommene Modell

Die Untersuchung erfolgte an einer typischen industriellen Großkälteanlage mit Radialverdichter bei Einsatz von R 134a als Arbeitsmittel. Das Datenmaterial zu den Leistungsanforderungen stellte ein kommerzieller Hersteller bereit. Für jede der aufeinanderfolgenden Dralldrosselwinkelstellungen von 90°, 70°, 50° und 30° wurde ein Bereich von Betriebsbedingungen nach ARI-Norm berücksichtigt. Dies betraf folgende Bedingungen:

Verdampftemperaturen:	4,0 – 5,7 °C
Verflüssigungstemperaturen:	29,4 – 40,3 °C
Kältemittelmassenströme:	6,8 – 31,7 kg/s

Für den Hauptverdichter waren weder die Saugtemperatur noch der Wirkungsgrad vorgegeben. Daher wurde angenommen, daß das Kältemittel mit einer Überhitzung von 10 °C aus dem Verdampfer kommt. Normalerweise ist es bei Industriekältemaschinen üblich, daß das Kältemittel mit einer Unterkühlung von ca. 5 °C aus dem Verflüssiger kommt. In diesem Fall wurde jedoch eine gesättigte Flüssigkeit ohne Unterkühlung angenommen, um die höchstmöglichen Steigerungsraten zu ermitteln.

Im Zuge einer Reihe von empirisch-praktischen Berechnungen wurde entschieden, Rotordurchmesser von 204 mm für die Expansionsmaschine und von 142 mm für den entsprechenden Verdichter zu wählen.

Kennwerte des Expressors

Kennwerte der Expansionsmaschine

Die Kennwerte der Expansionsmaschine sind auf den Abbildungen 4, 5 und 6 dargestellt. Wie zu erkennen ist, liegen die adiabaten Gesamtwirkungsgrade einschließlich der Lager-, Dichtungs- und Gleichlaufradverluste über einen großen Bereich von Betriebsbedingungen etwa bei 70 %.

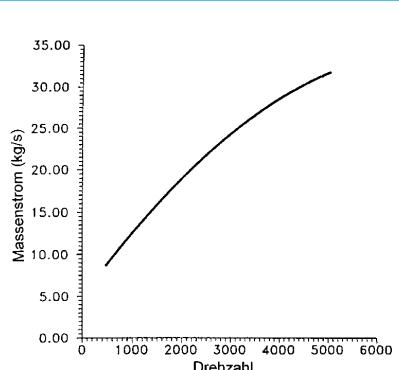


Bild 4 Charakteristik von Massenstrom zur Drehzahl beim Expresser/Expander

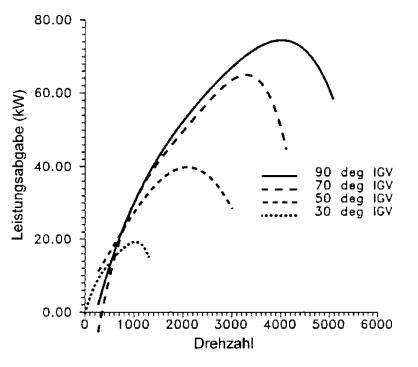


Bild 5 Charakteristik von Leistungsabgabe zur Drehzahl beim Expresser/Expander

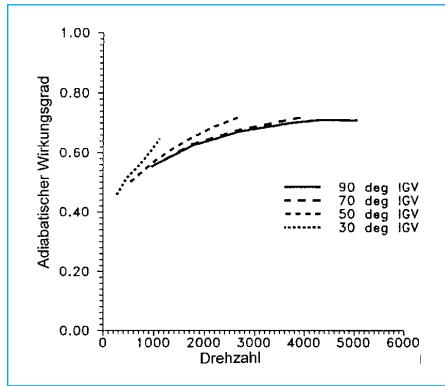


Bild 6 Adiabatischer Wirkungsgrad über der Drehzahl beim Expressor/Expander

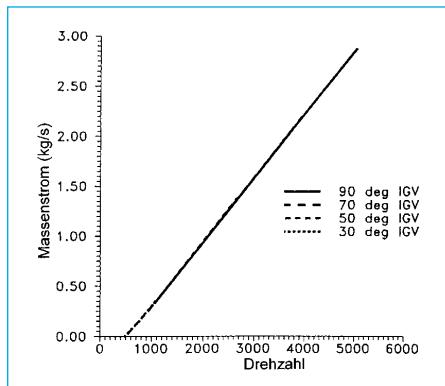


Bild 7 Charakteristik von Massenstrom zur Drehzahl beim Expressor/Verdichter

Der vergleichsweise hohe Wirkungsgrad bei niedrigen Drehzahlen ist darauf zurückzuführen, daß die unter diesen Bedingungen relativ großen Leckagen in gleicher Richtung auftreten wie die Hauptströmung, so daß deren Auswirkungen auf die Leistung nicht so nachteilig sind. Bei dieser Anlage, die eine große Kühlleistung hat, liegt die Leistungsabgabe der Expansionsmaschine am Auslegungspunkt bei ca. 75 kW.

Kennwerte des Verdichters

Die Kennwerte des Verdichters sind auf den Abbildungen 7, 8 und 9 dargestellt. Da bei Verdichtern die Leckage der Hauptströmung entgegengesetzt ist, dürfte die Auswirkung auf den adiabaten Wirkungsgrad größer sein als bei Expansionsmaschinen. Insofern erscheinen die höheren Verdichterwirkungsgrade möglicherweise etwas überraschend.

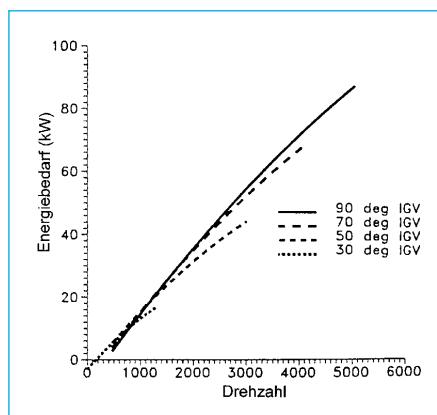


Bild 8 Charakteristik von Energiebedarf zur Drehzahl beim Expressor/Verdichter

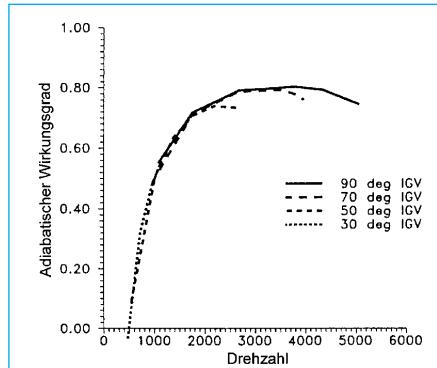


Bild 9 Adiabatischer Wirkungsgrad über der Drehzahl beim Expressor/Verdichter

Dabei muß jedoch beachtet werden, daß die Druck-Volumen-Kennwerte bei Naßdämpfen anders sind als bei Trockendämpfen, weshalb für die Expansionsmaschine ein größeres Bauvolumenverhältnis erforderlich wird.

Das größere Bauvolumenverhältnis der Expansionsmaschine bringt mit sich, daß auch die Leckageströmung verhältnismäßig größer ist. Daraus erklärt sich der bessere Verdichterwirkungsgrad bei höheren Drehzahlen. Bei abnehmender Verdichterdrehzahl bewirkt die Tatsache, daß die Leckageströmung entgegengesetzt zur Hauptströmung verläuft, eine raschere Abnahme des adiabaten Wirkungsgrades als bei der Expansionsmaschine.

Kennwerte des kombinierten Aggregates

Zur Veranschaulichung des Leistungsverhaltens des Expressors über den Betriebsbereich der Kältemaschine können die Kennwerte von Expansionsmaschine und Verdichter überlagert dargestellt werden.

Aus Bild 10 ist ersichtlich, daß die Expansionsmaschine unter allen Kältemaschinenbetriebsbedingungen in der Lage ist, den Verdichter bei Drehzahlen bis 4200 min⁻¹ zur Erzeugung eines erhöhten Massenstroms anzureiben. Da die Betriebslinie des Expressors auf dem abfallenden Teil der Kennlinien der Expansionsmaschine liegt, wird das Aggregat außerdem bei wechselnden Lastverhältnissen einen stabileren Betrieb aufweisen. Eine nähere Untersuchung der möglichen Rotorgrößen könnte die Angleichung möglicherweise noch geringfügig verbessern, aber für die Belange der Darlegung wurde der Übereinstimmungsgrad als ausreichend angesehen.

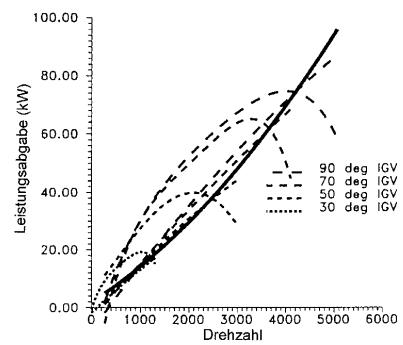


Bild 10 Angepaßte Verdichter/Expander Charakteristik für die Kennlinie des Expressor-Aggregates

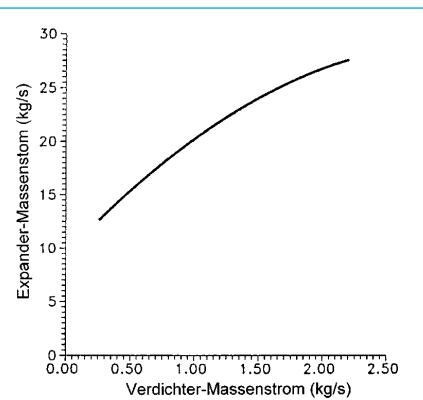


Bild 11 Zusatzmassenstrom des Expressors als Funktion des Hauptsystem Massenstroms

Bild 11 zeigt eine Gegenüberstellung zwischen dem Massenstrom durch den Verdichter des Expressors und dem Massenstrom durch den Verdampfer und somit durch den Hauptverdichter der ursprünglichen Kälteanlage.

Leistungssteigerungen

Trotz der fehlenden Informationen über die Ansaugbedingungen und Leistungskennwerte des Hauptverdichters ist es möglich, einigermaßen zuverlässige Berechnungen der Leistungssteigerungen vorzunehmen, die in diesem Fall durch einen Expressor bewirkt werden können.

Zunächst sollte beachtet werden, daß bei Anbau eines Expressors der Massenstrom durch die Expansionsmaschine um den von ihr im angeschlossenen Verdichter induzierten zusätzlichen Massenstrom vergrößert wird.

Außerdem bietet die Einbeziehung der Expansionsmaschine den Vorteil, daß der Expansionsprozeß dadurch nahezu isentrop abläuft, wodurch die Verdampfungsleistung pro Massenstromeinheit steigt.

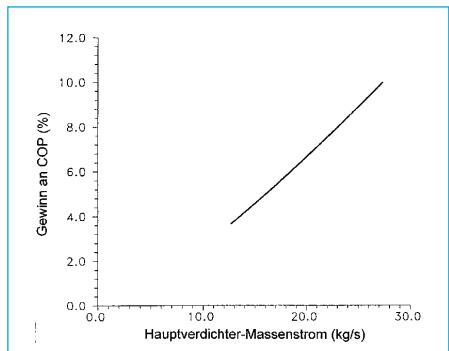


Bild 12 COP-Verbesserung durch Expressor in Abhängigkeit des Verdichter-Massenstromes

Das kombinierte Resultat aus dem in Bild 11 gezeigten Grundanstieg des Massenstroms durch den Verdampfer und des dadurch induzierten zusätzlichen Massenstroms sowie aus der erhöhten Kälteleistung ist in Abbildung 12 dargestellt. Wie zu erkennen ist, bewirkt der Expressor bereits bei Minimallast eine Steigerung der Leistungszahl um 3,6 %, die am Auslegungspunkt auf 10,3 % ansteigt.

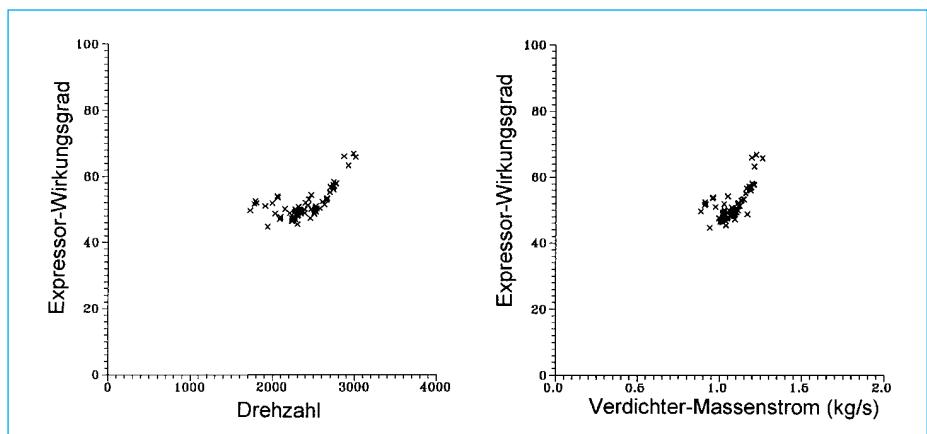


Bild 13 Typische Versuchsergebnisse eines weiterentwickelten Expressors

Eine Unterkühlung des Kondensates um 5 °C am Verflüssigerausgang würde sich so auswirken, daß die Leistungsabgabe der Expansionsmaschine um ca. 30 % sinkt. Dadurch würde sich die Erhöhung der Leistungszahl um etwa den gleichen Betrag verringern. Bei Unterkühlung würden also die entsprechenden Steigerungsraten von 2,5 % am untersten Betriebspunkt bis 7,5 % am Auslegungspunkt betragen. Bei einem Vergleich dieser Werte mit den Leistungsangaben für die Zweiphasenturbine von Carrier [9] ergibt sich, daß die Überlegenheit des Expressoraggregates am Auslegungspunkt anscheinend mit dem höheren adiabaten Wirkungsgrad der Schraubenexpansionsmaschine übereinstimmt. Die Gründe für die kleineren Steigerungsraten des Expressoraggregates bei Minimallast sind unklar, wahrscheinlich aber auf die Annahme weiter vom Auslegungspunkt entfernter Betriebsbedingungen zurückzuführen.

Neuere Testergebnisse an weiterentwickelten Expressorkonstruktionen zeigt die Abbildung 13. Besonders auffällig sind die Häufigkeitsverteilungen sowohl bei bestimmten Drehzahlen als auch beim Verdichtermassenstrom, wodurch eine gewisse Optimierung erreichbar scheint.

Schlußfolgerungen

Diese Untersuchung hat gezeigt, daß ein Expressoraggregate in Form einer zweiwelligen Schraubenexpansionsmaschine, die einen zweiwelligen Schraubenverdichter in einem einzigen Hermetikaggregat antreibt, eine realisierbare und stabile Einrichtung ist, die in großen Kalt dampf kompressionskältesystemen als Drosselventil ersatz geeignet ist und unter Auslegungsbetriebsbedingungen Steigerungen der Leistungszahl in einer Größenordnung von 10 % bewirken kann.

Da ein Expressor nicht mechanisch an den Hauptverdichter angeschlossen ist, läßt er sich bequem als Nachrüsteinheit in eine vorhandene Kälteanlage einbauen.

Es wird weiter an den möglichen Leistungssteigerungen gearbeitet, die sich durch den Einsatz von Expressoraggregaten erreichen lassen, wobei alternative Verdrängungsmaschinen wie Scroll-, Drehschieber- und Walzenmaschinen in unterschiedlichen Kombinationen zur Verwendung in Kalt dampf kompressionsanlagen kleinerer thermischer Leistung untersucht werden sollen. □

Literatur

- [1] Hays, L. G., The Bi-Phase Turbine, Covering Wasted Two-Phase Flow Energy to Power, The BiPhase Energy Co., Placentia, Ca, 1994
- [2] Brazs, J. J., Improving the refrigeration cycle with Turbo-Expanders, Proc. 19th Int. Cong. of Refrigeration, The Hague, The Netherlands, Aug. 20–25, 1995
- [3] Sprankle, R. S., Electrical power generating systems, US Patent 3,751,673, 1973
- [4] LaSala, R. J., McKay, R., Borgo, P. A., and Kupar, J., Test and Demonstration of 1-MW Wellhead Generator: Helical Screw Expander Power Plant Model 76-1, Report to the International Energy Agency. DOE/CE-0129 U. S. Department of Energy Div. of Geothermal and Hydropower Technology, Washington, D. C. 20585, 1985
- [5] Taniguchi, H., Kudo, K., Giedt, W. H., Park, I. and Kumazawa, S., Analytical and experimental investigation of two-phase flow screw expanders for power generation, Trans ASME, J of Eng for Gas Turbines and Power, v110, pp 628–635, 1988
- [6] Kudo, K., Giedt, W. H., Taniguchi, H., Park, I., Kasahara, K. and Kamawara, K., Energy-Conserving Heat Pump-Boiler System for District Heating-Pilot Plant Test Results, Proceedings 20th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, vol. 2, pp 2223–2228, 1985
- [7] Stosic, N. and Hanjalic, K., Development and optimization of screw engine rotor pairs on the basis of computer modelling, 12th Int Compressor Eng Conf, Purdue Univ, July 1994
- [8] Smith, I. K., Stosic, N. and Aldis, C. A., Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 3: The Design of High Efficiency Two-phase Screw Expanders, Jnl of Power and Energy, Proc ImechE v 208, pp 135–144, 1995
- [9] Hartmann, K., Kreisprozeßverbesserung durch Entspannungsturbine, Ki Luft- und Klimatechnik 9/94