Inbetriebnahme und Abnahmemessung einer elektromotorisch angetriebenen und hermetisch gekapselten Erdgasverdichtereinheit

Diplomarbeit

eingereicht an der Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel
Fachbereich Maschinenbau

von

Patrick Bavendiek

Matr.Nr. 20050027

Prüfer:

Prof. Dr. H. Beelte
Prof. H. Hoheisel

Wolfenbüttel, 22. Mai 2006

Eidesstattliche Versicherung

Ich versichere an Eides Statt, dass die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet habe.

Bassum, den 9. Mai 2006

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 5

2 Formelzeichen 6

2.1 Lateinische Buchstaben ... 6

2.2 Griechische Buchstaben ... 6

2.3 Indizes ... 7

3 Stand der Technik 8

3.1 Kraft- und Arbeitsmaschinen ... 8

3.2 Verdichter im Erdgastransport ... 10

3.2.1 Transportverdichter ... 10

3.2.2 Speicherverdichter ... 11

3.3 Verdichterbauformen ... 11

3.3.1 Verdrängungsmaschinen ... 11

3.3.2 Strömungsarbeitsmaschinen ... 15

3.3.3 Turboverdichter ... 19

3.4 Verdichterantriebe ... 24

3.4.1 Strömungskraftmaschinen ... 25

3.4.2 Gasturbine ... 26

3.4.3 Dampfturbine ... 28

3.4.4 Elektromotor ... 30

4 Inbetriebnahme 34

4.1 Stationsbeschreibung ... 34

4.2 Maschinenbeschreibung ... 36

4.3 Kalte Inbetriebnahme ... 37

4.3.1 Sichtprüfung der aufgestellten Komponenten ... 37

4.3.2 Überprüfung der Verkabelung ... 38

4.3.3 Signalaustausch/Loop Checks ... 38

4.3.4 Funktionstests ... 40

4.4 Heiße Inbetriebnahme ... 43

4.4.1 Erstes Anfahren ... 43

4.4.2 Start aus verschiedenen Betriebsarten und Einstellung der Regelparameter ... 47

4.4.3 Pumpverhütungsschutz ... 48

4.5 72 h-Test ... 49

4.6 600 h-Test ... 52

4.7 Ergebnisse der Inbetriebnahme ... 54

4.7.1 Defekte Leistungszellen im Frequenzumrichter ... 54

4.7.2 Versuche zur Pumpgrenzlinie ... 55

4.7.3 Gaskonzentrationsmessung in den Klemmenkästen ... 60

5 Abnahmemessung nach VDI 2045 64

5.1 Garantiepunkte ... 64
5.1.1 Elektrischer Wirkungsgrad ... 64
5.1.2 Volumenstrom im Ansaugzustand ... 66

5.2 Vorgehensweise der Garantieversuche ... 66

5.3 Auswertung der Garantiepunkte ... 69
5.3.1 Garantiepunkt G1 ... 69
5.3.2 Kontrolle der Versuchsdrehzahl ... 69
5.3.3 Umrechnung der Versuchs- auf Garantiebedingungen ... 72
5.3.4 Garantiepunkte G2 und G3 ... 76

6 Zusammenfassung und Ausblick 77

7 Literaturverzeichnis 78

8 Abkürzungsverzeichnis 79

9 Abbildungsverzeichnis 80

10 Tabellenverzeichnis 82

1 Einleitung

Die vorliegende Diplomarbeit dokumentiert die Inbetriebnahme und Abnahmemessung dreier Transportverdichter für Erdgas. Sie entstand größtenteils auf der Netra Verdichterstation in Wardenburg bei der E.ON Engineering GmbH, Gelsenkirchen. Der Verdichterstation wurde mit dem Hintergrund geplant, dass die örtlichen Transportgegebenheiten vollständig durch die Verdichtereinheiten abgedeckt werden können. Dazu ist die Anlage so geplant worden, dass es möglich ist, zwei Einheiten hintereinander zu schalten. Aus diesem Grund wird von den Verdichtereinheiten ein verhältnismäßig großes Kennfeld gefordert, wodurch der Abnahmemessung ein besonderes Augenmerk zukommt.

Die Wahl für die eingesetzten Verdichter fiel auf drei Verdichtereinheiten vom Typ MOPICO® der Fa. MAN, Zürich. Der MOPICO® ist ein elektrisch angetriebener, 2-stufiger Radialkompressor. Durch seine hermetisch gekapselte Ausführung benötigt er keine Ölsystem, da der Motor durch das Prozessgas gekühlt wird. Die zwei Stufen sind sowohl parallel als auch seriell betreibbar – abhängig von der Forderung nach Druckerhöhung oder Volumenstrom.

Die Inbetriebnahme von Verdichtereinheit ist immer mit einer Unzahl von unbekannten Größen versehen. Diese Diplomarbeit gibt einen Einblick in einige dieser Unbekannten und gibt zunächst einen Überblick über die möglichen Konfigurationen von Erdgasverdichtern sowie deren Antriebsmaschinen. Schließlich wird anhand der VDI-Richtlinie 2045 „Abnahme- und Leistungsversuche an Verdichtern“ beschrieben, wie eine Abnahmemessung gestaltet und ausgewertet wird.

2 Formelzeichen

2.1 Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Benennung
b	m	Austrittsbreite des 1. Laufrades
D	M	Äußerer Laufraddurchmesser des 1. Laufrades
h	KJ / kg	Spezifische Enthalpie
Ma	-	Machzahl
$\dot{m}$	kg / s	Massenstrom
N	1 / s od. 1/min	Drehzahl
n	-	Polytropenexponent
P	kW	Leistung
p	bar	Druck
T	K	Thermodynamische Temperatur
t	°C	Temperatur
u	m / s	Umfangsgeschwindigkeit
v	m³ / kg	Spezifisches Volumen
$\dot{V}$	m³ / s	Volumenstrom
w	m / s	Geschwindigkeit
X	-	Verhältnis der bezogenen Drehzahlen
Y	kJ / kg	Spezifische Verdichtungsarbeit
Z	-	Realgasfaktor

2.2 Griechische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Benennung
Δ	-	Differenz
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
Π	-	Druckverhältnis
ρ	-	Dichte
Φ	-	Verhältnis zweier Volumenstromverhältnisse
φ	-	Volumenstromzahl
ψ	-	Druckzahl

2.3 Indizes

Index	Bedeutung
0	Umgebungs (Luft-, Temperatur)
1	Eintritt (Saugseite)
2	Austritt (Druckseite)
I, II, ...	Stufe in Strömungsrichtung
e	effektiv
el	elektrisch
Ex	Extremwert
g	Garantiebedingung
i	Indizierte bzw. innere
Kl	Klemme
Ku	Kupplung
mech	mechanische(r)
N	Normzustand
p	polytrop
s	isentrop
tol	Zulässige Abweichung
u	Umfang
um	Umgerechnet auf Garantiebedingung
v	Versuchsergebnis
zw	Zwischenwert

3 Stand der Technik

3.1 Kraft- und Arbeitsmaschinen

Kraftmaschinen ermöglichen es, die Kräfte der Natur (Primärenergie) in eine für den Menschen nutzbare mechanische Arbeit umzuwandeln, u. a. Durch Turbinen und Ottomotoren. Arbeitsmaschinen wandeln diese Arbeit wiederum in eine andere Form der Energie um, z. B. durch Pumpen, Verdichter, Kältemaschinen. Sie werden in den meisten Fällen von Kraftmaschinen angetrieben. Folglich findet in jeder Kraft- und Arbeitsmaschine eine Umwandlung der Energie aus einer Form in eine andere statt.

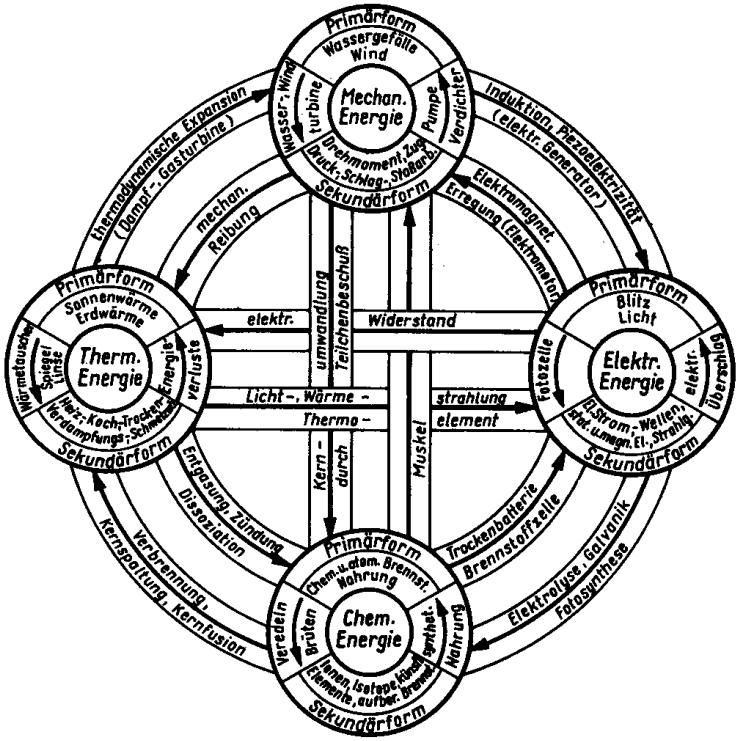


Abbildung 3.1 - Schema der technischen Möglichkeiten von Energieumwandlungen [3]

In erster Näherung kann gesagt werden, dass sich die Energie in vier Vorkommensarten einteilen lässt, wie Abbildung 3.1 darstellt. Die Sekundärform der Energie lässt sich erst durch Umwandeln aus der Primärform erzeugen. Der Energieerhaltungs-

satz besagt, dass keine Energie entstehen bzw. vernichtet, sondern nur umgewandelt werden kann. Dieser Grundsatz spiegelt sich in Abbildung 3.1 wieder.

Die Wirkungsgrade der einzelnen Umwandlungen sehen folgendermaßen aus:

Umwandlungsprozess		Wirkungsgrad
Chemisch	→ Thermisch	80...92 %
Thermisch	→ Mechanisch	20...45 %
Mechanisch	→ Elektrisch	90...98 %
Chemisch	→ Elektrisch	45...50 %

Tabelle 3.1 - Umwandlungswirkungsgrade [1]

Zu den Kraftmaschinen gehören im Allgemeinen: Gasturbinen, Verbrennungsmotoren, Dampfturbinen, Wasserturbinen und Windräder sowie Elektromotoren. In die Kategorie der Arbeitsmaschinen fällt generell jede Maschine, die von einer Kraftmaschine angetrieben wird, z. B. Turboverdichter, Kolbenverdichter, Kolbenpumpen und Kreiselpumpen sowie auch der Generator zur Stromerzeugung. Diese Maschinen eingeordnet in das Schema von Abbildung 3.1 ergeben folgendes Bild (Abbildung 3.2):

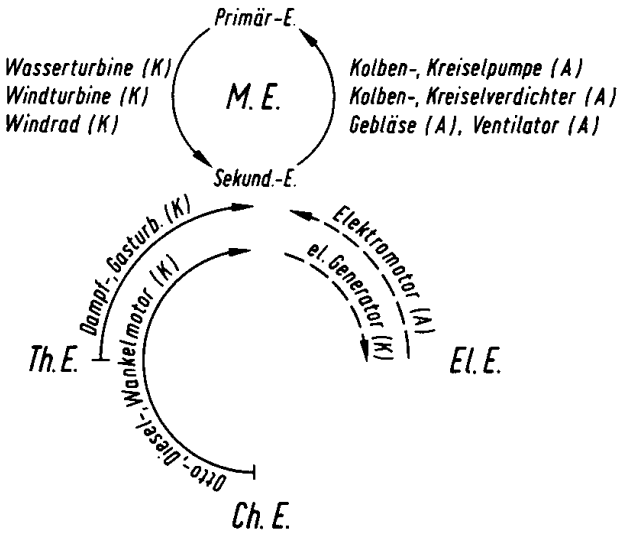


Abbildung 3.2 - Einordnung der Kraft- (K) und Arbeitsmaschinen (A) [1]

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird im Folgenden lediglich der Verdichter als Arbeitsmaschine betrachtet mit seinen infrage kommenden Antriebskonzepten.

3.2 Verdichter im Erdgastransport

Für den Erdgastransport, die Speicherung und die Verteilung werden unterschiedliche Verdichter eingesetzt. Grob unterschieden wird zwischen zwei Arten von Verdichtern: Transport- und Speicherverdichter.

3.2.1 Transportverdichter

Damit das Erdgas in ausreichender Menge durch die erdverlegten Rohre zum Kunden strömen kann, benötigt es ein bestimmtes Druckniveau, um wirtschaftlich transportiert werden zu können. Je höher der Druck ist, desto größer ist die Menge, die pro Zeiteinheit transportiert werden kann. Während des Transportes verliert das Erdgas jedoch Druck, hervorgerufen durch die innere Reibung der Gasmoleküle und durch die äußere Reibung an den Rohrinnenwänden. Um diesen Druckverlust wieder auszugleichen, werden Verdichter eingesetzt.

Um einen wirtschaftlichen Transport zu realisieren, wird das Erdgas auf hohe Drücke verdichtet. Dabei sind Enddrücke von p_2 = 100...150 bar keine Ausnahme. Weil die Strömungsgeschwindigkeiten gering ($c_F \leq 20$ m/s) gehalten werden sollen (geringe Strömungsverluste), sind Transportverdichter typischerweise Maschinen, die ein kleines Druckverhältnis

$$\Pi = \frac{p_2}{p_1} = 1{,}1...1{,}7 \quad \text{mit} \quad \begin{matrix} p_1: \text{Druck vor Verdichter in } [\text{bar}_{abs}] \\ p_2: \text{Druck nach Verdichter in } [\text{bar}_{abs}] \end{matrix} \qquad \text{Gl. 3-0}$$

erzielen – bei jedoch großem Volumenstrom. Außerdem besteht die Notwendigkeit, die zu fördernden Gasmengen und Druckverhältnisse häufig anzupassen. Dafür werden hauptsächlich Turboverdichter radialer Bauart eingesetzt.

3.2.2 Speicherverdichter

Aufgrund des jahreszeitenabhängigen Erdgasverbrauches ist es nötig, über die Sommermonate Erdgas einzuspeichern, um es in der Heizperiode (Oktober bis März) dem Netz wieder zuzuführen. Eine reine Anpassung der Maschinenleistungen an den unterschiedlichen Bedarf ist wirtschaftlich nicht sinnvoll. Das Erdgas wird in Untertagespeichern mit Drücken bis zu p_{max} = 400 bar eingelagert.

Falls der Druck in der Speicheranlage unter den Transportleitungsdruck sinkt, können einige Speicherverdichter über ein Verschalten des Rohrleitungssystemes das Erdgas ebenfalls aus dem Speicher in die Leitung verdichten.

Als Speicherverdichter kommen Turboverdichter radialer Bauart und Kolbenverdichter zum Einsatz.

3.3 Verdichterbauformen

3.3.1 Verdrängungsmaschinen

Das entscheidende Kennzeichen der Verdrängermaschine ist die Notwendigkeit, das Arbeitsmedium während des Arbeitsvorganges für einen bestimmten Zeitraum in einem vollständig geschlossenen Raum einzuschließen. Dieser Raum hat jedoch nur ein endliches Volumen, wodurch der zu erreichende Volumenstrom durch die Maschine nicht beliebig groß sein kann. Da eine Strömungsmaschine solch einen geschlossenen Raum nicht benötigt, sind bei dieser die Massenströme grundsätzlich größer.

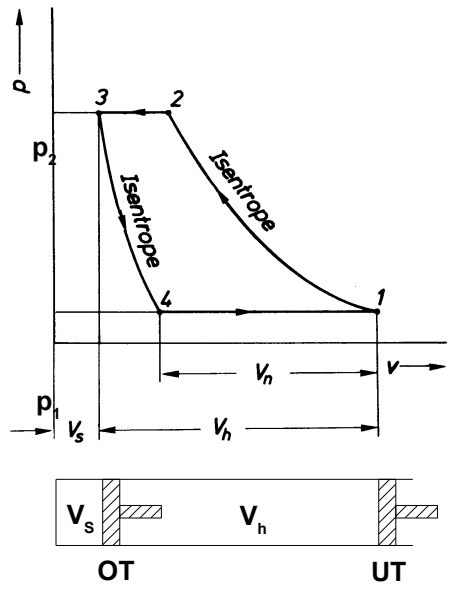
Ein weiteres Kennzeichen der Verdrängermaschine ist die Zu- und Abfuhr des zu verdichtenden Mediums. Die Abschlussorgane öffnen und schließen periodisch. Dadurch entstehen Druckpulsationen in den Leitungen.

Im Gegensatz zu der Strömungsmaschine ist der Volumenstrom der Verdrängerarbeitsmaschine weitestgehend unabhängig vom geforderten bzw. erzeugten Druck.

Bei einer Strömungsmaschine ändert sich der Volumenstrom erheblich mit dem geforderten bzw. erzeugten Druck. Aus der steilen Kennlinie (Abbildung 3.3) folgt, dass ein Verdrängungsverdichter jeden Druck erzeugt, der von der nachgeschalteten Anlage gefordert wird, soweit er mechanisch dazu in der Lage ist und genügend Antriebsenergie zur Verfügung steht.

Kolbenverdichter

Die Arbeitsweise eines einstufigen Kolbenverdichters lässt sich anhand des p-V-Diagramms (Abbildung 3.4, auch Indikatordiagramm) erläutern.



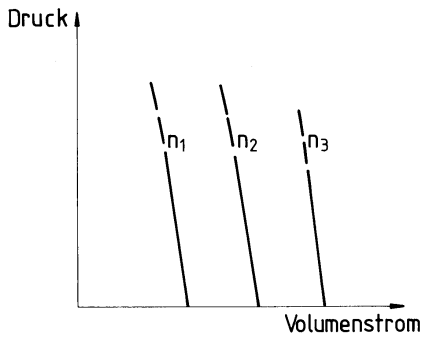


Abbildung 3.3 - Kolbenverdichterkennfeld [2]

Abbildung 3.4 - Einstufige Verdichtung [1]

In Punkt 1 ist das Einlassventil geschlossen und der Kolben befindet sich im unteren Totpunkt (UT). Im Kolbenraum V_H

$$V_H = V_h + V_S \qquad \text{Gl. 3-1}$$

ist das Arbeitsmedium mit dem Druck p_1 eingeschlossen. Der Kolben bewegt sich jetzt in Richtung oberer Totpunkt (OT) und komprimiert das Medium von 1 → 2. Bei Punkt 2 wird das Auslassventil geöffnet. Der Kolben schiebt über den restlichen Hub

von 2 → 3 das komprimierte Medium mit dem Druck p_2 aus. Das Auslassventil wird geschlossen. Es verbleibt ein Restvolumen V_S (schädliches Volumen) bei p_2 im Kolben. Dieses Volumen entsteht zum einen durch den fertigungsbedingten Sicherheitsabstand (Toleranzen) des Kolbens auf den Zylinderdeckel, zum anderen durch Räume in den Ventilen und Ventiltaschen [6].

Dieses Volumen entspannt sich dann von 3 → 4. In Punkt 4 wird nun das Einlassventil geöffnet und es wird frisches Fluid angesaugt, bis im Punkt 1 die Einlassventile schließen. Es ergibt sich daraus ein Nutzvolumen V_n.

$$V_n = V_1 - V_4 \qquad \text{Gl. 3-2}$$

Zusammen mit dem Hubvolumen V_h ergibt sich der Liefergrad η_f.

$$\eta_f = \frac{V_n}{V_h} \qquad \text{Gl. 3-3}$$

Beim Kolbenverdichter treten neben den mechanischen Verlusten auch sogenannte hydraulische Verluste auf. Diese fassen alle Verluste zusammen, die im Zusammenhang mit dem Fluid stehen. Im besonderen Maße sind hier die Drosselverluste am Ein- und Auslassventil zu nennen. Aber auch Reibung innerhalb des Fluids und an den Wänden des Verdichters zählen hierzu.

Kolbenverdichter sind für hohe Enddrücke und große Druckverhältnisse bei geringen Volumenströmen besonders geeignet. Galt die 1000 bar-Klasse bis vor einigen Jahren noch als Domäne der Kolbenverdichter, so haben heutzutage fast alle namhaften Hersteller einen Radialverdichter der 1000 bar-Klasse in ihrem Portfolio. Daran zeigt sich der Trend, dass die Kolbenverdichter von den Radialkompressoren abgelöst werden.

Schraubenkompressoren

Der Schraubenkompressor weist im Gegensatz zum Kolbenverdichter keinen Kurbeltrieb auf, da hier nur rotatorische Bewegungen und keine translatorischen not-

wendig sind. Dementsprechend gibt es keine oszillierenden Massen. Es sind ohne weiteres hohe Drehzahlen bei direktem Antrieb möglich.

Der Verdichtungsraum (Abbildung 3.5) wird begrenzt durch die Innenflächen an Gehäuseumfang und -seiten und durch die Linien, auf denen die Kämme des einen Läufers in den Vertiefungen des anderen Läufers abdichten. Beim Drehen wird jeder dieser Räume von oben her mit Ansaugluft gefüllt.

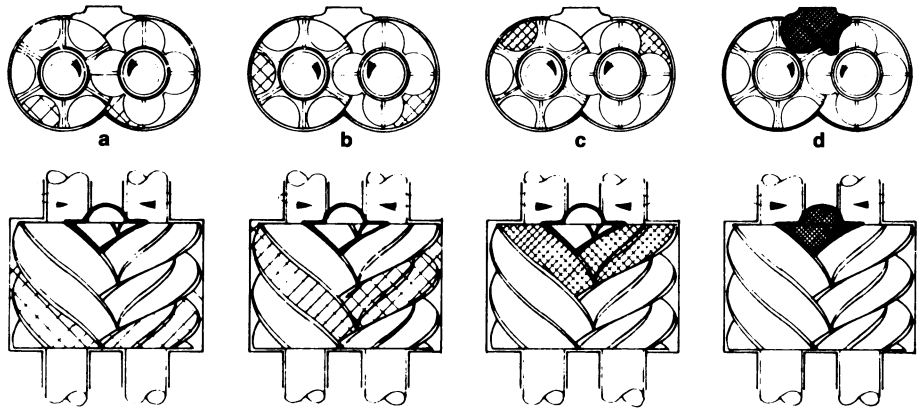


Abbildung 3.5 - Vorgänge in einem Kammerpaar eines Schraubenverdichters [2]

Der Verdichtungsvorgang läuft im Einzelnen in folgenden Schritten ab (steigende Dichte ist durch engere Schraffur angedeutet):

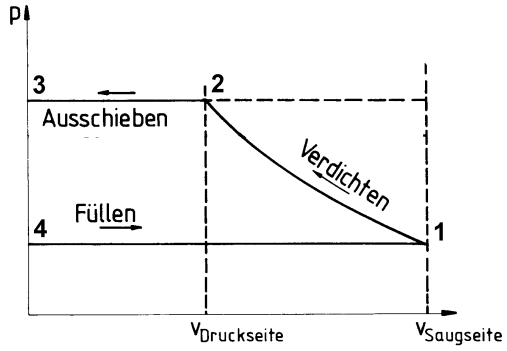


Abbildung 3.7 - p-V-Kennfeld Schraubenkompressor [2]

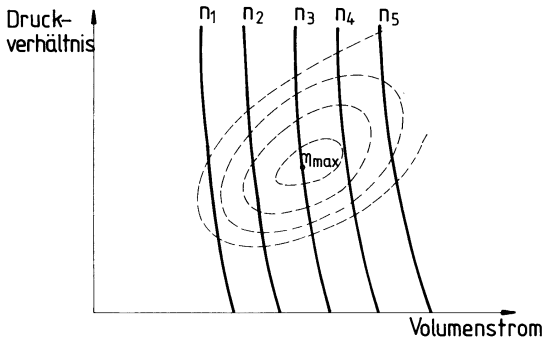


Abbildung 3.6 - Kennlinien Schraubenkompressor [2]

(a) Ansaugen → Einlassöffnung befindet sich unten

(b) Verdichten → durch Lückenverkleinerung und Schieben zur Druckseite

(c) Verdichten → weiteres Verkleinern der Lücken

(d) Ausstoßen → Auslassöffnung befindet sich oben

Beim Betrachten eines Verdichtungsvorganges im p-V-Diagramm (Abbildung 3.7) zeigt sich eine ähnliche Charakteristik: Von 1 → 2 wird verdichtet, von 2 → 3 das verdichtete Medium ausgestoßen und von 4 → 1 angesaugt. Zu beachten ist jedoch, dass mehrere solcher Vorgänge zeitlich versetzt zueinander ablaufen. Während in dem gezeigten Volumen verdichtet wird, saugt ein anderes Volumen bereits an. Da das zu verdichtende Volumen bauartbedingt immer konstant bleibt, ist das Verhältnis $V_{saugseite}/V_{Druckseite}$ fest. Dieses erfordert eine genaue Anpassung des Prozesses auf dem Kompressor, damit druckseitige Sprünge vermieden werden [2].

Schraubenkompressoren werden zurzeit bis zu einem Enddruck $p_2 = 50$ bar hergestellt. Eingesetzt werden sie besonders in Prozessen, in denen Verunreinigungen im Gas zu erwarten sind, weil sie durch ihre robuste Bauweise weniger anfällig sind.

3.3.2 Strömungsarbeitsmaschinen

Ein charakteristisches Merkmal der Strömungsmaschinen ist, dass zu keinem Zeitpunkt ein fester Abschluss zwischen Gaseintritt und Gasaustritt (Saug- und Druckseite) vorhanden ist. Es wird zwischen zwei Bauweisen der Laufräder (Abbildung 3.8) unterschieden:

- Axiale Laufräder: Das Gas strömt achsparallel durch das Laufrad
- Radiale Laufräder: Das Gas wird im Laufrad umgelenkt: axiale Anströmung → radiale Abströmung

Als Abstufung zwischen den axialen und radialen Laufrädern gibt es Diagonalräder. Die nachfolgenden Betrachtungen gelten zunächst für Axial- und Radialkompressoren. Die speziellen Eigenschaften werden dann im Anschluss erläutert.

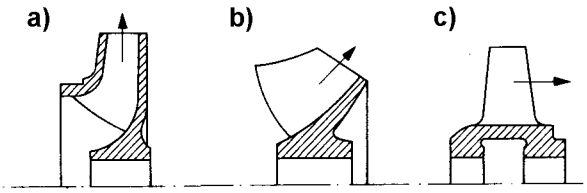


Abbildung 3.8 - Laufradgeometrien a) radial b) diagonal c) axial [3]

Jede Strömungsarbeitsmaschine hat ein rotierendes Laufrad, an dem die Laufschaufeln befestigt sind. Bei Verdichtern bewirken diese Schaufeln das Übertragen der Energie von der Arbeitsmaschine auf das Gas. Die aufgenommene Kupplungsleistung (Energie) beschleunigt über Druck- und Zentrifugalwirkung das Gas. Das Gas erhält durch diese zweite Energieumwandlung eine höhere kinetische Energie. Die erste Energieumwandlung findet bereits in den Schaufelkanälen durch Diffusorwirkung statt. Strömungsmaschinen haben neben dem Laufrad noch ein Leitrad, das in Strömungsrichtung hinter dem Laufrad platziert ist bzw. einen einfachen Diffusor. In ihm erfolgt eine weitere Energieumwandlung. Die zuvor gewonnene kinetische Energie wird im Leitrad in Druckenergie umgewandelt.

Die Umwandlung in Lauf- und Leitrad kann auf zwei Arten erfolgen:

- Gleichdruckverfahren
- Überdruckverfahren

Beim Gleichdruckverfahren (Abbildung 3.9a) – auch Aktionsverfahren genannt – ist die potenzielle bzw. innere Energie und damit der Druck des Gases vor und hinter dem Laufrad gleich groß. In den Schaufeln des Laufrades findet somit nur eine Umwandlung von Umfangsarbeit in kinetische Energie statt.

Beim Überdruckverfahren (Abbildung 3.9b) – auch Reaktionsverfahren genannt – hingegen ist die Enthalpie vor und hinter den Schaufeln des Laufrades verschieden groß. Dieses erreicht man bei Verdichtern durch zusätzliche Diffusorwirkung in den Laufschaufeln.

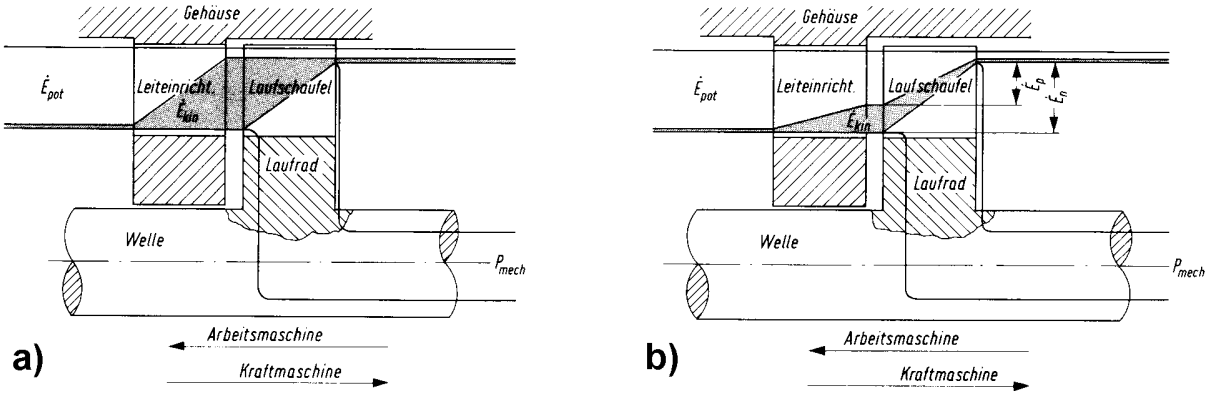


Abbildung 3.9 - Energiefluss in einer Strömungsmaschine a) Gleichdruck-Verf. b) Überdruck-Verf. [1]

Der Reaktionsgrad *r* ergibt sich nach [1] zu:

$$r = \frac{\dot{E}_p}{\dot{E}_n} \qquad \text{Gl. 3-4}$$

Bei einem Reaktionsgrad r = 0 sprich man von Gleichdruck.

Geschwindigkeitsdreieck

Um eine Aussage über die Größe der geleisteten Arbeit in einer Stufe Y_{Stufe} treffen zu können, muss die kinetische Energie ermittelt werden. Sie bestimmt die Nutzarbeit des Verdichters und somit den Wirkungsgrad des Prozesses. Die Strömungsverhältnisse jeder Stufe einer Strömungsmaschine sind gekennzeichnet durch das sogenannte 'Geschwindigkeitsdreieck'. In diesem werden die Geschwindigkeiten aufgetragen, die ein Gasmolekül erfährt, wenn es durch die Stufe bewegt wird.

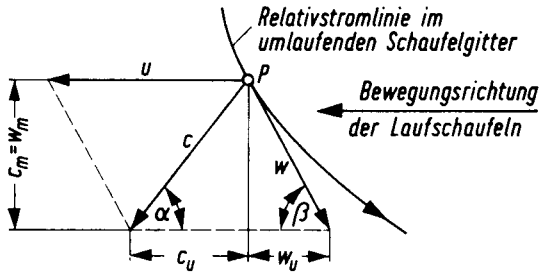


Abbildung 3.10 - Geschwindigkeitsdreieck [1]

Ein Geschwindigkeitsdreieck setzt sich nach [1] aus drei Geschwindigkeiten zusammen:

- *u* – Umfangsgeschwindigkeit Punkt *P* mit dem Abstand *d/2* von der Drehachse:

$$u = \pi \cdot d \cdot N \qquad \text{Gl. 3-5}$$

- *w* – Relativgeschwindigkeit (relativ zu dem umlaufenden Rad):

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c \cdot \cos\alpha \qquad \text{Gl. 3-6}$$

- *c* – Absolutgeschwindigkeit (absolut zur festen Umgebung):

$$c^2 = w^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w \cdot \cos\beta \qquad \text{Gl. 3-7}$$

Zusätzlich lassen sich die Komponenten der einzelnen Geschwindigkeiten errechnen:

- Komponenten der Geschwindigkeiten in Umfangsrichtung:

$$\text{a)}\quad c_u = c \cdot \sin\alpha \qquad \text{b)}\quad w_u = w \cdot \cos\beta \qquad \text{c)}\quad c_u + w_u = u \qquad \text{Gl. 3-8}$$

- Komponenten der Geschwindigkeiten senkrecht zur Umfangsrichtung:

$$\text{a)}\quad c_m = c \cdot \sin\alpha \qquad \text{b)}\quad w_m = w \cdot \sin\beta \qquad \text{c)}\quad c_m = w_m \qquad \text{Gl. 3-9}$$

- Winkel der Geschwindigkeiten gegenüber der Umfangsrichtung:

$$\text{a)}\quad \tan\alpha = \frac{c_m}{c_u} \qquad \text{b)}\quad \tan\beta = \frac{w_m}{w_u} \qquad \text{Gl. 3-10}$$

Aus den errechneten Geschwindigkeiten und Komponenten lässt sich über die Hauptgleichung der Strömungsmaschinen nach Euler die spezifische Schaufelarbeit Y_{Sch} errechnen. Sie gibt an, wie viel Arbeit *E* pro Masseneinheit *m* bzw. wie viel Stufenleistung P_{th} pro Massenstrom $\dot{m}$ dem Gas zugeführt wurde.

$$Y_{Sch} = \frac{E}{m} = \frac{P_{th}}{\dot{m}} = \int_1^2 u \cdot dc_u \quad \left[\frac{kJ}{kg}\right] \qquad \text{Gl. 3-11}$$

Aufgelöst und den einzelnen Maschinentypen zugeordnet ergibt sich für die Schaufelarbeit:

- Radialverdichter $Y_{Sch} = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}$ Gl. 3-12
- Axialverdichter $Y_{Sch} = u \cdot (c_{2u} - c_{1u})$ Gl. 3-13

3.3.3 Turboverdichter

Turboverdichter arbeiten mit einem offenen, thermodynamischen Prozess. Hierfür gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik:

$$w_{t_{12}} + w_{diss_{12}} + q_{12} = h_2 - h_1 + \Delta e_{kin} \qquad \text{Gl. 3-14}$$

Hierbei ist: $w_{t_{12}} = \int v \cdot dp$ die verlustlose spezifische Verdichtungsarbeit

$w_{diss_{12}}$ die spezifischen Verluste zwischen 1 und 2

q_{12} die zu- oder abgeführte Wärme, die, da die Verdichtung sehr schnell und damit adiabat abläuft, zu Null gesetzt wird.

$h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1)$ die spezifische Enthalpieerhöhung zwischen den Drücken p_1 und p_2, ausgedrückt über die kalorische Zustandsgröße $h = c_p \cdot T$ mit c_p als spezifische Wärmekapazität.

Δe_{kin} die spezifische Änderung der kinetischen Energie, die zu Null gesetzt wird.

Bei einer angenommenen idealen, isentropen Verdichtung mit $q_{12} = 0$ und $w_{diss_{12}} = 0$ ist die spezifische isentrope Verdichtungsarbeit:

$$Y_{12s} = w_{t_{12s}} = \int v \cdot dp = h_{2s} - h_1 = \Delta h_s = c_p \cdot (T_{2s} - T_1) \qquad \text{Gl. 3-15}$$

Bei einer adiabaten, verlustbehafteten Verdichtung ist die tatsächliche spezifische innere Arbeit:

$$Y_{i12} = w_{t_{12}} + w_{diss_{12}} = \int v \cdot dp + w_{diss_{12}} = h_2 - h_1 = \Delta h_s = c_p \cdot (T_2 - T_1) \qquad \text{Gl. 3-16}$$

Die spezifischen Arbeiten lassen sich im als Flächen T,s-Diagramm der Thermodynamik darstellen (Abbildung 3.11). Es ist

- isentrope Verdichtung Y_{12s} = Fläche 1-e-d-c-2_s-1
- adiabate Verdichtung $w_{t_{12}}$ = Fläche 1-e-d-c-2-1

  $w_{diss_{12}}$ = Fläche 1-2-f-e-1

  Y_{i12} = Fläche 2-f-d-c-2

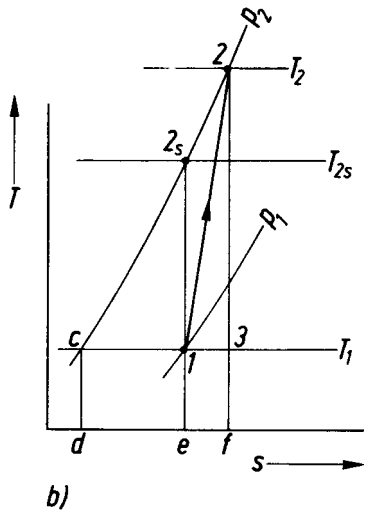


Abbildung 3.11 - Einstufige, ungekühlte Verdichtung T,s-Diagramm [1]

Axialkompressoren

Ein Axialverdichter besteht, wie in Abbildung 3.12 zu erkennen ist, aus einem Rotor *R* und einem Stator-Gehäuse *G*. Der Rotor trägt mehrere Reihen Laufschaufeln *A*. Der Stator trägt entsprechend zu jeder Laufschaufelreihe eine Leitschaufelreihe *B*. Eine Stufe *St* besteht immer aus einer Laufschaufelreihe und einer dahinter liegenden Leitschaufelreihe. Wenn das Gas zusätzlich mit Gegendrall auf die ersten Laufschaufeln geleitet werden soll, kann vor der ersten Stufe eine Leitschaufelreihe *C* angeordnet werden. Diese gehört dann jedoch nicht zur 1. Stufe. In der

Schnittzeichnung ist ebenfalls die Verjüngung des Strömungsquerschnitts in Richtung Verdichterausgang zu erkennen. Aufgrund der zunehmenden Verdichtung des Gases nimmt auch das spezifische Volumen ab. Dadurch kann der Querschnitt verengt werden, wenn die Geschwindigkeit konstant bleiben soll.

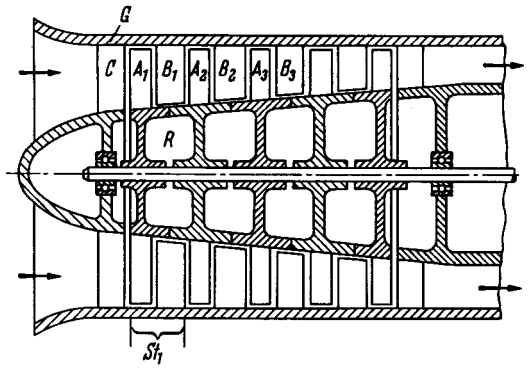


Abbildung 3.12 - Axialverdichter – Längsschnitt-Schema [1]

Axialverdichter werden für große Volumenströme $V > 10^5\ m^3_{ansaug}/h$, kleine Druckverhältnisse $\Pi = p_2/p_1 < 5$ und geringere Enddrücke $p_{2,max} = 50$ bar eingesetzt. Wie ein Vergleich der Kennlinienverläufe Radial-, Axialverdichter (Abbildung 3.13, Muscheldiagramm) zeigt, ist der mögliche Fahrbereich abweichend vom Auslegungspunkt V_{nenn} bei einem Axialverdichter deutlich kleiner.

Die Halbachse der Linien gleichen Wirkungsgrades ist steiler als beim Radialverdichter, da bei Volumenstromänderungen die Stoßverluste an den Schaufeln schnell wachsen. Radialkompressoren reagieren weniger empfindlich auf solche Änderungen. Der Wirkungsgrad η des Axialverdichters liegt im Auslegungspunkt ($\eta = 0{,}90$) jedoch höher als der des radialen Pendants ($\eta = 0{,}88$) [2]. Dieser Unterschied ist vereinfacht damit begründet, dass im Radialverdichter nach dem Laufrad eine Umlenkung des Gases stattfindet, die mit zusätzlichen Verlusten behaftet ist. Die Axialmaschine wird folglich in den Bereichen eingesetzt, in denen eine Grundlast vorhanden ist. Diese kann der Axialverdichter mit seinem höheren Wirkungsgrad wirtschaftlicher zur Verfügung stellen bei jedoch höheren Investitionskosten. Ein Beispiel hierfür ist die Hochofenwinderzeugung z. B. in Stahlwerken.

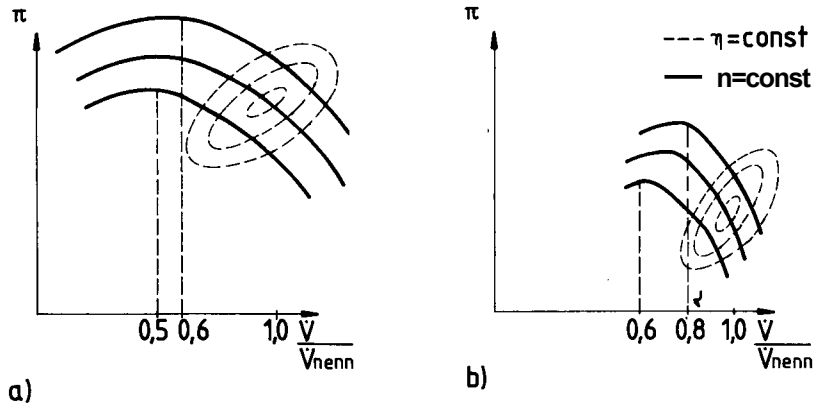


Abbildung 3.13 - Kennlinienvergleich a) Radialverdichter b) Axialverdichter [2]

Auch das bessere Durchmesser/Nabe-Verhältnis, das das Verhältnis von Laufraddurchmesser der ersten Stufe zum Nabendurchmesser kennzeichnet und somit ein Maß für die Ausnutzung des Anströmquerschitts darstellt, lässt die Axialverdichter bei gleichem Volumenstrom kleiner werden als Radialverdichter. Dieser benötigt mehr Platz durch die Umlenkung im und nach dem Laufrad (vgl. Abbildung 3.15).

In Gasturbinen wird ein Axialverdichter als Gasgenerator eingesetzt. Dort wird das angesaugte Luftvolumen vor dem Eintritt in die Brennkammer verdichtet (vgl. Kapitel 3.4.2).

Radialkompressoren

Radialkompressoren haben zwar im Allgemeinen geringere Wirkungsgrade, benötigen bei dem gleichen Druckverhältnis aber weniger Stufen. Dadurch sind Radialverdichter in der Anschaffung günstiger und haben eine geringere Baulänge. Sie werden für Volumenströme $V < 10^5\,m^3_{ansaug}/h$ und Druckverhältnisse $\Pi > 5$ eingesetzt. Radialverdichter sind außerdem etwas unempfindlicher gegen Verschmutzungen.

Grundsätzlich ist bei Radialverdichtern eine Zwischenkühlung (ZWK) einfacher zu realisieren als bei Axialverdichter. Dadurch, dass die Strömung radial abgelenkt wird, kann der Gasstrom einfach aus dem Gehäuse herausgeführt und über eine ZWK der

Maschine wieder zugeführt werden. Bei Axialmaschinen würde eine zusätzliche Umlenkung des Mediums den vorhandenen Wirkungsgradvorteil nivellieren.

Wenn ein hohes Druckverhältnis innerhalb einer Stufe gefordert ist, wird ebenfalls die radiale Bauweise eingesetzt. Es ist auch möglich, radiale und axiale Verdichter zu kombinieren. Dazu werden am Anfang des Verdichtungsprozesses, wenn noch hohe Volumenströme auftreten, Axialstufen verwendet. Mit zunehmender Verdichtung sinkt der Volumenstrom und am Ende des Verdichtungsvorganges kommen dann Radialstufen zum Einsatz, da Axialstufen bei kleinen Volumenströmen verhältnismäßig große Spaltverluste über die Labyrinthdichtungen mit sich bringen.

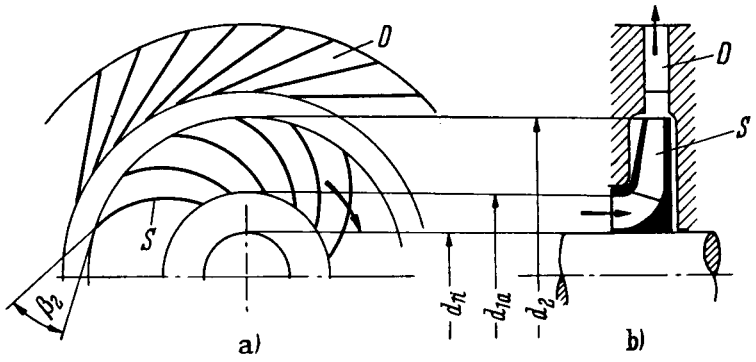


Abbildung 3.14 - Einstufiger Radialverdichter a) Querschnitt b) Meridianschnitt [3]

Ein einstufiger Radialverdichter besteht, wie Abbildung 3.14 zeigt, aus einem rotierenden Schaufelrad (S) und einem dahinterliegenden Diffusor (D, Leitring). Das Gas wird in Achsnähe angesaugt und durch das Laufrad auf hohe Winkelgeschwindigkeit gebracht, wodurch es infolge der Zentrifugalwirkung nach außen gedrängt wird. Da sich der Querschnitt des Laufrades aufweitet, wird bereits hier kinetische in potenzielle Energie umgewandelt. Der restliche Druckanstieg wird im Diffusor gewonnen, in dem die Strömungsgeschwindigkeit etwa auf das Eintrittsniveau abgesenkt wird. Der Reaktionsgrad *r* nach Gl. 3-4 gibt das Verhältnis des Druckanstieges im Laufrad bezogen auf den Gesamtdruckanstieg wieder.

Bei mehrstufigen Radialkompressoren ist es nötig, den radial abgelenkten Gasstrom erneut umzulenken, um ihn vor die nächste Stufe zu führen (Abbildung 3.15). Wie

beim Axialverdichter ist es auch beim Radialverdichter möglich, vor eine Stufe eine zusätzliche (verstellbare) Leitschaufeleinrichtung vorzusehen, um einen Gegendrall zu erzeugen. Es ist sogar möglich, vor jede Radialstufe eine solche Leiteinrichtung zu platzieren. Es hat sich aber gezeigt, dass der konstruktive Aufwand nur für die erste Stufe wirtschaftlich sinnvoll ist.

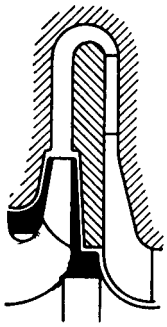


Abbildung 3.15 - Umlenkung bei mehrstufiger radialer Verdichtung [5]

Pumpen bei Turboverdichter

Das 'Pumpen' bezeichnet einen schadhaften Zustand bei Turboverdichtern, der auf jeden Fall vermieden werden muss. Besonders Axialkompressoren sind auf Grund ihrer dünnen Schaufeln gefährdet. Pumpen tritt auf, wenn der Druck auf der Druckseite immer weiter ansteigt, bis er oberhalb des erreichbaren Druckes des Verdichters ankommt. In diesem Punkt setzt eine negative Förderung durch den Verdichter ein bis das Druckniveau wieder soweit abgefallen ist, dass der Verdichter wieder vorwärts fördern kann. Wenn in diesem Punkt an den Gegebenheiten nichts verändert wird, wiederholt sich dieses Pumpen beliebig oft mit einer Frequenz von einem Bruchteil einer Sekunde bis hin zu mehreren Sekunden – hauptsächlich abhängig von der Größe der Maschine und der nachgeschalteten Anlage.

Um diesen Betriebsbereich zu sperren, wird bei Verdichtern eine Pumpverhütungsregelung hinterlegt. Diese schützt den Verdichter in den Bereichen, in denen der Volumenstrom zu gering wird, durch druckseitiges Um- oder Ablasen des Prozessgases. Beim Umblasen wird das Gas von der Druckseite auf kurzem Weg zur Saugseite zurückgeführt und beim Abblasen wird das Gas auf der Druckseite abgeblasen.

3.4 Verdichterantriebe

Als Kraftmaschinen für Verdichter werden hauptsächlich drei Arten in Betracht gezogen. Da sind auf der einen Seite die zwei Strömungsmaschinen: Gas- und Dampftur-

bine und auf der anderen Seite der Elektromotor. Diese drei werden im folgenden Abschnitt kurz vorgestellt und die unterschiedlichen Anwendungsfälle erläutert. Desweiteren existieren noch weitere Ausführungen die seltener vorzufinden sind wie z. B. der Gas-Otto-Motor.

3.4.1 Strömungskraftmaschinen

Bei Strömungskraftmaschinen tritt die umzuwandelnde Primärenergie in Form von Energie aus Höhengefällen (Wasserturbine) oder als thermische Energie (Gas- und Dampfturbinen) in die Maschine ein – bei Gasturbinen hauptsächlich als Wärmegefälle und bei Dampfturbinen als Wärme- und Druckgefälle. Die potenzielle Energie bzw. die Enthalpie wird durch die Düsenwirkung in kinetische Energie überführt, die dann im Laufrad beim Durchströmen der Schaufelkanäle eine Umfangskraft auf die Schaufeln und somit eine mechanische Arbeit ausübt. Die Umfangsarbeit lässt sich als Drehmoment an der Welle abnehmen.

Genau wie bei den Strömungsarbeitsmaschinen lässt sich die Energieumformung im Laufrad in zwei Verfahren einteilen: Gleichdruck- und Überdruckverfahren (vgl. Kapitel 3.3.2).

Wenn die vom Laufrad abgegebene Umfangsarbeit Y_u ist, dann muss die am Eintritt einer Kraftmaschinenstufe zur Verfügung stehende spezifische Stufenarbeit Y um die Verluste in Lauf- und Leitrad größer sein. Wird sie mit dem Umfangswirkungsgrad η_u berücksichtigt, so ist

$$Y_u = \Delta h + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} = \eta_u \cdot Y = \eta_u \cdot \left(\Delta h_s + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} \right) \quad . \qquad \text{Gl. 3-17}$$

Hierbei ist Δh das reale und Δh_s das isentrope Enthalpiegefälle einer Stufe und c_0 die Zu- und c_2 die Abströmgeschwindigkeit einer Stufe.

Nach Euler ist die spezifische Umfangsarbeit für Kraftmaschinen (vgl. Kapitel 3.3.2)

- radialer Bauart: $Y_u = u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}$ Gl. 3-18
- axialer Bauart: $Y_u = u \cdot (c_{1u} - c_{2u})$ Gl. 3-19

Auf weitere Details der Energieumwandlung in einer Turbine soll hier nicht eingegangen werden.

3.4.2 Gasturbine

Der Oberbegriff 'Gasturbine' bezeichnet im allgemeinen Sprachgebrauch eine gesamte Kraftmaschinenanlage bestehend aus Verdichter (Gasgenerator), Brennkammer und Gasturbine. Oft gehören noch Nebenanlagen wie Abgaskühler und Luftvorwärmer dazu. Die Turbine im eigentlichen Sinne ist nur der Expansionsteil der Anlage. Die Gasturbine gehört wie die Axial- und Radialkompressoren zu den Strömungsmaschinen. Das Arbeitsprinzip ist ähnlich dem des 4-Takt-Ottomotors außer der Tatsache, dass es kontinuierlich abläuft und somit keine Pulsation an der Arbeitsmaschine hervorruft .

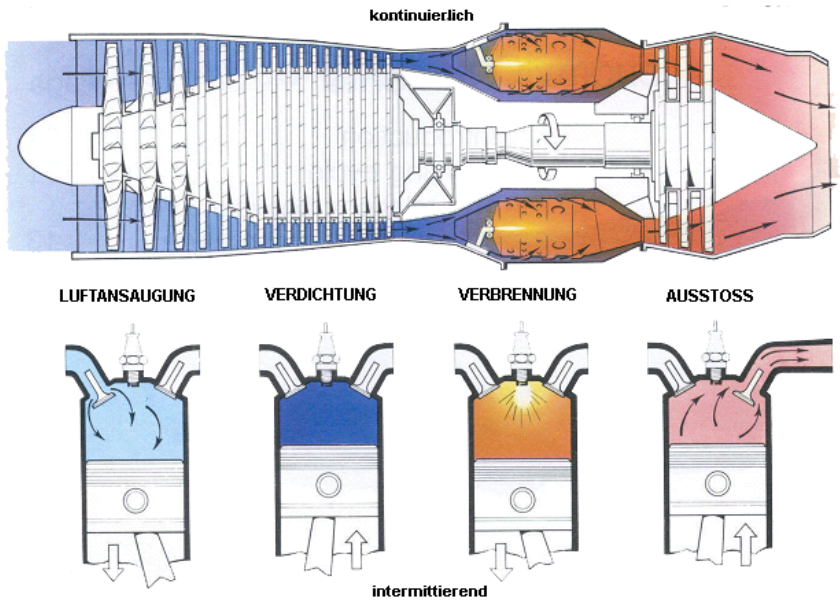


Abbildung 3.16 - Vergleich Turbine – Ottomotor

Es werden zwei Konfigurationen von Gasturbinen verwendet:

- Einstufige Gasturbine mit einer Welle (Abbildung 3.17a)
- Zweistufige Gasturbine mit getrennter Hochdruck- (HD-) und Niederdruck- (ND-) Turbine (Abbildung 3.17b)

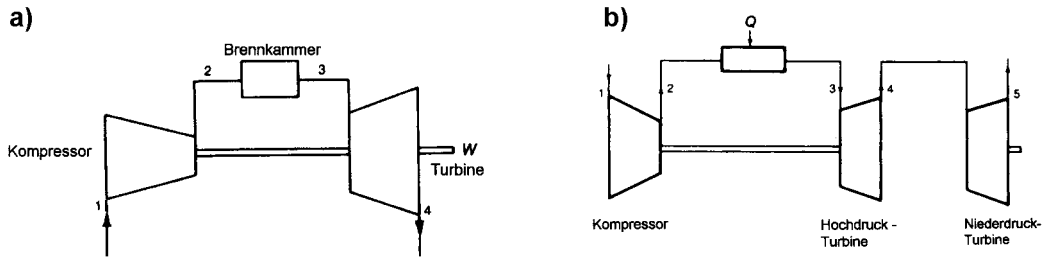


Abbildung 3.17 - Aufbau von Gasturbinen a) einstufig b) zweistufig [7]

Die einstufige Konfiguration wird fast ausschließlich zur Stromerzeugung verwendet, weil durch die starre Kopplung Verdichter ↔ Turbine die Drehzahl des Generators besser zu regeln ist. Diese Ausführung bietet allerdings nur einen schmalen Drehzahlbereich von 95...105 % der Auslegungsdrehzahl.

Die zweistufige Konfiguration wird für mechanische Arbeitsmaschinen verwendet. Für Generatoren ist die Drehzahlregelung zu instabil. Dafür sind Drehzahlen von 50...105 % der Nenndrehzahl möglich. Bei diesem Schema wird deutlich, dass die HD-Turbine die einzige Aufgabe hat, den Gasgenerator anzutreiben. Nutzleistung gibt nur die ND-Turbine ab. Zahlenmäßig benötigt der Gasgenerator ca. 2/3 der gesamten zur Verfügung stehenden Leistung. Hat die Gasturbine z. B. eine Kupplungsleistung P_{Ku} = 30 MW so gibt die HD-Turbine 60 MW an den Gasgenerator ab.

Es gibt noch weitere Ausführungen wie z. B. eine separate Welle je Power Turbine oder eine zweite Brennkammer nach der ersten Power Turbine. Die zweite Power Turbine ist in diesem Fall ebenfalls eine HD-Turbine. Auch ein zweiter Gasgenerator (ggf. mit Zwischenkühlung) auf der Antriebswelle ist möglich, wenn ein höherer Brennkammerdruck gewünscht ist.

Die benötigte Treibstoffmenge, die in der Brennkammer eingespritzt wird, kann durch den Gebrauch eines Luftvorwärmers reduziert werden. Dazu wird die Abwärme des

Abgases benutzt, um die verdichtete Luft vor der Brennkammer vorzuwärmen. Dieser sogenannte 'regenerative Zyklus' wird mit steigenden Kraftstoffkosten zunehmend bestimmend.

Folgendermaßen sieht beispielhaft ein T-s-Diagramm einer Gasturbine aus (Abbildung 3.18):

Bis 1 wird aus der Atmosphäre (offener Prozess) angesaugt. Dann wird die Luft polytrop verdichtet von 1 → 2. Hiernach wird dann in der Brennkammer isobar erhitzt von 2 → 3. Von 3 → 4 wird dann über die Turbine die Enthalpiedifferenz abgebaut und in mechanische Arbeit umgewandelt. Hiernach wird das Abgas ausgestoßen.

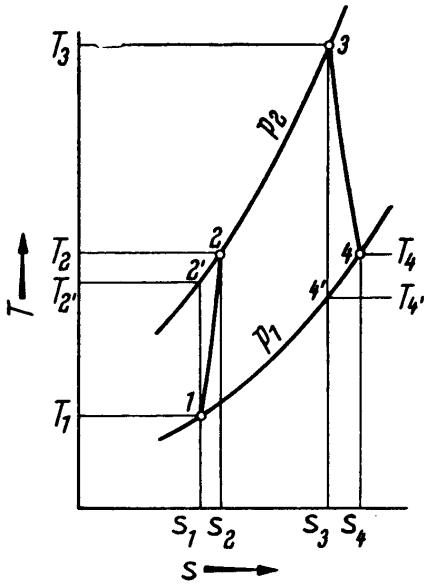


Abbildung 3.18 - T-s-Diagramm einer einfachen Gasturbine [1]

Nach [1] ist der isentrope Wirkungsgrad der Turbine η_{is}:

$$\eta_{is} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T'_4} \qquad \text{Gl. 3-20}$$

T_3 ist hier die Temperatur nach Brennkammer bzw. vor Power Turbine. T_4 ist die Abgastemperatur aus der Turbine. T_3 ist im Prinzip jederzeit im Betrieb zu erhöhen, indem das Gemisch in der Brennkammer geändert wird. Eine höhere Brennkammeraustrittstemperatur bedingt einen besseren Wirkungsgrad. Problematisch sind die Werkstoffkennwerte der Power Turbine. Daher ist die Temperatur beim Power Turbine-Eintritt in der Regel ein vom Hersteller garantierter Wert.

3.4.3 Dampfturbine

Dampfturbinen sind den Gasturbinen bzw. dem Expansionsteil der Gasturbine sehr ähnlich. Auch wenn sich noch vereinzelt Dampfturbinen radialer Bauart finden lassen, so hat sich doch die axiale Variante durchgesetzt. Die heutzutage üblichen

Wärmegefälle verlangen Stufenzahlen, die in radialer Form nicht mehr unterzubringen sind. Im Gegensatz zur Gasturbine erzeugt bzw. konditioniert die Dampfturbine ihr Arbeitsmedium nicht selbstständig. Der Frischdampf wird über Rohrleitungen von einem zentralen Dampferzeuger herangeführt.

Beim Eintritt in die Turbine trifft der Dampf zunächst auf den Leitapparat. In ihm wird Enthalpie in kinetische Energie umgesetzt. Ob es sich um eine Gleichdruck- (Aktions-) -turbine oder eine Überdruck- (Reaktions-) -turbine handelt, entscheidet sich danach, ob ebenfalls Enthalpie im Laufrad in kinetische Energie umgewandelt wird. Eine genaue Beschreibung beider Verfahren ist in Kapitel 3.3.2 zu finden.

	Gleichdruckstufe	2-C-Rad	Überdruckstufe
u/c_1	0,42 ... 0,49	0,23 ... 0,25	0,7 ... 0,9
$1/\sqrt{\psi}$	0,38 ... 0,47	0,19 ... 0,23	0,55 ... 0,7
λ	3,5 ... 5,0	λ_1 = 12,5 ... 15,0 λ_2 = 3,0 ... 4,5	2,0 ... 3,5 (... 6)
$\Delta h_{s,max}$	300 kJ/kg	650 kJ/kg	100 kJ/kg
α_1	14° ... 17°	16° ... 20°	18° ... 22° (... 45°)
β_2	20° ... 30°	20° ... 25°	= α_1
α_3	—	24° ... 33°	—
β_4	—	30° ... 45°	—
r	0	0 ... 0,15 r_1 = 0 ... 0,05 r_u = 0 ... 0,06 r_2 = 0,03 ... 0,12	0,5
φ'	0,45 ... 0,7	φ'_1 = 1,1 ... 1,5 φ'_2 = 0,5 ... 0,7	0,32 ... 0,55 (... 0,8)

Abbildung 3.19 - Kenngrößen von Dampfturbinenstufen [1]

Dampfturbinen, die nach dem Gleichdruckverfahren arbeiten, werden axial durchströmt. Überdruckturbinen können zwar radial konstruiert werden aber das wird nur in sehr selten Fällen gemacht. Ein großer Vorteil der Gleichdruckturbinen ist die mögliche Teilbeaufschlagung des Laufrades, d. h. nur ein Teil des Laufrades wird mit Frischdampf beaufschlagt. Bei Überdruckturbinen führt dies zur unkontrollierten Dampfexpansion und den damit verbundenen Verlusten. Als Düsentechnik kommen für die Leitapparate von Dampfturbinen Zölly- und Laval-Düsen in Frage.

Die hohen Wärmegefälle erfordern es, dass Dampfturbinen mehrstufig ausgeführt werden. Abbildung 3.19 zeigt, bis zu welche Größen mit einer Stufe gerechnet

werden kann. Es existieren zwei Arten der Stufung. Bei der Geschwindigkeitsstufung wird die kinetische Austrittsenergie als weitere Energiequelle verwendet. Eine Möglichkeit dazu ist das Nachschalten eines zweiten Laufschaufelgitters. Zwischen den Gittern muss jedoch eine Umlenkung stattfinden, da der Dampf das erste Gitter im Gegendrall verlässt. Dieses Umlenkgitter trägt zwar keinen Anteil zur Energieumwandlung bei, ist jedoch mit Strömungs- und Reibungsverlusten infolge der Umlenkung behaftet.

Auf den Engländer Curtis gehen die zweistufigen Curtis-Turbinen zurück – kurz: 2-C-Turbinen. Die kompakte Bauweise, der geringe Aufwand sowie die kurze Startzeit von nur 10 s aus dem kalten Zustand sprechen für sich. 2-C-Räder finden oft Anwendung als Regelstufe von Großturbinen, weil sie große Wärmegefälle verarbeiten können. Bild 3.20 zeigt den Schaufelplan eines 2-C-Rades.

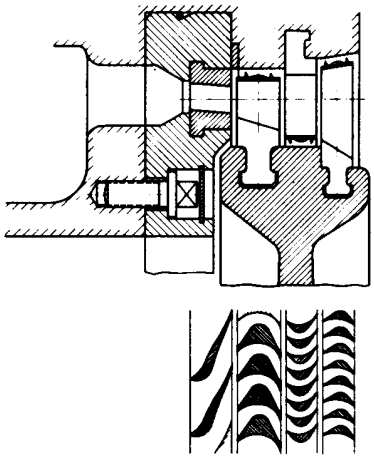


Abbildung 3.20 - Schaufelplan eines 2-C-Rades [1]

Die zweite Variante des Stufens ist die Druckstufung. Bei der Druckstufung werden die Stufen so ausgelegt, dass alle Stufen in etwa das gleiche Wärmegefälle verarbeiten. Sie geben folglich ungefähr die gleiche Leistung ab. Mehrstufige Großturbinen werden oft auf mehrere Gehäuse aufgeteilt, da ein einzelnes Gehäuse einen unzulässig hohen Lagerabstand haben würde.

Weitere Variationen in der Dampfturbinentechnik sind die Gegendruck- und Entnahmeturbinen. Erstgenannte werden in der Regel eingesetzt, wenn außer mechanischer Arbeit auch Wärme benötigt wird. Entnahmerturbinen bieten die Möglichkeit, Dampf mit bestimmten Eigenschaften der Turbine zu entnehmen.

3.4.4 Elektromotor

Elektromotoren bieten einen umweltfreundlichen Antrieb. Sie haben in der Regel einen geringen Platzbedarf, einen guten Wirkungsgrad und die Energiezufuhr gestaltet sich mittels Kabel unproblematisch.

Eines haben alle Elektromotoren gemein: Sie bestehen aus einem Stator zur Erzeugung des magnetischen Feldes und einem Rotor zur Umwandelung der elektrischen Energie in mechanische. Zum Unterteilen der Elektromotoren gibt es mehrere Ansätze. Zum einen lassen sich die Motoren nach ihrer betreibenden Stromart unterteilen. Daraus ergibt sich folgende Einteilung: Gleichstrom, Einphasenwechselstrom, Drehstrom, Impulsstrom. Eine weitere Möglichkeit ist die Wirkungsweise, also Asynchron- bzw. Synchronbetrieb. Synchronmaschinen drehen immer mit der Frequenz des Statordrehfeldes. Ist die Läuferdrehzahl höher oder niedriger, werden sie Asynchronmaschinen genannt. Generell ist jeder Elektromotor auch als Generator zu betreiben.

In der Industrie haben sich sowohl die Asynchronmaschinen als auch die Synchronmaschinen durchgesetzt. Die Asynchronmaschinen bestechen durch ihren einfachen, robusten konstruktiven Aufbau. Der Kurzschlussläufer (Abbildung 3.21) wird als gängiges System hierbei favorisiert.

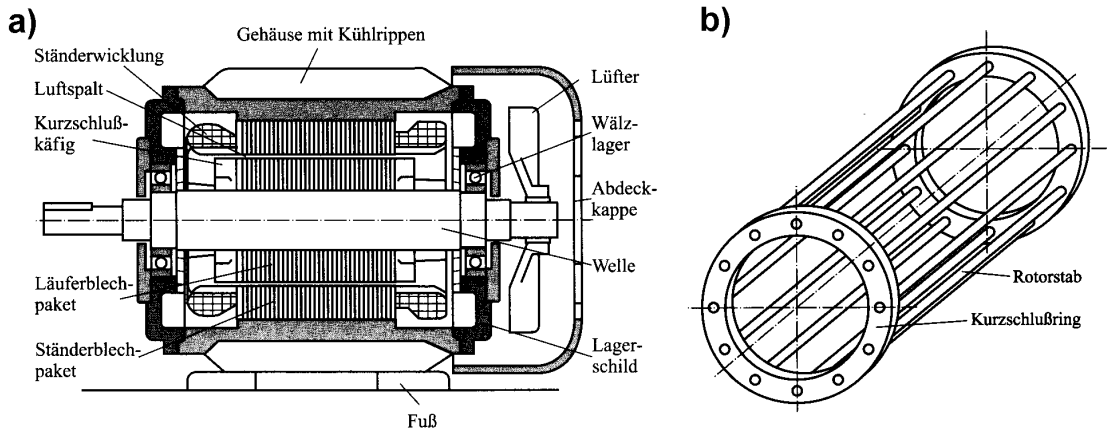


Abbildung 3.21 - Kurzschlussläufer a) Schnitt b) Rotor (Prinzip) [10]

Bei Asynchronmaschinen gibt es drei Arten der Drehzahlregelung:

- durch Frequenzsteuerung – verlustarm, kleines Läufermassenträgheitsmoment
- Änderung der Polpaarzahl (Stator) – Drehzahländerung nur in groben

Stufen, verlustarm

- Schlupfsteuerung – verlustbehaftet

Die zweite Gruppe der Elektromotoren, die in der oberen Leistungsklasse (> 1 MW) infrage kommen, sind die Synchronmaschinen. Sie werden hauptsächlich als Kraftwerksgeneratoren eingesetzt aber auch für Industrieantriebe. Durch die Entwicklung der Leistungselektronik wächst deren Anteil stetig.

Auch die Synchronmaschinen bestehen aus Stator (Ständer) und Rotor (Läufer). Wie Abbildung 3.22 zeigt, sind Synchronmaschinen in zwei Ausführungen möglich:

- Innenpolmaschinen mit Gleichfelderzeugung vom Läufer
- Außenpolmaschinen mit Gleichfelderzeugung vom Ständer

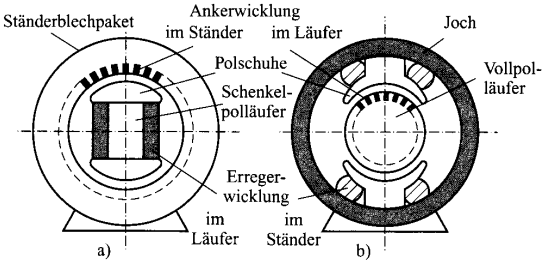


Abbildung 3.22 - Prinzipdarstellung der Synchronmaschine a) Innenpolmaschine b) Außenpolmaschine [10]

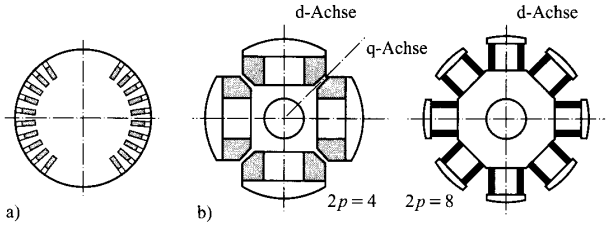


Abbildung 3.23 - Läuferausführung von Synchronmaschinen a) Vollpolläufer b) Schenkelpolläufer [10]

Der Läufer kann ebenfalls nach zwei Verfahren konstruiert werden (Abbildung 3.23):

- Vollpolläufer
- Schenkelpolläufer

Synchronmaschinen können im Gegensatz zu Asynchronmaschinen nicht selbstständig starten. Sie müssen zunächst mit dem Netz synchronisiert werden, bevor sie zugeschaltet werden können. Dazu muss die Synchronmaschine entweder durch einen Fremdantrieb auf Drehzahl, Frequenz, Spannung und Phasenwinkel gebracht werden oder durch asynchrones Anlaufen mithilfe des Dämpfungskäfigs [11].

Eine Drehzahlregelung ist bei Synchronmaschinen nur über die Frequenz des äußeren Drehfeldes möglich. Somit kommt nur ein Frequenzumformer für die Drehzahlregelung in Betracht. Kritisch ist hierbei, dass der Frequenzumformer das Kippmoment konstant halten muss. Beim Überschreiten des Kippmomentes kommt die Synchronmaschine unverzüglich zum Stillstand.

4 Inbetriebnahme

4.1 Stationsbeschreibung

Die Netra Verdichterstation Wardenburg befindet sich 10 km südlich von Oldenburg. Sie ist der Kreuzungspunkt zweier Fernleitungen, die den Erdgastransport Nord-Süd (von Norwegen) und Ost-West (von Russland) sicherstellen. Für den Transport Nord-Süd ergibt sich ein Fluss des Erdgases durch die Station analog Abbildung 4.1:

Das aus der Nordsee nach Dornum geförderte Erdgas erreicht durch die Fernleitung Wardenburg. Bei geschlossenen Armatur MOV 0 (motor operated valve = motorbetriebende Absperrarmatur) fließt das Gas über die geöffnete Eingangsarmatur MOV 1 in den Filtersammler und somit durch die Stationsfilter (MOV 2 und 3). Die Anzahl der zugeschalteten Filter richtet sich nach dem Durchsatz durch die Station – pro Filter sind etwa 800.000 m_N^3/h möglich.

Nun gelangt das Gas in den Saugsammler, durch den es vor die einzelnen Maschinen strömt (MOV 4). In einer Maschine können die einzelnen Stufen entweder parallel (Gas strömt durch MOV 5a und 5c) oder in Serie betrieben werden (Gas strömt durch MOV 5b). Je nach aktueller Anforderung wird entweder eine Maschineneinheit gestartet ($V \leq 1.300.000\ m_N^3/h$) oder es werden zwei Maschineneinheiten parallel ($V > 1.300.000\ m_N^3/h$) gestartet.

Nach dem Verdichtungsprozess durch die Maschine erreicht das Gas über den bei Bedarf zuschaltbaren Gaskühler den Drucksammler (MOV 6). Bei einer Mindermenge (ein Betriebspunkt links neben der Pumpgrenzlinie) wird über das druckluftgeregelte Pumpverhütungsventil (GCV, gaseous controlled valve = gasbetriebene Regelarmatur) eine Menge im Kreis gefahren, um das Pumpen zu verhindern.

Schließlich gelangt das verdichtete Gas durch die Volumenstrommessung (Staurohr) und die Ausgangsarmatur MOV 7 in die zuvor verlassene Fernleitung Richtung Werne.

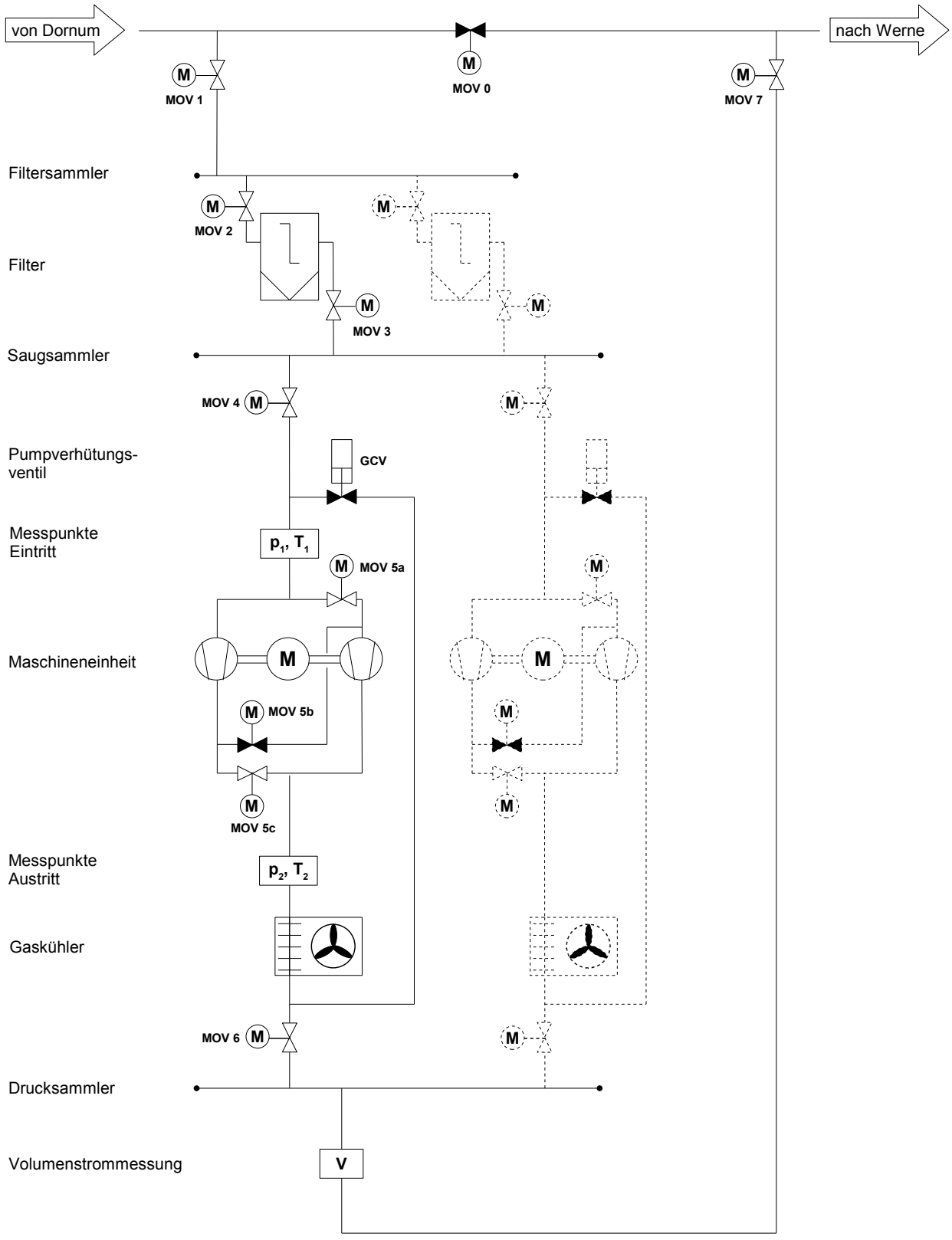


Abbildung 4.1 - Stationsschema Wardenburg - Parallelbetrieb

4.2 Maschinenbeschreibung

Der Transportverdichter Typ MOPICO® (Motor Pipeline Compressor) der Firma MAN ist ein umweltfreundlicher, zweistufiger Radialkompressor, der keine Abgase erzeugt und kein Ölsystem benötigt. Er zeichnet sich aus durch seine hohe Wirtschaftlichkeit (Gesamtwirkungsgrad, Abbildung 4.2). Das System benötigt keine Schmierung und hat praktisch keine Verschleissteile.

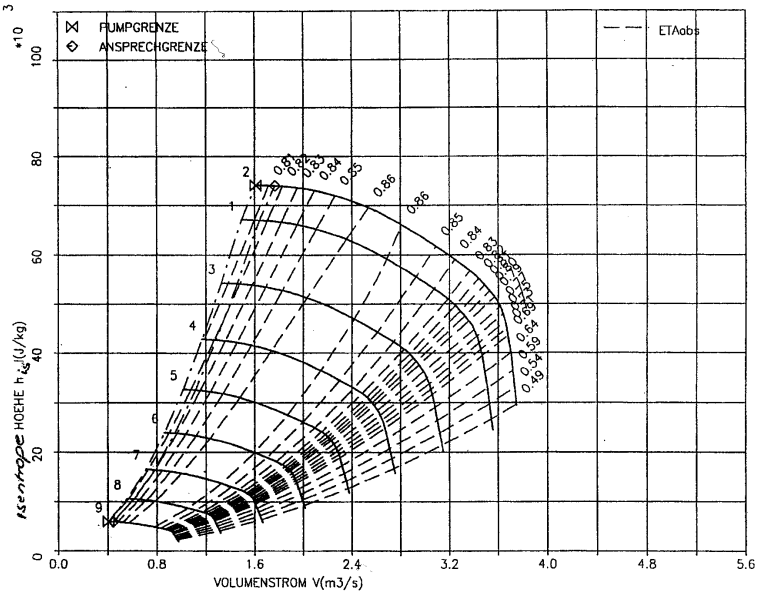


Abbildung 4.2 - MOPICO® - Kennfeld – $\Delta h_S(V)$

Die zwei Verdichterstufen (Abbildung 4.3) können sowohl in Serie als auch parallel gefahren werden. Der Antrieb erfolgt direkt durch einen Hochfrequenzmotor (Kurzschlussläufer) von Alstom Moteurs S.A., welcher durch einen Frequenzumformer von ASI Robicon angetrieben wird. Der Motorrotor ist auf Aktivmagnetlagern von S2M gelagert. Das ganze Rotorsystem wird in axialer Richtung mittels eines Magnetlagers positioniert. Die Magnetlager sind mit einem aktiven System ausgerüstet, das Schwingungen kompensiert. Der Betrieb und die Überwachung des MOPICO® ist vollkommen automatisch und ferngesteuert.

Ein Zwischenklemmenkasten ist zwischen dem Hauptklemmenkasten des Motors und der Klemmenleiste des Frequenzumformers installiert. Zwei Zwischenklemmen-

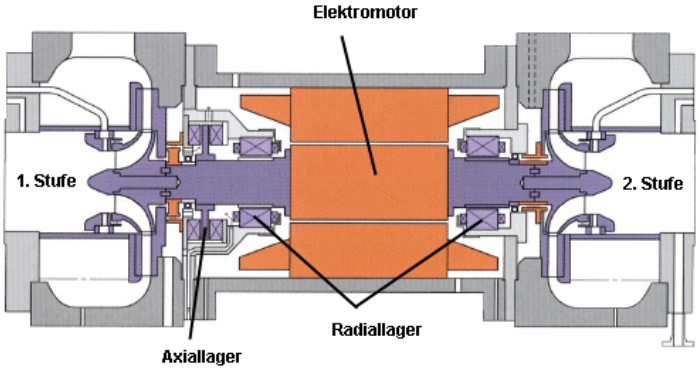


Abbildung 4.3 - MOPICO® - Schnittdarstellung [12]

kästen (einer für die Leistungskabel, der andere für die Steuerkabel) sind zwischen den Steckern der Magnetlager und der Klemmenleiste des Magnetlagerschranks installiert. In allen drei Klemmenkästen wird redundant die Methan-Konzentration gemessen. Damit soll sichergestellt werden, dass kein Gas durch die Kabelummantelung diffundiert und im Klemmenkasten zu einem explosionsfähigen Gemisch führt.

4.3 Kalte Inbetriebnahme

4.3.1 Sichtprüfung der aufgestellten Komponenten

Die während der Montage aufgestellten mechanischen und elektrischen Komponenten werden auf folgende Punkte kontrolliert:

- keine Transportschäden, korrekte Aufstellung (Fix-, Gleitpunkte, Rohrleitungen)
- Rückschlagklappen und Saugfilter in der vorgesehenen Richtung montiert
- Gefälle und keine Taschen bei den Entleerungsleitungen vorhanden
- Instrumentierung gemäß Rohrleitungs- und Instrumentierungsfließbildern (R&I) angeschlossen
- elektrische Komponenten während des Transports nicht beschädigt und ent-

sprechend den Aufstellungsplänen aufgestellt und richtig fixiert

4.3.2 Überprüfung der Verkabelung

Die durchgeführte Verkabelung der elektrischen Komponenten wird mit der vorgesehenen Verkabelung überprüft. Dazu werden die Stromlaufpläne verwendet.

Zur Überprüfung der Verkabelung werden bewährte Methoden (“Durchklingeln“) angewandt. Die Hochspannungsanschlüsse (E-Motor ↔ Frequenzumformer) werden einem Isolationstest (5.000 V) unterzogen.

4.3.3 Signalaustausch/Loop Checks

Nachdem die Spannungsversorgung der elektrischen Komponenten eingeschaltet wurde, wird überprüft, dass der Informationsaustausch zwischen dem ELS und den beteiligten Komponenten (Magnetlagerschrank, Feldsignale/Transmitter, Frequenzumformer) einwandfrei funktioniert.

Der Informationsaustausch findet mittels binären Signalen (Ein- und Ausgangssignale), analogen Signalen (Ein- und Ausgangssignale) und H1-BUS-Signalen statt. Der H1-BUS ist ein standardisiertes Industriebussystem zur Datenübertragung. Der Signalaustausch zwischen den oben genannten elektrischen Komponenten ist vollständig und erfolgreich überprüft, wenn die Signale korrekt von den einzelnen Steuerungen erfasst und dargestellt werden. Speziell wird darauf geachtet, dass:

- Alarme und Abschaltungen nach dem Ruhestromprinzip (offener Kontakt) ausgelöst und angezeigt werden.
- der geschlossene Kontakt des Endschalters die physikalische Position der Armatur angibt und entsprechend vom Einheitenleitsystem eingelesen wird und auf den Bedien- und Beobachtungsbildern angezeigt wird.
- die Anzeige auf den Bedien- und Beobachtungsbildern mit dem physikalischen Zustand der Feldgeräte übereinstimmt.

Vor dem Beginn des Signalaustausches wird überprüft:

- ob die Alarm- und Abschaltwerte, welche im Einheitenleitsystem eingegeben sind, mit denen auf dem Funktionsdiagramm übereinstimmen.
- ob der Messbereich der Feldgeräte (Transmitter), der im Einheitenleitsystem eingegeben ist, mit dem der Instrumentendatenblätter übereinstimmt.

Überprüfung der binären und analogen Ein- und Ausgangssignale

Die binären Ein- und Ausgangssignale werden folgendermaßen überprüft:

- durch das Setzten (Forcieren) des Ausgangssignals durch die Steuerung
- indem der entsprechende Kontakt geöffnet oder geschlossen wird
- durch Betätigen des Druckknopfes (z. B. Notausschalter)
- durch Bewegen der entsprechenden Armatur (Die Eintrittsarmatur darf nur bei einem Differenzdruck $\Delta p < 0{,}5$ bar geöffnet werden)

Die analogen Ein- und Ausgangssignale können folgendermaßen überprüft werden:

- durch das Setzten der Signale durch die Software.
- mit einem 4...20 mA Stromgeber.
- bei SMART-Transmittern mit einem Hart Communicator. Hier lässt sich das Signal direkt auf den Transmitter geben.
- indem die Transmitter (Druck- und Differenzdruck) durch eine externe Druckquelle (z. B. Stickstoffbehälter oder Druckwaage) beaufschlagt werden.
- indem die Temperaturproben in ein Wasser- oder Ölbad getaucht werden.

4.3.4 Funktionstests

Nachdem der Signalaustausch vollständig überprüft ist und funktioniert, wird mit den Funktionstests begonnen. Folgende Funktionen müssen überprüft werden:

- Pumpverhütungsventil/Pumpverhütungsregelung
- Temperaturventil/Temperaturregelung
- Prozessgaskühler/Prozessgaskühlerregelung
- Spülgasventile
- Eintritts-, Füll-und Entspannarmaturen
- Magnetlagerschrank
- Frequenzumformer
- Abschalt- und Einschaltbedingungen
- Testen des Anfahrprogramms

Pumpverhütungsventil und Pumpverhütungsregelung

Das Pumpverhütungsventil (PVV) wird auf folgende Eigenschaften überprüft:

- PVV ist geöffnet, wenn die Magnetventile des PVV nicht angeregt sind.
- PVV geöffnet bei 4 mA
- PVV geschlossen bei 20 mA
- beim Verlust 4...20 mA-Signal öffnet das PVV
- lineare PVV-Kennlinie
- Öffnungszeit des PVV durch Magnetventile: etwa 1 s
- Öffnungszeit durch mA-Signal: etwa 2 s

Obwohl die Pumpverhütungsregelung erst im Betrieb eingestellt werden kann, wird im Stillstand überprüft, ob sich das PVV öffnet, wenn sich der “simulierte Betriebspunkt“ jenseits der Regellinie bewegt.

Kühlgastemperaturregelventil und Kühlgastemperaturregelung

Das Kühlgastemperaturregelventil (TRV) wird auf folgende Eigenschaften überprüft:

- TRV ist geöffnet bei 4 mA
- TRV ist geschlossen bei 20 mA
- bei Verlust 4...20 mA-Signals öffnet das TRV
- lineare TRV-Kennlinie

Obwohl die Kühlgastemperaturregelung erst im Betrieb eingestellt werden kann, wird im Stillstand überprüft, ob sich das TCV öffnet, wenn sich die “simulierte Kühlgastemperatur“ jenseits des Temperatursollwertes bewegt.

Prozessgaskühler und Prozessgaskühlerregelung

Die Drehrichtung der Prozessgaskühlerventilatoren wird überprüft. Obwohl die Prozessgaskühlerregelung erst im Betrieb eingestellt werden kann, wird im Stillstand überprüft, ob sich die Prozessgaskühler sukzessive einschalten, wenn sich die “simulierte Prozessgasrückkühltemperatur“ jenseits der Temperatursollwerte bewegt.

Eintritts-, Füll- Spül- und Entspannarmaturen

Die Öffnungs- und Schließzeiten der Armaturen werden aufgenommen und die Überwachungszeiten in der Schrittkette entsprechend angepasst. Wenn ein Schritt des Anfahrprogrammes nicht innerhalb der Überwachungszeit zu Ende gebracht wird, weil z. B. eine Armatur klemmt oder defekt ist oder aber ein Signalgeber ausgefallen ist, wird das Anfahrprogramm abgebrochen und der Verdichter führt je nach Schwere eine Abschaltung ohne/mit Verriegelung (AoV, AmV) oder eine Abschaltung mit Verriegelung und Entspannung (AmVE) aus.

Magnetlagerschrank

Die Spannungsversorgung des Magnetlagerschranks darf nur eingeschaltet werden, wenn die Verdichtereinheit vorher entweder gespült wurde und unter Druck steht

oder wenn die Verdichtereinheit sich in einer inerten Umgebung befindet (Explosionsgefahr).

Folgende Eigenschaften werden geprüft:

- wird der E-Motorrotor vom Magnetlagersystem in Schwebezustand gebracht
- Systemantwort (statisches “tuning“) des Magnetlagersystems
- Kontrolle der Drehrichtung des MOPICO® kurz vor dem ersten Anfahren
- dynamisches Tuning kann nur im Betrieb durchgeführt werden

Frequenzumformer

Folgende Aktivitäten werden durchgeführt:

- Einbringen der Frequenzumformer-Zellen
- Verbinden (elektrisch und mechanisch) der Schrank-/Zelleneinheiten
- Auffüllen des Kühlwasserkreislaufs mit demineralisiertem Wasser
- Inbetriebnahme des Kühlwasserkreislaufs

Abschalt- und Einschaltbedingungen

Die Abschaltwerte werden aus dem Funktionsdiagramm entnommen und überprüft. Bei einer AmV oder AoV muss überprüft werden, ob folgende Vorgänge stattfinden:

- Frequenzumformer stoppt via STOP-Signal
- Pumpverhütungsventil öffnet sich mittels Magnetventil
- Füll- und Eintrittsarmaturen schließen sich
- Spülgasventile schließen

Bei einer AmVE muss überprüft werden, ob folgende Vorgänge stattfinden:

- Leistungsschalter des Frequenzumformers öffnet
- Spannungsversorgung zum Magnetlagerschrank wird beim Erreichen der minimalen Drehzahl oder beim Erreichen des minimalen Druckes unterbro-

chen
- Pumpverhütungsventil öffnet sich mittels Magnetventil
- Füll- und Eintrittsarmaturen schließen
- Spülgasventile schließen
- Entspannarmaturen öffnen

Es wird auch überprüft, dass nach einer AmV oder AmVE die Freigabe zum Start erst nach dem Quittieren erfolgen kann.

4.4 Heiße Inbetriebnahme

4.4.1 Erstes Anfahren

Folgende Voraussetzungen müssen vor dem ersten Anfahren erfüllt sein:

- Dichtheitstest der Einheit erfolgreich abgeschlossen
- Gas- und Brandwarnanlage in Betrieb
- keine Abschalt- oder/und Einschaltbedingungen überbrückt
- keine Signale überbrückt
- keine Alarme und/oder Abschaltungen anstehend
- alle Transmitter in Betrieb
- Entleerung- und Entlüftungsventile geschlossen
- Frequenzumformer betriebsbereit
- Instrumentenluft vorhanden
- Verdichtereinheit im drucklosen Zustand
- PVV voll offen und die Pumpverhütungsregelung auf manuell geschaltet
- zur Vermeidung des Pumpens “konservative“ Regelkennlinien für die Pumpverhütungsregelung eingegeben
- Drehzahlregler auf manuell geschaltet und der Sollwert des Drehzahlreglers der minimalen Betriebsdrehzahl entsprechend

Danach sollen folgende Schritte des Anfahrprogramms manuell überprüft werden:

- Motor spülen
- Piping spülen
- Bespannen
- Magnetlager ein
- Hauptarmatur auf
- Verdichter verfügbar
- Lastbereit
- Belastet
- Abfahren

Bei allen Schritten wird die Überwachungszeit geprüft und ggf. angepasst.

Folgende Bedingungen müssen in den einzelnen Schritten erfüllt sein, damit der nächste Schritt gestartet werden kann. Bei Nicht-Eintreffen einer Bedingung ist das Anfahrprogramm manuell über eine AmV zu stoppen (vor dem bespannten Zustand über eine AmVE).

Motor Spülen

- Die der ausgewählten Fahrweise entsprechenden Armaturen müssen angesteuert werden und sich auf die richtigen Positionen bewegen.
- Der E-Motor muss richtig gespült werden. Dazu muss die Anzeige für die Spülgasmenge während der gesamten Spülzeit oberhalb einer minimalen Menge liegen.

Piping Spülen

- Die der ausgewählten Fahrweise entsprechenden Armaturen müssen angesteuert werden und sich auf die richtigen Positionen bewegen.
- Das Volumen des Verdichterpipings muss mindestens zehn Mal ausgetauscht werden, bevor die Entspannarmatur schließt.

Bespannen

- Es darf kein Wasser im E-Motor- und Verdichtergehäuse sein. Dazu werden die Entleerungsventile am E-Motor- und Verdichtergehäuse kurzzeitig manuell geöffnet.

Magnetlager ein

- Nach dem Bespannen der Verdichtereinheit muss sich der Magnetlagerschrank einschalten und richtig initialisieren.

Hauptarmatur auf

- Die Rotoranhebung “LEVITATION ON“ (siehe Display auf dem Magnetlagerschrank) muss eingeschaltet sein.
- Die der ausgewählten Fahrweise entsprechenden Armaturen müssen angesteuert werden und sich auf die richtigen Positionen bewegen.

Verdichter verfügbar

- Die Maschine startet erfolgreich und beschleunigt auf die minimale Drehzahl.
- Die Drehrichtung des Rotors stimmt.

Lastbereit

- Die Maschine erreicht die minimale Drehzahl und hält sie stabil.
- Die Kühlgastemperaturregelung wird eingeschaltet.
- Die Prozessgastemperaturregelung wird eingeschaltet.

Belastet

- Das Pumpverhütungsregelventil schließt sich (nur etwa 10 %).

Der Verdichter wird durch das Offenhalten des Pumpverhütungsventils, vor dem Pumpen geschützt.

Abfahren

- Der Frequenzumformer vermindert die Drehzahl bis die minimale Drehzahl erreicht wird und stoppt dann.
- Das Pumpverhütungsventil öffnet sich via Magnetventil.
- Die Hauptarmaturen schliessen sich.
- Die Rotoranhebung der Magnetlager wird nach dem Ablauf des Timers ausgeschaltet.

Während der Inbetriebnahme wird die Verdichtereinheit auf verschiedene Weisen (AoV, AmV und AmVE) gestoppt.

Bei einer Abschaltung mit/ohne Verriegelung (AmV, AoV) wird überprüft, ob folgende Vorgänge stattfinden:

- der Frequenzumformer stoppt durch STOP-Signal.
- das Pumpverhütungsventil öffnet sich via Magnetventile.
- die Füll- und Eintrittsarmaturen schliessen sich.
- die Spülgasventile schliessen sich.

Bei einer Abschaltung mit Verriegelung und Entspannung (AmVE) wird überprüft, ob folgende Vorgänge stattfindet:

- der Leistungsschalter des Frequenzumformers öffnet sich.
- die Spannungsversorgung zum Magnetlagerschrank wird entweder beim Erreichen der minimalen Drehzahl oder beim Erreichen des minimalen Druckes unterbrochen.
- das Pumpverhütungsventil öffnet sich via Magnetventile.
- die Füll- und Eintrittsarmaturen schliessen sich.
- die Spülgasventile schliessen sich.
- die Entspannarmaturen öffnen sich.

4.4.2 Start aus verschiedenen Betriebsarten und Einstellung der Regelparameter

Alle Schritte des Anfahrprogramms wurden erfolgreich für die verschiedenen Fahrwege durchgeführt. Nun kann die Verdichtereinheit sowohl aus dem bespannten Zustand als auch aus der Betriebsart “LOKAL-AUTOMATIK“ gestartet werden.

Nach dem Einstellen der Regelparameter:

- Magnetlagersystem
- Frequenzumformer
- Pumpverhütungsregler
- Kühlgastemperaturregler
- Prozessgaskühlerregler

wird die Verdichtereinheit auch aus der Betriebsart “FERN-AUTOMATIK“ gestartet.

Einstellen der Regelparameter Magnetlager und Frequenzumformer

Der S2M- bzw. ASI Robicon-Inbetriebsetzer führt das dynamische Tuning Magnetlager bzw. Frequenzumformer bei laufender Maschine durch. Dazu ist es nötig, dass die Verdichtereinheit bei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Leistungen betrieben wird. Die Erhöhung der Drehzahl erfolgt, indem die Sollwertvorgabe des Frequenzumformers im Einheitenleitsystem (ELS) erhöht wird. Die Veränderung der Leistung wird durch das Variieren des Saugdruckes erzeugt.

Einstellen der Regelparameter des Kühlgastemperaturreglers

Zur Ermittlung der Regelparameter wird eine Aufzeichnung aus dem ELS der Kühlgasrückfuhrtemperatur über eine bestimmte Zeit unter verschiedenen Betriebsbedingungen herangezogen.

Einstellen der Regelparameter des Prozessgastemperaturreglers

Zur Ermittlung der Einschaltwerte der vier Ventilatoren wird eine Aufzeichnung aus dem ELS der Prozessgasrückfuhrtemperatur über eine bestimmte Zeit unter verschiedenen Betriebsbedingungen verwendet.

4.4.3 Pumpverhütungsschutz

Einstellen der Regelparameter des Pumpverhütungsreglers

Eine detaillierte Beschreibung zu diesem Punkt ist in Kapitel 4.6.2 zu finden.

Nachdem die Verdichtereinheit problemlos bei beliebiger Drehzahl und mit beliebiger Leistung betrieben werden kann, wird der Pumpverhütungsregler eingestellt werden. Dies geschieht nach den Erfahrungen des MAN Inbetriebnahmeingenieurs.

Anfahren der Pumpgrenze

Obwohl die Pumpgrenze im Werk ermittelt wurde, wird diese überprüft. Dazu wird die saugseitig auf der Station vorhandene Mess- und Regelanlage als Drosselorgan verwendet, um den Prozesswiderstand zu erhöhen.

Beim Einbrechen der Mengen und/oder des Enddruckes muss das Pumpverhütungsventil sofort via Magnetventile geöffnet werden.

Eingabe der Regellinien und Einstellen der Regelparameter

Nachdem bekannt ist, wo sich die Pumpgrenze befindet, werden die Regellinien im ELS abgelegt. Die ermittelten Regelparameter müssen einerseits den Schutz des Verdichters und anderseits einen stabilen Prozess während des Umblasebetriebs garantieren.

4.5 72 h-Test

Die Inbetriebnahme (IBN) eines Verdichters endet in der Regel mit einem 72h-Test, in dem die Maschineneinheit (ME) ununterbrochen ein vorher festgelegtes Programm abfährt. In diesem Programm wird versucht, die Punkte zu testen, die während der bisherigen IBN aus zeit- oder netztechnischen Gründen nicht fahrbar waren.

Der 72 h-Test der ME 1 sieht folgendermaßen aus:

1. Tag ab 17.00 Uhr
   a) Der zu testende Verdichter befindet sich im entspannten Zustand
   b) Anfahren der ME in Fahrweg 1 mit Verdichtung in Fern-Automatik
   c) Die Maschine wird von minimaler Drehzahl langsam zur mittleren Drehzahl hochgefahren
   d) Maschine wird mit einem Normalstopp abgefahren
   e) Prüfung, ob FW 1 ohne Verdichtung wieder eingestellt wird (Stationstest)
   f) Neustart der ME weiterhin in FW 1
   g) Die Drehzahl wird lokal-automatisch stufenweise um 10% gesteigert, nachdem sich die Ablesungen jeweils stabilisiert haben. Die Kurven sind im Anhang beigelegt.
   h) Danach wird die Maschine mit einer AmV gestoppt

An diesem Punkt muss der 72 h-Test ME1 bereits am ersten Tag unterbrochen werden. Ein geplanter Neustart der ME verläuft ohne Erfolg.

Problem: Der FU startet den Motor nicht. Erst der nächste Versuch gelingt. Da es jedoch keine Fehlermeldung gibt, die den Grund dafür aufzeigt und auch keine Verriegelung aktiv ist, wird die Parametrierung des ELS und des FU überprüft. Es stellt sich heraus, dass der Umrichter bei dem binären Startsignal des ELS auf die ansteigende Flanke des Signals wartet. Dieses Signal steht unter Umständen schon an, wenn der FU in die Warteposition geht. Dadurch kommt es nicht zu einer ansteigenden Flanke.

Lösung: Das Signal wird vom ELS zeitverzögert (2 Sekunden) an den FU gegeben.

Das Programm des Neustart '72 h-Test – ME1' sieht wie folgt aus:

1. Tag ab 10.00 Uhr
   a) Der zu testende Verdichter befindet sich im bespannten Zustand
   b) Anfahren der ME in FW 1 m.V. in Fern-Automatik
   c) Normalstopp der ME
   d) Anfahren der ME in FW 3 m.V. in Fern-Automatik
   e) Umschalten des Drucksammlers (Test Kühlerbetrieb) im laufenden Betrieb
   f) Nach ca. 2 Stunden Normalstopp
   g) Neustart der ME in FW 1
   h) Einstellung eines von E.ON Ruhrgas gewünschten Punktes über die Nacht hinweg
   i) Übergabe an das Dispatching
2. Tag
   a) Betrieb des von E.ON Ruhrgas gewünschten Punktes über das Wochenende hinweg
3. Tag
   a) Betreiben des Verdichters bis zur Beendigung des 72 h-Testlaufs
   b) Beendigung des Testlaufs und Auswertung der Ergebnisse
   c) Übergabe der Maschine für den 600 h-Betrieb

Wie nun an dem kompletten Programm zu erkennen ist, werden im 72 h-Test auch andere Tests durchgeführt, die den Verdichter nur sekundär betreffen. So wird unter 1e) (erster Start) „Prüfung, ob FW 1 ohne Verdichtung wieder eingestellt wird (Stationstest)“ z. B. eine Programmierung im Stationsleitsystem (SLS) überprüft. Hierbei geht es um das Öffnen des Stationsbypasses, falls die letzte ME in dem Fahrweg 1 (Transportverdichtung) ausfällt bzw. gestoppt wird.

Ein weiterer kritischer ME-spezifischer Punkt ist 1e) (zweiter Start) „Umschalten des Drucksammlers (Test Kühlerbetrieb) im laufenden Betrieb“. Hier wird das Umschalten des Drucksammlers im laufenden Betrieb getestet, wenn das SLS ein Druckverhältnis Π errechnet, bei dem Endkühlung nötig bzw. nicht mehr nötig ist. Dazu wird die Austrittsarmatur zum neuen Sammler zunächst geöffnet und erst wenn das 'Auf'-Signal ansteht, fährt die Armatur des ursprünglichen Sammlers zu.

Weitere Punkte, die jedoch stark netzabhängig sind, werden bei ME2 und ME3 im 72 h-Test aufgenommen. Anfahren der maximalen Leistung und der maximalen Drehzahl. Für die maximale Drehzahl ist allerdings ein netztechnisch sehr geringer Saugdruck von $p_1 \approx 40\ bar_g$ nötig, um genug Leistung zur Verfügung zu haben. Aus diesem Grund ist es nur bei ME3 im Rahmen der Leistungsmessung möglich, den Punkt der maximalen Drehzahl anzufahren und zwar mithilfe der saugseitige Drosselung (vgl. Kapitel 4). Auch das Umschalten des Serienbetriebes in den Parallelbetrieb und umgekehrt wird getestet.

Mit erfolgreicher Beendigung des 72 h-Test beginnt in der Regel der 600 h-Test für den kein Programm erstellt wird. Im 600 h-Test wird der Verdichter dem Dispatching zur Verfügung gestellt, in der Hoffnung, dass die Transportkapazitäten benötigt werden.

4.6 600 h-Test

Der 600 h-Test ist im eigentlichen Sinne als Dauerlauf gedacht. Da jedoch oft keine Transportkapazitäten vorhanden sind, kann es durchaus passieren, dass die ME im 600 h-Test größtenteils stillsteht.

Mit Beginn des 600 h-Tests ME1-3 wird pro ME eine Statistik für interne Zwecke eingeführt, die die Betriebstunden (Bh), Starts, Verfügbarkeit, Ausfälle, Ausfallzeiten sowie den Ausfallgrund beinhaltet.

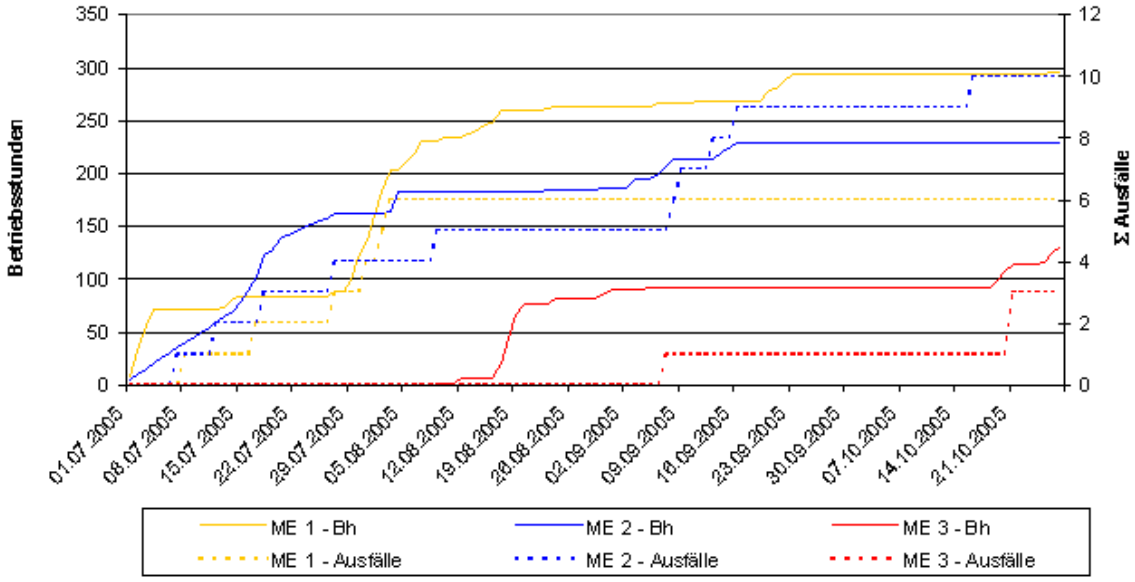


Abbildung 4.4 - kumulierte Betriebsstunden / kumulierte Ausfälle ME1-3 / 1.7.2005 bis 27.10.2005

Die Ausfälle, sowie die Betriebsstunden werden in einem Diagramm dargestellt (Abbildung 4.4). Die Betriebsstunden gesamt und im 600 h-Test sowie die Verfügbarkeit werden tagesaktuell ausgewiesen bzw. errechnet. Die Verfügbarkeit *A* errechnet sich nach [8] zu:

$$A = \frac{\text{Klarzeit}}{\text{Klarzeit + Ausfallzeit}} \qquad \text{Gl. 4-1}$$

Für „Klarzeit + Ausfallzeit“ wird vereinfacht die Kalenderzeit ab Beginn 600 h-Test gewählt. Es ergibt sich Tabelle 4.1 (Stand: Ende IBN, 27.10.2005):

ME	Bh gesamt [h]	Bh 600 h-Test [h]	Starts	A
1	333	173	43	94,5
2	368	163	88	88,6
3	167	167	37	99,8

Tabelle 4.1 - Betriebsstunden, Starts, Verfügbarkeit ME1-3

Tabelle 4.2 zeigt die Ausfallhäufigkeit (Stand: Ende IBN, 27.10.2005) aufgeteilt nach ME und Ursache sowie die Lösung. Einzelne Details dazu sind im nächsten Kapitel 4.6 zu finden.

Ausfallanalyse		*Ausfallhäufigkeit*	
Ursache (Ausfälle seit Beginn 600h-Test)	**Lösung**	**ME 1**	**ME 2**
Störung einer Gaskonzentrationsmessung in einem Klemmenkasten	Änderungen an der Parametrierung im ELS vorgenommen.	3	6
Zu hoher Axiallagerstrom im Parallelbetrieb bei 8500 1/min	S2M hat Änderungen an der Parametrierung vorgenommen.	-	1
Defekte Zelle im Frequenzumrichter	Defekte Zelle wurde getauscht.	1	-
Defekter AC/DC-Wandler im ELS	AC/DC-Wandler wurde getauscht.	1	-
Luft im Kühlkreislauf Frequenzumrichter	Kühlkreislauf wurde entlüftet. Eine Hochpunktentlüftung wird nachträglich installiert.	1	-
Defekter Differenzdrucktransmitter (Durchfluss Spülgas)	Transmitter wurde getauscht.	-	1
Gaskonzentration im einem Klemmenkasten > 40% UEG	Umbau des Anschlusskastens durch MAN Turbo	-	1
Defektes Temperaturregelventil FU	Defektes Temperaturregelventil wurde getauscht	-	1
Fehler Messwert Batterie Magnetlager	Parametrierung wurde durch S2M angepasst.	-	-
Überspannung Motor	nicht reproduzierbar	-	-

Tabelle 4.2 - Ausfallanalyse ME 1-3

Tabelle 4.3 schlüsselt die einzelnen Ausfälle pro ME nach Ausfallgrund und Ausfalldauer auf – beispielhaft für ME1 (Stand: Ende IBN, 27.10.2005). Trotz der doch erheblichen Anzahl an Frühausfällen im Bereich der Peripherie haben alle drei ME eine gute bis sehr gute Verfügbarkeit, gemessen an dem Stand der Aufnahme am Ende der Inbetriebnahme.

ME 1				
Kalenderstunden	2739,00	h		
Stunden verfügbar	2589,25	h		
Verfügbarkeit	**94,5**	**%**		
Session	Start	Ende	Vh [h]	Ursache
1	05.07.2005 12:00	08.07.2005 15:00	75,00	Defekte Zelle
2	13.07.2005 15:00	17.07.2005 18:00	99,00	AC/DC-Wandler
3	18.07.2005 00:00	27.07.2005 13:00	229,00	Gaskonzentration
4	27.07.2005 16:00	31.07.2005 14:00	94,00	Gaskonzentration
5	31.07.2005 17:00	02.08.2005 11:45	42,75	Gaskonzentration
6	02.08.2005 14:45	03.08.2005 19:15	28,50	Luft im Kühlkreislauf
7	04.08.2005 10:00	27.10.2005 15:00	2021,00	

Tabelle 4.3 - Ausfalldauer / Ausfallursache ME1

4.7 Ergebnisse der Inbetriebnahme

In diesem Kapitel werden einige handverlesene Aktivitäten, die während der vergangenen IBN aufgetreten sind, ausführlich vorgestellt. Sofern es sich dabei um Probleme handelt, wird auch deren Analyse und Lösung diskutiert. Sowohl chronologisch als auch nach Zeitintensität muss mit den Leistungszellen im FU begonnen werden.

4.7.1 Defekte Leistungszellen im Frequenzumrichter

Der Frequenzumrichter 'Perfect Harmony' der Fa. ASI Robicon (jetzt: Siemens Robicon) wandelt in einem Eingangstransformator mit einer Primärwicklung zunächst die Mittelspannung U_{MS} = 20.000 V – 50 Hz um. Für einen frequenzgeregelten Ausgang mit U_{ab} = 6.000 V sind pro abgehender Phase zum Motor fünf Leistungszellen in Reihe geschaltet. Jede einzelne Zelle kann U_{Zelle} = 690 V erzeugen. Nach [10] Gl. (4.86) ergibt sich U_{ab} zu:

$$U_{ab} = 5 \cdot U_{Zelle} \cdot \sqrt{3}$$
$$U_{ab} = 5.975\,V$$

Gl. 4-2

Für jede Zelle existiert eine Sekundärwicklung, die die Eingangsspannung auf 690 V transformiert. Die fünf Zellen einer Phase haben die Aufgabe, aus den ankom-

menden drei Phasen durch gezieltes Unterbrechen bzw. Durchschalten der Spannung den erforderlicher Spannungsverlauf nachzubilden. Der Aufbau einer Leistungszelle sieht wie folgt aus (Abbildung 4.5):

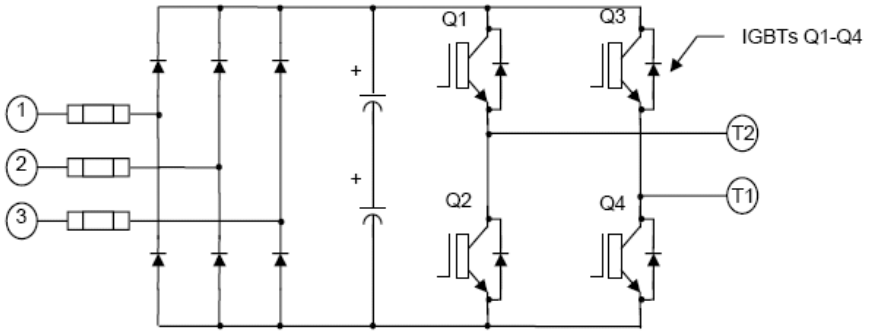


Abbildung 4.5 - Aufbau einer Leistungszelle [10]

Die vier IGBTs (isolated gate bipolar transistor) sind eine Art Transistor, der hohe Ströme (bis 100 A) und Spannungen (bis 1.000 V) schalten kann, bei nahezu keiner Verlustleistung [10]. Sie werden im Gegensatz zu den Transistoren über eine Spannung und nicht über einen Strom angesteuert. Ihr Signal, zu welchem Zeitpunkt sie durchschalten bzw. unterbrechen sollen, bekommen sie per Lichtwellenleiter von einer zentralen Rechnereinheit.

Diese IGBTs haben sich in Wardenburg leider als sehr anfällig herausgestellt. So gab es an den drei Maschineneinheiten insgesamt vier Zellenschäden. Diese Häufung wurde bis dahin bei keiner Inbetriebnahme beobachtet. Im Normalfall ist diese Technik sehr solide in Betrieb zu nehmen.

Der Hersteller hat die defekten Zellen im Werk untersucht und instand gesetzt. Laut Aussage von ASI Robicon sind alle Zellen durch einen Kurzschluss im IGBT zu Schaden gekommen.

4.7.2 Versuche zur Pumpgrenzlinie

An jedem in Betrieb genommenen Verdichter wurde eine Pumpgrenzlinie zwar schon im Werkstest erstellt, oft jedoch nicht mit Prozessgas und abweichenden Anström-

verhältnissen. Es empfielt sich also, vor Ort erneut Pumpversuche durchzuführen, um die (oft konservativ) eingestellte Pumpgrenzlinie mindestens zu verifizieren wenn nicht sogar zu optimieren.

Auch die Regellinie, anhand derer das ELS Betriebspunkte regelt, die sich außerhalb des Kennfeldes befinden (Mindermenge), sollte verifiziert werden. Schließlich beschränkt die Regellinie das Kennfeld. Wenn die Regellinie in Richtung der Pumpgrenzlinie verschoben werden kann, wird folglich das nutzbare Kennfeld größer.

Auf der NETRA Verdichterstation besteht die günstige Situation, dass eine Mess- und Regelanlage installiert ist. Diese ist für die Abrechnung und Übergabe mit der ExxonMobil-Station zuständig. Mit der Zustimmung von ExxonMobil darf die Mess- und Regelanlage für die Leistungsmessung (Kapitel 5) umgebaut werden. Im Rahmen der Leistungsmessung werden auch die Pumpversuche durchgeführt. Da es um eine geeichte Anlage geht, überzeugt sich auch das zuständige Eichamt von der Korrektheit der Umbaumaßnahme.

Die Mess- und Regelanlage besteht aus drei unabhängigen Regelstrecken, die jeweils mit einer elektrischen Regelarmatur, einem Wirbelgaszähler, einem Turbinenradzähler und einem Hutsieb ausgestattet sind. Die einzelnen Strecken und somit auch die Zähler sind auf einen maximalen Durchsatz V_{max} = 6.500 m^3/h ausgelegt. Da jedoch auch Mengen von V = 10.000 ... 15.000 m^3/h geplant sind, wird der Turbinenradzähler ausgebaut und durch ein Passstück ersetzt. Ebenso das Hutsieb, das bei den erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten leicht Schaden nehmen kann. Es wird durch ein anderes, stabileres Sieb ersetzt, da im Rahmen einer Inbetriebnahme immer mit Schmutzpartikeln zu rechnen ist, die leicht den Wirbelgaszähler beschädigen können. Der Wirbelgaszähler verbleibt in Rücksprache mit dem Hersteller in der Leitung, da er um bis zu 300% überfahren werden kann. Allerdings ist die Messung dann nicht mehr sehr genau.

Vor Beginn der Pumpversuche wird die Pumpverhütungsregelung im ELS deaktiviert. Ferner wird ein Not-Auf-Schalter in den entsprechenden Stromkreis eingebaut. Diesen nimmt der verantwortliche MAN-Inbetriebnahmeingenieur mit an die ME, um

bei einem erkennbaren Pumpstoß die ME zu schützen. Zusätzlich zu diesem Schutzmechanismus werden die Wellenpostionen axial und radial als Signale aus dem Magnetlager entnommen. Diese werden an ein FFT- (Fast-Fourier-Transformation-) Gerät angeschlossen, mit dessen Hilfe die Schwingungsamplituden und somit der Beginn des instationären Betriebs (Vorpumpbereich) zu erkennen ist.

Mithilfe der in der Mess- und Regelanlage vorhandenen Regelarmatur wird der Saugdruck soweit reduziert, das die ME immer dichter an die ursprüngliche Pumpgrenzlinie herankommt. Während der Pumpversuche zeigt sich, dass der MOPICO® nicht zu charakteristischen Pumpstößen neigt. Dadurch kann auch nicht festgestellt werden, welche Stufe zu pumpen beginnt. Vielmehr hat er einen ausgeprägten Vorpumpbereich, in dem man deutlich erkennen kann, dass die Schwingungen zunehmen. Allerdings bewegen sich die Schwingungen im µm-Bereich. Folglich funktionieren die Positionierungseigenschaften des Magnetlager vorbildlich. Es ist nur zweimal vorgekommen, dass die ME über Schwingungen im Magnetlager abgeschaltet wurde. Diese Schwingungen sind auf einen Pumpstoß zurückzuführen.

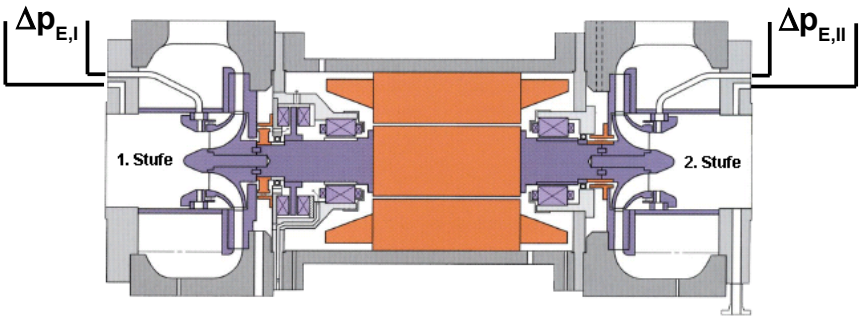


Abbildung 4.6 - Differenzdruckmessung – Verdichterauge [12]

Für die Auswertung werden die Differenzdrücke über dem Verdichterauge (Eintritt) Δp_E (Abbildung 4.6) sowie die Temperaturen T_1, T_2 und die Drücke p_1, p_2 aufgezeichnet. Die Differenzdruckmessung stellt ein Maß über den Volumenstrom V_{PS} dar, der durch die Stufe geht. Dafür wird folgende Größengleichung verwendet:

$$\dot{V}_{PS} = C \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_E}{p_1}} \qquad \text{Gl. 4-3}$$

C ist eine auf dem Prüfstand ermittelte ME-spezifische Konstante.

Diese Messung besitzt keine Aussagekraft über den wirklichen Volumenstrom durch die ME. Die Differenzdruckmessung ist lediglich für den Pumpschutz der Maschine entscheidend. Es kommt dabei nicht auf den zahlenmäßig korrekten Wert an, sondern auf die Reproduzierbarkeit des Punktes und der ist mit diesem einfachen aber effektiven Verfahren Rechnung getragen.

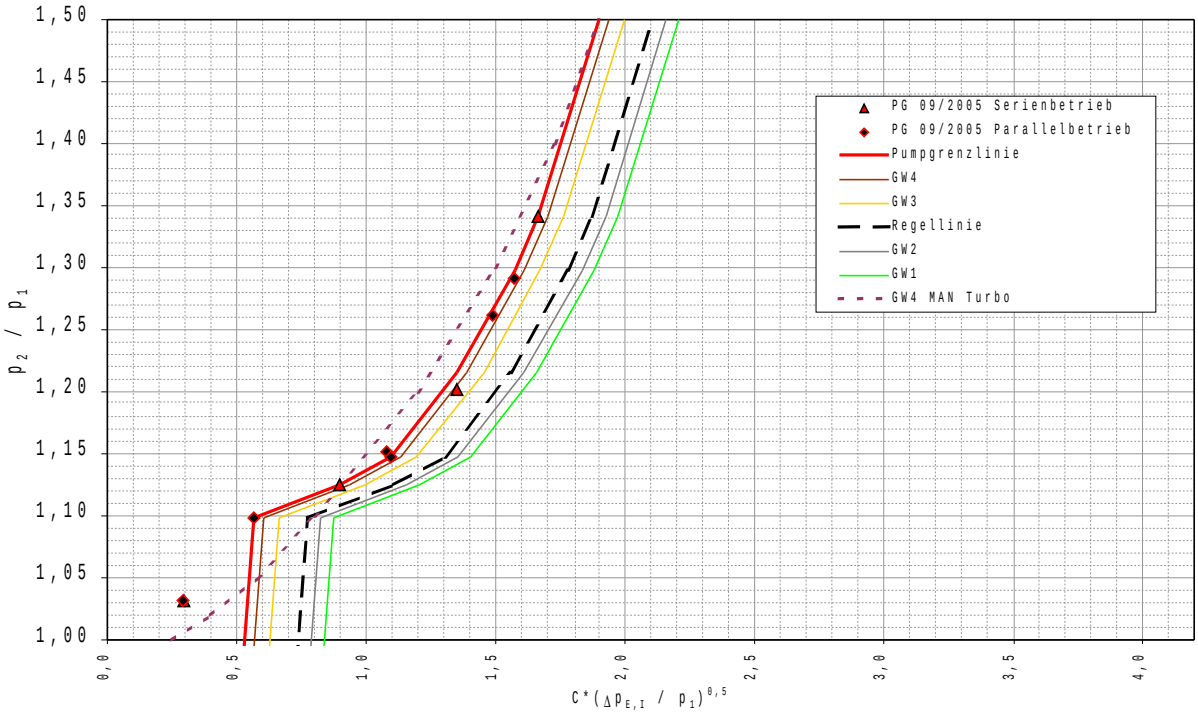


Abbildung 4.7 - Elektrisches Kennfeld, Wardenburg ME1 - Stufe I, Einstellung vom 27.09.2005

Auswertung: Aus den ermittelten Werten werden mithilfe der erfahrenen Kollegen folgende Einstellung für die einzelnen Regellinien vorgenommen (Stufe 1: Abbildung 4.7, Stufe 2: Abbildung 4.8)

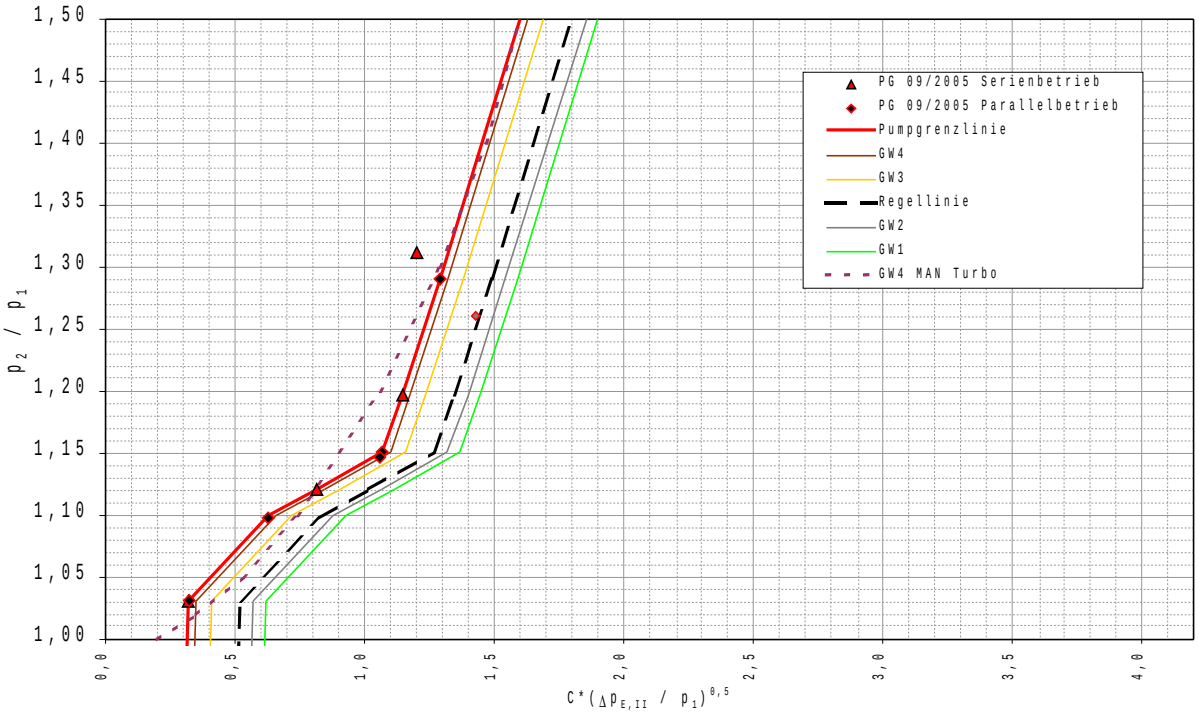


Abbildung 4.8 - Elektrisches Kennfeld, Wardenburg ME1 - Stufe II, Einstellung vom 27.09.2005

Erläuterung der Legende in den Abbildungen 4.7 und 4.8:

- PG 09/2005 Parallelbetrieb: Kennzeichnet die aufgenommenen Punkte im Parallelbetrieb
- PG 09/2005 Serienbetrieb: Kennzeichnet die aufgenommenen Punkte im Serienbetrieb
- Pumpgrenzlinie: Ist die aus den Pumppunkten hergeleitete physikalische Pumpgrenz, an der die Stufe beginnt zu pumpen.
- GW4: Grenzwert 4 ist die Abschaltbedingung (AmV) für die ME, um sie vor einem Pumpstoß zu schützen.
- GW3: Grenzwert 3 wird als Auslöser für 'Pumpverhütung zwangs Auf' genommen. Hier öffnet das Pumpverhütungsventil innerhalb 1 s.
- Regellinie: Ist die Sollwertvorgabe für die Pumpverhütungsregelung, wenn sich der Betriebspunkt links dieser Linie befindet.
- GW2: Grenzwert 2 gibt das Signal 'Drehzahl nicht verringern' aus. Der Drehzahlregler lässt nur noch positive Änderungen zu.

- GW1: Grenzwert 1 gibt das Signal 'linke Kennfeldgrenze' aus. Das Signal wird aussschließlich vom SLS für die Mindermengenregelung verwendet.
- GW4 MAN Turbo: Zeigt den Unterschied zum werkseitig eingestellten GW4.

Wie zu erkennen ist, bestehen geringe Unterschiede zwischen der ursprünglichen GW4-Linie und der neu hinterlegten, die wahrscheinlich anlagenspezifische Hintergründe haben. Die eingestellten Werte werden geprüft, indem die ME zunächst langsam dann schneller werdend durchs Kennfeld in Richtung der Pumpgrenzlinie gefahren wird. Die Pumpverhütungsregelung muss die Versuche abfangen und die ME wieder in einen sicheren Betriebspunkt bringen. Die Pumpverhütungsregelung ist in der Lage, die ME bei einer schließenden Druckarmatur mit GW3 abzufangen.

4.7.3 Gaskonzentrationsmessung in den Klemmenkästen

Bei einem Blick auf die Ausfallhäufigkeit (Tabelle 4.2) infolge einer fälschlich detektierten Gaskonzentration lässt sich vermuten, dass dieses Problem die IBN hindurch begleitet hat.

Problem: In allen ME meldet ein bestimmter Gassensor (Abbildung 4.9, A) in unregelmäßigen Abständen im Zwischenklemmenkasten eine Gaskonzentration – auch im Stillstand. Dies führt zu einer AmVE und je nach ME entweichen ca. 100 m^3 Erdgas in die Atmosphäre. Jeder Ausfall ist mit einer Stillstandszeit von etwa einer Stunde behaftet bis der Druck in der ME auf unter 1 bar_g abgefallen ist, die AmVE quittiert und die ME erneut gestartet werden kann.

IST-Analyse: Der problematische Zwischenklemmenkasten ist außerhalb des Verdichtergebäudes installiert und stellt die Verbindung des Motors mit dem FU her. Da es in der Vergangenheit bereits einen Zwischenfall gab, bei dem Gas durch die Kabelummantelung in die Stationswarte gelangt war und dort zu einer Explosion geführt hat, sehen die Hersteller Zwischenklemmenkästen vor.

Der Zwischenklemmenkasten ist wie folgt aufgebaut (Abbildung 4.9):

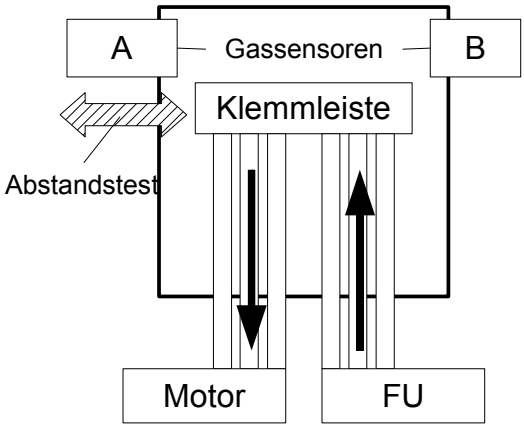


Abbildung 4.9 - Aufbau Zwischenklemmenkasten

Der Gassensor arbeitet mit Infrarot. Dazu strahlt er eine Linse an (Abstand ca. 100 mm) und misst die Wellenlänge des reflektierten Stahls. Falls sich Methan in dem Klemmenkasten befindet, verändert sich die Wellenlänge. Der Gassensor gibt kontinuierlich ein Signal 4...20 mA aus, wobei 4 mA → '0 % Untere Explosionsgrenze' (UEG) und 20 mA → '40 % UEG' entsprechen. Außerdem sendet der Messumformer ein Signal von 1 mA aus, falls der kontinuierlich ablaufende Selbsttest erkennt, dass die Linse getrübt ist und gereinigt bzw. ausgetauscht werden muss. Ein Signal von 0mA gibt des Messumformer aus, wenn ein schwerwiegender Sensorfehler vorliegt.

Vorgehen: Zunächst wird ein Fehler in der Parametrierung angenommen. Der Hersteller (Auer) wird kontaktiert, um diese Möglichkeit abzuklären. Es stellt sich heraus, dass das ELS sofort eine AmVE der ME auslöst, wenn das Signal unter 3,5 mA sinkt (Kabelbruchdetektion). Dieses muss aus zwei Gründen behoben werden:

- Der Sensorhersteller gibt eine Genauigkeit auf den Minimalstrom (4 mA) von ±0,5 mA. Es ist folglich möglich, dass das Signal im normalen Betrieb unter 3,5 mA abfällt ohne das ein Problem mit dem Sensor vorliegt, das eine Abschaltung mit Entspannung rechtfertigt.
- Die Sensormeldung 'Linse veschmutzt' (1 mA) ist neben der Meldung 'Sensorfehler' (0 mA) ebenfalls zu detektieren. Je nach Sicherheitskonzept ist zu

entscheiden, ob die ME bei einer verschmutzten Linse (Funktionsfähigkeit des Sensors lediglich beeinträchtig) sofort entspannt werden muss.

Der Grenzwert, der im ELS einen Sensorfehler auslöst, wurde von 3,5 mA auf 0,7 mA herabgesetzt. Die scheinbar zufällig auftretenden Ausfälle der Gassensoren sind dadurch behoben. Allerdings treten weiterhin Ausfälle der Sensoren im Betrieb bei hohen Drehzahlen auf. Um das Problem nun weiter einzugrenzen, wird zunächst ein Fehler in der Schnittstellenkarte im ELS angenommen. Mithilfe einer externen 4...20 mA-Stromquelle wird jedoch nachgewiesen, dass der Fehler nicht im ELS zu finden ist.

Um den Fehler weiter eingrenzen zu könnnen, wird ein X-Y-Schreiber in den Stromkreis eingeschliffen, der das zeitliche Stromsignal des Sensors aufzeichnet. Die ME wird nun in den entsprechenden Punkten betrieben, damit der Fehler reproduziert werden kann. Fast genau bei 9200 min^{-1} stellt sich ein sinusförmiges Schwingen des Stromsignales ein, das bei 9300 min^{-1} wieder beendet ist. Es wird ein EMV-Problem angenommen (elektro-magnetische Verträglichkeit), das nur Sensor A betrifft.

Der Sensor wird ausgebaut, bleibt aber angeschlossen. Im laufenden Betrieb wird der axiale Abstand des Sensors zur ursprünglichen Position variiert (Abbildung 4.9, 'Abstandstest'). Mit steigendem Abstand sinken die Amplituden → Bestätigung des EMV-Problemes.

Es wird verschiedene Lösungsansätze verfolgt:

- Eine zusätzliche Schirmung für den Sensor selbst mit lediglich Aussparungen für die Ansaugung bringt keine nennenswerte Verbesserung.
- Änderung des Erdungskonzeptes im Klemmenkasten erzielt ebenfalls keine Behebung des Problemes.

Es kommt also nur noch eine konstruktive Änderung des Zwischenklemmenkastens in Betracht. Dazu werden die beiden Gassensoren aus dem Kasten entfernt und es wird ein zusätzlicher Kasten auf den Zwischenklemmenkasten montiert, in dem die

beiden Gassensoren eingbaut werden. Dieser Zusatzkasten ist über einen Breezer mit dem unteren Kasten verbunden. Der Breezer ist ein Belüftungselement, das bei einem geringen $\Delta p > 0{,}1$ bar durchschaltet. Er ist notwendig, weil der obere Kasten aus Kostengründen nicht druckfest ausgeführt werden soll und zur Atmosphäre kurzgeschlossen ist. Der Aufbau gestaltet sich nun folgendermaßen (Abbildung 4.10):

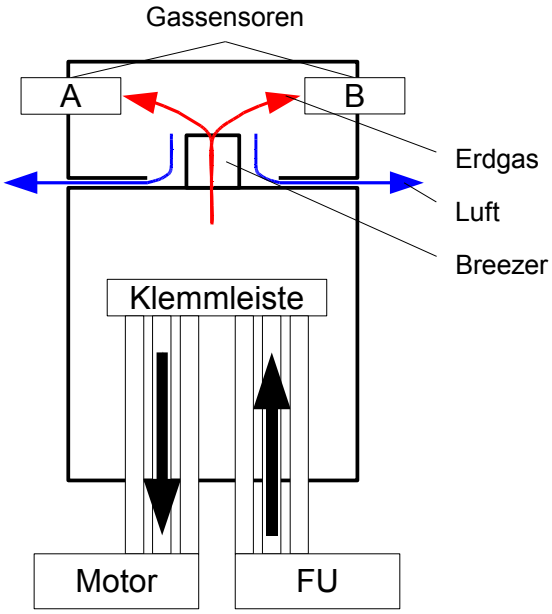


Abbildung 4.10 - Zwischenklemmenkasten - Neues Konzept

Nach der Inbetriebnahme des neuen Kasten sind bis dato keine neueren Ausfälle mehr zu verzeichnen.

5 Abnahmemessung nach VDI 2045

Die Abnahmemessung der Verdichtereinheiten erfolgt nach VDI 2045 „Abnahme- und Leistungsversuche an Verdichtern“ (→ [9]). Hinweise auf Formeln aus der VDI werden mit „Gl. [9]-Bx-y“ bezeichnet, wobei x für Blatt 1 oder 2 steht und y für die Formelnummer in der VDI Richtlinie.

5.1 Garantiepunkte

In der Spezifikation sind drei sogenannte Garantiepunkte festgelegt. Bei diesen Punkten verpflichtet sich der Hersteller festgelegte Bedingungen einzuhalten. Ansonsten droht ihm eine Strafzahlung je nach Höhe der Abweichung.

Die Garantiepunkte sind:

- G1: ME parallel, p_1 = 70 bar_g, p_2 = 74,5 bar_g, Π = 1,06, $\dot{V}_N$ = 1.222.001 m_N^3/h
- G2: ME parallel, p_1 = 70 bar_g, p_2 = 74,5 bar_g, Π = 1,06, $\dot{V}_N$ = 673.000 m_N^3/h
- G3: ME seriell, p_1 = 49,5 bar_g, p_2 = 82 bar_g, Π = 1,64, $\dot{V}_N$ = 350.000 m_N^3/h

Folgende Eigenschaften sind in diesen Punkten durch den Hersteller garantiert:

- elektrischer Wirkungsgrad η_{el}
- Volumenstrom im Ansaugzustand $\dot{V}_1$

Als Parameter der Garantiepunkte sind der Eingangsdruck p_1, der Ausgangsdruck p_2 sowie die Eintrittstemperatur T_1 und der Normvolumenstrom $\dot{V}$ dem Hersteller vorgegeben.

5.1.1 Elektrischer Wirkungsgrad

Der elektrische Wirkungsgrad errechnet sich aus der abgegebenen Wellenleistung des Motors P_{Welle} in Bezug auf die aufgenommenen Wirkleistung des FU aus der Mittelspannungsversorgung (U_{MS} = 20 kV) P_{MS}:

$$\eta_{el} = \frac{P_{Welle}}{P_{MS}} \qquad \text{Gl. 5-1}$$

Die Wirkleistung, die der FU aus der Mittelspannungsversorgung entnimmt, wird von dem Energieversorger EWE über deren Abrechnungsmessung zur Verfügung gestellt.

Die abgegebene Wellenleistung berechnet sich aus der inneren Leistung P_i als Produkt des Massenstromes $\dot{m}$ und der Enthalpieänderung Δh geteilt durch den mechanischen Wirkungsgrad des MOPICO®:

$$P_{Welle} = \frac{P_i}{\eta_{mech}} = \frac{\Delta h \cdot \dot{m}}{\eta_{mech}} \qquad \text{Gl. 5-2}$$

Die Enthalpieänderung von Zustand 1 mit den Messwerten p_1 und T_1 (Abbildung 4.1) nach Zustand 2 (Messwerte p_2, T_2) wird nach der Zustandsgleichung AGA8-DC92 mithilfe der Gasanalyse numerisch berechnet.

Der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} wird nach Angabe von MAN mit

$$\eta_{mech} = 0{,}9984$$

angenommen.

Der Massenstrom $\dot{m}$ ergibt sich aus dem Normvolumenstrom $\dot{V}_N$ multipliziert mit der Normdichte ρ_N:

$$\dot{m} = \dot{V}_N \cdot \rho_N \qquad \text{Gl. 5-3}$$

Der Normvolumenstrom $\dot{V}_N$ wird der Stationsmessung entnommen. Für die Normdichte ρ_N wird zeitnah eine Gasprobe genommen. Mit dieser wird nach ISO 6976 die Normdichte ρ_N berechnet.

5.1.2 Volumenstrom im Ansaugzustand

Der Volumenstrom im Ansaugzustand $\dot{V}_1$ berechnet sich nach der Kontinuitätsgleichung:

$$\dot{m} = \dot{V}_1 \cdot \rho_1 = \dot{V}_N \cdot \rho_N$$
$$\dot{V}_1 = \dot{V}_N \cdot \frac{\rho_N}{\rho_1} \qquad \text{Gl. 5-4}$$

Die Betriebsdichte ρ_1 wird ebenfalls über die Gasanalyse jedoch nach AGA8 errechnet.

5.2 Vorgehensweise der Garantieversuche

Die Garantiebedingungen können nur in den seltensten Fällen in der Form gemessen werden, wie sie spezifiziert sind. Oft herrschen bei dem Abnahmeversuch deutlich andere Netzbedingungen.

Um trotzdem eine Aussage über das Einhalten der Garantiebedingungen treffen zu können, ist es möglich, die gemessenen Betriebsbedingungen auf die in der Garantie genannten umzurechnen. Dabei geht es nach [9] im Wesentlichen um die Umrechnung von:

- Nutzansaugvolumenstrom $\dot{V}_1$
- Kupplungsleistung P_{KU}
- Druckverhältnis Π

Wobei das Druckverhältnis im vorliegenden Fall kein Garantiewert ist und somit unberücksichtigt bleiben kann. Eine Kupplungsleistung im eigentlichen Sinne bietet der MOPICO® nicht, da die Motorwelle direkt mit dem Verdichter gekoppelt ist. Sie entspricht somit der oben erwähnte Wellenleistung P_{Welle}.

Damit die Versuchsergebnisse bei Turboverdichtern umgerechnet werden können, ist es erforderlich, dass die Ähnlichkeit der Strömung im Verdichter eingehalten wird. Dies ist in der Regel der Fall bei gleichen Druckzahlen ψ.

$$\psi = \frac{Y}{u^2/2} \qquad \text{Gl. [9]-B1-5}$$

und bei gleichen Volumenstromzahlen

$$\varphi = \dot{V} \frac{1}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot u} \qquad \text{Gl. [9]-B1-6}$$

Neben den oben genannten zwei Bedingungen gibt es noch weitere Bedingungen, die nicht zwingend identisch sein müssen, jedoch ebenfalls eine Aussage über die Vergleichbarkeit der Versuchsmessung machen:

- gleiche Isentropenexponenten κ: Bei gleichem Isentropenexponent sind die Zustandsänderungen im Verdichter gleich.
- gleiche Machzahlen *Ma*: Bei gleicher Machzahl sind ebenfalls die Volumenstromverhältnisse $(\dot{V}_1/\dot{V}_2)$ gleich.
- gleiche Reynoldszahlen *Re*: Bei gleicher Reynoldszahl bleibt die Grenzschicht und somit das Strömungsbild gleich.
- gleiche Wärmeaustauschkenngrößen: Falls ein Wärmeübergang den Verdichtungsprozess beeinflusst, müssen diese Kenngrößen konstant bleiben.

Es ist meist nicht möglich, alle Ähnlichkeitsbedingungen im gleichen Maße zu erfüllen. Daher müssen einzelne Bedingungen mehr oder weniger vernachlässigt werden. Gerade bei ungekühlten Verdichtern sind die Wärmeaustauschkenngrößen meist zu vernachlässigen, da der Verdichtungsprozess in erster Näherung adiabat verläuft und somit kein Wärmeaustausch stattfindet.

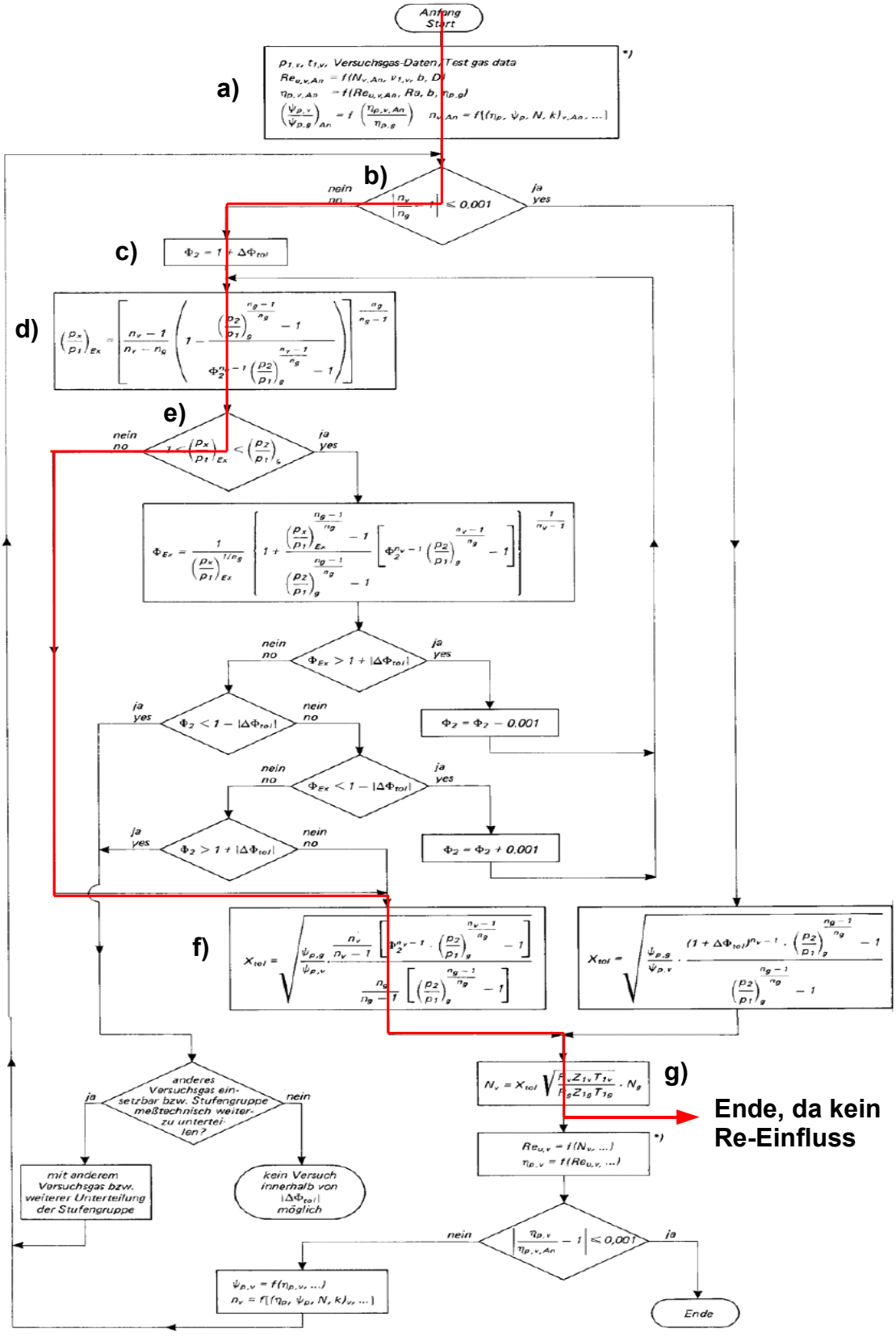


Abbildung 5.1 - Berechnung der Einstellbedingungen für eine ungekühlte Stufengruppe [9]

Es gibt in [9] ein Ablaufschema (Abbildung 5.1), durch das sich ein Drehzahlband errechnen lässt, in dem die Versuchsdrehzahl liegen muss, um eine gültige Umrechnung auf Garantiebedingung zu erhalten. Falls dies nicht der Fall ist, wird überlegt, welche Drehzahl sinnvoller ist und stellt den Verdichter entsprechend ein. Die Drehzahl ist oft die einzige Möglichkeit, um in den Prozess einzugreifen.

5.3 Auswertung der Garantiepunkte

5.3.1 Garantiepunkt G1

5.3.2 Kontrolle der Versuchsdrehzahl

Nach Abbildung 5.1 werden zunächst die gegebenen Eintrittsbedingungen $p_{1,v}$ und $T_{1,v}$ vermerkt.

$$\begin{aligned} p_{1,v} &= 75{,}60\ \text{bar}_{abs} \\ T_{1,v} &= 284{,}12\ \text{K} \end{aligned} \qquad \text{Gl. 5.1a}$$

Hiernach wird das Verhältnis der Polytropenexponenten Versuch n_v zu Garantie n_g gebildet.

$$n = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{\rho_2}{\rho_1}} \qquad \text{Gl. [9]-B2-86}$$

$$n_v = 2{,}032 \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} p_{1,v} &= 75{,}60\,\text{bar}_{abs} \\ p_{2,v} &= 80{,}08\,\text{bar}_{abs} \\ \rho_1 &= 71{,}059\,\text{kg/m}^3 \\ \rho_2 &= 73{,}087\,\text{kg/m}^3 \end{aligned} \qquad n_g = 2{,}046 \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} p_{1,v} &= 71{,}01\,\text{bar}_{abs} \\ p_{2,v} &= 75{,}51\,\text{bar}_{abs} \\ \rho_1 &= 61{,}122\,\text{kg/m}^3 \\ \rho_2 &= 66{,}077\,\text{kg/m}^3 \end{aligned}$$

Da $\left|\frac{n_v}{n_g}-1\right| = 0{,}007 > 0{,}001$ (Gl. 5.1b) muss ein Druckverhältnis $\frac{p_x}{p_1}$ gebildet werden, das sich aus den unterschiedlichen Polytropenexponenten errechnet.

$$\left(\frac{p_x}{p_1}\right)_{Ex} = \left[\frac{n_v-1}{n_v-n_g}\cdot\left(1-\frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_g^{\frac{n_g-1}{n_g}}-1}{\Phi_2^{n_v-1}\cdot\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_g^{\frac{n_v-1}{n_g}}-1}\right)\right]^{\frac{n_g}{n_g-1}} \qquad \text{Gl. 5.1d}$$

Als Voraussetzung hierfür gilt, dass das Verhältnis der Volumenstromverhältnisse Φ_2 innerhalb einer festen Toleranz liegt.

$$\Phi_2 = 1+\Delta\Phi_{tol} \qquad \text{mit} \quad \Delta\Phi_{tol} = 0{,}01 \qquad \text{Gl. 5.1c}$$

$$\Phi_2 = \frac{\left(\dot V_1/\dot V_2\right)_v}{\left(\dot V_1/\dot V_2\right)_g} = 1{,}002 \qquad \text{mit} \quad \begin{array}{l}\dot V_{1,v} = 4{,}64\,m^3/s\\ \dot V_{2,v} = 4{,}51\,m^3/s\\ \dot V_{1,g} = 4{,}27\,m^3/s\\ \dot V_{2,g} = 4{,}14\,m^3/s\end{array} \qquad \text{Gl. [9]-B1-1}$$

Es ergibt sich für $\left(\frac{p_x}{p_1}\right)_{Ex}$ keine Lösung, die die Bedingung

$$1 < \left(\frac{p_x}{p_1}\right)_{Ex} < \left(\frac{p_x}{p_1}\right)_g \qquad \text{Gl. 5.1e}$$

erfüllt. Somit wird der zulässige Drehzahlbereich $N_{V_{min,max}}$ berechnet.

$$N_{v_{min,max}} = N_g\cdot X_{tol_{min,max}}\cdot\sqrt{\frac{R_v\cdot Z_{1,v}\cdot T_{1,v}}{R_g\cdot Z_{1,g}\cdot T_{1,g}}} \qquad \text{Gl. 5.1g}$$

Der Faktor für die zulässige Drehzahlabweichung X_{tol} errechnet sich wie folgt:

$$X_{tol} = \sqrt{\frac{\psi_{p,g}}{\psi_{p,v}} \cdot \frac{\frac{n_v}{n_v - 1} \cdot \left[\phi_2^{n_v - 1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g^{\frac{n_v - 1}{n_g}} - 1 \right]}{\frac{n_g}{n_g - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_g^{\frac{n_g - 1}{n_g}} - 1 \right]}} \qquad \text{Gl. 5.1f}$$

Hierin ist das Verhältnis der polytropen Druckzahl Garantie $\psi_{p,g}$ zu Versuch $\psi_{p,v}$ mit Gl. [9]-B1-5:

$$\frac{\psi_{p,g}}{\psi_{p,v}} = \frac{\frac{Y_{p,g}}{u_g^2/2}}{\frac{Y_{p,v}}{u_v^2/2}} \quad \text{mit} \quad Y_p = R \cdot T_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \qquad \text{Gl. [9]-B2-81}$$

$$u = N \cdot d$$

Daraus ergibt sich bei dem Laufraddurchmesser d = 0,4m, der Versuchsdrehzahl N_v = 7.272 1/min und der Garantiedrehzahl N_g = 7.275 1/min:

$$\frac{\psi_{p,g}}{\psi_{p,v}} = 1{,}106 \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} Y_{p,g} &= 6{,}912\,\text{kJ/kg} \\ Y_{p,v} &= 6{,}247\,\text{kJ/kg} \\ u_g &= 48{,}5\,\text{m/s} \\ u_v &= 48{,}5\,\text{m/s} \end{aligned}$$

Dieses eingesetzt in Gl. 5.1f ergibt:

$$X_{tol_{min}} = 0{,}811 \quad \text{und} \quad X_{tol_{max}} = 1{,}153$$

und X_{tol} wiederum in Gl. 5.1g eingesetzt zeigt den erlaubten Drehzahlbereich von:

$$N_{v,min} = 6.080 \frac{1}{\text{min}} \quad \text{bis} \quad N_{v,max} = 8.644 \frac{1}{\text{min}}$$

Ergebnis: Die angesetzte Drehzahl von $N_v = 7.272 \frac{1}{\text{min}}$ liegt im erlaubten Bereich.

Die gemessenen Werte dürfen somit auf die Garantiebedingung umgerechnet werden.

5.3.3 Umrechnung der Versuchs- auf Garantiebedingungen

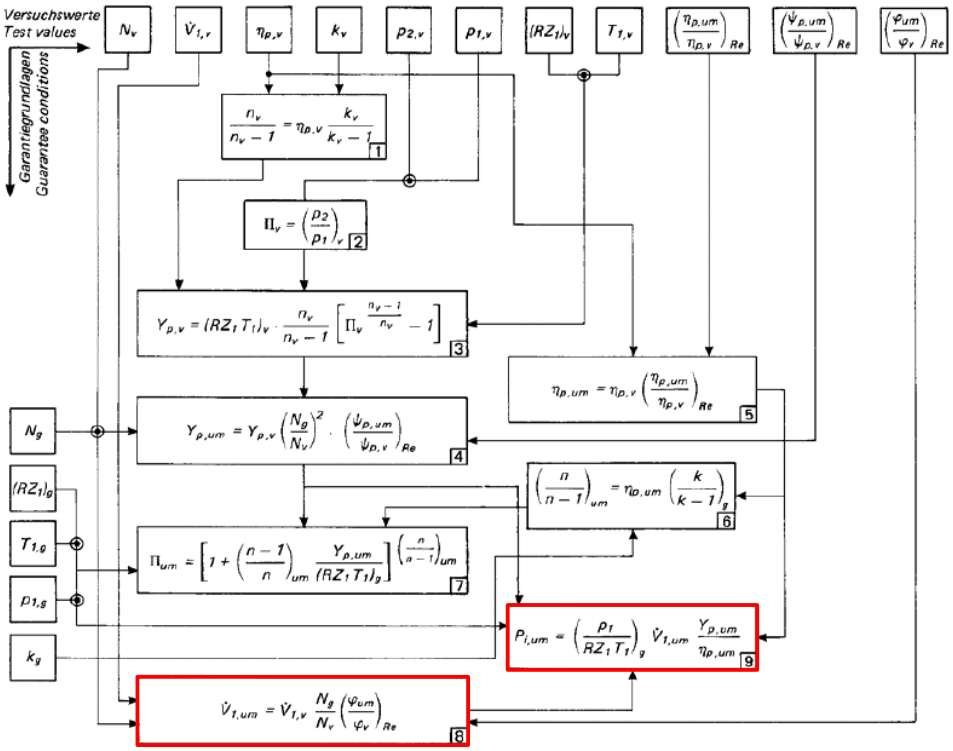


Abbildung 5.2 - Umrechnung ungekühlter Turboverdichter [9]

Die Umrechnung der Werte wird ebenfalls anhand eines Bildes in [9] geleitet. Es muss sowohl die Leistung (Kasten 9, rot) als auch der Volumenstrom (Kasten 8, rot) umgerechnet werden. Dazu wird die schon berechnete polytrope Verdichtungsarbeit $Y_{p,v}$ auf die Garantiedrehzahl gemäß Kasten 4 umgerechnet. Die Reynoldskorrektur kann vernachlässigt werden.

$$Y_{p,um} = Y_{p,v} \cdot \left(\frac{N_g}{N_v}\right)^2 = 6{,}174\,\frac{kJ}{kg} \cdot \frac{7.275\,min^{-1}}{7.272\,min^{-1}} = 6{,}179\,\frac{kJ}{kg}$$

Der Volumenstrom $\dot{V}_{1,um}$ lässt sich linear mit der Drehzahl nach Kasten 8 umrechnen, wobei auch hier wieder die Reynoldskorrektur zu vernachlässigen ist.

$$\underline{\dot{V}_{1,um} = \dot{V}_{1,v} \cdot \left(\frac{N_g}{N_v}\right) = 16.702\,\frac{m^3}{h} \cdot \left(\frac{7.275\,min^{-1}}{7.272\,min^{-1}}\right) = 16.245\,\frac{m^3}{h}}$$

Die Umrechnung der inneren Leistung ergibt sich nach Kasten 9 zu:

$$P_{i,um} = \left(\frac{p_1}{R \cdot Z_1 \cdot T_1}\right)_g \cdot \dot{V}_{1,um} \cdot \frac{Y_{p,um}}{\eta_{p,um}}$$

Nach Kasten 5 ist $\eta_{p,um} = \eta_p$, da keine Reynoldskorrektur notwendig ist. η_p ist der Quotient aus polytroper Verdichtungsarbeit Y_p und gesamter Enthalpieänderung $Y = \Delta h$ in diesem Fall numerisch nach AGA8 gelöst.

$$\eta_p = \frac{Y_p}{Y} = \frac{6{,}174\,\frac{kJ}{kg}}{11{,}471\,\frac{kJ}{kg}} = 0{,}539$$

Somit ergibt sich mit $R_g = 0{,}462\,\frac{kJ}{kg \cdot K}$, $p_{1,g} = 71{,}01\,bar_{abs}$, $T_{1,g} = 288{,}15\,K$ und $Z_1 = 0{,}833$ ebenfalls nach AGA8:

$$P_{i,um} = 3{,}414\,MW$$

Damit beläuft sich die Wellenleistung auf:

$$P_{Welle} = \frac{P_{i,um}}{\eta_{mech}} = \frac{3{,}414\,MW}{0{,}9984}$$

$$\underline{P_{Welle} = 3{,}420\,MW}$$

Neben dem unter 5.3.2 aufgenommenen Punkt (A), wird nach [9] noch ein weiterer Punkt (B) angefahren (Tabelle 5.1).

	$\dot{V}_1$ [m³/h]	Y_P [kJ/kg]
Punkt A	16.245	6,179
Punkt B	15.766	7,075

Tabelle 5.1 - Vergleich Versuchspunkt A und B

Beide Punkte sollten einen geringen Abstand zum Garantiepunkt aufweisen. Die beiden Punkte selbst sollten jedoch untereinander nicht zu nah beieinander liegen, da sonst die Interpolation ungenau wird. Durch diese beiden Punkte wird eine Interpolationsgerade gelegt. Mit dieser Gerade wird dann der Betriebsvolumenstrom $\dot{V}_1$ zu der garantierten isentropen Förderhöhe errechnet und mit dem Garantiewert verglichen, um eine Aussage über die Erfüllung der Garantie zu machen. In Abbildung 5.3 ist dieses Interpolationsdiagramm zu sehen.

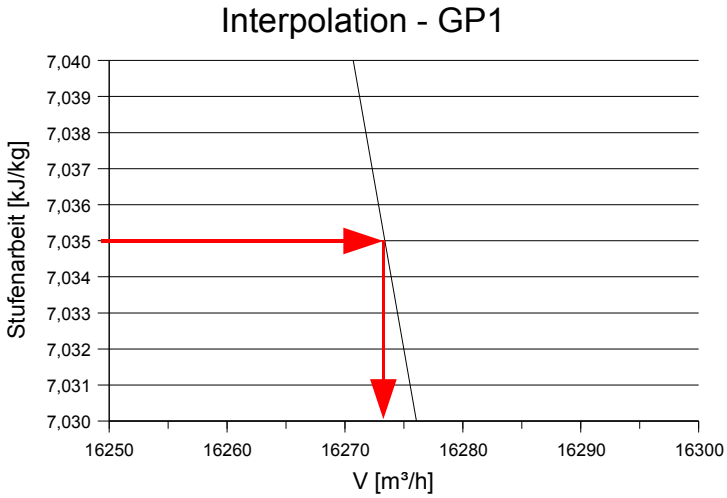


Abbildung 5.3 - Interpolation GP1 - Volumenstrom

Mit diesem Diagramm lässt sich der spezifizierte Punkt herauslesen. Dazu wird bei der von MAN angegebene polytropen Stufenarbeit

$$Y_{P,MAN} = 7.035 \frac{kJ}{kg}$$

im Diagramm eine waagerechte Linie bis zur Interpolationsgeraden gezogen und von dort aus senkrecht auf die X-Achse. Es ergibt sich ein Volumenstrom von:

$$\dot{V}_1 = 16.273 \frac{m^3}{h}$$

Aufgrund der Messunsicherheit besonders infolge der Staurohrmessung von ±2,5 % ergibt sich das Intervall:

$$\dot{V}_1 = 15.866...16.679 \frac{m^3}{h}$$

Von MAN sind 15.573 m³/h spezifiziert. Somit ist die Garantiebedingung 'Volumenstrom' erfüllt.

Die Umrechnung der aufgenommenen Leistung des Frequenzumformers P_{MS} wird mit dem gleichen Faktor *f* umgerechnet, der sich bei der Umrechnung der Wellenleistung P_{Welle} eingestellt hat.

Punkt	$P_{welle,v} = \dot{m} \cdot \Delta h$	$P_{welle,v,um}$	$f = \frac{P_{welle,v}}{P_{welle,v,um}}$	P_{MS}	$P_{MS,um} = \frac{P_{MS}}{f}$	$\eta_{el} = \frac{P_{Welle,v,um}}{P_{MS,um}}$
A	3,782 MW	3,420 MW	1,105	4,237 MW	3,835 MW	0,8919
B	3,768 MW	3,399 MW	1,109	4,224 MW	3,808 MW	0,8926

Tabelle 5.2 - Umrechnung der aufgenommenen Leistung des FU

Hier ergibt die Interpolation (Abbildung 5.4) mit der von MAN spezifizierten Elektrischen Leistung $P_{MS} = 3.443\,MW$ einen elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{el} = 0,912$. Auch hier ergibt sich ein Intervall:

$$\eta_{el} = 0,889...0,935$$

Von MAN sind 0,9275 spezifiziert. Somit ist die Garantiebedingung 'Wirkungsgrad' ebenfalls erfüllt.

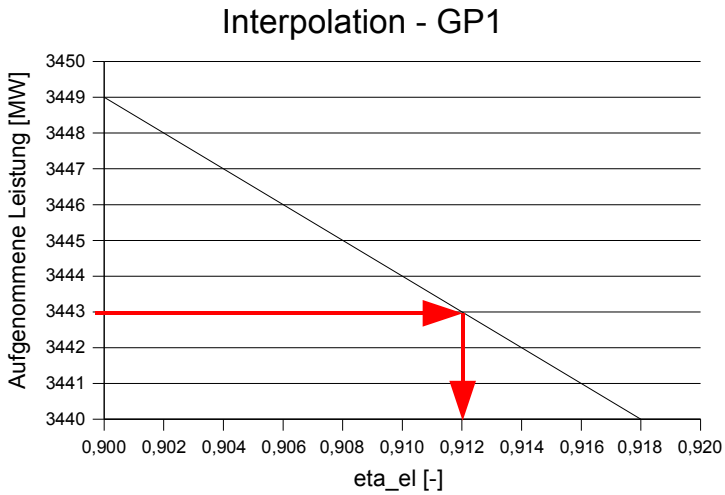


Abbildung 5.4 - Interpolation GP1 - Wirkungsgrad

5.3.4 Garantiepunkte G2 und G3

Nach dem oben durchgeführten Verfahren werden auch die Garantiepunkte G2 und G3 (vgl. Kapitel 5.1) gemessen und ausgewertet mit dem Ergebnis (Tabellen 5.3 und 5.4), dass die ME auch diese beiden Punkte innerhalb der Garantiewerte absolviert.

G2	$\dot{V}_1$	η_{el}
interpoliert	8.739 m³/h	0,943
Intervall	8.489...8.990 m³/h	0,879...1,000
spezifiziert	8.460 m³/h	0,920

Tabelle 5.3 - Nachweis Garantiepunkt 2

G3	$\dot{V}_1$	η_{el}
interpoliert	7.971 m³/h	0,927
Intervall	7.826...8.116 m³/h	0,900...0,953
spezifiziert	6.526 m³/h	0,914

Tabelle 5.4 - Nachweis Garantiepunkt 3

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Bereich der Erdgasverdichter werden hauptsächlich Turboverdichter eingesetzt. Nur sie bieten die nötige Flexibilität, die auf dem heutigen Energiemarkt nötig ist. Bei den Antriebskonzepten ist immer noch die Gasturbine das präferierte Antriebsmittel. Die Dampfturbine wird gerne in Kombination mit Gasturbinen im 'combined cycle'- bzw. GuD-Betrieb genutzt. Bei Elektromotoren wird sich noch herausstellen müssen, ob sie in dem Bereich wirklich eine Alternative sind. Falls die Emissionsgrenzen jedoch weiterhin verschärft werden, werden Elektromotoren sicherlich eine sehr interessante Alternative bleiben.

Die Inbetriebnahme zeigte vor allem den Vorteil der Magnetlagerung. Gerade bei den Pumpversuchen stellte sich heraus, dass diese Technik in Bezug auf Positionierung des Rotors sicherlich zukunftsweisend ist. Es waren selten Ausschläge größer als 10 µm zu erkennen. Allerdings sind die möglichen Spulenleistungen noch nicht ausreichend, um weitere Anwendungsgebiete zu erschließen. Die Drehzahlregelung mittels Frequenzumrichter war ebenfalls unauffällig, zumindest ab dem Zeitpunkt der abgeschlossenen Inbetriebnahme. Wenn auch über alle Anlagenteile hinweg eine verhältnismäßig hohe Zahl sogenannter 'statistischer Frühausfälle' zu verzeichnen war.

Die Abnahmemessung ergab, dass die Verdichter ihre Anforderungen erfüllen. Für die Abnahmemessung hat es sich als sehr vorteilhaft herausgestellt, dass ein saug- und druckseitiges Regelorgan samt Volumenstrommessung zur Verfügung stand. Dadurch war es größtenteils möglich, die Bedingungen zu schaffen, die für den Versuchspunkt nötig waren. Außerdem konnte auf diese Weise das nahezu komplette Kennfeld der Einheit aufgenommen werden. Es stellte sich bei der Auswertung allerdings heraus, dass es ungünstig sein kann, eine Leistung als Garantiewert zu spezifizieren. Dadurch ist immer eine Volumenstrommessung nötig und oftmals kommen da nur betriebliche Messungen zum Einsatz, die eine nicht immer zufriedenstellende Genauigkeit haben bzw. keine ausreichende Kalibrierung.

7 Literaturverzeichnis

[1] Kalide, W.: Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen, 9. Auflage. Wien, Carl Hanser Verlag, 2005.

[2] Franzke, H.-H.: Einführung in die Maschinen- und Anlagentechnik – Band 2 Arbeitsmaschinen, 1. Auflage. Berlin, Springer-Verlag, 1990.

[3] Eckert, B.: Axial- und Radialkompressoren, 2. Auflage. Berlin, Springer-Verlag, 1961.

[4] Beelte, H.: Strömungsmaschinen, Skript zur Vorlesung. FH Braunschweig/Wolfenbüttel, 2002.

[5] Bitterlich, W.: Gasturbinen und Gasturbinenanlagen, 1. Auflage. Stuttgart, Teubner Verlage, 2002.

[6] Hauser, G.: Kolbenmaschinen, Skript zur Vorlesung. FH Braunschweig/Wolfenbüttel, 2002.

[7] Boyce, M.: Gasturbinen Handbuch, 1. Auflage. Berlin, Springer-Verlag, 1999.

[8] DIN EN 61703: Mathematische Ausdrücke für Begriffe der Funktionsfähigkeit, Verfügbarkeit, Instandhaltbarkeit und Instandhaltungsbereitschaft. DKE, 2002.

[9] VDI 2045: „Abnahme- und Leistungsversuche an Verdichern“. VDI, 1993.

[10] Lindner, H.: Taschenbuch der Elektrotechnik und Elektronik, 7. Auflage. München, Fachbuchverlag Leipzig, 1999.

[11] Rentzsch, H.: Elektromotoren, 4. Auflage. Turgi (CH), ABB Drives AG, 1992.

[12] MOPICO – motor pipeline compressor, MAN Turbomaschinen AG Schweiz.

8 Abkürzungsverzeichnis

AmV	Abschaltung mit Verriegelung
AoV	Abschaltung ohne Verriegelung
AmVE	Abschaltung mit Verriegelung und Entspannung
Bh	Betriebstunden
ELS	Einheitenleitsystem
FU	Frequenzumformer
GCV	gaseous controlled valve
HD	Hochdruck
IBN	Inbetriebnahme
MD	Mitteldruck
ME	Maschineneinheit
ML	Magnetlager
MOPICO®	Motor Pipeline Compressor
MOV	motor operated valve
ND	Niederdruck
PVV	Pumpverhütungsventil
R&I	Rohrleitung und Instrumentierung
SLS	Stationsleitsystem
TRV	Temperaturregelventil
ZWK	Zwischenkühlung

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3.1 - Schema der technischen Möglichkeiten von Energieumwandlungen [3].. 8
Abbildung 3.2 - Einordnung der Kraft- (K) und Arbeitsmaschinen (A) [1]..... 9
Abbildung 3.3 - Kolbenverdichterkennfeld [2]..... 12
Abbildung 3.4 - Einstufige Verdichtung [1]..... 12
Abbildung 3.5 - Vorgänge in einem Kammerpaar eines Schraubenverdichters [2]..... 14
Abbildung 3.6 - Kennlinien Schraubenkompressor [2]..... 14
Abbildung 3.7 - p-V-Kennfeld Schraubenkompressor [2]..... 14
Abbildung 3.8 - Laufradgeometrien a) radial b) diagonal c) axial [3]..... 16
Abbildung 3.9 - Energiefluss in einer Strömungsmaschine a) Gleichdruck-Verf. b) Überdruck-Verf. [1]..... 17
Abbildung 3.10 - Geschwindigkeitsdreieck [1]..... 17
Abbildung 3.11 - Einstufige, ungekühlte Verdichtung T,s-Diagramm [1]..... 20
Abbildung 3.12 - Axialverdichter – Längsschnitt-Schema [1]..... 21
Abbildung 3.13 - Kennlinienvergleich a) Radialverdichter b) Axialverdichter [2]..... 22
Abbildung 3.14 - Einstufiger Radialverdichter a) Querschnitt b) Meridianschnitt [3]..... 23
Abbildung 3.15 - Umlenkung bei mehrstufiger radialer Verdichtung [5]..... 24
Abbildung 3.16 - Vergleich Turbine – Ottomotor..... 26
Abbildung 3.17 - Aufbau von Gasturbinen a) einstufig b) zweistufig [7]..... 27
Abbildung 3.18 - T-s-Diagramm einer einfachen Gasturbine [1]..... 28
Abbildung 3.19 - Kenngrößen von Dampfturbinenstufen [1]..... 29
Abbildung 3.20 - Schaufelplan eines 2-C-Rades [1]..... 30
Abbildung 3.21 - Kurzschlussläufer a) Schnitt b) Rotor (Prinzip) [10]..... 31
Abbildung 3.22 - Prinzipdarstellung der Synchronmaschine a) Innenpolmaschine b) Außenpolmaschine [10]..... 32
Abbildung 3.23 - Läuferausführung von Synchronmaschinen a) Vollpolläufer b) Schenkelpolläufer [10]..... 32
Abbildung 4.1 - Stationsschema Wardenburg - Parallelbetrieb..... 35
Abbildung 4.2 - MOPICO® - Kennfeld – ΔhS(V)..... 36

Abbildung 4.3 - MOPICO® - Schnittdarstellung [12]..... 37
Abbildung 4.4 - kumulierte Betriebsstunden / kumulierte Ausfälle ME1-3 / 1.7.2005 bis 27.10.2005..... 52
Abbildung 4.5 - Aufbau einer Leistungszelle [10]..... 55
Abbildung 4.6 - Differenzdruckmessung – Verdichterauge [12]..... 57
Abbildung 4.7 - Elektrisches Kennfeld, Wardenburg ME1 - Stufe I, Einstellung vom 27.09.2005..... 58
Abbildung 4.8 - Elektrisches Kennfeld, Wardenburg ME1 - Stufe II, Einstellung vom 27.09.2005..... 59
Abbildung 4.9 - Aufbau Zwischenklemmenkasten..... 61
Abbildung 4.10 - Zwischenklemmenkasten - Neues Konzept..... 63
Abbildung 5.1 - Berechnung der Einstellbedingungen für eine ungekühlte Stufengruppe [9]..... 68
Abbildung 5.2 - Umrechnung ungekühlter Turboverdichter [9]..... 72
Abbildung 5.3 - Interpolation GP1 - Volumenstrom..... 74
Abbildung 5.4 - Interpolation GP1 - Wirkungsgrad..... 76

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1 - Umwandlungswirkungsgrade [1]..... 9
Tabelle 4.1 - Betriebsstunden, Starts, Verfügbarkeit ME1-3..... 53
Tabelle 4.2 - Ausfallanalyse ME 1-3..... 53
Tabelle 4.3 - Ausfalldauer / Ausfallursache ME1..... 54
Tabelle 5.1 - Vergleich Versuchspunkt A und B..... 74
Tabelle 5.2 - Umrechnung der aufgenommenen Leistung des FU..... 75
Tabelle 5.3 - Nachweis Garantiepunkt 2..... 76
Tabelle 5.4 - Nachweis Garantiepunkt 3..... 76