

Adressen:

Herausgeber: Bundesamt für Konjunkturfragen (Bf K)
Belpstrasse 53
3003 Bern
Tel.: 031/61 21 39
Fax: 031/46 41 02

Geschäftsstelle: RAVEL
c/o Amstein+Walthert AG
Leutschenbachstrasse 45
8050 Zürich
Tel.: 01/305 91 11
Fax: 01/305 92 14

Ressortleiter: Jürg Nipkow ARENA
Schaff hauserstrasse 34
8006 Zürich
Tel.: 01/362 91 83

Autor: Franz Münt
Airtag Engineering AG
Zentralstrasse 4
8610 Uster
Tel.: 01/941 44 70
Fax: 01/941 44 52

Diese Studie gehört zu einer Reihe von Untersuchungen, welche zu Handen des Impulsprogrammes RAVEL von Dritten erarbeitet wurde. Das Bundesamt für Konjunkturfragen und die von ihm eingesetzte Programmleitung geben die vorliegende Studie zur Veröffentlichung frei. Die inhaltliche Verantwortung liegt bei den Autoren und der zuständigen Ressortleitung.

Copyright Bundesamt für Konjunkturfragen 3003 Bern, September 1992
Auszugsweiser Nachdruck unter Quellenangabe erlaubt. Zu beziehen bei der Eidg. Drucksachen- und Materialzentrale, Bern (Best. Nr. 724.397.21.54 D)

Form. 724.397.21.54 D 10.92 300

RAVEL - Materialien zu *RAVEL*

Materialien zu RAVEL

Wirkungsgradoptimierung der Druckluftherzeugung und -verteilung

Franz Münt



Impulsprogramm RAVEL
RAVEL - Materialien zu RAVEL

Bundesamt für Konjunkturfragen

INHALTSVERZEICHNIS

Projekt 21.54

1	GRUNDLAGEN	
1.1	Druckluft: Eigenschaften und Nutzung	1
1.2	Druckluftanwendungen	2-3
1.3	Begriffe, Masseinheiten	4-6
1.4	Physikalische Grundlagen	7
1.5	Vorgänge im Verdichter	8-9
1.6	Wirkungsgrad und Leistungen	10-12
2	BAUARTEN VON VERDICHTERN	
2.1	Nach Art der Schmierung	13-14
2.2	Nach Art der Verdichtung	15-16
2.3	Nach Art der Kühlung	17
3	STEUERUNGSARTEN	
3.1	Aussetzregelung	18
3.2	Nachlaufregelung	18
3.3	Proportionalregelung	19
3.4	Drehzahlregelung	19
3.5	Lastabhängige Regelung	19
4	MARKTSITUATION	
4.1	Kleinkompressoren bis 3 kW	20
4.2	Kompressoren 4 bis 15 kW	20
4.3	Kompressoren 18,5 - 90 kW	21
4.4	Kompressoren ab 110 kW	21
5	BEEINFLUSSUNG DES GESAMTWIRKUNGSGRADES	
5.1	Kompressordrehzahl	22
5.2	Steuerungsart	22
5.3	Verdichtungsart	23

5.4	Verdichtungsenddruck	24
6	ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN BEI NEUANLAGEN	
6.1	Wahl der Maschinengrösse	25
6.2	Wahl des End-/Ausschaltdruckes	25
6.3	Wahl der Schaltdifferenz	25
6.4	Wahl der Kompressorart	26
6.5	Beispiel	27
6.6	Berechnung der Druckluftbehältergrösse	28
6.7	Bestimmung der Behältergrösse Rechenbeispiel	29
6.8	Druckluftkostenvergleich	30-34
6.9	Druckluftkostenaufteilung 2% Auslastung	35
6.10	Druckluftkostenaufteilung 50% Auslastung	36
7	ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN BEI BESTEHENDEN ANLAGEN	
7.1	überprüfung	37
7.2	Druckverlauf im Netz	37
7.3	Ein- und Ausschaltzeiten	37
7.4	Kühlwasserverbrauch	37
7.5	Kühlluft oder Raumtemperatur	37
7.6	Förderleistung	38
7.7	Nachmessung der effektiven Förderleistung	38
7.8	Nachmessung mittels Behälter-Füllmethode	38
7.9	Nachmessung mittels Statistikmethode	39
7.10	Beispiel Liefermengenberechnung	40
8	ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN IM VERTEILNETZ	
8.1	Netzdimensionierung	41
8.2	Druckverlust im Netz	41
8.3	Druckverlustberechnung	42
8.4	Rechenbeispiel	42

8.5	Einfluss des Leitungsmaterials	43
8.6	Druckverlust im Zubehör	44-45
9	ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN DURCH WARTUNG UND UNTERHALT	
9.1	Ansaugfilter	46
9.2	Beispiel	46
9.3	Ansaugtemperatur	46
9.4	Ventile	47
9.5	Antrieb	47
9.6	Reinigung	47
9.7	Leckverluste	47
10	Fallbeispiele	
10.1	Falsche Kompressorwahl	48-51
10.2	Falsches Konzept	52-56
10.3	Mangelder Unterhalt	57-58
11	Energiesparmöglichkeiten durch Substitution	
11.1	Abwärmepotential	59
11.2	Art der Rückgewinnung	59-60
11.3	Abwärmeverwertung, Beispiel	61
12	Mittel zur Ausschöpfung der Sparmöglichkeiten	
12.1	Planung	62
12.2	Überwachung der Druckluftanlagen	62
12.3	Schulung	62
12.4	Auswahl des Energieträgers	62

WIRKUNGSGRADOPTIMIERUNG

bei der Druckluftherzeugung und -verteilung

Seite IV

ZUSUMMENFASSUNG

Druckluft ist dank seiner Sicherheit, Elastizität und Umweltfreundlichkeit ein weitverbreiteter Energieträger. Praktisch in jedem Handwerksbetrieb und vor allem in der Industrie findet sich eine Druckluftanlage. Den wenigsten Anwendern ist jedoch bewusst, dass um 1 kW Arbeit zu leisten ca. 10 kW Energie aufgewendet werden müssen.

Daraus geht hervor, dass mit dem Energieträger Druckluft so haushälterisch umgegangen werden sollte, wie mit Gas, Wasser und Öl.

Ziel des Untersuchungsprojektes war es, die Einflüsse für eine optimale Erzeugung, Aufbereitung und Verteilung aufzuzeigen. Mit folgenden Massnahmen lassen sich Einsparungen je nach Anlagegrössen bis 20 % erzielen, die bei einer mittleren Anlage von 37 kW Anschlussleistung ca. 10'000 kW/h pro Jahr ausmachen.

- Überprüfung des Einsatzes eines anderen Energieträgers (Elektrik, Hydraulik)
- fachlich fundierte Planung bei Neuanlagen
- Überprüfung bestehender Anlagen hinsichtlich Konzept und Zustand
- Abwärmeverwertung

Ein wichtiges Kapitel um Einsparungen schnell und ohne grossen Aufwand zu erzielen, ist ein einwandfreie Wartung der Kompressoren und der Verteilnetze.

In den drei Fallbeispielen soll aufgezeigt werden, wo das Sparpotential verborgen liegt und wie unterschiedlich Energieverluste in Grösse und Art auftreten können, mit welchem Aufwand eine Einsparung an elektrischer Energie verknüpft ist. Das vierte Beispiel zeigt die effiziente Abwärmenutzung, die in diesem Falle pro Jahr 45 t Heizöl ausmachen kann.

Der heutige Wissenstand der Industrie reicht aus, um die Sparmassnahmen sofort zu verwirklichen. Es bleibt die Aufgabe, den Betreibern von Druckluftanlagen aufzuzeigen, wieviel Geld die Energie Druckluft kostet und mit welchen Massnahmen diese Kosten gesenkt werden können.

Dieser Untersuchungsbericht, mit Absicht auf einem technisch für alle verständlichen Grundlage gehalten, soll einen Anreiz schaffen, von der kleinen bis zur grossen Druckluftanlage Energie zu sparen. Dies ist ohne Einbusse an Arbeitsqualität möglich. Vielmehr ist mit einem Rückfluss von Zeit- und Geldinvestition zu rechnen, im günstigeren Fall mit effektiver Kostenersparnis.

Uster, 29. Juni 1992

RESUME

L'air comprimé est un porteur d'énergie très répandu, grâce à sa sécurité de fonctionnement, son élasticité et sa pollution quasiment nulle de l'environnement. On trouve un compresseur pratiquement partout dans l'artisanat et particulièrement dans l'industrie.

Il faudrait en fait traiter l'air comprimé aussi parcimonieusement que par exemple l'eau, le gaz et l'essence!

Le but du projet de recherche était de montrer les conditions optimales pour la production, le traitement et la distribution d'air comprimé. Avec les mesures suivantes il est possible de faire des économies allant jusqu'à 20 % selon la grandeur du système. Pour une puissance nominale de 37 kW environ cela représente 10'000 kWh par an.

- Possibilité de l'utilisation d'un autre porteur d'énergie (système électrique, hydraulique)
- Bonne conception technique déjà lors de la planification de nouveaux systèmes
- Contrôle de systèmes déjà installés quant au concept et l'état de fonctionnement
- Récupération de la chaleur

Un point important afin de pouvoir économiser rapidement et sans grande peine de l'énergie est l'entretien soigneux des compresseurs et du réseau de distribution.

Nous montrons dans trois cas concrets où se trouvent les possibilités d'économiser, de quelles différentes manières les pertes d'énergie se produisent - soit quantitativement soit du point de vue causal - et quels sont les efforts à fournir pour économiser de l'énergie électrique. Un quatrième exemple montre une manière efficace de réutiliser les rejets de chaleur, ce qui peut représenter dans ce cas précis 45 tonnes de mazout par année.

Les connaissances actuelles disponibles suffisent pour pouvoir réaliser très rapidement les mesures d'économie. Il reste la tâche difficile de montrer aux utilisateurs de systèmes à air comprimé combien coûte l'air comprimé et par quels moyens ces coûts peuvent être abaissés.

Ce compte rendu - qui reste volontairement à un niveau technique accessible à tous - a pour but de stimuler les utilisateurs - les petits comme les grands - à économiser de l'énergie. Les mesures d'amélioration entreprises conduisent à des économies de temps et d'argent, qui peuvent parfois s'avérer très rentables.

Uster, le 29. juin 1992

1 GRUNDLAGEN

1.1 Druckluft: Eigenschaften und Nutzung

Druckluft ist verdichtete atmosphärische Luft; sie ist ein Energieträger in Gasform und ermöglicht Energie über eine gewisse Entfernung zu leiten und am Ende bei ihrer Entspannung unter Ausnutzung des Druck- und Wärmegefälles Arbeit zu leisten.

Der Vorteil: Luft ist in unbegrenzter Masse kostenlos jedermann zugänglich und als Energieträger ungefährlich. Undichte und schadhafte Installationen verschlechtern nur die Wirtschaftlichkeit, aber nicht die Sicherheit.

Luft ist kompressibel und kann in Behältern gespeichert werden. Die Kompressibilität ergibt auch eine gewisse Überlastsicherheit.

Der Transport über grössere Distanzen verursacht wenig Verluste und benötigt keine Rückführung zur Erzeugerquelle.

Druckluft ist aber kein billiger Energieträger, denn die adiabate Kompressorarbeit als Wärme ist ohne Sekundärmassnahmen (Wärmerückgewinnung oder Wärmeausnutzung) verloren. Da Druckluft ein recht flüchtiges Medium ist, mindern kleinste Leckverluste zusätzlich die Wirtschaftlichkeit.

Druckluft-Kompressoren sind keine Maschinen, die an sich eine Daseinsberechtigung haben. Es sind nur Hilfsmaschinen für Arbeitsvorgänge oder Verfahren. Dafür sind sie dann am besten geeignet, wenn sie für diesen Verwendungszweck am besten angepasst sind. Bei der ausserordentlichen Vielfältigkeit der Verwendungszwecke unterscheiden sich auch die Bauarten stark voneinander.

Während oft ein guter Leistungswirkungsgrad für die Wahl eines Kompressors massgebend ist, können in einem anderen Falle Eigenschaften wie ölfreiheit, ruhiger Lauf, geringes Gewicht etc. wichtiger sein.

Grundsätzlich gibt es zwei Arten von Kompressoren. Maschinen nach dem Verdrängerprinzip, wozu die Kolben- und Schraubenkompressoren zählen und die Strömungsmaschinen mit den Kreis-, Radial-, und Turbokompressoren. In diesem Untersuchungsbericht werden nur die häufigsten nach dem Verdrängerprinzip arbeitenden Kompressoren abgehandelt.

1.2 Druckluftanwendungen

Reinigung: Ein grosser Teil der Druckluft wird zu Reinigungszwecken verbraucht, zum Ausblasen und Abblasen von Werkstücken. Dabei wird übersehen, dass erstens damit die Reinigungskosten nicht gering sind und zweitens der Schmutz nicht wegbeefördert, sondern nur verlagert wird.

Zu beachten ist, dass dabei der Druck nicht zu hoch gewählt wird. Die SUVA schreibt als unfallverhütenden Massnahme einen Maximaldruck von 3 bar vor.

Da das Reinigen mit Druckluft ein energetischer Unsinn ist, sollte wo immer möglich, darauf verzichtet werden.

Zerstäubung: Eine häufige Anwendung ist die Zerstäubung mittels Druckluft. Der hauptsächlichste Verbrauch stellt die Farbspritzerei dar. Eine Anwendung, die sehr viel Luft verbraucht, ist das Zerstäuben von Wasser in Befeuchtungsanlagen. Von Vorteil ist beim Zerstäuben mit Druckluft die gute Reguliermöglichkeit des Strahles.

Als Alternative wird das sogenannte Airlessverfahren angewendet, bei dem anstelle der Druckluft das Mittel selber unter sehr hohem Druck versprüht wird.

Lineare Bewegung : In der Automation von Abläufen werden Linearbewegungen mit pneumatischen Zylindern ausgeführt. Hier ist die Druckluft ein für den Bewegungsablauf idealer Energieträger. Seine Kompressibilität erlaubt eine gute Regulierung der Kräfte, bietet Sicherheit gegen Überlast und ist ungefährlicher als Elektrizität; ist explosionsicher und benötigt im Gegensatz zur Hydraulik keine Rückleitung. Leckagen verursachen keine Öllachen und Flecken.

Um jedoch die gleiche Kraft und Leistung direkt elektrisch oder hydraulisch zu erzeugen, benötigt man um den Faktor 10 weniger Energie.

Drehbewegung: Ähnliches wie für die Linearbewegung gilt auch für die Drehbewegung. Hier wird die Druckluft vor allem für Schleifer, Bohrer, Luftturbinen, Schrauber etc... eingesetzt.

Mehr als bei der Linearbewegung steht hier die Anwendung in Konkurrenz zum elektrischen Antrieb. Die Druckluftwerkzeuge sind aber bei der Handhabung leichter im Gewicht und unfallsicherer.

wo diese beiden Kriterien nicht primär sind, ist der Einsatz von elektrischen Antrieben energetisch sinnvoller.

Kühlung: Der Einsatz von Druckluft zu Kühlzwecken, ist wohl energetisch der ungünstigste Fall, vermag doch 1 kg Luft pro °C nur ca. 1,6 kJ Wärme abzuführen. Es muss also sehr viel Luft zugeführt werden, um einen genügenden Kühleffekt zu erzielen. Der Vorteil gegenüber Kühlflüssigkeiten wird über den Energieverbrauch sehr teuer bezahlt.

Kühlung sollte, wo möglich, mit flüssigen Kühlmitteln erbracht werden.

Steuerung: Druckluft als Steuermedium hat überall dort Eingang gefunden, wo die Elektrik oder Elektronik zu wenig betriebssicher oder aus Explosionsschutzgründen nicht anwendbar ist. Da der Verbrauch bei dieser Anwendung relativ gering ist, fällt der Mehraufwand an Energie gegenüber der elektrischen Lösung nicht so sehr ins Gewicht.

1.3 Begriffe, Masseneinheiten

DRUCK

allgemein gilt:

$$\text{Druck} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}}$$

=

$$p = \frac{F}{A}$$

$$1 \text{ Pascal} = \frac{1 \text{ Newton}}{1 \text{ m}^2}$$

=

$$1 \text{ Pa} = \frac{1 \text{ N}}{1 \text{ m}^2}$$

10 ⁵ (100'000) Pa.	=	1 bar
1 bar	=	10'197 mm WS
1 bar	=	14,5 psi
100 psi	=	7 bar
1 at	=	0,9807 bar ~ 1 bar

Wichtig ist, dass der Begriff atü, (at = 0,981 bar) nicht mehr verwendet werden sollte.

Sofern kein besonderer Hinweis erfolgt, ist der effektive (Über)Druck gemeint.

Wo es nicht eindeutig klar ist, ob es sich um einen Überdruck oder absoluten Druck handelt, wird von Vorteil die Zusatzbezeichnung verwendet.

bar (abs) = absoluter Druck

bar (ü) = Überdruck

ist der über der Atmosphäre liegende, in der Technik nutzbare Druck. (Manometerdruck)

bar (u) = Unterdruck
wird als Vakuum mit
einem negativen Vor-
zeichen gekennzeichnet

TEMPERATUR

t [°C]
T [K]

Obwohl die Temperatur in Grad Celsius (°C) gemessen wird, ist bei Druckluftberechnungen die absolute Temperatur in Kelvin [K] einzusetzen.

RELATIVE FEUCHTE

rF [%]

Die relative Luftfeuchtigkeit ist die in der Luft enthaltene Feuchtigkeitsmenge, im Verhältnis zur Menge, die die Luft bei einer bestimmten Temperatur zu tragen vermag. (Sättigungsgrad)

TAUPUNKTTEMPERATUR

t (TP) [°C]

Der Taupunkt ist die Temperatur, bei der die Luft zu 100% mit Wasserdampf gesättigt ist. Oder diejenige Temperatur, bis zu der die atmosphärische Luft abgekühlt werden kann, ohne dass die in ihr enthaltene Feuchtigkeit auskondensiert.

DRUCKTAUPUNKTTEMPERATUR

t (DTP) [°C]

Der Drucktaupunkt ist die Temperatur, auf die verdichtete Luft abgekühlt werden kann, ohne dass die in ihr enthaltene Feuchtigkeit auskondensiert.

VOLUMENSTROM

V [m³/h]; [m³/min]; [l/s]

Bei Luftverdichtern ist der Volumenstrom die Luftmenge, die den Verdichter am Druckstutzen durchströmt, zurückgerechnet auf die Ansaugbedingungen (Druck, Feuchtigkeit, Temperatur VDI 2045).

HUBVOLUMEN

VH [m³]; [l]

Das Hubvolumen ist eine rein geometrische Grösse. Es ergibt sich als Produkt aus Kolbenfläche und Hub aller ersten Stufen.

THEORETISCHER FÖRDERSTROM (Fördermenge)

V_{th} [m³/h]; [m³/min]; [l/s]

Der theoretische Förderstrom errechnet sich aus dem Hubvolumen mal der Drehzahl.

EFF. LIEFERMENGE

V_{eff.} [m³/h]; [m³/min]; [l/s]

Auch effektive Fördermenge genannt, ist gleich dem Volumenstrom, der am Druckstutzen zur Verfügung steht.

MOTORLEISTUNG

PM [kW]

Nennleistung des eingesetzten Elektromotors gemäss der DIN-Reihe. Sie ist nicht unbedingt identisch mit der vom Kompressor aufgenommenen Leistung.

LEISTUNGSBEDARF (ANTRIEBSLEISTUNG)

PW [kW]

Notwendige und vom Motor abgegebene Leistung um den Kompressor anzutreiben. Diese notwendige Leistung wird bei unterschiedlichen Drücken angegeben. Für einen Vergleich müssen die Drücke identisch sein. Auch sollten alle Nebenverbraucher und leistungsvermehrende Komponenten wie Kühlventilator, Ansaugfilter, Zyklonabscheider etc. einbezogen werden.

LEISTUNGS-AUFNAHME

PA [kW]

Dies ist die an der Motorklemme gemessene elektrische Leistungsaufnahme. Bei der Berechnung muss also der Gesamtwirkungsgrad des Motors berücksichtigt werden. Bei separaten Nebentrieben (Ventilator, Ölpumpen etc.) sind diese zu addieren.

1.4 PHYSIKALISCHE GRUNDLAGEN

Beim Verdichten von Luft besteht ein Zusammenhang zwischen Druck, Temperatur und Volumen. Erhöht man die Temperatur bei konstantem Volumen, steigt der Druck oder verkleinert man das Volumen bei konstanter Temperatur, so steigt ebenfalls der Druck. Diesen Umstand nutzt man beim Verdichten im Kolbenkompressor, in dem ein Kolben das Volumen verkleinert.

Also:

Druck, Volumen und Temperatur sind voneinander direkt abhängig. Es besteht ein proportionaler Zusammenhang.

$$\text{Druck} \sim \frac{\text{Temperatur}}{\text{Volumen}}$$

und

$$p \cdot V \sim T$$

Unter idealen Bedingungen ergibt sich aus dieser Gesetzmässigkeit folgende mathematische Abhängigkeit:

$$\frac{p_0 \cdot V_0}{T_0} = \frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = m \cdot R = \text{konstant}$$

P =	Druck (bar)
V =	Volumen (m ³)
T =	Temperatur (K)
R =	Gaskonstante kJ/kg K
m =	Masse kg

R ist diejenige mechanische Arbeit, die 1 kg Gas je 1 K Temperaturerhöhung bei konstantem Druck nach aussen abgibt. R ist eine gasspezifische Grösse.

R feuchte Luft = 0,289 kJ/kg K

LUFTFEUCHTE

Atmosphärische Luft ist ein Gemisch aus Gas und Wasserdampf. Die Aufnahmefähigkeit ist abhängig von:

- der Lufttemperatur
- der momentanen relativen Feuchtigkeit

Sie ist jedoch unabhängig von Druck und Volumen.

Der Wasserdampf ist ein Teil des Volumenstroms. Wird er auskondensiert, verringert sich der Volumenstrom um das Wasserdampfvolumen. Zum Auskondensieren muss oder wird der Luft Wärme entzogen werden, was bei der Kühlerdimensionierung berücksichtigt werden muss. (siehe Diagramm Seite 9)

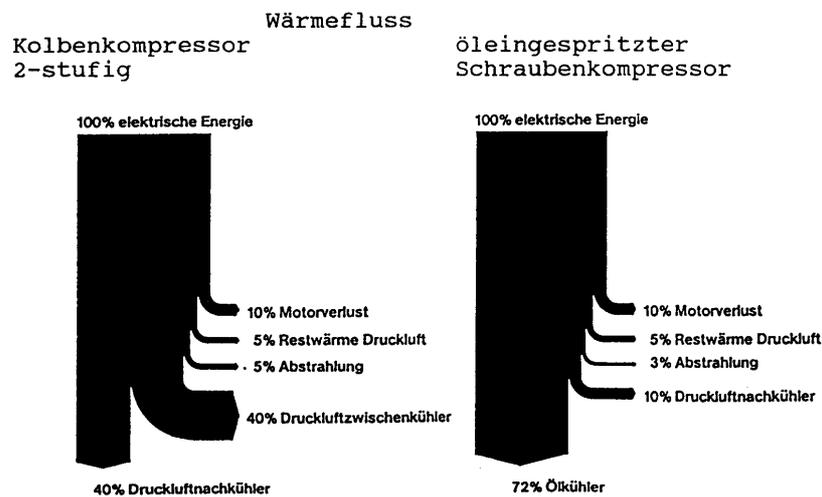
1.5 VORGÄNGE IM VERDICHTER

VERDICHTUNGSARBEIT

Die Verdichtungsarbeit in einem Kompressor ist abhängig vom Anfangszustand des Gases, der Gasart, dem Druckverhältnis und dem Verlauf der Verdichtungsline. Je grösser das Verdichtungsverhältnis und je höher die Ansaugtemperatur, desto grösser ist die Verdichtungsarbeit.

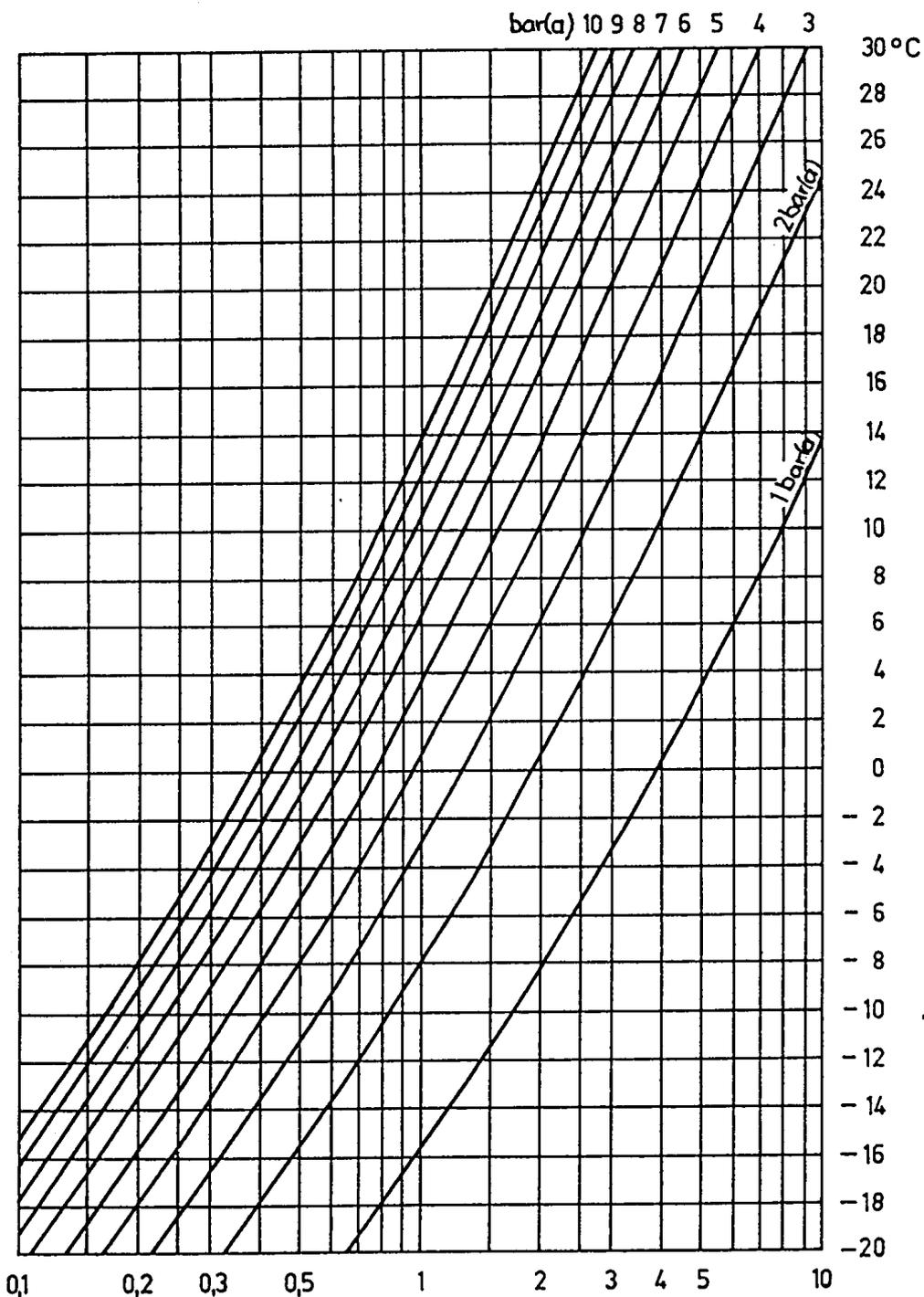
Durch geeignete Konstruktionsmassnahmen wie Mehrstufigkeit, Zwischenkühlung, Öl- und Wassereinspritzung während des Verdichtungsvorgangs, gute Maschinen- und Raumkühlung kann die Verdichtungsarbeit und damit der Energieaufwand verringert werden.

Die für die Verdichtung aufgewendete mechanische Arbeit wird vollständig in Wärme umgesetzt. Die "innere Energie" der verdichteten Luft nimmt bei gleichbleibender Temperatur nicht zu. Trotzdem kann durch Rückexpansion wieder mechanische Arbeit gewonnen werden (das thermodynamische Potential, das diesen Vorgang am besten beschreibt, heisst Enthalpie).



Sättigungsgrenzen von Luft-Wasserdampf-Gemischen

Limites de saturation des mélanges d'air et de vapeur d'eau



X g / kg = Gramm Wasser pro Kilogramm trockene Luft
1 m³ Luft (gasförmig) = 1,293 kg

X g / kg = grammes d'eau par kilo d'air sec
1 m³ d'air (gaz) = 1,293 kg

1.6 WIRKUNGSGRAD UND LEISTUNGEN

Liefergrad

Die Liefermenge wird meist in Normalkubikmeter pro Stunde oder Minute angegeben; gewisse Hersteller verwenden Liter pro Sekunde.

Unter dem Liefergrad versteht man den prozentualen Anteil des effektiven Fördervolumens am theoretischen Hubvolumen. Der Unterschied dieser beiden Angaben liegt im Schadraum, der Leckage der Ventile und Kolbenringe und dem nicht 100%-igen Füllgrad des Zylinders.

$$\text{Liefergrad} = \frac{\text{Liefermenge}}{\text{Hubvolumen}} \cdot 100 \%$$

Negative Beeinflussung des Liefergrades:

- a) Schadraum: Der Schadraum ist eine konstruktive Grösse. Je grösser der Schadraum desto grösser die Rückexpansion.
- b) Drehzahl: Je höher die Drehzahl desto geringer ist der Füllungsgrad der 1. Stufe
- c) Ansaugdruck: Je kleiner der Ansaugdruck desto geringer das angesaugte Luftgewicht.
Ursache: zu kleine Ansaugquerschnitte, verschmutzte, zu klein dimensionierte Ansaugfilter, hohe Drehzahlen
- d) Ansaugtemperatur: Je höher die Ansaugtemperatur desto geringer das angesaugte Luftgewicht (Dichte), verursacht durch mangelnde Maschinenkühlung, mangelhafte Raumkühlung.
- e) Leckagen In der 1. Stufe wirken sich undichte Ventile direkt auf den Liefergrad aus.

Bei Rotations- und Schraubenverdichter wird kein Liefergrad angegeben. Die Grössen b) c) und d) haben jedoch ebenfalls einen direkten Einfluss auf die Liefermenge.

Leistungsbedarf

Unter Leistungsbedarf versteht man die an der Kupplung übertragene Leistung.

Für Vergleiche empfiehlt es sich jedoch auch die Leistungen der Nebenantriebe, wie Kühlventilatoren oder Ölpumpen mit einzubeziehen.

Die Motorenleistung sollte grösser als die Kupplungsleistung sein, um beim Start keine Überlastung des Antriebsmotors zu bewirken.

Vor allem bei Kolbenkompressoren mit relativ grosser Schwungmasse ist es wichtig, dass ein genügend grosses Anlaufmoment zur Verfügung steht. Das Anlaufverhalten bestimmt letztlich wie oft ein Motor pro Zeiteinheit (Stunde) geschaltet werden kann und somit direkt die Minimumnachlaufzeit (Leerlaufzeit). Das Argument der Überdimensionierung ist nur bedingt richtig, da der Gesamtwirkungsgrad eines Drehstrommotors bei ca. 3/4 Last am besten ist.

Tabelle der Einzelverluste (Normmotoren)

Last		$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{1}{4}$
U	(V)	380	380	380	380	380
P_1	(kW)	10,76	8,42	6,23	4,17	2,21
P_2	(kW)	9,18	7,36	5,51	3,67	1,84
P_2	(PS)	12,5	10	7,5	5	2,5
s	(%)	6,5	4,65	3,25	2,1	1,0
I	(A)	19	15,2	11,8	9	6,7
P_{mech}	(W)	40	40	40	40	40
P_{Fe}	(W)	220	220	220	220	220
P_{Cu}	(W)	631	401	240	140	77
P_{Rot}	(W)	638	359	185	79	19
P_{Zus}	(W)	54	42	31	21	11
P_{total}	(W)	1583	1062	716	500	367
η	(%)	85,3	87,4	88,5	88,0	83,4
$\cos \varphi$		0,855	0,83	0,80	0,71	0,50

Die in der Tabelle eingetragenen Einzelverluste wurden aus Messung und Rechnung bestimmt.

Spezifischer Leistungsbedarf

Ein Vergleich der Kompressoren bezüglich Leistungsfähigkeit wird durch die verschiedenen Konstruktionsarten und Betriebswerte erschwert.

Die spezifische Leistung ist bei Vergleichen von Maschinen ungefähr gleicher Grösse ein taugliches Mittel für die Beurteilung.

Es ist jedoch darauf zu achten, dass die zu vergleichenden Werte bei denselben Bedingungen genommen werden:

- Bei gleichem
- (Referenz-) Druck
 - Temperatur
 - Normen (DIN oder ISO)
 - Ort (Wellenleistung, Klemmenleistung, Druckstutzen)
 - mit oder ohne Ansaugfilter
 - mit oder ohne Kühlventilator

Wenn der Liefergrad beim Kolbenkompressor über die Güte der Konstruktion etwas aussagt, eignet sich die Grösse des spezifischen Leistungsbedarfs für einen Vergleich sowohl beim Kolben-, wie auch beim Rotations- oder Schraubenkompressor. Je kleiner der Wert desto besser ist die Maschine bezüglich des Energieverbrauchs.

$$\text{spezifischer Leistungsbedarf} = \frac{\text{Gesamtleistungsbedarf}}{\text{eff. Liefermenge}}$$

$$= \left[\frac{\text{kW min}}{\text{m}^3} \right]$$

Negative Beeinflussung des Liefergrades bei Kolbenkompressoren:

a) Schadraum: Der Schadraum ist eine konstruktive Grösse. Je grösser der Schadraum desto grösser die Rückexpansion.

b) Drehzahl: Je höher die Drehzahl desto geringer ist der Füllungsgrad der 1. Stufe

2 BAUARTEN VON VERDICHTUNGEN

2.1 Nach Art der Schmierung

ölgeschmiert	Triebwerke, Führungen und die Kolben sind mit Öl geschmiert. Das Öl kommt mit der zu verdichtenden Luft in Berührung und vermengt sich mit dieser. (Fig. 1)
öleingespritzt	Das Öl wird nicht nur zu Schmierzwecken eingesetzt, sondern als Kühlmittel direkt in die Luft eingespritzt. (Fig. 2)
ölfrei	Weder die Kolben noch das Triebwerk werden mit Öl geschmiert. Es werden dauer- und fettgeschmierte, geschlossene Lager verwendet (Fig. 3)
trockenlaufend	Die Kolbenringe sind aus Teflon und laufen ohne Schmierung oder berührungslos wie die Labyrinth- und trockenlaufenden (Fig. 4)
wassereingespritzt	Wasserring-Rotationskompressoren, Schraubenkompressoren, bei denen anstelle von Öl Wasser zu Kühlzwecken eingespritzt wird.

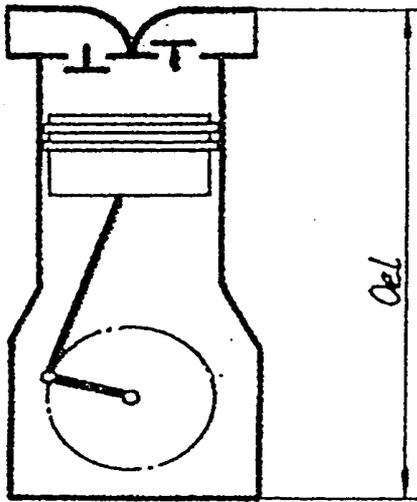


Fig. 1

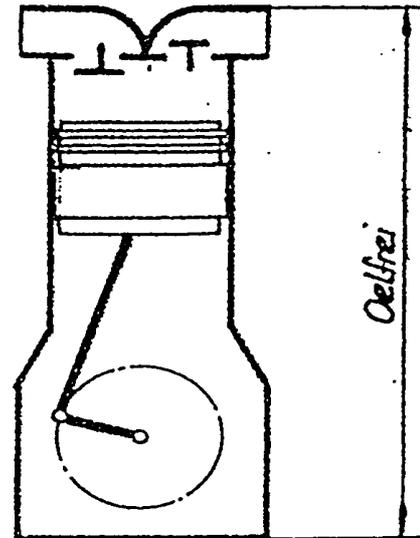


Fig. 2

Fig. 3

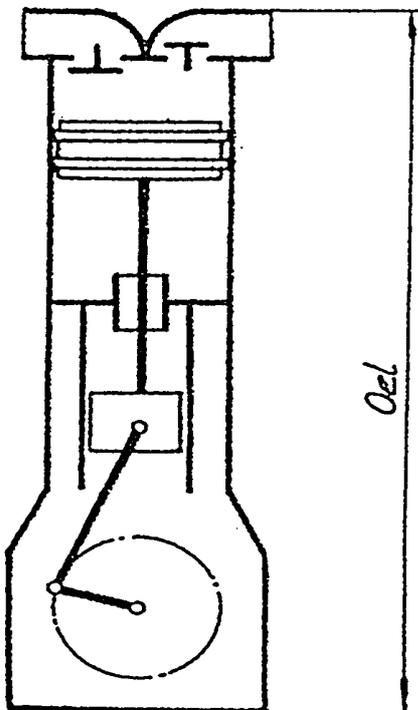
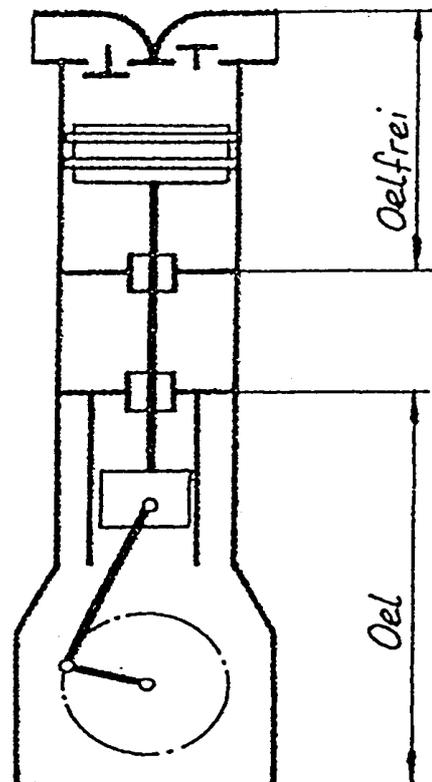


Fig. 4



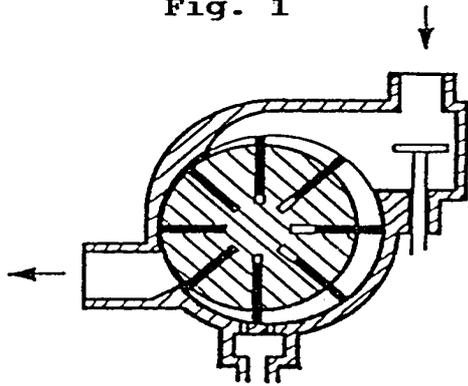
2.2 Nach Art der Verdichtung Rotations- oder

- Vielzellenkompressor: Ein exzentrisch gelagerter Rotor teilt mittels Lamellen in immer enger werdende Zellen. Von 1 bis 8 bar (Fig. 1)
- Drehkolbengebläse : Zwei mit Zahnrädern verbundene Impeller drehen sich berührungslos in einem Gehäuse. Dieses System eignet sich nur für niedere Drücke bis 0,6 bar und grosse Luftleistungen. (Fig. 2)
- Kolbenkompressoren : Das meist eingesetzte und bekannteste System. Für mittlere und hohe Drücke geeignet. (Fig. 3)
- Membrankompressoren : Für niedere Drücke unter Verwendung von Membranen aus Gummi oder Kunststoff, die den Kompressionsraum vom Antrieb luftdicht trennen und mit kleinen Hübten arbeiten. Eher für kleine Drücke geeignet. (Fig. 4)
- Schraubenkompressoren: Das zur Zeit für Maschinen-, grössen ab 7,5 kW meist eingesetzte System. Zwei mehrgängige Schraubenkörper, wobei der eine bei ölgeschmierten Kompressoren frei mitläuft, verdichten die Luft in einem beinahe kontinuierlichen Fluss. Für Drücke von 3 bis 20 bar (Fig. 5)
- Radial-Kompressoren Er ist eine Strömungsmaschine und kann deshalb in einer Stufe nur geringe Drücke erreichen, dafür eignet er sich für sehr grosse Liefermengen. (Fig. 6)

Kompressorsysteme

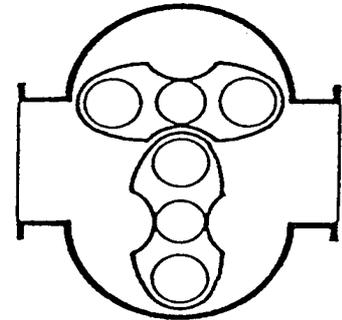
Vielzellen - Verdichter

Fig. 1



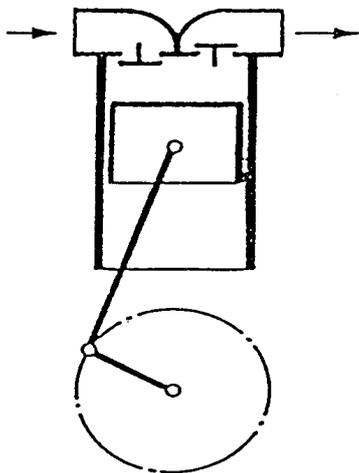
Drehkolben-Verdichter

Fig. 2



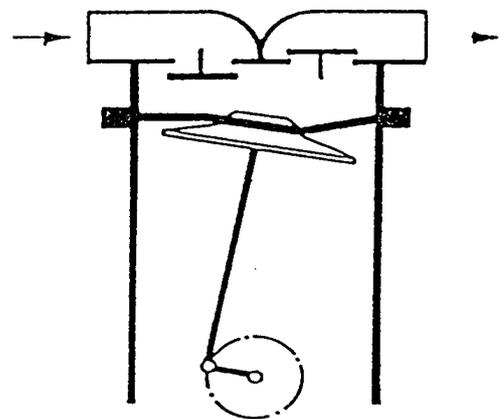
Hubkolben-Verdichter

Fig. 3



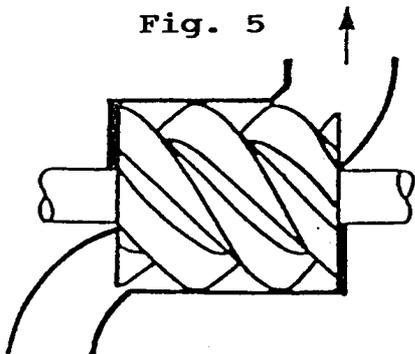
Membran-Verdichter

Fig. 4



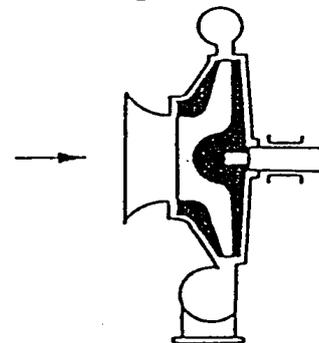
Schrauben-Verdichter

Fig. 5



Radial-Verdichter

Fig. 6



2.3 Nach Art der Kühlung

Luftkühlung : Die an den Zylindern, Zylinderköpfen und Zwischenkühler auftretende Wärme wird mit einem Luftstrom abgeführt. Bei öleingespritzten Schraubenkompressoren wird das Öl in einem Ölkühler mit Luft gekühlt. Die Ab- oder Zuluft zur Weiterleitung von grossen Wärmemengen bedingt grosse Querschnitte der Zu- und Abluftkanäle.

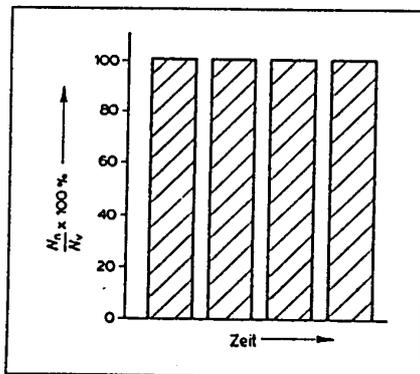
Wasserkühlung: Die Wärme wird am Zylinder und am Zylinderkopf in einer Ummantelung mit Wasser abgeführt; bei öleingespritzten Schraubenkompressoren in den im wassergekühlten Ölkühler. Die Wasserkühlung ermöglicht die Wärme mit geringem Querschnitt weit zu transportieren.

Ölkühlung: ölgeschmierte Schraubenkompressoren sind im Grunde genommen ölgekühlt. Das Öl wird etwa im Verhältnis 5:1 in die vorverdichtete Luft eingespritzt und entzieht der Luft so direkt während des Verdichtungs Vorganges die Wärme, welche erst sekundär mit Luft oder Wasser weggeführt wird.

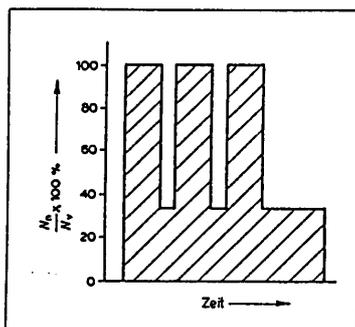
3 STEUERUNGSARTEN

3.1 Aussetzregelung : Kleinere Kompressoren, vor allem Kolbenkompressoren bis zu ca. 11 kW, werden mit einer Ein/Ausregelung versehen. Das heisst bei Erreichen des Enddruckes wird der Motor stillgesetzt.

Durch die hohen Anlaufströme wird der Motor schnell erwärmt, deshalb ist die Anlaufanzahl pro Stunde beschränkt. Sie ist unter anderem abhängig von der Motorengrösse, Polzahl, Isolationsklasse und der Umgebungstemperatur.

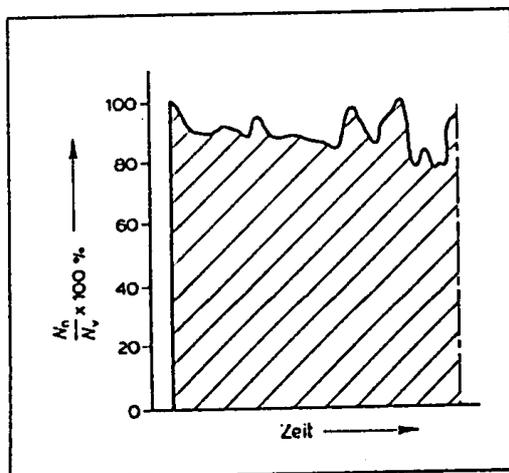


3.2 Nachlaufregelung : Nach Erreichen des oberen Schaltpunktes wird der Verdichtungsprozess durch Ansaugabsperzung, Ventilabhebung o.ä. unterbrochen. Kompressor und Motor laufen eine gewisse Zeit im Leerlauf nach. Diese Art beschränkt die Anzahl der Anläufe auf ein zulässiges Maximum. Der Nachteil dieser Regelungsart liegt im Verbrauch von 20-30% Leerlaufstrom.



3.3 Proportionalregelung:

Es wird durch Drosseln des Ansaugquerschnittes nur soviel Luft gefördert wie verbraucht wird. Der Kompressor läuft, ohne abzustellen, durch. Durch die Drosselung wird das Druckverhältnis stark verändert, so dass auch bei 50% Förderleistung immer noch 80% oder bei Nullförderung 70% der maximalen Kraft aufgewendet werden muss.



3.4 Drehzahlregelung: In gewissen Grenzen kann

über die Drehzahl die Fördermenge geregelt werden. Grenzen werden durch die Charakteristik der Kühlventilatoren und der minimal notwendige Umfangsgeschwindigkeit der Schraubenläufer gesetzt.

3.5 Lastabhängige Regelung: Durch den Einsatz der

Elektronik lassen sich die Steuerungsarten kombinieren und optimal einsetzen. Je nach Last wird die günstigste Regelungsart eingesetzt.

4

4.1 Kleinkompressoren bis 3 kW

Verbreitung : Kompressoren dieser Grössenordnung machen anzahlmässig den grössten Teil aus. Bis 1,5 kW werden sie mehrheitlich mit Einphasen-Lichtstrom 220 V betrieben.

Anwendung: Ein Einsatzgebiet ist das Hobby und Freizeitmarkt. Grosse Verbreitung findet man unter den Kleinhandwerkern, Kleingaragen und im Malergewerbe. Kleinkompressoren werden auch als Steuerluftkompressoren, Druckhaltekompressoren für Wasserversorgungen und für pneumatische Türen etc. gebraucht.

Art:: Meist werden kleine, leichte Kolbenkompressoren in einstufiger Bauart eingesetzt. Deren Wirkungsgrad sei es volumetrisch oder energetisch ist schlecht. Verursacht ist dies vor allem wegen der Einstufigkeit, den hohen Drehzahlen und dem beschränkten technischen Aufwand zu Erzielung von besseren Wirkungsgraden. Da die Kompressoren nur wenige Betriebsstunden pro Jahr aufweisen, wäre dieser Aufwand auch nicht gerechtfertigt und würde vom Markt nicht honoriert.

4.2 Kompressoren von 4 bis 15 kW

Verbreitung: Eine genaue Statistik existiert nicht. Aufgrund von Erhebungen bei den wichtigsten Anbietern von Kompressoren dieser Grössenordnung weiss man, dass ab 4 kW diese Kompressoren etwa 50 - 60% der jährlich neu verkauften Stückzahlen ausmachen und zwar ca. 800-1000 Stück.

Anwendung: Das Haupteinsatzgebiet ist die kleine und mittlere Industrie. Praktisch in jeder Werkstatt stehen solche Kompressoren zum Ausblasen, Steuern, Zylinderbetätigen, Farbspritzen, Pressen, Schleifen, Schrauben etc.

Art In dieser Grössenordnung werden zur Hauptsache Schraubenkompressoren eingesetzt. Nur dort, wo Drücke grösser 13 bar verlangt werden, ist der Kolbenkompressor konkurrenzlos, dies sowohl preislich als auch vom Wirkungsgrad her.

Bei Anlagen ab 11 kW sind die Aggregate auch von den Behältern getrennt. Wegen der geringeren Lärmentwicklung und Vibration ist trotz des schlechteren Wirkungsgrades der Trend zum Schraubenkompressor ungebrochen.

4.3 Kompressoren von 18,5 bis 90 kW

Verbreitung : Diese Kompressorgrössen findet man zur Hauptsache in der Industrie. Die Stückzahlen, die jährlich neu verkauft werden, liegen um 300 Stück.

Anwendung : Das Einsatzgebiet ist die Druckluftversorgung von ganzen Industriegebäuden, innerhalb denen die Druckluft für die unterschiedlichsten Zwecke gebraucht werden.

Art Hier hat der Schraubenkompressor den Kolbenkompressor bei Neuanschaffungen praktisch verdrängt. Bei älteren Anlagen ist auch der Rotationskompressoren gut vertreten. Für niedere Drücke, z.B. in Kläranlagen zum Belüften der Becken, werden Drehkolbengebläse eingesetzt.

4.4 Kompressoren ab 110 kW

Verbreitung: Der Markt von ca. 50 Neuanlagen pro verteilt sich auf die wenigen grösseren Industrien in der Schweiz. In dieser Kategorie finden sich auch die ölfreien Schraubenverdichter.

Anwendung: Zum Teil dient die Druckluft zu Versorgung der Fabriken und zum anderen Teil handelt es sich ausschliesslich um Prozessluft.

Art Neben dem Schraubenkompressor wird in relativ wenigen Fällen für grosse Liefermengen der Turboverdichter eingesetzt.

5 BEEINFLUSSUNG DES GESAMTWIRKUNGSGRADES

5.1 Kompressordrehzahl: Schneller laufende Maschinen bauen kleiner und damit in der Regel auch billiger. Deshalb finden sie im Markt ihre Käufer, obwohl sie im Betrieb letztlich teurere Druckluft erzeugen. Die höhere Drehzahl verursacht neben mehr Lärm und Verschleiss auch schlechtere Füllgrade und höhere Strömungsverluste. Es gibt auf dem Markt Kompressorenhersteller, die für die gleiche Antriebsleistung, aber mit unterschiedlichem Fördervolumen zwei Modelle anbieten; einen schnell und einen langsamlaufenden Typ.

Beim Kauf von Kompressoren sollte diesem Parameter deshalb die notwendige Beachtung geschenkt werden.

5.2 Steuerungsart Ein Kompressor, der nicht läuft, verbraucht keinen Strom. Deshalb ist dort, wo eine Ein-Ausregelung machbar ist, diese anzuwenden. Wegen der Investitionskosten werden aber immer kleinere Druckluftbehälter gewählt, die bei den dadurch provozierten kurzen Stillstandszeiten, einen Aussetzbetrieb nicht zulassen.

Schraubenkompressoren sind meist mit einer Nachlaufregelung ausgerüstet, welche die Schaltspiele auf ein Minimum reduzieren, aber sehr viel Leerlaufstrom verbrauchen. Damit der Leerlaufstrom klein bleibt, wird das Verdichtungssystem, Kompressor, Druckleitung und Ölabscheider bis zum Rückschlagventil bei jeder Schaltung auf Druck Null entlastet. Die dabei verlorene Druckluft beträgt bei einem 45 kW Schraubenkompressor 10 bar 0,4 bis 6 m³, was ebenfalls einen Energieverlust bedeutet.

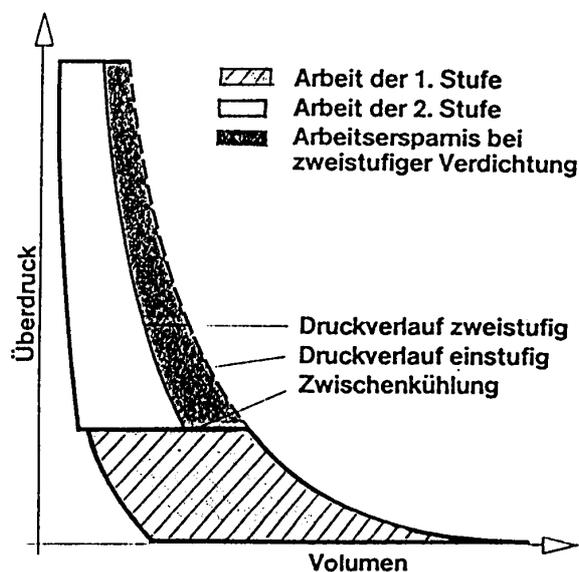
Nachlaufzeiten sind mit geeigneten Massnahmen möglichst kurz zu halten. Dies sind:

- nicht zu grosse Einheiten
- lastabhängige Steuerungen
- einstellbare Nachlaufzeiten
- wenig Schaltspiele

5.3 Verdichtungsart Während bei einem Kolbenkompressor mit 2-stufiger Verdichtung auf 10 bar ein volumetrischer Wirkungsgrad von ca. 80-85% erreicht wird, bringt es eine 1-stufige Konstruktion nur auf 65-70%. Eine Ausnahme bilden die öleingespritzten Schraubenkompressoren, die dies durch die intensive Ölkühlung während des Verdichtungs Vorganges wettmachen.

Dennoch haben 2-stufige, langsamlaufende Kolbenkompressoren immer einen besseren Wirkungsgrad als ein gleichgrosser Schraubenkompressor.

Die Zwischenkühlung nach der 1. Stufe bewirkt eine Volumenverringerng der komprimierten Luft und somit eine Annäherung an die isothermische Verdichtung. Daraus folgt eine Arbeitersparnis von ca. 20 % oder in der Praxis bei gleicher Motorenleistung und bei 10 bar einen um 20 % höheren Volumenstrom.



Wegen der Spaltverluste sind ölfreie Kompressoren gegenüber geschmierten und damit ölabgedichteten Systemen bezüglich Wirkungsgrad im Nachteil.

5.4 Verdichtungsdruck : Druck, der nicht erzeugt werden muss, benötigt keine Energie. Deshalb sollte nicht unnötig hoch verdichtet werden. Mit höherem Leitungsdruck nehmen auch die Luftverluste überproportional zu.

Auf eine Höhverdichtung, um das Kondenswasser auszutreiben, sollte verzichtet werden. Kältetrockner lösen dieses Problem sehr viel energie günstiger. (siehe auch Diagramm Seite 12)

Wo wegen Luftverbrauch von wenigen m³/h ein höherer Druck als normal gefordert wird, sollte der Einsatz eines separaten Kompressors geprüft werden.

Bei welchem Verhältnis dies sinnvoll ist, muss mit einer Wirtschaftlichkeitsrechnung nachgewiesen werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass dazu zwei Leitungsnetze erforderlich sind.

6 ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN BEI NEUANLAGEN

6.1 Wahl der Maschinengrösse:

Anlauf, Leerlauf und die Entlastung verbrauchen Energie und sind daher auf ein notwendiges Minimum zu reduzieren, d.h. ein Kompressor sollte möglichst einen hohen Auslastungsgrad aufweisen. Dies ist erreichbar indem :

1. Der Verbrauch genau errechnet oder durch repräsentative Messungen ermittelt wird.
2. Unnötige Angstzuschläge unterlassen werden.
3. Bei stark variierendem Verbrauch die Erzeugung auf mehrere Einheiten aufgeteilt wird. z.B. eine grosse Grundlastmaschine und eine kleinere Spitzenlastmaschine. Bei kleinem Nachtverbrauch wird mit einer Prioritätsumschaltung auf die kleinere Einheit umgeschaltet

6.2 Wahl des End-/Ausschaltdruckes:

Je höher der Verdichtungsenddruck desto höher ist der Energiebedarf. Ein bar höher zu verdichten kann einen Energie-mehrbedarf, je nach Kompressortyp- und art, von 5-10 zur Folge haben. Als Grundlage muss der erforderliche niedrigst mögliche Netzdruck gelten. Dazu zu zählen ist die Druckdifferenz, die sich aus den zulässigen Schaltspielen ergeben plus die Verluste für Filter, Trockner und Leitungen.

6.3 Wahl der Schaltdifferenz:

Die Konsequenz aus obiger Überlegung muss sein, die Schaltdifferenz möglichst klein zu halten. Sie ist letztlich ein Kompromiss zwischen möglichst niedrigem Enddruck und möglichst wenigen Schaltspielen pro Zeiteinheit (Stunde)

Die maximal zulässige Anlaufzahl sowohl für den Elektromotor als auch für den Kompressor muss ebenfalls berücksichtigt werden. Bei Schraubenkompressoren ist zudem zu berücksichtigen, dass bei jedem Schaltvorgang Entlastungsluft verlorenght.

Ideal wäre ein grosser Behälter mit kleiner Schaltdifferenz. Die Praxis aber wird ein Kompromiss zu gunsten der Gesamtwirtschaftlichkeit sein.

(siehe Rechenbeispiel)

6.4 Wahl der Kompressorart:

Die verschiedenen Kompressorarten haben einen unterschiedlichen Leistungsbedarf zum Verdichten z.B. von 0 auf 10 bar.

Kolbenkompressor einstufig	10,31
Schraubenkompressor einst.	10,06
Kolbenkompressor zweistufig	8,36
ölfreier Kolbenkompressor zweistufig	10,51

Je kleiner die Zahl mit der Dimension $\text{kW/m}^3/\text{min}$, desto

energiegünstiger wird Druckluft produziert.

Ölfreie, respektive trockenlaufende Kompressoren benötigen wegen der schlechteren Abdichtung der Kompressionsräume eine höhere Antriebsleistung.

Schnelldrehende Kompressoren haben in der Regel einen schlechteren Wirkungsgrad wegen der grösseren Reibungs- und Ölumwälzverluste und wegen des schlechteren Füllungsgrades beim Ansaugen.

Ein Kompressor produziert dann energetisch günstig Druckluft, wenn der spezifische Leistungsbedarf $\text{kW/m}^3/\text{min}$ klein ist.

6.5 Beispiel: Es werden tagsüber während 8 Stunden ca. $1,5 \text{ m}^3/\text{min}$ benötigt. Nachts beträgt der Verbrauch lediglich 20 % also $0,3 \text{ m}^3/\text{min}$.

Lösung 1:

2 Kolbenkompressoren ä 15 kW, zweistufig, für 100 % ED (Einschaltdauer) geeignet, mit einem Behältervolumen von 1000 lt.

Lösung 2:

2 Kolbenkompressoren ä 15 kW, einstufig. Die Kompressoren müssen entweder grösser gewählt werden, da einstufige Kompressoren in dieser Grössenordnung nicht für 100 % ED geeignet sind oder es ist mit einem höheren Serviceaufwand zu rechnen. Der Behälterinhalt ist ebenfalls 1000 lt.

Lösung 3:

2 Schraubenkompressoren ä 15 kW, einstufig. Behälter 1000 lt.

Die Nachrechnung ergibt, dass die Lösung 1 energetisch am günstigsten abschneidet, jedoch die Gesamtwirtschaftlichkeit bei der Lösung 3 am besten ist.

(siehe nachfolgende Computerauswertung)

Bemerkungen:

Für die Ermittlung der Gesamtwirtschaftlichkeit sind auch für die Kolbenkompressoren Schalldämmmassnahmen in Form von Schallschluckhauben vorgesehen und mitberücksichtigt worden.

Was ebenfalls klar aus der Berechnung hervorgeht ist, dass die Festkosten zusammen mit den Unterhaltskosten bei dieser Grössenordnung von Maschinen mit 70-75 % erheblich ins Gewicht fallen.

(siehe Diagramm)

6.6 Berechnung der Druckluftbehältergrösse

Die erforderliche Grösse eines Druckluftbehälters errechnet sich nach der Gleichung:

$$V = \frac{1}{4} \cdot \frac{Q \cdot p_a}{z \cdot dp \cdot i}$$

Hierin bedeuten:

V_B m^3 : erforderliche Behältergrösse

Q m^3/h: Liefermenge aller Kompressoren, die auf den zu berechnenden Behälter arbeiten

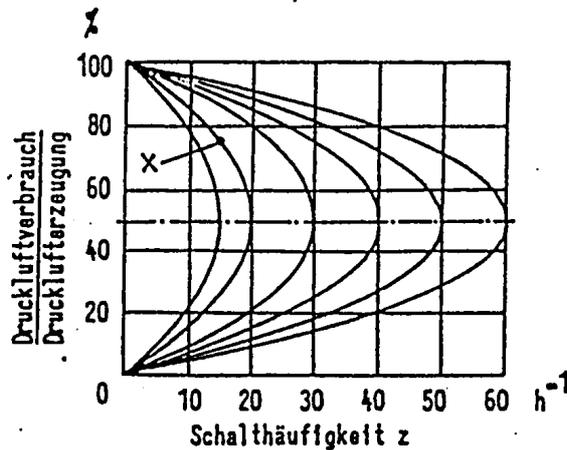
p_a bar : Absoluter Ansaugdruck des Kompressors

z $1/h$: max. bzw. zulässige Schalzhäufigkeit

dp bar: Schaltdifferenz zwischen Ein- und Ausschaltdruck

i 1 : Anzahl der auf den Behälter arbeitenden Kompressoren

Diese Formel errechnet das Behältervolumen für das ungünstigste Verhältnis, Druckluftverbrauch Druckluftherzeugung = 1:2 = 50 % Wie sich die Schalzhäufigkeit durch Änderung des Förderverhältnisses ändert, zeigt das Diagramm.



Können die Förderverhältnisse grösser oder kleiner als 50 % angenommen werden, so kann man das errechnete Behältervolumen entsprechend der zulässigen Schalzhäufigkeit verringern, ohne deren festgelegten Maximalwerte zu überschreiten.

6.7 Bestimmung der Druckluftbehältergrösse

Variante:	A	B	C	
$V <m^3>$:	0,90	0,90	0,70	erforderliche Behältergrösse
$Q <m^3 /h>$:	200	200	200	Liefermenge aller Kompressoren bezogen auf den Ansaugzustand, die auf den zu berechnenden Behälter arbeiten
$P_a <bar>$	1	1	1	Absoluter Ansaugdruck des Kompressors (normal 1 bar)
$z <h /l>$	15	15	20	max. zulässige bzw. gewünschten Schaltungen des Kompressors
$dp <bar>$:	2	2	1	Differenz zwischen den maximalen und minimalen Behälterdruck
$i <1>$	2	2	2	Anzahl auf den Behälter arbeitende Kompressoren

Rechenbeispiele

$$V = \frac{1}{4} \frac{Q}{z} \frac{P_a}{p} \frac{1}{i}$$

$$V_A = 0,83 = \frac{1}{4} \frac{200}{15} \frac{1}{2} \frac{1}{2}$$

$$V_B = 0,83 = \frac{1}{4} \frac{200}{15} \frac{1}{2} \frac{1}{2}$$

$$V_C = 0,63 = \frac{1}{4} \frac{200}{20} \frac{1}{1} \frac{1}{2}$$

Bemerkungen:

Beim Schraubenkompressor und beim ölfreien Kolbenkompressor kann aufgrund der Konstruktionsart mit einer kleineren Druckdifferenz gefahren werden, was theoretisch einen kleineren Druckluftbehälter erfordert.

6.8 Druckluftkosten-Vergleich (Computerauswertung)**MASCHINENSPEZIFISCHE DATEN**

Kompressorfabrikat	XXX	XXX	XXX	XXX
Kompressortyp	KVD1	KVD2	SVD	ÖKV
System	Kolbenkompr. einstufig	Kolbenkompr. zweistufig	Schraubenkompr. einstufig	Kolbenkompr. zweistufig
Schmierung	ölgeschmiert	ölgeschmiert	öleingespritzt	ölfrei
Installierte Motorenleistung in kW	15	15	15	15
Leistungsaufnahme des El.Motors in kW	15,40	15,10	16,80	15,50
Liefermenge eff. in m ³ /h	102	111	106,20	98
El.Motorwirkungsgrad (dezimal)	0,87	0,87	0,87.	0,87
Leerlaufleistungsaufnahme in kW	0	0	4	3
Kühlwasserverbrauch in m ³ /h	0	0	0	0,40
Trockner-Typ	XXX	XXX	XXX	XXX
El.Leistungsaufnahme des Trocknermotors in kW	0,55	0,55	0,55	0,55
Ölinhalt Kompressor	3	3	12	5
Wechselintervall Öl in Std.	1000	1000	2000	2000
Wechselintervall Ölfilter in Std.	0	0	2000	0
Wechselintervall Ansaugfilter in Std.	2000	2000	2000	2000
Wechselintervall Entölelement in Std.	0	0	4000	0
Serviceabonnementskosten bezogen auf	0	0	0	0
Wechselintervall Druckluftfilter Std.	2000	2000	2000	2000
Wechselintervall Ventile	4000	8000	0	2000

KUNDENSPEZIFISCHE DATEN	KVD1	KVD2	SVD	ÖKV
Betriebsstunden pro Tag (Kompressor)	9,68	8,90	11,63	11,85
Arbeitstage pro Jahr (Kompressor)	200	200	200	200
Betriebsstunden pro Jahr (Kompressor)	1936	1780	2326	2370
Lastzeitanteil (dezimal) Kompressor	1	1	0,8	0,85
Leerlaufzeitanteil(dezimal)Kompressor	0	0	0,2	0,15
Einschaltdauer Trockner pro Tag	24	24	24	24
Einschalttage pro Jahr	365	365	365	365
Betriebsstd. pro Jahr (Trockner)	8760	8760	8760	8760
Auslastung (dezimal)	—	—	—	—
1 f.Bypassreg. 7f.Kältespeichersystem	0,30	0,30	0,30	0,30
Tilgungszeit in Jahren	10	10	10	10
Zinsfuss in %	10	10	10	10
Platzbedarf in m2	0	0	0	0
Servicestundenaufwand pro 1000 Lauf-Std.	10	10	5	10
KOSTENSÄTZE				
Strompreis	Fr. 0,150	0,150	0,150	0,150
Kühlwasserpreis	Fr. 0,00	0,00	0,00	1,00
Schmierölpreis	Fr. 7,50	7,50	7,50	4,70

Gebühren (SVDB)	Fr. 0,00	0,00	0,00	0.00
Service-Abonnementskosten	Fr. 0,00	0,00	0,00	0.00
Lohnkosten Wartung pro Std.	Fr. 50,00	50,00	50,00	50.00
Quadratmeterkosten	Fr. 0,00	0,00	0,00	0.00
Reparaturkosten pro Jahr	Fr. 500,00	500,00	500,00	2,000.00

ERSATZTEILPREISE

Ölfilter	Fr. 0.00	0.00	50,00	0.00
Ansaugfiltereinsatz	Fr. 80.00	80.00	46,00	50.00
Entölelement	Fr. 0.00	0.00	300,00	0.00
Druckluftvorfilter	Fr. 0.00	0.00	0,00	0.00
Druckluftfeinstfilter	Fr. 285.00	285.00	285,00	285.00
Druckluftaktivkohlefilter	Fr. 0.00	0.00	0,00	0.00
Austauschventilsatz	Fr. 2,400.00	2,400.00	0,00	1,000.00

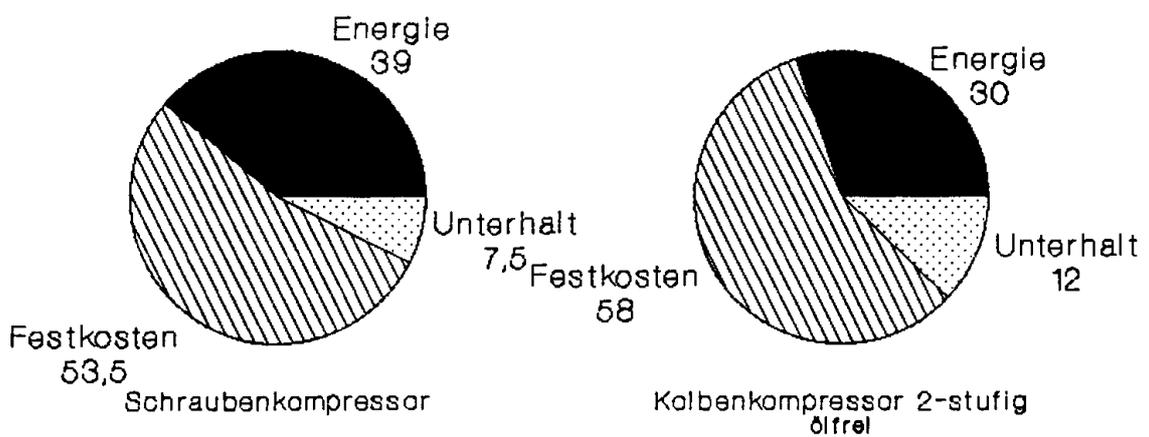
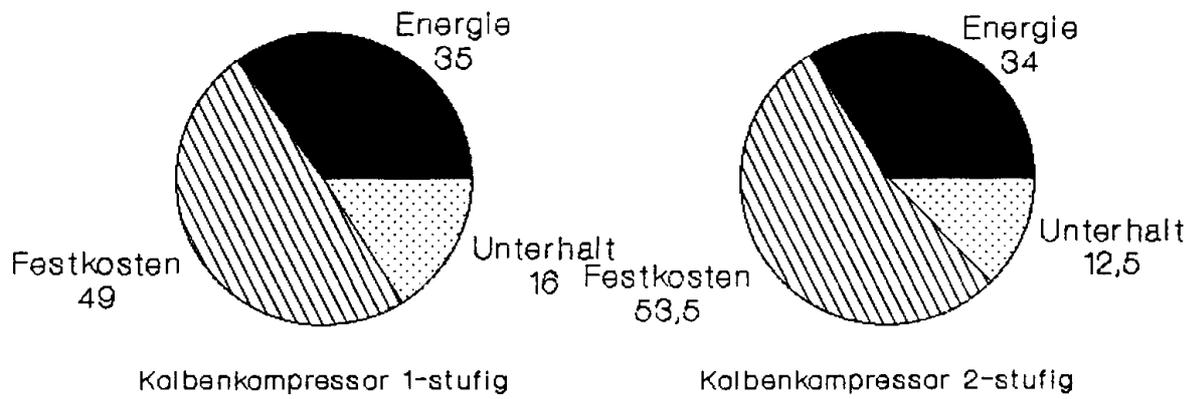
ANLAGEKOSTEN

	KVD1	KVD2	SVD	ÖKV
Total Anlage oder einzeln		Fr.		0.00
-Kompressoraggregate	30,000.00	31,000.00	33,800.00	75,000.00
-Wärmerückgewinnung	0.00	0.00	0.00	0.00
-Drucklufttrockner-Nachkühler	8,300.00	8,300.00	8,300.00	0.00
-Druckluftbehälter	4,200.00	4,200.00	4,200.00	4,200.00
-Feinstfilter	800.00	800.00	800.00	800.00
-Aktivkohlefilter	0.00	0.00	0.00	0.00

-Zubehör (Hahnen,flex.Verbindungen Ventile, etc.)	500.00 0.00	500.00 0.00	500.00 0.00	1,000.00 0.00
-El.Steuerung, Prioritätsunschaltung	700.00	700.00	700.00	700.00
-Äbluftinstallation	0.00	0.00	0.00	0.00
-El-Installation Hauptschalter/Sicherung	0.00	0.00	0.00	0.00
-Rohrinstallation in Kompressorraum	1,500.00	1,500.00	1,500.00	3,000.00
-Fundamente, Schwingelemente	0.00	0.00	0.00	0.00
-baulich notwendige Massnahmen	0.00	0.00	0.00	0.00
-Diverses	0.00	0.00	0.00	0.00
 Anlagekostentotal	 Fr. 46.000,00	 47.000,00	 49.800,00	 84.700,00
 AUSWERTUNG				
Festkosten:				
Abschreibungsbetrag p.a.	Fr. 7,486.00	7,649.00	8,104.00	13,784.00
Platzkosten	Fr. 0.00	0.00	0.00	0.00
Gebühren	Fr. 0.00	0.00	0.00	0.00
 bewegliche Kosten:				
Stromkosten Kompressor Last	Fr. 5,140.00	4,634.00	5,389.00	5,383.00
Stromkosten Kompressor Leerlauf	Fr. 0.00	0.00	280.00	183.00
Stromkosten Trockner	Fr. 240.00	240.00	240.00	240.00
Kühlwasserkosten	Fr. 0.00	0.00	0.00	1,232.40
Schmierölkosten	Fr. 43.56	40.05	104.67	27.85
Filterkosten Kompressor	Fr. 77.44	71.20	111.65	59.25
Druckluftfilterkosten	Fr. 275.88	253.65	331.46	337.73
ventilrevisionskosten	Fr.1,161.60	534.00	0.00	1,185.00

Wartungs-Lohnkosten	Fr. 968,00	890,00	581,50	1.185,00
Abonnementskosten	Fr. 0,00	0,00	0,00	0,00
Zusammenfassung				
Kompressortyp	KVD1	KVD2	SVD	ÖKV
Total Festkosten	Fr. 7,486.00	7,649.00	8,104.00	13,784.00
Total Energiekosten	Fr. 5,380.00	4,874.00	5,909.00	7,038.40
Total Unterhaltskosten	Fr. 2,526.48	1,788.90	1,129.27	2,794.82
Kosten pro Anlage pro Jahr	15,392.48	14,311.90	15,142.27	23,617.22
Festkosten pro m3 Druckluft	Rp. 3.79	3.87	4.10	6.98
Energiekosten pro m3 Druckluft in	Rp. 2.72	2.47	2.99	3.57
Unterhaltskosten pro m3 Druckluft	Rp. 1.28	0.91	0.57	1.42
Total Kosten pro m3 Druckluft	Rp. 7.79	7.24	7.66	11.96
Kosten p.a. für 197.500 m3 Druckluft	15.395	14.306	15.133	23.627
Kosten pro erzeugter m3 in Rp.	7,80	7,24	7,66	11,97
SPEZIFISCHE DATEN				
Druckluftherzeugung pro Jahr m3	197,472	197,580	197,617	197,421
Stromverbrauch pro Jahr kW	35,867	32,493	39,393	38,707
spez. Energieverbrauch kW pro m3	0,182	0,164	0,199	0.20

6.9 Druckluftkosten-Aufteilung für Anlageauslastung 50 %



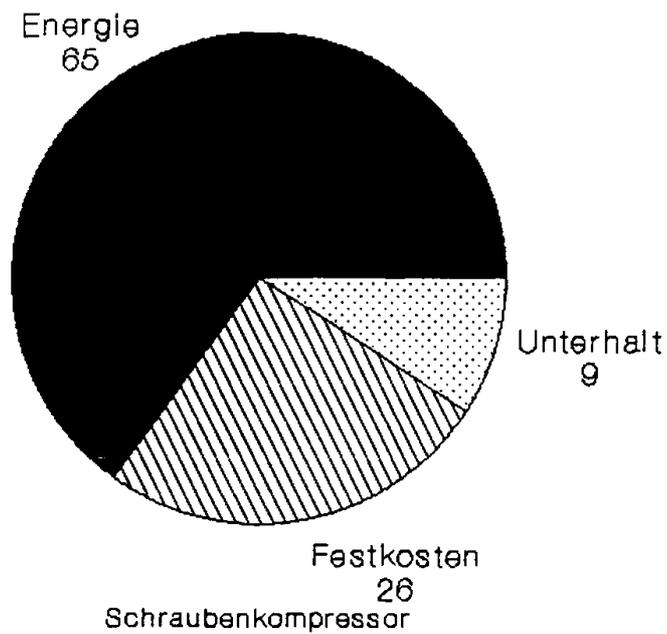
Werte aus Rechenbeispiel 7.1.8

Sobald eine Anlage im 24-Stundenbetrieb mit hoher Auslastung gefahren wird, steigt der Energie-Anteil an den Gesamtkosten auf ca. 60 % der Gesamtkosten.

Mit steigender Auslastung und Maschinengröße nimmt der prozentuale Energieanteil zu.

Wichtig ist für die Betrachtung der Gesamtwirtschaftlichkeit, dass nicht nur die Kompressoranschaffungskosten sondern, alle Nebenkosten mitberücksichtigt werden.

Druckluftkosten-Aufteilung
für eine 37-kW-Anlage mit 80 % Auslastung



7 ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN BEI BESTEHENDEN ANLAGEN

7.1 Überprüfung

Bei bestehenden Anlagen sind die in Kapitel 7.1.1 bis 7.1.7 für die wirtschaftliche Betreibung einer Druckluftanlage relevanten Punkte zu überprüfen. Die Überprüfung erfolgt am besten über eine Druckluftverbrauchsmessung während einer repräsentativen Zeit von ca. 1 Woche.
(siehe Anhang)

Dabei sind folgende Parameter für eine genaue Beurteilung wichtig:

7.2 Druckverlauf im Netz

Dieser sagt aus, wie schnell sich der Verbrauch ändert, zu welcher Zeit die Anlage bezüglich Förderleistung überfordert ist, wann unreduzierte Verbraucher oder Verluste das Netz belasten etc.

7.3 Ein- und Ausschaltzeiten der Kompressoren

Diese lässt erkennen, wann die Kompressoren unter Last, Leerlauf oder im Stillstand sind. Daraus ergeben sich die Anzahl Schaltungen pro Zeiteinheit, den Auslastungsgrad und die effektiv geförderten Kubikmeter Druckluft.

8.4 Kühlwasserverbrauch

Der Kühlwasserverbrauch, respektive schlecht ausgenutztes Kühlwasser schlägt sich direkt in den Betriebskosten nieder. Diese Messung kann auch als Grundlage für die Nutzung der Kompressorabwärme dienen.

7.5 Kühlluft- oder Raumtemperatur

Eine erhöhte Kühlluft- oder Raumtemperatur verringert den Gesamtwirkungsgrad der Anlage und verursacht höhere Unterhaltskosten.

7.6 Förderleistung

Vor allem bei Kolbenkompressoren nimmt die Förderleistung mit steigender Betriebsstundenzahl ab. Sei es, dass die Ventildfedern erlahmen, brechen oder verrutschen. Diese Abnutzungserscheinungen können die ursprüngliche Liefermenge bis zu 50 % reduzieren.

7.7 Nachmessung der effektiven Förderleistung

Eine mit vernünftigem Aufwand mögliche Leistungsmessung kann mit der Behälterfüllmethode erreicht werden. Dabei wird bei geschlossenem Abgangshahn die Zeit gemessen, die ein Kompressor braucht, um im Druckluftbehälter den Druck von z.B. 8 auf 10 bar zu erhöhen. Wegen des Messfehlers sollte einerseits die Differenz nicht zu klein gewählt werden, andererseits sollte nahe dem Referenzdruck der Prospektangabe gemessen werden, da bei niederem Druck die Leistung höher ist.

7.8 Berechnungsformel-für die Behälter-Füllmethode

Die benötigte Zeit zum Auffüllen eines Druckluftbehälters hängt von der Liefermenge des Kompressors und der zu überwindenden Druckdifferenz ab.

Bei gegebenem Behälterinhalt und gemessener Zeit ermittelt sich die Fördermenge nach der Gleichung:

$$Q = \frac{V \cdot 3600 \cdot T_a}{t \cdot P_a} \cdot \left[\frac{P_{e2}}{T_{e2}} - \frac{P_{e1}}{T_{e1}} \right]$$

Geht man davon aus, dass die Temperatur im Druckluftbehälter nur unwesentlich höher ist und der Ansaugdruck mit 0 bar angenommen werden kann, vereinfacht sich die Formel:

Fördervolumen

$$Q = \frac{V \cdot 3600}{t} \cdot [p_{e2} - p_{e1}]$$

Hierin bedeuten:

Q $\langle \text{m}^3/\text{h} \rangle$: mittlere Liefermenge auf dem Niveau der gemessenen Druckdifferenz

V $\langle \text{m}^3 \rangle$: Behältergrösse (Summe der Behältergrössen bei mehreren Behältern)

T_a $\langle ^\circ \text{K} \rangle$: Absolute Lufttemperatur am Ansaugstutzen

t $\langle \text{sec} \rangle$: Auffüllzeit für die gewählte Druckdifferenz

p_a $\langle \text{bar} \rangle$: Absoluter Ansaugdruck am Ansaugstutzen

p_{e1} $\langle \text{bar} \rangle$: Absoluter Behälterdruck bei Messbeginn

T_{e1} $\langle ^\circ \text{K} \rangle$: Absolute Behältertemperatur bei Messbeginn

p_{e2} $\langle \text{bar} \rangle$: Absoluter Behälterdruck bei Messende

T_{e2} $\langle ^\circ \text{K} \rangle$: Absolute Behältertemperatur bei Messende

7.9 Statistikmethode Eine weitere taugliche Methode ist das Führen einer genauen Statistik über die Betriebsstunden.

Voraussetzung ist allerdings ein über einen längeren Zeitraum gleichbleibenden Druckluftverbrauch.

Ein Ansteigen der Betriebsstundenzahlen pro Tag, Woche oder Monat deutet auf einen Mehrverbrauch oder einen Leistungsabfall des Kompressors hin.

7.10 Beispiel der Liefermengenberechnung nach der vereinfachten Formel

Fördervolumen

$$Q = \frac{V \cdot 3600}{t} \cdot [p_{e2} - p_{e1}]$$

Q		<m ³ /h>: mittlere Liefermenge auf dem Niveau der gemessenen Druckdifferenz
V	1	<m ³ /h>: Behältergrösse (Summe der Behälter bei mehreren Behältern)
T _a	293	<° K> : Absolute Lufttemperatur am Ansaugstutzen
t	66	<sec> : Auffüllzeit für die gewählte Druckdifferenz
p _a	1	<bar> : Absoluter Ansaugdruck am Ansaugstutzen
p _{e1}	9	<bar> : Absoluter Behälterdruck bei Messbeginn
T _{e1}	300	<° K> : Absolute Behältertemperatur Bei Messbeginn
p _{e2}	11	<bar> : Absoluter Behälterdruck bei Messende
T _{e2}	300	<° K> : Absolute Behältertemperatur bei Messende

$$Q = \frac{1 \cdot 3600}{66} \cdot (11 - 9) = \underline{\underline{109 \text{ m}^3/\text{h}}}$$

Diese Art der Liefermengenberechnung eignet sich infolge Nichtberücksichtigung der Temperaturunterschiede nicht für die Nachmessung der Prospektwerte, sondern dient lediglich als Vergleichswert zum Feststellen einer Liefergrad- oder Verbrauchsänderung.

8 ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN IM VERTEILNETZ

8.1 Netzdimensionierung Druckluft ist eine teure Energie, deshalb sollen Druck und Volumen möglichst verlustfrei zum Verbraucher herangebracht werden.

Ein Druckverlust von 1 bar bei einem Netzdruck von 10 bar verursacht einen Energiemehrbedarf von ca. 7-10 % oder verringert die Arbeitsleistung am Verbraucher bis zu 25 %.

Bei Null-Verbrauch ist im ganzen Netz der Druck gleich gross. Sobald die Druckluft fliesst, baut sich ein der Fließgeschwindigkeit entsprechender Druckverlust auf, der durch die Wahl von genügend grossem Leitungsquerschnitt möglichst gering gehalten werden muss.

8.2 Druckverlust Druckverlust (Druckabfall) entsteht durch:

- zu geringem Leitungsquerschnitt
- Strömungswiderstände in Fittings und Leitungszubehör
- Rauigkeit der Wandung
- lange Versorgungsleitung

Als Richtwert für den Druckverlust im Netz gilt ca. 0,1 bar.

Um dieses Ziel zu erreichen, sollte mit ca. 10 m/s Luftgeschwindigkeit gefahren werden. Diese Richtwerte gelten für ein normales Industriedruckluftnetz von ca. 200 m Länge.

Bei Leitungen mit besonders vielen Fittings, Absperrarmaturen und grosser Länge ist unbedingt eine Nachrechnung des tatsächlichen Druckverlustes erforderlich.

In der Drucklufttechnik rechnet man mit dem Volumenstrom. Für die Netzdimensionierung ist er dem vorherrschenden mittleren Netzdruck entsprechend umzurechnen.

8.3 Druckverlustberechnung

Unter der Voraussetzung, dass die Leitungslänge inklusive dem Zuschlag für Fittings bekannt ist, gilt nachfolgende Formel für hydraulisch glatte Rohre:

$$p = 8,2 \cdot 10^3 \frac{v^{1,85} \cdot L}{d^5 \cdot p_a}$$

Näherungswert bis $d = 150$

Hierin bedeuten:

p <bar> : Druckverlust in bar

v : Volumenstrom in m^3/min (Verbrauch)

L <m> : Nennlänge in m (inklusive Zuschlag für Fittings und Leitungszubehör) (siehe Tabelle)

d <mm> : Innendurchmesser der Rohrleitung

p_a <bar> : Betriebsdruck in bar (abs)

8.4 Rechenbeispiel $V = 200 m^3/h = 0,0555 m^3/min$
(maximal möglicher Verbrauch bei 100% Auslastung der Druckluftanlage)

$L = 200 + 50 = 250$ m totale Nennlänge der Druckluftleitung

$d = 1\frac{1}{2}'' = 40$ mm aufgrund der Erfahrung gewählter Querschnitt

$p_a = 10$ bar (abs) mittlerer Netzdruck

$$p = 8,2 \cdot 10^4 \frac{0,06^{1,85} \cdot 250}{40^5 \cdot 10}$$

$p = 0,18$ bar

Bei diesem Druckabfall muss entweder der Querschnitt auf NW 50 vergrößert oder eine Ringleitung gewählt werden.

Vorstehende Näherungsformel gilt für hydraulisch glatte Rohre z.B. Stahl- oder Kunststoffrohre. Bei anderen Materialien mit z.B. rauerer Oberfläche sind die Druckverlustwerte etwas höher. Für verzinkte Eisenrohre ca. 10 - 15 % je nach Qualität.

Umrechnungstabelle der Widerstände von Rohrleitungszubehör in gleichwertige Rohrlängen :

Armatur	Zoll mm	Nennweite				
		1 25	1½ 40	2 50	3 80	4 100
Sitzventil		6	10	15	25	30
Schieber Kugelventil		0,3	0,5	0,7	1,0	1,5
Eckstück		1,5	2,5	3,5	5	7
Winkel		1	1,7	2,5	4	6
Rohrbogen $r = d$		0,3	0,5	0,7	1,0	1,5
Rohrbogen $r = 2d$		0,15	0,25	0,3	0,5	0,8
T-Stück		2	3	4	7	10
Reduzierstück (2d auf d)		0,5	0,7	1,2	2,0	2,5

8.5 Einfluss des Leitungsmaterials

Vom Material her ist für den Gesamtdruckverlust im Netz nebst der Leitungslänge und der Anzahl Rohrverbindungen und Armaturen die Rauheit der Rohrwandung von Einfluss. Die Unterschiede sind jedoch meist nicht so gross, dass für glattere Rohr der nächstkleinere Normquerschnitt gewählt werden könnte.

Die Materialwahl wird weit mehr durch die Anforderungen, wie Beständigkeit, Sicherheit, Rostfreiheit, Dehnbarkeit respektive den Ausdehnungskoeffizienten bestimmt.

Welches Material wirtschaftlicher ist, kann nur in einer den tatsächlichen Verhältnissen angepassten Nachrechnung eruiert werden. Mitberücksichtigt werden müssen unbedingt die Preise für die Armaturen und Armaturenübergänge, die Befestigungsvorrichtungen und die Beständigkeit im Langzeitverhalten.

8.6 Druckverlust im Zubehör

Nicht nur die Leitungen und Hahnen verursachen Druckverlust. Einen ganz erheblichen Anteil davon machen die Filter, Kühler und Wartungseinheiten aus. z.B.

Leitungen	0,1 bar
Filter	0,1 bar
Trockner/Kühler	0,2 bar
Wartungseinheiten	0,1 bar
Total	0,5 bar

Diese Werte sind Idealwerte und sollten aus energetischen Gründen nicht überschritten werden.

Filter

Filter sollen nicht nach passender Anschlussgrösse ausgewählt werden, sondern nach der Durchflussleistung, angegeben bei einem bestimmten Druckverlust. Billige Filter sind meist in der Wirkung nicht schlechter, weisen aber einen höheren Anfangsdruckverlust auf.

Trockner/Kühler

Das Gleiche wie bei den Filtern gilt für Kühler und Drucklufttrockner. Kühlung von Druckluft ist aus physikalischen Gründen immer mit Druckverlust verbunden. Hinzukommen die durch Umlenkung verursachten, nicht unerheblichen Strömungsverluste.

Wartungseinheiten

Wartungseinheiten bestehend aus Filter, Öler und Reduzierventil. Sie müssen dem Verbrauch angepasst sein, damit der Sekundärdruck mit einem Minimum an Vordruck konstant gehalten werden kann. Ein stark schwankender Sekundärdruck, am Pendeln des Manometerzeiger erkennbar, deutet auf einen zu geringen Leitungsquerschnitt oder eine unterdimensionierte Wartungseinheit hin.

Steckkupplungen

Der meist grösste Druckverlust entsteht in den Steckkupplungen und Zuführschläuchen zu den zu versorgenden Apparaten. Z.B. auf eine 2

1/2" Versorgungsleitung mit 2 cm Querschnitt folgt eine Kupplung mit 5 mm Durchlass und 0,2 cm², ein 10m-Spiralschlauch und nochmals eine 5mm-Kupplung. Also eine Erhöhung der Fließgeschwindigkeit um den Faktor 10. Auch für Kupplungen sind bei der Beschaffung die Druckverlustkurven zu beachten.

9 ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN DURCH WARTUNG UND UNTERHALT

9.1 Ansaugfilter Der Ansaugfilter hat im Neuzustand einen Anfangswiderstand, der sich mit zunehmendem Gebrauch vergrössert und damit einen Unterdruck im Ansaugstutzen bewirkt. Dieser Unterdruck hat zur Folge, dass sich das Stufendruckverhältnis stark ändert. Je grösser diese Verhältniszahl desto höher ist der Energieaufwand einerseits, andererseits verringert sich die Förderleistung.

9.2 Beispiel

Ansaugfilter im Neuzustand:

Ansaugdruck	1 bar (abs)
Verdichtungsdruck	10 bar (abs)
Druckverhältnis	10:1 = 10

Ansaugfilter verschmutzt:

Ansaugdruck	0,8 bar (abs)
Verdichtungsdruck	10 bar (abs)
Druckverhältnis	10:0,8 = 12,5

Je grösser das Druckverhältnis desto höher ist der Energieaufwand für die Verdichtung.
Ansaugfilterwartung heisst Energie sparen.

9.3 Ansaugtemperatur

Je wärmer die angesaugte Luft ist, desto leichter ist sie. Es wird also je Zeiteinheit weniger Luftgewicht gefördert, was auch weniger Leistung am Verbraucher bedeutet. Zudem benötigt die Verdichtung ab einem höheren Temperaturniveau auch mehr Energieaufwand pro gefördertes kg Luft.

Ein weiterer Aspekt ist die damit provozierte höhere Endtemperatur, die einen höheren Verschleiss und eine höhere Kühlleistung zur Folge haben.

Die Ansaugtemperatur kann durch eine ausreichende Raumlüftung respektive Abführung der Kompressorabwärme gesenkt werden.

- 9.4 Ventile Bei Kolbenkompressoren ist der Zustand der Ventile für den Leistungsabfall von ersterangiger Bedeutung. Die Skala reicht von 100% bis 0%. Kompressorventile haben eine endliche Lebensdauer, während der sie stetig an Dichtheit einbüßen. Deshalb ist es unerlässlich, regelmässig die vorgeschriebenen Ventilrevisionen ausführen zu lassen.
- Eine verpasste Ventilrevision kann sogar zur Havarie des Kompressors führen.
- 9.5 Antrieb Einen verlustlosen Antrieb gibt es nicht. Die Kraftübertragungsverluste betragen zwischen 2-5%. Deshalb ist es wichtig die Keil- oder Flachriemenspannung und Kuppelungslamellen regelmässig zu überprüfen.
- 9.6 Reinigung Kompressoren, vor allem luftgekühlte, werden im Laufe der Zeit, von Hunderttausenden von m³ mit Staub befrachteter Luft durchströmt. Dabei werden wichtige Teile wie Öl- und Luftkühler verschmutzt. Um die Betriebstemperaturen möglichst niedrig zu halten, sind die Anlagen regelmässig zu reinigen.
- 9.7 Leckverluste Leckverluste lassen sich lang'fristig nicht ganz vermeiden. Dennoch muss diesem Problem die notwendige Beachtung geschenkt werden. Gemäss Seite 34 betragen die Gesamtkosten für 1 m³ Druckluft ca. 7,5 Rp., die Energie- und Unterhaltskosten ca. 3,5 Rp. oder mit jedem m³ Luftverlust gehen 0,2 kW verloren. Durch regelmässige Messungen sollten die Leckverluste deshalb überprüft und beseitigt werden.

10 FALLBEISPIELE

10.1 Falsche Kompressorwahl

Beispiel:

Eine Zeitungsdruckerei benötigt zum Drucken und Abpacken der Zeitungen Druckluft bei einem Druck von 6 bar mit einer 100%-igen Sicherheit.

Das planende Ingenieurbüro hat aufgrund der Angaben des Kunden, der die Angaben wiederum vom Maschinenlieferanten hatte, eine Kompressoranlage mit 2 x 452 m³/h mit je 55 kW Motorenleistung ausgeschrieben.

Hohe Unterhaltskosten und diverse Kupplungsschäden haben den Kompressorspezialisten veranlasst, dem Kunden eine genaue Aufnahme des Ist-Zustandes mit Verbrauchsmessung zu empfehlen und damit die notwendigen Modifikationen zu planen.

Die Nachmessung hat ergeben:

- Der Maximum-Verbrauch ist kleiner als angenommen, nämlich 180 m³/h.
- Der Maximum-Verbrauch tritt nur während des effektiven Druckvorganges auf, also während 6 Std. pro Tag.
- In der Schwachlastzeit werden nur ca. 70 m³/h gebraucht.
- Die Kompressoren laufen pro Jahr 7'000 Stunden, wobei

der Leerlaufanteil 5'200 Stunden ausmacht. (siehe Diagramme 1, 2, 3)

Konsequenz daraus:

- Die Kompressoren sind um den Faktor 2 zu gross ausgelegt. Die Angaben des Kunden waren nicht auf ihren Wahrheitsgehalt hinterfragt worden.
- Sie verbrauchen vermeidbare Leerlaufenergie bei einem Leerlaufstrom von 30% der Anschlussleistung: $5200 \times 55 \times 0,3 = 85'800 \text{ kWh / Jahr}$
- Zusätzlich sind die Unterhaltintervalle, die aufgrund der Laufstunden gemacht werden, wesentlich kürzer und der Serviceaufwand dadurch grösser.
- Erschwerend ist, dass die Nachlauf(Leerlaufzeit) nicht verstellbar ist.
- Wegen des Direktantriebes ist eine Reduktion der Drehzahl nur mit grossem Aufwand möglich.
(Getriebewechsel)

Lösungsvorschlag

- Installation einer 3. Kompressoreinheit mit einer Leistung von 120 -130 m³/h für die Deckung des Grund- und Schwachlastbedarfs während ca. 16 Stunden pro Tag.
- Ansteuerung mit einer lastabhängigen Umsteuerung zur Verminderung der Leerlaufzeiten (Prioritätsumschaltung vom kleinen auf den grossen Kompressor und umgekehrt)
- Abwärmeverwertung für die Warmwasseraufbereitung, dabei steht der benötigten Energie zum Abdecken des Boilerenergieverbrauchs von 110 kW pro Tag ein Abwärmebetrag von 220 kW zur Verfügung

Kosten

- Für den zusätzlichen 3. Kompressor inklusive Montage und die lastabhängige Steuerung Fr. 20'000.-Ersparnis pro Jahr bei 15 Rp./kW ca. Fr. 10'000.—
- Für die Abwärmeverwertung Fr. 30'000.-Ersparnis pro Jahr bei 15 Rp./kW Fr. 5'500.—

Realisierung

- Einbau des 3. Kompressors mit lastabhängiger Steuerung mit dem Zusatz-Effekt, dass die Unterhaltskosten praktisch halbiert wurden. Die Abwärmeverwertung wurde wegen fehlendem Budgetposten noch nicht verwirklicht.

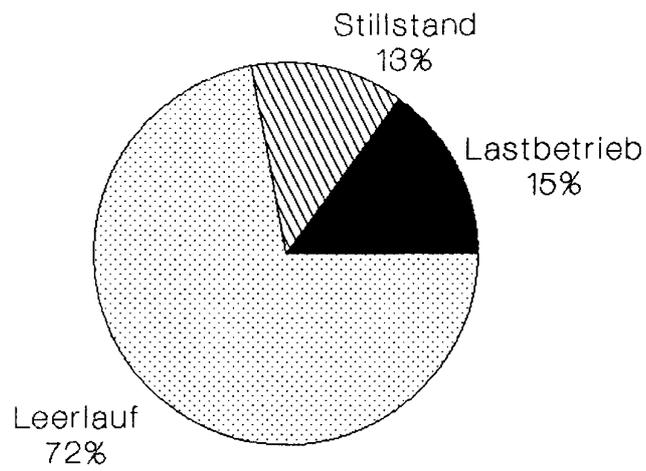
Bemerkungen

- Wichtig ist für das Einleiten von Energiesparmassnahmen, dass vorgängig der Ist-Zustand genau aufgenommen wird, der eine quantitative und qualitative Aussage ermöglicht. (siehe Messdiagramm) Für Folgerungen sind genaue Kenntnisse der technisch-physikalischen Abläufe eine Grundvoraussetzung. Auf keinen Fall dürfen Angaben, die als Grundlage den idealen Betriebszustand annehmen, verwendet werden.

Einsparungen müssen nachmessbar sein.

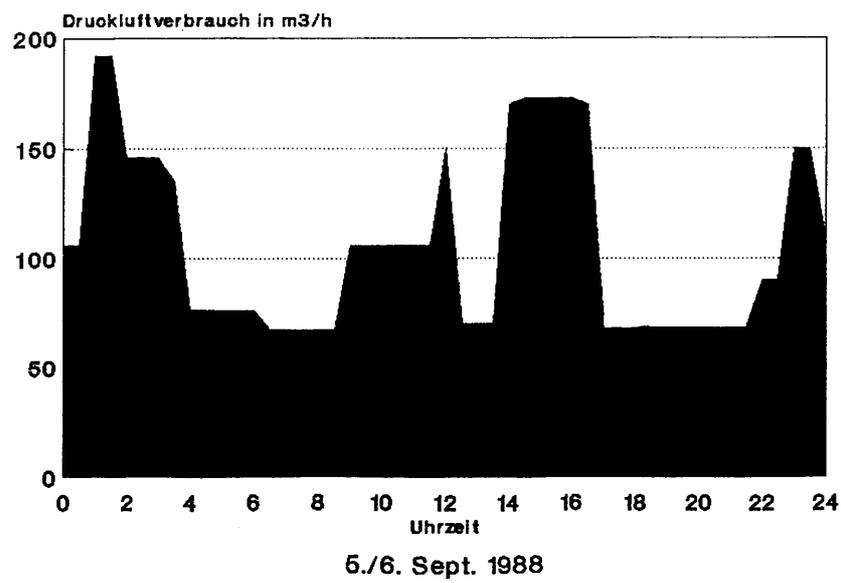
- Bei einer Neuplanung dieser Anlage würde die Lösung in 3 Kompressoreinheiten mit je 130 m³/h Förderleistung bestehen und damit dem Idealzustand von einer Grundlast, einer Spitzenlast- und einer Standbymaschine entsprechen.

Druckluftanlage
Auslastungsgrad



Mo 5.9.88 Zeit 10.00 - 12.00

Druckerei
Druckluftverbrauch



10.2 Falsches Konzept

Beispiel:

Ein Autoimporteur benötigt zum Aufbereiten der Neuwagen Druckluft bei einem Druck von 6 bar, die er mit einem Kolbenkompressor von 15 kW, 2,4 m³/min erzeugt. Für die Filterpresse ist ein separater Kompressor installiert mit 7,5 kW, 1 m³/min.

Problem

Bei beiden Anlagen ist die Versorgungssicherheit nicht gewährleistet. Die Anlage für die Filterpresse ist immer noch zu klein dimensioniert, selbst nachdem der Kompressor bereits wegen zu kleiner Leistung schon einmal gewechselt wurde.

Messung

Die Verbrauchsmessung hat ergeben, dass

- die Kolbenkompressoranlage für die Neuwagen- 3/min aufbereitung eine Reservekapazität von 1,5 m aufweist. Die Anlage ist 30 Jahre alt und nicht mehr reparaturwürdig.
- die Anlage für die Filterpresse ein Manko von 0,5 m³/min aufweist.
- eine nicht verstellbare Nachlaufzeit von 3 Minuten einen jährlichen Leerlaufstrombedarf von 3'285 kWh verursacht.

48 Anläufe pro Tag mit 3 Min. Leerlauf	=	2,4 Std.
365 Arbeitstage pro Jahr	=	876 Std.
Leerlaufstromverbrauch pro Std.	=	3,75 kWh
$(48 \times 3/60) \times 365 \times 3,75$	=	3'285 kWh

- diese Anlage nur während 4 Stunden für den Ausstossvorgang benötigt wird, dafür ununterbrochen und mit der vollen Leistung. 3/h vorhanden sind, die - Leckverluste von 2 m

hauptsächlich durch das Kondensatablass-System verursacht werden.

- Der Drucklufttrockner hat eine 100%-ige Einschaltdauer mit einem Stromverbrauch von 9'000 kWh pro Jahr.
 - die Versorgungssicherheit nicht gewährleistet ist.
- (siehe Diagramme 1, 2, 3,)

Lösungsvorschlag

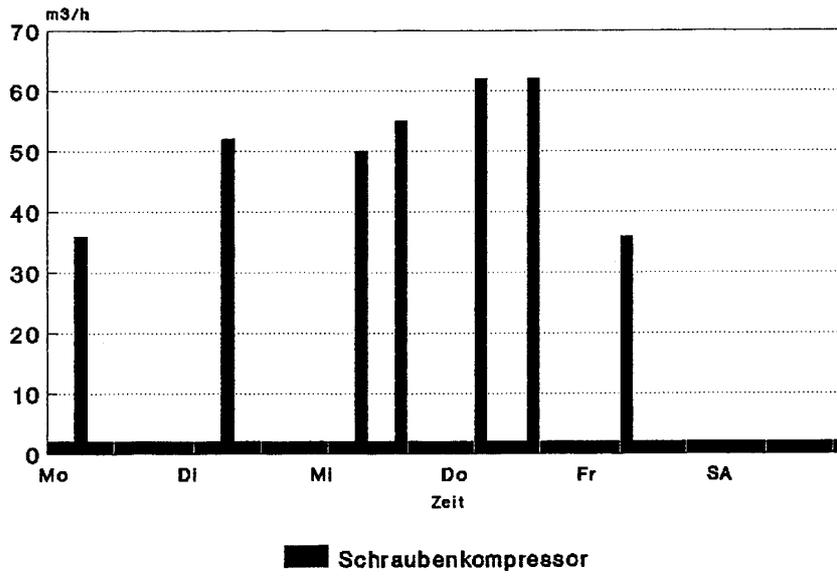
- Zusammenlegung der beiden Anlagen und zugleich Ersatz des Kolbenkompressors durch einen Schraubenkompressor mit einer Leistung von 84 m³/h als Grundlastkompressor ohne Nachlaufzeit.
- Ersatz des Kondensatablass-Systems durch ein Schwimmersystem ohne Luftverlust.
- gemeinsamer Drucklufttrockner mit Kältespeicher

Kosten

- Die für die Realisierung anfallenden Kosten können nicht ganzheitlich den damit erzielten Einsparungen gegenübergestellt werden, da es sich um eine ohnehin notwendige Sanierung handelt.
- Gesamtinvestition (neuer Kompressor)
Zusammenlegung der Anlagen
neuer Trockner und Kondensatablass Fr. 35'000.-Ersparnis pro Jahr von 9'000 kWh bei 15 Rp./kWh in Folge Verringerung der Leerlaufzeit und des Kältespeichersystems ca. Fr. 1'350.—

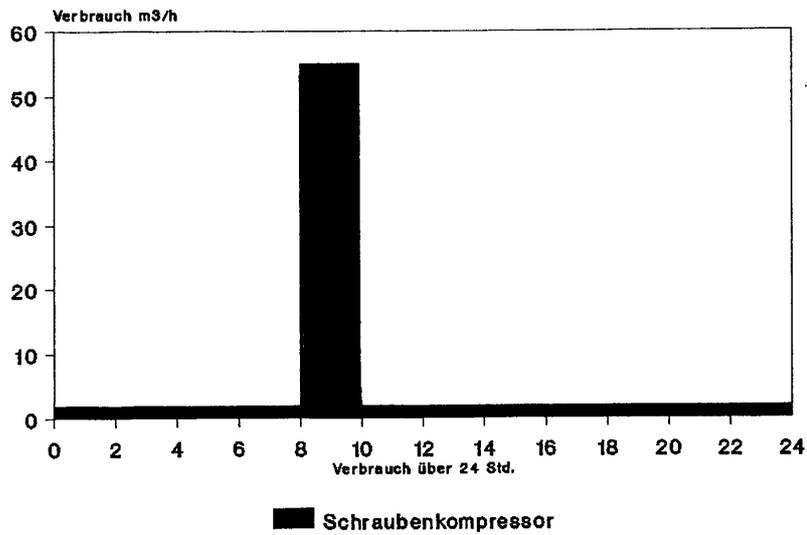
Realisierung

- Realisiert wurde das ganze Projekt, wobei nicht unbedingt die Energieeinsparung im Vordergrund stand, sondern die Verbesserung der Versorgungssicherheit. Als Nebeneffekt ergeben sich auch geringere Unterhaltskosten.



Messung von Mo - Sa, 24. Woche 1991

Druckluftverbrauch Filterpresse



Messung, Dienstag 18.8.1991

10.1 Mangelnder Unterhalt

Beispiel:

Ein Verpackungshersteller hat für seine Druckluftversorgung einen Schraubenkompressor von 75 kW, 500 m³/h Förderleistung installiert. In der alten Kompressorzentrale stehen 3 x 33 kW Maschinen als Reserve und Spitzenlastabdeckung. Die Auslastung wird mit ca. 90-100 % angegeben, zeitweise laufen die Reservekompressoren mit.

Problem

Infolge Ausweitung der Produktion beabsichtigt man die Anschaffung eines neuen Kompressors gleicher Grösse. Genaue Verbrauchsangaben für den effektiven Bedarf fehlen. Vor allem die Angaben über den Nachtverbrauch. Eine Verbrauchsmessung drängt sich auf.

Messung

Die Verbrauchsmessung aufgrund der und Leerlaufzeit hat ergeben:

Erfassung von Last-

- Druckluftverbrauch tagsüber
Druckluftverbrauch nachts 341 m³/h

416 m³/h

Gemäss Angaben des Kunden sollte der Nachtwert ca. 40 m³/h betragen.

Messung (Nachmessung)

Nach der Füll- und Leermethode

- Druckluftverbrauch tagsüber
Druckluftverbrauch nachts 45 m³/h

204 m³/h

Folgerung

- Gesucht werden musste ein Verlust von ca. 300 m³/h. Dieser konnte in einem defekten Entlastungsventil, kompressorintern gefunden werden. Wegen genügender Kapazität ist dieser Defekt nicht sichtbar geworden.

- Dieser Defekt würde unentdeckt pro Jahr 390'000 kWh Strom verbrauchen, was einem Betrag von Fr. 58'000 entspricht bei einem kWh-Preis von 15 Rp.

- Im weiteren zeigt sich, dass für die Nachtschicht der Kompressor viel zu gross ausgelegt ist und 90% im Leerlauf betrieben wird.

Lösung:

- Sofortreparatur des defekten Entlastungsventils.
- Installation eines dem Nachtbedarf angepassten neuen Kompressors mit dem Ziel möglichst wenig Leerlaufzeit zu haben.

Bemerkung

Um solche Veränderungen an Anlagen frühzeitig zu erkennen, ist der Erfassung der Betriebsstunden ein taugliches Mittel. Veränderung in der Betriebszeit von diesem Ausmass müssen eine plausible Begründung haben.

Verfügt der Betreiber für die Wartung der Anlagen nicht über genügend qualifiziertes Personal, lohnt es sich von Zeit zu Zeit den Spezialisten beizuziehen.

11 ENERGIESPARMÖGLICHKEITEN DURCH SUBSTITUTION

11.1 Wärmepotential

Gemäss Diagramm Seite 8 fallen 95% der im Kompressor verbrauchten elektrischen Energie als Wärme an. Die Wärmemenge ist jedoch unabhängig von der Art des Verdichtungssystems. Je nach Konstruktion und Kühlung hat sie jedoch ein unterschiedliches Temperaturniveau.

11.2 Art der Rückführung

Bei luftgekühlten Kolbenkompressoren geht die Wärme via Zwischen- und Nachkühler an die Kühlluft und damit an die Umgebungsluft, die mit einem Temperaturunterschied von ca. 10 °C abgeführt werden muss. Diese warme Luft eignet sich zum

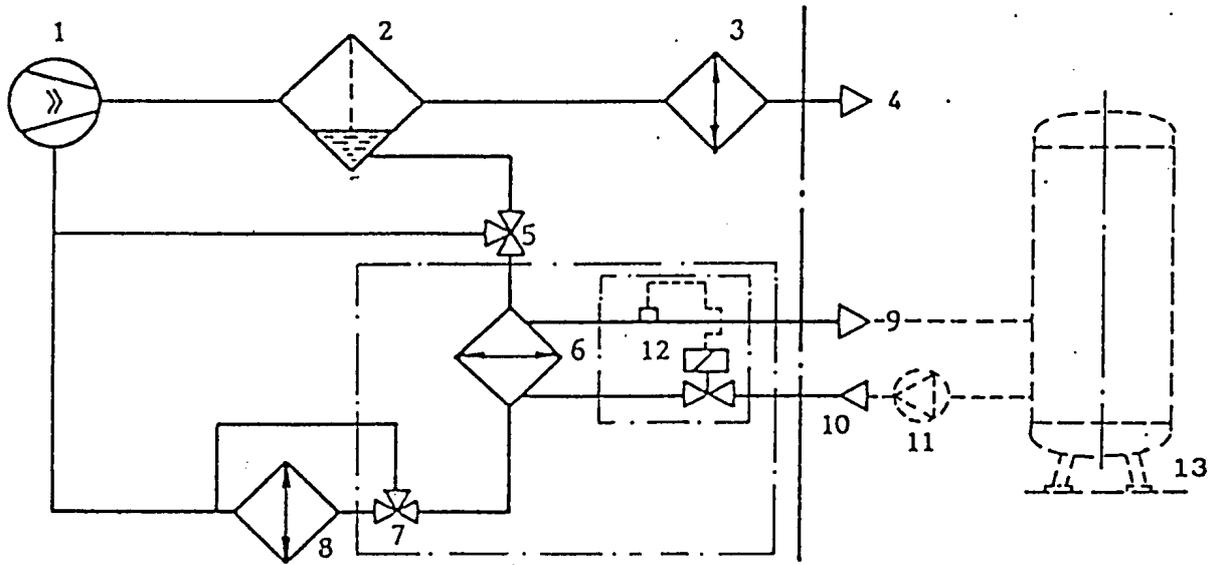
Temperieren oder Heizen von Nebenräumen. Mit einem thermostatisch gesteuerten Ventilator kann sie auch über längere Strecken verteilt werden.

Bei öleingespritzten Schraubenkompressoren liegen die Verhältnisse wesentlich günstiger, da die zur Verfügung stehende Wärme im Kühllöl ein Niveau von 80 °C hat. Dies erlaubt es, ohne den Umweg über eine Wärmepumpe Heizungs- oder Brauchwasser auf 60 °C aufzuheizen.

Nachteilig ist, dass nur die Wärme im Ölkühler so genutzt werden kann. Je nach Anlagegrösse liegen die Werte zwischen 60 - 70 % bei Vollastbetrieb.

Wichtig ist vor der Realisierung sowohl den Auslastungsgrad des Kompressors als auch die Wärmeabnahme quantitativ zu eruieren. Stimmen Wärmeangebot und Verwendungsmöglichkeit überein, können die zur Rückführung notwendigen Investitionen in vernünftiger Zeit amortisiert werden.

Prinzip-Schema Wärmerückgewinnung zur Brauchwassererwärmung



- 1 Kompressor
- 2 Ölbehälter
- 3 Luft/Luftkühler
- 4 Druckluftabgang
- 5 Öltemperurregler
- 6 Öl-Wasserwärmetauscher für die Wärmerückgewinnung (Sicherheitstauscher für Brauchwassererwärmung)
- 7 Öltemperurregler
- 8 Öl/Luftkühler
- 9 Warmwasserabgang
- 10 Kaltwassereingang
- 11 Umwälzpumpe
- 12 Temperaturregulierung
- 13 Warmwasserboilär

11.3 Abwärmeverwertung

Beispiel:

In einem Chemisch-Technischen Betrieb werden zum Zersprühen von Flüssigkeiten 1'500 m³/h Druckluft bei einem Druck von 6 bar benötigt. Die Druckluft soll möglichst heiss sein (80 °C)

Bis zur Untersuchung durch den Druckluftspezialisten wurde die Druckluft mit 2 Kolbenkompressor von je 1'000 m³/h erzeugt. Die Kühlung geschah mittels Grundwasser. Durch den Ausfall des einen Kompressors bedingt, wurde für die Neuananschaffung nach der wirtschaftlichste Lösung gesucht.

Lösung:

- Installation eines Schraubenkompressors mit einer Förderkapazität von 1'500 m³/h.
 - Abnahme der Druckluft vor dem Lufterwärmer, womit die Forderung nach Druckluft von 80 °C erfüllt wird.
 - Verwertung der Abwärme für die Aufheizung von Prozesswasser, was bis anhin mit Öl bewerkstelligt wurde.
- Von den 132 kW Stromverbrauch können in diesem Beispiel 70% für die Warmwasseraufbereitung zurückgewonnen werden. Die Auslastung der Anlage beträgt 95% während 130 Wochenstunden, was einen Rückeluss von 500'000 kWh pro Jahr ergibt respektive entsprechen Erdöl substituiert.

Kosten

- | | |
|---|-------------|
| - Die Mehrkosten am Kompressor betragen | Fr. 10'000. |
| - für die Steuerung und Regulierung | Fr. 6'000.— |

- Ersparnis (11 kW=1 kg Öl, 55.— Fr./100)Fr. 25'000.-Realisation

Aus anderen Gründen wurde der nächstkleinere Kompressor mit 1000 m³/h Leistung gewählt. Somit reduziert sich die Jahresersparnis auf Fr. 20'000.—.

12 MITTEL ZUR AUSSCHÖPFUNG DER SPARMÖGLICHKEITEN

12.1 Planung/Beratung

Wichtig ist, dass bereits bei der Planung fachkompetente Berater beigezogen werden. Wobei zu berücksichtigen ist, dass Lieferanten und Verkäufer eher Vorschläge bringen, die mit ihrem Lieferprogramm übereinstimmen, als dass sie dem Energiesparen Rechnung tragen. Der Verkäufer ist getrimmt zu verkaufen und nicht Energie zu sparen. Ein Sanitärplaner ist wohl für das Planen des Verteilnetzes kompetent, nicht aber für die Planung der Druckluftanlage selbst.

12.2 Überwachung der Druckluftanlagen

Die bestens geplante Druckluftanlage kann zum Energiefresser werden, wenn sie nicht regelmässig gewartet und auf Ihre Leistungsfähigkeit von kompetenten Fachkräften überprüft wird. (siehe Fallbeispiel 10.3)

12.3 Schulung

Eine wichtige und effiziente Möglichkeit Energie zu sparen, bestünde in der Schulung von Planern und Unterhaltspersonal, damit diese die Zusammenhänge erkennen und die notwendigen Massnahmen veranlassen könnten.

12.4 Auswahl des Energieträgers

Druckluft ist einer der energetisch schlechtesten Energieträger, deshalb sollte am Anfang aller Überlegungen die Frage beantwortet werden:

Gibt es einen anderen günstigeren Energieträger? Die Untersuchung dieses Problemkreises war jedoch nicht Gegenstand dieses Untersuchungsberichtes. Das Thema wird im RAVEL-Projekt 12.56 behandelt.

Interessant ist zu wissen, dass für 100 W Druckluftmotorenleistung ca. 1 kW elektrische Energie aufgewendet werden muss.

z.B. Um ein Fass Öl mit einer pneumatischen Pumpe in einer bestimmtem Zeit umzufüllen, benötigt man einen Kompressor von 4 kW Antriebsleistung. Das gleiche ist mit einer elektrisch angetriebenen Fasspumpe von 0,4 kW zu bewerkstelligen. Nebst dem energetischen Mehraufwand ist mit einem zehnmal höheren Investitionsaufwand für die pneumatische Lösung zu rechnen.