

6. Kondensatentsorgung

6.1 Kondensat

Kondensat besteht in erster Linie aus dem Wasser, das die Ansaugluft des Kompressors mit sich führt, und das bei der Verdichtung ausfällt. Das **Kondensat** enthält zudem viele **Verunreinigungen**.

- Mineralölaerosole und unverbrannte Kohlenwasserstoffe aus der Ansaugluft.
- Staub und Schmutzpartikel in den unterschiedlichsten Formen aus der Ansaugluft.
- Kühl- und Schmieröl aus dem Kompressor.
- Rost, Abrieb, Dichtungsmittelreste und Schweißperlen aus den Leitungsnetz.

Kondensat ist aufgrund der hohen Schadstoffbelastung äußerst umweltschädlich und muß aus diesem Grund fachgerecht entsorgt werden. Die im Kondensat enthaltenen Mineralöle sind biologisch schwer abbaubar und beeinträchtigen Sauerstoffeintrag und Schlammverfäulung in den Kläranlagen. Dadurch wird die gesamte Wasseraufbereitung in ihrer Wirksamkeit reduziert. Die Folgen sind eine Gefährdung des Naturhaushaltes und der menschlichen Gesundheit.

Das Kondensat verschiedener Druckluftsysteme muß differenziert betrachtet werden. Je nach Umweltbedingungen und Verdichter hat das Kondensat andere Eigenschaften. Zum Beispiel :

- Ölgeschmierte Verdichtersysteme.
Bei Kompressoren dieser Art wäscht das Öl im Verdichtungsraum einen Teil der Aggressiv- und Feststoffe aus der Druckluft aus. Das führt dazu, daß ölgeschmierte Systeme üblicherweise Kondensate mit einem pH-Wert im neutralen Bereich erzeugen.
- Ölfreie Verdichtersysteme.
Die meisten Schadstoffe werden bei ölfreien Systemen mit dem Kondensat abgeführt. Aus diesem Grund liegen die pH-Werte des Kondensats im sauren Bereich. pH-Werte zwischen 4 und 5 sind dabei keine Seltenheit.

Auch die Konsistenz der Kondensate ändert sich mit den Randbedingungen. Die meisten Kondensate sind flüssig wie Wasser. In Ausnahmefällen können aber auch pastöse Kondensate vorkommen.

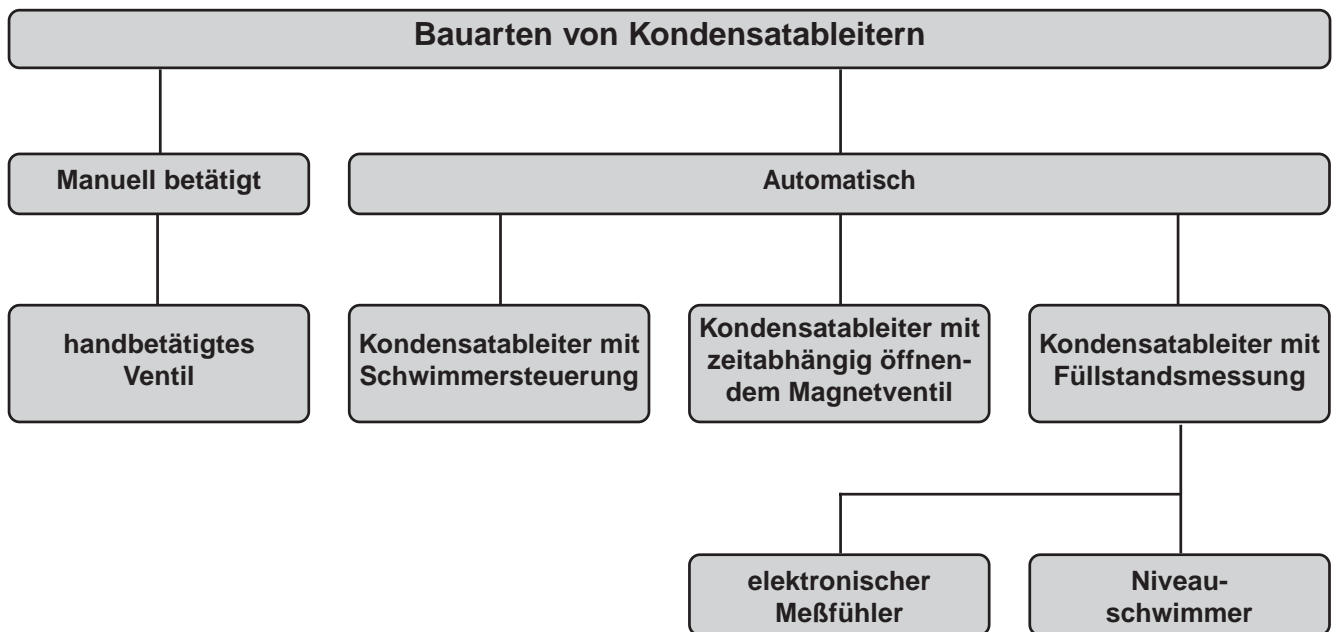
6.2 Kondensatableiter

Überall dort im Druckluftsystem, wo Kondensat anfällt, muß es auch abgeleitet werden. Geschieht dies nicht, reißt es der Luftstrom wieder mit und es gelangt ins Leitungsnetz.

Die Tatsache, daß die Kondensatsammelbehälter unter Druck stehen, macht aufwendige Kondensatableiter nötig. Das Ableiten des Kondensats muß kontrolliert erfolgen, will man unnötige Druckluftverluste vermeiden.

Zusätzlich sollte berücksichtigt werden, daß Kondensat nicht kontinuierlich anfällt. Die Kondensatmenge ändert sich mit der Temperatur und der Feuchte der Ansaugluft des Kompressors.

In der Übersicht sind die verschiedenen Bauarten entsprechend ihrer Arbeitsweise aufgeführt.



Bei der Auswahl von Kondensatableitern müssen, unabhängig von der Bauart, immer das Kondensat und weitere Randbedingungen berücksichtigt werden. Spezielle Einsatzbereiche verlangen Sonderformen bei Kondensatableitern :

- sehr aggressive Kondensate.
- pastöse Kondensate.
- explosionsgefährdete Einsatzbereiche.
- Nieder- und Unterdrucknetze.
- Hoch- und Höchstdrucknetze.

Kondensatableiter können nicht ohne Heizung bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt eingesetzt werden. In diesem Fall gefriert der Wasseranteil des Kondensats.

6.2.1 Kondensatableiter mit handbetätigtem Ventil

Das anfallende Kondensat sammelt sich in einem entsprechenden Behälter. Das Wartungs- oder Bedienungspersonal muß regelmäßig den Füllstand des Sammelbehälters prüfen. Gegebenenfalls muß das Kondensat mit Hilfe eines am Boden des Sammelbehälters angebrachten Ventiles abgelassen werden.

Eigenschaften

- Einfache, preiswerte Konstruktion.
- Kein Stromanschluß erforderlich.
- Keine Alarmfunktion.
- Regelmäßige Kontrolle erforderlich.
Das Kondensat muß regelmäßig abgelassen werden.

6.2.2 Kondensatableiter mit Schwimmersteuerung

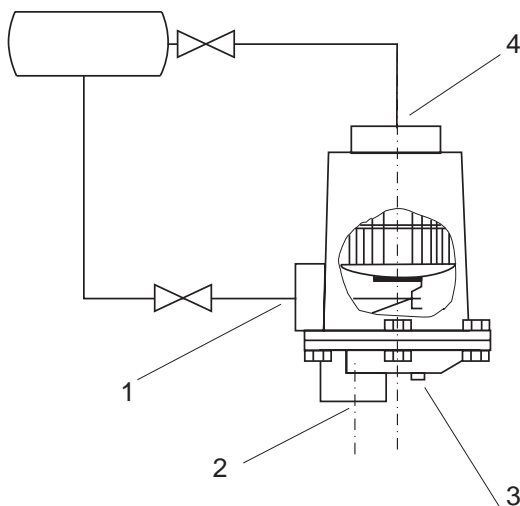


Bild 6.1 :
Kondensatableiter mit Schwimmersteuerung

Im Kondensatsammelbehälter befindet sich ein Schwimmer. Über einen Hebel steuert dieser Schwimmer ein Auslaßventil am Boden des Sammelbehälters an. Steigt das Füllniveau des Sammelbehälters über eine bestimmte Marke, wird das Ablassventil geöffnet. Überdruck im System drückt das Kondensat nach außen. Ist das Füllniveau im Sammelbehälter unter die Mindestmarke gefallen, schließt das Auslaßventil selbständig bevor Druckluft austritt.

Das Kondensat ist jetzt von der Druckluft getrennt und kann über Rohrleitungen der Aufbereitung zugeführt werden.

Eigenschaften

- Einfache, preiswerte Konstruktion.
- Kein Stromanschluß erforderlich.
Ideal für den Einsatz im explosionsgefährdeten Bereich.
- Kein Abblasen von Druckluft.
- Störanfällig.
Die beweglichen Teile des Systems können durch den direkten Kontakt mit dem Kondensat verharzen, verkleben oder korrodieren.
- Regelmäßige Wartung erforderlich.
Bedingt durch die Störanfälligkeit ist eine regelmäßige Wartung erforderlich.
- Keine externe Störmeldung.
- Unflexibel.
Schwimmerventile müssen speziell auf die Bedürfnisse des Kondensats abgestimmt werden.

6.2.3 Kondensatableiter mit zeitabhängig öffnendem Magnetventil



Bild 6.2 :
Elektromagnetisches Entwässerungsventil

Das angefallene Kondensat wird in einem entsprechenden Behälter gesammelt. In festgelegten, gleichmäßigen Zeitintervallen (1,5 bis 30 min) öffnet ein Magnetventil mit Taktgeber die Auslaßöffnung am Boden des Sammelbehälters. Nach einer Öffnungszeit von 0,4 bis 10 s schließt das Magnetventil wieder. Das Kondensat wird durch den Systemdruck aus dem Ableiter gedrückt,

Das Auslaßventil ist über Rohrleitungen mit der Kondensatentsorgung verbunden.

Hinweis

Will man Kondensat im Leitungssystem vermeiden, muß die gesamte Kondensatmenge abgeleitet werden. Individuell einstellbare Öffnungszeiten des Magnetventils garantieren die einwandfreie Kondensatableitung.

Die Menge des anfallenden Kondensats ist im Sommer wegen der hohen Luftfeuchtigkeit sehr viel größer als im Winter. Sind die Öffnungszeiten und Intervalle auf den Kondensatanfall im Sommer eingestellt, bedingt das bei niedrigen Temperaturen hohe Druckluftverluste durch zu lange Öffnungszeiten des Magnetventiles. Neben dem Kondensat werden dann nicht unerhebliche Mengen Druckluft abgeblasen.

Um die Druckluftverluste zu minimieren müssen die Schaltzeiten des Magnetventils ständig den veränderten Umweltbedingungen entsprechen.

Wegen der Unbeständigkeit der Wetterlage ist es jedoch nicht möglich, die Zeitintervalle und Öffnungszeiten so zu optimieren, daß keine Druckluftverluste auftreten. Entweder verbleibt ein Teil des Kondensates im Drucksystem, oder es wird Druckluft abgeblasen.

Eigenschaften

- Hohe Funktionssicherheit.
Das System arbeitet auch bei problematischen Kondensaten zuverlässig.
- Stromanschluß erforderlich.
- Keine externe Störmeldung.
- Keine Alarmfunktion.
- Das Magnetventil arbeitet bei eingeschalteter Druckluftstation auch dann, wenn keine Druckluft benötigt wird (z.B. an Wochenenden).

6.2.4 Kondensatableiter mit elektronischer Füllstandsmessung

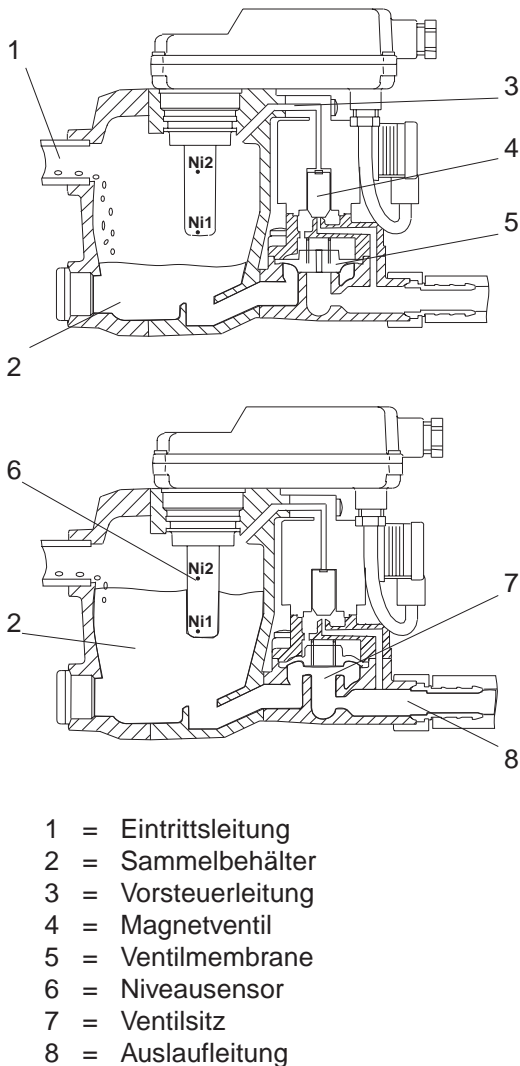


Bild 6.3 :
Kondensatableiter mit elektronischer
Füllstandsmessung

Funktion

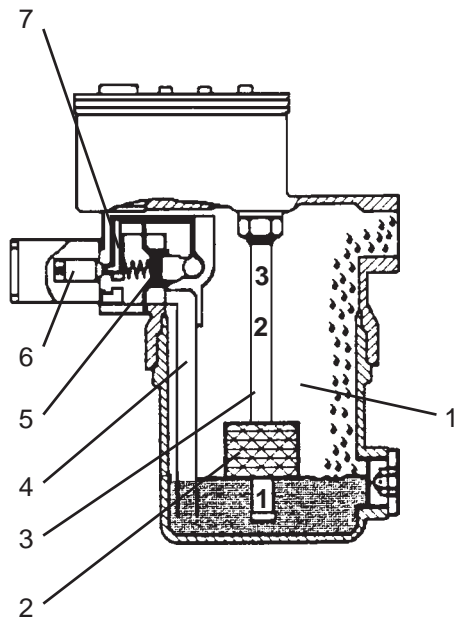
Das anfallende Kondensat wird in einem entsprechenden Behälter gesammelt. Sobald der kapazitive Niveausensor **Ni2** die maximale Füllmenge meldet, öffnet ein Magnetventil eine Vorsteuerleitung. Die Ventilmembrane wird druckentlastet und öffnet die Auslaufleitung. Der Überdruck im Gehäuse preßt das Kondensat durch die Auslaufleitung zur Aufbereitung.

Sobald der Füllstand den kapazitiven Niveausensor **Ni1** erreicht, verschließt die Elektronik das Magnetventil. Die Ventilmembrane wird geschlossen, bevor Druckluft austritt.

Eigenschaften

- Hohe Funktionssicherheit.
Das System arbeitet auch bei problematischen Kondensaten sehr zuverlässig.
- Großer Querschnitt.
Auch grobe Verschmutzungen und Gerinnsel werden problemlos abgeführt.
- Keine Druckluftverluste.
- Stromanschluß erforderlich.
- Flexible Einsatzbereiche.
Das System paßt sich veränderten Betriebsbedingungen (z.B. wechselnde Viskosität des Kondensates und Druckschwankungen) selbständig an.
- Alarmfunktion.
Ist der Kondensatabfluß gestört, wird nach 60 s der Alarmmodus ausgelöst. Das Magnetventil öffnet dann die Ventilmembrane in bestimmten Intervallen.
- Externe Störmeldung.
Eine rote Leuchtdiode blinkt und ein potentialfreies Signal steht bereit.
- Große Leistungsbreite.

6.2.5 Kondensatableiter mit Niveauschwimmer zur Füllstandsmessung



- 1 = Sammelbehälter
- 2 = Niveauschwimmer
- 3 = Führung
- 4 = Steigrohr
- 5 = Ventilmembrane
- 6 = Magnetventil
- 7 = Steuerleitung

Bild 6.4 :
Kondensatableiter mit Niveauschwimmer zur
Füllstandsmessung

Das angefallene Kondensat wird in den Sammelraum des Kondensatableiters geleitet. Ein Schwimmer bewegt sich auf einer Führung mit dem Füllstand des Kondensats im Sammelraum des Ableiters. Auf dieser Führung befinden sich drei Kontakte, die den Füllstand des Sammelraums elektronisch erfassen. Sobald der Schwimmer den **Kontakt 2** erreicht, öffnet die elektrische Steuerung ein Magnetventil. Über eine Vorsteuerleitung wird eine Ventilmembrane druckentlastet und der Abfluß geöffnet. Der Systemdruck preßt das Kondensat über ein Steigrohr aus dem Kondensatableiter.

Der Kondensatspiegel im Sammelbehälter sinkt und nach einer voreingestellten Zeit t schließt die Steuerung den Abfluß, bevor Druckluft austritt. Erreicht der Kondensatspiegel innerhalb der Zeit t nicht den **Kontakt 1**, wird der Abfluß in festen Zeitintervallen geöffnet und nach einer definierten Öffnungszeit wieder geschlossen. Dadurch ist die komplette Entleerung des Kondensatsammelraums sichergestellt.

Erreicht der Kondensatspiegel **Kontakt 3**, löst die Steuerung Hauptalarm aus. Die Schaltintervalle und Öffnungszeiten bleiben unverändert

Eigenschaften

- Zeitabhängige Reinigungszyklen.
Auch bei langen Stillstandszeiten gibt es kein eingetrocknetes Kondensat.
- Keine Druckluftverluste.
- Stromanschluß erforderlich.

6.3 Kondensataufbereitung

Kondensat aus ölgeschmierten Kompressoren enthält, je nach Jahreszeit, Ölanteile zwischen 200 und 1000 mg/l. D.h., daß Kondensat zu ca. 99 % aus Wasser und nur zu ca. 1 % aus Öl besteht. Trotzdem ist dieses Kondensat laut Gesetz als mineral-ölhaltiges Abwasser zu betrachten. Als solches darf es nicht in die öffentliche Kanalisation gelangen. Maßgeblich für die Anforderungen an die Sauberkeit des Abwasser ist der § 7a des Wasserhaushaltsgesetzes (WHG). Dieses schreibt vor, daß die Schadstofffracht im Abwasser so gering gehalten wird, wie dies nach den „allgemein anerkannten Regeln der Technik“ möglich ist. Diese Regeln werden von der Bundesregierung durch allgemeine Verwaltungsvorschriften festgelegt.

Nach ATV (Abwassertechnische Vereinigung e.V.) Arbeitsblatt A 115 liegt der Grenzwert für den Restöl-Gehalt im Abwasser zur Zeit bei 20 mg/l. Maßgeblich ist jedoch die jeweilige Entwässerungssatzung der zuständigen Gemeinde. Teilweise liegen die Grenzwerte deutlich unter 20 mg/l Restöl-Gehalt.

Das heißt, Kondensat ist fachgerecht zu entsorgen oder aufzubereiten.

Entsorgung

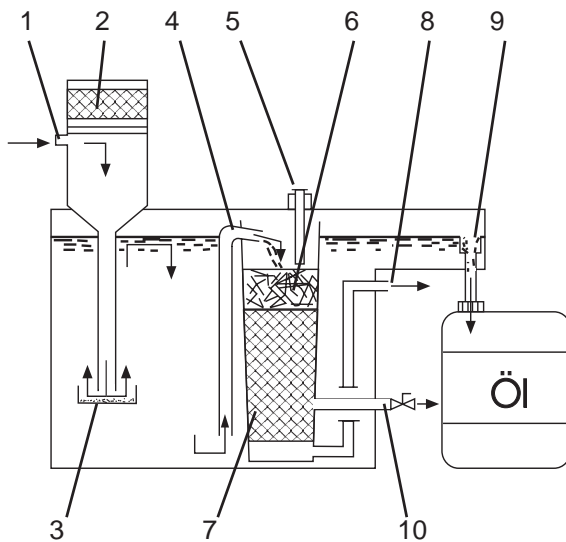
Die Entsorgung über eine Fachfirma ist zwar sicher, aber aufwendig und sehr teuer. Entsorgungskosten von ca. 500 DM pro m³ Kondensat sind die Regel. Zusätzlich fallen Kosten für zugelassene Sammel tanks und Zuleitungen an.

Aufbereitung vor Ort

Aufgrund des hohen Wasseranteils lohnt sich eine Aufbereitung des ölhaltigen Kondensates vor Ort immer. Entsprechend aufbereitetes Wasser kann der Kanalisation zugeführt werden. Das abgetrennte Öl ist mit dem Altöl zu entsorgen.

Mit normalen Leichtflüssigkeitsabscheidern nach DIN 1999 und einfachen Schwerkraftabscheidern sind die gesetzlichen Grenzwerte nicht zu erreichen. Zur gesetzeskonformen Aufbereitung eignen sich handelsübliche Öl-Wasser-Trenner hervorragend.

6.3.1 Öl-Wasser-Trenner



- 1 = Kondensateintritt
- 2 = Druckentlastungskammer
- 3 = Schmutzauffangbehälter
- 4 = Überlaufrohr
- 5 = Niveaumelder
- 6 = Vorfilter
- 7 = Adsorptionsfilter
- 8 = Wasserauslauf
- 9 = Ölüberlauf, höhenverstellbar
- 10 = Probeentnahmeventil

Bild 6.5:
Funktionsschema eines Öl-Wasser-Trenners

Der Öl-Wasser-Trenner eignet sich zur Aufbereitung von Kondensaten, die bei der Verdichtung durch Schraubenkompressoren mit Öleinspritzkühlung, sowie 1 und 2- stufigen Kolbenkompressoren anfallen.

Der Öl-Wasser-Trenner trennt Kondensat aus Kolben- und Schraubenkompressoren problemlos, solange Öle verwendet werden, die nicht emulgieren.

Funktion

Das ölhaltige Kondensat wird in die Druckentlastungskammer des Öl-Wasser-Trenners geleitet. Dort baut sich der Überdruck ab, ohne daß es zu Verwirbelungen im Trennbehälter kommt. Im herausnehmbaren Schmutzauffangbehälter sammeln sich die vom Kondensat mitgeführten Verunreinigungen.

Im Trennbehälter setzt sich das Öl aufgrund seiner geringeren spezifischen Dichte an der Oberfläche ab. Über einen höhenverstellbaren Ölüberlauf wird das Öl in den Ölaufangbehälter geleitet und steht zur Altölentsorgung bereit.

Das vorgereinigte Kondensat fließt durch einen Vorfilter, der die verbliebenen Öltröpfchen ausfiltert. Anschließend bindet eine Adsorptionsfilterstufe die letzten Ölanteile.

Hinweis

Alle Öl-Wasser-Trennsysteme sind Wasseraufbereitungsanlagen und laut Gesetz genehmigungspflichtig. Der Öl-Wasser-Trenner sollte ein Baumusterprüfzeichen haben. Dadurch entfällt das zeit- und kostenaufwendige Genehmigungsverfahren. Eine einfache Anmeldung bei der zuständigen Wasserbehörde ist völlig ausreichend.

Eigenschaften

- Wöchentlicher Filtertest.
Eine Kondensatprobe wird mit einer Referenzflüssigkeit verglichen. Nach Erreichen der zulässigen Trübung ist ein Filterwechsel erforderlich.
- Keine Trennung von Öl-Wasser Emulsionen.
Für diese stabilen Emulsionen ist eine besondere Aufbereitung mit Emulsionsspaltanlagen notwendig.

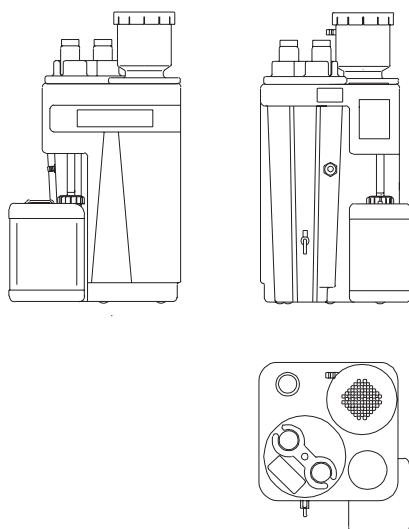


Bild 6.6 :
Öl-Wasser-Trenner

7. Druckluftbedarf

Der erste Schritt zur Auslegung einer Kompressorstation und des dazugehörigen Druckluftnetzes ist die Ermittlung des Druckluftverbrauchs und daraus folgend die benötigte Liefermenge des Kompressors.

Für die Dimensionierung einer Kompressorstation ist zuerst der erwartete Gesamtverbrauch zu ermitteln. Der Druckluftverbrauch der Einzelverbraucher wird addiert und mit Hilfe einiger Multiplikatoren den Betriebsbedingungen angepaßt. Der Kompressor kann dann entsprechend der ermittelten Liefermenge ausgewählt werden.

Bei der Dimensionierung von Rohrleitungen verfährt man ähnlich. Zuerst erfolgt die Festlegung von Art und Anzahl der Druckluftverbraucher an einem bestimmten Leitungsstrang. Der Druckluftverbrauch der einzelnen Geräte wird addiert und mit den entsprechenden Multiplikatoren korrigiert. Auf der Grundlage dieses Ergebnisses kann der Durchmesser des entsprechenden Leitungsstrangs dimensioniert werden.

Auch die Leckverluste sind beim Ermitteln des zu erwartenden Druckluftverbrauchs zu berücksichtigen.

7.1 Druckluftverbrauch von Pneumatikgeräten

Die Ermittlung des Gesamtdruckluftverbrauchs ist aufgrund fehlender Angaben für die einzelnen Geräte oft schwierig. Richtwerte für den Druckluftbedarf einzelner Komponenten werden in diesem Kapitel gegeben.

Bei den hier gemachten Angaben zum Druckluftverbrauch der einzelnen Geräte handelt es sich um Durchschnittswerte. Für genaue Berechnungen benutzen sie bitte die Verbrauchsangaben der einzelnen Hersteller.

7.1.1 Druckluftverbrauch von Düsen

Der Druckluftverbrauch von Düsen verschiedener Bauformen und Nutzungen ist sehr unterschiedlich. Er hängt von verschiedenen Faktoren ab :

- Durchmesser der Düse.
Je größer die Düse ist, desto größer ist der Druckluftverbrauch.
- Arbeitsdruck der Düse.
Je höher der Arbeitsdruck, desto größer der Druckluftverbrauch.
- Form der Düse.
Ein einfaches, zylindrisches Durchgangsloch hat einen wesentlich kleineren Druckluftverbrauch als eine konische oder Laval-Düse (Expansionsdüse).
- Oberflächenqualität der Austrittsöffnung.
Wenn die Oberflächenqualität sehr hoch ist (die Oberfläche ist sehr glatt, ohne Riefen und Unebenheiten), kann mehr Druckluft durch die Austrittsöffnung strömen.
- Spritzen oder Blasen.
Wird die Luft als Transportmedium für Farbe, Sand u.ä. benutzt, steigt der Druckluftverbrauch an.

7.1.1.1 Druckluftverbrauch
von zylindrischen Düsen

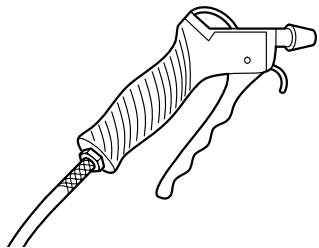


Bild 7.1 :
Ausblaspistole

Düsen mit einfacher, zylindrischer Bohrung (z.B. Ausblaspistole) erzeugen bei der ausströmenden Druckluft starke Verwirbelungen und Turbulenzen. Die Ausströmgeschwindigkeit der Druckluft wird dadurch verringert. Der Druckluftverbrauch ist vergleichsweise niedrig.

Die folgende Tabelle gibt Anhaltswerte für den Druckluftverbrauch von zylindrischen Düsen in Abhängigkeit von Arbeitsdruck und Düsendurchmesser an :

Düsen- Ø [mm]	Arbeitsdruck [bar _ü]						
	2	3	4	5	6	7	8
0,5	8	10	12	15	18	22	28
1,0	25	35	45	55	65	75	85
1,5	60	75	95	110	130	150	170
2,0	105	145	180	220	250	290	330
2,5	175	225	280	325	380	430	480
3,0	230	370	400	465	540	710	790

Die Luftverbrauchswerte in der Tabelle sind in **l/min** angegeben.

7.1.1.2 Druckluftverbrauch von Farbspritzpistolen



Bild 7.2 :
Farbspritzpistole mit Farbbehälter

Der Farbauftrag einer Spritzpistole muß gleichmäßig und tropfenfrei sein. Aus diesem Grund sind die Düsen von Farbspritzpistolen für einen expandierenden, turbulenzfreien Volumenstrom mit hoher Austrittsgeschwindigkeit konzipiert. Die Folge ist ein Druckluftverbrauch, der deutlich über dem der zylindrischen Düsen liegt.

Die Konsistenz und die gewünschte Auftragsmenge der verwendeten Farbe bestimmt den Arbeitsdruck und Düsendurchmesser der Farbspritzpistole. Diese beide Werte beeinflussen den Druckluftverbrauch maßgeblich.

Man unterscheidet bei Farbspritzpistolen zwischen Flach-, Breit- und Rundstrahldüsen. Durch die verschiedenen Strahlformen wird der Farbauftrag beeinflusst. Sie unterscheiden sich in ihrem Druckluftverbrauch. Vielfach sind die Spritzpistolen zwischen den Strahlformen umstellbar.

Die folgenden Tabellen geben Anhaltswerte für den Druckluftverbrauch von Farbspritzpistolen in Abhängigkeit von Arbeitsdruck, Düsendurchmesser und Strahlform an :

Düsen- Ø [mm]	Arbeitsdruck [bar _ü] Flach- und Breitstrahl						
	2	3	4	5	6	7	8
0,5	100	115	135	160	185	–	–
0,8	110	130	155	180	225	–	–
1,0	125	150	175	200	240	–	–
1,2	140	165	185	210	250	–	–
1,5	160	180	200	225	260	–	–
1,8	175	200	220	250	280	–	–
2,0	185	210	235	265	295	–	–
2,5	210	230	260	300	340	–	–
3,0	230	250	290	330	375	–	–

Die Luftverbrauchswerte in der Tabelle sind in *l/min* angegeben.

Düsen- Ø [mm]	Arbeitsdruck [bar _ü] Rundstrahl						
	2	3	4	5	6	7	8
0,5	75	90	105	–	–	–	–
0,8	85	100	120	–	–	–	–
1,0	95	115	135	–	–	–	–
1,2	110	125	150	–	–	–	–
1,5	120	140	155	–	–	–	–

Die Luftverbrauchswerte in der Tabelle sind in *l/min* angegeben.

7.1.1.3 Druckluftverbrauch von Strahldüsen

Beim Strahlen muß das Arbeitsmedium mit großer kinetischer Energie, d.h. mit hoher Geschwindigkeit, auf das Werkstück auftreffen. Das ist die Voraussetzung, um die gewünschte Wirkung des Arbeitsvorganges zu erzielen.

Aus diesem Grund werden die Düsen beim Strahlen für eine extrem hohe Austrittsgeschwindigkeit der Druckluft ausgelegt. Das führt zu einem vergleichsweise hohen Druckluftverbrauch.

Die folgenden Tabellen geben Anhaltswerte für den Druckluftverbrauch von Strahldüsen in Abhängigkeit von Arbeitsdruck und Düsendurchmesser an :

Düsen- Ø [mm]	Arbeitsdruck [bar _ü]						
	2	3	4	5	6	7	8
3,0	300	380	470	570	700	–	–
4,0	450	570	700	840	1000	–	–
5,0	640	840	1050	1270	1500	–	–
6,0	920	1250	1600	1950	2200	–	–
8,0	1800	2250	2800	3350	4000	–	–
10,0	2500	3200	4000	4800	6000	–	–

Die Luftverbrauchswerte in der Tabelle sind in **l/min** angegeben.

7.1.2 Druckluftverbrauch von Zylindern

Druckluftzylinder werden besonders im Bereich der Automation eingesetzt. Für die Ermittlung des Druckluftverbrauchs von Zylindern unterscheidet man zwei Typen:

- Die einfachwirkenden Zylinder erzeugen nur die Bewegung des Arbeitshubes mit Druckluft. Die Zurückstellung erfolgt durch äußere oder Federkraft.
- Die doppeltwirkenden Zylinder erzeugen die Bewegung in beiden Hubrichtungen durch die Druckluft. Bei beiden Hübten wird Kraft ausgeübt. Der Druckluftverbrauch ist entsprechend doppelt so hoch.

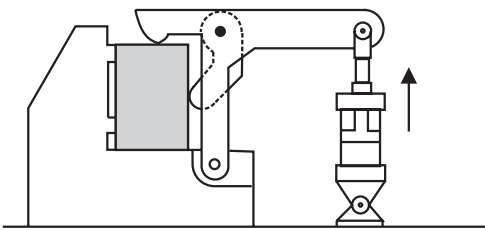


Bild 7.3 :
Klemmvorrichtung mit Pneumatikzylinder

Der Druckluftverbrauch q für Druckluftzylinder wird mit folgender Formel ermittelt :

$$q = \frac{d^2 \times \pi}{4} \times H \times p \times a \times b$$

q = Druckluftverbrauch (1 bar_{abs} und 20° C) [l/min]

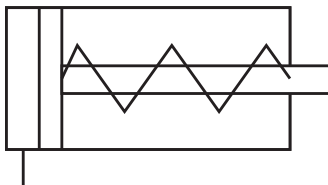
d = Kolbendurchmesser [dm]

H = Länge des Kolbenweges (Hub) [dm]

p = Betriebsdruck [bar_{abs}]

a = Arbeitstakte pro Minute [1/min]

b = 1 bei einfach wirkenden Zylindern
2 bei doppelt wirkenden Zylindern



$$d = 100 \text{ mm} \triangleq 1 \text{ dm}$$

$$H = 130 \text{ mm} \triangleq 1,3 \text{ dm}$$

$$p = 7 \text{ bar}_{\text{abs}}$$

$$a = 47$$

$$b = 1$$

Beispiel

Ein einfach wirkender Zylinder mit einem Kolbendurchmesser von 100 mm soll bei einem Betriebsdruck von 7 bar_{abs} betrieben werden. Sein Arbeitshub beträgt 120 mm bei 47 Arbeits-takten pro Minute.

$$q = \frac{1^2 \times \pi}{4} \times 1,3 \times 7 \times 47 \times 1$$

$$q = \text{ca. } 336 \text{ l/min}$$

Dieser Druckluftzylinder verbraucht **ca. 336 Liter** Druckluft pro Minute.

7.1.3 Druckluftverbrauch von Werkzeugen

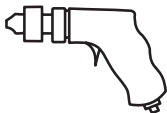

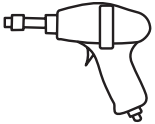
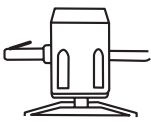

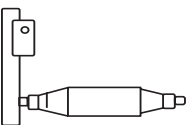
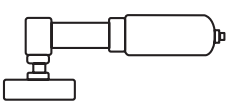



Bild 7.4 :
Schlagschrauber mit Druckluftantrieb

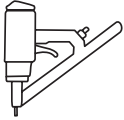
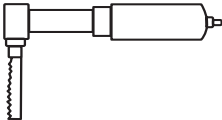
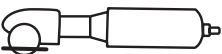
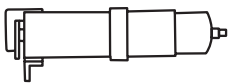

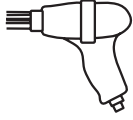
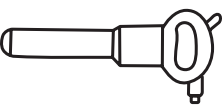
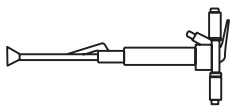
Druckluftwerkzeuge gehören in Industrie und Handwerk zu den häufigsten Druckluftverbrauchern. Sie sind fast überall in großer Zahl zu finden.

Im allgemeinen benötigen sie einen Arbeitsdruck von 6 bar_ü. Je nach Einsatzgebiet und Leistung kommen aber auch Ausführungen mit andere Arbeitsdrücken vor. In diesen Fällen weicht auch der Druckluftverbrauch von den Werten in der Tabelle ab.

Die folgende Tabelle gibt Richtwerte für den Druckluftverbrauch einer Auswahl von Druckluftwerkzeugen an. Sie können von den Angaben der jeweiligen Hersteller abweichen, da es sich um Durchschnittswerte handelt.

Gerät Arbeitsdruck 6 bar _ü		Luftverbrauch [l/min]
	Bohrmaschine Bohrer bis 4 mm Ø 4 – 10 mm Ø 10 – 32 mm Ø	200 200 – 450 450 – 1750
	Schrauber M3 M4 – M5 M6 – M8	180 250 420
	Schlagschrauber M10 - M24	200 – 1000
	Winkelschleifer	300 – 700
	Vibrationsschleifer 1/4 Blatt 1/3 Blatt 1/2 Blatt	250 300 400
	Bandschleifer	300 – 400
	Handschleifer Spannzangen 6 - 8 mm Ø 8 - 20 mm Ø	300 – 1000 1500 – 3000
	Hefter, Heftzange	10 – 60

Druckluftbedarf

Gerät Arbeitsdruck 6 bar _ü		Luftverbrauch [l/min]
	Nagler	50 – 300
	Stichsäge (Holz)	300
	Kunststoff- und Textilschere	250 – 350
	Blechscheren	400 – 900
	Kantenfräse (Holz und Kunststoff)	250 – 400
	Kantenhobel (Phasen für Schweißnähte)	2500 – 3000
	Rost-Abklopfer	250 – 350
	Nadelentrostler	100 – 250
	leichter Universalhammer	150 – 380
	Niet-, Meißel- und Stemmhammer	200 – 700
	leichte Abbau- und Aufbruchhammer	650 – 1500
	schwere Abbau- und Aufbruchhammer	– 3000
	Spatenhammer	900 – 1500
	Bohrhammer	500 – 3000
	Stampfer (Gießereien)	400 – 1200
	Stampfer (Beton und. Erde)	750 – 1100
	Rüttler (Innen- Außen)	500 – 2500

7.2 Ermittlung des Druckluftbedarfs

Um den Druckluftbedarf eines Druckluftnetzes zu ermitteln, ist nicht nur der Druckluftverbrauch der einzelnen Geräte zu addieren. Es sind einige Faktoren zu berücksichtigen, die den Druckluftverbrauch beeinflussen.

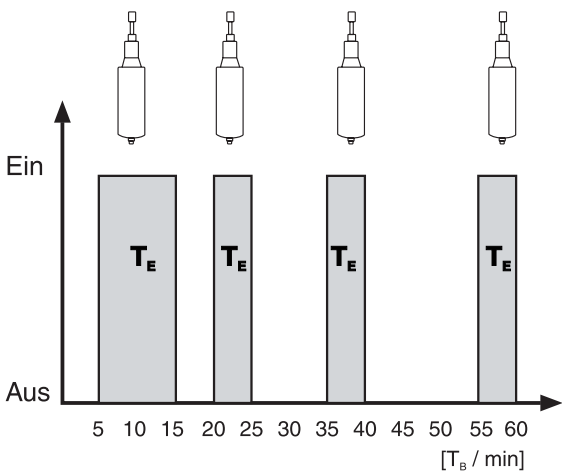
7.2.1 Mittlere Einschaltdauer

Die meisten Druckluftgeräte, wie z.B. Werkzeuge, Farbspritzpistolen und Ausblaspistolen, sind nicht durchgehend im Einsatz. Sie werden je nach Bedarf ein- und wieder ausgeschaltet. Für eine repräsentative Bedarfsermittlung ist es daher wichtig die mittlere Einschaltdauer **ED** zu ermitteln.

Zur Ermittlung der mittleren Einschaltdauer **ED** dient folgende Formel :

$$ED = \frac{T_E}{T_B} \times 100 \%$$

ED = mittlere Einschaltdauer [%]
T_E = Einsatzzeit [min]
T_B = Bezugszeit [min]



T_E = 25 min
T_B = 60 min

Bild 7.5 :
Mittlere Einschaltdauer

Beispiel

Ein halbautomatischer Schrauber ist im Laufe einer Stunde 25 min in Betrieb.

$$ED = \frac{25}{60} \times 100 \%$$
$$ED = 41,6 \%$$

Die Einschaltdauer **ED** des Schraubers beträgt 41,6 %.

Die mittlere Einschaltdauer **ED** einiger verbreiteter Druckluftverbraucher ist in der folgenden Tabelle angegeben. Die Werte basieren auf allgemeinen Erfahrungswerten und können in speziellen Fällen stark abweichen.

Druckluftverbraucher	mittlere Einschaltdauer
Bohrmaschine	30 %
Schleifmaschine	40 %
Meißelhammer	30 %
Stampfer	15 %
Formmaschine	20 %
Ausblaspistole	10 %
Bestückungsmaschine	75 %

7.2.2 Gleichzeitigkeitsfaktor

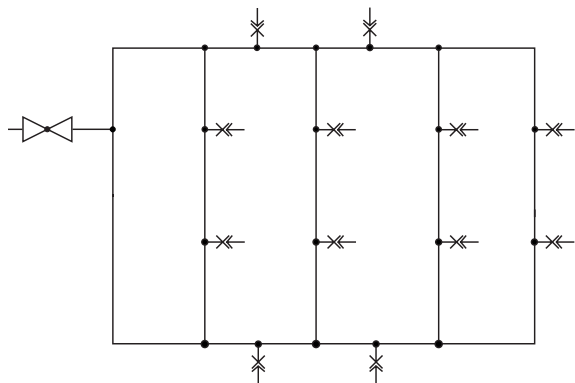


Bild 7.6 :
Versorgung mehrerer Verbraucher über
ein Druckluftnetz

Der Gleichzeitigkeitsfaktor f ist ein empirischer Wert. Ihm liegt die Erfahrung von Druckluftverbrauchern zugrunde, die nicht gleichzeitig im Einsatz sind. Der Gleichzeitigkeitsfaktor f ist ein Multiplikator, der den theoretischen Gesamtverbrauch einer Anzahl Verbraucher den realen Gegebenheiten anpaßt.

Die folgende Tabelle zeigt die allgemein anerkannten Werte für den Gleichzeitigkeitsfaktor f :

Anzahl der Verbraucher	Gleichzeitigkeitsfaktor f
1	1,00
2	0,94
3	0,89
4	0,86
5	0,83
6	0,80
7	0,77
8	0,75
9	0,73
10	0,71
11	0,69
12	0,68
13	0,67
14	0,66
15	0,64
16	0,63

Der Gleichzeitigkeitsfaktor kommt bei folgenden Druckluftverbrauchern zum tragen :

- Nicht automatische Düsen nach **Kapitel 7.1.2.**
- Nicht automatisch betriebene Druckluftwerkzeuge nach **Kapitel 7.1.3.**
- Werkzeugmaschinen, Produktionsautomaten u.ä., wenn nichts anderes verlangt wird.

7.2.3 Festlegung des Druckluftbedarfs

Zur Festlegung des gesamten Druckluftbedarfs eines Druckluftnetzes sind die Verbraucher in zwei Gruppen aufgeteilt:

- Automatische Druckluftverbraucher.
- Allgemeine Druckluftverbraucher.

7.2.3.1 Automatische Druckluftverbraucher

Die Verbrauchergruppe beinhaltet automatische Pneumatikzylinder, kontinuierlich laufende Maschinen und länger andauernde Arbeitsvorgänge, die Druckluft verbrauchen. Sie müssen mit ihrem vollen Einzelverbrauch q in der Bedarfsberechnung berücksichtigt werden.

Automatische Druckluftverbraucher	Arbeitsdruck [bar _ü]	Anzahl A [St]	Einzelverbrauch q [l/min]	A × q [l/min]
Automatische Druckluftzylinder	6	2	336	672
Arbeitsmaschine	5	1	310	310
Summe Q _A des Druckluftverbrauches aller automatischen Verbraucher			[l/min]	Σ 982 l/min

Druckluftbedarf

7.2.3.2 Allgemeine Druckluftverbraucher

Die meisten Arbeitsvorgänge laufen nur zeitweise ab. Für diese Vorgänge kann eine mittlere Einschaltdauer **ED** ermittelt werden. Zudem sind diese Verbraucher im allgemeinen nur zeitversetzt im Einsatz.

Die mittlere Einschaltdauer **ED** und der Gleichzeitigkeitsfaktor **f** werden bei den allgemeinen Verbrauchern als bedarfsmindernde Multiplikatoren in die Berechnung mit einbezogen.

Allgemeine Druckluftverbraucher	Arbeitsdruck [bar _ü]	Einschalt- dauer ED [%]	Anzahl A [St]	Einzel- verbrauch q [l/min]	A × q × ED / 100 [l/min]
Farbspritzpistole Ø 1,5 mm	3	40	1	180	72
Ausblaspistolen Ø 1,0 mm	6	10	3	65	19,5
Schlagschrauber M10	6	20	3	200	120
Bohrmaschine bis Ø 20 mm	6	30	1	700	210
Winkelschleifer	6	40	2	500	400
Summe Q des Druckluftverbrauches der allgemeinen Verbraucher [l/min]					Σ 821,5
Gleichzeitigkeitsfaktor f					0,71
Druckluftverbrauch Q _f der allgemeinen Verbraucher Q _f = f × Q [l/min]					583,3

7.2.3.3 Gesamtdruckluftverbrauch

Der theoretische Gesamtdruckluftverbrauch \dot{Q} ist die Summe aus dem Druckluftverbrauch der automatischen Verbraucher und der allgemeinen Verbraucher.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q} &= Q_A + Q_f \\
 \dot{Q} &= 982 + 583,3 \\
 \dot{Q} &= 1565,3 \text{ l/min} = 1,57 \text{ m}^3/\text{min}
 \end{aligned}$$

Zur Dimensionierung des Kompressors und der Rohrleitungen ist der Gesamtdruckluftverbrauch jedoch noch nicht geeignet. Dafür müssen noch einige Zuschläge berücksichtigt werden.

7.2.4 Zuschläge für Verluste und Reserven

Zuschläge	[%]
Verluste	5 - 25
Reserven	10 - 100
Fehler	5 - 15

Um von dem Gesamtverbrauch einer Anzahl von Verbrauchern auf die tatsächlich benötigte Liefermenge eines Kompressors zu kommen müssen verschiedene Zuschläge berücksichtigt werden :

Verluste v [%]

Verluste v durch Leckage und Reibung treten in allen Teilen des Druckluftsystems auf. Bei neuen Druckluftsystemen muß man ca. 5 % der Gesamtliefermenge als Verluste veranschlagen. Da mit zunehmendem Alter die Leckagen und Reibungsverluste in Druckluftsystemen erfahrungsgemäß zunehmen, sollten bei älteren Netzen Verluste bis zu 25 % angenommen werden.

Reserven r [%]

Die Dimensionierung eines Druckluftsystems erfolgt aufgrund der aktuellen Einschätzung des Druckluftverbrauchs. Erfahrungsgemäß steigt der Verbrauch in der Zukunft an. Es ist ratsam, kurz- und mittelfristige Erweiterungen des Netzes bei der Dimensionierung des Kompressors und der Hauptleitungen zu berücksichtigen. Geschieht dies nicht, kann die spätere Erweiterung unnötige Kosten mit sich bringen. Je nach Perspektiven können bis zu 100 % für die Reserve r veranschlagt werden.

Fehleinschätzungen f [%]

Der zu erwartende Druckluftverbrauch ist trotz sorgfältiger Bestimmung meist noch mit Fehlern behaftet. Einen exakten Wert kann man aufgrund der meist unklaren Randbedingungen selten bestimmen. Da ein zu klein ausgelegtes Druckluftsystem später ausgebaut werden muß, und damit Kosten (Stillstandszeiten) verursacht, ist ein Zuschlag f von 5 - 15 % für Fehleinschätzungen ratsam.

7.2.5 Benötigte Liefermenge L_B

Zur Berechnung der benötigten Liefermenge L_B werden zum ermittelten Gesamtverbrauch \dot{Q} 5 % für Verluste, 10 % für Reserven und 15 % für Fehleinschätzungen zugeschlagen.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= 1826 \text{ l/min} \\ v &= 5 \text{ \%} \\ r &= 10 \text{ \%} \\ e &= 15 \text{ \%}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}L_B &= \frac{\dot{Q} \times (100 + v + r + e)}{100} \\ L_B &= \frac{1826 \times (100 + 5 + 10 + 15)}{100} \\ L_B &= 2035 \text{ l/min} = 2,04 \text{ m}^3/\text{min}\end{aligned}$$

Die Liefermenge L_B , die benötigt wird um die Verbraucher ausreichend mit Druckluft zu versorgen, liegt bei ca. 2035 l/min. Dieser Wert liegt der Dimensionierung des Kompressors und der Hauptleitung zu Grunde.

7.3 Druckluftverluste

Der Druckluftverlust ist der Verbrauch von Druckluft (Leckage) im Rohrleitungsnetz ohne geleistete Arbeit. Die Summe dieser Verluste kann in ungünstigen Fällen bis zu 25 % der gesamten Liefermenge des Kompressors erreichen.

Die Ursachen sind vielfältig :

- Undichte Ventile.
- Undichte Schraub- und Flanschverbindungen.
- Undichte Schweißnähte oder Lötstellen.
- Defekte Schläuche und Schlauchkupplungen.
- Defekte Magnetventile.
- Festsitzende Schwimmerableiter.
- Falsch installierte Trockner, Filter und Wartungseinrichtungen.
- Korrodierte Leitungen.

7.3.1 Kosten der Druckluftverluste

Leckstellen in einem Leitungsnetz wirken wie Düsen, aus denen die Druckluft mit hoher Strömungsgeschwindigkeit austritt. Diese Leckstellen sind Dauerverbraucher. 24 Stunden pro Tag strömt die Druckluft aus. Der Energieaufwand zum Ausgleich der dadurch entstehenden Druckluftverluste ist beträchtlich. Zwar kommt niemand zu Schaden, aber die entstehenden Folgekosten beeinträchtigen die Wirtschaftlichkeit des Druckluftsystems erheblich.

Ein Beispiel verdeutlicht die Größenordnung der Zusatzkosten :

Bei einem Netzdruck von 8 bar_ü entweichen ca. 75 l/min = 4,5 m³/h aus einem Leck von 1 mm Durchmesser. Für diesen Volumenstrom muß eine Motorleistung von 0,6 kW aufgebracht werden. Bei einem Arbeitspreis von 0,25 DM/kWh ergeben sich je nach Wirkungsgrad des Motors bei 8 000 Betriebsstunden Mehrkosten von ca. DM 1350,- pro Jahr .

Undichtigkeit Loch - Ø		ausströmende Luftmenge bei 8 bar _ü	Verluste	
[mm]	Größe		Energie [kW]	Geld [DM/J]
1	•	75	0,6	1350
1,5	◦	150	1,3	2900
2	◉	260	2,0	4300
3	◯	600	4,4	10200
4	◯	1100	8,8	20300
5	◯	1700	13,2	31100

7.3.2 Bestimmung der Leckagemenge

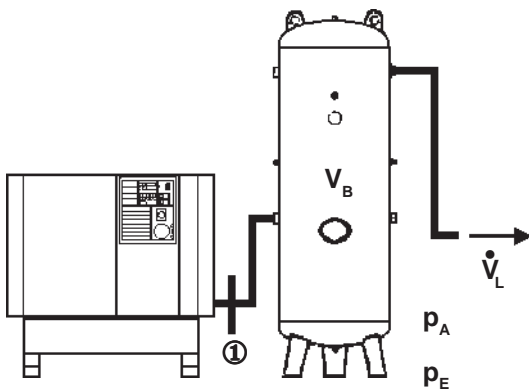
Der erste Schritt zur Minimierung der Druckluftverluste ist die Bestimmung der Leckagemenge \dot{V}_L . Dabei kommen zwei Verfahren in Frage :

7.3.2.1 Leckagebestimmung durch Behälterentleerung

Der einfachste Weg zur Bestimmung der Leckagemenge \dot{V}_L ist der über die Entleerung des Druckluftbehälters.

Die Zuleitung zum Druckluftbehälter wird gesperrt ①. Alle Druckluftverbraucher am Netz müssen außer Funktion sein. Der Behälterdruck p_A sinkt durch die Leckage auf den Druck p_E . Die Zeit t wird gemessen.

Mit der folgenden Formel ist die Leckagemenge \dot{V}_L näherungsweise zu bestimmen:



$$\begin{aligned} V_B &= 1000 \text{ l} \\ p_A &= 8 \text{ bar} \\ p_E &= 7 \text{ bar} \\ t &= 2 \text{ min} \end{aligned}$$

$$\dot{V}_L = \frac{V_B \times (p_A - p_E)}{t}$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_L &= \text{Leckagemenge} & [\text{l/min}] \\ V_B &= \text{Druckbehältervolumen} & [\text{l}] \\ p_A &= \text{Druckbehälteranfangsdruck} & [\text{bar}_u] \\ p_E &= \text{Druckbehälterenddruck} & [\text{bar}_u] \\ t &= \text{Meßzeit} & [\text{min}] \end{aligned}$$

Beispiel

Ein Druckluftbehälter mit einem großen Leitungsnetz hat ein Volumen von 1000 l. Innerhalb von 2 min sinkt der Behälterdruck von 8 auf 7 bar_u.

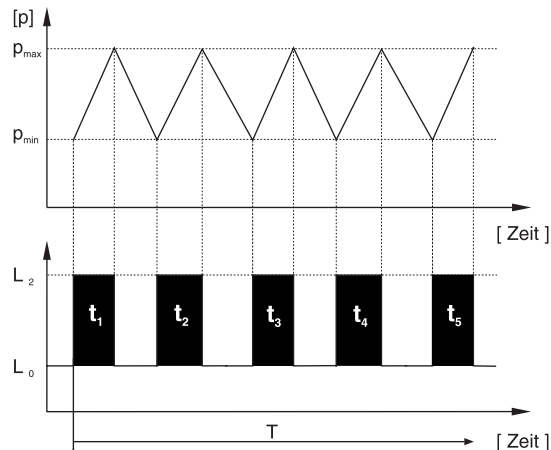
$$\begin{aligned} \dot{V}_L &= \frac{1000 \times (8 - 7)}{2} \\ \dot{V}_L &= 500 \text{ l/min} \end{aligned}$$

Die Leckagemenge des Druckluftsystems beträgt **ca. 500 l/min**.

Hinweis

Diese Meßmethode eignet sich nur für Druckluftsysteme, bei denen das Rohrleitungsnetz weniger als 10 % des Behältervolumen beträgt. Anderenfalls ist die Meßungenauigkeit zu groß.

7.3.2.2 Leckagebestimmung durch Einschaltdauermessung



$$\dot{V} = 1,65 \quad \text{m}^3/\text{min}$$

$$\Sigma t = 30 \quad \text{s}$$

$$T = 180 \quad \text{s}$$

Die zweite Methode zur Bestimmung der Leckagemenge \dot{V}_L ist die über die Einschaltdauermessung des Kompressors. Diese Methode ist nur bei Kompressoren mit Aussetz- und Leerlaufbetrieb anwendbar.

Die Verbraucher am Netz sind abgeschaltet. Durch die Leckage im System wird Druckluft verbraucht und der Netzdruck sinkt. Der Kompressor muß diese Leckagemenge ersetzen.

Über eine Meßzeit T wird die Gesamtlaufzeit Σt des Kompressors gemessen. Um ein aussagekräftiges Ergebnis zu erhalten, sollte die Meßzeit T wenigstens 5 Schaltintervalle des Kompressors umfassen.

Mit der folgenden Formel ist die Leckagemenge \dot{V}_L näherungsweise zu bestimmen:

$$\dot{V}_L = \frac{\dot{V} \times \Sigma t \times 1000}{T}$$

$$\text{l/min} = \frac{\text{m}^3/\text{min} \times \text{s} \times 1000}{\text{s} \times \text{m}^3}$$

$$\dot{V}_L = \text{Leckagemenge} \quad [\text{l/min}]$$

$$\dot{V} = \text{Liefermenge des Kompressors} \quad [\text{m}^3/\text{min}]$$

$$\Sigma t = \text{Gesamtlaufzeit des Kompressors} \quad [\text{s}]$$

$$\Sigma t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5$$

$$T = \text{Meßzeit} \quad [\text{s}]$$

Beispiel

Ein Kompressor mit einer effektiven Liefermenge \dot{V} von 1,65 m³/min hat während einer Meßzeit $T = 180$ s fünf Schaltspiele. Seine Gesamtlaufzeit Σt liegt während der Meßzeit T bei 30 s.

$$\dot{V}_L = \frac{1,65 \times 30 \times 1000}{180}$$

$$\dot{V}_L = 275 \text{ l/min}$$

Die Leckagemenge des Druckluftsystems beträgt **ca. 275 l/min**.

7.3.3 Grenzwerte für Leckagemengen

Druckluftverluste durch Leckage sind in den üblichen Druckluftsystemen leider unvermeidlich. Die Zusatzkosten durch die Leckage mindern die Wirtschaftlichkeit des Druckluftsystems erheblich. Zur Reduzierung dieser Verluste können Maßnahmen ergriffen werden, die ihrerseits natürlich Kosten verursachen. Diese Kosten übersteigen allerdings irgendwann die Einsparungen durch die Minderung der Druckluftverluste. Das Ziel muß es also sein, die Druckluftverluste bei akzeptablem Aufwand zu minimieren.

Daraus ergeben sich Leckagemengen, die aus wirtschaftlichen Gründen toleriert werden sollten :

- max. 5 % bei kleineren Netzen.
- max. 7 % bei mittleren Netzen.
- max. 10 % bei größeren Netzen.
- max. 13 - 15 % bei sehr großen Netzen.
z.B. Gießereien, Stahlwerke, Werften u.ä.

7.3.4 Maßnahmen zur Minimierung der Druckluftverluste

Die Mitarbeiter sollten dazu angehalten werden, Leckstellen und Schäden am Netz bei den verantwortlichen Stellen zu melden. Diese Schäden sind umgehend zu beheben. Bei kontinuierlicher Pflege ist eine kostenintensive Sanierung des Druckluftnetzes normalerweise überflüssig. Die Druckluftverluste bleiben im akzeptablen Rahmen.

Leckstellen

Die Ermittlung von Leckstellen ist in den meisten Fällen relativ einfach. Große Undichtigkeiten machen sich durch Zischen bemerkbar.

Kleine und sehr kleine Lecks sind schwieriger zu finden. Sie sind durch Abhören meist nicht zu lokalisieren. In diesen Fällen werden die Verbindungselemente, Abzweigungen, Ventile usw. mit einem Dichtheitsprüfmittel oder mit Seifenwasser abgepinselt. An undichten Stellen bilden sich sofort Blasen.

7.3.5 Sanierung eines Druckluftnetzes

Liegen ermittelte Leckagemengen eines Druckluftnetzes deutlich über den in **Kapitel 7.3.3** genannten Werten, sollte eine Sanierung des Netzes in Erwägung gezogen werden.

Bei der Sanierung eines Druckluftnetzes sind folgende Maßnahmen zu ergreifen, um die Druckluftverluste zu reduzieren:

- Undichte Verbindungselemente nachziehen oder neu abdichten.
- Undichte Ventile und Schieber ersetzen.
- Undichte Schläuche und Schlauchkupplungen austauschen.
- Leckstellen an Rohrleitungen verschweißen.
- Kondensatableiter modernisieren.
Mechanische Schwimmerableiter und zeitgesteuerte Magnetventile durch niveaugeregelte Kondensatableiter ersetzen.
- Druckluftaufbereitung modernisieren.
Schädliche Verunreinigungen wie Wasser, Öl und Staub aus der Druckluft entfernen.
- Magnetventile überprüfen.
Falls möglich, stromlos geschlossene Ventile installieren.
- Alte Rohrleitungen spülen oder ersetzen.
Der Innendurchmesser von alten Rohren ist häufig durch Ablagerungen reduziert. Das führt zu Druckabfall.
- Kupplungen und Rohranschlüsse überprüfen.
Querschnittsverengungen führen zu Druckabfall.
- Zeitweise Verkleinerung des Netzes.
Teilbereiche großer Netze bei Betriebsruhe durch Absperrschieber abtrennen.

8. Größenbestimmung der Kompressorstation

8.1 Die Kompressorbauart

Die grundsätzliche Entscheidung bei der Einrichtung einer Kompressorstation ist die Festlegung der Kompressorbauart. Für fast alle Einsatzbereiche sind Schrauben- oder Kolbenkompressoren die richtige Wahl.

8.1.1 Schraubenkompressoren



Bild 8.1
BOGE - Schraubenkompressor Baureihe S

Schraubenkompressoren sind für bestimmte Einsatzbereiche besonders geeignet.

- Hohe Einschaltdauer **ED**.
Schraubenkompressoren sind besonders zum Einsatz bei kontinuierlichem Druckluftverbrauch ohne große Lastspitzen ($ED = 100\%$) vorzusehen. Sie eignen sich hervorragend als Grundlast-Maschinen in Kompressorverbundsystemen.
- Große Liefermengen.
Bei großen Liefermengen ist der Schraubenkompressor die wirtschaftlichste Variante.
- Pulsationsfreier Volumenstrom.
Durch die gleichmäßige Verdichtung kann der Schraubenkompressor auch für sehr sensible Druckluftverbraucher verwendet werden.
- Schraubenkompressoren arbeiten bei Verdichtungsendrücken zwischen 5 und 14 bar wirtschaftlich.
Die üblichen Stufen der Höchstdrücke p_{\max} bei Schraubenkompressoren sind 8 bar, 10 bar und 13 bar.

8.1.2 Kolbenkompressoren

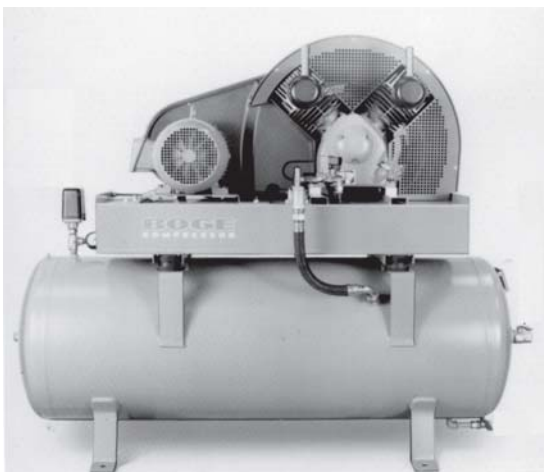


Bild 8.2 :
BOGE - Kolbenkompressoranlage
mit liegendem Druckluftbehälter

Kolbenkompressoren haben ebenfalls ihre speziellen Einsatzbereiche. Sie ergänzen sich hervorragend mit denen der Schraubenkompressoren.

- Intermittierender Bedarf.
Kolbenkompressoren eignen sich für schwankenden Druckluftverbrauch mit Lastspitzen. Sie können als Spitzenlast-Maschinen in einem Kompressorverbundsystem eingesetzt werden. Bei häufigen Lastwechseln sind Kolbenkompressoren die beste Wahl.
- Kleine Liefermengen.
Bei kleinen Liefermengen arbeitet der Kolbenkompressor wirtschaftlicher als der Schraubenkompressor.
- Kolbenkompressoren können auf hohe Enddrücke verdichten.
Die üblichen Stufen der Höchstdrücke p_{\max} bei Kolbenkompressoren sind 8 bar, 10 bar, 15 bar, 30 bar und 35 bar.

8.2 Höchstdruck p_{\max}

Der nächste Schritt zur Größenbestimmung eines Kompressors mit Druckluftbehälter und Druckluftaufbereitung ist die Festlegung des Kompressorhöchstdruckes p_{\max} .

Grundlage für den Höchstdruck (Ausschaltdruck p_{\max}) ist die Schaltdifferenz ($p_{\max} - p_{\min}$) der Kompressorsteuerung, der höchste Arbeitsdruck der Druckluftverbraucher und die Summe der Druckverluste im Netz.

8.2.1 Einflußgrößen auf den Ausschaltdruck p_{\max}

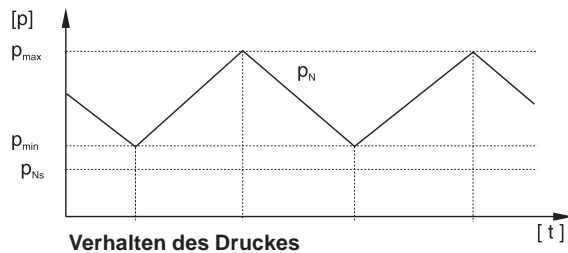


Bild 8.3 :
Verhalten des Druckes im Druckluftbehälter

Der Behälterdruck, der zwischen p_{\min} und p_{\max} schwankt, muß immer deutlich über den Arbeitsdrücken der Verbraucher im Netz liegen. In Druckluftsystemen kommt es immer zu Druckverlusten. Aus diesem Grund muß man die Druckverluste, die durch die verschiedenen Komponenten eines Druckluftsystems verursacht werden, berücksichtigen.

Folgende Werte sind bei der Festlegung des Ausschaltdruckes p_{\max} zu berücksichtigen:

- Normale Druckluftnetze **≤ 0,1 bar**
Das Druckluftnetz sollte so ausgelegt sein, daß die Summe der Druckverluste Δp des gesamten Rohrleitungsnetzes 0,1 bar nicht überschreitet.
- Große Druckluftnetze **≤ 0,5 bar**
Bei weit verzweigten Druckluftnetzen, z.B. in Bergwerken, Steinbrüchen oder auf Großbaustellen, kann man einen Druckabfall Δp bis 0,5 bar zulassen.
- Druckluftaufbereitung durch Trockner.

Membran-Drucklufttrockner mit Filter	≤ 0,6 bar
Kälte-Drucklufttrockner	≤ 0,2 bar
Adsorptions-Drucklufttrockner mit Filter	≤ 0,8 bar
- Druckluftaufbereitung durch Filter und Abscheider.

Zyklonabscheider	≤ 0,05 bar
Filter allgemein	≤ 0,6 bar

Der Druckabfall Δp durch Filter steigt während des Einsatzes durch Verschmutzung. Angegeben ist der Grenzwert, bei dem das Filterelement spätestens ausgetauscht werden muß.
- Die Schaltdifferenz des Kompressors.

Schraubenkompressoren	0,5 - 1 bar
Kolbenkompressoren	$p_{\max} - 20 \%$
- Reserven.
Während des Betriebes kommt es im Druckluftsystem immer wieder zu unvorhergesehenen Druckverlusten. Aus diesem Grund sollte immer eine ausreichende Druckreserve eingeplant werden um Leistungsverluste zu vermeiden.

8.3 Volumenbestimmung eines Druckluftbehälters

Druckluftbehälter dienen zur Druckluftspeicherung, Pulsationsdämpfung und Kondensatabscheidung im Druckluftsystem. Um besonders die Aufgabe der Druckluftspeicherung optimal erfüllen zu können, muß der Druckluftbehälter richtig dimensioniert werden.

8.3.1 Empfehlungen für das Druckluftbehältervolumen

Die Bestimmung des Druckluftbehältervolumens V_B erfolgt in erster Linie durch vielfach bestätigte Erfahrungswerte. BOGE empfiehlt folgende Verhältnisse der Kompressorliefermenge \dot{V} [l/min] zum Behältervolumen V_B [l] :

- Kolbenkompressoren. $V_B = \dot{V}$
Aufgrund der Kompressoreigenschaften wird ein intermittierender Lauf angestrebt.
- Schraubenkompressoren $V_B = \dot{V}/3$
Aufgrund der Kompressoreigenschaften wird ein gleichmäßiger Lauf angestrebt.

Nach der Festlegung des Druckluftbehältervolumens muß bei Kolbenkompressoren das Schaltintervall des Kompressors, bestehend aus der Kompressorlaufzeit und der Kompressorstillstandszeit, ermittelt werden. Daraus ergibt sich die Anzahl der Schaltspiele des Kompressors.

8.3.2 Normreihe und Betriebsdrücke für Druckluftbehältergrößen

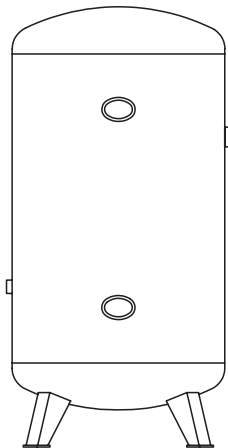


Bild 8.4 :
Druckluftbehälter, stehend

Druckluftbehälter sind in sinnvollen Volumenstufungen festgelegt. Um keine unnötigen Kosten für Einzelanfertigungen zu verursachen, sollten immer Behälter aus der Normreihe gewählt werden.

Der maximale Druck, für den ein Behälter ausgelegt ist, liegt aus Sicherheitsgründen immer mindestens 1 bar über dem maximalen Kompressorhöchst- druck. 10 bar Kompressoren haben z.B. einen auf 11 bar ausgelegten Druckluftbehälter. Das Sicherheitsventil wird ebenfalls auf 11 bar eingestellt.

Die folgende Tabelle zeigt die bei verschiedenen Betriebsdrücken zu Verfügung stehenden Druckluftbehältergrößen :

Druckluftbehälter- volumen [l]	Betriebsdruck bis		
	11 [bar]	16 [bar]	36 [bar]
18	•		
30	•		
50	•	•	
80	•		
150	•	•	•
250	•	•	•
350	•	•	•
500	•	•	•
750	•	•	•
1000	•	•	•
1500	•	•	•
2000	•	•	•
3000	•	•	•
5000	•	•	•

Größenbestimmung der Kompressorstation

8.3.3 Druckluftbehältervolumen für Kompressoren

Das optimale Speichervolumen eines Druckluftbehälters für einen Kompressor läßt sich mit Hilfe einer Formel genauer definieren.

Die Formel ist ideal, wenn im Aussetzbetrieb möglichst lange Stillstandszeiten geplant sind. Das Volumen des Druckluftnetzes kann als Teil des Behältervolumens mit berücksichtigt werden.

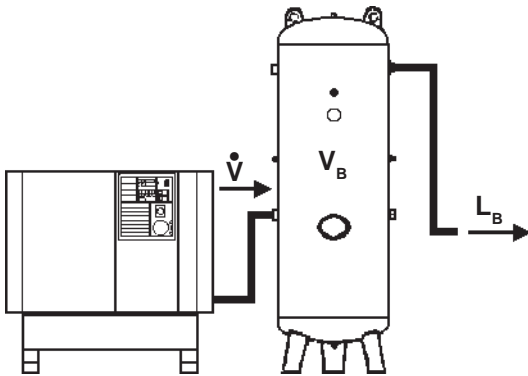


Bild 8.5 :
Kompressor und Druckluftbehälter

$$V_B = \frac{\dot{V} \times 60 \times [\frac{L_B}{\dot{V}} - (\frac{L_B}{\dot{V}})^2]}{z \times (p_{\max} - p_{\min})}$$

V_B = Volumen des Druckluftbehälters [m³]

\dot{V} = Liefermenge des Kompressors [m³/min]

L_B = Benötigte Liefermenge [m³/min]

z = Zulässige Motorschaltspiele/h [1/h]
(siehe Kapitel 8.4.3)

p_{\max} = Ausschaltdruck des Kompressors [bar_ü]

p_{\min} = Einschaltdruck des Kompressors [bar_ü]

Trotz der Berücksichtigung aller Einflußgrößen ist es ratsam, die ermittelte Druckluftbehältergröße anhand der zulässigen Motorschaltspiele des Kompressors zu überprüfen.

Es ist einleuchtend, daß bei kleinerem Behältervolumen V_B ein Kompressor häufiger ein- und ausschaltet. Der Motor wird dadurch belastet. Im Gegensatz dazu schaltet bei einem großen Behältervolumen V_B und gleichbleibender Liefermenge der Motor eines Kompressors seltener. Er wird geschont.

Einfache Faustformeln zur Ermittlung des Druckluftbehältervolumens

Kolbenkompressor

$$V_B = \frac{Q \times 15}{z \times \Delta p}$$

Schraubenkompressor

$$V_B = \frac{Q \times 5}{z \times \Delta p}$$

V_B = Volumen des Druckluftbehälters [m³]

Q = Liefermenge des Kompressors [m³/min]

15 bzw. 5 = Konstanter Faktor

z = Zulässige Motorschaltspiele/h [1/h]
(siehe Kapitel 8.4.3)

Δp = Druckdifferenz EIN/AUS

8.4 Schaltintervall des Kompressors

Das Schaltintervall ist eine wichtige Größe in einem Druckluftsystem. Um die richtige Dimensionierung des Druckluftbehälters bezüglich der Liefermenge und des Druckluftverbrauchs zu überprüfen, muß das Schaltintervall ermittelt werden. Dies geschieht durch die Berechnung der Kompressorlaufzeit t_L und der Kompressorstillstandszeit t_S , deren Summe das Schaltintervall ergibt.

8.4.1 Kompressorstillstandszeit

Während der Kompressor-Stillstandszeit t_S wird der Druckluftbedarf aus dem Speichervolumen des Druckluftbehälters gedeckt. Dadurch sinkt der Druck im Druckluftbehälter vom Ausschaltdruck p_{\max} bis zum Einschaltdruck p_{\min} . Der Kompressor liefert in dieser Zeit keine Druckluft.

Zur Ermittlung der Kompressorstillstandszeit t_S dient folgende Formel :

$$t_S = \frac{V_B \times (p_{\max} - p_{\min})}{L_B}$$

t_S = Stillstandszeit des Kompressors [min]

V_B = Volumen des Druckluftbehälters [l]

L_B = Benötigte Liefermenge [l/min]

p_{\max} = Ausschaltdruck des Kompressors [bar_ü]

p_{\min} = Einschaltdruck des Kompressors [bar_ü]

8.4.2 Kompressorlaufzeit

Während der Kompressorlaufzeit gleicht der Kompressor den Druckabfall im Druckluftbehälter wieder aus. Gleichzeitig wird weiterhin der aktuelle Druckluftbedarf gedeckt. Die Liefermenge \dot{V} ist höher als der Druckluftverbrauch L_B . Der Druck im Druckluftbehälter steigt wieder bis auf p_{\max} an.

Zur Ermittlung der Kompressorlaufzeit t_L dient folgende Formel :

$$t_L = \frac{V_B \times (p_{\max} - p_{\min})}{(\dot{V} - L_B)}$$

t_L = Laufzeit des Kompressors [min]

V_B = Volumen des Druckluftbehälters [l]

L_B = Benötigte Liefermenge [l/min]

\dot{V} = Liefermenge des Kompressors [l/min]

p_{\max} = Ausschaltdruck des Kompressors [bar_ü]

p_{\min} = Einschaltdruck des Kompressors [bar_ü]

8.4.3 Ermittlung der Motorschaltspiele

Die maximal zulässigen Motorschaltspiele sind von der Größe des Antriebsmotors abhängig. Wird die Anzahl der zulässigen Motorschaltspiele überschritten, kann es zu Schäden am Antriebsmotor kommen.

Zur Ermittlung der erwarteten Motorschaltspiele **S** des Kompressors werden die Kompressorlaufzeit t_L und die Kompressorstillstandszeit t_s addiert, und die Bezugszeit (üblicherweise 60 min) durch das Ergebnis dividiert.

Liegt das Ergebnis über der Zahl der zulässigen Motorschaltspiele **z**, ist der Druckluftbehälter größer zu dimensionieren.

Eine zweite Möglichkeit wäre eine Vergrößerung der Schaltdifferenz ($p_{\max} - p_{\min}$).

$$S = \frac{60}{t_s + t_L}$$

S = Schaltspiele [1/h]

t_L = Laufzeit des Kompressors [min]

t_s = Stillstandszeit des Kompressors [min]

Die folgende Tabelle gibt die zulässigen Motorschaltspiele eines Elektromotors pro Stunde in Abhängigkeit von der Motorleistung an.

Motorleistung [kW]	zul. Motorschaltspiele/h z [1/h]
4 - 7,5	30
11 - 22	25
30 - 55	20
65 - 90	15
110 - 160	10
200 - 250	5

8.5 Beispiele zur Kompressorauslegung

8.5.1 Rechenbeispiel für Kolbenkompressoren

In Kapitel 7.2.5 wurde für eine Anzahl Verbraucher die benötigte Liefermenge von $L_B = 2035 \text{ l/min}$ ermittelt. Der höchste benötigte Arbeitsdruck liegt in diesem Beispiel bei 6 bar_u . Hier wird für diesen Anwendungsfall ein Kolbenkompressor dimensioniert.

8.5.1.1 Ermittlung des Höchstdruckes p_{\max}



Bild 8.6 :
Kompressorstation mit Kolbenkompressor, Druckluftbehälter, Kälte-Drucklufttrockner und Filtersystem

Der Kompressor-Höchstdruck p_{\max} des Druckluftsystems ist zu ermitteln. Ausgehend vom Arbeitsdruck der Verbraucher sind alle Komponenten im Druckluftsystem zu berücksichtigen :

– Höchster Arbeitsdruck im System		6 bar_u
– Druckluftnetz	Druckverluste	$0,1 \text{ bar}$
– Filter	Druckverluste	$0,6 \text{ bar}$
– Kälte-Drucklufttrockner	Druckverluste	$0,2 \text{ bar}$

Mindestdruck im Behälter	$6,9 \text{ bar}_u$
---------------------------------	---------------------------------------

Der Einschaltdruck p_{\min} muß immer über diesem Druck liegen.

– Schaltdifferenz des Kolbenkompressors	$\text{ca. } 2 \text{ bar}$
-----------------------------------------	-----------------------------

Der Ausschaltdruck p_{\max} liegt mindestens bei	$8,9 \text{ bar}_u$
----------------------------------------------------	---------------------------------------

Gewählter Kompressor-Höchstdruck (Ausschaltdruck des Kompressors)	10 bar_u
--------------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------

8.5.1.2 Bestimmung der Kompressorgröße

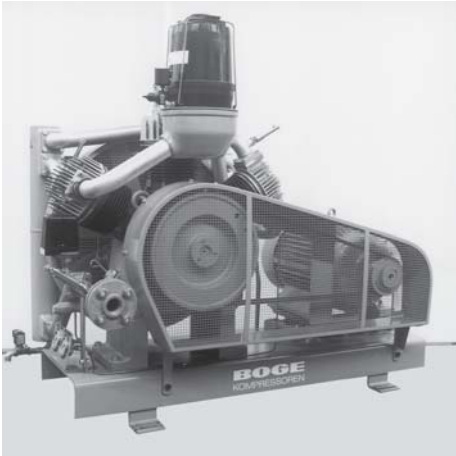


Bild 8.7 :
BOGE-Kolbenkompressor Typ RM 3650-213

Kolbenkompressoren werden mit Reserven ausgelegt, die in der Größenordnung von ca. 40 % liegen. Reserven werden erfahrungsgemäß angesetzt, um eventuelle Betriebserweiterungen zu berücksichtigen und um den Kompressor intermittierend, d.h. im Aussetzbetrieb zu fahren. Intermittierender Betrieb bedeutet weniger Verschleiß.

Die optimale Einschaltdauer ED eines Kolbenkompressors liegt bei 60 %. BOGE-Kolbenkompressoren sind für 100 % ED = Dauerlauf ausgelegt. Für die Berechnung der Kompressorgröße bedeutet das: die benötigte Liefermenge \dot{L}_B ist durch 0,6 zu dividieren, um die minimale Liefermenge \dot{V}_{\min} des Kolbenkompressors zu erhalten.

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\min} &= \dot{L}_B / 0,6 \\ \dot{V}_{\min} &= 2035 / 0,6 \\ \dot{V}_{\min} &= 3392 \text{ l/min}\end{aligned}$$

Gewählt wird :

Kolbenkompressor Typ RM 4150-213

Höchstdruck p_{\max} : 10 bar

Liefermenge \dot{V} : 3350 l/min

Motorleistung : 30 kW $\Rightarrow z = 20$

8.5.1.3 Volumen des Druckluftbehälters

Das Volumen des Druckluftbehälters ist entsprechend der BOGE-Empfehlung, Kompressorliefermenge \dot{V} = Druckluftbehältervolumen V_B , festzulegen. Dabei muß die Stufung der Druckluftbehältergrößen berücksichtigt werden.

$$\dot{V} = 3350 \text{ l/min} \Rightarrow V_B = 3000 \text{ l}$$

8.5.1.4 Schaltintervall des Kompressors

Nach der Festlegung des Druckluftbehältervolumens folgt die notwendige Ermittlung der Kompressorlauf- und Stillstandszeiten um die Motorschaltspiele **S** zu überprüfen.

Zur Ermittlung der Kompressorstillstandszeit t_s dient folgende Formel :

$$\begin{aligned} V_B &= 3000 \text{ l} \\ p_{\max} &= 10 \text{ bar}_u \\ p_{\min} &= 8 \text{ bar}_u \\ L_B &= 2035 \text{ l/min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_s &= \frac{V_B \times (p_{\max} - p_{\min})}{L_B} \\ t_s &= \frac{3000 \times (10 - 8)}{2035} \\ t_s &= 2,95 \text{ min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_s &= \text{Stillstandszeit des Kompressors} & [\text{min}] \\ V_B &= \text{Volumen des Druckluftbehälters} & [\text{l}] \\ L_B &= \text{Benötigte Liefermenge} & [\text{l/min}] \\ p_{\max} &= \text{Ausschaltdruck des Kompressors} & [\text{bar}_u] \\ p_{\min} &= \text{Einschaltdruck des Kompressors} & [\text{bar}_u] \end{aligned}$$

Zur Ermittlung der Kompressorlaufzeit t_L dient folgende Formel :

$$\begin{aligned} V_B &= 3000 \text{ l} \\ p_{\max} &= 10 \text{ bar}_u \\ p_{\min} &= 8 \text{ bar}_u \\ \dot{V} &= 3650 \text{ l/min} \\ L_B &= 2035 \text{ l/min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_L &= \frac{V_B \times (p_{\max} - p_{\min})}{(\dot{V} - L_B)} \\ t_L &= \frac{3000 \times (10 - 8)}{(3650 - 2035)} \\ t_L &= 4,56 \text{ min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_L &= \text{Laufzeit des Kompressors} & [\text{min}] \\ V_B &= \text{Volumen des Druckluftbehälters} & [\text{l}] \\ L_B &= \text{Benötigte Liefermenge} & [\text{l/min}] \\ \dot{V} &= \text{Liefermenge des Kompressors} & [\text{l/min}] \\ p_{\max} &= \text{Ausschaltdruck des Kompressors} & [\text{bar}_u] \\ p_{\min} &= \text{Einschaltdruck des Kompressors} & [\text{bar}_u] \end{aligned}$$

Größenbestimmung der Kompressorstation

8.5.1.5 Motorschaltspiele des Kompressors

Aus der Kompressorlaufzeit und der Kompressorstillstandszeit wird die Anzahl der Motorschaltspiele berechnet und mit den zulässigen Motorschaltspielen z verglichen.

$$t_s = 2,95 \text{ min}$$

$$t_L = 4,56 \text{ min}$$

$$\text{Motorleistung 22 kW} \Rightarrow z = 25$$

$$\begin{aligned} S &= \frac{60}{t_s + t_L} \\ S &= \frac{60}{2,95 + 4,56} \\ S &= 8 \end{aligned}$$

$$S = \text{Schaltspiele} \quad [1/h]$$

$$t_L = \text{Laufzeit des Kompressors} \quad [\text{min}]$$

$$t_s = \text{Stillstandszeit des Kompressors} \quad [\text{min}]$$

Ca. 8 Motorschaltspiele pro Stunde liegen weit unter dem zulässigen Wert des 30 kW Motors ($z = 20$). Das Volumen des Druckluftbehälters ist gut dimensioniert. Aufgrund der hohen Schaltspielreserve könnte der Druckluftbehälter sogar etwas kleiner sein.

Hinweis

Wenn der genaue Druckluftverbrauch nicht festliegt, können bei der Ermittlung der Schaltspiele des Motors 50 % der Liefermenge des Kompressors als Verbrauch angenommen werden. In diesem Fall sind die Stillstand- und Laufzeiten des Kompressors gleich. Dadurch ergibt sich die höchste Anzahl an Motorschaltspielen.

8.5.2 Rechenbeispiele für Schraubenkompressoren

8.5.2.1 Beispiel zu Ermittlung des Höchstdruckes p_{\max}



Bild 8.8 :
Kompressorstation mit Schraubenkompressor, Kälte-Drucklufttrockner, Druckluftbehälter und Filtersystem

In Kapitel 7.2.5 wurde für eine Anzahl Verbraucher die benötigte Liefermenge $L_B = 2,04 \text{ m}^3/\text{min}$ ermittelt. Der höchste benötigte Arbeitsdruck liegt in diesem Beispiel bei 6 bar_u . Hier wird für diesen Anwendungsfall ein Schraubenkompressor dimensioniert.

Der Kompressor-Höchstdruck p_{\max} des Druckluftsystems soll ermittelt werden. Ausgehend vom Arbeitsdruck der Verbraucher sind alle Komponenten im Druckluftsystem zu berücksichtigen :

– Höchster Arbeitsdruck im System		6 bar_u
– Druckluftnetz	Druckluftverlust	$0,1 \text{ bar}$
– Filter	Druckluftverlust	$0,6 \text{ bar}$
– Kälte-Drucklufttrockner	Druckluftverlust	$0,2 \text{ bar}$

Mindestdruck im Behälter **$6,9 \text{ bar}_u$**

Der Einschaltdruck p_{\min} muß immer über diesem Druck liegen.

– Schaltdifferenz des Schraubenkompressors		1 bar
--------------------------------------------	--	-----------------

Der Ausschaltdruck p_{\max} liegt mindestens bei **$7,9 \text{ bar}_u$**

Gewählter Kompressor-Höchstdruck (Ausschaltdruck des Kompressors) **8 bar_u**

8.5.2.2 Bestimmung der Kompressorgröße



Bild 8.9 :
BOGE-Schraubenkompressor

Die optimale Einschaltdauer **ED** eines Schraubenkompressors liegt bei 100 %. Das heißt, die benötigte Liefermenge L_B wird mit der minimalen Liefermenge \dot{V}_{\min} des Kompressors gleichgesetzt.

$$L_B = 2,04 \text{ m}^3/\text{min} = \dot{V}_{\min} = \text{ca. } 2 \text{ m}^3/\text{min}$$

Gewählt wird :

Schraubenkompressor Typ S 21

Höchstdruck p_{\max} :	8	bar
Liefermenge \dot{V} :	2,42	m^3/min
Motorleistung :	15	kW $\Rightarrow z = 25$

Größenbestimmung der Kompressorstation

8.5.2.3 Dimensionierung des Druckluftbehälters

$$\dot{V} = 2,42 \quad \text{m}^3/\text{min}$$

$$L_B = 2,04 \quad \text{m}^3/\text{min}$$

$$L_B/\dot{V} = 0,843$$

$$z = 25 \quad 1/\text{h}$$

$$p_{\max} = 9 \quad \text{bar}_u$$

$$p_{\min} = 8 \quad \text{bar}_u$$

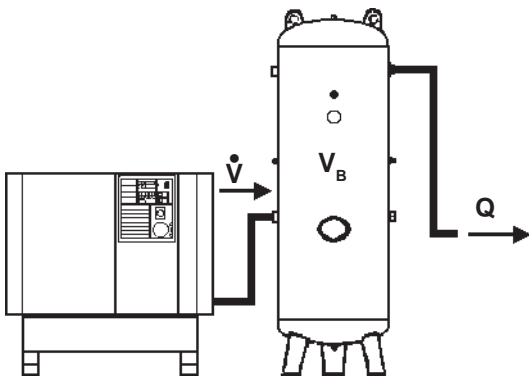


Bild 8.10 :
Kompressor und Druckluftbehälter

Das Volumen des Druckluftbehälters wird bei Schraubenkompressoren mit Hilfe der folgenden Berechnung ermittelt. Bei der Auswahl ist die übliche Stufung der Druckluftbehältergrößen zu berücksichtigen.

$$V_B = \frac{\dot{V} \times 60 \times [L_B/\dot{V} - (L_B/\dot{V})^2]}{z \times (p_{\max} - p_{\min})}$$

$$V_B = \frac{2,42 \times 60 \times [0,843 - 0,843^2]}{25 \times (9 - 8)}$$

$$V_B = 0,77 \text{ m}^3$$

Gewähltes Druckluftbehältervolumen :

$$V_B = 0,75 \text{ m}^3 = 750 \text{ l}$$

$$V_B = \text{Volumen des Druckluftbehälters} \quad [\text{m}^3]$$

$$\dot{V} = \text{Liefermenge aller Kompressoren} \quad [\text{m}^3/\text{min}]$$

$$L_B = \text{Benötigte Liefermenge} \quad [\text{m}^3/\text{min}]$$

$$z = \text{Zulässige Motorschaltspiele} \quad [1/\text{h}]$$

$$p_{\max} = \text{Ausschaltdruck des Kompressors} \quad [\text{bar}_u]$$

$$p_{\min} = \text{Einschaltdruck des Kompressors} \quad [\text{bar}_u]$$

Das Volumen des Druckluftbehälters kann auch entsprechend der BOGE-Empfehlung, Kompressorliefermenge zu Druckluftbehältervolumen $V_B = \dot{V}/3$, festgelegt werden.

$$\dot{V} = 2,46 \quad \text{m}^3/\text{min} \Rightarrow V_B = 0,82 \text{ m}^3$$

8.5.2.4 Schaltintervall des Kompressors

Die Schaltintervalle und die maximal zulässigen Schaltspiele des Motors müssen bei BOGE-Schraubenkompressoren nicht überprüft werden, da die BOGE ARS-Steuerung über ihren Microcontroller ein Überschreiten der zulässigen Motorschaltspiele nicht zulässt.

8.5.3 Resümee zur Kompressorauswahl

Wenn ein Betrieb mit schwankendem Druckluftverbrauch rechnet und spätere Erweiterungen plant, wird er einen Kompressor benötigen, der für stark intermittierenden Betrieb ausgelegt ist. Hier bietet sich ein Kolbenkompressor an. Kann die Liefermenge des Kompressors den konstanten Druckluftbedarf decken, sollte ein Schraubenkompressor eingesetzt werden.

Beide Verdichtersysteme sind komplett schallgedämmt lieferbar. Beide sind anschlussfertig.

Die Wahl des richtigen Systems sollte nicht vom Kaufpreis abhängig sein, denn dieser amortisiert sich schnell, wenn laufende Betriebskosten gespart werden. Laufende Betriebskosten sind nicht nur die Energiekosten für die Druckluftherzeugung, sondern auch die Leerlaufkosten.

Kolbenkompressoren arbeiten im Aussetzbetrieb. Sie haben keinen Leerlauf. Schraubenkompressoren müssen durch ihre geringe Schaltdifferenz und den relativ kleinen Druckluftbehälter automatisch im Leerlaufbetrieb fahren, um viele Motorschaltspiele zu vermeiden.

Durch die ARS-Steuerung wird der Aussetzbetrieb mit minimaler Leerlaufzeit angestrebt.

8.6 Hinweise zur Kompressorauslegung

8.6.1 Leistung und Arbeitsdruck



Bild 8.11 :
Schlagschrauber mit Druckluftantrieb

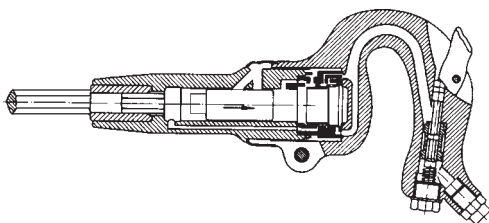


Bild 8.12 :
Ventilloser Drucklufthammer

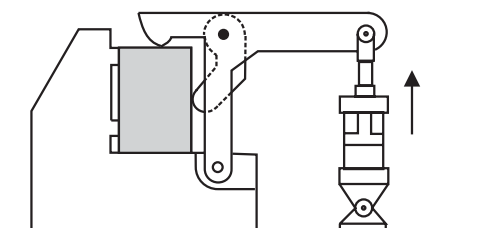


Bild 8.13 :
Pneumatische Klemmvorrichtung

Der Arbeitsdruck von Druckluftverbrauchern sollte immer eingehalten werden. Die Leistung eines Druckluftverbrauchers nimmt überproportional ab, wenn der Netzdruck p_N unter seinen Arbeitsdruck sinkt.

Die folgende Tabelle zeigt die Abhängigkeit der Leistung vom Arbeitsdruck am Beispiel von durchschnittlichen Druckluftwerkzeugen und Bohrhämmern :

Effektiver Druck [bar] am Anschluß	Relative Leistung [%]		Relativer Luftverbrauch [%]	
	Werk- zeug	Bohr- hammer	Werk- zeug	Bohr- hammer
7	120	130	115	120
6	100	100	100	100
5	77	77	83	77
4	55	53	64	56

Beispiel

Am Beispiel eines Pneumatikzylinders können die Folgen zu geringen Netzdruckes gut demonstriert werden.

Der Pneumatikzylinder einer Klemmvorrichtung wird nicht mehr mit dem erforderlichen Arbeitsdruck versorgt. Die Klemmkraft des Zylinders nimmt ab und das Werkstück wird nicht mehr mit der notwendigen Haltekraft fixiert.

Während der Bearbeitung durch eine Werkzeugmaschine löst sich das Werkstück aus der Klemmvorrichtung. Die Folgen können von der Zerstörung des Werkzeuges bis zur Verletzung des Maschinenführers reichen.

8.6.2 Variierender Arbeitsdruck der Verbraucher

Wenn der Arbeitsdruck der verschiedenen Verbraucher stark variiert, sollte dies einer näheren Untersuchung unterzogen werden.

Einige Verbraucher mit geringem Druckluftbedarf, benötigen einen deutlich höheren Arbeitsdruck als der Rest.

In diesem Fall sollte man eine zweite, kleine Kompressorstation mit einem separaten Druckluftnetz und entsprechend höherem Ausschaltdruck p_{\max} einrichten.

Die unnötige Überverdichtung des Hauptvolumenstroms des Druckluftsystems verursacht erhebliche Kosten. Diese zusätzlichen Kosten rechtfertigen in den meisten Fällen die Installation eines zweiten Druckluftnetzes.

Das separate Netz amortisiert sich durch die Reduzierung der Betriebskosten normalerweise schnell.

8.6.3 Kompressorverbundsysteme

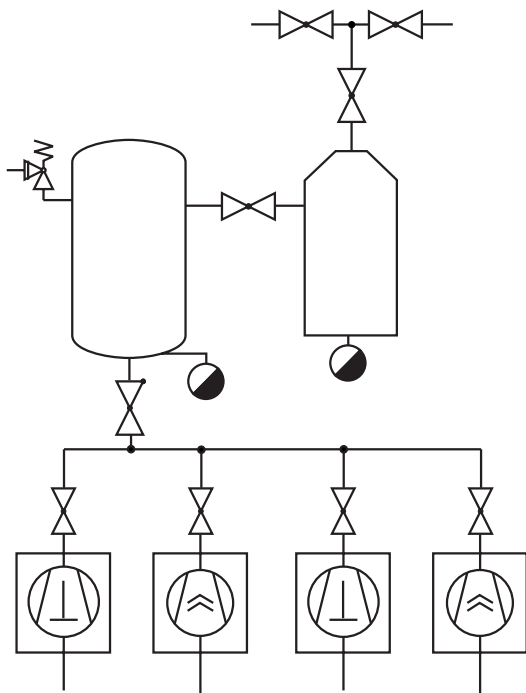


Bild 8.14 :
Schema eines Kompressorverbundsystems

Für Druckluftanwender mit hohem, stark schwankendem Verbrauch ist es ungünstig, einen einzelnen Großkompressor zu installieren. In diesen Fällen ist die Alternative ein Kompressorverbundsystem, das aus mehreren Kompressoren besteht. Dafür spricht eine größere Betriebssicherheit und die höhere Wirtschaftlichkeit.

Ein oder mehrere Kompressoren decken den kontinuierlichen Grundbedarf an Druckluft (Grundlast). Steigt der Bedarf, werden nacheinander weitere Kompressoren zugeschaltet (Mittelast und Spitzenlast), bis die Liefermenge den Bedarf wieder deckt. Sinkt der Bedarf, werden die Kompressoren nacheinander wieder abgeschaltet.

Die Zusammenstellung der einzelnen Kompressoren (Liefermenge) eines Kompressorverbundsystems ist individuell so verschieden, daß darüber keine allgemeingültige Aussage gemacht werden kann. Sie hängt vom Druckluftverhalten aller Verbraucher ab, die am Netz angeschlossen sind.

Vorteile

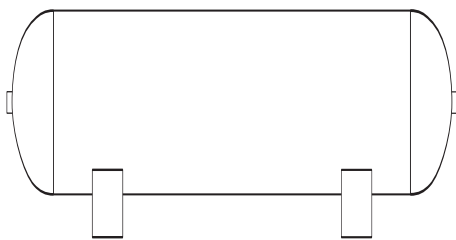
- Betriebssicherheit.
Betriebe, die stark von Druckluft abhängig sind, können durch ein Kompressorverbundsystem ihre Versorgung zu jeder Zeit sicherstellen. Fällt ein Kompressor aus, oder sind Wartungsarbeiten nötig, übernehmen die anderen Kompressoren die Versorgung.
- Wirtschaftlichkeit.
Mehrere kleine Kompressoren können leichter dem Druckluftverbrauch angepaßt werden als ein großer Kompressor. Aus dieser Tatsache ergibt sich die höhere Wirtschaftlichkeit. Wird nur im Teillastbetrieb gearbeitet, fallen nicht die hohen Leerlaufkosten eines großen Kompressors an, sondern niedrige Leerlaufkosten des kleinen Bereitschaftskompressors des Verbundsystems.

9. Das Druckluftnetz

9.1 Der Druckluftbehälter

Druckluftbehälter werden entsprechend der Liefermenge des Verdichters, dem Regelsystem und dem Druckluftverbrauch dimensioniert. Druckluftbehälter im Druckluftnetz haben verschiedene, wichtige Aufgaben zu erfüllen.

9.1.1 Druckluftspeicherung



*Bild 9.1 :
Druckluftbehälter, liegend*

Der Kompressor baut im Druckluftbehälter ein Speichervolumen auf. Der Druckluftverbrauch kann zeitweise aus diesem Speichervolumen gedeckt werden. Der Kompressor liefert in dieser Zeit keine Druckluft. Er steht in Bereitschaft und verbraucht keinen Strom. Darüber hinaus wird schwankende Druckluftentnahme im Netz ausgeglichen und Spitzenbedarf abgedeckt. Der Motor schaltet seltener und der Motorverschleiß wird reduziert.

Unter Umständen werden auch mehrere Druckluftbehälter benötigt, um ein ausreichendes Speichervolumen aufzubauen. Sehr große Druckluftnetze verfügen meist über ein ausreichendes Speichervolumen. In diesem Fall können entsprechend kleinere Druckluftbehälter gewählt werden.

9.1.2 Pulsationsdämpfung

Kolbenkompressoren erzeugen, aufgrund ihrer speziellen Funktionsweise, einen pulsierenden Volumenstrom. Diese Druckschwankungen beeinträchtigen die Funktion verschiedener Verbraucher. Besonders Regelschaltungen und Meßeinrichtungen reagieren mit Fehlern auf einen pulsierenden Volumenstrom. Der Druckluftspeicher wird zum Glätten dieser Druckschwankungen eingesetzt.

Bei Schraubenkompressoren entfällt diese Aufgabe weitestgehend, da sie einen fast gleichmäßigen Volumenstrom erzeugen.

9.1.3 Kondensatabscheidung

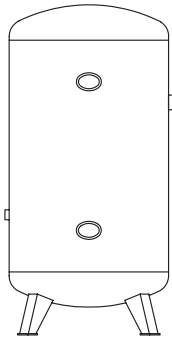


Bild 9.2 :
Druckluftbehälter, stehend

Durch die Verdichtung fällt die in der Luft enthaltene Feuchtigkeit in Form von Wassertröpfchen (Kondensat) aus. Meist wird dieses Wasser mit dem Volumenstrom in den Druckluftbehälter mitgerissen. Dort verweilt die Druckluft. Über die große Oberfläche des Druckluftbehälters wird Wärme an die kühlere Umgebung abgegeben, die Druckluft kühlt ab. Dadurch schlägt sich der größte Teil des Kondensates an den Behälterwänden nieder. Das Kondensat sammelt sich am Boden des Druckluftbehälters und wird durch einen geeigneten Kondensatabscheider abgeführt.

Druckluftbehälter, die nur unregelmäßig entleert werden, können durch das Kondensat korrodieren. Ein Schutz gegen Korrosion ist das Vollbadverzinken des Druckluftbehälters. Bei regelmäßigem Kondensatablaß ist ein Verzinken des Behälters nicht unbedingt notwendig. Das Verzinken bietet sich auch dann an, wenn das Kondensat eine hohe Konzentration aggressiver Bestandteile enthält.

9.1.4 Betrieb von Druckluftbehältern

Druckluftbehälter dürfen nur für Kompressoren mit Ein- und Ausschaltbetrieb dauerhaft verwendet werden. Der Bereich der Druckschwankungen Δp darf 20 % des maximalen Betriebsdruckes nicht überschreiten (Kompressorhöchstdruck 10 bar, $\Delta p = 2$ bar). Bei größeren Druckschwankungen kann es mit der Zeit zu Ermüdungsbrüchen in den Schweißnähten kommen. Der Druckluftbehälter muß dann speziell für schwelende Belastung ausgelegt werden.

9.1.5 Installation von Druckluftbehältern

Der Druckluftbehälter sollte an einem möglichst kühlen Platz aufgestellt werden. Dadurch fällt mehr Kondensat im Druckluftbehälter aus und gelangt nicht ins Druckluftnetz und somit in die Druckluftaufbereitung.

Druckbehälter sind so aufzustellen, daß sie für die wiederkehrenden Prüfungen zugänglich sind oder gemacht werden können und daß das Fabrikschild gut erkennbar ist.

Der Druckluftbehälter sollte auf einer geeigneten Fundamentplatte mit ausreichendem Raum für Inspektionen installiert werden. Dabei ist zu berücksichtigen, daß sich die Fundamentbelastung während der Druckprüfungen durch die Wasserfüllung des Druckluftbehälters erhöht.

Druckluftbehälter müssen so aufgestellt sein, daß Beschäftigte oder Dritte nicht gefährdet werden. Erforderliche Schutzbereiche und -abstände sind einzuhalten.

Die Druckbehälter und ihre Ausrüstung sind soweit gegen mechanische Einwirkungen (z.B. Fahrzeuge) von außen zu schützen, daß Beschädigungen mit gefährlichen Auswirkungen auf Beschäftigte oder Dritte nicht zu erwarten sind.

9.1.6 Sicherheitsvorschriften für Druckluftbehälter

Für Druckluftbehälter gilt die „Druckbehälter - Verordnung“ (DruckbehV), die Technischen Regeln „Druckbehälter“ (TRB) bzw. die DIN EN. Diese Unfallverhütungsvorschriften (UVV) sind zwingende gesetzliche Bestimmungen, und somit unbedingt einzuhalten. Der Betreiber eines Druckluftbehälters ist verpflichtet, sich ständig über die neuesten UVV zu informieren.

Folgende Auszüge aus den Unfallverhütungsvorschriften sind besonders zu beachten :

9.1.6.1 Einteilung in Prüfgruppen

Druckluftbehälter werden nach § 8 der Druckbehältervorschrift in Prüfgruppen eingeteilt.

(1) Die Druckluftbehälter werden entsprechend dem zulässigen Betriebsüberdruck p in bar und dem Rauminhalt des Druckraums I in Litern (dem Druckinhaltsprodukt $p \times I$) in Gruppen eingeteilt. Bei mehreren voneinander getrennten Druckräumen wird das Produkt für jeden Druckraum getrennt ermittelt:

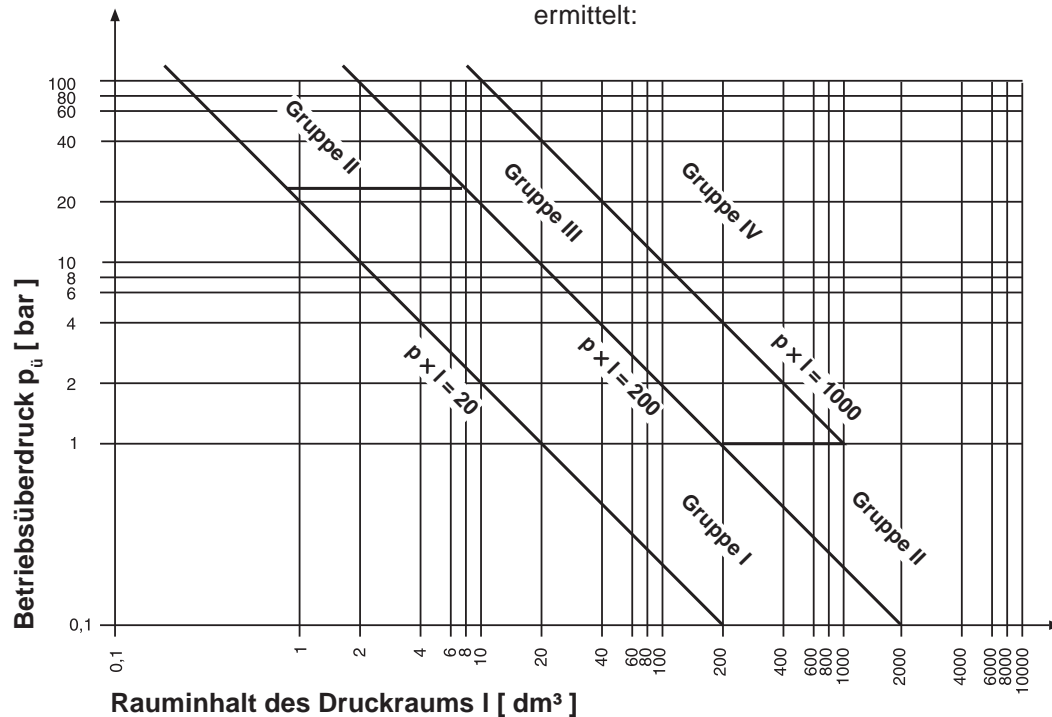


Bild 9.3 :
Diagramm zur Gruppeneinteilung der
Druckluftbehälter

Gruppe I : Druckluftbehälter mit einem zulässigen Betriebsüberdruck p von höchstens 25 bar und einem Druckinhaltsprodukt $p \times I$ von nicht mehr als 200.

Gruppe III : Druckluftbehälter mit einem zulässigen Betriebsüberdruck p von mehr als 1 bar, bei denen das Druckinhaltsprodukt $p \times I$ mehr als 200, jedoch nicht mehr als 1000 beträgt
($p > 1$ bar und $200 < p \times I \leq 1000$).

Gruppe IV : Druckluftbehälter mit einem zulässigen Betriebsüberdruck p von mehr als 1 bar, bei denen das Druckinhaltsprodukt $p \times I$ mehr als 1000 beträgt
($p > 1$ bar und $p \times I > 1000$).

9.1.6.2 Herstellung von Druckluftbehältern

„Einfache unbefeuerte Druckluftbehälter“ mit einem Betriebsdruck zwischen 0,5 und 30 bar Überdruck, einem Druckinhaltsprodukt $p \times I$ bis 10 000, (Behälter bis 750 l, 11 bar oder bis 500 l, 16 bar) und einem zylindrischen Mantel mit zwei Böden werden nach der EG-Richtlinie 87/404 EWG gefertigt. Sie erhalten ein CE-Kennzeichen am Behälterschild. Demzufolge dürfen sie im gesamten EG-Raum ohne weitere Berücksichtigung der nationalen Vorschriften vertrieben werden.

Druckluftbehälter mit einem Druckinhaltsprodukt $p \times I$ von mehr als 10 000 sind nach den entsprechenden nationalen Vorschriften zu fertigen.

9.1.6.3 Anmelde- und Überwachungspflicht

Nach UVV müssen Druckluftbehälter am Aufstellungsort vor der Inbetriebnahme (TRB 531, Abs. 6), sowie in regelmäßigen Abständen nach der Inbetriebnahme, Prüfungen durch einen Sachverständigen oder Sachkundigen unterzogen werden. Druckluftbehälter sind unter Vorlage des mitgelieferten Behälterattests z.B. beim technischen Überwachungsverein (TÜV) anzumelden.

Eine erstmalige Prüfung ist vor der Auslieferung im Herstellerwerk bereits erfolgt. Bereits im Herstellerwerk sind Druckluftbehälter im Zuge des Baumusters mit Wasser abzudrücken. Einzelbehälter, für die kein Baumuster existiert, müssen im Beisein eines Sachverständigen einer Einzelabnahme unterzogen werden.

9.1.6.4 Sachverständige und Sachkundige nach § 31 und § 32 DruckbehV

Sachverständige nach § 31 der DruckbehV sind :

- Mitarbeiter des technischen Überwachungsvereins (TÜV).
- Mitarbeiter der öffentlich-rechtlichen Materialprüfungsanstalt.
- von der Berufsgenossenschaft mit Befugnis zur Prüfung ausgestattete Betriebssachverständige.

Sachkundige nach § 32 der DruckbehV ist, wer :

- auf Grund seiner Ausbildung, seiner Kenntnis und seiner durch praktische Tätigkeit gewonnenen Erfahrung die Gewähr dafür bietet, daß er die Prüfung ordnungsgemäß durchführt.
- die erforderliche persönliche Zuverlässigkeit besitzt.
- hinsichtlich der Prüftätigkeit keinen Weisungen unterliegt.
- falls erforderlich, über geeignete Prüfungseinrichtungen verfügt.
- durch die Bescheinigung über die erforderliche Teilnahme an einem staatlichen oder staatlich anerkannten Lehrgang nachweist, daß er die im ersten Punkt genannten Voraussetzungen erfüllt.

Die Sachkunde ist der zuständigen Behörde auf Verlangen nachzuweisen.

9.1.6.5 Prüfung von Druckluftbehältern

Die Prüfung vor Inbetriebnahme und die wiederkehrenden Prüfungen der Druckluftbehälter unterliegen nationalem Recht. In § 9 der Druckbehältervorschrift ist die Prüfung vor Inbetriebnahme festgelegt, § 10 regelt die wiederkehrenden Prüfungen.

Prüfung vor Inbetriebnahme § 9

(1) Ein Druckluftbehälter der **Gruppen III, IV und VII** darf erst in Betrieb genommen werden, nachdem der Sachverständige den Druckluftbehälter einer erstmaligen Prüfung unterzogen und bescheinigt hat, daß dieser sich in ordnungsgemäßem Zustand befindet.

(2) Ein Druckluftbehälter der **Gruppe I**, soweit er für brennbare, ätzende oder giftige Gase, Dämpfe oder Flüssigkeiten verwendet wird, sowie der **Gruppe II**, darf erst in Betrieb genommen werden,

1. wenn der Hersteller den Druckluftbehälter einer Druckprüfung unterzogen und eine Bescheinigung erteilt hat, daß der Druckluftbehälter ordnungsgemäß hergestellt worden ist und daß er nach dem Ergebnis der Druckprüfung den insoweit zu stellenden Anforderungen entspricht und
2. nachdem ein Sachkundiger den Druckluftbehälter einer Abnahmeprüfung unterzogen und bescheinigt hat, daß dieser den im Rahmen dieser Prüfung zu stellenden Anforderungen entspricht.

(3) Die erstmalige Prüfung besteht aus Vorprüfung, Bauprüfung und Druckprüfung. Die Abnahmeprüfung besteht aus Ordnungsprüfung, Prüfung der Ausrüstung und Prüfung der Aufstellung.

Wiederkehrende Prüfungen § 10

(1) Ein Druckluftbehälter der **Gruppe IV** und **VII** ist innerhalb der in Absatz 4 bestimmten Fristen wiederkehrenden Prüfungen durch den Sachverständigen zu unterziehen.

(2) Ein Druckluftbehälter der **Gruppe I**, soweit er für brennbare, ätzende oder giftige Gase, Dämpfe oder Flüssigkeiten verwendet wird, sowie der **Gruppen II, III** und **IV** ist zu dem Zeitpunkt, der auf Grund der Erfahrungen mit Betriebsweise und Beschickungsgut vom Betreiber festzulegen ist, wiederkehrenden Prüfungen zu unterziehen.

(3) Wiederkehrende Prüfungen bestehen aus inneren Prüfungen und Druckprüfungen. Bei feuer-, abgas- oder elektrisch beheizten Druckluftbehältern besteht die wiederkehrende Prüfung zusätzlich aus äußeren Prüfungen, in der Regel am in Betrieb befindlichen Druckluftbehälter. Innere Prüfungen nach Satz 1 müssen durch Druckprüfungen oder durch andere geeignete Prüfungen ergänzt oder ersetzt werden, wenn innere Prüfungen nicht in dem erforderlichen Umfang durchgeführt werden können. Druckprüfungen nach Satz 1 müssen durch zerstörungsfreie Prüfungen ersetzt werden, wenn Druckprüfungen wegen der Bauart des Druckluftbehälters nicht möglich oder wegen der Betriebsart nicht zweckdienlich sind.

(4) Innere Prüfungen an Druckluftbehältern der **Gruppen IV** und **VII** müssen alle fünf Jahre, Druckprüfungen alle 10 Jahre, äußere Prüfungen alle 2 Jahre durchgeführt werden. Die Aufsichtsbehörde kann diese Fristen im Einzelfall

1. verlängern, soweit die Sicherheit auf andere Weise gewährleistet ist, oder
2. verkürzen, soweit es der Schutz der Beschäftigten oder Dritter erfordert.

(10) Ein Druckluftbehälter der **Gruppe IV** oder **VII** darf nach Ablauf der für die wiederkehrenden Prüfungen geltenden Frist nur weiterbetrieben werden, wenn die Prüfungen fristgerecht durchgeführt sind und wenn der Sachverständige bescheinigt hat, daß der Druckluftbehälter nach dem Ergebnis der Prüfung den im Rahmen dieser Prüfungen zu stellenden Anforderungen entspricht.

(11) Hat der Sachverständige festgestellt, daß sich der Druckluftbehälter nicht in ordnungsgemäßigem Zustand befindet, so entscheidet auf Anfrage die zuständige Behörde.

9.1.6.6 Prüfungsarten

Die regelmäßigen, gebührenpflichtigen Prüfungen erfolgen durch Sachverständige bzw. Sachkundige und sehen wie folgt aus :

Innere Prüfung (5 - jährig)

Der Druckluftbehälter ist vom Netz abgeklemmt und drucklos. Die Besichtigungsöffnung wird geöffnet und der Behälter von innen gründlich gesäubert. Die Wandungen müssen metallisch sauber sein. Der Sachverständige hat den inneren Zustand des Behälters zu überprüfen und den ordnungsgemäßen Zustand zu quittieren.

Druckprüfung (10 - jährig)

Der Druckluftbehälter ist vom Netz abgeklemmt und drucklos. Die Armaturen müssen abgeschraubt und die Anschlußöffnungen mit Stopfen verschlossen werden. Der Druckluftbehälter wird vollständig mit Wasser gefüllt und die Handpumpe für die Druckprüfung angeschlossen. Anschließend wird der Druckluftbehälter mit Hilfe der Handpumpe auf Betriebsdruck gebracht und durch den Sachverständigen auf seine Dichtigkeit überprüft.

9.1.6.7 Weitere Auszüge aus der Druckluftbehälter - Verordnung

Betrieb von Druckluftbehältern § 13

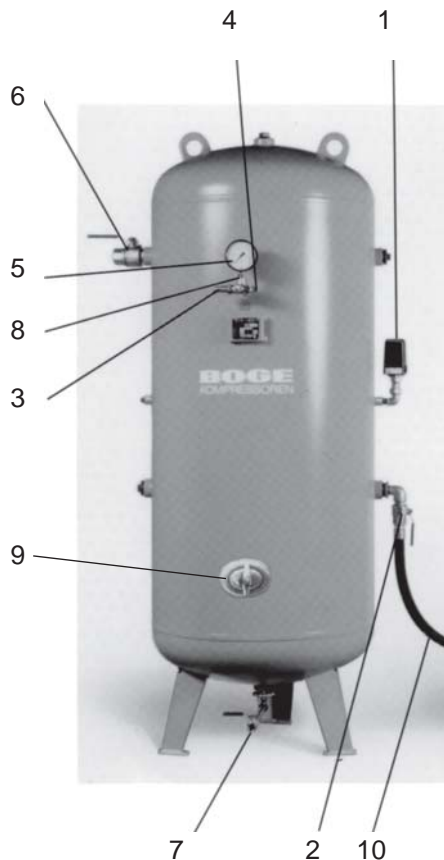
(1) Wer einen Druckluftbehälter betreibt, hat diesen in ordnungsgemäßem Zustand zu erhalten, ordnungsgemäß zu betreiben, zu überwachen, notwendige Instandhaltungs- und Instandsetzungsmaßnahmen unverzüglich vorzunehmen und die den Umständen nach erforderlichen Sicherheitsmaßnahmen zu treffen.

Prüfnachweis und Druckluftbehälterverzeichnis § 14

(1) Druckluftbehälter müssen zum Nachweis über die durchgeführte erstmalige Prüfung mit einem Prüfzeichen versehen sein.

(2) Wer einen Druckluftbehälter der **Gruppe IV** oder **VII** betreibt, muß ein Prüfbuch oder eine Prüfkarte zur Eintragung der Befunde über die wiederkehrenden Prüfungen und gegebenenfalls über außerordentliche Prüfungen von Sachverständigen anlegen. Dem Prüfbuch oder der Prüfkarte müssen die Bescheinigungen des Sachverständigen über die erstmalige Prüfung und die Abnahmeprüfung mit den zugehörigen Unterlagen (Zeichnung, Bescheinigung über Werkstoffe und Wärmebehandlung) beigeheftet sein.

9.1.7 Armaturen am Druckluftbehälter



- 1 = Druckschalter
- 2 = Rückschlagventil oder Kugelabsperrhahn
- 3 = Sicherheitsventil
- 4 = Kontrollflansch
- 5 = Manometer
- 6 = Kugelabsperrhahn
- 7 = Kondensatablaß
- 8 = Armaturenräger
- 9 = Besichtigungsöffnung
- 10 = Hochdruckschlauch

Bild 9.4 :
Druckluftbehälter mit Armaturen

Der Druckluftbehälter besteht nicht nur aus dem nackten Stahlbehälter. Es sind eine Reihe von Armaturen notwendig, um seine Funktion zu gewährleisten und für die vorgeschriebene Sicherheit zu sorgen.

- Druckschalter.
Der Druckschalter dient zur Steuerung des Kompressors.
- Rückschlagventil.
In der Zuleitung vom Kompressor zum Druckluftbehälter muß immer ein Rückschlagventil installiert werden. Es verhindert bei Kolbenkompressoren das Zurückströmen der verdichteten Luft in den Kompressor während der Förderpausen. Bei Schraubenkompressoren ist das Rückschlagventil im System enthalten.
- Sicherheitsventil.
Die Installation eines Sicherheitsventil am Druckluftbehälter ist gesetzlich vorgeschrieben. Wenn der Behälterinnen-
druck p_N (Netzdruck) 10 % über den Nenndruck steigt, öffnet das Sicherheitsventil und bläst den Überdruck ab.
- Kontrollflansch.
An den Kontrollflansch mit Düsenbohrung schließt der TÜV bei der Druckprüfung ein geeichtes Manometer an.
- Manometer.
Das Manometer zeigt den Behälterinnendruck an.
- Kugelabsperrhahn.
Der Kugelabsperrhahn sperrt den Druckluftbehälter vom Druckluftnetz oder vom Kompressor ab.
- Kondensatablaß.
Im Druckluftbehälter fällt Kondensat aus, deshalb muß ein entsprechender Anschluß für den Kondensatableiter vorhanden sein.
- Besichtigungsöffnung.
Die Besichtigungsöffnung kann als Muffe oder als Mann- bzw. Handlochflansch ausgebildet sein. Sie dient zur Kontrolle und Säuberung des Behälterinnenraums. Die Mindestgröße der Besichtigungsöffnung ist gesetzlich vorgeschrieben.
- Hochdruckschlauch.
Der Hochdruckschlauch verbindet den Druckluftbehälter mit dem Kompressor. Er wird anstelle eines Rohres verwendet, um eventuelle Vibrationen des Kompressors nicht auf das Druckluftnetz zu übertragen bzw. um bei dem Anschluß an das Druckluftnetz Maßabweichungen auszugleichen.

Druckschalter, Hochdruckschlauch und Rückschlagventil sind keine typischen Druckluftbehälterarmaturen. Sie werden aber sinnvollerweise am Behälter angebracht.

9.1.7.1 Sicherheitsventil



Bild 9.5 :
Sicherheitsventil am kombinierten Druckluft-Öl-
Behälters eines öleinspritzgekühlten
Schraubenkompressors

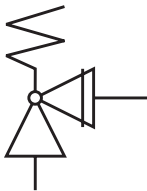


Bild 9.6 :
Schaltsymbol für ein Sicherheitsventil

Die Installation eines Sicherheitsventiles am Druckluftbehälter ist gesetzlich vorgeschrieben.

Wenn der Behälterinnendruck p_N (Netzdruck) auf den maximalen Betriebsdruck des Druckluftbehälters (z.B. Kompressorhöchst-
druck 10 bar, Behälterbetriebsdruck 11 bar) steigt, muß das Sicherheitsventil langsam öffnen.

Wenn der Netzdruck auf das 1,1-fache des Nenndruckes (z.B. Behälterdruck 11 bar, Sicherheitsventil 12,1 bar) steigt, muß das Sicherheitsventil komplett öffnen und den Überdruck abblasen. Dabei ist darauf zu achten, daß der Querschnitt der Abblasöffnung des Sicherheitsventils so dimensioniert ist, daß die komplett Liefermenge aller angeschlossenen Kompressoren abgeblasen werden kann, ohne daß der Druck im Behälter weiter steigt.

Bei nachträglicher Erweiterung eines bestehenden Druckluftnetzes erhöht sich die Anzahl der Kompressoren. Dabei kann die entsprechende Vergrößerung des Sicherheitsventils leicht übersehen werden. Wenn das Sicherheitsventil nicht mehr die gesamte Liefermenge der Kompressoren abblasen kann, steigt der Betriebsdruck im Druckluftbehälter. Im Extremfall führt das zur Explosion des Druckluftbehälters.

Sicherheitsüberprüfung

Um eine Unterdimensionierung des Sicherheitsventiles zu vermeiden, ist bei jeder Erweiterung einer Kompressorstation das Sicherheitsventil zu überprüfen.

Der Netzanschluß des Druckluftbehälters ist abgesperrt. Die Druckschalter werden überbrückt, so daß die Kompressoren nicht mehr automatisch abschalten.

Der Behälterdruck steigt, bis das Sicherheitsventil anspricht. Der Behälterdruck darf das 1,1-fache des Grenzwertes (z.B. Behälterdruck 11 bar, Sicherheitsventil 12,1 bar) nicht überschreiten. Geschieht dies doch, ist das Sicherheitsventil unterdimensioniert und muß ausgetauscht werden.

9.2 Das Rohrleitungsnetz

Eine zentrale Druckluftversorgung macht ein Rohrleitungsnetz notwendig, das die einzelnen Verbraucher mit Druckluft versorgt. Um den zuverlässigen und kostengünstigen Betrieb der einzelnen Verbraucher zu gewährleisten, muß das Rohrleitungsnetz verschiedene Bedingungen erfüllen :

- Ausreichender Volumenstrom.
Jeder Verbraucher des Rohrleitungsnetzes muß zu jeder Zeit mit dem benötigten Volumenstrom versorgt werden.
- Notwendiger Arbeitsdruck.
Bei jedem Verbraucher des Rohrleitungsnetzes muß zu jeder Zeit der notwendige Arbeitsdruck anliegen.
- Druckluftqualität.
Jeder Verbraucher des Rohrleitungsnetzes muß zu jeder Zeit mit Druckluft der entsprechenden Qualität versorgt werden.
- Geringer Druckabfall.
Der Druckabfall im Rohrleitungsnetz muß aus wirtschaftlichen Gründen so gering wie möglich sein.
- Betriebssicherheit.
Die Druckluftversorgung sollte mit der höchstmöglichen Sicherheit gewährleistet sein. Bei Leitungsschäden, Reparaturen und Wartungen darf nicht das gesamte Netz ausfallen.
- Sicherheitsvorschriften.
Um Unfälle und daraus folgend Regreßansprüche zu vermeiden, müssen alle einschlägigen Sicherheitsvorschriften beachtet werden.

9.2.1 Aufbau eines Rohrleitungsnetzes

Ein Rohrleitungsnetz besteht aus einzelnen Abschnitten. Dadurch kann die Verbindung zwischen dem Kompressor und den Verbrauchern optimal aufgebaut werden.

9.2.1.1 Die Hauptleitung

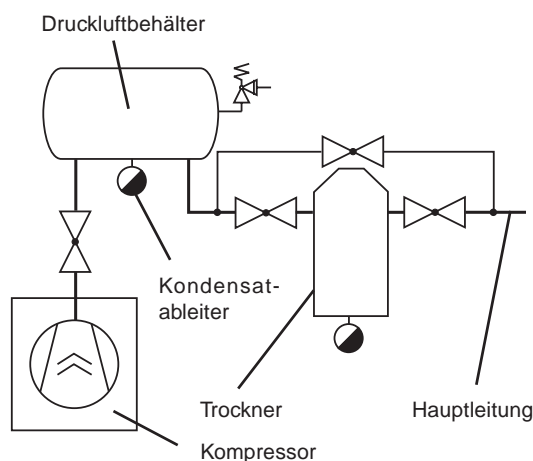


Bild 9.7 :
Hauptleitung eines Druckluftnetzes

Die Hauptleitung verbindet die Kompressorstation mit der Druckluftaufbereitung und dem Druckluftbehälter. An die Hauptleitung werden die Verteilerleitungen angeschlossen. Sie ist so zu dimensionieren, daß sie die gesamte Liefermenge der Kompressorstation jetzt und in naher Zukunft bei minimalem Druckabfall weiterleiten kann.

Der Druckabfall Δp in der Hauptleitung sollte 0,04 bar nicht überschreiten.

9.2.1.2 Die Verteilerleitung - Ringleitung

Die Verteilerleitungen werden durch den gesamten Betrieb verlegt und bringen die Druckluft in die Nähe der Verbraucher. Sie sollten nach Möglichkeit immer eine Ringleitung sein. Dadurch wird die Wirtschaftlichkeit und die Betriebssicherheit des Rohrleitungsnetzes erhöht.

Der Druckabfall Δp in den Verteilerleitungen sollte 0,03 bar nicht überschreiten.

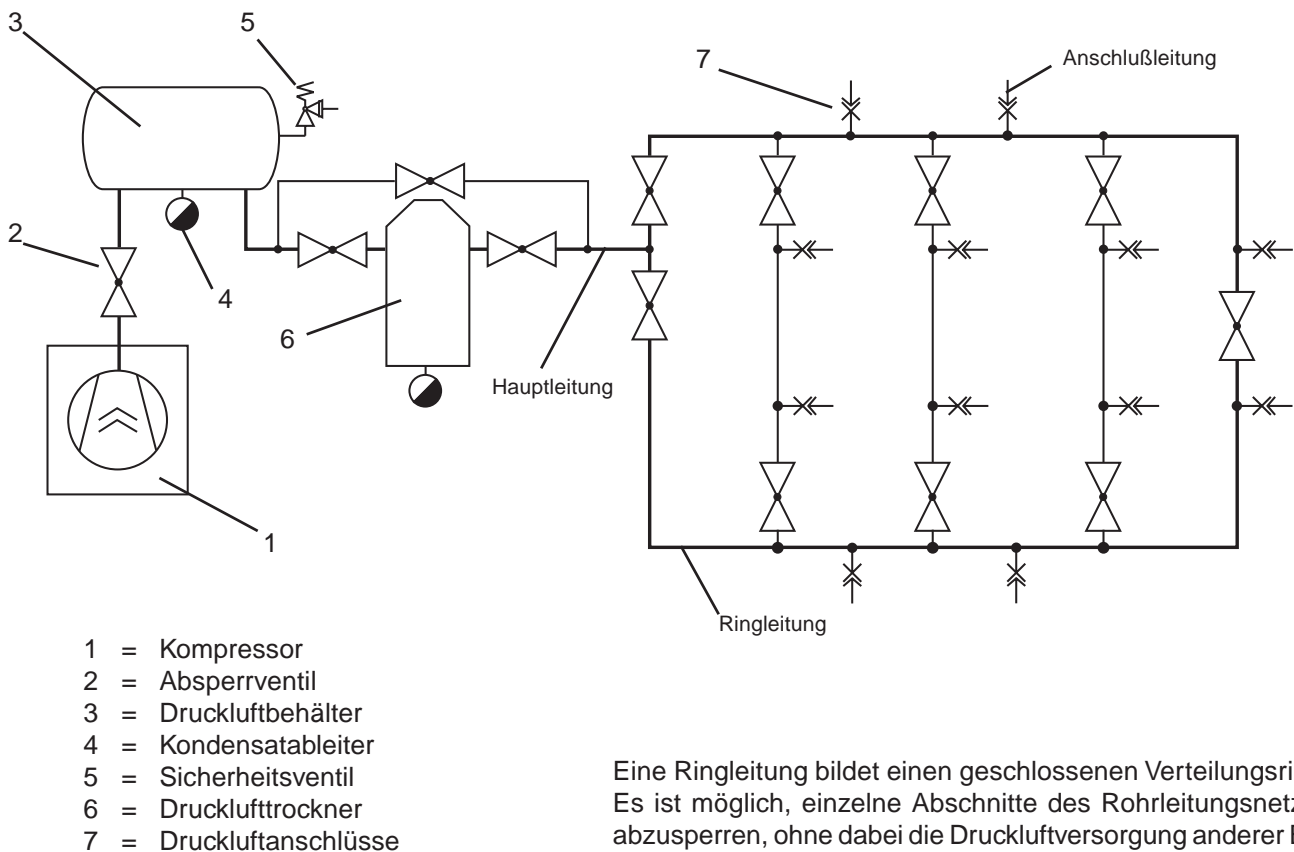


Bild 9.8 :
Druckluftversorgung mit Ringleitung

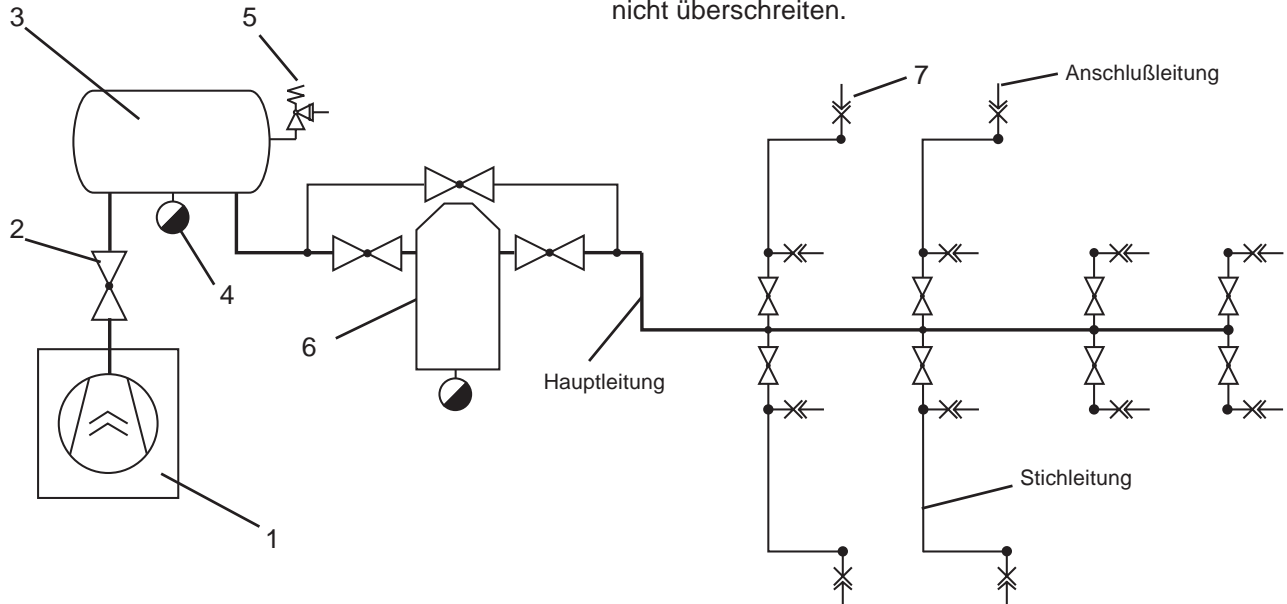
Eine Ringleitung bildet einen geschlossenen Verteilungsring. Es ist möglich, einzelne Abschnitte des Rohrleitungsnetzes abzusperren, ohne dabei die Druckluftversorgung anderer Bereiche zu unterbrechen. Dadurch ist die Druckluftversorgung der meisten Verbraucher, auch bei Wartungs-, Reparatur- und Erweiterungsarbeiten, immer gewährleistet.

Bei der Druckluftversorgung durch einen Verteilungsring muß die Druckluft einen kürzeren Weg zurücklegen als bei Stichleitungen. Das bedingt einen geringeren Druckabfall Δp . Bei der Dimensionierung der Ringleitung kann mit der halben strömungstechnischen Rohrlänge und dem halben Volumenstrom gerechnet werden.

9.2.1.3 Die Verteilerleitung - Stichleitung

Die Verteilerleitungen werden durch den gesamten Betrieb verlegt und bringen die Druckluft in die Nähe der Verbraucher. Sie können auch eine Stichleitung sein.

Der Druckabfall Δp in den Verteilerleitungen sollte 0,03 bar nicht überschreiten.



- 1 = Schraubenkompressor
- 2 = Absperrventil
- 3 = Druckluftbehälter
- 4 = Kondensatableiter
- 5 = Sicherheitsventil
- 6 = Drucklufttrockner
- 7 = Druckluftanschlüsse

Bild 9.9 :
Druckluftversorgung mit Stichleitung

Stichleitungen zweigen von größeren Verteilerleitungen oder der Hauptleitung ab und enden am Verbraucher. Durch Stichleitungen können abseits stehende Verbraucher versorgt werden. Es ist aber auch möglich, die gesamte Druckluftversorgung über Stichleitungen zu realisieren. Sie haben den Vorteil, daß sie weniger Material benötigen als Ringleitungen. Sie haben aber auch den Nachteil, daß sie größer als Ringleitungen dimensioniert werden müssen und häufig hohe Druckverluste verursachen.

Stichleitungen sollten grundsätzlich durch ein Absperrventil vom Netz abtrennbar sein. Dadurch werden Reparaturen, Wartungen u.ä. erleichtert.

9.2.1.4 Die Anschlußleitung

Die Anschlußleitungen gehen von den Verteilerleitungen ab. Sie versorgen die Druckluftverbraucher mit Druckluft. Da die Verbraucher mit unterschiedlichen Drücken betrieben werden, ist im Normalfall eine Wartungseinheit mit Druckregler vor dem Verbraucher zu installieren. Mit Hilfe des Druckreglers wird der Netzdruck auf den Arbeitsdruck des Verbrauchers reduziert. Wartungseinheiten, bestehend aus Filter, Abscheider, Regler und Öler können bei aufbereiteter Druckluft entfallen.

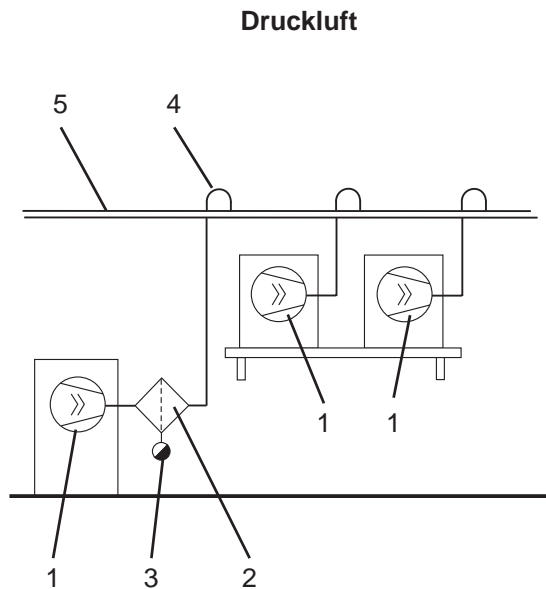
Der Druckabfall Δp in den Anschlußleitungen sollte 0,03 bar nicht überschreiten.

Hinweis

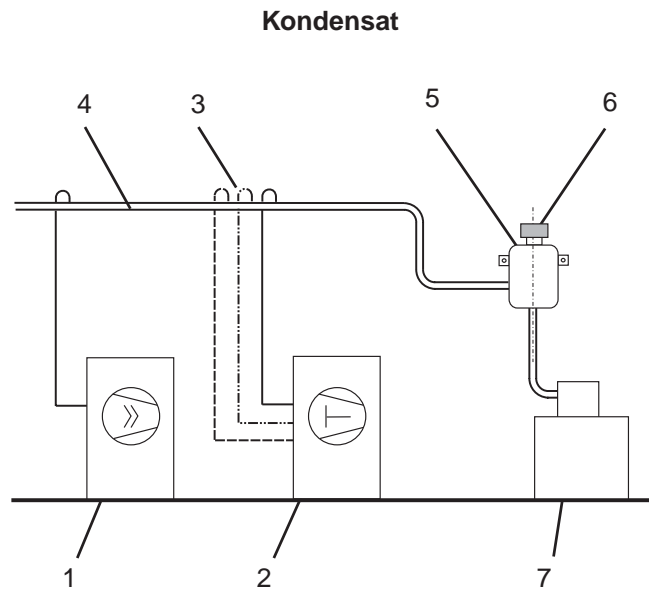
Im industriellen Bereich wird für Anschlußleitungen die Rohrgröße DN 25 (1") empfohlen. Diese Rohrgröße hat gegenüber kleineren Abmessungen kaum Kostennachteile und gewährleistet fast immer eine sichere Druckluftversorgung. Verbraucher mit einem Druckluftbedarf bis zu 1800 l/min können, bei einer Leitungslänge bis 10 m, ohne nennenswerte Druckverluste versorgt werden.

9.2.1.5 Anschluß an eine Sammelleitung bei Mehrfachanlagen

Beim Anschluß mehrerer Kompressoren an eine gemeinsame Sammelleitung sind die aufgeführten Punkte zu beachten.



- 1 = Schraubenkompressor
- 2 = Wasserabscheider
- 3 = Kondensatableiter
- 4 = Anschlußleitung
- 5 = Sammelleitung



- 1 = Schraubenkompressor
- 2 = Kolbenkompressor
- 3 = Anschlußleitung
- 4 = Sammelleitung
- 5 = Expansionsgefäß
- 6 = Entlüftungsschalldämpfer
- 7 = Öl-Wasser-Trenner

Bild 9.10 :
Sammelleitungen

Druckluft- und Kondensatsammelleitungen

1. Sammelleitung mit Gefälle.
Die Sammelleitung muß mit ca. 1,5 - 2 ‰ Gefälle in Strömungsrichtung verlegt werden.
2. Anschlußleitung von oben.
Die Anschlußleitung muß von oben an die Sammelleitung angeschlossen werden.

Druckluftsammelleitungen

3. Wasserabscheider bei längeren Steigleitungen.
Bei längeren Steigleitungen zur Sammelleitung ist ein Wasserabscheider mit automatischer Entwässerung dem Kompressor nachzuschalten, um das zurücklaufende Kondensat aufzufangen.

Entlüftungssammelleitungen

Wenn Entlüftungsleitungen in Sammelleitungen zusammengefaßt werden, gilt auch hierfür Pkt 1. und 2.
Bei Entlüftungssammelleitungen ist zusätzlich ein Expansionsgefäß mit Entlüftungsschalldämpfer vorzusehen.

9.3 Planungshinweise für Rohrleitungsnetze

9.3.1 Allgemeine Planungshinweise

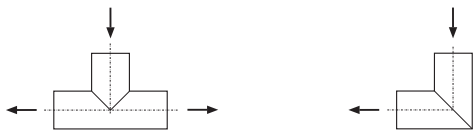


Bild 9.11 :
Strömungstechnisch ungünstig, T- und Knie-Stück

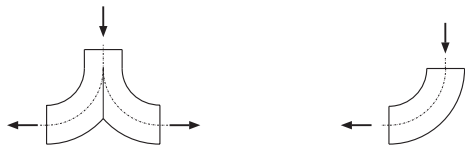


Bild 9.12 :
Strömungstechnisch günstig, Hosenstück und Bogen

Druckluftleitungen sind möglichst gradlinig zu verlegen. Bei nicht zu vermeidenden Ecken sollten **keine** Knie- und T-Stücke eingebaut werden. Lange Bögen und Hosenstücke sind strömungstechnisch günstiger und verursachen dadurch einen geringeren Druckabfall Δp . Auch abrupte Querschnittsveränderungen sind aufgrund des hohen Druckabfalls zu vermeiden.

Große Rohrleitungsnetze sind in mehrere Abschnitte zu unterteilen, von denen jeder mit einem Absperrventil ausgerüstet wird. Die Möglichkeit, Teile des Netzes stillzulegen, ist besonders für Inspektionen, Reparaturen und Umbauten wichtig.

Unter Umständen ist bei großen Netzen auch eine zweite Kompressorstation vorteilhaft, die das Rohrleitungsnetz von einer anderen Stelle aus versorgt. Dadurch legt die Druckluft kurze Wege zurück. Der Druckabfall Δp ist kleiner.

Hauptleitungen und große Verteilerleitungen sind mit V-Nähten zu verschweißen. Dadurch werden scharfe Kanten und Schweißperlen im Inneren der Rohre vermieden. Das setzt den Strömungswiderstand der Rohre herab und verhindert die überflüssige Belastung der Filter und Werkzeuge durch die Schweißreste.

9.3.2 Rohrleitungsnetz ohne Drucklufttrockner

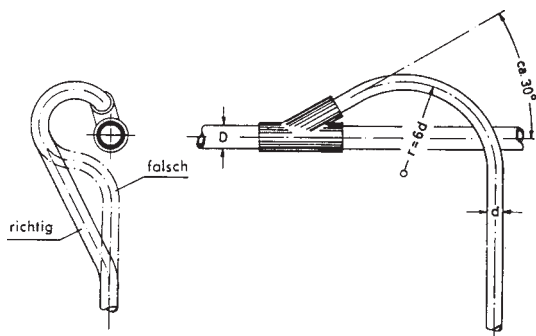
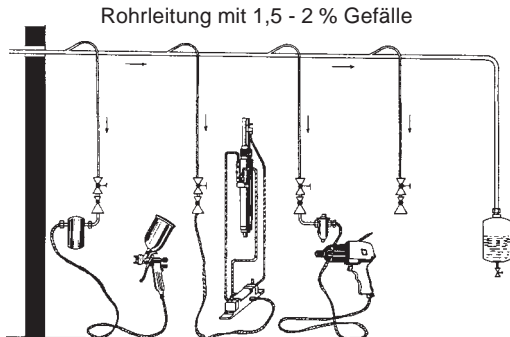


Bild 9.13 :
Beispiele für die richtige Verlegung eines
Rohrleitungsnetzes

Durch die Verdichtung fällt die in der Luft enthaltene Feuchtigkeit in Form von Wassertröpfchen (Kondensat) aus. Wird auf eine Aufbereitung der Druckluft durch einen Drucklufttrockner verzichtet, muß mit Wasser im gesamten Rohrleitungsnetz gerechnet werden.

In diesem Fall sind bei der Installation des Netzes verschiedene Richtlinien zu beachten, um Schäden an den Druckluftverbrauchern zu vermeiden.

- Temperaturgefälle.
Die Druckluftleitungen sind nach Möglichkeit so zu verlegen, daß im Verlauf der Strömung keine Abkühlung erfolgt. Die Druckluft sollte allmählich erwärmt werden. Bei gleichbleibender absoluter Feuchte erniedrigt sich dann die relative Feuchte. Es kann kein Kondensat mehr ausfallen.
- Rohrleitungen mit Gefälle.
Die Rohrleitungen müssen mit ca. 1,5 - 2 ‰ Gefälle in Strömungsrichtung verlegt werden. Das auskondensierte Wasser in den Rohrleitungen sammelt sich dann an den tiefsten Punkten des Netzes.
- Senkrechte Hauptleitung.
Die Hauptleitung direkt hinter dem Druckluftbehälter sollte senkrecht ansteigen. Das bei Abkühlung anfallende Kondensat kann dann in den Druckluftbehälter zurückfließen.
- Kondensatableiter.
An den tiefsten Punkten des Druckluftnetzes müssen Kondensatableiter installiert werden, um das Kondensat abzuführen.
- Anschlußleitungen.
Die Anschlußleitungen müssen nach oben, in Strömungsrichtung abzweigen. Dabei sollte die Rohrführung möglichst gradlinig sein, um unnötige Strömungsverluste zu vermeiden.
- Armaturen.
Es sollte immer eine Wartungseinheit mit Filter, Wasserabscheider und Druckminderer installiert werden. Je nach Anwendungsfall ist noch ein Druckluftöler vorhanden.

9.3.3 Druckluftnetz mit Drucklufttrockner

Bei einem Drucklufttrockner mit entsprechendem Filtersystem im Druckluftnetz, kann auf einen Großteil der Maßnahmen verzichtet werden, die das Kondensat im Druckluftnetz betreffen.

- Rohrleitungen.
Da sich fast kein Wasser mehr im Druckluftnetz sammelt, können die Leitungen waagerecht verlegt werden. Auch die anderen Maßnahmen bezüglich der Verlegung der Rohrleitungen sind überflüssig.
- Kondensatableiter.
Kondensatableiter sind nur noch an den Filtern, dem Druckluftbehälter und dem Drucklufttrockner vorhanden.
- Anschlußleitungen.
Die Anschlußleitungen können mit T-Stücken senkrecht nach unten angeschlossen werden.
- Armaturen.
An den Verbrauchern müssen nur noch Druckminderer installiert werden. Je nach Anwendung ist eventuell noch ein Druckluftöler vorzusehen.

Die Installation des Rohrleitungsnetzes wird dadurch erheblich preiswerter. Teilweise rechtfertigen schon die hier eingesparten Kosten die Anschaffung eines Drucklufttrockners.

9.4 Druckabfall Δp

9.4.1 Art der Strömung

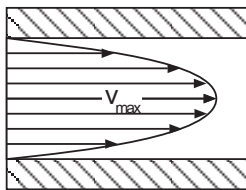


Bild 9.14 :
Strömungs- und Geschwindigkeitsverlauf bei laminarer Strömung

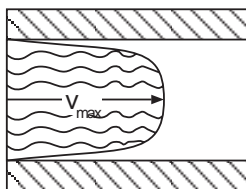


Bild 9.15 :
Strömungs- und Geschwindigkeitsbild bei turbulenter Strömung

9.4.2 Die Reynoldssche Zahl Re

Für strömende Druckluft ist jede luftführende Rohrleitung ein Widerstand. Dieser Widerstand ist innere Reibung, die bei der Strömung aller flüssigen und gasförmigen Medien auftritt. Sie ist eine Folge der Kraftwirkung zwischen den Molekülen (Viskosität) des strömenden Mediums untereinander und der Wand der Rohrleitung. Darin liegt der Grund für den Druckabfall in Rohrleitungen.

Unabhängig von der inneren Reibung, beeinflusst die Art der Strömung den Druckabfall in Rohrleitungen. Die Bewegung der Luft kann auf zwei völlig verschiedene Arten erfolgen.

Laminare Strömung

Die laminare Strömung ist eine gleichmäßige Schichtenströmung. Die einzelnen Moleküle der Druckluft bewegen sich in parallelen, nebeneinander hergleitenden Schichten. Diese Strömungsart hat zwei herausragende Eigenschaften :

- geringer Druckabfall.
- geringer Wärmeübergang.

Turbulente Strömung

Die turbulente Strömung ist eine wirbelige ungleichmäßige Strömung. Der axial gerichteten Strömungsbewegung überlagern sich an allen Stellen ständig wechselnde Zusatzbewegungen. Die Strombahnen beeinflussen sich gegenseitig und bilden kleine Wirbel. Diese Strömungsart hat zwei herausragende Eigenschaften :

- Hoher Druckabfall.
- Großer Wärmeübergang.

Anhand der Größe der Reynoldsschen Zahl Re kann man die Art der Strömung bestimmen. Sie gibt das Kriterium für laminare und turbulente Strömung an. Die Reynoldssche Zahl Re wird von verschiedenen Faktoren beeinflusst :

- Der kinematischen Viskosität der Druckluft.
- Der mittleren Geschwindigkeit der Druckluft.
- Dem Rohrrinnendurchmesser.

Die Strömung in einer Rohrleitung ist solange laminar, bis die sogenannte kritische Reynoldssche Zahl Re_{krit} überschritten wird. Dann geht die Strömung in den ungleichmäßigen, turbulenten Zustand über.

Hinweis

Normalerweise treten in Druckluftnetzen die hohen Strömungsgeschwindigkeiten, die in erster Linie zum Überschreiten von Re_{krit} führen, nicht auf. Die vorherrschende Strömung in Druckluftnetzen ist laminar. Nur an Stellen mit massiven Strömungsstörungen tritt turbulente Strömung auf.

Die Strömungsgeschwindigkeit der Druckluft in Rohrleitungen ist üblicherweise 2 bis 3m/sec und darf 20 m/s nicht überschreiten, da sonst Strömungsgeräusche und turbulente Strömung auftreten.

9.4.3 Druckabfall im Rohrleitungsnetz

Jede Veränderung der Leitungsführung behindert die Strömung der Druckluft innerhalb der Rohrleitungen. Es kommt zu Störungen der laminaren Strömung und höherem Druckabfall.

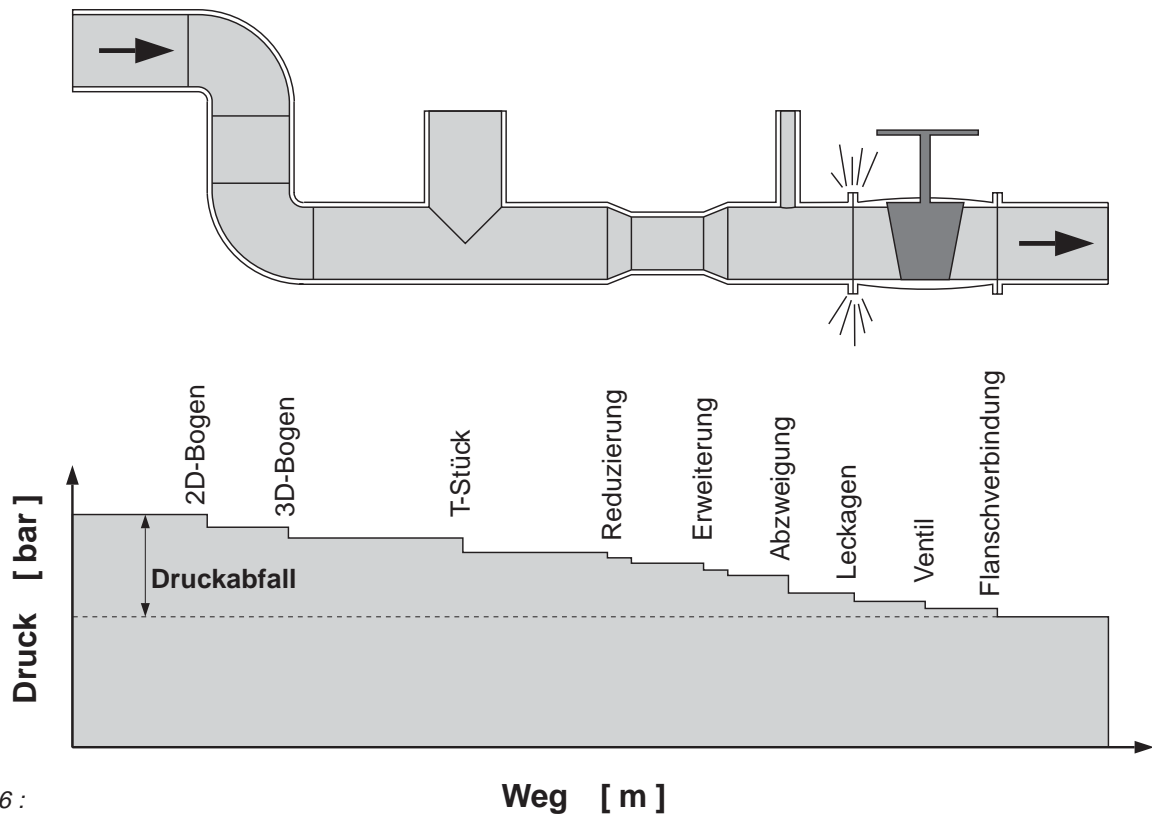


Bild 9.16 :
Druckabfall in einer Rohrleitung

Die Höhe des Druckabfalls wird durch verschiedene Komponenten und Gegebenheiten des Rohrleitungsnetzes beeinflusst :

- Rohrlänge.
- Lichte Weite des Rohres (Rohrrinnendurchmesser).
- Druck im Rohrleitungsnetz.
- Abzweige und Rohrkrümmer.
- Verengungen und Erweiterungen.
- Ventile.
- Armaturen und Anschlüsse
- Filter und Trockner.
- Leckagestellen.
- Oberflächenqualität der Rohrleitungen.

Bei der Planung von Rohrleitungsnetzen müssen diese Faktoren berücksichtigt werden, da sonst ein erhöhter Druckabfall auftritt.

9.5 Dimensionierung von Rohrleitungen

Der richtigen Dimensionierung der Rohrleitungen eines Netzes ist in wirtschaftlichem Interesse große Bedeutung beizumessen. Zu kleine Rohrleitungsquerschnitte verursachen hohe Druckverluste. Diese Druckverluste müssen durch Höherverdichtung wieder ausgeglichen werden, um die Leistung der Verbraucher zu gewährleisten.

Die Haupteinflußgrößen auf den optimalen Rohrrinnendurchmesser d_i sind folgende :

- Volumenstrom \dot{V} .
Bei der Ermittlung von d_i ist vom höchstmöglichen Luftdurchgang auszugehen. Bei maximalem Druckluftbedarf wirkt sich erhöhter Druckverlust besonders stark aus.
- Strömungstechnische Rohrleitungslänge.
Die Länge der Rohrleitung ist möglichst genau zu ermitteln. Armaturen und Rohrkrümmer sind in Rohrleitungsnetzen unvermeidlich. Sie müssen, entsprechend ihrer gleichwertigen Rohrlänge, bei der Ermittlung der strömungstechnischen Gesamtlänge der Rohrleitung berücksichtigt werden.
- Betriebsdruck.
Bei der Ermittlung von d_i ist vom Kompressorausschalt-
druck p_{\max} auszugehen. Beim höchsten Druck ist auch der Druckabfall Δp maximal.

9.5.1 Maximaler Druckabfall Δp

Der Druckabfall Δp in einer Rohrleitung mit einem Höchst-
druck p_{\max} von 8 bar_i und mehr, sollte einen bestimmten
Gesamtdruckverlust bis zum Verbraucher nicht überschreiten :

- Rohrleitungsnetz $\Delta p \leq 0,1 \text{ bar}$

Für die einzelnen Abschnitte des Rohrleitungsnetzes werden
folgende Werte empfohlen :

- Hauptleitung $\Delta p \leq 0,04 \text{ bar}$
- Verteilerleitung $\Delta p \leq 0,04 \text{ bar}$
- Anschlußleitung $\Delta p \leq 0,03 \text{ bar}$

Für Rohrleitungsnetze mit niedrigeren Höchstdrücken (z.B.
3 bar_i) bedeutet ein Druckverlust von 0,1 bar einen relativ
höheren Leistungsverlust als in einem 8 bar_i- Rohrleitungs-
netz. Hier wird ein anderer Wert für das gesamte Rohrleitungs-
netz empfohlen :

- Rohrleitungsnetz $\Delta p \leq 1,5 \% p_{\max}$

9.5.2 Nennweite von Rohrleitungen Gegenüberstellung [DN – Zoll]

Mittelschwere Gewinderohre aus allgemeinem Baustahl (DIN 17100), wie sie oft für Rohrleitungsnetze verwendet werden, sind nach DIN 2440 genormt. Diese Norm schreibt bestimmte Stufungen der Nennweite (Innendurchmessers d_i) und bestimmte Bezeichnungen vor. Armaturen und Rohre stehen aus diesem Grund nur in den entsprechenden Durchmessern zu Verfügung.

Die Stufungen der Nenndurchmesser gelten auch für andere Rohrwerkstoffe und Rohrnormungen.

Bei der Dimensionierung der Rohrleitungen sind die genormten Nennweiten unbedingt einzuhalten. Andere Nennweiten sind nur als Sonderanfertigung erhältlich und somit unverhältnismäßig teuer.

Die folgende Tabelle enthält die genormten Nennweitenstufungen in DN (Diameter Nominal) mm und Zoll, sowie die wichtigsten Eckdaten der Rohre nach DIN 2440 :

Rohrnennweite nach DIN 2440		Außen-durchmesser	Innen-durchmesser	Innen-querschnitt	Wandstärke
[Zoll]	[DN]	[mm]	[mm]	[cm ²]	[mm]
1/8"	6	10,2	6,2	0,30	2,00
1/4"	8	13,5	8,8	0,61	2,35
3/8"	10	17,2	12,5	1,22	2,35
1/2"	15	21,3	16,0	2,00	2,65
3/4"	20	26,9	21,6	3,67	2,65
1"	25	33,7	27,2	5,82	3,25
1 1/4"	32	42,4	35,9	10,15	3,25
1 1/2"	40	48,3	41,8	13,80	3,25
2"	50	60,3	53,0	22,10	3,65
2 1/2"	65	76,1	68,8	37,20	3,65
3"	80	88,9	80,8	50,70	4,05
4"	100	114,3	105,3	87,00	4,50
5"	125	139,7	130,0	133,50	4,85
6"	150	165,1	155,4	190,00	4,85

9.5.2 Gleichwertige Rohrlänge

Ein wesentlicher Faktor für die Dimensionierung des Rohrleitungsinneindurchmessers d_i ist die Rohrlänge. Rohrleitungen bestehen nicht nur aus geraden Rohrstücken, deren Strömungswiderstand schnell ermittelt werden kann. Eingebaute Rohrkrümmer, Ventile und andere Armaturen erhöhen den Strömungswiderstand in den Rohrleitungen erheblich. Aus diesem Grund ist unter Berücksichtigung der Armaturen und Rohrkrümmer die strömungstechnische Rohrlänge L zu ermitteln.

Zur Vereinfachung werden die Strömungswiderstände der verschiedenen Armaturen und Rohrkrümmer in die gleichwertige Rohrlängen umgerechnet.

In der nachfolgenden Tabelle ist die gleichwertige Rohrlänge in Abhängigkeit von Rohrnennweite und der Armatur aufgeführt :

Armaturen		Gleichwertige Rohrlänge [m]						
		Rohr- und Armaturnennweite [DN]						
		DN 25	DN 40	DN 50	DN 80	DN 100	DN 125	DN 150
Absperrventil		8	10	15	25	30	50	60
Membranventil		1,2	2,0	3,0	4,5	6	8	10
Absperrschieber		0,3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	2,5
Kniebogen 90°		1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Bogen 90° R = d		0,3	0,5	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5
Bogen 90° R = 2d		0,15	0,25	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5
T-Stück		2	3	4	7	10	15	20
Reduzierstück D = 2d		0,5	0,7	1,0	2,0	2,5	3,5	4,0

Diese Werte müssen der realen Rohrlänge zugeschlagen werden, um die strömungstechnische Rohrleitungslänge L zu erhalten.

Hinweis

In der Regel liegen bei Planungsbeginn eines Rohrleitungsnetzes noch keine kompletten Angaben über Armaturen und Rohrkrümmer vor. Aus diesem Grund berechnet man die strömungstechnische Rohrlänge L , durch Multiplizieren der geraden Rohrlänge mit 1,6.

9.5.3 Rechnerische Ermittlung des Rohrrinnendurchmessers d_i

Die Dimensionierung des Rohrrinnendurchmessers kann mit Hilfe der folgenden Näherungsformel erfolgen. Dabei wird der maximale Betriebsdruck p_{\max} (Kompressorausschalt-
druck), der höchste Volumenstrom \dot{V} (benötigte Liefer-
menge L_B) und die strömungstechnische Rohrlänge L zu-
grunde gelegt. Δp ist der angestrebte Druckverlust.

$$d_i = \sqrt[5]{\frac{1,6 \times 10^3 \times \dot{V}^{1,85} \times L}{10^{10} \times \Delta p \times p_{\max}}}$$

d_i = Innendurchmesser der Rohrleitung [m]

\dot{V} = Gesamtvolumenstrom [m³/s]

L = Strömungstechnische Rohrlänge [m]

Δp = angestrebter Druckabfall [bar]

p_{\max} = Kompressorausschalt-
druck [bar_{abs}]

Beispiel

Der Rohrrinnendurchmesser d_i einer Druckluftverbindungs-
leitung mit einem angestrebten Druckabfall Δp von 0,1 bar
soll mittels der Näherungsformel bestimmt werden. Der ma-
ximale Betriebsdruck p_{\max} (Kompressorausschalt-
druck) liegt bei 8 bar_{abs}. Durch eine ca. 200 m lange Rohrleitung
fließt ein Volumenstrom \dot{V} von 2 m³/min.

$$\dot{V} = 2 \text{ m}^3/\text{min} = 0,033 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 200 \text{ m}$$

$$\Delta p = 0,1 \text{ bar}$$

$$p_{\max} = 8 \text{ bar}_{\text{abs}}$$

$$d_i = \sqrt[5]{\frac{1,6 \times 10^3 \times 0,033^{1,85} \times 200}{10^{10} \times 0,1 \times 8}}$$

$$d_i = 0,037 \text{ m} = 37 \text{ mm}$$

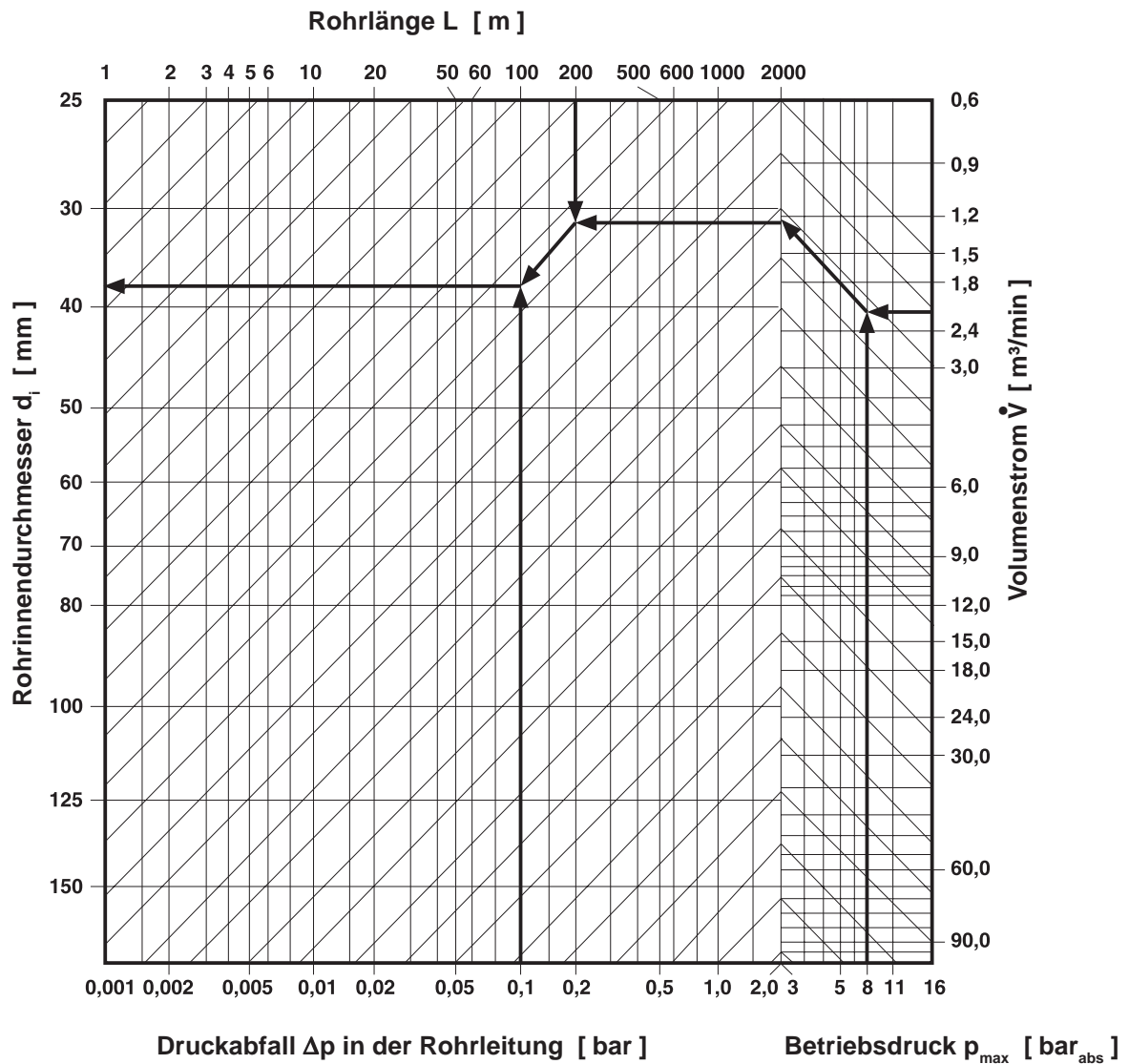
Gewählte Nennweite : DN 40

Die Innendurchmesser der Rohre sind in bestimmten Stufen-
gen genormt. Man findet selten eine genormte Nennweite, die
mit dem errechneten Innendurchmesser genau übereinstimmt.
In diesen Fällen wird die nächstgrößere, genormte Nennweite
ausgewählt.

9.5.4 Graphische Ermittlung des Rohrlinnendurchmessers d_i

Einfacher und schneller als mit der rechnerischen Methode kann man den Rohrlinnendurchmesser d_i graphisch mit Hilfe eines Nomogramms ermitteln. Die wesentlichen Einflußgrößen sind bei der rechnerischen und graphischen Methode gleich.

Beim Ablesen wird am Schnittpunkt von Volumenstrom \dot{V} und Betriebsdruck p_{\max} begonnen. Das weitere Vorgehen ergibt sich, wenn man den fetten Linien des Beispiels in Pfeilrichtung folgt.



Beispiel

Volumenstrom	\dot{V}	=	2	m³/min
Strömungstechnische Rohrlänge	L	=	200	m
Druckabfall	Δp	=	0,1	bar
Betriebsdruck	p_{\max}	=	8	bar _{abs}
Rohrlinnendurchmesser	d_i	=	ca.38	mm

Die gewählte Nennweite der Rohrleitung ist DN 40

9.5.5 Ermittlung des Rohrinnendurchmessers d_i mit Hilfe eines Spaltendiagramms

Die dritte und einfachste Methode der Ermittlung des Rohrinnendurchmessers d_i ist das Spaltendiagramm. Diese Methode ist allerdings in ihren Möglichkeiten sehr beschränkt. Es müssen zwei Bedingungen erfüllt sein, damit das Spaltendiagramm benutzt werden kann :

- Höchstdruck p_{\max} im Netz von 8 bar_ü.
- Angestrebter Druckabfall Δp von 0,1 bar.

Die Benutzung des Spaltendiagramms ist denkbar einfach :

Mit dem ermittelten maximalen Volumenstrom \dot{V} und der strömungstechnischen Rohrlänge geht man in die entsprechende Zeile bzw. Spalte des Diagramms. Der sich daraus ergebende Schnittpunkt ist der entsprechenden Rohrnennweite zugeordnet, die den Anforderungen gerecht wird.

Volumenstrom \dot{V} [l/min]	Strömungstechnische Länge der Rohrleitung [m]															
	10	20	30	40	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	500	
100	DN 8		DN 10													
200	DN 10		DN 15													
300																
400					DN 20					DN 25						
500																
750																
1000																
1500																
2000					DN 32											
2500																
3000						DN 40										
3500																
4000																
4500																
5000																
6000																
7000																
8000																
Druckabfall Δp ca. 0,1 bar bei einem Höchstdruck $p_{\max} = 8 \text{ bar}_{\text{ü}}$																

Beispiel

Druckabfall	Δp	=	0,1	bar
Betriebsdruck	p_{\max}	=	8	bar _ü
Strömungstechnische Rohrlänge	L	=	200	m
Volumenstrom	\dot{V}	=	2000	l/min

Die ermittelte Nennweite der Rohrleitung ist DN 40

9.6 Werkstoffauswahl für Rohrleitungen

Die Rohrleitungen eines Rohrleitungsnetzes werden normalerweise aus Stahl, NE-Metall oder Kunststoff hergestellt. Sie müssen verschiedene Kriterien erfüllen, die die Werkstoffauswahl für verschiedene Bereiche einschränken :

- Korrosionsschutz.
Solange die Druckluft nicht durch eine Aufbereitungsanlage getrocknet wird, steht die Frage der Korrosionsbeständigkeit im Vordergrund. Die Rohre dürfen im Laufe der Zeit nicht durchrosten.
- Maximale Betriebstemperatur.
Verschiedene Materialien verlieren bei hohen Temperaturen ihre Festigkeit und werden bei niedrigen Temperaturen spröde.
- Maximaler Betriebsdruck.
Der maximale Betriebsdruck sinkt mit zunehmender thermischer Belastung.
- Niedriger Druckabfall.
Durch eine hohe Oberflächenqualität im Inneren der Rohre wird ein niedriger Druckverlust erzielt.
- Kostengünstige Montage.
Durch eine Vielzahl von Formteilen, schnelle und einfache Montage und billiges Material können die Montagepreise gesenkt werden.

9.6.1 Gewinderohre

Die Gewinderohre nach DIN 2440, DIN 2441 und DIN 2442 (mittelschwere u. schwere Ausführung) aus Stahl, sind als Leitungswerkstoff für Druckluftleitungsnetze sehr weit verbreitet. Sie werden besonders bei kleinen und mittleren Verteilungs- und Anschlußleitungen eingesetzt. Überall dort, wo die Anforderungen an die Druckluftqualität nicht hoch sind, finden Gewinderohre Anwendung. Sie sind sowohl schwarz als auch verzinkt erhältlich.

- | | |
|-------------------------------|-------------------------------|
| – Abmessungen | DN 6 - DN 150 |
| – Zulässiger Betriebsdruck | max. 10 - 80 bar _ü |
| – Maximale Betriebstemperatur | 120° C |

Vorteile

Die Gewinderohre zeichnen sich durch eine kostengünstige, schnelle Montage aus. Es stehen viele verschiedene und günstige Formteile und Armaturen zur Verfügung. Die Verbindungen sind wieder lösbar und die Einzelteile können wiederverwendet werden.

Nachteile

Die Gewinderohre haben einen hohen Strömungswiderstand und die Verbindungen neigen mit der Zeit zum Lecken. Das Verlegen erfordert einen erfahrenen Installateur. Unverzinkte Gewinderohre sollten bei Druckluftnetzen ohne Drucklufttrocknung nicht eingesetzt werden, da sie korrodieren.

9.6.2 Nahtlose Stahlrohre

Nahtlose Flußstahlrohre nach DIN 2448 werden in erster Linie bei Haupt- und Verteilungsleitungen mit mittleren und großen Rohrdurchmessern eingesetzt. Sie sind sowohl schwarz als auch verzinkt erhältlich.

- Abmessungen 10,2 - 558,8 mm
- Zulässiger Betriebsdruck max. 12,5 - 25 bar_ü
- Maximale Betriebstemperatur 120° C

Vorteile

Die nahtlosen Flußstahlrohre sind in Größen bis 558,8 mm erhältlich. Wenn sie fachgerecht verlegt werden, sind sie absolut luftdicht. Dadurch ist Leckage nahezu ausgeschlossen. Die Rohre sind preisgünstig und es sind relativ viele Formteile erhältlich.

Nachteile

Das Verlegen der nahtlosen Flußstahlrohre erfordert einen erfahrenen Installateur, da die Rohre verschweißt bzw. geflanscht werden müssen. Unverzinkte Flußstahlrohre sollten bei Druckluftnetzen ohne Drucklufttrocknung nicht eingesetzt werden, da sie korrodieren.

9.6.3 Edelstahlrohre

Edelstahlrohre nach DIN 2462 und DIN 2463 werden nur bei Druckluftnetzen mit höchsten Qualitätsanforderungen eingesetzt. Sie werden vielfach auch in den „nassen“ Abschnitten eines konventionellen Netzes zwischen dem Kompressor und dem Trockner verwendet.

- Abmessungen 6 - 273 mm
- Zulässiger Betriebsdruck max. 80 bar_ü, z.T. höher
- Maximale Betriebstemperatur 120° C

Vorteile

Die Edelstahlrohre sind absolut korrosionsbeständig und haben nur einen geringen Strömungswiderstand (geringer Druckabfall). Wenn sie fachgerecht verlegt werden, sind sie absolut luftdicht. Dadurch ist Leckage nahezu ausgeschlossen.

Nachteile

Das Verlegen der Edelstahlrohre erfordert einen erfahrenen Installateur, da die Rohre verschweißt bzw. geflanscht werden müssen. Die Rohre sind sehr teuer und das Formteilangebot ist nur begrenzt.

9.6.4 Kupferrohre

Kupferrohre nach DIN 1786 und DIN 1754 werden für kleine und mittlere Rohre als Steuer- und Regulationsleitungen verwendet. Die nahtlosen Rohre sind in harter, halbharter und weicher Ausführung erhältlich.

- | | |
|-------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| – Abmessungen | weich 6 - 22 mm
halbhart 6 - 54 mm
hart 54 - 131 mm |
| – Zulässiger Betriebsdruck | max. 16 - 140 bar _ü |
| – Maximale Betriebstemperatur | 100° C |

Vorteile

Kupferrohre werden in großen Längen geliefert und sind bei kleinen Durchmessern biegsam und leicht zu bearbeiten. Daraus ergibt sich die Möglichkeit, längere Abschnitte des Netzes in einem Stück zu verlegen. Die Zahl der Verbindungen wird reduziert. Dadurch nimmt auch die Leckage ab.

Kupferrohre sind korrosionsbeständig und haben infolge ihrer glatten Innenwände einen geringen Druckabfall.

Nachteile

Das Verlegen der Kupferrohre erfordert einen erfahrenen Installateur, da die Rohre in der Regel mit Fittings verlötet werden. Die Verbindungen sind nicht mehr lösbar.

Das Material ist teuer, allerdings stehen viele Formteile zu Verfügung, da Kupferrohre auch im Sanitärleitungsbau verwendet werden.

Bei größeren Leitungslängen muß die Wärmeausdehnung des Kupfers berücksichtigt werden. Der Längenausdehnungskoeffizient von Kupfer ist größer als bei Stahl.

Bei feuchter Druckluft können sich durch gelöstes Kupfer in nachfolgenden Stahlrohren örtlich galvanische Elemente bilden, die zum Lochfraß führen. Darüber hinaus kann Kupfervitriol entstehen.

9.6.5 Kunststoffrohre

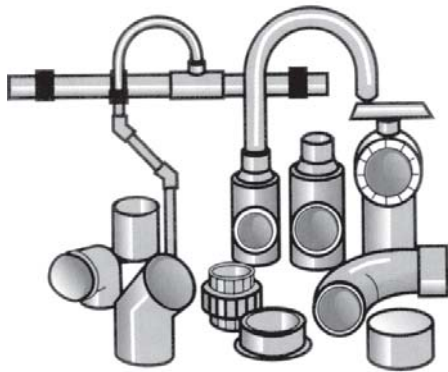


Bild 9.17:
Sortiment von Kunststoffformteilen und Armaturen

Kunststoffrohre gibt es als Rohrsystem von verschiedenen Herstellern aus verschiedenen Materialien. Darüber hinaus gibt es Rohre aus Polyamid für große Drücke und Rohre aus Polyäthylen für große Querschnitte. Das heißt, für fast jeden Anwendungsbereich werden inzwischen passende Kunststoffrohre mit den entsprechenden Eigenschaften angeboten. Aus diesem Grund ist es schwierig allgemein gültige Angaben über Abmessungen, Betriebsdruck und Betriebstemperatur zu machen.

Vorteile

Da Kunststoffrohre nicht korrodieren, können alle Arten von Schutzüberzügen entfallen. Sie sind bis zu 80 % leichter als Stahl. Dadurch wird die Montage vereinfacht und die Rohrhalter müssen nicht so aufwendig sein.

Die innere Oberfläche ist sehr glatt. Der Strömungswiderstand ist gering (niedriger Druckabfall) und Ablagerungen wie Kalk, Rost und Ölkohle haben kaum eine Chance sich festzusetzen. Kunststoffrohre sind in der Regel toxikologisch und hygienisch unbedenklich.

Kunststoffrohrsysteme aus PVC u.ä. zeichnen sich durch eine Vielzahl von Formteilen und Armaturen aus. Die Montage ist sehr einfach. Die Rohrelemente werden zusammengesteckt und durch einen Spezialkleber luftdicht verbunden. Ausgesprochene Fachkenntnis ist für die Montage nicht notwendig. Der Druckverlust und die Leckage in Kunststoffleitungen ist im allgemeinen sehr gering.

Nachteile

Die preisgünstigen Kunststoffrohrsysteme aus PVC haben nur einen maximalen Betriebsdruck von 12,5 bar bei 25° C. Zusätzlich ist besonders darauf zu achten, daß der maximale Betriebsdruck dieser Kunststoffrohre bei steigender Temperatur stark abnimmt. Aus diesem Grund dürfen Kunststoffrohre nicht in heißen Bereichen einer Kompressorstationen verlegt werden und sind vor Sonneneinstrahlung zu schützen.

Kunststoffrohre haben einen großen Längenausdehnungskoeffizienten und die mechanische Stabilität ist nicht besonders hoch.

Die Resistenz gegenüber bestimmten Kondensaten und Ölsorten ist bei einigen Kunststoffen nicht gewährleistet. Aus diesem Grund muß die Zusammensetzung der Kondensate im Druckluftnetz vorher überprüft werden.

Kunststoffrohre für hohe Drücke oder große Durchmesser werden nicht in großer Stückzahl produziert. Sie sind aus diesem Grund teuer und die Anzahl der Formteile ist begrenzt. Für die Montage dieser Rohre ist ein erfahrener Kunststoffschweißer notwendig.

9.7 Kennzeichnung von Rohrleitungen

Rohrleitungen müssen nach VBG 1 § 49 und der DIN 2403 entsprechend des Durchflußmediums deutlich gekennzeichnet werden. Eine eindeutige Kennzeichnung erleichtert auch die sachgerechte Instandhaltung, die Planung von Erweiterungen und die Brandbekämpfung.

Die Kennzeichnung soll auf Gefahren hinweisen, um Unfälle und gesundheitliche Schäden zu vermeiden. Darüber hinaus erleichtert eine entsprechende Kennzeichnung das Verfolgen der Rohrleitungen bei unübersichtlicher Leitungsführung. Aus diesem Grund sollte außerdem immer die Durchflußrichtung des Mediums angezeigt werden.

Die Kennzeichnung erfolgt durch Kennzahlen (Gruppen) und Farben, die in der DIN 2403 festgelegt sind.

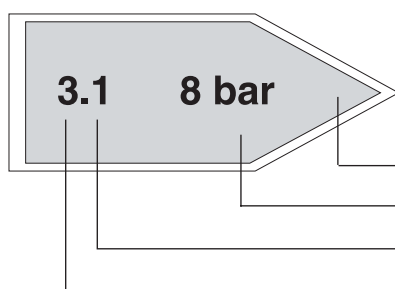
Medium	Gruppe Kennzahl	Farbe	Farbnummer
Luft	3	grau	RAL 7001
Wasser	1	grün	RAL 6018
brennbare Flüssigkeiten	8	braun	RAL 8001
Gas	4/5	gelb	RAL 1013
Wasserdampf	2	rot	RAL 3003
Säure	6	orange	RAL 2000
Lauge	7	violett	RAL 4001
Sauerstoff	0	blau	RAL 5015



Bild 9.18:
Kennzeichnungsschilder mit Klartext

Die farbliche Kennzeichnung und die Kennzeichnung durch Beschriftungen hat an bestimmten Stellen zu erfolgen :

- Am Anfang der Rohrleitung durch Beschriftung.
- Am Ende der Rohrleitung durch Beschriftung.
- An Abzweigungen durch Beschriftung.
- An Wanddurchführungen durch Beschriftung.
- An Armaturen und Verteilern durch Beschriftung.
- Farbliche Kennzeichnung an der gesamten Leitungslänge durch Farbringe oder durchgehende Lackierung.



Kennzeichnungsschilder

- Durchflußrichtung.
- Farbe entsprechend dem Farbschlüssel des Mediums.
- Untergruppennummer (verschiedene Leitungsnetze).
- Gruppennummer des Mediums.

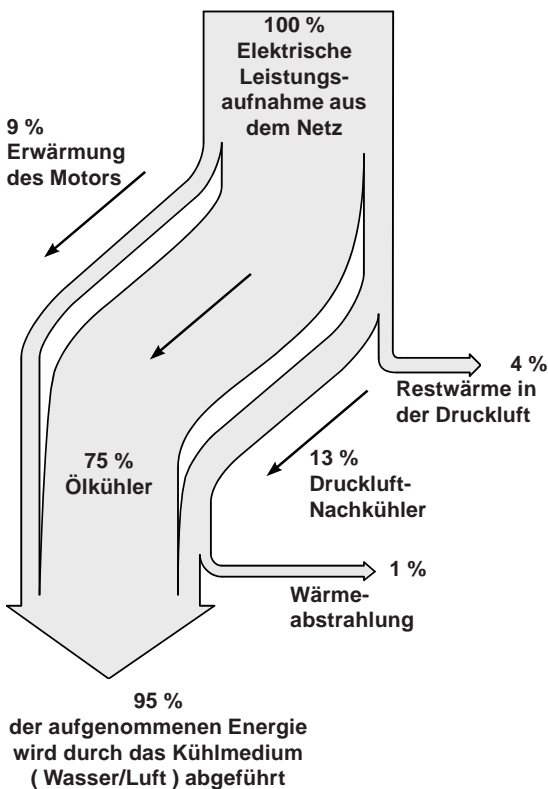
Bild 9.19:
Kennzeichnungsschilder mit Kennzahlen

10. Der Betriebsraum

Der Betriebsraum eines Kompressors muß eine Reihe von Bedingungen erfüllen, die den ordnungsgemäßen Betrieb sicherstellen. Um die Wichtigkeit eines gut geplanten und ausgeführten Betriebsraumes einschätzen zu können, muß man wissen, daß ca. 2/3 aller Kompressorstörungen auf falsche Aufstellung, ungenügende Belüftung und mangelnde Wartung zurückzuführen sind.

Darüber hinaus müssen die allgemeinen Vorschriften zur Unfallverhütung und zum Umweltschutz eingehalten werden.

10.1 Kühlung des Kompressors



*Bild 10.1 :
Wärmeverteilung in einem Schraubenkompressor mit Ölspritzkühlung.*

Bei der Konzeptionierung einer Kompressorstation ist zu beachten, daß beim Verdichtungsprozess der Kompressoren sehr viel Abwärme erzeugt wird. Es gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik, der besagt, daß die gesamte aufgenommene elektrische Leistung des Kompressors in Wärme umgewandelt wird.

Die Abwärme ist zuverlässig abzuführen, da es sonst zu einem Wärmestau im Kompressor kommt. Ist die Temperatur im Kompressor längerfristig zu hoch, führt das zu mechanischen Schäden in der Kompressorstufe und im Antriebsmotor.

Der Kühlluft- bzw. Kühlwasserbedarf kann auf zwei Arten realisiert werden :

- **Kühlung durch Kühlluft.**
Die Kühlung durch Kühlluft ist bei allen Kompressorbauteilen am weitesten verbreitet. In diesem Fall ist die Be- und Entlüftung des Betriebsraumes besonders wichtig. Sie muß gut geplant und ausgeführt werden. Geschieht dies nicht, sind thermische Probleme mit dem Kompressor vorprogrammiert.
- **Kühlung durch Kühlwasser.**
Die Kühlung durch Kühlwasser kann bei größeren Kompressoren dann notwendig sein, wenn die Wärme durch Luftkühlung nicht einwandfrei abzuführen ist. Wasserkühlung stellt weniger Anforderungen an die Belüftung des Betriebsraumes.

In diesem Kapitel werden in erster Linie die Anforderungen und Vorschriften behandelt, die für die Betriebsräume luftgekühlter Kompressoren gelten. Bis auf die Hinweise bezüglich der Belüftung sind alle Themen auch auf wassergekühlte Kompressoren anwendbar.

10.2 Kompressoraufstellung

Bei der Aufstellung von Kompressoren und den anderen Komponenten einer Kompressorstation sind bestimmte Bedingungen zu beachten, die bei Nichteinhaltung zu Funktionsstörungen führen können. Darüber hinaus sind bestimmte Unfallverhütungs- und Umweltschutzvorschriften zu beachten.

10.2.1 Allgemeine Hinweise zum Betriebsraum

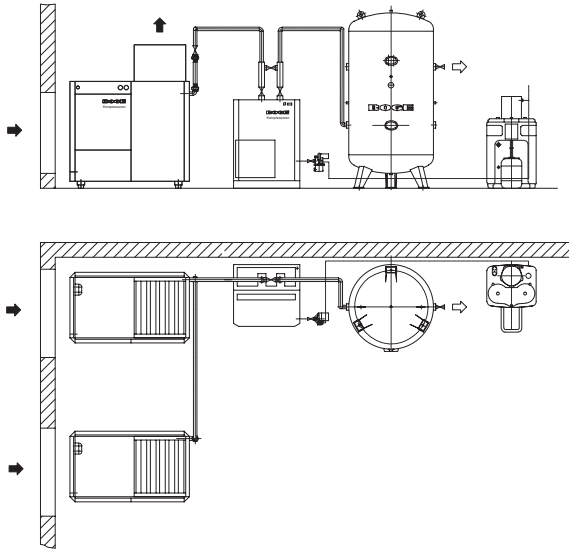


Bild 10.2 :
Kompressorstation mit 2 Schraubenkompressoren,
Kälte-Drucklufttrockner, Druckluftbehälter und
Öl-/ Wassertrenner.

Der Betriebsraum soll sauber, staubfrei, trocken und kühl sein. Starke Sonneneinstrahlung ist zu verhindern. Für den Betriebsraum ist nach Möglichkeit die Nordseite eines Gebäudes oder ein ausreichend belüfteter Keller zu wählen.

Im Betriebsraum eines Kompressors sollten sich keine wärmeabstrahlenden Leitungen oder Aggregate befinden. Ist die Installation unvermeidlich, müssen die Aggregate und Leitungen gut isoliert werden.

Zur Durchführung der Wartung und der üblichen wiederkehrenden Überprüfungen der Druckluftbehälter durch die Technischen Überwachungsorgane (TÜV und TUA) ist für eine gute Zugänglichkeit und Beleuchtung zu sorgen.

Ein Kompressorbetriebsraum muß immer ausreichend belüftet werden, um das Überschreiten der zulässigen Umgebungstemperatur zu vermeiden.

10.2.2 Zulässige Umgebungstemperatur

Kompressoren arbeiten bei einer Umgebungstemperatur von +20° bis +25° C optimal. Für Kolben- und Schraubenkompressoren gelten die folgenden Umgebungstemperaturen :

- Mindestens +5° C.
Wenn die Umgebungstemperatur unter +5° C fällt, können Leitungen und Ventile vereisen. Das kann zu Funktionsstörungen des Kompressors führen. Schraubenkompressoren schalten bei Unterschreiten der zulässigen Verdichtungsendtemperatur selbsttätig ab.
Eine zusätzliche Frostschutteinrichtung ermöglicht Umgebungstemperaturen bis -10° C.
- Höchstens +40° C.
Höchstens +35° C bei schallgedämmten Kolbenkompressoren.
Wenn die Umgebungstemperatur über den Maximalwert steigt, kann die Druckluft-Austrittstemperatur die gesetzlich vorgeschriebenen Höchstwerte überschreiten. Die Qualität der Druckluft verschlechtert sich, die Bauteile des Kompressors werden höher beansprucht und die Wartungsintervalle verkürzen sich. Schraubenkompressoren schalten bei Überschreiten der zulässigen Verdichtungsendtemperatur selbsttätig ab.

10.2.3 Brandschutzvorschriften für Betriebsräume

Für Räume, in denen Kompressoren mit Öleinspritzkühlung aufgestellt werden sollen, gelten folgende Vorschriften:

- Bei Kompressoren mit Motorleistungen **über 40 kW** muß der Betriebsraum besonders brandgeschützt sein.
- Kompressoren mit Motorleistungen **über 100 kW** müssen in einem separaten, brandgeschützten Raum aufgestellt werden.

Anforderungen an brandgeschützte Betriebsräume:

- Wände, Decken, Fußböden und Türen müssen mindestens in der **Feuerschutzklasse F30** ausgeführt sein.
- Im Betriebsraum dürfen keine brennbaren Flüssigkeiten gelagert werden.
- Der Fußboden um den Kompressor herum muß aus nicht brennbarem Material bestehen.
- Auslaufendes Öl darf sich auf dem Fußboden nicht ausbreiten.
- Im Umkreis von mindestens drei Metern um den Kompressor dürfen sich keine entzündlichen Stoffe befinden.
- Über dem Kompressor dürfen keine brennbaren Anlagenteile wie Kabeltrassen verlaufen.

10.2.4 Entsorgung des anfallenden Kondensates

Die angesaugte Luft enthält Wasser in Form von Dampf, der bei der Verdichtung als Kondensat ausfällt. Dieses anfallende Kondensat ist ölhaltig. Es darf ohne Aufbereitung nicht in das öffentliche Kanalnetz eingeleitet werden.

Die Entwässerungsvorschriften der zuständigen Gemeinde sind unbedingt zu beachten.

BOGE empfiehlt den ÖWAMAT zur Aufbereitung des Kondensates. Das gereinigte Wasser kann in das öffentliche Abwasser-Netz eingeleitet werden. Das Öl wird in einem eigenen Behälter aufgefangen und ist durch entsprechende Altölsammelstellen umweltgerecht zu entsorgen.

10.2.5 Aufstellungshinweise für den Kompressor

Bei der Aufstellung von Kompressoren sind einige allgemeine Aufstellungshinweise unabhängig von der Belüftung zu beachten :

- Zur Aufstellung eines Kompressors oder eines Druckluftbehälter genügt ein ebener Industriefußboden ohne Fundament. Spezielle Befestigungselemente sind im allgemeinen nicht erforderlich.
- Kompressoren sollten in jedem Fall elastisch gelagert werden. Dadurch treten keine Schwingungsübertragungen an das Fundament auf und keine Fortpflanzung des Kompressorlärms in andere Gebäudeteile.
- Der Anschluß der Kompressoranlage an das feste Leitungsnetz sollte durch einen BOGE-Hochdruckschlauch von ca. 0,5 m Länge erfolgen. Dadurch wird die Übertragung der Schwingungen des Kompressors auf das Druckluftnetz vermieden und ungenaue Leitungsverlegung kompensiert.
- Wenn der Aufstellungsort stark mit Stäuben belastet ist, muß der Kompressor mit Papier-Ansaugfiltern ausgestattet sein. Dadurch wird der Verschleiß des Kompressors minimiert.
- Kompressoranlagen dürfen auf keinen Fall durch Hauben oder Kästen umschlossen werden. Derartige Maßnahmen führen immer zu thermischen Problemen. Eine Ausnahme bildet die Original BOGE-Schalldämmhaube, die für jeden einzelnen Kompressor speziell ausgelegt wird.

10.2.6 Platzbedarf eines Kompressors

Ein Kompressor hat einen gewissen Raumbedarf, der von der Bauart und vom Typ des Kompressors abhängig ist. Daraus ergeben sich kompressorspezifische Mindestabstände in alle Richtungen.

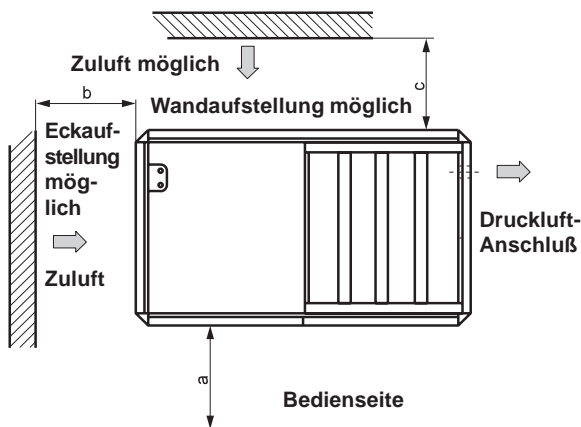


Bild 10.3 :
Schema des Raumbedarf eines schallgedämmten
Schraubenkompressor Typ S 21 - S 30

- Der Kompressor muß so aufgestellt werden, daß er für Bedienung und Wartung frei zugänglich ist.
- Um die Kühlung eines Kompressors zu gewährleisten, muß ein gewisser Mindestabstand zwischen Ventilator bzw. Kühler und der benachbarten Wand oder anderen Aggregaten eingehalten werden. Geschieht dies nicht, ist die Wirkung des Ventilators bzw. Kühlers stark beeinträchtigt und eine wirkungsvolle Kühlung ist nicht mehr gewährleistet.
- Bei der Aufstellung von mehreren Kompressoren nebeneinander darf die erwärmte Kühlluft eines Kompressors nicht als Kühlluft eines anderen Kompressors angesaugt werden.

Die Mindestabstände zu den Wänden und den benachbarten Geräten und Aggregaten unterscheiden sich bei den einzelnen Kompressortypen und Ausführungen zum Teil erheblich. Sie sind den jeweiligen Betriebsanleitungen zu entnehmen.

10.2.7 Aufstellungsbedingungen von Druckluftbehältern

Bei der Aufstellung eines Druckluftbehälters sind bestimmte Unfallverhütungsvorschriften einzuhalten.

- Druckluftbehälter müssen vor Beschädigungen durch mechanische Einwirkungen (z.B. herabfallende Gegenstände) geschützt sein.
- Der Druckluftbehälter und seine Ausrüstung müssen von einem sicheren Stand aus zu bedienen sein.
- Schutzbereiche und Schutzabstände sind einzuhalten.
- Der Druckluftbehälter muß sicher stehen. Er darf sich auch durch äußere Kräfte nicht verlagern oder neigen. Das schließt auch das zusätzliche Gewicht bei der Druckprüfung ein! Bei großen Druckluftbehältern ist unter Umständen ein verstärktes Fundament notwendig.
- Das Fabrikschild muß gut erkennbar sein.
- Druckluftbehälter müssen angemessen gegen Korrosion geschützt sein.
- Stehende Behälter werden liegend in die Kompressorräume gebracht und anschließend über zwei Füße aufgerichtet. Bei der Bemessung der Behälterhöhe ist somit die Diagonale des Behälters (Aufrichthöhe) zu berücksichtigen. Ist sie geringer als die Raumhöhe kann der Behälter nicht aufgerichtet werden.

10.3 Be- und Entlüftung einer Kompressorstation

Die wichtigste Bedingung für den Betrieb luftgekühlter Kompressoren ist ein ausreichender Kühlluftstrom \dot{V}_k . Die durch den Kompressor erzeugte Abwärme muß zu jeder Zeit zuverlässig abzuführen sein. Je nach räumlichen Gegebenheiten, Kompressorbauart und Typ gibt es drei verschiedene Möglichkeiten der Be- und Entlüftung :

- Natürliche Belüftung.
Be- und Entlüftung durch Zu- und Abluftöffnung in den Seitenwänden oder der Decke, und zwar natürlich, ohne Unterstützung eines Ventilators.
- Künstliche Belüftung.
Be- und Entlüftung über Zu- und Abluftöffnung in den Seitenwänden oder der Decke mit Unterstützung durch einen Abluftventilator.
- Zu- und Abluftkanäle.
Be- und Entlüftung über entsprechende Kanäle, meist mit Unterstützung durch einen Abluftventilator.
- Bei wassergekühlten Kompressoren wird die Hauptwärme durch das Kühlwasser abgeführt. Die Restwärme (Motorabstrahlung) ist durch Kühlluft abzuführen.

10.3.1 Einflußgrößen auf den Kühlluftstrom \dot{V}_k eines Kompressors

Ein Kompressor erzeugt je nach Antriebsleistung eine bestimmte Menge Abwärme. Diese Abwärme muß bei luftgekühlten Kompressoren durch einen Kühlluftstrom \dot{V}_k abgeführt werden.

Die Größe des Kühlluftstroms \dot{V}_k wird, neben der Antriebsleistung des Kompressors, von mehreren anderen Faktoren beeinflusst :

- Transmissionswärme
Durch die Umfassungswände des Betriebsraumes (einschließlich Fenster und Türen) wird ein Teil der erzeugten Wärme als Transmissionswärme abgegeben. Die Beschaffenheit der Wände, der Decke, des Bodens sowie Türen und Fenster beeinflussen den Kühlluftstrom \dot{V}_k beträchtlich.
- Raumtemperatur.
Je höher die Temperatur des Betriebsraumes ist, desto größer ist auch der Kühlluftbedarf.
- Temperaturgefälle.
Je größer die Temperaturdifferenz Δt zwischen der Außen- und der Innentemperatur ist, desto geringer wird der benötigte Kühlluftstrom.
- Raumhöhe und Raumgröße.
Mit zunehmender Raumhöhe und Raumgröße verteilt sich die erzeugte Wärme besser und der benötigte Kühlluftstrom wird geringer.

10.3.2 Festlegung der Einflußgrößen auf den Kühlluftstrom \dot{V}_k eines Kompressors

Um allgemeingültige Werte für den Kühlluftstrom \dot{V}_k zu erhalten, werden folgende Randbedingungen festgelegt, die die Größe des erforderlichen Kühlluftstroms \dot{V}_k beeinflussen.

- Raumtemperatur 35° C = 308 K
- Temperaturgefälle Δt 10 K
- Mauerdicke 25 cm
Die Umfassungswände werden als homogene Ziegelwände ohne Fenster und Türen betrachtet.
- Raumhöhe und Raumgröße.
Die Raumhöhe ist auf unter 3 m und die Raumgröße ist auf unter 50 m² festgelegt.

Die festgelegten Randbedingungen gehen von den ungünstigsten zulässigen Umgebungsbedingungen für den Kompressor aus. Da die Bedingungen in realen Betriebsräumen meist günstiger sind, haben die so ermittelten Werte für den Kühlluftstrom \dot{V}_k allgemeine Gültigkeit.

Wird der empfohlene Kühlluftstrom \dot{V}_k für einen Kompressor gewährleistet, kommt es nicht zu thermischen Problemen.

10.3.3 Allgemeine Hinweise für die Lüftung von Kompressorräumen

Die wichtigsten Bedingungen, die der Betriebsraum eines oder mehrerer luftgekühlter Kompressoren bezüglich der Be- und Entlüftung erfüllen muß, sind in diesem Kapitel aufgeführt. Sie basieren auf den Anforderungen, die im VDMA-Einheitsblatt 4363 „Lüftung der Betriebsräume luftgekühlter Verdichter“ niedergelegt sind.

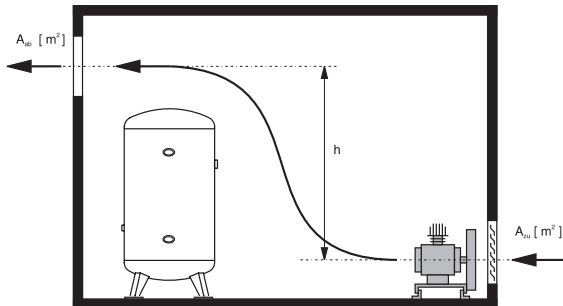


Bild 10.4 :
Anordnung von Zu- und Abluftöffnung

- Die Warmluft steigt stets nach oben. Um einen effektiven Wärmeaustausch zu ermöglichen, müssen die Öffnungen für die Kühlluftzuführung in Bodennähe und die Abluftöffnungen in der Decke oder **oben** in einer Seitenwand angeordnet werden.
- Der Kompressor ist nahe der Zuluftöffnung A_{zu} so aufzustellen, daß er die Frischluft für die Verdichtung und die Kühlluft für die Belüftung unmittelbar aus der Zuluftöffnung A_{zu} ansaugt.
- Der Kompressor ist so aufzustellen, daß er die erwärmte Abluft nicht wieder ansaugen kann.
- Die Ansaugöffnungen oder -kanäle des Kompressors sind so anzuordnen, daß gefährliche Beimengungen (z.B. explosionsfähige oder chemisch instabile Stoffe) nicht angesaugt werden können.
- Der Abluftstrom sollte vom Kompressor über den Druckluftbehälter (wenn vorhanden) zur Abluftöffnung A_{ab} strömen. Die Aggregate im Betriebsraum sind dementsprechend anzuordnen.
- In den Zuluftöffnungen A_{zu} sind verstellbare Jalousien zu installieren. Dadurch kann der kalte Luftstrom von außen reduziert werden und die Minimaltemperatur wird auch im Winter nicht unterschritten. Wenn das nicht ausreicht, ist der Kompressor mit einer eigenen Heizung auszustatten. Das notwendige Zubehör ist bei BOGE erhältlich.
- Bei der Aufstellung mehrerer Kompressoren in einem Raum ist darauf zu achten, daß diese sich nicht thermisch beeinflussen. Saugt ein Kompressor die Abluft eines anderen Kompressors an, führt das zur Überhitzung des Aggregates. Die Belüftung muß auf den gesamten Kühlluftbedarf aller Kompressoren ausgelegt werden. Idealerweise sollte für jeden Kompressor eine eigene Zuluftöffnung entsprechender Größe vorhanden sein.

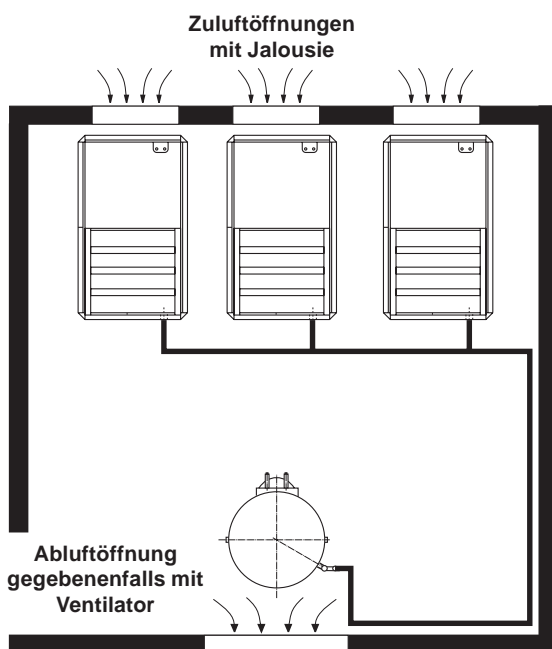


Bild 10.5 :
Betriebsraum mit drei schallgedämmten Kompressoren

10.3.4 Natürliche Be- und Entlüftung

Bei der natürlichen Belüftung ist die Umwälzung der Luft durch eine Zuluft- A_{zu} und eine Abluftöffnung A_{ab} in den Seitenwänden des Betriebsraumes gesteuert. Der Wärmeaustausch erfolgt nur durch das natürliche Zirkulieren der Luft, denn warme Luft steigt nach oben. Um eine ausreichende Belüftung zu ermöglichen, muß die Zuluftöffnung so weit wie möglich unterhalb der Abluftöffnung liegen.

Diese Art von Be- und Entlüftung eignet sich erfahrungsgemäß nur für Kompressoren bis 22 kW Leistung. Je nach den Umgebungsbedingungen im Betriebsraum, kann es auch schon bei kleineren Kompressoren zu Belüftungsproblemen kommen.

10.3.4.1 Erforderliche Abluftöffnung bei natürlicher Belüftung

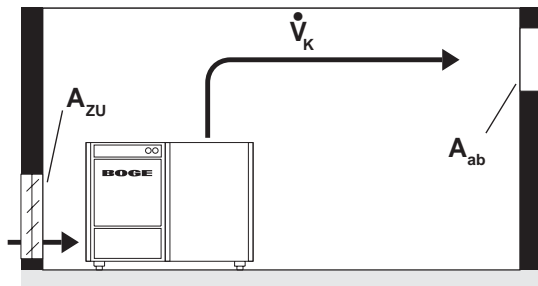


Bild 10.6 :
Natürliche Be- und Entlüftung eines Kompressor-
raumes mit schallgedämmtem BOGE-Schrauben-
kompressor

Ein ausreichender Kühlluftstrom \dot{V}_K kommt bei natürlicher Belüftung nur zustande, wenn die Ab- und Zuluftöffnungen eine entsprechende Größe haben.

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte basieren auf dem VDMA-Einheitsblatt 4363 „Lüftung der Betriebsräume luftgekühlter Kompressoren“.

Antriebs- leistung P [kW]	erforderlicher Kühlluftstrom \dot{V}_K [m³/h]	erforderliche Lüftungsöffnungen A_{ab} und A_{zu} [m²]
3,0	1350	0,20
4,0	1800	0,25
5,5	2270	0,30
7,5	3025	0,40
11,0	3700	0,50
15,0	4900	0,65
18,5	6000	0,75
22,0	7000	0,90

Die Zuluft- A_{zu} und die Abluftöffnung A_{ab} sollten prinzipiell gleich groß sein. Der Kühlluftstrom muß durch beide Öffnungen. Mit Rücksicht auf den Einbau von Jalousien, Gittern u.ä. in der Zuluftöffnung sollte diese allerdings um ca. 20 % größer sein als die Abluftöffnung A_{ab} . Geschieht dies nicht, kann es zu einem Überschreiten der zulässigen Umgebungstemperatur kommen.

Hinweis

Bei der Festlegung des Kühlluftstromes \dot{V}_K , einer Kompressorstation muß der Kühlluftbedarf eines Kälte-Drucklufttrockners oder warmregenerierenden Adsorptionstrockners mit berücksichtigt werden.

10.3.5 Künstliche Be- und Entlüftung

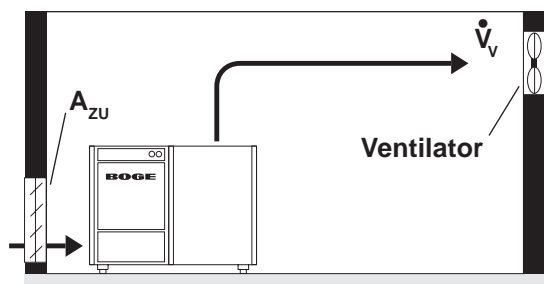


Bild 10.7 :
Künstliche Be- und Entlüftung eines Kompressor-
raumes mit schallgedämmtem BOGE-Schrauben-
kompressors

In vielen Fällen reicht die natürliche Be- und Entlüftung des Betriebsraumes nicht mehr aus. Aufgrund von baulichen Gegebenheiten und/oder aufgrund der hohen installierten Kompressorleistung kommt kein ausreichender Kühlluftstrom mehr zu Stande. In diesen Fällen muß die Warmluft mit Hilfe eines Ventilators abgeführt werden.

Eine künstliche Belüftung erhöht die Strömungsgeschwindigkeit der Kühlluft im Betriebsraum und garantiert den erforderlichen Kühlluftstrom durch die Zwangsbelüftung. Es sind größere Reserven bei hohen Außentemperaturen gegeben. Die Zuluftöffnung muß der Ventilatorleistung angepaßt werden.

Der oder die Ventilatoren sollten aus wirtschaftlichen Gründen über einen Thermostaten in mehreren Stufen gesteuert werden. Die Steuerung erfolgt entsprechend der Temperatur im Betriebsraum. Je höher die Temperatur steigt, desto größer wird die Förderleistung des Ventilators.

10.3.5.1 Erforderliche Ventilatorleistung bei künstlicher Belüftung

Der erforderliche Kühlluftstrom \dot{V}_k ergibt sich, wie bei der natürlichen Belüftung, aus der installierten Kompressorleistung. Die durch den Kompressor erzeugte Abwärme muß zuverlässig abgeführt werden. Die Ventilatorleistung \dot{V}_v ist ca. 15 % größer bemessen als der benötigte Kühlluftstrom \dot{V}_k . So ist auch im Hochsommer eine einwandfreie Kühlung gewährleistet.

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte basieren auf dem VDMA-Einheitsblatt 4363 „Lüftung der Betriebsräume luftgekühlter Kompressoren“.

Antriebs- leistung P [kW]	erforderliche Ventilatorleistung \dot{V}_v [m³/h]
4,0	1800
5,5	2270
7,5	3025
11,0	3700
15,0	4900
18,5	6000
22,0	7000
30,0	9500
37,0	11000
45,0	14000
55,0	17000
65,0	20000
75,0	23000
90,0	28000
110,0	34000
132,0	40000
160,0	50000
200,0	62000
250,0	70000

10.3.5.2 Erforderliche Zuluftöffnung bei künstlicher Belüftung

Bei der künstlichen Belüftung bestimmt der Abluftventilator die Größe der Abluftöffnung.

Die erforderliche Öffnung für einen Abluftventilator ist üblicherweise erheblich kleiner als die Abluftöffnung bei natürlicher Belüftung.

Die Größe der Zuluftöffnung A_{zu} ist von der Ventilatorleistung \dot{V}_V und der maximalen Strömungsgeschwindigkeit v_s in der Zuluftöffnung abhängig.

Vorzugsweise sollte mit einer Strömungsgeschwindigkeit $v_s = 3 \text{ m/s}$ gerechnet werden. Ergeben sich jedoch baulich nicht realisierbare Zuluftöffnungen ist auch eine Strömungsgeschwindigkeit $v_s = 5 \text{ m/s}$ zulässig.

Mit Hilfe der folgenden Formel wird die minimale Größe der Zuluftöffnung berechnet :

$$A_{zu} = \frac{\dot{V}_V}{3600 \times v_s}$$

$$\text{m}^2 = \frac{\text{m}^3/\text{h}}{3600 \text{ s/h} \times \text{m/s}}$$

A_{zu} = minimale Fläche der Zuluftöffnung [m²]

\dot{V}_V = Ventilatorleistung [m³/h]

v_s = maximale Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Hinweis

Bei der Auswahl von Abluftventilatoren ist zu beachten, daß der Kühlluftstrom den selben physikalischen Gesetzen unterworfen ist, wie die Druckluft. Auch bei strömender Kühlluft in Kanälen und Öffnungen kommt es bei zunehmender Strömungsgeschwindigkeit zu erhöhtem Staudruck Δp (Druckverlust). Ein Ventilator kann nur einen Staudruck überwinden, der unterhalb seiner definierten Flächenpressung liegt. Ist der Staudruck höher als die Flächenpressung des Ventilators, kommt kein Volumenstrom mehr zustande.

Der maximale Staudruck wird aus der Form und der Größe der Zu- und Abluftöffnung mit den dazugehörigen Kanälen (wenn vorhanden) bestimmt. Auch die Strömungsgeschwindigkeit muß berücksichtigt werden.

Bei einfachen Öffnungen ohne ungünstige Umleitung (Kanalführung) kann ein $\Delta p = 100 \text{ Pa (10 mm WS)}$ angenommen werden.

10.3.5.3 Beispiel für die künstliche Belüftung einer Kompressorstation

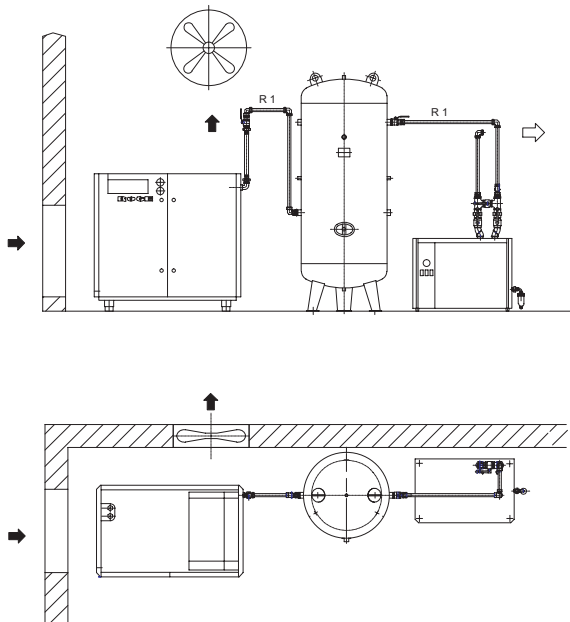


Bild 10.8 :
Kompressorstation mit Schraubenkompressor,
Kälte-Drucklufttrockner, Druckluftbehälter

Ein Schraubenkompressor Typ S 21 soll zusammen mit einem Kälte-Drucklufttrockner D 27 in einem kleinen Betriebsraum betrieben werden. Die baulichen Gegebenheiten verhindern eine natürliche Belüftung. Eine künstliche Belüftung mit einem Ventilator ist erforderlich.

BOGE-Schraubenkompressor Typ S 21

Liefermenge \dot{V} : 2,42 m³/min

Motorleistung : 15 kW

Kühlluftbedarf \dot{V}_{V1} : 4900 m³/h (siehe Seite 178)

Kälte-Drucklufttrockner Typ D 27

Durchflußleistung \dot{V} : 2,66 m³/min

Kühlluftbedarf \dot{V}_{V2} : 770 m³/min (siehe Datenblatt)

Die beiden Kühlluftströme sind zu addieren. Daraus ergibt sich die benötigte Ventilatorleistung, die im Betriebsraum installiert werden muß.

Ventilatorleistung \dot{V}_{Vges} : 5670 m³/h

Die erforderliche Zuluftöffnung wird aus der Ventilatorleistung \dot{V}_{Vges} und der maximalen Strömungsgeschwindigkeit $v_s = 3 \text{ m/s}$ berechnet :

$$A_{zu} = \frac{\dot{V}_{Vges}}{3600 \times v_s}$$

$$A_{zu} = \frac{5670}{3600 \times 3}$$

$$A_{zu} = 0,525 \text{ m}^2$$

A_{zu} = minimale Fläche der Zuluftöffnung [m²]

\dot{V}_{Vges} = Ventilatorleistung [m³/h]

v_s = maximale Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

In den Betriebsraum des Kompressors muß ein Ventilator mit einer Leistung von 5670 m³/h eingebaut werden (Der Staudruck der Öffnungen ist bei der Auswahl des Ventilators zu beachten). Die Zuluftöffnung A_{zu} sollte mindestens 0,525 m² groß sein.

10.3.6 Kühlluftführung mit Zu- und Abluftkanälen

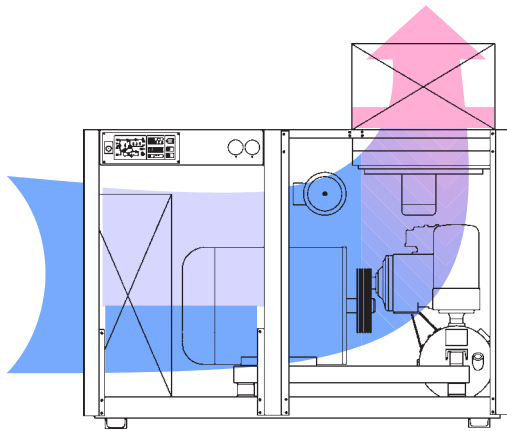


Bild 10.9 :
Kühlluftführung in einem BOGE-Schraubenkompressor Baureihe S 21 - S 150

Die Kühlluftführung durch Zu- und Abluftkanäle ist eine elegante Lösung bei thermischen Problemen in einem Kompressorbetriebsraum.

Kanalisierte Be- und Entlüftung ist bei schallgedämmten Kompressoren möglich. Die Kühlluft wird gezieht über den Kompressor geleitet und gebündelt zur Abführung bereitgestellt. BOGE-Schraubenkompressoren sind mit einem Kühlluftventilator ausgestattet, der eine freie Flächenpressung von ca. 60 Pa (ca. 6 mm WS) erzeugt. Das bedeutet, daß er die Abluft durch einen ca. 5 m langen, geraden Abluftkanal mit dem empfohlenen Kanalquerschnitt drücken kann.

Die Kanäle können problemlos an die Öffnungen der Schalldämmhaube angeschlossen werden. Ein zusätzlicher Abluftventilator im Kanal ist in der Regel nicht notwendig.

Die Kühlluftkanäle führen die Kühlluft ins Freie. Sie können aber auch durch entsprechende Klappensteuerung die warme Kühlluft im Winter zur Räumheizung nutzen. Bei ungeheizten Kompressorräumen empfiehlt sich im Winter eine Umluftführung mit Ableiten eines Teils der warmen Kühlluft in den Kompressorraum.

10.3.6.1 Zuluftkanäle

Grundsätzlich ist es auch möglich, den Zuluftstrom für Kompressoren zu kanalisieren. Ein Zuluftkanal reduziert jedoch den Ansaugvolumenstrom (Staudruck) und wirkt sich somit negativ auf die Leistung des Kompressors aus. Aus diesem Grund sollte die Zuluft nur in folgenden Fällen kanalisiert werden :

- Unsaubere Umgebung.
Die Ansaugluft am Kompressorstandort enthält viel Schmutz, Staub, chemische Verunreinigungen oder hat eine sehr hohe Luftfeuchtigkeit. Bei diesen Bedingungen sollte die Ansaugluft direkt von außen oder aus einem sauberen Teil des Gebäudes angesaugt werden.
- Hohe Umgebungstemperatur.
Die Temperatur am Aufstellungsort des Kompressors ist deutlich höher als in den benachbarten Räumen oder außerhalb des Gebäudes. Das ist bei starker Wärmeabgabe durch Anlagen und Maschinen im Kompressorraum möglich.

10.3.6.2 Entlüftung durch einen Kühlluftkanal

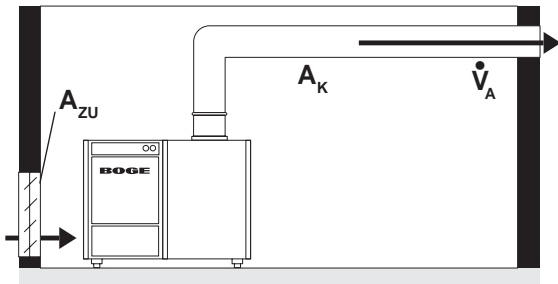


Bild 10.10 :
Entlüftung eines Kompressorraumes mit einem BÖGE-Schraubenkompressors durch einen Kühlluftkanal ins Freie

10.3.6.3 Erforderlicher Kühlluftstrom \dot{V}_A und Kanalquerschnitt A_K mit Kühlluftkanal

Kompressorräume von Einzelanlagen können meist durch einen entsprechend ausgelegten Abluftventilator oder durch natürliche Belüftung gekühlt werden. Bei der Installation von mehreren Kompressoren in einem Betriebsraum ist die Nutzung von Kühlluftkanälen immer empfehlenswert.

Durch den Einbau von Kanälen wird der Betriebsraum nicht mehr so stark durch die Abwärme des Kompressors aufgeheizt.

Die Temperaturdifferenz Δt zwischen der Zu- und Abluft beträgt ca. 20 K. Die Strömungsgeschwindigkeit in den Abluftkanälen sollte 6 m/s nicht überschreiten. Daraus ergibt sich, daß der benötigte Kanalquerschnitt erheblich kleiner ist als die Wandöffnung bei natürlicher oder künstlicher Belüftung.

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte für den erforderlichen Kühlluftstrom \dot{V}_A mit Kanal basieren auf dem VDMA-Einheitsblatt 4363 „Lüftung der Betriebsräume luftgekühlter Kompressoren“. Dabei wurde eine Temperaturerhöhung der Kühlluft von $\Delta t = 20 \text{ K}$ vorausgesetzt.

Bei der Ermittlung des erforderlichen freien Kanalquerschnittes A_K wurde ein maximaler Staudruck im Kanals von 50 Pa (5 mm WS) zugrundegelegt. Das entspricht ca. 5 m geradem Abluftkanal ohne Richtungsänderungen, Reduzierungen und Einbauten bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 4 – 6 m/s.

Antriebsleistung P [kW]	erforderlicher Kühlluftstrom mit Abluftkanal \dot{V}_A [m³/h]	erforderlicher freier Kanalquerschnitt A_K [m²]
4,0	800	0,08
5,5	1000	0,10
7,5	1300	0,13
11,0	1700	0,13
15,0	2900	0,15
18,5	4500	0,23
22,0	4500	0,26
30,0	4500	0,33
37,0	6500	0,41
45,0	6500	0,48
55,0	8000	0,59
65,0	8600	0,64
75,0	9200	0,68
90,0	16000	0,85
110,0	16000	1,11
132,0	24400	1,24
160,0	24400	1,61
200,0	27800	2,06
250,0	33600	2,49

10.3.6.4 Hinweise zur Kanalbelüftung

In Kanälen verursachen alle Einbauten wie z.B. Umlenkungen, Filter, Jalousienklappen, Bögen, T-Stücke und Schalldämpfer eine Erhöhung des Strömungswiderstands und damit eine Behinderung des Luftstroms. Wenn der Kanal viele Einbauten enthält und sehr lang ist, muß die Dimensionierung des empfohlenen freien Kanalquerschnittes durch einen Fachmann überprüft werden.

Um die Ausbreitung von Bränden durch die Lüftungskanäle zu verhindern, sind entsprechende Brandschutzmaßnahmen vorgeschrieben. Die DIN 4102, Teil 6 verlangt den Einbau von selbstschließenden Feuerschutzklappen, wenn Lüftungskanäle eine Mauer durchstoßen.

Bei ungünstiger oder langer Kanalführung kann der Staudruck über 50 Pa (5 mm WS) liegen. In diesem Fall besteht die Gefahr, daß der Kühlluftventilators eines Schraubenkompressors den Staudruck des Kanals nicht mehr überwinden kann. Das bedeutet, daß der Kühlluftstrom zum Erliegen kommt und damit die gesamte Kühlung des Kompressors zusammenbricht. In diesem Fall muß ein zusätzlicher Stützventilator eingebaut werden.

Die Zuluft- und Abluftklappen, sowie die Ventilatoren sollten aus wirtschaftlichen Gründen über einen Thermostaten im Betriebsraum gesteuert werden.

Die Kühlluftkanäle dürfen niemals direkt auf dem Kompressorgehäuse angebracht werden. Es sind immer Kompensatoren zu verwenden, die Verspannungen und die Übertragung von Schwingungen vermeiden.

Ein Kühlluftkanal, der mit Schalldämmmaterial ausgekleidet ist, strahlt weniger Wärme an die Umgebung ab und dämmt zusätzlich Geräusche, die mit der Kühlluft aus dem Kompressor geleitet werden.

Generell empfiehlt BOGE mit der Auslegung der Kanäle und der Ausführung der Bauarbeiten eine entsprechende Fachfirma zu beauftragen.

Bei Mehrfachanlagen muß jeder Kompressor einen eigenen Zu- und Abluftkanal haben.

Bei einem Sammelkanal für Mehrfachanlagen muß durch selbsttätig arbeitende Rückschlagklappen verhindert werden, daß erwärmte Kühlluft über einen ausgeschalteten Kompressor in den Aufstellungsraum strömt und die Zuluft wieder aufheizt.

10.3.6.5 Dimensionierung der Zuluftöffnung bei Entlüftung durch einen Abluftkanal

Die Größe der Zuluftöffnung A_{zu} ist vom Kühlluftstrom \dot{V}_A und der maximalen Strömungsgeschwindigkeit v_s in der Zuluftöffnung abhängig.

Vorzugsweise sollte mit einer Strömungsgeschwindigkeit $v_s = 3 \text{ m/s}$ gerechnet werden. Ergeben sich jedoch baulich nicht realisierbarer Zuluftöffnungen ist auch eine Strömungsgeschwindigkeit $v_s = 5 \text{ m/s}$ zulässig.

Mit Hilfe der folgenden Formel wird die minimale Zuluftöffnung berechnet :

$$A_{zu} = \frac{\dot{V}_A}{3600 \times v_s}$$
$$\text{m}^2 = \frac{\text{m}^3/\text{h}}{3600 \text{ s/h} \times \text{m/s}}$$

A_{zu} = minimale Fläche der Abluftöffnung [m²]

\dot{V}_A = Kühlluftstrom im Abluftkanal [m³/h]

v_s = maximale Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

10.3.6.6 Varianten der kanalisierten Entlüftung

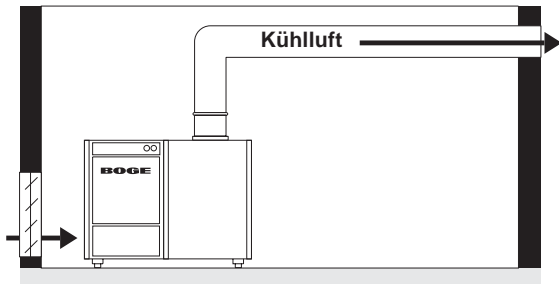


Bild 10.11 :
Entlüftung mit einem Abluftkanal ins Freie

Der Kanal leitet die warme Abluft direkt ins Freie. Diese Möglichkeit empfiehlt sich bei hohen Temperaturen im Kompressorraum.

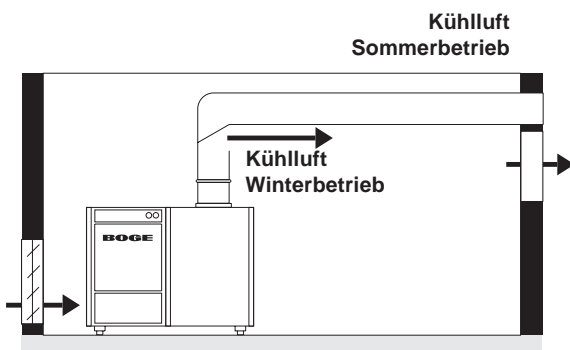


Bild 10.12 :
Abluftkanal mit einer Umluftklappe

Der Abluftkanal leitet die warme Kühlluft direkt ins Freie. Bei niedrigen Temperaturen im Betriebsraum wird der kalten Umgebungsluft über eine Umluftklappe warme Abluft beige-mischt. Die Umluftbelüftung verhindert ein Einfrieren der Anlage bei Außentemperaturen unter dem Gefrierpunkt. Als Ergänzung empfiehlt sich eine Stillstandheizung, um auch ein Einfrieren des Kompressors in der Anlaufphase bei kaltem Kompressor zu verhindern.

Bei diesem Verfahren muß neben dem Abluftkanal noch zusätzliche eine entsprechend dem Kühlluftstrom dimensionierte Abluftöffnung geschaffen werden.

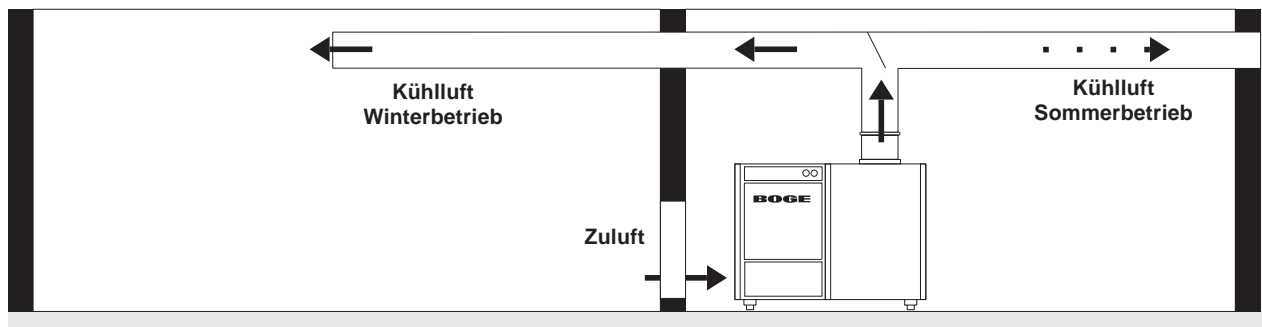


Bild 10.13 :
Nutzung der warmen Kühlluft zum Heizen

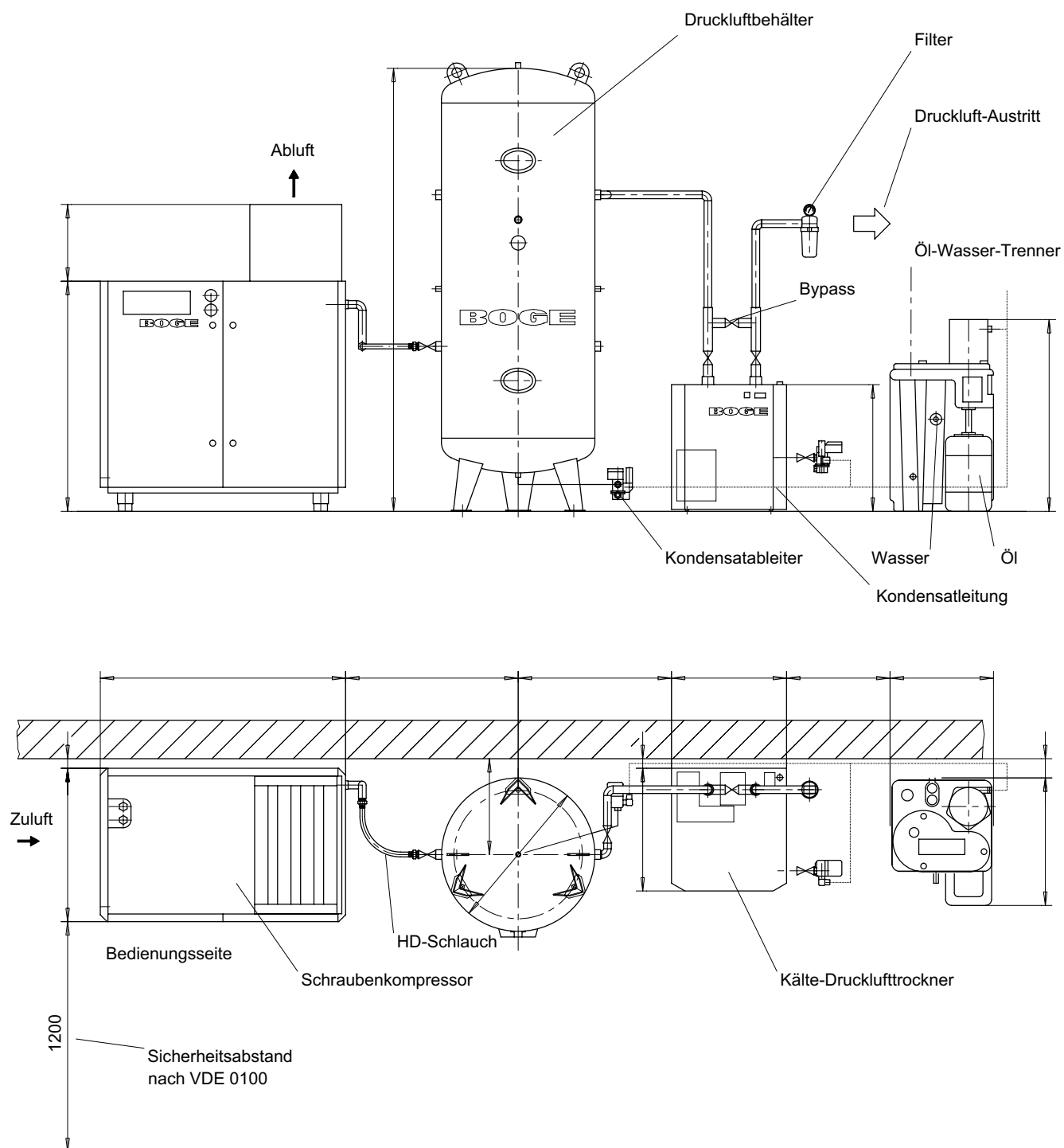
Kanäle leiten die warme Kühlluft des Kompressors bei niedrigen Außentemperaturen (Winter) ganz oder teilweise zum Beheizen in verschiedene Räume eines Gebäudes. Bei hohen Temperaturen (Sommer) leitet der Abluftkanal die Kühl-luft direkt ins Freie.

Bei diesem Verfahren wird die Zuluft meist aus beheizten Räumen angesaugt. Diese Maßnahme garantiert das Ansau-gen von ausreichend warmer Kühlluft auch bei niedrigen Umgebungstemperaturen. Der Kompressor arbeitet dadurch immer oberhalb der Mindesttemperatur.

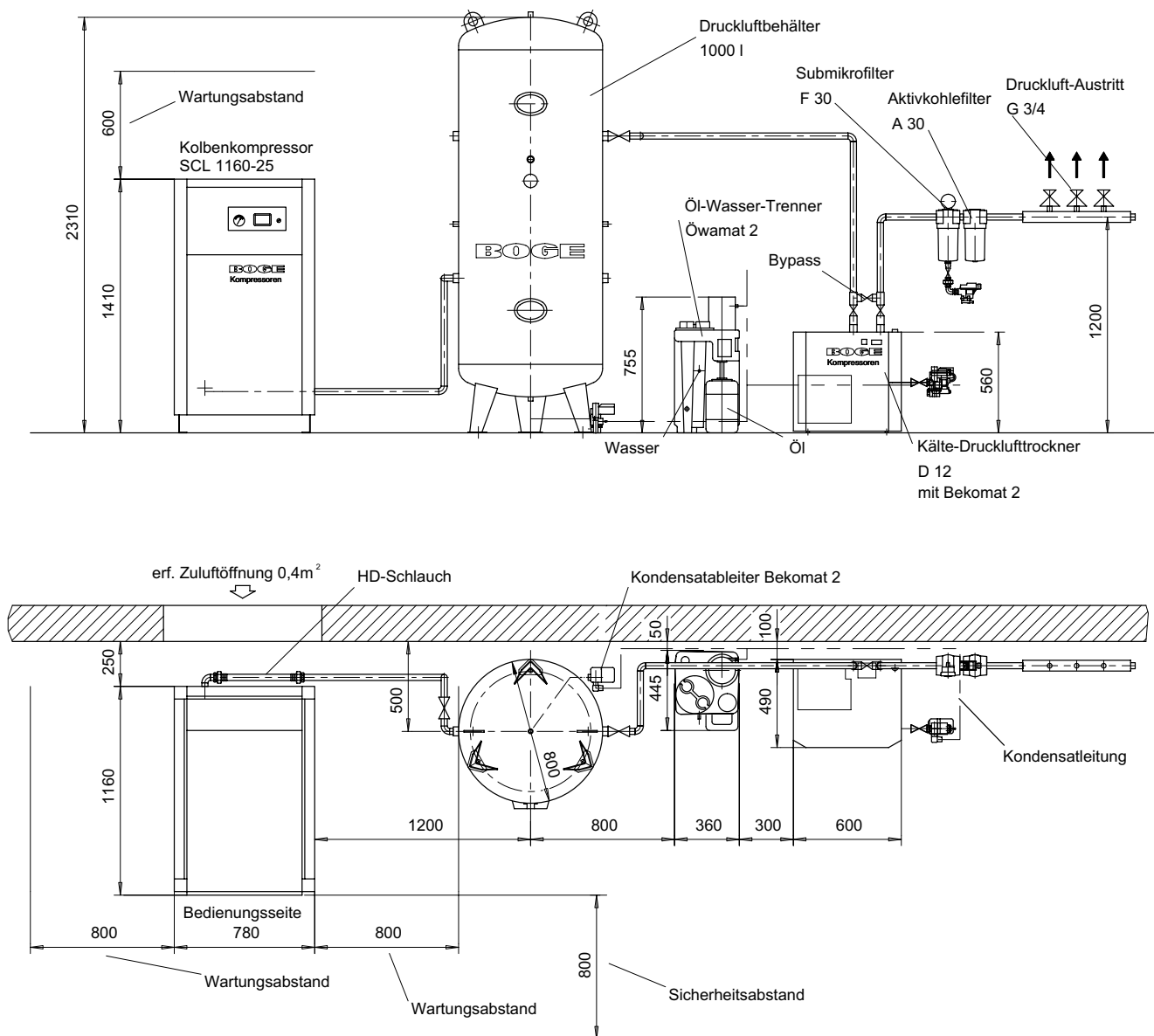
Um die Staubbelastung und die Lärmübertragung in den be-heizten Räumen zu reduzieren, sollten Luftfilter und Schall-dämpfer in den Abluftkanal eingebaut werden.

10.4 Beispiele für Aufstellungspläne

10.4.1 Aufstellungsbeispiel für einen Schraubenkompressor



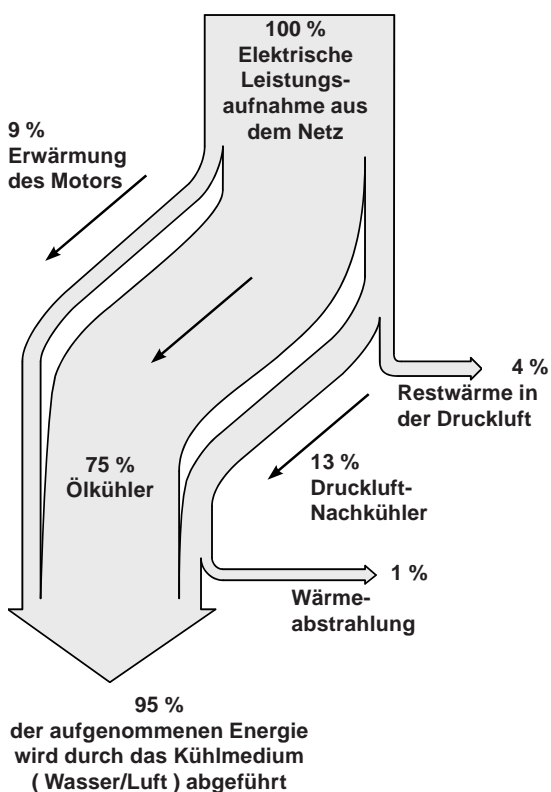
10.4.2 Aufstellungsbeispiel für einen Kolbenkompressor



11. Wärmerückgewinnung

Die steigenden Energiekosten und das zunehmende Umweltbewußtsein führte bei vielen Betreibern von Kompressoranlagen zu der Einsicht, daß das enorme Potential der Kompressorabwärme nicht mehr ungenutzt verpuffen darf. Sie traten an die Kompressorenhersteller heran und die entwickelten leistungsfähige Wärmerückgewinnungsanlagen. Seitdem wird die Abwärme vom Kompressoren nutzbar gemacht. Sie dient zum Beheizen von Räumen und zum Erwärmen von Brauch- und Heizungswasser.

11.1 Wärmebilanz einer Kompressorstation



Um die Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung bei Kompressoren einschätzen zu können, muß berücksichtigt werden, daß aufgrund des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik die gesamte aufgenommene elektrische Leistung eines Kompressors in Wärme umgewandelt wird. Um diese Abwärme wirtschaftlich nutzen zu können, muß man wissen, wo sie auftritt und welche Anteile der Abwärme für die Rückgewinnung wirtschaftlich nutzbar sind.

Die Abwärme wird immer mit Hilfe eines Kühlmediums abgeführt. Dieses Kühlmedium enthält ca. 95 % der dem Kompressor zugeführten elektrischen Energie in Form von Wärme. Ca. 4 % verbleiben als Restwärme in der Druckluft und ca. 1 % gehen durch Wärmestrahlung an die Umgebungsluft verloren.

Bei der Aufstellung einer Wärmebilanz darf man nicht nur die vom Motor abgegebene Leistung zugrunde legen, die der Kompressor zur Komprimierung der Luft benötigt. Auch der Elektromotor selbst wandelt Energie in Wärme um. Man muß auch den Wirkungsgrad des Motors, der je nach Antriebsleistung zwischen 80 % und 92 % liegt, berücksichtigen. Dadurch wird die entstandene Abwärmemenge noch einmal erhöht.

Bild 11.1 :
Wärmeverteilung in einem Schraubenkompressor
mit Öleinspritzkühlung.

11.2 Raumheizung

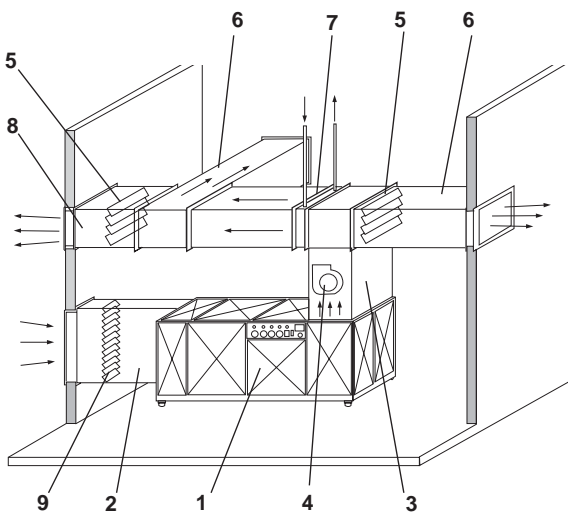
Die naheliegendste Nutzungsmöglichkeit der Kompressorabwärme ist die Raumheizung.

Bei der einfachsten Methode der Raumheizung wird der Kompressor in dem Raum aufgestellt, der beheizt werden soll. Das heißt, der Kompressor wird direkt in den Werkstatt- oder Lagerräumen, meist in der Nähe von Arbeitsplätzen, installiert.

In diesem Fall sind nur Kanäle für die Abführung der Wärme im Sommer bei hohen Temperaturen im Aufstellraum notwendig. Die warme Heizluft muß nicht über weite Strecken herangeführt werden.

Allerdings muß eine ausreichende Kühlung des Kompressors sichergestellt werden. Eine Schalldämmung ist normalerweise unerlässlich um die einschlägigen Schallschutzbestimmungen einhalten zu können.

11.2.1 Raumheizung durch Kanäle



- 1 = Schallgedämmter Kompressor
- 2 = Zuluftkanal
- 3 = Abluftkanal
- 4 = zusätzlicher Abluftventilator
- 5 = Regelklappen
(thermostatisch gesteuert)
- 6 = Abluftkanäle
(Raumheizung)
- 7 = Wärmeaustauscher
- 8 = Abluftkanal
(ins Freie für Sommerbetrieb)
- 9 = Zuluftklappe

Um die Abwärme einer zentralen Kompressorstation nutzen zu können, muß der erwärmte Kühlluftstrom durch Kanäle in die zu beheizenden Räume gebracht werden. Die Installation ist nur für größere Kompressoren empfehlenswert, da bei kleineren Kompressoren nicht genügend verwertbare Abwärme zur Verfügung steht.

Der Kühlluftstrom streicht über den Kompressor und den Antriebsmotor. Der Kühlluftstrom nimmt die Abwärme auf und wird mit Hilfe eines Ventilators in einen Abluftkanal gesaugt. Dabei erwärmt sich der Kühlluftstrom im allgemeinen auf +50° bis +60° C.

Eine Nutzung der Kompressorwärme zur Raumbeheizung setzt einen gekapselten (schallgedämmten) Kompressor mit kanalisierter Kühleuftführung voraus. BOGE-Schraubenkompressoren sind serienmäßig schallgedämmt und mit einem internen Ventilator ausgerüstet. Sie können aus diesem Grund problemlos an ein Kanalsystem angeschlossen werden. Nicht gekapselte Kompressoren (z.B. die meisten Kolbenkompressoren) können durch die Installation einer angepaßten Schalldämmhaube nachträglich für die Nutzung der Abwärme umgebaut werden.

Bild 11.2 :
Funktionsschema einer Kanalführung

11.2.2 Funktion einer Raumheizung

Isolierte Kanäle leiten die warme Kühlluft des oder der Kompressoren bei niedrigen Außentemperaturen ins Gebäude. Dadurch werden die entsprechenden Räume erwärmt. Bei hohen Außentemperaturen leitet ein Kanal die Kühlluft direkt ins Freie.

Der Kühlluftstrom wird durch Zuluft- und Regelklappen geführt. Die Ansteuerung dieser Klappen und der Ventilatoren sollte über einstellbare Raumthermostaten erfolgen, die die Temperatur in den beheizten Räumen überwachen.

Um die Ausbreitung von Bränden durch die Lüftungskanäle zu verhindern, sind entsprechende Brandschutzmaßnahmen vorgeschrieben. Die DIN 4102, Teil 6 verlangt den Einbau von selbstschließenden Feuerschutzklappen, wenn Lüftungskanäle eine Mauer durchstoßen.

Es ist möglich, Wärmeaustauscher in die Kanäle einzubauen. Mit Hilfe dieser Wärmeaustauscher kann Wasser auf eine Temperatur von ca. +40° C erwärmt werden. Dieses warme Wasser kann ein Zentralheizungssystem entlasten oder als Brauchwasser genutzt werden.

11.2.3 Wirtschaftlichkeit einer Raumheizung

Die Installationskosten der Raumheizung können im Verhältnis zu den gesparten Energiekosten sehr hoch sein. Bevor man eine aufwendige Raumheizung installiert, sollte geprüft werden, ob genügend Abwärme zur Verfügung steht um ein aufwendiges Kanalsystem zu rechtfertigen. Dabei muß berücksichtigt werden, daß sich der Warmluftstrom auf langen Wegen durch ein Kanalsystem zwangsläufig abkühlt. Die Investitionskosten müssen im richtigen Verhältnis zu den eingesparten Heizkosten stehen.

Die Kostenersparnis nimmt mit der Einschaltdauer des Kompressors zu. Je kontinuierlicher der Kompressor läuft, desto effektiver ist die Raumheizung.

11.3 Die Duotherm Wärmeaustauscher

Für Schraubenkompressoren mit Öleinspritzkühlung bieten sich spezielle Wärmerückgewinnungssysteme zur Erwärmung von Brauch- oder Heizwasser an. Ein Wärmeaustauscher wird in den Hauptstrom des heißen Öles im Kompressor geschaltet. Brauch- oder Heizungswasser erwärmt sich an dem heißen Kompressoröl.

Die Duotherm-Wärmeaustauscher arbeiten unabhängig von der Art der Kompressorkühlung, da der Wärmeaustauscher als Vorkühler dem eigentlichen Luft- bzw. Wasserkühler vorgeschaltet wird.

11.3.1 Duotherm BPT

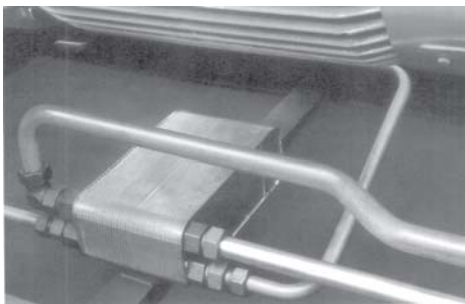
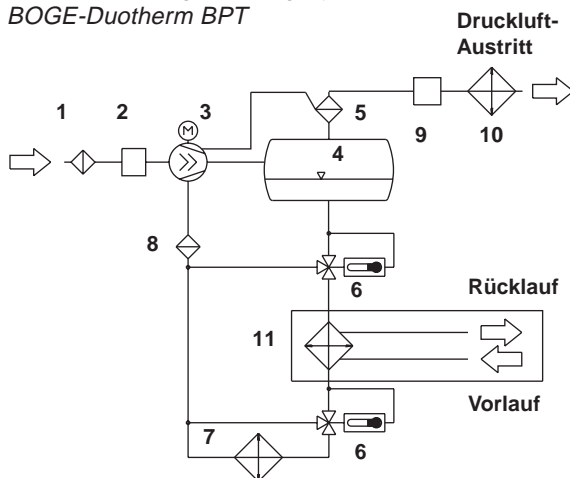


Bild 11.3 :
Das Wärmerückgewinnungssystem
BOGE-Duotherm BPT



- 1 = Ansaugfilter
- 2 = Ansaugregler
- 3 = Kompressorstufe
- 4 = kombinierter Druckluft-Öl-Behälter
- 5 = Ölabscheider
- 6 = Thermostatisches Ölregelventil
- 7 = Ölkühler
- 8 = Ölfilter
- 9 = Mindestdruck-Rückschlagventil
- 10 = Druckluft-Nachkühler
- 11 = Wärmeaustauscher

Bild 11.4 :
Fließschema BOGE-Duotherm BPT

Zur Erwärmung von Heizungs- oder heißem Produktionswasser dient das Duotherm BPT-System. Das Kernstück dieses Systems ist ein Platten-Wärmeaustauscher, der aus einer Anzahl dünner, profilierter Edelstahlplatten besteht. Die aufeinandergelegten Platten bilden ein gegeneinander abgeschlossenes Zweikanalsystem. Ein Spezialverfahren aus dem Bereich des Hartlötens verbindet die geschichteten Platten miteinander. Dichtungen, die die Gefahr der Leckage mit sich bringen, sind überflüssig. Der entstandene Wärmeaustauscher arbeitet sehr effektiv und zuverlässig.

Funktionsprinzip

Das auf ca. +90° C erwärmte Öl des Kompressorölkreislaufs strömt durch den Platten-Wärmeaustauscher. Das im Gegenstrom durch den Austauscher strömende Wasser wird auf bis zu +70° C erwärmt. Die erhitzte Wassermenge ist dabei von der Temperaturdifferenz abhängig.

Vor und hinter dem Wärmeaustauscher ist ein thermostatisches Ölregelventil installiert. Abhängig von der Öltemperatur wird der Ölstrom entweder über den Ölkühler bzw. den Wärmeaustauscher, oder durch einen Bypass am Ölkühler bzw. Wärmeaustauscher vorbeigeführt.

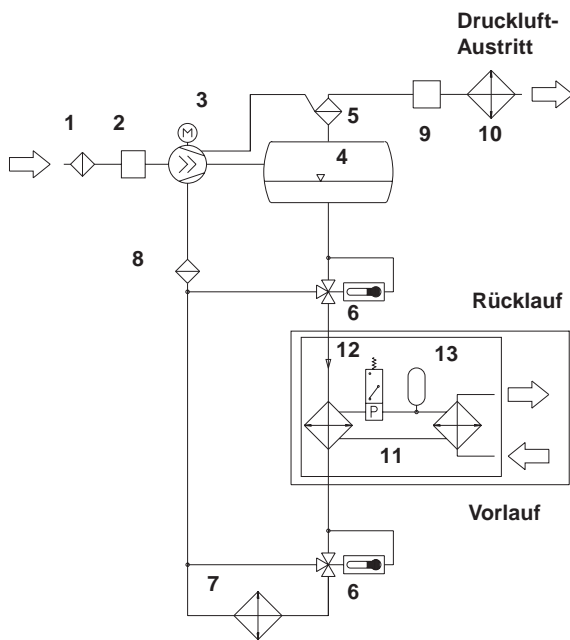
Eigenschaften

- Wenn die Absperrventile im Wasserzu- und -ablauf gleichzeitig geschlossen werden, entsteht ein abgeschlossener Raum. Erwärmt sich das Wasser in diesem Raum, dehnt es sich aus und der Druck steigt. Um Beschädigungen des Platten-Wärmeaustauschers zu vermeiden, muß ein Ausdehnungsgefäß und ein Sicherheitsventil installiert werden.
- Bei hohen Verschmutzungsgraden des Wassers sollte ein Schmutzfänger mit einer maximalen Porenweite von 0,6 mm im Wasservorlauf installiert werden.
- Es sind Spülanschlüsse zur Reinigung des Wärmeaustauschers vorzusehen.
- Der Platten-Wärmeaustauscher ist normalerweise im Kompressorgehäuse integriert. Er kann auch separat aufgestellt oder bauseitig nachgerüstet werden.

11.3.2 Duotherm BSW



Bild 11.5 :
Das Wärmerückgewinnungssystem
BOGE-Duotherm BSW



- 1 = Ansaugfilter
- 2 = Ansaugregler
- 3 = Kompressorstufe
- 4 = kombinierter Druckluft-Öl-Behälter
- 5 = Ölabscheider
- 6 = Thermostatisches Ölregelventil
- 7 = Ölkühler
- 8 = Ölfilter
- 9 = Mindestdruck-Rückschlagventil
- 10 = Druckluft-Nachkühler
- 11 = Sicherheitswärmeaustauscher
- 12 = Druckwächter für Durchbruch
- 13 = Ausgleichsgefäß

Bild 11.6 :
Fließschema BOGE-Duotherm BSW

Zur Erwärmung von Trink- und Brauchwasser dient das Duotherm BSW-System. Da im Sanitärbereich andere Sicherheitsvorschriften gelten, handelt es sich bei diesem System um einen Sicherheits-Wärmeaustauscher. Zwei unabhängige Kreisläufe werden durch eine Sperrflüssigkeit voneinander getrennt.

Das BSW-System ist ein Rohrbündel-Wärmeaustauscher, in dem zwei Rohre berührungsfrei ineinander stecken. Der in diesem Doppelrohrbündel befindliche Sicherheitsraum ist mit einer ungiftigen Sperrflüssigkeit gefüllt. Die Sperrflüssigkeit überträgt die Wärme und bei Beschädigungen des Wärmeaustauschers verhindert sie, daß sich das Öl mit dem Wasser mischt. Eine Verschmutzung des Trinkwassers ist somit ausgeschlossen.

Ein Druckwächter spricht bei einem Rohrbruch innerhalb des Systems sofort an. Der abgegebene Impuls kann individuell weiterverarbeitet werden (z.B. Alarm oder Abschalten der Anlage).

Funktionsprinzip

Das auf ca. +90° C erwärmte Öl des Kompressorölkreislaufs strömt durch ein Rohrbündel. Die Sperrflüssigkeit überträgt die Wärme auf das Brauchwasser im zweiten Rohrbündel. Das im Gegenstrom durch das zweite Rohrbündel strömende Wasser kann auf ca. 55° C erwärmt werden. Die erhitzte Wassermenge ist von der Temperaturdifferenz abhängig. Das heiße Wasser wird anschließend in einen entsprechenden Speicher (Boiler) geleitet, von wo es dem Warmwassernetz zugeführt werden kann.

Vor und hinter dem Wärmeaustauscher ist ein thermostatisches Ölregelventil installiert. Abhängig von der Öltemperatur wird der Ölstrom entweder über den Ölkühler bzw. den Wärmeaustauscher, oder durch einen Bypass am Ölkühler bzw. Wärmeaustauscher vorbeigeführt.

Eigenschaften

- Der Druckwächter muß auf einen Wert eingestellt werden, der mindestens 20 % unter dem geringsten Druck der eingesetzten Medien liegt.
- Einsatzbedingungen

Minimaler Wasserdruck	0,5 bar
Maximaler Wasserdruck	16 bar
Maximaler Öldruck	16 bar
Maximaler Druck der Sperrflüssigkeit	10 bar
Maximale Temperatur (Öl und Wasser)	+100° C

 Ein Überschreiten der maximalen Temperatur führt zu Funktionsstörungen und löst einen Fehlalarm aus.
- Der BSW-Sicherheits-Wärmeaustauscher ist abhängig von seiner Größe im Kompressorgehäuse integriert. Er kann auch separat aufgestellt oder bauseitig nachgerüstet werden.

11.3.3 Wieviel Energie kann eingespart werden ?

Beim Duotherm-System steht 75 % der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors aus dem Netz zu Verfügung. Dabei handelt es sich um die Abwärme, die das Kompressoröl abführt.

Die in der Tabelle angegebenen Werte für die nutzbare Wärmemenge und die Warmwassermenge wurden auf der Grundlage des Energieerhaltungssatzes und den allgemeingültigen Gesetzen der Wärmeübertragung ermittelt. Sie sind im Prinzip für beide Duotherm-Systeme gültig. Bei der Nutzung eines Duotherm BWT System ist die Erwärmung von Brauchwasser über +55° C unwirtschaftlich, da die erwärmte Wassermenge zu gering ist.

Bei den aufgeführten Werten wird der Dauerbetrieb des Kompressors vorausgesetzt und die Wärmeverluste bleiben aufgrund der unterschiedlichen Betriebsverhältnisse unberücksichtigt. Der Berechnung der Heizkostensparnis wurde eine konventionelle Ölheizung zugrundegelegt :

- Spezifischer Heizwert H für Heizöl 38,0 MJ/l
- Heizölpreis 0,40 DM/l
- Heizungswirkungsgrad 75 %
- Betriebsstunden Bh 1000 Std

Antriebs - leistung [kW]	Abgeführte Leistung [kW/h]	Nutzbare Wärme- menge [MJ/h]	Wassermenge bei			Kosten- ersparnis bei 1000 Bh [DM]
			Δt 25 K 313 → 338 K [m³/h]	Δt 35 K 293 → 328 K [m³/h]	Δt 50 K 293 → 343 K [m³/h]	
11,0	8,9	32,0	0,305	0,217	0,152	449,-
15,0	12,3	44,2	0,420	0,300	0,210	620,-
18,5	14,8	53,2	0,509	0,363	0,255	746,-
22,0	17,7	63,7	0,609	0,435	0,305	894,-
30,0	24,4	87,8	0,835	0,596	0,417	1232,-
37,0	30,3	109,0	1,040	0,743	0,520	1530,-
45,0	37,7	135,7	1,295	0,925	0,647	1905,-
55,0	45,5	163,8	1,565	1,118	0,782	2300,-
65,0	54,9	197,6	1,885	1,346	0,942	2770,-
75,0	63,1	227,1	2,170	1,550	1,085	3187,-
90,0	74,0	266,4	2,545	1,818	1,272	3740,-
110,0	90,0	324,0	3,095	2,210	1,547	4547,-
132,0	110,5	397,0	3,800	2,714	1,900	5570,-
160,0	133,5	480,6	4,590	3,278	2,295	6745,-
200,0	168,3	605,8	5,790	4,136	2,895	8500,-
250,0	208,9	752,0	7,180	5,128	3,590	10550,-

11.4 **Schlußbetrachtung zum Thema Wärmerückgewinnung**

Kompressoren bieten enorme Möglichkeiten, Energie und Kosten durch Abwärmenutzung zu sparen. Man sollte trotzdem nicht den Fehler machen, die Abwärme jedes kleinen Kompressors mit Gewalt nutzen zu wollen. Der Aufwand lohnt sich normalerweise nur bei größeren Schrauben- und Kolbenkompressoren und Kompressorverbundsystemen. Die nutzbare Energie steigt mit der installierten Kompressorleistung.

Die Investitionskosten für eine Wärmerückgewinnungsanlage hängen stark von den baulichen Gegebenheiten am Aufstellungsort ab. Sie müssen berücksichtigt werden, da sie die Amortisationszeit der Anlage erheblich beeinflussen.

Es muß eine grundsätzliche Entscheidung darüber getroffen werden, ob die Abwärme zum Beheizen von Räumen oder zum Erhitzen von Brauch- oder Heizungswasser genutzt werden soll. Dabei ist zu bedenken, daß die Raumheizung im Sommer meist ungenutzt bleibt.

Eine wesentliche Rolle bei der Betrachtung der Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung spielt die Ausnutzung des Kompressors. Je höher die Einschaltdauer des Kompressors ist, desto eher lohnt sich die Nutzung der Abwärme, da sie kontinuierlich und in ausreichender Menge zu Verfügung steht.

In jedem Fall sollte vor der Installation einer Wärmerückgewinnungsanlage eine Wärmebedarfsbetrachtung in dem Bereich gemacht werden, in dem die Anlage zum Einsatz kommen soll. Diese Betrachtung wird dann mit den durchschnittlichen Laufzeiten des Kompressors verglichen.

Aus diesem Vergleich läßt sich die Wirtschaftlichkeit der Wärmerückgewinnungsanlage ableiten. Darüber hinaus ist daraus ersichtlich, ob die Rückgewinnung den Wärmebedarf allein decken kann, oder ob ein zweites Heizsystem gebraucht wird.

12. Schall

12.1 Das Wesen des Schalls

Schallwellen sind mechanische Schwingungen eines elastischen Mediums. Ausgehend von einer Schallquelle, einem schwingenden Körper, breiten sie sich in Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen in Form von Druckschwankungen (Druckwellen) aus. Die Lehre vom Schall ist die Akustik.

Schwingende Körper aller Aggregatzustände und Formen können Schallwellen übertragen. Sie werden als Schallquellen bezeichnet. Dabei kann es sich um Saiten, Stäbe, Platten, Luftsäulen, Membranen, Maschinen usw. handeln.

Werden die Schwingungen an die umgebende Luft abgegeben, spricht man von **Luftschall**.

Die schwingenden Körper, Gase und Flüssigkeiten können die Schwingungen auch auf feste Objekte übertragen. In diesem Fall handelt es sich um **Körperschall**.

12.1.1 Schallempfinden

Zwischen den von einer Schallquelle ausgehenden Schwingungen des Luftschalls und den Schallempfindungen eines Menschen bestehen folgende Zusammenhänge :

Amplitude der Schwingung

Die Amplitude ist die periodisch auftretende Druckabweichung, die in einer Schallwelle auftritt.

Sie entspricht der vom Menschen empfundenen Lautstärke eines Schalleindrucks.

Frequenz der Schwingung

Die Frequenz ist die Anzahl der Druckschwankungen während einer Zeiteinheit. Sie wird üblicherweise in **Hz** angegeben (Schwingungen pro Sekunde).

Sie entspricht der vom Menschen empfundenen Tonhöhe eines Schalleindrucks.

Schwingungsform

Man unterscheidet verschiedene Schwingungsformen die unterschiedliche Schalleindrücke hervorrufen :

- Ton.
Ein Ton (reiner Ton) ist eine Sinusschwingung.
- Klang.
Ein Klang ist die Überlagerung mehrerer Töne. Mehrere sinusförmige Schwingungen überlagern sich und bilden eine nichtsinusförmige Schwingung. Der Ton mit der niedrigsten Frequenz bestimmt die Tonhöhe der gesamten Schallempfindung. Die anderen Töne (Obertöne) verursachen den Eindruck der Klangfarbe.
- Geräusch.
Ein Geräusch ist eine unregelmäßige Schwingung. Es ist ein Gemisch aus sehr vielen Frequenzen unterschiedlicher Größenordnungen.
- Knall.
Ein Knall ist ein einzelner, kurzer und starker Schalleindruck.

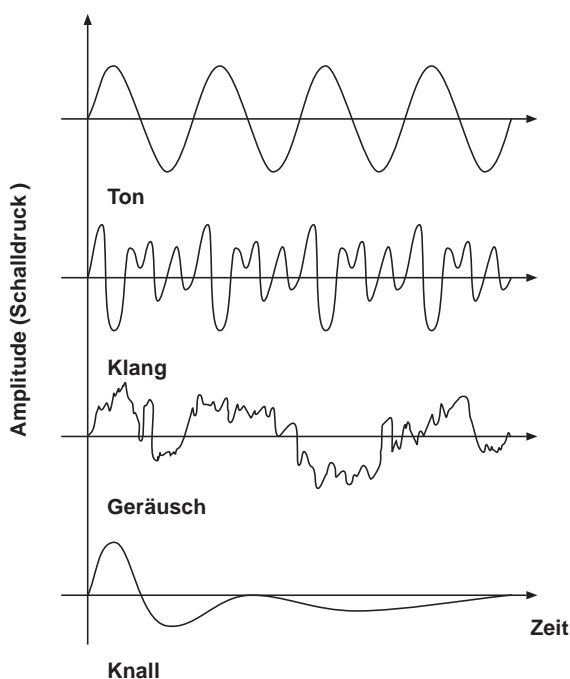


Bild 12.1 :
Die Schalleindrücke

12.2 Wichtige Begriffe der Akustik

12.2.1 Schalldruck

Der Schalldruck \tilde{p} ist die periodische Druckabweichung (Über- und Unterdruck, Wechseldruck) die in einer Schallwelle auftritt. Er wird in **Pa** (10^{-5} bar) angegeben.

In gasförmigen Medien ist der Schalldruck dem vorhandenen Gasdruck **p** überlagert. Der Schalldruck ist stark von verschiedenen Faktoren, wie z.B der Schalleistung der Schallquelle, den räumlichen Gegebenheiten usw. abhängig.

Der Schalldruck bewegt sich zwischen ca. 2×10^{-4} Pa beim Ticken einer Uhr und ca. 65 Pa beim Start eines Flugzeuges in unmittelbarer Nähe.

12.2.2 Der Schallpegel

Um die akustischen Größen besser handhaben zu können, wird der Wert zu einer Bezugsgröße ins Verhältnis gesetzt und logarithmiert. Die Pegel sind als Logarithmus einer Verhältnissgröße dimensionslos. Es wird zur Kennzeichnung die Bezeichnung **dB** (Dezibel) hinzugefügt.

Der Schalldruckpegel wird zum Bezugsdruck **$p_0 = 2 \times 10^{-5}$ Pa** ins Verhältnis gesetzt und logarithmiert. Für den Schalldruckpegel gilt :

$$L_p = 20 \lg \frac{\tilde{p}}{p_0} \text{ dB}$$

L_p = Schalldruckpegel [dB]

\tilde{p} = Schalldruck [Pa]

p_0 = Bezugsschalldruck [2×10^{-5} Pa]

Die anderen Größen der Akustik werden auf ähnliche Weise behandelt. Die Akustik kennt fast nur Pegel zur Kennzeichnung der Größen.

12.2.3 Der Schalleistungspegel

Der Schalleistungspegel gibt die Schallenergie an, die eine Schallquelle pro Sekunde abstrahlt. Sie ist eine maschinenspezifische Größe (Emissionsgröße) und kann durch Schalldämmmaßnahmen u.ä. beeinflusst werden.

Mit Hilfe des Schalleistungspegels einer Maschine kann unter Berücksichtigung der Entfernung, der baulicher Gegebenheiten und anderer Schallquellen annähernd der Schalldruckpegel für einen bestimmten Ort berechnet werden. Eine aufwendige Messung erübrigt sich zum Teil.

12.3 Das Schallempfinden des Menschen

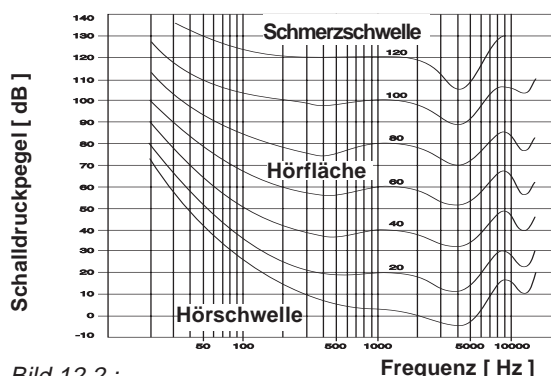


Bild 12.2 :
Die Hörfläche des Menschen

12.3.1 Der Lautstärkepegel

Für das menschliche Ohr sind in der Regel nur die Frequenzen von 16 bis 20000 Hz hörbar. Höhere Frequenzen bezeichnet man als Ultraschall, niedrigere als Infraschall. Der wahrnehmbare Schalldruck liegt zwischen 10^{-5} Pa und 100 Pa, wobei ein Schalldruck von 100 Pa fast immer zur sofortigen Zerstörung des menschlichen Gehörs führt.

Das menschliche Gehör nimmt die verschiedenen Schalldrücke und Frequenzen nicht mit der gleichen Lautstärke wahr. Eine Übersicht über die vom Menschen wahrnehmbaren Schalldruck- und Frequenzbereiche bietet die Hörfläche. Die untere Begrenzungskurve zeigt die **Hörschwelle** und die obere Kurve die **Schmerzschwelle**. Den größten Schalldruckbereich nimmt das Ohr bei ca. 1000 Hz wahr.

Der Schalldruck ist eine physikalische Größe und somit meßtechnisch erfaßbar. Die Lautstärke, mit der ein Mensch den Schalldruck empfindet, ist eine physiologische Größe, die vom Gehörsinn abhängt.

Der Lautstärkepegel ist eine empirisch ermittelte Größe. In Versuchsreihen wurde das Lautstärkeempfinden verschiedener Menschen getestet, und ein Durchschnittswert gebildet. Der Lautstärkepegel wird in **Phon** angegeben.

Bei 1000 Hz stimmt der Lautstärkepegel mit dem unbewerteten Schalldruckpegel überein. Der Lautstärkepegel ist nicht mit Meßgeräten nachvollziehbar. Aus diesem Grund sind Vergleichsmessungen und Berechnungen nicht möglich, bzw. sehr schwierig.

12.3.2 Bewertete Schallpegel dB (A)

Die akustischen Größen müssen dem Wahrnehmungsvermögen des menschlichen Ohres so angepaßt werden, daß die Größen technisch nachvollziehbar sind. Abhängig von der Frequenz wird der reale Schalldruckpegel mit bestimmten Korrekturwerten der Empfindlichkeit des Ohres angenähert. Für diese Korrekturwerte gibt es international gültige Bewertungskurven.

Nachfolgend verschiedene Anwendungsbereiche für unterschiedliche Bewertungskurven.

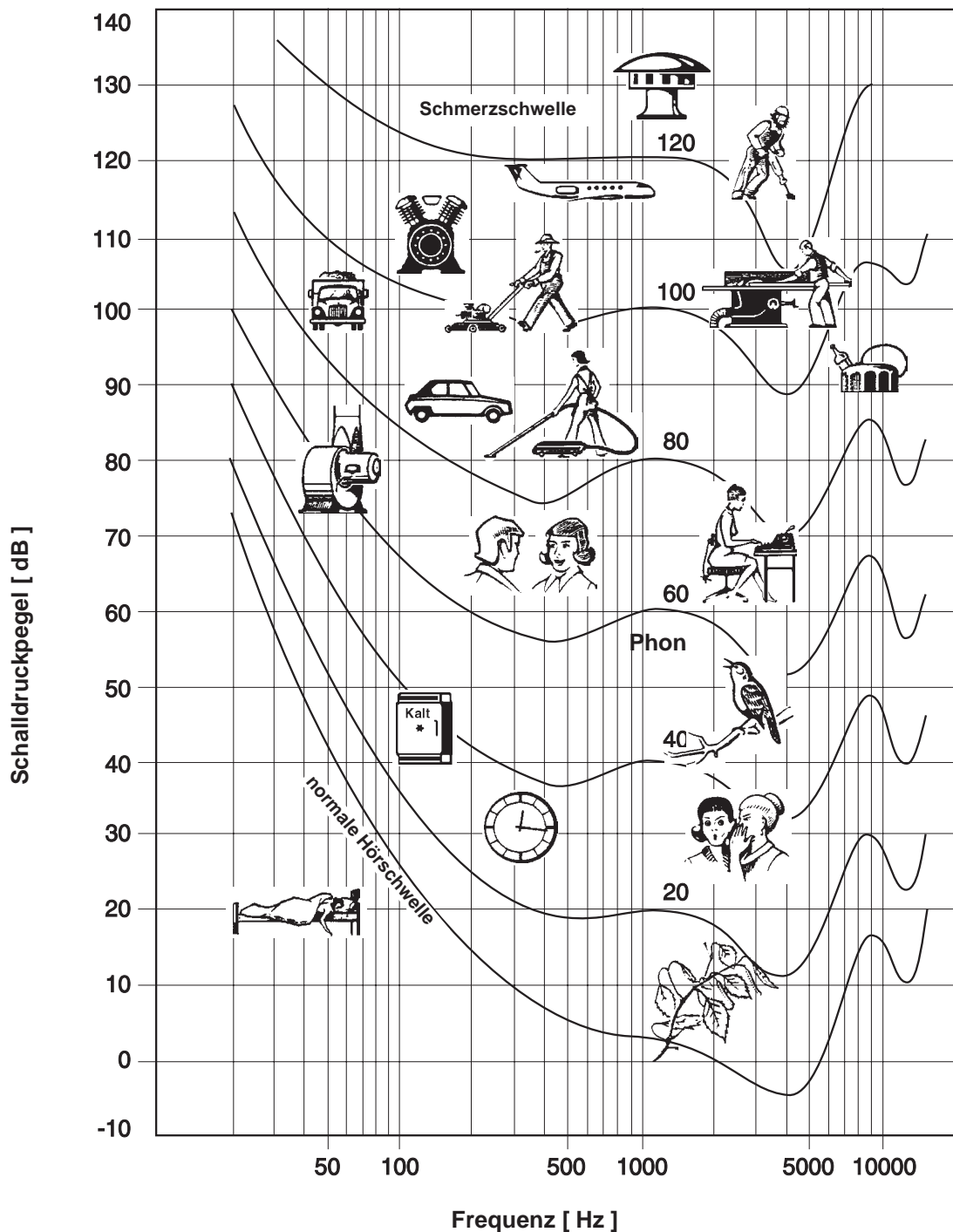
- A** – Bewertungskurve für $L_N = 30 - 60$ Phon.
- B** – Bewertungskurve für $L_N = 60 - 90$ Phon.
- C** – Bewertungskurve für linearen Hörbereich.
- D** – Bewertungskurve für Flugzeuggeräusche.

Ein bewerteter Schallpegel wird durch das Nachsetzen des Buchstabens der Bewertungskurve, wie z.B. dB (A), gekennzeichnet.

Für die Geräuschmessung für Kompressoren und andere Maschinen wird in erster Linie die A-Bewertungskurve angewendet. Die Geräuschmessung nach DIN 45635 benutzt A-bewertete Schalldruckpegel.

12.3.3 Lautstärke im Vergleich

Das folgende Diagramm zeigt neben der Hörfläche eines durchschnittlichen Menschen, die zwischen der Hörschwelle und der Schmerzschwelle liegt, verschiedene Beispiele für unterschiedliche Lautstärken.



Das Ticken einer Uhr entspricht einem Schalldruckpegel von ca. 20 dB (A).

Normale Umgangssprache in ca. 1 m Entfernung entspricht einem Schalldruckpegel von ca. 70 dB (A).

12.4 Verhalten des Schalls

Die Ausbreitung und das allgemeine Verhalten des Schalls hängt von verschiedenen Faktoren ab. Dabei muß berücksichtigt werden, daß die Schalleistung einer Maschine (Schallquelle) konstant bleibt.

12.4.1 Entfernung von der Schallquelle

Der von einer Schallquelle erzeugte Schalldruck nimmt mit zunehmender Entfernung zwangsläufig ab. Die konstante Schalleistung einer Schallquelle verteilt sich mit zunehmender Entfernung auf eine immer größere Fläche (Streuung). Die Form der Schallwelle spielt dabei eine große Rolle. Maschinen und Kompressoren strahlen die Schallenergie fast immer in Form einer Halbkugel ab, da sie üblicherweise auf festem Untergrund stehen.

Der Schalldruckpegel nimmt dann, bezogen auf den Wert in 1 m Entfernung , entsprechend der folgenden Tabelle ab :

Entfernung von der Schallquelle [m]	1	2	5	10	25	50	100
Schalldruckpegelminderung [dB (A)]	0	5	12	16	23	28	32

Diese Anhaltswerte beziehen sich auf eine ungestörte Schallausbreitung auf einer freien Fläche. Ein gewisser Reflexionsanteil durch einen normalen, schallharten Boden ist berücksichtigt.

Beispiel

Ein superschallgedämmter BOGE-Schraubenkompressor S 21 steht in einer großen Halle. Er erzeugt nach DIN 45635 einen Schalldruckpegel von 69 dB (A). In 10 m Entfernung beträgt der vom Kompressor erzeugte Schalldruckpegel nur noch ca. 57 dB (A).

12.4.2 Reflexion und Absorption

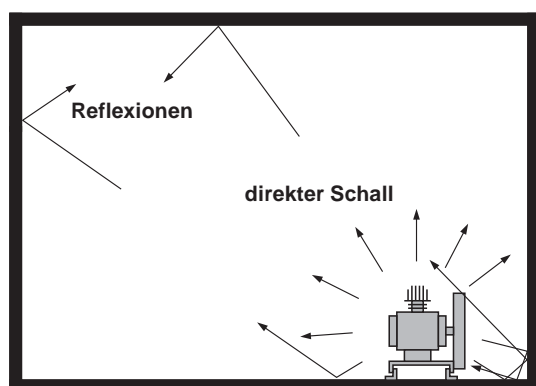


Bild 12.2 :
Schallausbreitung in einem geschlossenen Raum

Ein Teil des Schalls wird durch Wände u.ä. reflektiert. In Räumen entsteht durch die Reflexionen ein diffuses Feld ungerichteter Schallwellen. Der allgemeine Schalldruckpegel im Raum wird durch den reflektierten Schall erhöht. Der zurückgeworfene Schall ist auch als Hall bekannt.

Schallharte Materialien mit glatter Oberfläche wie, z.B. Ziegelwände reflektieren einen großen Teil des einfallenden Schalls. Die Form der Oberfläche beeinflusst die Reflexionen stark. Kleidet man einen Raum mit speziell angeordneten Dämmstoffpyramiden aus, entsteht ein schalltoter Raum ohne Reflexionen. In solchen Räumen werden Schalldruckmessungen u.ä. mit wissenschaftlicher Genauigkeit vorgenommen.

Den nicht reflektierten Rest des Schall absorbieren Wände oder Gegenstände. Das Material leitet den absorbierten Schall weiter und dämpft ihn. Er wird meist an anderer Stelle wieder an die Luft übertragen. Materialien mit einem hohen Elastizitätsmodul, wie z.B. Stahl, leiten Schall sehr gut. Die Dämpfung ist meist gering.

12.4.3 Dämpfung des Schalls

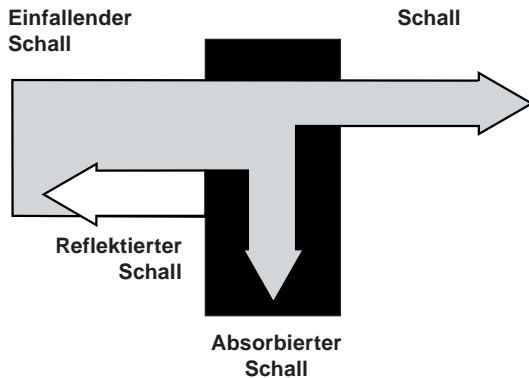


Bild 12.3 :
Schalldämmung durch Wände

Dämpfung ist die Umwandlung von Schallenergie in Wärme, erzeugt durch die Reibung der Teilchen aneinander. Der Schall wird dabei absorbiert. Eine Dämpfung des Luftschalls erzielt man mittels poröser oder faseriger Absorptionsmaterialien mit einem niedrigen Elastizitätsmodul und einer hohen Flächenmasse (kg/m^2). Die Dämpfung des Schalls durch entsprechende Materialien ist auch vom Frequenzspektrum des Schalls abhängig. Verschiedene Frequenzen werden unterschiedlich stark gedämpft.

Die Dämpfung des Schalls durch die Luft ist stark von der Lufttemperatur und der Luftfeuchtigkeit abhängig. Unter normalen Umständen wird sie erst ab 200 m Entfernung spürbar. Bei hoher Luftfeuchtigkeit, z.B. bei Nebel, ist die Dämpfung größer.

12.4.5 Schallausbreitung in Rohren und Kanälen

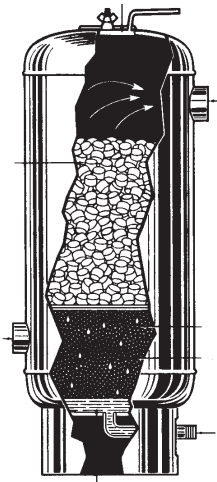


Bild 12.4 :
Absorptionsschalldämpfer mit geraden Kulissen

Für die Ausbreitung von Schall in Rohren und Kanälen gelten besondere Gesetze. Ein strömendes Medium und die Reflexionen im engen Kanal unterstützt die Ausbreitung des Schalls. Besonders bei der Nutzung der warmen Abluft eines Kompressors als Raumheizung, müssen Maßnahmen gegen die ungehinderte Schallausbreitung in den Kanälen getroffen werden.

Ausgehend von einem schallgedämmten Kompressor wird eine gerichtete Schallwelle in den Abluftkanal eingestrahlt. Der Schall, der hier nicht durch die Schalldämmung reduziert wird, pflanzt sich durch das Kanalsystem fort. Er gelangt unbehindert, durch die Belüftungsöffnungen in die beheizten Räume.

Es gibt verschiedene Maßnahmen zur Minderung der Schallfortpflanzung in Kanälen oder Rohren :

- Längsdämpfung.
Die Kanäle werden mit stark absorbierenden Materialien ausgekleidet. Dadurch nimmt die Schallenergie und der Schalldruckpegel im Kanal ab.
- Absorptionsschalldämpfer.
Ein Teil des Kanals wird locker mit einem schallabsorbierenden Material (Steinwolle o.ä.) gefüllt. Es absorbiert einen großen Teil der Schallenergie, ähnlich wie bei Wänden. Der große Nachteil dieses Schalldämpfers ist sein hoher Strömungswiderstand. Bei Kanalsystemen ohne einen großen Abluftventilator ist der Einbau derartiger Schalldämpfer nicht empfehlenswert.

12.4.6 Schalldruckpegel mehrerer Schallquellen

Stehen mehrere Schallquellen in einem Raum, verstärkt sich der Schalldruckpegel. Je mehr Schallenergie abgestrahlt wird, desto höher ist der Schalldruck. Die empfundene Lautstärke nimmt zu. Die Zusammenhänge sind nicht linear. Sie sind stark von baulichen Gegebenheiten, dem Schalldruckpegel der einzelnen Quellen und dem Frequenzspektrum der Quellen abhängig. Daher werden hier, zur Veranschaulichung der Zusammenhänge, nur die beiden einfachsten Fälle aufgeführt.

Die hier gemachten Angaben sind nur als Anhaltswerte zu betrachten. Da viele Einflußgrößen unberücksichtigt geblieben sind, können die Werte im Einzelfall stark abweichen.

12.4.6.1 Mehrere Schallquellen mit gleichem Pegel

Wenn zwei oder mehrere Schallquellen mit gleichem Schalldruckpegel in einem großen Raum stehen, ist der Zusammenhang relativ einfach. Die folgende Tabelle gibt die Zunahme des Gesamtschalldruckpegels ohne Berücksichtigung von eventuellen Reflexionen oder Störgeräuschen an :

Anzahl der Schallquellen	2	3	4	5	10	15	20
Zunahme des Schalldruckpegels [dB (A)]	3	5	6	7	10	12	13

Um den Gesamtschalldruckpegel zu erhalten, muß die Zunahme des Schalldruckpegels zum Schalldruckpegel der einzelnen Schallquelle addiert werden.

Beispiel

Es stehen drei superschallgedämmte BOGE-Schraubenkompressoren S 21 in einer großen Halle. Jeder erzeugt nach DIN 45635 einen Schalldruckpegel von 69 dB (A). Der Gesamtschalldruckpegel liegt also bei 74 dB (A) [69 + 5].

12.4.6.2 Zwei Schallquellen mit unterschiedlichem Pegel

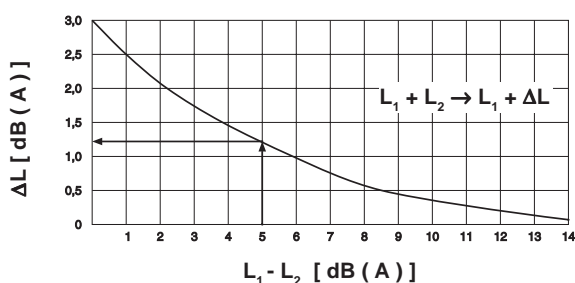


Bild 12.5 : Schallverstärkung bei zwei Quellen mit unterschiedlichem Pegel

Der Summenschalldruckpegel **Zweier** ungleicher Schalldruckpegel (L_1 u. L_2) ist mit Hilfe eines Diagramms zu ermitteln. Bei mehreren Schallquellen mit unterschiedlichem Pegel werden die Zusammenhänge sehr kompliziert.

Das Diagramm zeigt, um wieviel Dezibel (ΔL) der höhere der beiden Schalldruckpegel L_1 in Abhängigkeit von der Differenz der beiden Schalldruckpegel ($L_1 - L_2$) steigt.

Beispiel

Ein Kompressor mit einem Schalldruckpegel nach DIN 45635 von 69 dB (A) und ein Kompressor mit einem Schalldruckpegel von 74 dB (A) stehen im selben Raum. Der Gesamtschalldruckpegel beträgt in diesem Fall ca. 75,3 dB (A).
[74 - 69 = 5 \rightarrow 74 + 1,3 = 75,3]

12.5 Auswirkungen von Lärm

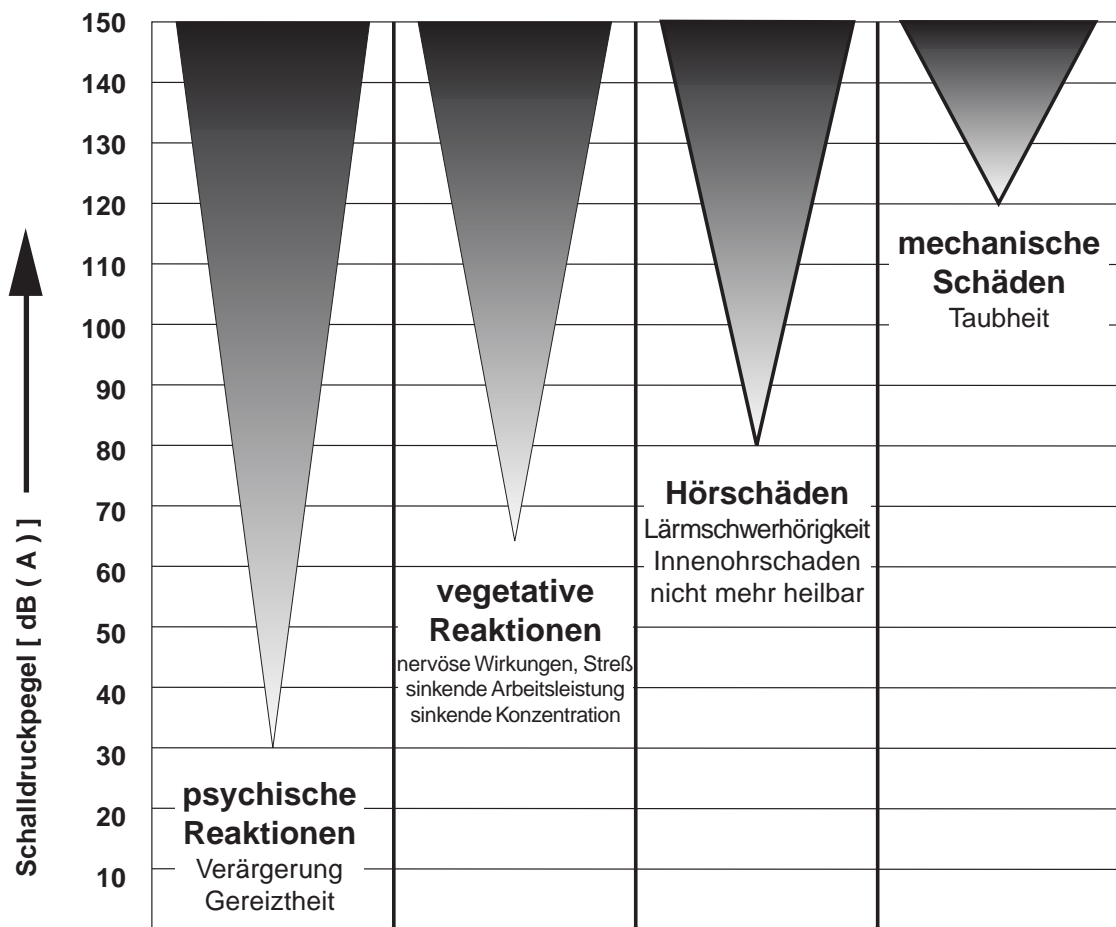


Bild 12.6 :
Gesundheitsschädlicher Lärm

Eine Form von Schall ist der Lärm. Dabei handelt es sich um unerwünschte, belästigende oder schmerzhafte Geräusche. Lärm hat verschiedene negative Auswirkungen, die vom Schalldruckpegel des Lärms abhängen :

- Konzentrationsstörungen
- Ein Schalldruckpegel von ca. **70 dB (A)** führt zur Störung der Sprachkommunikation.
- Ein Schalldruckpegel von **85 dB (A)** führt erfahrungsgemäß nach einer 8 Std - Schicht zu vorübergehender Hörminderung. Hält diese akkustische Belastung über mehrere Jahre an, führt sie zu bleibenden Hörschäden.
- Ein Schalldruckpegel von **110 dB (A)** führt innerhalb von kurzer Zeit zu Hörminderungen. Hält diese Belastung über mehrere Stunde an, ist mit hoher Wahrscheinlichkeit mit bleibenden Hörschäden zu rechnen.
- Ein Schalldruckpegel von **135 dB (A)** und mehr führt in den meisten Fällen zur sofortigen Zerstörung des Gehörs.

12.6 Lärmschutzverordnungen

Um die negativen Auswirkungen des Lärms zu vermeiden, sind verschiedene Lärmschutzvorschriften für Arbeitsplätze geschaffen worden. Die Lärmschutzvorschriften sollen das Gehör der Mitarbeiter langfristig erhalten und die allgemeinen Arbeitsbedingungen verbessern.

12.6.1 UVV für lärm erzeugende Betriebe Stand 12/1974

Die UVV für lärm erzeugende Betriebe schreibt folgende Maßnahmen vor :

- Lärmbereiche über **90 dB (A)** sind entsprechend zu kennzeichnen.
- Ab **85 dB (A)** müssen den Mitarbeitern Schallschutzmittel zur Verfügung gestellt werden. Bei einem Schalldruckpegel über **90 dB (A)** ist der Gehörschutz ständig zu tragen.
- Steigt durch den Lärm die Unfallgefahr, so müssen entsprechende Maßnahmen getroffen werden.
- Bei Überschreitung eines Schalldruckpegels von **85 dB (A)** sind regelmäßige Vorsorgeuntersuchungen der Mitarbeiter gesetzlich vorgeschrieben.
- Neue Arbeitseinrichtungen müssen dem fortschrittlichsten Stand der Lärminderungstechnik entsprechen.

12.6.2 UVV Verdichter (VBG 16) Stand 4/1987

§ 12 Abs.3 Maximal zulässiger Schalldruckpegel **85 dB (A)** bei Aufstellung in Arbeitsräumen. Die Geräuschemessung erfolgt nach DIN 45635 am Arbeitsplatz.

Anmerkung: Unter Arbeitsräumen sind nicht Arbeitsbereiche von Verdichterstationen zu verstehen, auch dann nicht, wenn in ihnen längere Zeit Tätigkeiten zur Instandhaltung ausgeführt werden.

12.6.3 Arbeitsstättenverordnung des Bundes Stand 4/1975

Der Schalldruckpegel in Arbeitsräumen sollte generell so niedrig wie möglich sein (**§ 15**). Er darf aber folgende zulässige Grenzwerte nicht überschreiten :

- 55 dB (A)** Bei überwiegend geistiger Tätigkeit am Arbeitsplatz.
- 55 dB (A)** Pausenräume
- 70 dB (A)** Bei einfachen oder überwiegend mechanisierten Bürotätigkeiten.
- 85 dB (A)** Alle sonstigen Tätigkeiten (Produktions-, Montage- und ähnliche Tätigkeiten)

12.6.4 Allgemeine Verwaltungsvorschrift des Bundes. TA-Lärm Stand 7/1984

In der TA-Lärm sind Immissionsrichtwerte für Gewerbe- und Wohngebiete festgelegt. Sie geben den maximal zulässigen Schalldruckpegel in der entsprechenden Umgebung an. Dabei ist sowohl der Verkehrs- als auch der von der Industrie verursachte Lärm zu berücksichtigen.

Ort der Messung :

0,5 m vor dem geöffneten Fenster des vom Lärm am stärksten Betroffenen.

Maximal zulässiger Schalldruckpegel		
Gebiet	Tag	Nacht
	6.00 - 22.00 Uhr max. dB (A)	22.00 - 6.00 Uhr max. dB (A)
Nur Gewerbegebiet	70	70
Vorwiegend Gewerbegebiet	65	50
Gewerbegebiet und Wohnungen	60	45
Vorwiegend Wohnungen	55	40
Ausschließlich Wohnungen	50	35
Kur- und Krankenhäuser	45	35
Wohnungen, die mit der Anlage baulich verbunden sind	60	45

12.7 Geräuschmessung

Bei der Geräuschmessung an Kompressoren und ähnlichen Maschinen verwendet man in erster Linie das **Hüllflächenverfahren nach DIN 45635**. Diese Norm schafft die Voraussetzungen dafür, daß von Kompressoren und Maschinen unmittelbar an die umgebende Luft abgestrahlte Geräusche (Schalleistung) nach einheitlichen Verfahren ermittelt werden, die dadurch vergleichbar sind.

Geräuschmessungen an Kompressoren und Maschinen dienen vor allem der Feststellung, ob bezüglich der Geräuschmessung bestimmte Forderungen erfüllt werden. Die ermittelten Kennwerte sind u.a. geeignet für :

- Vergleich ähnlicher Maschinen.
- Vergleich verschiedener Maschinen.
- Abschätzen des Schalldruckpegels in einiger Entfernung.
- Überprüfung der Geräuschimmission hinsichtlich der Lärmschutzverordnungen.
- Planung von Schallschutzmaßnahmen.

12.8 Schalldämmung bei Kompressoren



Bild 12.7 :
Schallgedämmte BOGE Schraubenkompressoren

Beim Betrieb von Kompressoren treten teilweise Schalldruckpegel über 85 dB (A) auf. Wenn mehrere ungedämmte Kompressoren in einem Raum stehen, können auch erheblich höhere Schalldruckpegel auftreten. Da die Arbeitsschutzgesetze ab 85 dB (A) das Tragen von Gehörschutz empfehlen und ab 90 dB (A) vorschreiben, ist es oft vorteilhaft, schallgedämmte Kompressoren aufzustellen.

Schallgedämmte Kompressoren können in Arbeitsplatznähe aufgestellt werden. Das vermeidet Kosten für lange Leitungen, separate Kompressorräume und reduziert den Druckabfall in den Druckluftleitungen.

An die Materialien einer Schalldämmung werden bestimmte Anforderungen gestellt :

- Nicht brennbar.
- Staubunempfindlich.
- Ölonempfindlich.

Zur Schalldämmung bei Kompressoren verwendet man daher in erster Linie Mineralwolle (Steinwolle oder Glasfaser) und FCKW-freie, schwer entflammbare, selbstverlöschende Schaumstoffe, die in das Stahlblechgehäuse eingebunden werden.

13. Kosten der Druckluft

13.1 Zusammensetzung der Druckluftkosten

Die Betriebskosten der Druckluft setzen sich aus drei Faktoren zusammen :

- Wartungs- und Instandhaltungskosten.
Die Wartungskosten setzen sich aus den Lohnkosten des Monteurs, Ersatzteile und Verbrauchsmaterialien wie Schmier- und Kühllöl, Luftfilter, Ölfilter u.ä. zusammen.
- Energiekosten.
Die Energiekosten beinhalten die Kosten für Strom bzw. Treibstoff. Sie sind notwendig zum Beheizen des Kompressors.
- Kapitaldienst.
Der Kapitaldienst beinhaltet die Zinsen und Tilgung des in den Investitionsobjekten (Kompressor, Aufbereitung und Leitungsnetz) gebundenen Kapitals. Das sind die Abschreibungs- und Zinskosten.

13.1.1 Anteile der Kostenfaktoren

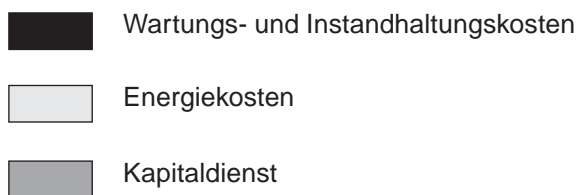
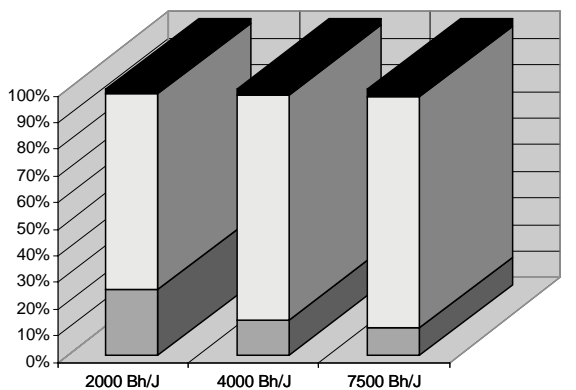


Bild 13.1 :
Zusammensetzung der Druckluftkosten bei verschiedenen Betriebsstunden pro Jahr

Abhängig von den jährlichen Betriebsstunden sind die Anteile der einzelnen Faktoren unterschiedlich groß. Bei Einschichtbetrieb rechnet man im allgemeinen mit 2000 Bh, bei Zweischichtbetrieb mit 4000 Bh und bei Dreischichtbetrieb mit 7500 Bh pro Jahr.

Bei der Ermittlung der Kostenanteile wurden Stromkosten von 0,25 DM/kWh und eine Abschreibungszeit von 5 Jahren mit einem Zinssatz von 8 % zugrunde gelegt.

Kostenfaktoren	Betriebsstunden pro Jahr		
	2000 Bh/J [%]	4000 Bh/J [%]	7500 Bh/J [%]
Wartung u. Instandhaltung	2	2,5	2,7
Energiekosten	73	84	87
Kapitaldienst	25	13,5	10,3

Es ist deutlich zu erkennen, daß die Energiekosten den größten Kostenfaktor darstellen. Die Wartungs- und Instandhaltungskosten kann man dagegen weitestgehend vernachlässigen und die Kosten für den Kapitaldienst fallen langfristig ebenfalls kaum ins Gewicht. Hauptkriterium bei der Anschaffung einer Kompressoranlage muß aus diesem Grund der Energieverbrauch sein.

Eine Aufschlüsselung der Energiekosten finden sie auf der folgenden Seite.

13.2 Wirtschaftlichkeitsberechnung für Energiekosten

Hersteller Bauart Modell		BOGE Schraubenkompressor S40	
(1) Liefermenge der Gesamtanlage (\dot{V}) nach PN2 CPTC2 Umgebungstemperatur $t = 20^\circ \text{C}$ Betriebsdruck	m³/h bar	303 8	
(2) elektrischer Leistungsbedarf des Kompressors des Riemens des Getriebes des Lüfters der Gesamtanlage (P_e)	kW kW kW kW kW	 31,89	
(3) Motorwirkungsgrad (η) bei Schutzart IP 54		92,5	
(4) Gesamtleistungs-Aufnahme (P_i) aus dem Stromnetz $P_i = P_e (2) \times 100 / \eta (3)$	kW	34,47	
(5) Strompreis (k)	DM/kWh	0,25	
(6) Stromkosten pro Stunde $K = P_i (4) \times k (5)$	DM/h	8,62	
(7) Kosten pro m³ Druckluft $K_v = K (6) / \dot{V} (1)$	DM/m³	0,0284	
(8) Kosten pro Jahr Druckluftbedarf (L_B) Betriebsstunden pro Jahr Druckluftbedarf pro Jahr $L_B/J = Bh \times L_B$	m³/h Bh m³	300 2000 600000	
(9) Gesamtkosten pro Jahr $K_J = LB/J (8) \times K_v (7)$	DM/Jahr	17040,-	
(10) Mehrkosten pro Jahr			

Bei der Berechnung der Energiekosten wurden mögliche Leerlaufanteile nicht berücksichtigt.

14. CE-Zertifizierung

14.1 Einführung



Bild 14.1
Die CE-Kennzeichnung

Das CE-Zeichen ist der Technische Reisepaß einer Maschine. Seit dem 1. Januar 1995 dürfen Maschinen und Anlagen im EU-Raum nicht mehr verkauft oder auf Messen ausgestellt werden, wenn das CE-Zeichen fehlt.

Dies bedeutet, daß die Maschinen bzw. Anlagen der EG-Richtlinie „Maschinen“ und den zusätzlichen EG-Richtlinien, Vorschriften und Normen entsprechen müssen.

Für Kompressoren sind das im wesentlichen :

- Maschinenrichtlinie 89/392/EWG (ab 1.1 1995)
- Niederspannungsrichtlinie 73/23/EWG (ab 1.1.1997)
- EMV-Richtlinie 89/336/EWG (ab 1.1.1996)
- Richtlinie über einfache unbefeuerte Druckbehälter 87/404/EWG

14.1.1 EG-Maschinenrichtlinie



Bild 14.2
Die Staaten der Europäischen Gemeinschaft

Unter den EWG-Richtlinie spielt die „Richtlinie des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten für Maschinen“ (89/392/EWG), kurz Maschinenrichtlinie, eine zentrale Rolle.

Sie regelt nicht die Maßnahmen für einzelne Produktgruppen, sondern stellt übergreifende grundlegende Sicherheitsanforderungen für die unter ihren Geltungsbereich fallenden Maschinen und Anlagen.

Die Forderungen des Sicherheits- und Gesundheitsschutzes an Maschinen sind im Anhang I der Maschinenrichtlinie enthalten und bilden die eigentliche Arbeitsgrundlage für die Hersteller.

In Deutschland wurde die Maschinenrichtlinie mit der 9. Verordnung zum Gerätesicherheitsgesetz (Maschinenverordnung) in nationales Recht umgesetzt.

14.1.2 Anwendungsbereiche

Maschinen im Sinne der Maschinenrichtlinie sind eine Gesamtheit von miteinander verbundenen Teilen oder Vorrichtungen, von denen mindestens eines beweglich ist, sowie von Betätigungsgeräten, Steuer- und Energiekreisen, die für eine bestimmte Anwendung zusammengefügt sind.

Sicherheitsbauteile wie z.B. Zweihandschaltungsbauteile fallen ebenfalls unter die Richtlinie. Der Begriff der „Maschine“ ist also sehr weit gefaßt.

Ausgenommen von der Maschinenrichtlinie sind eine Reihe von Einrichtungen, die ausdrücklich genannt werden. Hierzu zählen u.a. Maschinen, deren einzige Kraftquelle die menschliche Arbeitskraft ist.

Elektrisch betriebene Kompressoren der Firma BOGE fallen also eindeutig unter die Maschinenrichtlinie.

14.2 Inverkehrbringen von Maschinen

Beim Inverkehrbringen von Maschinen müssen folgende Voraussetzungen erfüllt sein :

- An der Maschine muß die CE-Kennzeichnung sichtbar, lesbar und dauerhaft angebracht sein.
- Der Maschine muß eine EG-Konformitäts- oder Herstellererklärung beigelegt sein. Durch diese Erklärung bestätigt der Hersteller, daß die Maschine den Sicherheitsanforderungen entspricht und die vorgeschriebenen Verfahren der EG-Konformitätserklärung bzw. der EG-Baumusterprüfung eingehalten sind.
- Beim Hersteller muß eine technische Dokumentation über die Maschine vorliegen (Gesamtpläne, Zertifikate und Prüfberichte, Liste der berücksichtigten Normen und UVV).
- Der Maschine muß eine Originalbetriebsanleitung und eine Betriebsanleitung in der Sprache des Verwenderlandes beigelegt sein.

Die Maschinenrichtlinie verpflichtet die Aufsichtsbehörden der EG-Mitgliedsstaaten, an CE-gekennzeichneten Maschinen durch Stichproben die Einhaltung der Richtlinie zu Überwachen.

Wird festgestellt, daß es beim bestimmungsgemäßen Betrieb einer Maschine zu einer Gefährdung von Personen, Haustieren oder Gütern kommen kann, sind Maßnahmen zu ergreifen.

Diese Maßnahmen der Aufsichtsbehörden können wie folgt aussehen:

- Bußgelder
- Verbot des weiteren Inverkehrbringens der Maschine.
- Rückruf aller betroffenen Maschinen

14.2.1 CE-Kennzeichnung



*Bild 14.3
Die CE-Kennzeichnung*

Mit Unterzeichnung der EG-Konformitäts- bzw. Herstellererklärung ist der Hersteller berechtigt, an die Maschinen die CE-Kennzeichnung anzubringen.

Die CE-Kennzeichnung besteht aus den Buchstaben „CE“ und ggf. der Angabe der Stelle, die die Konformität überprüft hat. Sie muß gut sichtbar, leserlich und dauerhaft angebracht sein. Die Mindesthöhe muß 5 mm betragen. Bei kleinen Maschinen kann von dieser Mindesthöhe abgewichen werden.

Die CE-Kennzeichnung ist **kein** Qualitäts- oder Sicherheitszeichen. Man kann die Kennzeichnung als Marktzulassungszeichen oder als Reisepaß verstehen. Sie ermöglicht den freien Warenverkehr innerhalb des EG-Binnenmarktes.

14.2.2 EG-Konformitätserklärung

In der Maschinenrichtlinie 89/392/EWG ist festgelegt, daß der Hersteller einer Maschine bzw. Anlage schriftlich bestätigen muß, daß die von ihm in den Verkehr gebrachte Maschine den grundsätzlichen Sicherheits- und Gesundheitsanforderungen nach Anhang I der Richtlinie entspricht.

Dieser schriftliche Nachweis muß in derselben Sprache wie die Betriebsanleitung abgefaßt werden. Ihm muß eine Fassung in einer der Sprachen des Verwendungslandes beigelegt werden.

Die EG-Konformitätserklärung muß folgendes enthalten :

- Namen und Anschrift des Herstellers (oder in der Gemeinschaft niedergelassenen Bevollmächtigten).
- Beschreibung der Maschine bzw. Anlage (Fabrikat, Typ, Seriennummer usw.)
- alle einschlägigen Bestimmungen, denen die Maschine entspricht (es müssen alle Richtlinien aufgeführt werden, unter die die Maschine bzw. Anlage fällt)
- gegebenenfalls die Fundstellen der harmonisierten Normen.
- gegebenenfalls nationale technische Normen und Spezifikationen, die angewandt wurden.
- Angaben zum Unterzeichner (Titel, Stellung, die er in der Firma einnimmt)
- gegebenenfalls Name und Anschrift der akkreditierten Prüf- und Zertifizierungsstelle, die eine Prüfung vorgenommen hat.

Die EG-Konformitätserklärung der Firma BOGE für anschlussfertige Kompressoren finden sie auf der nächsten Seite.

(D)Konformitätserklärung gemäß EG-Richtlinie 89/392/EWG

- (I) Dichiarazione di conformità secondo la direttiva CE 89/392/CEE
 (GB) Conformity declaration in accordance with EC guideline 89/392/EEC
 (F) Certificat de conformité selon la réglementation CE 89/392/CEE
 (E) Declaración de conformidad según la norma EG 89/392/CEE
 (P) Declaração de conformidade segundo as Normas 89/392/CEE
 (NL) Conformiteitsverklaring volgens EG-richtlijn 89/392/EEG
 (DK) Overensstemmelseserklæring i.h.t. EF-Maskindirektiv 89/392/EøF
 (S) Konformitetsförklaring enligt EG-riktlinje 89/392/EEC
 (N) Konformitetserklæring i henhold til EU direktiv 89/392/EøF

Wir - Noi - We - Nous - Nosotros - Nos - Wij - Vi - Vi - Vi
B O G E Kompressoren, Lechtermannshof 26, 33739 BIELEFELD

(D) erklären hiermit, daß der nachstehende Kompressor in der von uns gelieferten Ausführung folgenden einschlägigen Bestimmungen entspricht, insbesondere: 89/392/EWG Maschinenrichtlinie, 73/23/ EWG Niederspannungsrichtlinie, 87/404/EWG Richtlinie über einfache unbefeuerte Druckbehälter, 89/336/EWG Richtlinie über elektromagnetische Verträglichkeit

(I) dichiariamo con la presente che il compressore seguente ne' l'esecuzione da noi fornita corrisponde alle norme applicate, in particolare : 89/392/CEE, 73/23/ CEE, 87/404/CEE, 89/336/CEE

(GB) hereby declare that the following compressor in the design delivered by us meets the standards applied, in particular: 89/392/EEC, 73/23/ EEC, 87/404/EEC, 89/336/EEC

(F) déclarons par la présente que le compresseur délivré mentionné ci-dessous est conforme aux normes, en particulier: 89/392/CEE, 73/23/ CEE, 87/404/CEE, 89/336/CEE

(E) declaramos por la presente que el compresor figurado al final en la ejecución que hemos suministrado cumple las normas aplicadas, en particular: 89/392/CEE, 73/23/ CEE, 87/404/CEE, 89/336/CEE

Typ/Tipo /Type/Type/
 Tipo/Tipo/ Type/Type/
 Typ/Type

(NL) verklaren hiermede, dat de onderstaande compressor inde door ons geleverde uitvoering aan de toegepaste normen voldoet, speciaal: 89/392/EEG, 73/23/ EEG, 87/404/EEG, 89/336/EEG

(DK) erklærer hermed, at følgende kompressor i den af os leverede udførelse stemmer overens med de anvendte standarder, især: 89/392/ EøF, 73/23/ EøF , 87/404/ EøF, 89/336/ EøF

(S) förklarar härmed att nedanstående kompressor i av oss levererat utförande uppfyller de tillämpade normerna, särskilt: 89/392/EEC, 73/23/ EEC, 87/404/EEC, 89/336/EEC

(N) erklærer hermed at nedenstående kompressor i den utførelse som er levert av oss er overensstemmelse med de anvendte normer, særlig: 89/392/ EøF, 73/23/EøF, 87/404/EøF, 89/336/ EøF

(P)declaramos pela presente, que o compressor, a seguir mencionado na versão por nós fornecida corresponde às normas aplicadas, em especial: 89/392/CEE, 73/23/ CEE, 87/404/CEE, 89/336/CEE

Maschinennr./ N.della maccina/ Machine No.
 N° de machine/ N° de serie/ N° da máquina/
 Machinenno./ Maskin-nr./ Maskinnr./ Maskinnr

(D) Angewendete harmonisierte Normen, insbesondere :

(I) Norme armonizzate applicate, in particolare:

(GB) Harmonized standards applied, in particular:

(F) Normes harmonisées appliquées, en particulier:

(E) Normas armonizadas aplicadas, en particular:

(P) Normas armonizadas aplicadas, em especial:

(NL) Toegepaste geharmoniseerde normen, speciaal:

(DK) Anvendte harmoniserede standarder, især:

(S) Tillämpade harmoniserade normerna, särskilt:

(N) Anvendte nasjonale spesifikasjoner, særlig:

prEN 1012 Teil 1

EN 292 Teil 1+2

EN 294

EN 60204 Teil 1

EN 286 Teil 1

EN 50081-1,2

EN 50082-1,2

Sicherheitsanforderungen Kompressoren

Sicherheit von Maschinen

Sicherheit von Maschinen - Sicherheitsabstände

Sicherheit von Maschinen - Elektr. Ausrüstung

Einfache unbefeuerte Druckbehälter

Elektromagnetische Verträglichkeit - Störaussendung

Elektromagnetische Verträglichkeit - Störfestigkeit

(D) Angewendete nationale Spezifikationen, insbesondere :

(I) Specificazioni nazionali applicate, in particolare:

(GB) Harmonized standards applied, in particular:

(F) Spécifications nationales appliquées, en particulier:

(E) Especificaciones nacionales aplicadas, en particular:

(P) Especificações nacionais aplicadas, em especial:

(NL) Toegepaste nationale specificaties, speciaal:

(DK) Anvendte nationale specificationer, især:

(S) Tillämpade nationella specifikationer, särskilt:

(N) Anvendte nasjonale spesifikasjoner, særlig:

Gerätesicherheitsgesetz

Verordnungen zum Gerätesicherheitsgesetz

Bielefeld, den

Beutel, Leiter Entwicklung/Konstruktion.....

14.2.3 EG-Herstellererklärung

Wenn eine Maschine oder ein Maschinenteil bzw. Aggregat in eine andere Maschine eingebaut wird oder ein Maschinenteil mit anderen Maschinen (teilen) zu einer Maschine zusammengefügt wird und diese Maschine bzw. dieses Maschinenteil nicht alleine funktionieren kann, so muß dieser Maschine (Maschinenteil, Aggregat) eine Erklärung des Herstellers oder des Bevollmächtigten beigelegt werden. In dieser Erklärung muß der Hersteller schriftlich bestätigen, daß die von ihm in den Verkehr gebrachte Maschine den grundsätzlichen Sicherheits- und Gesundheitsanforderungen nach Anhang I der Maschinenrichtlinie 89/392/EWG entspricht.

Diese Erklärung muß in derselben Sprache wie die Betriebsanleitung abgefaßt werden. Ihr muß eine Fassung in einer der Sprachen des Verwendungslandes beigelegt sein und jeder Maschine beigelegt werden.

Die EG-Herstellererklärung muß folgendes enthalten :

- Namen und Anschrift des Herstellers (oder in der Gemeinschaft niedergelassenen Bevollmächtigten).
- Beschreibung der Maschine bzw. Anlage (Fabrikat, Typ, Seriennummer usw.)
- alle einschlägigen Bestimmungen, denen die Maschine entspricht (es müssen alle Richtlinien aufgeführt werden, unter die die Maschine bzw. das Maschinenteil fällt)
- gegebenenfalls die Fundstellen der harmonisierten Normen.
- gegebenenfalls nationale technische Normen und Spezifikationen, die angewandt wurden.
- Hinweis darauf, daß die Inbetriebnahme so lange untersagt ist bis festgestellt wurde, daß die Maschine, in die diese Maschine eingebaut werden soll, den Bestimmungen der EG-Maschinenrichtlinie 89/392/EWG entspricht.
- Angaben zum Unterzeichner (Titel, Stellung, die er in der Firma einnimmt)
- gegebenenfalls Name und Anschrift der akkreditierten Prüf- und Zertifizierungsstelle, die eine Prüfung vorgenommen hat.

Die EG-Herstellererklärung der Firma BOGE für Einbaukompressoren finden sie auf der nächsten Seite.

(D) Herstellererklärung gemäß EG-Richtlinie 89/392/EWG

- (I) Dichiarazione del fabbricante secondo la direttiva CE 89/392/CEE
 (GB) Manufacturer's declaration in accordance with EC guideline 89/392/EEC
 (F) Certificat du fournisseur selon la réglementation CE 89/392/CEE
 (E) Nota explicativa del fabricante según la norma EG 89/392/CEE
 (P) Declaração de fabrico segundo as Normas 89/392/CEE
 (NL) Fabrieksverklaring volgens EG-richtlijn 89/392/EEG
 (DK) Fabrikanteklæring i.h.t. EF-Maskindirektiv 89/392/EØF
 (S) Tillverkarförklaring enligt EG-riktlinje 89/392/EEC
 (N) Produsenteklæring i henhold til EU direktiv 89/392/EØF

Wir - Noi - We - Nous - Nosotros - Nos - Wij - Vi - Vi - Vi

B O G E Kompressoren, Lechtermannshof 26, 33739 BIELEFELD

(D) erklären hiermit, daß der nachstehende Kompressor in der von uns gelieferten Ausführung zum Einbau in eine Maschine/Zusammenbau mit anderen Maschinen bestimmt ist, und daß seine Inbetriebnahme solange untersagt ist, bis festgestellt wurde, daß die Maschine, in die dieser Kompressor eingebaut werden soll, den Bestimmungen der EG-Richtlinie 89/392/EWG i.d.F. 91/368/EWG, 73/23/ EWG Niederspannungsrichtlinie, 87/404/EWG Richtlinie über einfache unbefeuerte Druckbehälter, 89/336/EWG Richtlinie über elektromagnetische Verträglichkeit entspricht.

(I) dichiariamo con la presente che il compressore seguente ne'll'esecuzione da noi fornita è destinato al montaggio in una macchina / all'assemblaggio con altre macchine e che la sua messa in esercizio è vietata fintanto che non si sia constatato che la macchina, nella quale deve venire montato questo compressore, corrisponde alle disposizioni della direttiva CE 89/392/CEE e seguenti 91/368/CEE, 73/23/ CEE, 87/404/CEE, 89/336/CEE

(GB) hereby declare that the following compressor in the design delivered by us is intended for installation in a machine/assembly group in line with other machines and that it may not be commissioned until it has been determined that the machine in which this compressor is to be installed meets the regulations laid down in EC guideline 89/392/EEC continued as 91/368/EEC, 73/23/ EEC, 87/404/EEC, 89/336/EEC

(F) déclarons par la présente que le compresseur délivré mentionné ci-dessous est apte à être monté dans une machine ou en combinaison avec d'autres machines. Sa mise en service n'est autorisée que lorsqu'il a été constaté que la machine, dans laquelle le compresseur doit être monté, est conforme aux clauses de la réglementation CE 89/392/CEE, par la suite 91/368/CEE, 73/23/ CEE, 87/404/CEE, 89/336/CEE

(E) declaramos por la presente que el compresor figurado al final en la ejecución que hemos suministrado está concebido para el montaje en una máquina/o montaje conjunto con otras máquinas, y que su puesta en servicio está prohibida hasta que se haya determinado que la máquina en la que tiene que montarse el compresor cumple el reglamento de la norma 89/392/CEE en continuación 91/368/CEE, 73/23/ CEE, 87/404/CEE, 89/336/CEE

(NL) verklaren hiermede, dat de onderstaande compressor in de door ons geleverde uitvoering voor montage in een machine/voor combinatie met andere machines bestemd is en dat zijn inbedrijfstelling zolang verboden is, tot vastgesteld is, dat de machine, waarin deze compressor gemonteerd moet worden, aan de voorwaarden van de EG-richtlijn 89/392/EEG in de redactie van 91/368/EEG, 73/23/ EEG, 87/404/EEG, 89/336/EEG voldoet.

(DK) erklærer hermed, at følgende kompressor i den af os leverede udførelse er beregnet til indbygning i en maskine/sammenbygning med andre maskiner, og at ibrugtagning er forbudt, indtil det er konstateret, at den maskine, som denne kompressor skal monteres i, stemmer overens med bestemmelserne i EF-Direktiv 89/392/EØF, udgave 91/368/EØF, 73/23/ EØF, 87/404/ EØF, 89/336/ EØF

(S) förklarar härmed att nedanstående kompressor i av oss levererat är avsedd för montage i en maskin/hopbyggnad med andra maskiner, och att dess igångsättning är förbjuden tills det konstaterats att den maskin, i vilken denna kompressor skall monteras, uppfyller bestämmelserna i EG-riktlinje 89/392/EEC i.d.f. 91/368/EEC, 73/23/ EEC, 87/404/EEC, 89/336/EEC

(N) erklærer hermed at nedenstående kompressor kompressor i den utførelse som er levert av oss er bestemt for installasjon i en maskin/ sammenbygning med andre maskiner, og at bruk av dette er forbudt til det er fastslått at den maskinen som dette kompressor skal bygges inn i er i overensstemmelse med bestemmelsene i EU-Direktiv 89/392/ EØF utgave 91/368/EØF, 73/23/EØF, 87/404/EØF, 89/336/ EØF

(P) declaramos pela presente, que o compressor, a seguir mencionado na versão por nós fornecida, se destina a ser montado numa máquina/ montagem com outras máquinas e que a sua entrada em serviço está interdita até ser definido que a máquina na qual este compressor deve ser instalado, corresponde às prescrições das Normas 89/392/CEE na versão 91/368/CEE, 73/23/ CEE, 87/404/CEE, 89/336/CEE

 Typ/Typo/Type/Type/
 Tipo/Typo/Type/Type/
 Type/Type

 Maschinennr./ N.della macchina/ Machine No.
 N° de machine/ N° de serie/ N° da máquina/
 Machinenr./ Maskin-nr./ Maskinnr./ Maskinnr

(D)	Angewendete harmonisierte Normen, insbesondere :	prEN 1012 Teil 1	Sicherheitsanforderungen Kompressoren
(I)	Norme armonizzate applicate, in particolare:	EN 292 Teil 1+2	Sicherheit von Maschinen
(GB)	Harmonized standards applied, in particular:	EN 294	Sicherheit von Maschinen - Sicherheitsabstände
(F)	Normes harmonisées appliquées:	EN 60204 Teil 1	Sicherheit von Maschinen - Elektr. Ausrüstung
(E)	Normas armonizadas aplicadas, en particular:	EN 286 Teil 1	Einfache unbefeuerte Druckbehälter
(P)	Normas harmonizadas aplicadas, em especial:	EN 50081-1,2	Elektromagnetische Verträglichkeit - Störaussendung
(NL)	Toegepaste geharmoniseerde normen, speciaal:	EN 50082-1,2	Elektromagnetische Verträglichkeit - Störfestigkeit
(DK)	Anvendte harmoniserede standarder, især:		
(S)	Tillämpade anpassade normer, särskilt:		
(N)	Anvendte harmoniserte normer, særlig:		

Bielefeld, den

Beutel, Leiter Entwicklung/Konstruktion.....

A.1 Symbole

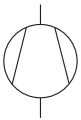
A.1.1 Bildsymbole nach DIN 28004

Die folgenden Bildsymbole sind nach DIN 28 004, Teil 3 genormt. Es wurden nur die für die Druckluftherzeugung wichtigen Teile der Norm berücksichtigt.

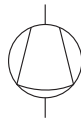
Diese Bildsymbole dienen zur einheitlichen Darstellung von Fließbildern verfahrenstechnischer Anlagen.

Fließbilder dienen der Verständigung aller Stellen, die an der Entwicklung, Planung, Montage und dem Betrieb von verfahrenstechnischen Anlagen beteiligt sind, sowie der Darstellung des durchgeführten Verfahrens.

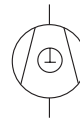
Verdichter und Pumpen



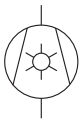
Verdichter allgemein



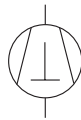
Membran-Verdichter



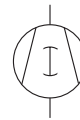
Drehkolben-Verdichter



Flüssigkeitsring-Verdichter



Hubkolben-Verdichter



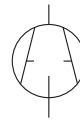
Roots-Verdichter



Schrauben-Verdichter



Turbo-Verdichter



Drehschieber-Verdichter
Rotations-Verdichter

Filter



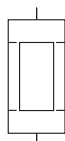
Fluidfilter allgemein
Filterapparat allgemein



Flüssigkeitsfilter allgemein



Gasfilter allgemein
Luftfilter allgemein

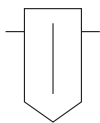


Aktivkohlefilter

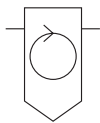


Gas-Sorptionsfilter

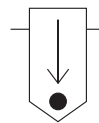
Abscheider



Abscheider allgemein



Fliehkraft-, Rotationsabscheider
Zyklon



Schwerkraftabscheider
Absetzkammer

Armaturen



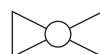
Absperrarmatur allgemein



Absperr-Durchgangsventil



Absperr-Dreiwegeventil



Absperr-Durchgangshahn



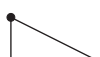
Dreiwegehahn



Absperrschieber



Absperrklappe



Rückschlagarmatur allgemein



Rückschlag-Durchgangsventil



Rückschlag-Klappe

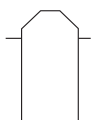


Armatur mit stetigem Stell-
verhalten



Armatur mit Sicherheitsfunktion

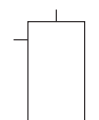
Sonstiges



Trockner allgemein



Kondensatableiter



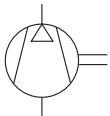
Behälter allgemein

A.1.2 Schaltzeichen nach ISO 1219

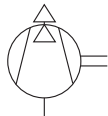
Die folgenden Schaltzeichen sind nach ISO 1219 (8.78) genormt. Es wurden nur Ausschnitte aus der Norm berücksichtigt.

Die Schaltzeichen dienen zur Erstellung von pneumatischen und hydraulischen Schaltplänen, die zur Funktionsbeschreibung entsprechender Steuerungen und Funktionsanlagen genutzt werden.

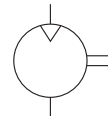
Energieumformung



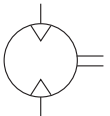
Verdichter



Vakuumpumpe



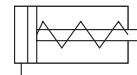
Druckluftmotor mit einer Strömungsrichtung



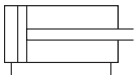
Druckluftmotor mit zwei Strömungsrichtungen



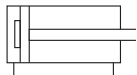
einfachwirkender Zylinder, Rückbewegung durch äußere Kraft



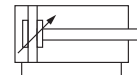
einfachwirkender Zylinder, Rückbewegung durch Federkraft



doppeltwirkender Zylinder



doppeltwirkender Zylinder mit einseitiger, nichteinstellbarer Dämpfung



doppeltwirkender Zylinder mit beidseitiger, einstellbarer Dämpfung

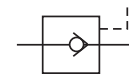
Sperrventile



Rückschlagventil ohne Feder



Rückschlagventil mit Feder



gesteuertes Rückschlagventil

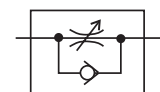
Stromventile



Drosselventil mit konstanter Verengung

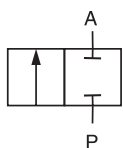


Drosselventil, verstellbar

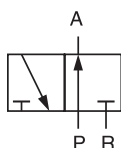


Drosselrückschlagventil

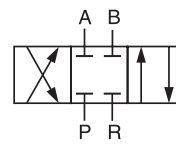
Wegeventile



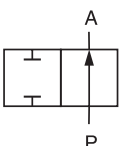
2/2-Wegeventil
mit Sperr-Nullstellung



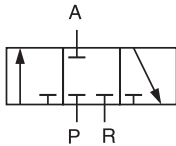
3/2-Wegeventil
mit Durchfluß-Nullstellung



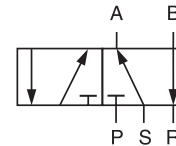
4/3-Wegeventil
mit Sperr-Mittelstellung



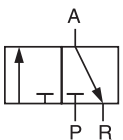
2/2-Wegeventil
mit Durchfluß-Nullstellung



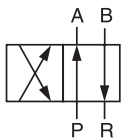
3/3-Wegeventil
mit Sperr-Mittelstellung



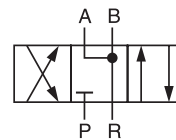
5/2-Wegeventil



3/2-Wegeventil
mit Sperrnullstellung

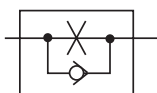


4/2-Wegeventil

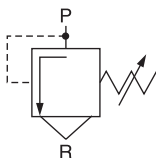


4/3-Wegeventil
Mittelstellung Arbeitsleitung
entlüftet

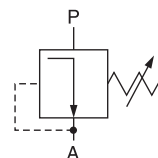
Druckventile



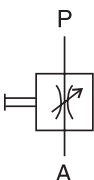
Blendenrückschlagventil



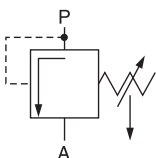
Druckbegrenzungsventil
einstellbar



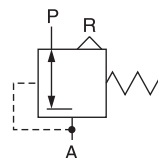
Druckregelventil ohne Abfluß-
öffnung, einstellbar



Drosselventil
verstellbar, manuell betätigt



Zuschaltventil
einstellbar, mit Entlüftung



Druckregelventil mit Abfluß-
öffnung, einstellbar

Kurzbezeichnung der Anschlüsse

A, B, C
P

Arbeitsleitung
Druckluftanschluß

R, S, T
X, Y, Z

Abfluß, Entlüftung
Steuerleitungen

Energieübertragung



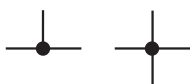
Druckluftquelle



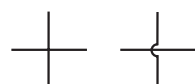
Arbeitsleitung



Steuerleitung



Leistungsverbindung (fest)



Leitungskreuzung



biegsame Leitung



Auslaß mit Rohranschluß



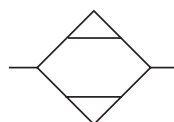
Druckanschlußstelle
(verschlossen)



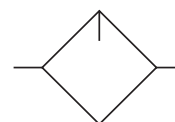
Druckanschlußstelle
(mit Anschlußleitung)



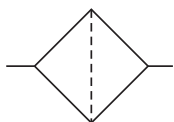
Pneumatikspeicher



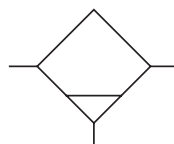
Trockner



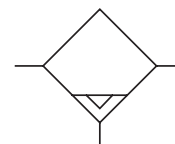
Öler



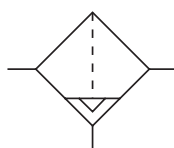
Filter



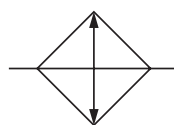
Wasserabscheider, handbetätigt



Wasserabscheider mit automati-
scher Entleerung



Filter mit automatischem
Wasserabscheider

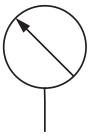


Kühler

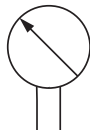


Wartungseinheit
(vereinfachte Darstellung)

Sonstige Geräte



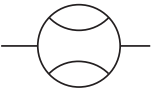
Druckmeßgerät



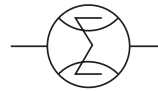
Differentialdruckmeßgerät



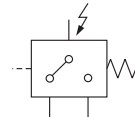
Temperaturmeßgerät



Druckluftmeßgerät
Strommesser



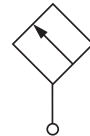
Durchflußmeßgerät
Volumenmesser



Druckschalter



Durchflußfühler



Druckfühler



Temperaturfühler

Umrechnungstabelle

Längen

von	x	nach • von	x	nach
mm	0,03937	inch	2,54	mm
m	3,281	foot	0,3048	m
m	1,094	yard	0,914	m

Flächen

von	x	nach • von	x	nach
mm ²	1,55 x 10 ⁻³	sq.inch	645,16	mm ²
cm ²	0,155	sq.inch	6,452	cm ²
m ²	10,76	sq.ft.	0,0929	m ²

Volumen

von	x	nach • von	x	nach
cm ³	0,06102	cu.inch	16,388	cm ³
dm ³ (Liter)	0,03531	cu.ft.	28,32	dm ³ (Liter)
dm ³ (Liter)	0,22	gallon(U.K.)	4,545	dm ³ (Liter)
dm ³ (Liter)	0,242	gallon(US)	4,132	dm ³ (Liter)
m ³	1,308	cu.yard	0,764	m ³

Volumenstrom

von	x	nach • von	x	nach
l/min	0,0353	cfm	28,3	l/min
m ³ /min	35,31	cfm	0,0283	m ³ /min
m ³ /h	0,588	cfm	1,7	m ³ /h

Druck

von	x	nach • von	x	nach
bar(abs)	14,5	psia	0,07	bar(abs)
bar(abs)	14,5+Atm.	psig	0,07+Atm.	bar(abs)

Kraft

von	x	nach • von	x	nach
N	0,2248	pound force(lbf)	4,454	N
kW	1,36	HP	0,736	kW

Temperatur

von	x	nach • von	x	nach
°C	(°C x 1,8) + 32	°F	(°F - 32) / 1,8	°C

A		Verunreinigungen	66, 69	TA-Lärm	204
Absorption	83	Vorteile	14	UVV für lärmzeugende Betriebe	203
Adsorption	84	Zusammensetzung	7	UVV Verdichter (VBG 16)	203
Aktivkohle-Adsorber	98	Druckluftbedarf	108, 115	H	
Ansaugfilter	49	Gleichzeitigkeitsfaktor	116	Hauptleitung	149
Ansaugleistung	38	Mittlere Einschaltdauer	115	Herstellererklärung	212
Anschlußleitung	151	Zuschläge	119	Hubvolumenstrom	38
Antriebsmotor	48	Druckluftbehälter	140	I	
ARS	57	Armaturen	147	Isobar	8
Aufbereitung	66	Aufstellung	173	Isochor	8
Aussetz-Regelung	54	Druckluftspeicherung	140	Isotherm	8
Aussetz-Regelung, verzögerte	55	Herstellung	143	K	
Automatic	58	Installation	141	Kältetrocknung	81
Autotronic	58	Kondensatabscheidung	141	Kolbenkompressor	37
B		Normreihe	127	Aufstellungsbeispiel	187
Basiseinheiten	6	Prüfgruppen	142	Baugruppen	41
Belüftung	174	Prüfung	144	Einsatzbereich	125
Kanalisiert	181	Pulsationsdämpfung	140	Kühlung	39
Kompressorräumen	176	Sicherheitsvorschriften	142	Regelung	40
Kühlluftkanal	182	Volumenbestimmung	127	Kompressor	24
Künstlich	178	Druckluftqualität		-Schmiermittel	50
Natürlich	177	Planungshinweise	67	Aufstellungshinweise	172
Zuluftkanäle	181	Druckluftverbrauch		Bauarten	25
Betriebsraum	169	Düsen	108	Flüssigkeitsring-	32
Betriebszustände	52	Farbspritzpistolen	110	Freikolben-	30
Bildsymbole	214	Gesamt	118	Hubkolben-	27
Blaise Pascalsche Gesetz	3	Strahldüsen	111	Kühlluftstrom \dot{V}_k	174
Boyle-Mariottesches Gesetz	7	Werkzeuge	113	Laufzeit	129
Brandschutzvorschriften	171	Zylindern	112	Membran-	29
C		zylindrischen Düsen	109	Platzbedarf	172
CE-Kennzeichnung	209	Drucktaupunkt	71	Schalldämmung	205
CE-Zertifizierung	208	bei Entspannung	76	Schaltintervall	129
D		Ermittlung	75	Schrauben-	33
Druck	10	Duotherm-Wärmeaustauscher		Stillstandszeit	129
Druckabfall Δp	156	Duotherm BSW	191, 192	Übersicht	26
Druckbereiche	17	Kostenersparnis	191	Umgebungstemperatur	170
Druckdefinitionen	51	E		Vielzellen-	31
Druckinhaltsprodukt	142	EG-Maschinenrichtlinie	208	Wärmebilanz	188
Druckluft		F		Kompressoraufstellung	170
Anwendungen	2, 21	Filter		Kompressorauslegung	
Anwendungsmöglichkeiten	18	Aktivkohle-	97	Kolbenkompressor	131
Eigenschaften	7	Betriebsdruck	92	Schraubenkompressor	135
Energiekosten	207	Druckabfall Δp	92	Kompressorauswahl	137
Filter	91	Micro-	95	Kompressorverbundsysteme	139
Geschichte	1	Steril-	99	Kondensat	100
Kosten	206	Vor-	94	Entsorgung	171
Qualität	77	Filterabscheidegrad h	91	Kondensatableiter	101
Verluste	120	Filtermechanismen	96	Kondensatabscheider	
E		Fluidik	5	Druckluftbehälter	141
EG-Maschinenrichtlinie	208	Frequenzregelung	56	Zyklonabscheider	93
F		G		Kondensataufbereitung	106
Filter		Geräuschmessung	205	Kondensatmenge	72
Aktivkohle-	97	Gesetze			
Betriebsdruck	92	Arbeitsstättenverordnung	203		
Druckabfall Δp	92	Druckbehälter - Verordnung	142		
Micro-	95				
Steril-	99				
Vor-	94				

Index

Konformitätserklärung	210	Regelungsarten	54, 60	Stichleitung	151
Kosten		Regeneration	84	Stillstand (L0)	52
Druckluft	206	Externe Warm-	87	Strömung	13, 156
Druckluftverluste	120	Interne Warm-	86	Stufenlose Leistungsregelung	56
Kühlluftstrom \dot{V}_k	174	Kalt-	85	Supertronic	59
L		Vakuum-	88	T	
Lärm		Reynoldssche Zahl Re	156	Taupunkt	71
-schutzverordnungen	203	Ringleitung	150	Teillast	53
Auswirkungen	202	Rohrinnendurchmessers di		Teillast-Regelung	56
Lastlauf (L2)	53	Graphische Ermittlung	162	Temperatur	9
Lautstärke	198	Rechnerische Ermittlung	161	Trockner	
-pegel	197	Spaltendiagramm	163	Anordnung	89
Leckage	120	Rohrlänge, gleichwertig	160	Betriebsbedingungen	79
Leckagemenge	123	Rohrleitung		Trocknung	78
Bestimmung	121, 122	Dimensionierung	158	Absorption	83
Leerlauf (L1)	52	Kennzeichnung	168	Adsorption	84
Leerlauf-Regelung	54	Nennweite	159	Kältetrocknung	81
Liefermenge	38	Werkstoff	164	Membrantrocknung	82
Luftfeuchtigkeit	70	Rohrleitungsnetz	149	Überverdichtung	80
M		Druckabfall Δp	157	V	
MCS	60	mit Drucklufttrockner	155	Vakuumpumpen	24
Mehrfachanlagen	152	ohne Trockner	154	Ventilatoren	24
Motorschaltspiele		Rohrleitungswerkstoff	164	Verdichter	
Ermittlung	130	Edelstahlrohre	165	Axial-	35
zulässig	130	Gewinderohre	164	Dynamisch	24
N		Kunststoffrohre	167	Radial-	36
Normen		Kupferrohre	166	Roots-	34
DIN 28004, Teil 3	214	Nahtlose Stahlrohre	165	Verdränger	24
ISO 1219 (8.78)	216	S		Verteilerleitung	150, 151
O		Sachkundiger	143	Volumen	9
Öl-Wasser-Trenner	107	Sachverständiger	143	Volumenstrom \dot{V}	11
ÖWAMAT	107	Sammelleitung	152	W	
P		Schädlicher Raum	38	Wärmeaustauscher	191
Physikalische Grundlagen	8	Schall	199	Wärmerückgewinnung	188
Pneumonik	5	Schallausbreitung	200	Z	
Prüfgruppen	142	Schalldruck	196	Zungenventil	49
Prüfnachweis	146	Schalleistungspegel	196	Zyklonabscheider	93
Prüfung	144, 146	Schallempfinden	195		
Q		Schallpegel	196		
Qualitätsklassen	77	Bewertete, dB (A)	197		
R		Schaltzeichen	216		
Ratitronic	59	Schraubenkompressor	42		
Raumheizung	189	Aufstellungsbeispiel	186		
Wirtschaftlichkeit	190	Baugruppen	47		
Regelung	51	Einsatzbereich	125		
		Funktionsweise	43		
		Verdichtungs Vorgang	42		
		SI-System	6		
		Sicherheitsventil	49, 148		
		Sicherheitsvorschriften			
		Druckluftbehälter	142		
		Steuerung			
		ARS-Konzept	57		