

# GEBLÄSE FÜR BELEBUNGSANLAGEN

Wilhelm Frey, Leobendorf

## 1 Einleitung

Druckluftherzeuger werden auf Kläranlagen für eine Reihe von Aufgaben benötigt. Typische Einsatzbereiche sind:

- belüften des Sandfanges zur Leichtstoffabtrennung
- Fördern von Sandfanggut mittels Druckluftheber
- und natürlich die Sauerstoffversorgung von Belebungsbecken

In diesem Beitrag wird der grundsätzliche Unterschied der Verdichtungs Vorgänge in Drehkolbengebläsen, Schraubenverdichtern und Turboverdichtern dargestellt. Im Weiteren werden Kennwerte zur Beurteilung der Gebläse und des Gesamtsystems aufgezeigt. Ebenso wird der Einfluss des Ansaugzustandes der Luft (Druck, Feuchte und Temperatur) auf die erforderliche Verdichterleistung aufgezeigt. Zum Abschluss werden Hinweise auf die Vorgangsweise zur Dimensionierung, Auswahl und der Leistungsabstufung einzelner Aggregate gegeben.

## 2 Einteilung der Druckluftherzeuger

Es kann eine Einteilung nach dem Druckverhältnis vorgenommen werden. Danach wird zwischen

- Ventilatoren: Enddruck  $p_2$ /Anfangsdruck  $p_1$  kleiner 1,1 (1,3)
- Gebläsen:  $p_2/p_1$  ca. 1,1 bis 3,0
- Verdichtern:  $p_2/p_1$  ca. 3 bis 50 bar
- Hochdruckverdichtern:  $p_2/p_1$  größer 50

unterschieden. Diese Einteilung wird im täglichen Sprachgebrauch nicht immer korrekt verwendet. Auch im vorliegenden Beitrag wird nicht immer exakt zwischen Gebläse und Verdichter unterschieden.

Ebenso kann nach der Wirkungsweise der Verdichtung gegliedert werden.

- Drehkolbengebläse: Diese schieben einen Luftstrom von der Saug – zur Druckseite. Die Drucksteigerung erfolgt durch Rückströmung der Luft von der Druckseite in das Aggregat.

- Schraubenverdichter, Drehschiebekolbenverdichter(Gebälse), Kolbenverdichter: Hier erfolgt die Druckerhöhung durch Verringern des Arbeitsraumes.
- Turbogebälse, Seitenkanalgebälse: Diese erzeugen mit einem rasch drehenden Laufrad kinetische Energie die in Druckenergie umgesetzt wird.

Drehschiebekolbengebälse und Seitenkanalverdichter kommen bevorzugt für die Sandfangbelüftung und für Druckluftheber (Mammutpumpen) zum Einsatz. Auf kleinen Kläranlagen werden sie auch manchmal für die Belüftung des Belebungsbeckens verwendet. Drehkolbengebälse, Schraubenverdichter und Turbogebälse werden häufig für die Belüftung des Belebungsbeckens eingesetzt.

Typische Drücke und Luftvolumenströme sind der folgenden Tabelle 1 zu entnehmen.

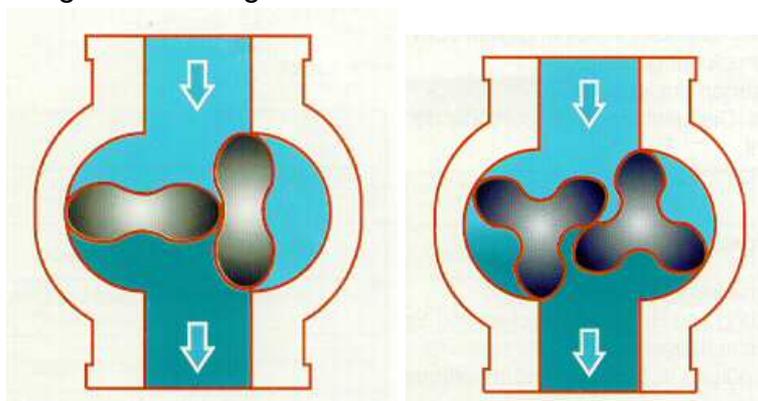
**Tabelle 1: Zusammenfassung typischer Gebälседaten, [1] modifiziert**

	$\Delta p_{\max}$ [hPa]	$Q_{\text{Luft}}\text{-typisch}$ [m <sup>3</sup> /h]	$Q_{\text{Luft}}\text{-max}$ [m <sup>3</sup> /h]	Drehzahl [1/min]
Drehkolbengebälse (gerade)	1.000	3.000	15.000	k.A.
Drehkolbengebälse (verschraubt)	1.500	4.000	6.000	k.A.
Schraubenverdichter	3.500	8.000	15.000	k.A.
Turbogebälse (n = konstant)	2.000	30.000	100.000	17.000
Turbogebälse (n = variabel)	1.200	3.000	10.000	40.000

## 2.1 Drehkolbengebälse mit geraden Kolbenflanken

Drehkolbengebälse arbeiten nach dem Verdrängungsprinzip. Die Luft wird quer zu den Kolbenwellen durch das Gehäuse gefördert und auf der Druckseite durch die gegenläufigen Kolben (gleiche Drehzahl) aus dem Gehäuse hinausgeschoben. Der Förderstrom pulsiert bei zweiflügeligen Gebälsen stärker als bei dreiflügeligen.

In der folgenden Abbildung 1 ist das Schema eines zweiflügeligen und eines dreiflügeligen Drehkolbengebälses dargestellt



**Abbildung 1: Schema Drehkolbengebälse; Quelle: Fa. Aerzen**

### **2.1.1 Gebrauchseigenschaften**

Die Gebrauchseigenschaften dieser Maschine können wie folgt angegeben werden.

- Nicht einsetzbar für große Wassertiefen, über 7 m.
- Erzeugen kleine bis mittlere Luftvolumenströme.
- Der volumetrische Wirkungsgrad sinkt mit steigender Druckerhöhung und mit sinkendem Ansaugluftdruck.
- Der volumetrische Wirkungsgrad wird maßgeblich von den stirnseitigen Spaltverlusten bestimmt. Für hohe Wirkungsgrade ist eine exakte Einstellung des Lagerspiels in Längsrichtung sehr wichtig.
- Sie sind gut geeignet für die üblichen Einblastiefen.
- Haben einen günstigen Anschaffungspreis
- Die Veränderung des Luftvolumenstromes ist einfach über die Antriebsdrehzahl zu erreichen.
- Die Aggregate haben bei niedriger Druckerhöhung und großer Drehzahl gute Wirkungsgrade.

### **2.2 Drehkolbengebläse mit verschraubten Kolbenflanken**

In diesem Aggregat wird die Arbeitsweise eines Drehkolbengebläses mit jener eines Schraubenverdichters kombiniert. Das heißt es wird ein gewisser Teil der Verdichtungsarbeit auch durch Verringerung des Arbeitsraumes im Gehäuse erreicht. Das Zu- und Abströmen erfolgt quer zu den Rotorwellen aber in Längsrichtung versetzt.

In der Abbildung 2 ist das Kolbenpaar eines Drehkolbengebläses mit verschraubten Flanken dargestellt.



**Abbildung 2: Delta-Hybridgebläse; Quelle Fa. Aerzen**

### 2.2.1 Gebrauchseigenschaften

Die Gebrauchseigenschaften dieser Maschine können wie folgt dargestellt werden.

- Sie sind teurer als konventionelle Drehkolbengebläse mit geraden Flanken.
- Die Maschinen sind für kleine bis mittlere Luftmengen bis etwa 6000 m<sup>3</sup>/h verfügbar.
- Auf Grund der optimierten Funktion des Verdichtungs Vorganges, können höhere Drücke erzeugt werden wodurch größere Einblastiefen möglich sind.
- Auch bei diesem Aggregat erfolgt die Anpassung des Luftvolumenstromes an den Bedarf über eine Drehzahländerung des Kolbenpaares.

## 2.3 Schraubenverdichter

Das Gas tritt durch die Einlassöffnung an der Stirnseite in die offenen Schraubengänge der Rotoren ein. Durch die Drehbewegung der Rotoren, diese laufen mit unterschiedlicher Drehzahl, wird die Einlassöffnung verschlossen und das Volumen verkleinert, dadurch steigt der Druck im Arbeitsraum. In der Endposition geben die Rotoren die Ausströmöffnung frei und das verdichtete Gas tritt auf der Druckseite, weitgehend pulsationsfrei, aus.

In der Abbildung 3 ist das Schema des Verdichtungs Vorganges eines Schraubenverdichters dargestellt.

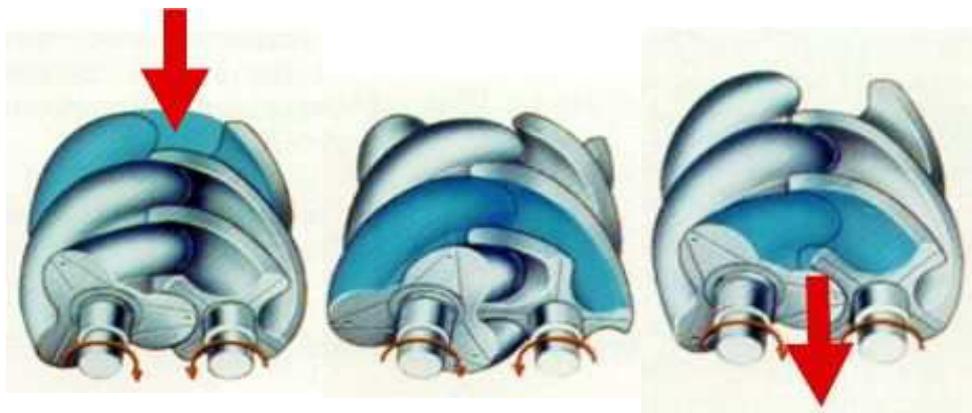


Abbildung 3: Schraubenverdichter; Quelle Fa. Aerzen

### 2.3.1 Gebrauchseigenschaften

Die Gebrauchseigenschaften dieser Maschine können wie folgt dargestellt werden.

- Auf Grund des günstigeren Verdichtungs Vorganges ist weniger Leistung für die Erzeugung der Druckluft erforderlich und es treten geringere Betriebskosten auf.
- Schraubenverdichter sind deutlich teurer als Drehkolbenmaschinen.
- Es sind mittlere bis große Luftvolumenströme verfügbar.
- Auf Grund des hohen erreichbaren Enddruckes sind sie für große Einblastiefen geeignet.

- Die Anpassung des Luftvolumenstromes an den Luftbedarf erfolgt über eine Drehzahländerung.

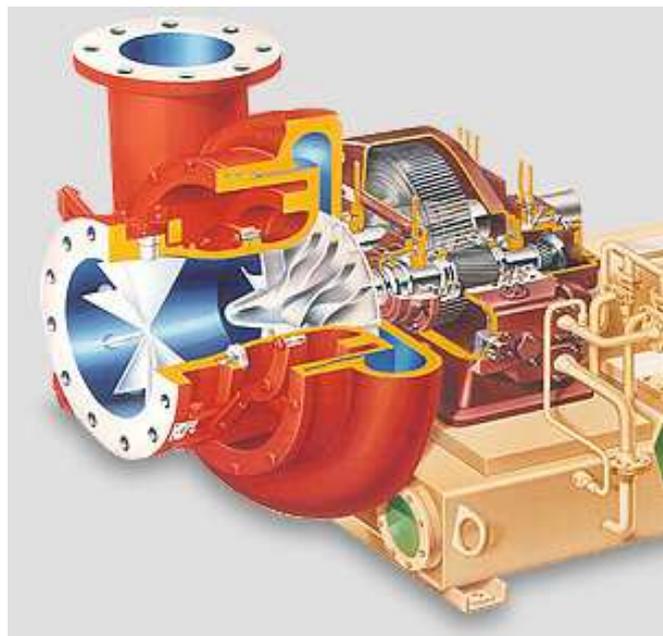
## 2.4 Turbogebläse

Die Luft strömt zentrisch in das Laufrad, wird von diesem beschleunigt (Einbringen von kinetischer Energie) und radial in das Spiralgehäuse gefördert. Die verdichtete Luft strömt pulsationsfrei über den Druckstutzen in die Rohrleitung.

Die angebotenen Strömungsverdichter lassen sich in zwei Gruppen einteilen.

Klassischer Turbo: Die Drehzahl dieser Aggregate ist üblicherweise konstant. Mit einem Vorleitgitter erhält der angesaugte Luftstrom einen Vordrall, wodurch die Verluste beim Eintritt in das Laufrad minimiert werden. Die Veränderung des Luftvolumenstromes erfolgt mit einem Nachleitapparat (Diffusor). Beide Leitgitter werden von einem Optimierungsrechner so angepasst, dass der Wirkungsgrad der Maschine optimiert wird.

In der Abbildung 4 ist ein klassisches Turbogebläse schematisch dargestellt.



**Abbildung 4: Klassisches Turbogebläse mit konstanter Drehzahl**

Die zweite Gruppe, der so genannten High-Speed-Turbo, hat in der Regel keine Leitapparate. Die Anpassung des Luftvolumenstromes an den Luftbedarf erfolgt hier durch eine Drehzahländerung mit einem aggregatspezifischen Frequenzumrichter (Drehzahlen bis zu 40.000 Umdrehungen pro Minute).

Turboverdichter sind in der Regel wesentlich teurer als andere Maschinen. Die verfahrenstechnische Auslegung (Enddruck) muss sehr exakt erfolgen, da sonst die Maschine in den Pumpbetrieb übergeht. Schäden ziehen in der Regel teure Reparaturen nach sich. Häufigste Schadensursachen sind Lagerschäden und daraus resultierende Schäden am Laufrad.

Turboverdichter erreichen einstufig einen Enddruck von 1,5 – 2,0 bar. Sie sind daher für die Abwasser.Belüftung gut geeignet. Auf Grund der günstigen Verdichtungsverhältnisse sind geringe Betriebskosten erreichbar. Klassische Turbos mit konstanter Drehzahl sind für sehr große Luftmengen verfügbar. Der Regelbereich liegt üblicherweise bei 40 – 100%. Die Maschinen haben hohe Wirkungsgrade, die auch im Teillastbetrieb nur gering abfallen.

High-Speed-Turbos sind eher für mittlere Luftvolumenströme in Verwendung. Ihr Regelbereich liegt bei 20 – 100%. Es gibt Aggregate mit Luftlagern (beim Start tritt Reibung auf - daher möglichst wenig Startvorgänge) und Ausführungen mit Magnetlagerung. Maschinen mit Magnetlagerung sind weniger empfindlich auf die Anzahl der Startvorgänge, sie sind aber auf Grund der aufwendigeren Konstruktion in der Anschaffung teurer. Die für die Anpassung des Luftvolumenstromes erfolgt durch Drehzahlverstellung. Die dafür erforderlichen Frequenzumrichter sind Sonderkonstruktionen und meist in das Gerät integriert.

### 3 Grundlagen der Verdichtung

Der Verdichtungsprozess in einer Drehkolbenmaschine unterscheidet sich deutlich vom Verdichtungsprozess in einem Turbogebläse [2]. Bei gleichem nutzbaren Luftvolumenstrom und gleichen Randbedingungen benötigt die Turbomaschine weniger Antriebsleistung. Der Unterschied wird durch steigenden Differenzdruck und sinkenden Ansaugdruck verstärkt.

#### 3.1 Verdichterleistung - Klassisches Drehkolbengebläse

Zur Berechnung der Leistungsaufnahme eines Drehkolbengebläses (mit geraden Flanken) kann, nach Herstellerangaben, Gleichung 1 verwendet werden:

$$P_D = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{\eta_{vol}} + P_v$$

**Glg. 1**

Legende:

- P<sub>D</sub> .....Leistung Drehkolbengebläse
- P<sub>v</sub> .....Verlustleistung
- Q<sub>1</sub> .....nutzbarer Luftvolumenstrom
- Δp .....Drucksteigerung
- η<sub>vol</sub> .....volumetrischer Wirkungsgrad

#### 3.2 Verdichterleistung - Turbogebläse

Zur Berechnung der Leistungsaufnahme eines Turbogebläses kann die Gleichung für die isentrope Verdichterleistung, erweitert mit einem Isentropenwirkungsgrad und einer gerätespezifischen Verlustleistung, verwendet werden.

Die Gleichung 2 gilt für das Medium Luft.

$$P_T = Q_1 \cdot p_1 \cdot 3,5 \cdot \left[ \left( \frac{p_1 + \Delta p}{p_1} \right)^{0,2857} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{is}} + P_v$$

**Glg. 2**

Legende:

$P_T$ .....Leistung Turbogebläse

$P_v$ .....Verlustleistung

$Q_1$ .....Luftvolumenstrom

$p_1$ .....Ansaugluftdruck

$\Delta p$ .....Drucksteigerung

$\eta_{is}$ .....isentropen Wirkungsgrad

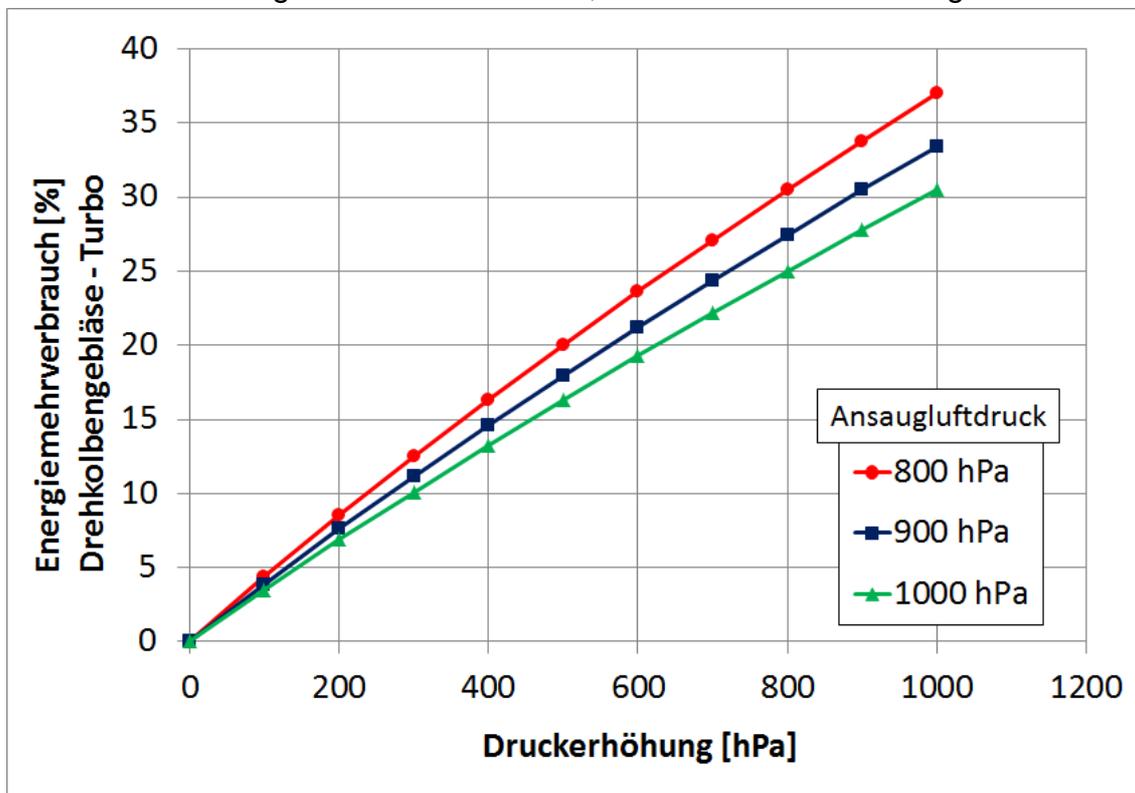
### 3.3 Unterschied in den Verdichtungsvorgängen

Um den, aus den thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten, resultierenden Unterschied darzustellen, werden ideale Maschinen angenommen. Dazu werden alle Wirkungsgrade mit 100 % und die Verlustleistungen gleich Null angesetzt. Für den Quotient der Leistungen (Gleichung 2 / Gleichung 1) erhält man Gleichung 3:

$$\frac{P_D}{P_T} = \frac{Q_1 \cdot \Delta p}{Q_1 \cdot p_1 \cdot 3,5 \cdot \left[ \left( \frac{p_1 + \Delta p}{p_1} \right)^{0,2857} - 1 \right]}$$

**Glg. 3**

Wertet man Gleichung 3 mathematisch aus, erhält man die Abbildung 5.

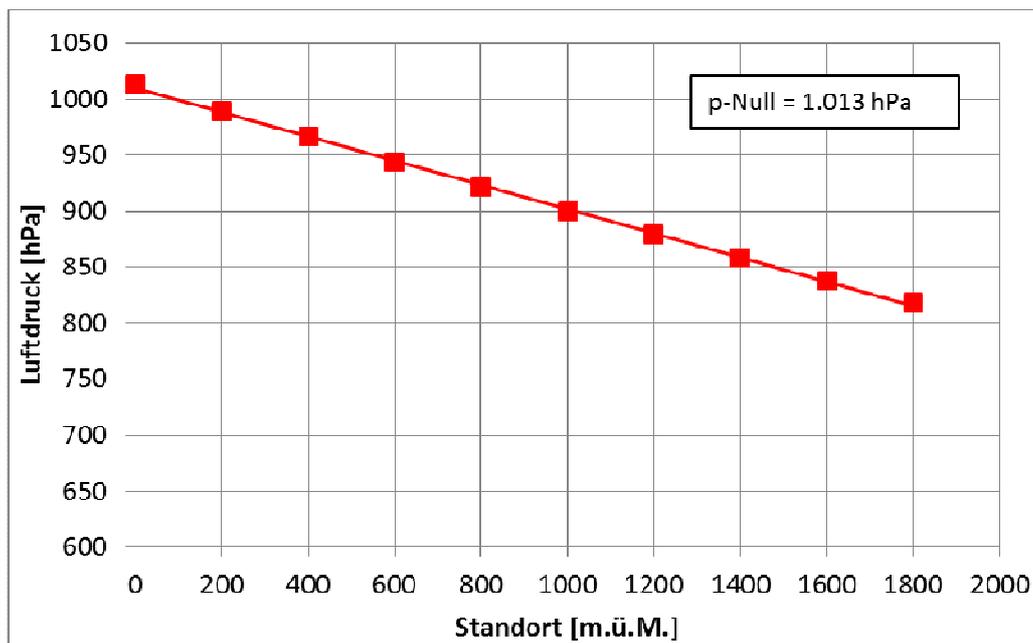


**Abbildung 5: theoretischer Energie-Mehrbedarf von Drehkolbengebläsen - Turbogebläse**

In der Abbildung 5 ist der theoretische Energie-Mehrverbrauch eines Drehkolbengebläses in Abhängigkeit des Ansaugluftdruckes und der Druckerhöhung dargestellt. Man erkennt, dass der Energie-Mehrbedarf mit sinkendem Ansaugluftdruck (= größer werdender Ortshöhe) und mit größer werdendem Differenzdruck (steigender Einblastiefe) größer wird. Bei einer Druckerhöhung von 600 hPa tritt ein Energie-Mehrbedarf von ca. 20% auf.

Weitere Details und durchgerechnete Beispiele findet man in [2] und [3].

Der Ansaugluftdruck wird im Wesentlichen durch den Aufstellungsort des Gebläses und dem dort herrschenden Luftdruck beeinflusst. In der folgenden Abbildung 6 ist die Abhängigkeit des Luftdrucks vom Standort dargestellt.



**Abbildung 6: Luftdruck in Abhängigkeit des Standortes**

### 3.4 Kennwerte zur Beurteilung von Gebläsen

Zur Beurteilung der Gesamtsituation kann die spezifische Einblasenergie bezogen auf die Einblastiefe berechnet werden [4]. Dieser Wert eignet sich besonders zur Beurteilung der Gesamtsituation. Er beinhaltet die Verluste des Gebläses, sowie die Verluste der Saug- und Druckrohrleitung, der Rohrleitungseinbauten und der Belüfterelemente. Die spezifische Einblasenergie bezogen auf die Einblastiefe,  $\text{spez. } W_h$  [Wh/(m<sup>3</sup>•m)], berechnet man mit Gleichung 4.

$$\text{spez. } W_h = \frac{P_{\text{Gebläse}}}{Q_{\text{Luft,ansaug}} \cdot h_e} \quad \text{Glg. 4}$$

Darin bedeutet:

$P_{\text{Gebläse}}$ ..... Klemmenleistung des Gebläseantriebsmotors [W]

$Q_{\text{Luft,ansaug}}$  ..... Luftvolumenstrom im Ansaugzustand [m<sup>3</sup>/h]

$h_e$  ..... Einblastiefe im Belebungsbecken [m]

Dieser Wert sollte zur besseren Vergleichbarkeit mit dem Luftvolumenstrom bezogen auf die Ansaugbedingungen berechnet werden. Ältere, in der Literatur zu findende, Werte sind in der Regel mit dem Luftvolumenstrom bezogen auf Normzustand (0°C, 1013 hPa) berechnet. Ein typischer Wert für die spezifische Einblasenergie von Drehkolbengebläsen bezogen auf die Einblastiefe, beträgt spez.  $W_h = 4,8$  [Wh/(m<sup>3</sup>•m)].

Zur Beurteilung des Gebläseaggregates wird empfohlen die spezifische Einblasenergie bezogen auf die Druckerhöhung der Gebläsestufe zu berechnen. Die spezifische Einblasenergie, bezogen auf die Druckerhöhung in der Gebläsestufe, spez.  $W_p$  [Ws/(m<sup>3</sup>•Pa)] = [J/(m<sup>3</sup>•Pa)] = [-], berechnet man mit Gleichung 5.

$$\text{spez. } W_p = \frac{P_{\text{Gebläse}}}{Q_{\text{Luft, ansaug}} \cdot \Delta p_{\text{Gebläse}}} \quad \text{Glg. 5}$$

Darin bedeutet:

$P_{\text{Gebläse}}$  ..... Klemmenleistung des Gebläseantriebsmotors [W]

$Q_{\text{Luft, ansaug}}$  ..... Luftvolumenstrom im Ansaugzustand [m<sup>3</sup>/s]

$\Delta p$  ..... Drucksteigerung in der Gebläsestufe [Pa]

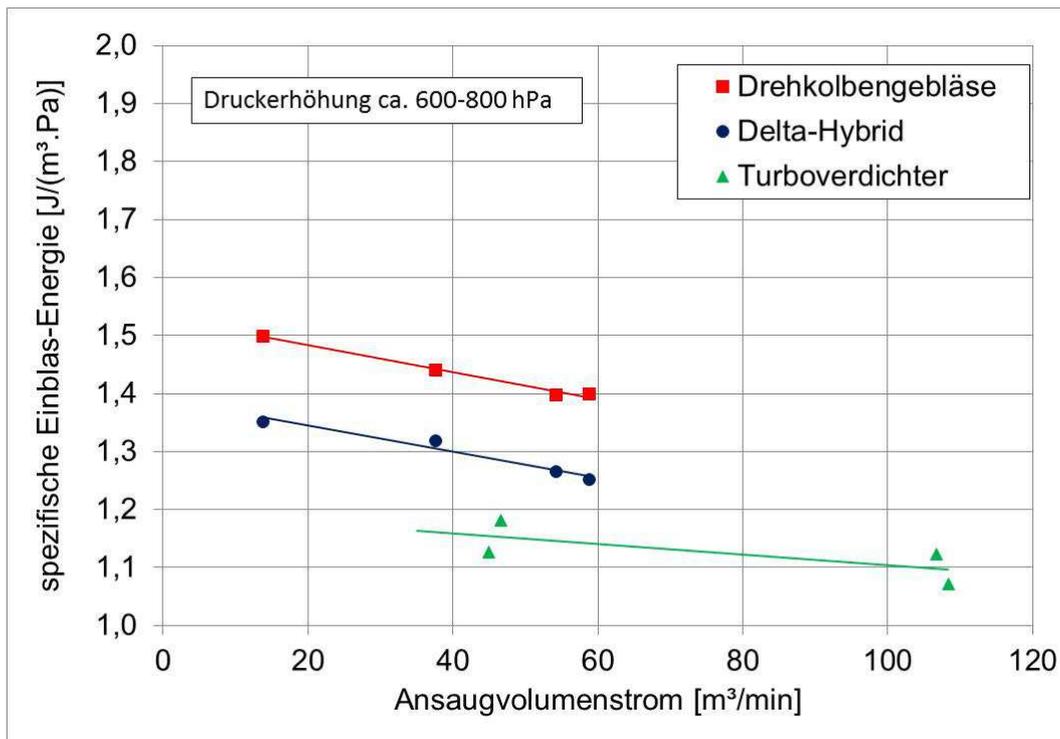
Dieser Wert beinhaltet im Wesentlichen die Verluste des Gebläses (volumetrischer Wirkungsgrad). Auch dieser Wert ist zur besseren Vergleichbarkeit mit dem Luftvolumenstrom bezogen auf die Ansaugbedingungen zu berechnen.

Ein typischer Wert für die spezifische Einblasenergie von Drehkolbengebläsen, bezogen auf die Druckerhöhung in der Gebläsestufe, beträgt spez.  $W_p = 1,5$  [-].

Das Ergebnis dieser Berechnung hat die Einheit [J/(m<sup>3</sup>•Pa)] im SI Einheitensystem ist dies eine dimensionslose Kennzahl die für die Beurteilung der Gebläsestufe herangezogen werden kann. Der Kehrwert dieser Kennzahl entspricht dem Wirkungsgrad des Gebläses, typische Werte liegen bei ca. 70%.

Am Beispiel von Angebotsunterlagen für verschiedene Anlagen wurde die spezifische Einblasenergie für unterschiedliche Gebläsetypen berechnet. Das Ergebnis ist in Abbildung 7 dargestellt.

Das Diagramm zeigt, dass Drehkolbengebläse Werte in der Größenordnung von 1,4 bis 1,5 erreichen. Delta-Hybridgebläse liegen etwa 10% darunter. Die günstigsten Werte erreichen, wie nicht anders zu erwarten, Turboverdichter.



**Abbildung 7: spezifische Einblasenergie in Abhängigkeit des Gebläses und des Ansaugvolumenstromes.**

## 4 Einflüsse auf die Wirtschaftlichkeit des Gesamtsystems

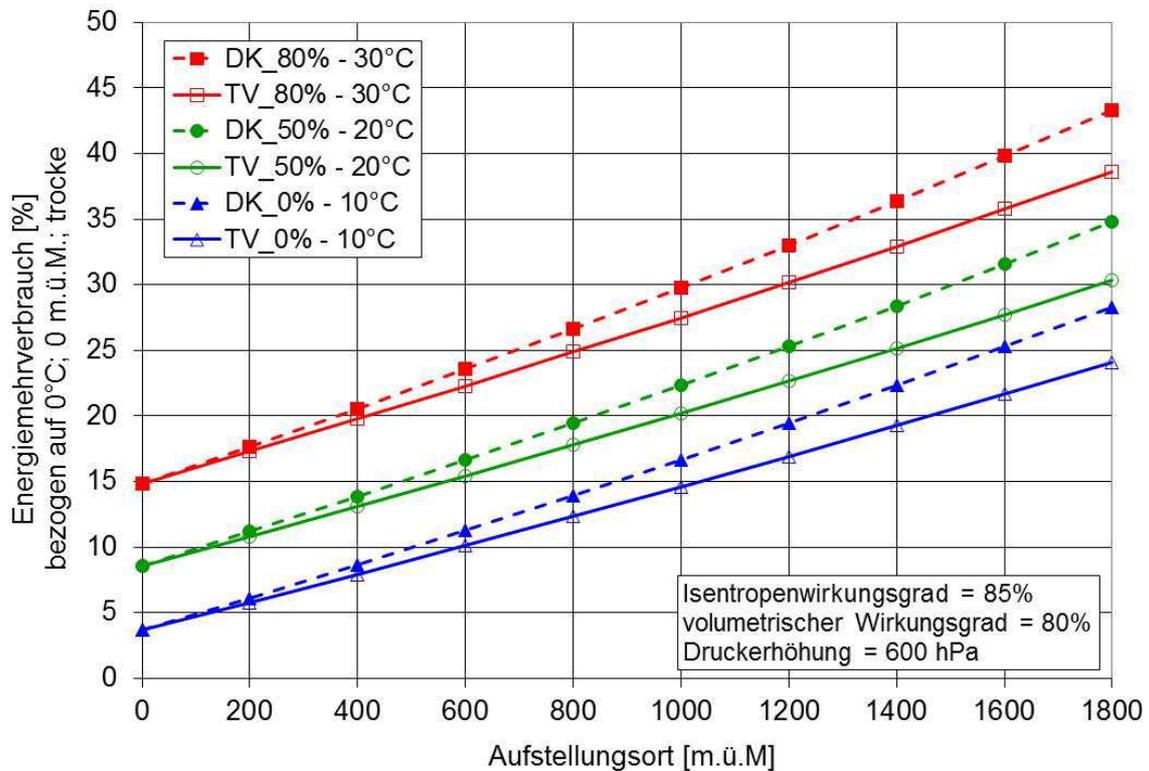
Für die Wirtschaftlichkeit eines Belüftungssystems sind nicht nur die Qualität und die Gebrauchseigenschaften der einzelnen Komponenten ausschlaggebend. Es sind nicht an jedem Aufstellungsort die gleichen (guten) Werte erreichbar. So hat das gleiche System bei größerer Ortshöhe, hoher Luftfeuchte und höherer Ansaugtemperatur jedenfalls eine geringere Wirtschaftlichkeit als bei niedriger Höhe über dem Meeresspiegel, geringer Luftfeuchte und ggf. geringerer Ansaugtemperatur.

Der tatsächliche Energiebedarf eines Belüftungssystems ist immer nur an der ausgeführten Anlage messbar. Die gemessenen Werte sind nicht unmittelbar vergleichbar.

Für die Sauerstoffzufuhr in ein Belebungsbecken ist der Massenstrom an eingeblasener (trockener) Luft und damit dem Massenstrom an Sauerstoff entscheidend. Mit sinkendem Druck, steigender Luftfeuchte und steigender Temperatur nimmt der Massenstrom an Sauerstoff pro Kubikmeter Ansaugluft deutlich ab. Um die gleiche Masse an Sauerstoff in das Becken einzublasen muss daher der Ansaugvolumenstrom vergrößert werden. Zum Einblasen eines größeren Volumenstroms wird mehr Leistung benötigt.

Die Abbildung 8 zeigt den theoretischen Leistungsmehrbedarf in Abhängigkeit des Ansaugzustandes der Luft (Ansaugluftdruck, Luftfeuchte und Temperatur) für Turboverdichter (TV) und klassische Drehkolbengebläse (DK). Der 100 % Wert ist die

Leistungsaufnahme des jeweiligen Aggregates bei 0°C, trockener Luft (relative Feuchte = 0%) und 1013 hPa.



**Abbildung 8: Energiemehrverbrauch durch variable Zustandsgrößen der Ansaugluft**

Das Diagramm zeigt, dass

- Drehkolbengebläse einen höheren Energie-Mehrverbrauch haben als Strömungsmaschinen.
- der Energie-Mehrverbrauch mit größer werdender Ortshöhe deutlich zunimmt.
- der Energie-Mehrverbrauch mit steigender Ansaugtemperatur deutlich größer wird.
- und der Energieverbrauch durch einen Anstieg der Luftfeuchte ebenfalls zunimmt.

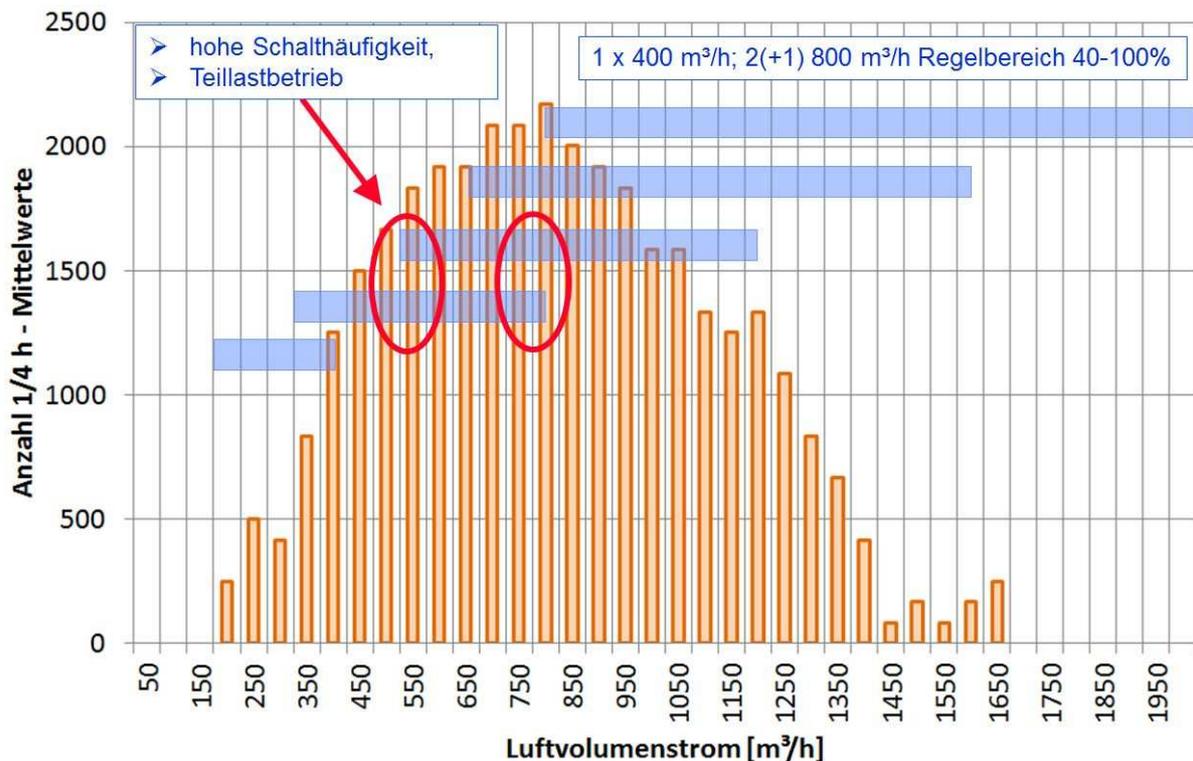
Voraussetzung für die Werte des Diagramms sind die Annahmen, dass der Isentropenwirkungsgrad 85%, der volumetrische Wirkungsgrad 80% und die Druckerhöhung 600 hPa beträgt.

Abschließend ist festzustellen, dass für die Leistungsaufnahme eines Gebläses die gesamte Druckerhöhung durch den Wasserdruck sowie die Druckverluste auf der Saug- und Druckseite bestimmt werden. Speziell die saugseitigen Verluste werden oft zu wenig beachtet. So sind Ansaugquerschnitte zu prüfen, Ansaugfilter sauber zu halten und Rohrleitungen und Armaturen bei der Inbetriebnahme auf ihre Funktionalität zu prüfen. Bei den druckseitigen Verlusten ist speziell auf die wasserseitigen Verluste durch verstopfte Belüfterelemente aber auch auf Rohrleitungen und Einbauten hinzuweisen [5], [6]. Grundsätzlich hat die Dimensionierung der Rohrleitung Einfluss auf den erforderlichen Förderdruck.

## 5 Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit durch die Abstufung und Auswahl der Maschinen.

Um möglichst geringe Betriebskosten zu erzielen ist es notwendig, die Belastung der Anlage und den daraus resultierenden Luftbedarf, realistisch einzuschätzen. Für die Entwicklung ist es notwendig die künftige Einleitersituation zu beurteilen. In der Praxis muss leider festgestellt werden, dass häufig die künftige Entwicklung überschätzt wird und daher eine ungünstige Abstufung der Maschinen für den laufenden Betrieb vorhanden ist.

Bei bestehenden Anlagen ist es sinnvoll eine Analyse der tatsächlich auftretenden Belastungszustände und der dafür erforderlichen Luftvolumenströme vorzunehmen. Ziel muss es sein, die Staffelung der Maschinen so zu wählen, dass eine nahtlose Abdeckung des Regelbereiches unter Beachtung der energetisch günstigsten Betriebspunkte der Gebläse möglich ist. Das heißt, es sind geringe Schalzhäufigkeiten anzustreben und ein Teillastbetrieb der Maschinen zu vermeiden. In der nachfolgenden Abbildung 9 ist der Einfluss der Staffelung der Maschinen auf die Schalzhäufigkeit dargestellt.

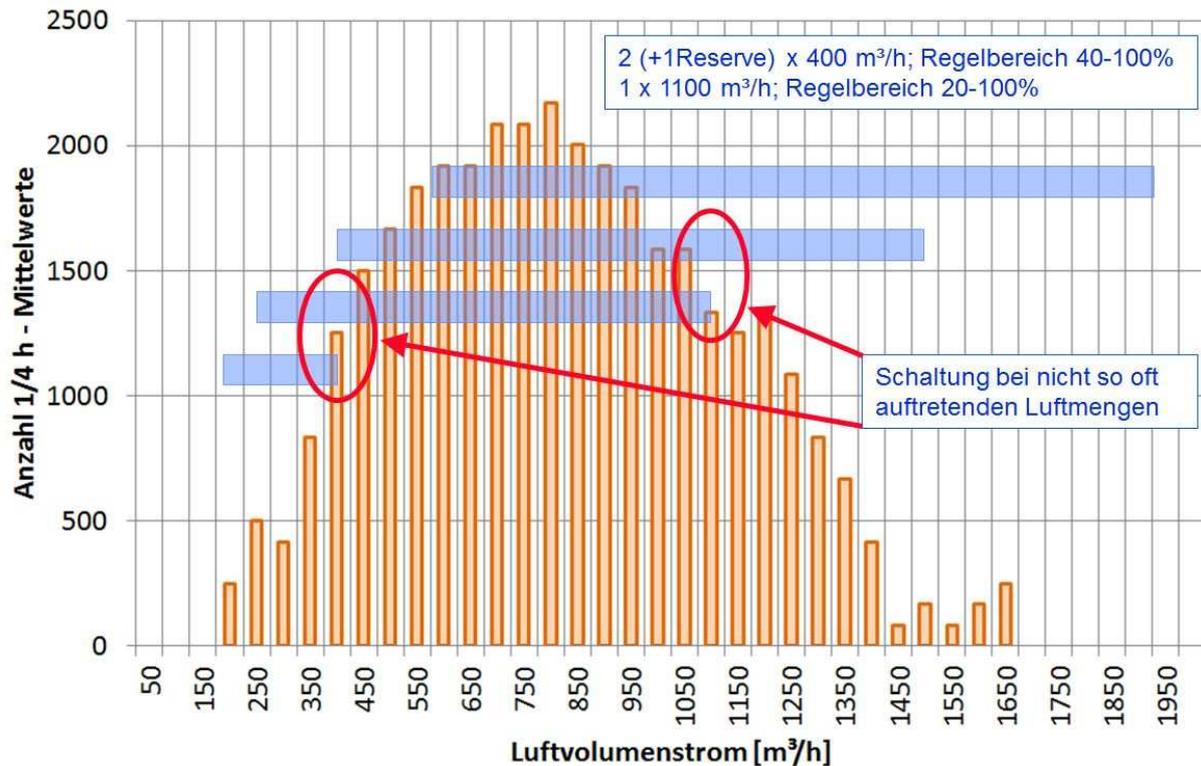


**Abbildung 9: Häufigkeitsverteilung des Luftvolumenstromes und zur Verfügung stehenden Luftvolumenströmen**

Die Abbildung 9 zeigt, dass im Bereich, sehr häufig auftretender Luftbedarfsmengen, zwischen 600 und 1000 m<sup>3</sup>/h die Schaltpunkte zwischen 2 Gebläsefahrweisen liegen. So kann mit den vorhandenen Gebläsen zwar der gesamte Bereich abgedeckt werden, jedoch muss ab etwa 800 m<sup>3</sup>/h ein zweites Gebläse in Betrieb genommen

werden. Das bedeutet eine hohe Umschalthäufigkeit und einen Teillastbetrieb wenn beide Gebläse laufen.

Durch die Wahl einer anderen Gebläseabstufung sowie einer Maschinentype mit größerem Regelbereich kann die Situation verbessert werden (Abbildung 10).



**Abbildung 10: Häufigkeitsverteilung des Luftvolumenstromes und günstigere Maschinenauswahl**

Die Abbildung 10 zeigt, dass durch die Auswahl einer anderen Maschine die Schaltpunkte in Bereiche nicht so häufig auftretender Luftvolumenströme verschoben werden. Dadurch sinkt die Schalthäufigkeit der Aggregate.

## 6 Ergänzende Hinweise zur Sicherstellung eines nachhaltig kosteneffizienten Betriebes von Gebläsen

Im Projektstadium ist zu überlegen, ob nicht eine Maschine zur Abdeckung der Grundlast, die ständig mit hohem Wirkungsgrad läuft, vorgesehen wird und zur Abdeckung der Spitzenlast eine Maschine mit günstigem Regelverhalten eingesetzt wird.

Es ist darauf zu achten, dass auch wartungsfreie/arme Aggregate Aufmerksamkeit benötigen. So ist jedenfalls zu vermeiden, dass Ansaugluftfilter erhöhten Druckverlust auf der Saugseite verursachen.

Ein wenig beachteter Punkt ist die Tatsache, dass auch elektronische Bauteile keine unbegrenzte Einsatzdauer haben. Das heißt es müssen speziell Investitionen (Rein-

vestitionen) bei hochpreisigen Ersatzteilen, wie z.B. Frequenzumrichter bei High-Speed-Turbos kalkuliert werden.

Bei Um- oder Nachrüstungen von Gebläsen auf bestehenden Anlagen ist auf die Einbausituation zu achten. Die Leitungsführung für die Saug- und Druckrohranschlüsse, die Filterkästen und Schalldämpfer ist durch den Hersteller meist vorgegeben und nicht variabel. Es gibt daher kaum Freiheitsgrade beim Einbau in ein bestehendes Gebläsehaus.

Ein Problem ergibt sich auch bei der Nachrüstung von bestehenden Gebläsen mit hocheffizienten Antrieben (IE3 Motore). Diese Einrichtungen stellen besondere Anforderungen an die Anspeiseseite. Häufig passen die verbauten elektronischen Bauteile, wie z.B. Frequenzumrichter nicht mit den Motoren zusammen.

## **7 Literaturverzeichnis**

- [1] DWA-M 229 (Entwurf 2012): „Systeme zur Belüftung und Durchmischung von Belebungsanlagen“
- [2] WESTPHAL G.: Leistungseintrag in Belebungsbecken - Eine grundlegende Darstellung, Korr. Abwasser, 1995, Nr.8, s.1353-1358
- [3] KORAL J.: Berücksichtigung der Höhe bei der Auswertung der Sauerstoffeintragsversuche, Schriftenreihe WAR Bd. 36, 1989, Institut WAR, Technische Hochschule Darmstadt
- [4] FREY W.: Monitoring auf Kläranlagen - Daten erfassen, auswerten und anwenden, Messwerte und Kennzahlen der maschinellen Ausrüstung auf Kläranlagen, 2011, Wiener Mitteilungen Bd. 224, ÖWAV- TU Seminar März 2011, TU-Wien
- [5] FREY W.: Betriebserfahrungen mit Belüftungssystemen, Informationsreihe Betriebspersonal Abwasseranlagen; KAN Folge 10, 2002
- [6] FREY W.: Diagnose: zu hoher Druckverlust; Korr. Abwasser – Betriebsinfo (36) Nr. 3; Hennef Juli 2006

### **Korrespondenz an:**

Dipl.-Ing. Dr. Wilhelm Frey  
Ingenieurkonsulent für Maschinenbau  
Abwassertechnische Ausbildung und Beratung  
2100 Leobendorf  
Mail: aab.frey@aon.at  
Internet: www.aabfrey.com