



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Fakultät Life Sciences

Vergleichende Betrachtung von Unterdruck- und Überdruckanlagen zur
Späneabsaugung im Hinblick auf wirtschaftliche und technische Aspekte

Bachelorarbeit
Studiengang Verfahrenstechnik

Giovanni Nicosia



Hamburg
Am 02. September 2021

Gutachter: Prof. Dr.- Ing. Martin Geweke (HAW Hamburg)

Gutachter: Dipl. – Ing. Nils-Holger Bock (Firma Schuko)

Die Abschlussarbeit wurde betreut und erstellt
in Zusammenarbeit mit der Firma Schuko

Vorwort und Danksagung

Das Thema dieser Bachelorarbeit ergab sich im Zuge meines Praxissemesters bei der Firma Schuko in Quickborn. Meine Wahl fiel speziell auf dieses Thema, da es hierzu noch keine wissenschaftliche Untersuchung gab. Viele Personen aus dem Gebiet der Absaugtechnik sind der Überzeugung, dass Unterdruckanlagen das bessere Konzept darstellen, da sie effizienter und moderner seien. Überdruckanlagen hingegen, welche seit der Anfangszeit der Absaugtechnik eingesetzt werden, seien inzwischen obsolet. Andere Personen hingegen argumentieren, dass auch Überdruckanlagen ihre Daseinsberechtigung haben, da sie viele Vorteile besitzen und in speziellen Fällen auch wirtschaftlicher seien. Diese Arbeit stellt einen Versuch dar, durch analytisches Vorgehen zu untersuchen, ob sich tatsächlich eines der beiden Anlagenkonzepte als überlegen herausstellt, sowie die konzeptspezifischen Vor- und Nachteile festzustellen.

An dieser Stelle möchte ich noch einigen Personen, welche mich auf meinem Weg zum Abschluss meines Studiums begleitet und unterstützt haben, meinen Dank aussprechen. Zunächst wären da meine Eltern und Großeltern, welche mich nicht nur finanziell großzügig unterstützt haben, sondern auch immer mit Rat und Tat an meiner Seite standen und mich ermutigten, meinen eigenen Weg im Leben zu finden. Dann wären da meine beiden Gutachter Herr Prof. Dr. Geweke und Herr Dipl. – Ing. Bock, welche sich immer die Zeit nahmen, meine Fragen ausführlich zu beantworten und mich beim Erstellen dieser Bachelorarbeit nach bestem Gewissen zu unterstützen. Zuletzt möchte ich dem gesamten Team von Schuko Quickborn danken, dass sie mich erst als Praktikant und nun als Werksstudent in ihrer Mitte so freundlich und wertschätzend aufgenommen haben.

Giovanni Nicosia

Hamburg, im August 2021

Inhaltsverzeichnis

Kapitel	Seite
Abbildungsverzeichnis	1
Tabellenverzeichnis	2
Symbolverzeichnis	3
1. Einleitung und Aufgabenstellung	5
2. Absauganlagen	6
2.1 Einsatzgebiet von Absauganlagen.....	6
2.1.1 Einsatzgebiet Holzstaub.....	6
2.1.2 Holzbearbeitungsmaschinen.....	7
2.1.3 Gesetzliche Vorgaben für Absauganlagen.....	8
2.2 Aufbau von Absauganlagen.....	10
2.2.1 Arten von Absauganlagen.....	11
2.2.2 Komponenten von Absauganlagen	13
2.2.3 Varianten von Absauganlagen.....	16
2.3 Anforderungen an Absauganlagen.....	17
2.3.1 Steuerung und Überwachung von Absauganlagen.....	17
2.3.2 Brand- und explosionsschutztechnische Maßnahmen.....	18
3. Theoretische Grundlagen	21
3.1 Strömungstechnische Grundlagen.....	21
3.1.1 Volumenstrom und Luftgeschwindigkeit.....	21
3.1.2 Druckverluste durch Rohrleitungsnetz und Komponenten.....	21
3.1.3 Anlagen- und Ventilator-Kennlinien.....	25
3.2 Berechnung von Ventilatoren.....	26

Kapitel	Seite
4. Unterschiede von Über- und Unterdruckanlagen.....	28
4.1 Konstruktive Unterschiede.....	28
4.1.1 Ventilatoren.....	28
4.1.2 Filtergehäuse.....	29
4.2 Aerodynamische Unterschiede.....	30
4.2.1 Druckverluste im Rohrleitungssystem.....	30
4.2.2 Druckverluste an Ventilator-/Filtereinheit.....	31
5. Beispielrechnung anhand verschiedener Fälle.....	33
5.1 Erläuterungen zu den Beispielfällen.....	33
5.1.1 Fall 1: Zentralabsaugung.....	35
5.1.2 Fall 2: Gruppenabsaugung mit 2 Strängen.....	36
5.1.3 Fall 3: Gruppenabsaugung mit 5 Strängen.....	38
5.2 Vorgehen und Auswertungsmethodik.....	40
6. Ergebnisse und Diskussion zu Kapitel 5.....	50
6.1 Ergebnisse aus der Berechnung der Beispielfälle.....	50
6.1.1 Ergebnisse Fall 1.....	50
6.1.2 Ergebnisse Fall 2.....	52
6.1.3 Ergebnisse Fall 3.....	55
6.2 Vergleich der Fälle und Diskussion	57
7. Zusammenfassung und Ausblick.....	63
Literaturverzeichnis.....	64
Anhang.....	66

Abbildungsverzeichnis

Abb. Nr.	Abbildungsbeschreibung	Seite
1	Links Bsp. gekapselt (Breitbandschleifmaschine), rechts Bsp. offen (Formatkreissäge)	7
2	Absaugbarer Schleiftisch	7
3	Handgeführtes Werkzeug mit Absaugung durch einen ortsveränderlichen Entstauber	7
4	Schematische Darstellung einer Filteranlage	11
5	Industrielle Filteranlage	11
6	Industrielle Filteranlage mit Silo	11
7	Verschiedene Entstauber der Firma Schuko	12
8	Schematische Darstellung eines größeren Entstaubers	13
9	Industriestaubsauger	13
10	Schema Schlauchfilter mit Druckluftimpuls-Abreinigung	14
11	Schema eines Radialventilators	14
12	Bauformen eines Ventilatorlaufrades	15
13	Antriebsarten von Ventilatoren	15
14	Links Längsfalzrohr / rechts Spannringe	15
15	Schematische Darstellung verschiedener Rohrleitungsführungs-Varianten	16
16	Überdruckanlage	17
17	Unterdruckanlage	17
18	Absperrschieber	18
19	Magnetabscheider	19
20	Funktionsprinzip Funkenlöschanlage	19
21	Funktionsprinzip Rückschlagklappe	19
22	Funktionsprinzip einer Zellenradschleuse	19
23	Varianten von Druckentlastungssystemen	20
24	Feuerschutzabschluss für Rückluftkanäle	20
25	Schema Feuerlöscheinrichtung	20
26	Widerstandsbeiwert von Rohrbögen bei $Re > 10^5$	22
27	Stetige Querschnittsveränderung	23
28	Widerstandsbeiwert ζ in Abhängigkeit vom Öffnungswinkel und Durchmesser- verhältnis	23
29	Verzweigungspunkt	24
30	Anlagen-/Ventilator-Kennlinie und Betriebspunkt	25
31	Ventilator-Verhalten bei unterschiedlichen Betriebszuständen	25
32	Parallelschaltung von zwei Ventilatoren	27
33	Reinraumerhöhung Unterdruckanlage	29
34	Zuschlagfaktor hydraulischer Abgleich in Abhängigkeit von Maschinenanzahl	30
35	Ein- und Ausströmen an einem Filtergehäuse	31
36	Ein- und Ausströmen am Ventilator bei Unterdruckanlagen	31
37	Grundriss/Maschinenaufstellplan der Modell-Tischlerei	33
38	Fall 1 - Zentralabsaugung	35
39	Fall 2 – Gruppenabsaugung mit zwei Strängen	37

40	Fall 3 – Gruppenabsaugung mit fünf Strängen	38
41	Anlagenkennlinien Fall 2 Max. (mit Drossel)	46
42	Betriebspunkt Strang 2 - Fall 2 Max. (mit Drossel)	48
43	Gesamtkosten nach 15 Jahren in Abhängigkeit der Anlagenauslastung - Fall 1	52
44	Gesamtkosten nach 15 Jahren in Abhängigkeit der Anlagenauslastung - Fall 2	54
45	Gesamtkosten nach 15 Jahren in Abhängigkeit der Anlagenauslastung - Fall 3	57
46	Gesamtkosten über Betriebsdauer für 100 % maximale Auslastung	58
47	Gesamtkosten über Betriebsdauer für 100 % maximale Auslastung bei jährlich 4 % steigenden Stromkosten	59
48	Gesamtkosten über Betriebsdauer für 50 % maximale und 50% minimale Auslastung	60
49	Gesamtkosten über Betriebsdauer für 50 % maximale und 50 % minimale Auslastung bei jährlich 4 % steigenden Stromkosten	61
50	Gesamtkosten über Betriebsdauer für Ausführung nach DGUV 209-200 für 100 % und 50 % maximaler Anlagenauslastung	62

Tabellenverzeichnis

Tab. Nr.	Tabellenbeschreibung	Seite
1	Mindest-Transportluftgeschwindigkeit von Holzabfall mit einer Restfeuchte ≤ 15%	8
2	Brand- und Explosionskenngrößen für Holzstaub	9
3	Unterschiede zwischen Über- und Unterdruckanlagen	32
4	Maschinenliste Modell-Tischlerei	34
5	Luft- und leistungstechnische Daten Fall 1	50
6	Investitionskosten Fall 1	51
7	Jährliche Betriebskosten und Gesamtkosten nach 15 Jahren Fall 1	51
8	Luft- und leistungstechnische Daten Fall 2	52
9	Investitionskosten Fall 2	53
10	Jährliche Betriebskosten und Gesamtkosten nach 15 Jahren Fall 2	54
11	Luft- und leistungstechnische Daten Fall 3	55
12	Investitionskosten Fall 3	56
13	Jährliche Betriebskosten und Gesamtkosten nach 15 Jahren Fall 3	56

Symbolverzeichnis

Symbol	Beschreibung	Einheit
\dot{V}	Volumenstrom	$\frac{m^3}{s}$
\dot{V}_{ges}	Gesamtvolumenstrom einer Anlage	$\frac{m^3}{s}$
\dot{V}_{Si}	Volumenstrom des Stranges i	$\frac{m^3}{s}$
\dot{V}_i	Volumenstrom der Maschine i	$\frac{m^3}{s}$
\dot{V}_{Vent}	Volumenstrom eines Ventilators	$\frac{m^3}{s}$
\dot{V}_{BP}	Volumenstrom am Betriebspunkt	$\frac{m^3}{s}$
d	Durchmesser	m
d_{AS}	Durchmesser Absaugstutzen	m
$d_{ges,i}$	Gesamtdurchmesser mehrerer Absaugstutzen an Maschine i	m
$d_{h,RL}$	Hydraulischer Durchmesser des Rückluftkanals	m
$d_{R,i \rightarrow j}$	Rohrleitungsdurchmesser zwischen i und j	m
$d_{an,i}$	Durchmesser Anschlussleitung an Maschine i	m
$d_{Vent,Si}$	Stutzen-Durchmesser des Ventilators von Strang i	m
w	Luftgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
w_i	Luftgeschwindigkeit am Stutzen der Maschine i	$\frac{m}{s}$
$w_{i,min}$	Mindest-Luftgeschwindigkeit am Stutzen der Maschine i	$\frac{m}{s}$
$w_{R,i \rightarrow j}$	Luftgeschwindigkeit im Rohrsegment zwischen i und j	$\frac{m}{s}$
$w_{an,i}$	Luftgeschwindigkeit in der Anschlussleitung an Maschine i	$\frac{m}{s}$
w_{RL}	Luftgeschwindigkeit im Rückluftkanal	$\frac{m}{s}$
w_{Konf}	Luftgeschwindigkeit beim kleinen Durchmesser eines Konfusors	$\frac{m}{s}$
Δp	Druckverlust	Pa
Δp_{ges}	Gesamtdruckverlust einer Anlage	Pa
$\Delta p_{ges,R}$	Gesamtdruckverlust einer Rohrleitung	Pa
Δp_{PFM}	Druckverlust durch Filtermaterial	Pa
Δp_{RL}	Druckverlust Rückluftkanal	Pa
$\Delta p_{i,i}$	Innenwiderstand einer Maschine i	Pa
Δp_{Vent}	Druckverlust Anschluss Ventilator	Pa
Δp_t	Totaldruckerhöhung eines Ventilators	Pa
$\Delta p_{R,i \rightarrow j}$	Druckverlust Rohrsegment zwischen i und j	Pa
$\Delta p_{ist,i}$	Vorherrschender Unterdruck in Zweigstelle bei Maschine i	Pa
$\Delta p_{Si,Ein}$	Druckverlust beim Eintritt in das Filtergehäuse an Strang i	Pa
$\Delta p_{F,Aus}$	Druckverlust beim Austritt aus dem Filtergehäuse	Pa
Δp_{BP}	Druckverlust am Betriebspunkt	Pa

Δp_{Konf}	Druckverlust eines Konfusors	Pa
Δp_{Diff}	Druckverlust eines Diffusors	Pa
ξ	Widerstandsbeiwert	-
$\xi_{R,i \rightarrow j}$	Widerstandsbeiwert Rohrleitungssegment von i zu j	-
ξ_B	Widerstandsbeiwert Rohrbogen	-
ξ_K	Widerstandsbeiwert Kniestück Rückluftkanal	-
ξ_{AZ}	Widerstandsbeiwert Abzweig	-
ξ_{Konf}	Widerstandsbeiwert Konfusor	-
ξ_{Diff}	Widerstandsbeiwert Diffusor	-
ξ_E	Widerstandsbeiwert plötzliche Querschnittserweiterung	-
ξ_A	Widerstandsbeiwert plötzliche Querschnittsverengung	-
$\xi_{an,i}$	Widerstandsbeiwert Anschluss Maschine i	-
$\xi_{i,i}$	Widerstandsbeiwert Maschine i	-
$\xi_{Drossel}$	Widerstandsbeiwert Drossel	-
A	Fläche eines Querschnitts	m²
ρ_L	Dichte von Luft	$\frac{kg}{m^3}$
η_L	Dynamische Viskosität von Luft	Pa * s
$l_{R,i \rightarrow j}$	Länge eines Rohrleitungssegmentes von i zu j	m
$l_{FS,i}$	Länge eines flex-Schlauches an Maschine i	m
U	Netzspannung Ventilator	V
I	Stromaufnahme Ventilator	A
P_{aero}	Aerodynamische Leistung	W
P_{el}	Elektrische Leistung	W
n_{Vent}	Ventilator Drehzahl	$\frac{1}{min}$
η_{Vent}	Gesamt-Wirkungsgrad Ventilator	-

1. Einleitung und Aufgabenstellung

Diese Bachelorarbeit soll sich mit den Konzepten der Unterdruck- sowie Überdruckanlagen zur Späneabsaugung, hauptsächlich im Bereich der Holzverarbeitung, befassen. Das Ziel der Arbeit ist es, beide Konzepte im Hinblick auf wirtschaftliche und technische Aspekte gegenüberzustellen, zu vergleichen und anhand der Ergebnisse des Vergleiches zu klären, ob eines der beiden Konzepte dem anderen generell überlegen ist, bzw. welches Anlagenkonzept sich für welchen Anwendungsfall eignet.

Absauganlagen sind für die Betreiber eine gesetzlich vorgeschriebene Notwendigkeit zur Einhaltung von sicherheits- und gesundheitsschutztechnischen Vorgaben. Da Absauganlagen mit hohen Investitions- und Betriebskosten verbunden sind, sie jedoch oft nicht als direkter Teil des Wertschaffungsprozesses eines Betriebes angesehen werden, tendieren Betreiber häufig dazu, die Kosten so niedrig wie möglich zu halten. Für einen Anbieter von Absauganlagen ist es deshalb wichtig zu wissen, mit welchem Absauganlagen-Konzept sich bei einem gegebenen Anwendungsfall ein optimales Absaugergebnis bei gleichzeitig niedrigen Gesamtkosten erreichen lässt.

Im Verlauf dieser Bachelorarbeit soll zunächst ein allgemeiner Einblick in das Gebiet der Absaugtechnik, insbesondere im Einsatzbereich der Holzverarbeitung, gegeben werden. Dies dient zu einem, um ein grundlegendes Verständnis der Thematik zu geben und zum anderen, um bestimmte Rahmenbedingungen für die weitergehenden Betrachtungen zu etablieren. Der nachfolgende Vergleich von Unter- und Überdruckanlagen, welche den inhaltlichen Kern dieser Arbeit bildet, erfolgt in zwei Teilen. Im ersten Teil werden die Ergebnisse einer Literaturrecherche, welche die Merkmale bzw. Unterschiede der beiden Absaugkonzepte nach dem derzeitigen Stand der Technik repräsentieren, dargestellt und qualitativ bewertet. Im zweiten Teil werden anhand von Beispielrechnungen die Auswirkungen der im ersten Teil beschriebenen Unterschiede, insbesondere hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit, untersucht. Dabei dient eine fiktive Tischlerei, welche einem großen Teil der realen Aufträge der Firma Schuko nachempfunden ist, als Grundlage der Berechnungen. Die bei den Berechnungen verwendeten theoretischen Ansätze und das allgemeine Vorgehen werden ausführlich erläutert, die Ergebnisse der Berechnungen werden miteinander verglichen und hinsichtlich ihres Zustandekommens diskutiert. Aus dem Vergleich der Ergebnisse werden Schlussfolgerungen bezüglich der Wirtschaftlichkeit und der Eignung bei bestimmten Anwendungsfällen für beide Anlagenkonzepte gezogen.

Die Firma Schuko GmbH & Co. KG

Die Schuko GmbH & Co. KG ist ein mittelständischer Familienbetrieb in zweiter Generation, welcher seit über 50 Jahren im Bereich der Oberflächen-, Absaug- und Filtertechnik tätig ist. Das Leistungsspektrum der Firma umfasst u.a. die Planung, die Fertigung fast aller Komponenten (ca. 85%) [1], die Montage und Servicearbeiten für Absauganlagen in einer Vielzahl von Branchen, wie z.B. der Kunststoffindustrie, der Metallindustrie, Lackierereien und insbesondere der Holzverarbeitung. Schuko verfügt über ca. 200 Mitarbeitern an insgesamt sieben Standorten in Europa, wovon sich sechs in Deutschland und einer in Polen befinden. An fünf Standorten werden die verschiedenen Komponenten der Absauganlagen gefertigt. Größtenteils befinden sich die Kunden der Firma Schuko innerhalb Deutschlands, jedoch auch international agiert die Firma Schuko im gesamten europäischen als auch außereuropäischen Raum.

2. Absauganlagen

2.1 Einsatzgebiet von Absauganlagen

Absauganlagen sind pneumatische Anlagen zur Emissionsminderung bzw. -vermeidung von Gefahrstoffen (giftige, explosive, erbgutverändernde... Stoffe), welche eine Gefahr für Menschen, Tiere und die Umwelt darstellen. Solche Stoffe werden bei vielen industriellen und handwerklichen Prozessen in Form von Gasen, Dämpfen, Rauchen, Spänen oder Stäuben freigesetzt. Die Aufgabe einer Absauganlage ist es, die Gefahrstoffe möglichst direkt an der Entstehungs- oder Austrittsstelle zu erfassen, aus dem Arbeitsbereich zu transportieren und ggf. abzuscheiden und zwischenzulagern. Das Ziel ist es die Konzentration der Gefahrstoffe in der Luft zu minimieren und die für viele Stoffe vorhandenen, gesetzlich vorgegebenen Arbeitsplatzgrenzwerte (AGW) einzuhalten. [2, pp. 5-7]

Die Lufttechnik im Allgemeinen lässt sich in zwei grobe Teilbereiche gliedern, der Raumluftechnik (RLT) und der Prozesslufttechnik (PLT), wobei Absauganlagen der Prozesslufttechnik zugehörig sind. [3, p. 56] Anders als bei den in der Gebäudetechnik weit verbreiteten RLT-Anlagen gehört die Beeinflussung der Temperatur, des Druckes, und der Feuchte der gesamten Luftmenge eines Raumes nicht zu den Aufgaben einer Absauganlage. [3, p. 57]

Das Einsatzgebiet von Absauganlagen ist sehr vielfältig und reicht vom handelsüblichen Industriestaubsauger bis zu maßgefertigten Zentralabsaugungsanlagen für große Industriebetriebe mit mehreren hundert Mitarbeitern im Schichtbetrieb. Dabei finden sie Anwendung in so gut wie jeder Branche des produzierenden Gewerbes. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird dabei hauptsächlich das holzverarbeitende Gewerbe betrachtet.

2.1.1 Einsatzgebiet Holzstaub

Bei der Be- und Verarbeitung von Holz durch Sägen, Schleifen, Fräsen oder Zerkleinern fallen vor allem Gefahrstoffe in Form von Holzstäuben und -spänen an. Im Allgemeinen spricht man von „Staub“ bei Partikeln mit einer Größe von $\leq 0,5$ mm, darüber von „Spänen“ und ab einer Größe von 15 mm Länge von „Hackschnitzeln“. [4, p. 9] Bei einigen Holzarten haben die Stäube eine nachweislich krebserregende und sensibilisierende Wirkung, bei allen anderen Holzarten besteht der Verdacht einer krebserregenden Wirkung. Außerdem ist Holzstaub brennbar und kann zusammen mit Luftsauerstoff eine explosionsfähige Atmosphäre bilden. [4, p. 2] Die genauen Einstufungen der Gefahren durch bestimmte Verfahren und Materialien und entsprechende Schutzmaßnahmen sind in den Technischen Regeln für Gefahrstoffe (TRGS) 905 und 906 aufgeführt. [5] [6]

Neben Vollholz werden auch häufig beschichtete Hölzer, holzähnliche Stoffe oder Verbundwerkstoffe verarbeitet, wodurch zusätzlich Kunststoff-, Metall- oder Lackstäube sowie Reststoffe von Klebern anfallen. Die Gefahren und Eigenschaften dieser Stoffe müssen bei der Planung einer Absauganlage zusätzlich betrachtet werden. [7, p. 6]

Die anfallenden Gefahrstoffe werden vorrangig direkt bei der Entstehung in den Holzbearbeitungsmaschinen erfasst und abgesaugt. Auch bei der mechanischen Förderung, z.B. bei der Beschickung eines Silos, kann eine Staubbelastung der Luft entstehen und macht eine Absaugung notwendig. Das Ergebnis der Absaugung soll ein sog. „Staubgeminderter Arbeitsbereich“ sein [7, p. 9], die genaue Definition dieses Begriffes folgt in *Kap. 2.1.3 Gesetzliche Vorgaben zu Absauganlagen*.

Bei der Absaugung im Bereich der Holzverarbeitung werden die anfallenden Stoffe in der Regel mechanisch abgeschieden und anschließend in Silos, sowie Containern zwischengelagert oder durch eine hydraulische Presse brikettiert. Entweder folgt danach eine kostenpflichtige Entsorgung der Stoffe, oder eine weitere Verwertung z.B. als Brennstoff für eine Feuerungsanlage, was im Idealfall aus einem Abfallstoff einen Wertstoff für den Betreiber macht.

2.1.2 Holzbearbeitungsmaschinen

Grundsätzlich lassen sich Holzbearbeitungsmaschinen in zwei Gruppen einordnen. Zum einen gibt es stationäre Maschinen, zum anderen handgeführte Maschinen. Die stationären Maschinen lassen sich noch weiter in gekapselte und offene Maschinen einteilen. Bei den gekapselten Maschinen ist der Bereich, in dem sich die Bearbeitungswerkzeuge befinden von der Bedienperson durch die Kapselung getrennt, was zu einer sehr geringen Staubbelastung in der Umgebung der Maschine führt. Typische gekapselte Holzbearbeitungsmaschinen sind u.a. Breitbandschleifmaschinen (*Abb. 1 links*), Kantenanleimmaschinen, Vierseitenfräsmaschinen (Kehlautomaten), Bearbeitungszentren (BAZ) und teilweise CNC-Maschinen. [4, p. 14]



Abb. 1: Links Bsp. gekapselt (Breitbandschleifmaschine), rechts Bsp. offen (Formatkreissäge) [7, pp. 14-15]

Die meisten Standardmaschinen in der Holzbearbeitung müssen jedoch die Möglichkeit zum Handvorschub bieten, was eine komplette Kapselung der Maschine unmöglich macht. Um dem Ziel der Staubminderung gerecht zu werden, besitzen solche Maschinen Erfassungselemente, welche in Späneflugrichtung und möglichst nahe am Werkzeug angebracht werden. In der rechten Bildhälfte von *Abb. 1* ist gut das graue Erfassungselement, welches das Sägeblatt umschließt, zu erkennen. Beispielhaft für offene Holzbearbeitungsmaschinen sind u.a. Tischfräsen, Abricht- und Dickenhobel, Bandsägen, Kantenschleifer, Bohrmaschinen, Tisch- und Formatkreissägen (*Abb. 1 rechts*) und vertikale sowie horizontale Plattensägen. [7, p. 15] Einen Sonderfall bilden absaugbare Arbeits- bzw. Schleiftische für Handschleifarbeiten, bei denen die gesamte Arbeitsfläche quasi als Erfassungselement dient (*Abb. 2*). Da beim Schleifen nur leichte, feine Stäube entstehen, reicht an der Schnittstelle zwischen Erfassungselement und Werkstoffbearbeitung eine im Vergleich zu späneproduzierenden Bearbeitungsmethoden geringere



Abb. 2: Absaugbarer Schleiftisch [7, p. 18]



Abb. 3: Handgeführtes Werkzeug mit Absaugung durch einen ortsveränderlichen Entstauber [7, p. 17]

Luftgeschwindigkeit aus. [7, p. 18]

Handgeführte Holzbearbeitungsmaschinen werden von den Herstellern mit integrierten Staubbeuteln oder Absaugstutzen ausgerüstet. Nach der speziell für Holzstaub gültigen TRGS 553 [4] müssen handgeführte Kreissägen, Hobelmaschinen und Fräsmaschinen aller Art an einen ortsveränderlichen Entstauber der Staubklasse M nach EN 60335-2-69 (siehe *Kap. 2.2.2 Arten von Absauganlagen*) angeschlossen werden (*Abb. 3*). Bei handgeführten Schleifmaschinen ist ein integrierter Staubbeutel ausreichend, sofern sie nicht länger als 30 Minuten pro Schicht betrieben werden. [7, pp. 16-17]

Alle Holzbearbeitungsmaschinen werden vom Maschinenhersteller mit einem oder mehreren Absaugstutzen versehen. Auch die Erfassungselemente werden von ihnen konstruiert und angebracht. Dem Planer der Absauganlage stellt der Maschinenhersteller Daten bezüglich der Durchmesser an den Absaugstutzen, der am Stutzen erforderlichen Mindest-Luftgeschwindigkeit und des internen Druckverlustes zur Verfügung. [7, p. 15]

2.1.3 Gesetzliche Vorgaben für Absauganlagen

Da Absauganlagen zum Schutze vor schädlichen Einwirkungen durch Gefahrstoffen dienen, unterliegen sie einer Reihe gesetzlicher Vorgaben, die einen sicheren und störungsfreien Betrieb ermöglichen sollen. Im Folgenden sollen die für Planung und Betrieb relevantesten Vorgaben genannt und erläutert werden, welche in der TRGS 553 [4], EN 16770:2018 und DIN EN 12779:2016-03 aufgeführt sind und sich dabei konkret auf Entstauber bzw. Filteranlagen beziehen (siehe *Kapitel 2.2.1 Arten von Absauganlagen*). Dabei wird auf die gesetzlichen Vorgaben zu Silos nur am Rande eingegangen. Als übergeordnetes Ziel gilt, wie in *Kap. 2.1.1* bereits erwähnt die Schaffung eines „Staubgeminderten Arbeitsplatzes“. Das bedeutet konkret die Einhaltung einer maximalen Staubkonzentration in der Luft von 2 mg/m^3 als Mittelwert einer Arbeitsschicht. [4, p. 2]

Luftgeschwindigkeiten

Vor der ersten Inbetriebnahme ist eine Messung der Luftgeschwindigkeiten an den Absauganschlüssen der Holzbearbeitungsmaschinen durchzuführen und zu dokumentieren, um die Wirksamkeit der Absaugung festzustellen. [4, p. 4] Die TRGS 553 schreibt dabei für alle Maschinen eine Mindest-Luftgeschwindigkeit von 20 m/s vor. [4, pp. 10-15] Bei der Bearbeitung von feuchtem Holz, oder wenn größere Holzanteile bei der Bearbeitung entstehen, sind erfahrungsgemäß 28 m/s erforderlich. Wenn der Hersteller der Holzbearbeitungsmaschine eine von diesen Werten abweichende Mindest-Luftgeschwindigkeit fordert, so sind die Werte des Herstellers einzuhalten. [4, p. 15] In den Rohrleitungen sollte als Richtwert eine Geschwindigkeit von $18\text{-}24 \text{ m/s}$ eingehalten werden, um eine stabile Förderung der Partikel zu ermöglichen und das Ablagern der Partikel in der Rohrleitung zu verhindern. Solche Ablagerungen können den Betrieb durch Verstopfungen beeinträchtigen oder schlimmstenfalls zur Bildung eines explosionsfähigen Gemisches führen. [2, p. 24] Die Vorgaben bezogen auf die Art des Holzabfalls und die Materialbeladung der Luft gemäß DIN EN 12779:2016-03 lassen sich *Tab. 1* entnehmen. Dabei ist

Tab. 1: Mindest-Transportluftgeschwindigkeit von Holzabfall mit einer Restfeuchte $\leq 15\%$ [8, p. 17]

Mindest-Transportluftgeschwindigkeit	Holzstaub	Späne	Hackschnitzel
Geringe Materialbeladung $< 50 \text{ g m}^{-3}$	12 ms^{-1}	15 ms^{-1}	18 ms^{-1}
Hohe Materialbeladung $< 150 \text{ g m}^{-3}$	15 ms^{-1}	18 ms^{-1}	21 ms^{-1}
Transportsystem	18 ms^{-1}	22 ms^{-1}	25 ms^{-1}

zu beachten, dass in einem Transportsystem, welches zum pneumatischen Transport der abgeschiedenen Holzabfälle dient, mit einer deutlich höheren Materialbeladung der Luft als in einer Absaugleitung zu rechnen ist und so dementsprechend höhere Luftgeschwindigkeiten erforderlich sind.

Luftrückführung

Soll die gereinigte Luft wieder in den Arbeitsbereich zurückgeführt werden (was gerade im Winter aus energetischen Gründen durchaus Sinn macht, da das Aufheizen der nachströmenden Luft entfällt), muss in der Abluftführung eine Rückluft/Abluft-Weiche vorhanden sein, um beim Bedarfsfall (z.B. Filterdurchbruch) ein Eindringen staubbelasteter Luft in den Arbeitsbereich zu verhindern. Zur automatischen Steuerung der Weiche ist eine ständige Reststaubgehaltsüberwachung mittels eines Sensors nötig. Alternativ ist eine wöchentliche Überprüfung der Filterelemente auf Beschädigungen notwendig. Der Grenzwert für den Reststaubgehalt in der Abluft des Filters beträgt $0,1 \text{ mg/m}^3$. Beim Überschreiten dieses Wertes muss ein Warnsignal (optisch oder akustisch), ab $0,3 \text{ mg/m}^3$ die Umschaltung auf Abluft bzw. ein Stillsetzen der Anlage ausgelöst werden. [8, pp. 28-29] Ferner darf das verwendete Filtermaterial nur einen Durchlassgrad $\leq 0,5\%$ aufweisen und die Filterflächenbelastung muss $\leq 150 \text{ m}^3/(\text{m}^2\text{h})$ sein. [4, pp. 5-6] (gilt für Filteranlagen – Ausnahmen für Entstauber)

Brand- und Explosionsschutz

Ein großer Teil des Gefahrenpotentials durch Absauganlagen besteht aufgrund der Eigenschaften von Holzstaub/-spänen durch Brände und Explosionen innerhalb der Anlage. Es lässt sich nicht vermeiden, dass in einigen Teilen einer Absauganlage, z.B. dem Rohluftbereich des Filters oder im Silo, ein zündfähiges Luft-Staub-Gemisch vorliegt. [9, p. 6] Durch von außen eingetragene Zündquellen können Brände oder Explosionen entstehen, die durch geeignete Maßnahmen erkannt, bekämpft und unter Kontrolle gehalten werden müssen. Zum Erkennen von Bränden oder Explosionen müssen entsprechende Sensoren eingesetzt werden, welche automatisch ein Aktivieren eines Alarms, das Umschalten von Rückluft auf Abluft und das Stillsetzen der Anlage auslösen. [8, p. 16] Die für die Auslegung relevanten Parameter für Holzstaub lassen sich Tab. 2 entnehmen.

Tab. 2: Brand- und Explosionskenngrößen für Holzstaub [8, p. 17]

Parameter	Einheiten	Anmerkungen/Bezug
Mindestzündenergie (MZE)	60 mJ	
Mindestzündtemperatur einer Staubwolke (MZT Sw)	400 °C	
Mindestzündtemperatur einer Staubschicht von 5 mm Dicke (MZT Ss5)	250 °C	(dickere Staubschichten vermindern die Mindestzündenergie)
Brennzahl	4/5	
Untere Explosionsgrenze (UEG)	60 g m^{-3}	Die Verteilung der Partikelgrößen innerhalb von Absauganlagen ist nicht homogen. In der Literatur kann eine UEG von 30 g m^{-3} für Korngrößen von weniger als $63 \mu\text{m}$ gefunden werden. In Absauganlagen ist dieser Wert nicht repräsentativ für die reale Situation. Daher wurde eine UEG von 60 g m^{-3} angenommen.
Maximaler Explosionsüberdruck P_{max}	9 bar	
Maximaler zeitlicher Druckanstieg K_{ST}	200 bar ms^{-1}	

Die Maßnahmen gegen die Brandausbreitung und -schäden nach [8, p. 18] umfassen:

- Eine zwingende Aufstellung des Filters im Freien (Ausnahme Entstauber)
- Absaugrohrleitungen und Rückluftkanäle dürfen entweder nicht durch Brandwände führen oder müssen mit Feuerschutzabschlüssen (Absaugrohrleitungen) bzw. Brandschutzklappen (Rückluftkanäle) ausgerüstet sein
- Alle Filtereinheiten, Silos und andere geschlossene Behälter mit einem Volumen > 1 m³ müssen mit einem Sprinklersystem ausgerüstet sein, wobei automatische Sprinklersysteme auch eine manuelle Auslösungsmöglichkeit haben müssen

Außerdem muss der Filter einen bestimmten Mindestabstand zu Gebäuden einhalten, welcher durch die Brandfestigkeit der Gebäudeteile bestimmt wird. Genauere Informationen zu diesem Thema finden sich in der DGUV 209-045. [9, pp. 17-20]

Um die Entstehung von Zündquellen zu vermeiden, gelten nach [8, pp. 21-22] folgende Maßnahmen:

- Bei Holzbearbeitungsmaschinen, welche eine höhere Wahrscheinlichkeit zur Zündquellenerzeugung besitzen (Breitbandschleifer, Mehrblattkreissägen, Hochleistungs-Fräsmaschinen) muss eine Funkenlöschanlage in der Absaugrohrleitung installiert werden
- Um mechanisch erzeugte, heiße Oberflächen zu vermeiden, muss die Geschwindigkeit von Austragungssystemen kleiner als 1 m/s sein
- Mechanisch erzeugte Funken sollen durch konstruktive Maßnahmen bzw. Auslegung z.B. durch begrenzte Geschwindigkeiten und Materialkombinationen vermieden werden
- Abhängig vom Auftreten einer explosionsfähigen Atmosphäre muss die elektrische Ausrüstung die Anforderungen der EN 1127-1:2011 erfüllen
- Alle leitfähigen Anlagenteile müssen geerdet sein, flexible Schläuche müssen schwer entflammbar sein und über eine Metallspirale Ladungen zum Erdpotential hin ableiten können

Da, wie *Tabelle 2* zu entnehmen ist, der Überdruck bei einer Explosion bis zu 9 bar erreichen kann und eine Auslegung der Anlagenteile auf eine solche Belastung nicht praktikabel ist, müssen konstruktive Maßnahmen zur Explosionsdruckentlastung und explosionstechnischer Entkoppelung getroffen werden. [9, p. 39]

Auf alle relevanten Bauteile zum Brand- und Explosionsschutz wird in *Kap. 2.3.2 Brand- und explosionsschutztechnische Maßnahmen* genauer eingegangen.

2.2 Aufbau von Absauganlagen

Absauganlagen für Holzstaub bestehen grundsätzlich aus den folgenden Bestandteilen:

- Rohrleitungen zum Abtransport des erfassten Luft-Schadstoff-Gemisches
- Einem oder mehreren Ventilatoren zur Erzeugung eines Volumenstromes im System
- Einem Abscheider zur Trennung der Schadstoffe aus der Transportluft, meist filternde Abscheider mit diskontinuierlich regenerierbaren Filterschläuchen aus einem Polyester-Nadelfilz Gewebe
- Einrichtungen zur Ableitung der gereinigten Transportluft aus dem Abscheider
- Einrichtungen zum Lagern oder zur Austragung von Schadstoffen aus dem Abscheider
- Einrichtungen zum Brand- und Explosionsschutz

Neben diesen Bestandteilen können je nach Anforderungen weitere benötigt werden, beispielsweise Bauteile zur Steuerung/Regelung und Überwachung der Anlage und/oder weitere sicherheitsrelevante Bauteile. Beim strukturellen Aufbau gibt es verschiedene Konzepte mit jeweils mehreren Untervarianten, welche spezifische Vor- und Nachteile besitzen und immer im Hinblick auf den konkret vorliegenden Fall betrachtet werden müssen. [2, p. 94]

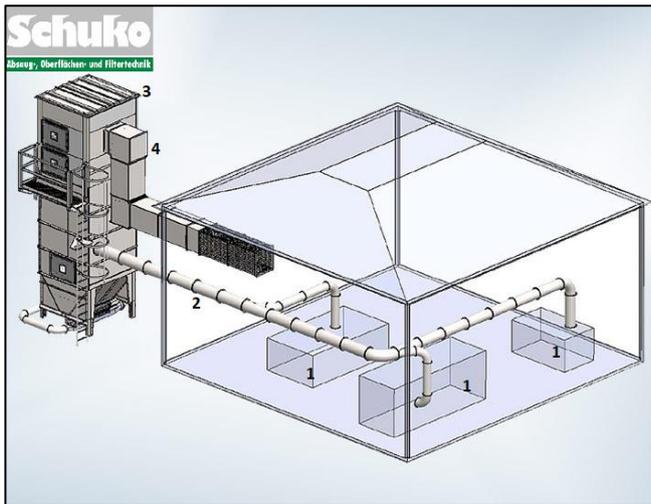


Abb. 4: Schematische Darstellung einer Filteranlage [18]



Abb. 5: Industrielle Filteranlage [18]



Abb. 6: Industrielle Filteranlage mit Silo [18]

2.2.1 Arten von Absauganlagen

Bei Absauganlagen wird zwischen drei Arten unterschieden, welche sich hauptsächlich durch ihre Größe unterscheiden. Die größten Anlagen sind die stationären „Filteranlagen“, gefolgt von den „Entstaubern“ und ortsveränderlichen Entstaubern, sowie Industriestaubsaugern für Kleinstanwendungen.

Filteranlagen

Bei Filteranlagen handelt es sich um Anlagen für mittlere bis große Betriebe. Sie können theoretisch bei jedem beliebigen Luft-Volumenstrom eingesetzt werden. In der Praxis werden sie aber meistens eingesetzt, wenn Entstauber nicht mehr ausreichen. [1] In Abb. 4 ist die schematische Darstellung einer Filteranlage mit den relevanten Komponenten einer Absauganlage zu erkennen (1-Holzbearbeitungsmaschinen; 2-Absaugrohrleitung; 3-Abscheider; 4-Rückluftkanal), die Ventilatoreinheit befindet sich im Reinraum im oberen Bereich des Filters. Bedingt durch ihre modulare Bauweise lassen sie sich speziell auf die vorherrschenden Anforderungen auslegen. Die Abscheidereinheit dieser Anlagenart besteht meist aus mehreren Elementen, was eine eventuelle Erweiterung der Anlage zu einem späteren Zeitpunkt zulässt. Die Absaugrohrleitungen lassen sich räumlich flexibel am Filter anbringen, wobei auch mehrere Rohrleitungen in den Filter münden können. Es ist möglich, einen oder mehrere Ventilatoren zu verwenden, wobei deren Standort nicht festgelegt ist, was eine Anpassung an die baulichen Gegebenheiten vor Ort ermöglicht (mehr dazu in Kap. 2.2.3 Varianten von Absauganlagen). [1] Filteranlagen müssen grundsätzlich im Freien oder in separaten Filteraufstellräumen aufgestellt werden, wobei die Aufstellung im Freien gängiger ist. [9, p. 17] Dadurch bedingt besitzen sie in der Regel eine Rückluft/Abluft-Weiche und ermöglichen somit im Gegensatz zu den anderen Arten von Absauganlagen die gereinigte Luft ins Freie zu leiten. In Abb. 5 ist eine Filteranlage mit neun Elementen (zu erkennen an den senkrechten Lamellen) mit angeschlossener Transportringleitung inkl. Transportventilator abgebildet. (1-Absaugleitungen; 2-Transportventila-

tor; 3-Transportringleitung; 4-Abscheideeinheit) Die Transportringleitung und der Transportventilator dienen zur pneumatischen Austragung der abgeschiedenen Holzreststoffe aus der Abscheideeinheit in eine Lagereinrichtung, z.B. ein Silo oder einen Container. Dabei verfügt die Lagereinrichtung in der Regel über einen weiteren Abscheider, um das zu lagernde Gut von der Transportluft zu trennen. In Abb. 6 ist diese Art der Austragung vollständig an einem Beispiel einer zwei-Elemente-Filteranlage mit Austragung in ein Silo zu erkennen. Auf dem Silo wird als Abscheider ein Zyklon verwendet. Ebenfalls gut zu erkennen ist der Rückluftkanal (1-Abscheideeinheit; 2-Rückluftkanal; 3-Silo; 4-Transportringleitung; 5-Zyklon). Filteranlagen können im Hinblick auf den Beruhigungsbereich, den Abstand zwischen den einzelnen Filterschläuchen und der Filterfläche großzügig dimensioniert werden, da im Gegensatz zu Kompaktanlagen für die Innenaufstellung (siehe „Entstauber“) der Platzbedarf nur eine untergeordnete Rolle spielt. Dies führt zu einer besseren Leistung bei der Abscheidung insbesondere von groben Spänen, einer besseren Luftleistung allgemein und einer höheren Filterstandzeit. [7, p. 7]

Entstauber



Abb. 7: Verschiedene Entstauber der Firma Schuko [19]

Entstauber sind kompakte Absauganlagen, bei denen Filter, Ventilator und meist auch die Lagereinrichtung für die Holzreststoffe eine Einheit bilden und sind ausschließlich für die Aufstellung im Arbeitsraum zugelassen. Sie sind in der Regel fahrbar ausgeführt, was die Handhabung bei der Aufstellung im Gegensatz zu den Filteranlagen, welche am Aufstellungsort zusammengebaut und fest montiert werden, deutlich erleichtert. In Abb. 7 ist die Modellpalette von Entstaubern der Firma Schuko abgebildet. Gut zu erkennen sind die im Vergleich zu Filteranlagen kompakten Ausmaße und die Aufstellung auf Rollen. Entstauber werden vorrangig bei kleineren Betrieben mit einer begrenzten Anzahl an Holzbearbeitungsmaschinen eingesetzt und besitzen einen Nennvolumenstrom bis zu 8000 m³/h (gleichzeitiger Betrieb von 3-5 Standardholz-

bearbeitungsmaschinen) und einem Anschlussdurchmesser der Hauptrohrleitung bis zu 355 mm. [2, p. 99] Sie werden jedoch auch häufig als Miet-Geräte für größere Betriebe verwendet, um als Provisorium bei Ausfall der Haupt-Filteranlage durch Umbau oder Schadensfall die weitere Produktion im Betrieb zu ermöglichen. [1] In Abb. 9 ist der schematische Aufbau eines Entstaubers mit allen Komponenten dargestellt. Die roten Partikel symbolisieren die belastete Luft, die blauen die gereinigte Luft. Die Pfeile zeigen die Richtung der Luftströmung, bzw. der Holzreststoffe an. In diesem Falle werden die Filterelemente mittels Druckluft abgereinigt. Die gereinigte Luft wird in der Regel immer direkt aus dem Gerät in den Arbeitsbereich geleitet. Der Filter ist mit Schlauch-, Taschen- oder Patronenfiltern bestückt, der oder die Ventilatoren werden ausschließlich in den Reinraum eingebaut. Die Holzreststoffe werden häufig in Abfüllsäcke gelagert, welche sich in unter dem Filter angeordneten Sammeltonnen befinden. Diese Form der Lagerung erfordert das regelmäßige, manuelle Entleeren dieser Tonnen, alternativ dazu ist eine automatische Austragung z.B. in ein Silo oder über eine Brikettierpresse möglich. [2, p. 99] Durch die relativ kleinen Durchmesser der Filterelemente und dem geringen Abstand zueinander, kann die Beaufschlagung der Filterelemente mit groben oder faserigen Stoffbestandteilen schnell zu Verstopfungen und damit zum Unbrauchbarwerden der Absauganlage führen.

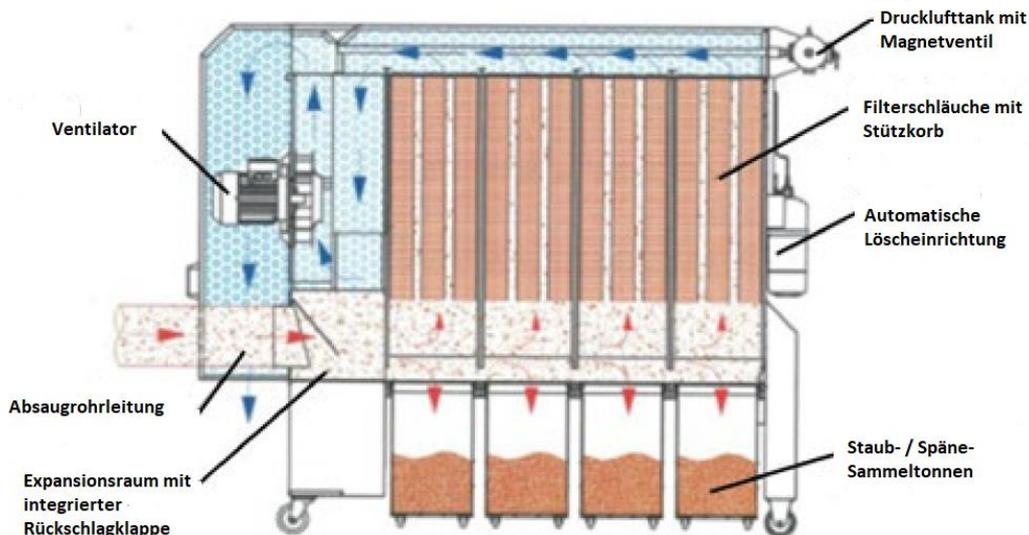


Abb. 8: Schematische Darstellung eines größeren Entstaubers [2, p. 100]

Ortsveränderliche Entstauber und Industriestaubsauger



Abb. 9: Industriestaubsauger [7, p. 8]

Ortsveränderliche Entstauber und Industriestaubsauger sind grundsätzlich sehr ähnlich in ihrem Aufbau. Beides sind nach DIN EN 60335-2-69 Saugmaschinen mit Filtern der Staubklasse M. Ortsveränderliche Entstauber werden zur Absaugung von einzelnen handgeführten Holzbearbeitungsmaschinen verwendet (Abb. 3) und besitzen eine Warnvorrichtung, welche beim Unterschreiten des Mindestvolumenstroms auslöst, sowie einen elektrischen Anschluss für das handgeführte Werkzeug, sodass die Absaugung zusammen mit dem Werkzeug eingeschaltet wird. [7, p. 8] Sie sind meist zusätzlich zu einer stationären Absaugung notwendig, da bei handgeführten Holzbearbeitungsmaschinen z.T. drei Mal höhere interne Druckverluste bei einem deutlich geringeren Luftvolumenstrom vorhanden sind als an stationären Holzbearbeitungsmaschinen. [2, p. 101] Industriestaubsauger (Abb. 9) sind ausschließlich zum Aufsaugen von abgelagertem Staub konstruiert. [7, p. 8]

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden ausschließlich Filteranlagen betrachtet.

2.2.2 Komponenten von Absauganlagen

Zum tiefergehenden Verständnis von Absauganlagen soll an dieser Stelle genauer auf die einzelnen, wesentlichen Komponenten von Absauganlagen eingegangen werden.

Filter

Der Filter bildet ebenso wie der Ventilator eine Kernkomponente einer Absauganlage. In Abb. 10 ist der schematische Aufbau eines Filters mit pneumatischer Abreinigung dargestellt. Die Filterelemente befinden sich in einem Filtergehäuse aus Stahlblech, welches auf die bei der Absaugung zu erwartenden Unter- und Überdrücke ausgelegt ist. [1] Die staubbelastete Luft wird in den unteren Bereich des Filters

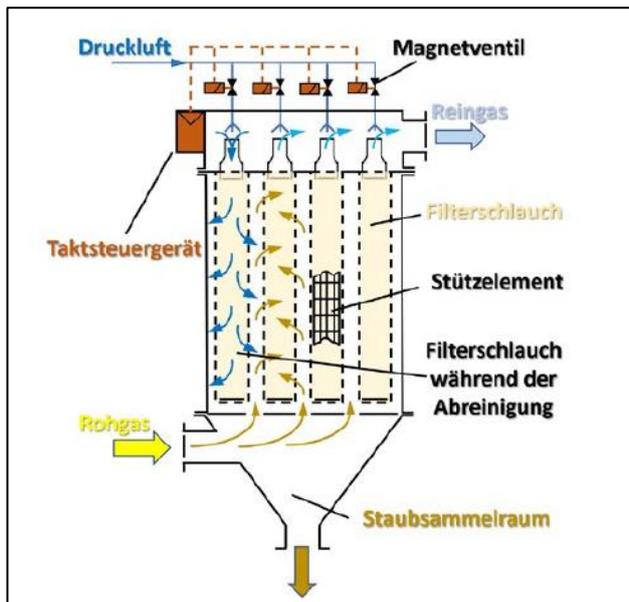


Abb. 10: Schema Schlauchfilter mit Druckluftimpuls-Abreinigung [2, p. 45]

(Rohgasseite) eingeleitet, die gereinigte Luft verlässt den Filter im oberen Bereich (Reingasseite). Die Barriere zwischen beiden Bereichen bilden die Filterelemente (i.d.R. Filterschläuche). Filterschläuche haben einen Durchmesser zwischen 90 mm und 270 mm, sowie eine Länge von bis zu 10 m und werden über zylindrische Stützelemente gezogen, damit sie nicht in sich zusammenfallen. Die Filterschläuche werden meist diskontinuierlich, aber auch kontinuierlich (Online) abgereinigt. Dies geschieht entweder mechanisch über Rüttelung bzw. Vibration, wobei die Filterschläuche in einen Rüttelrahmen eingespannt sind, oder pneumatisch mittels eines Druckluftimpulses mit einem Druck von bis zu 7 bar. Die pneumatische Abreinigung ist technisch aufwendiger und dadurch teurer, jedoch auch gründlicher und bietet die Möglichkeit der Online-Abreinigung. [2, p. 45] Durch die Abreinigung löst sich der Staub von der Oberfläche des Filtergewebes und fällt in den Staubsammelraum. Von dort gelangt der Staub in die Austragung z.B. durch

eine Zellenradschleuse (siehe Kap. 2.3.2).

Die zentrale Auslegungsgröße beim Filter ist die Filterfläche. Sie wird abhängig von dem zu erwartenden Gesamt-Volumenstrom der Anlage und der maximalen Filterflächenbelastung gewählt (siehe Kap. 2.1.3 Gesetzliche Vorgaben für Absauganlagen – Luftrückführung) [2, p. 46] Dabei ist es gängige Praxis, eine Filterflächenbelastung deutlich unter dem Grenzwert zu halten, um die Filterstandzeit zu erhöhen und einen Spielraum zum zukünftigen Anschluss weiterer Holzbearbeitungsmaschinen zu schaffen. [1]

Ventilatoren

Die Aufgabe des Ventilators ist es, einen Luft-Volumenstrom durch die Anlage zu transportieren und dabei den durch die Anlagenteile hervorgerufenen Druckverlust zu überwinden. Grundsätzlich gibt es

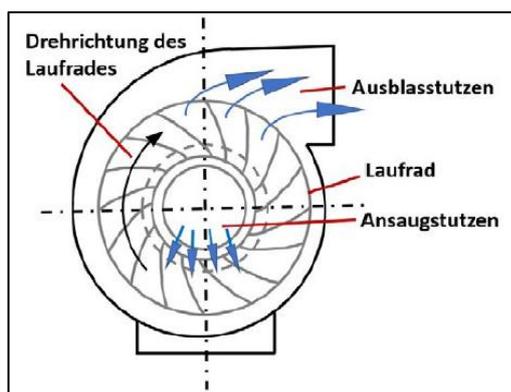


Abb. 11: Schema eines Radialventilators [2, p. 27]

zwei Bauformen: den Axialventilator und den Radialventilator (Abb. 11). Sie bestehen aus einem Ventilatorgehäuse und einem Laufrad, welches i.d.R. mit einem Elektromotor meist in Form eines Drehstrom-Asynchronmotors angetrieben wird. Axialventilatoren werden hauptsächlich in RLT-Anlagen eingesetzt und haben bei der Absaugtechnik kaum eine Bedeutung. Bei Radialventilatoren wird die Luft axial angesaugt und am Laufrad um 90° umgelenkt, sodass es jenes in radialer Richtung verlässt. Dabei wird am Laufrad die mechanische Energie der Antriebswelle an die Luft übertragen, wodurch sie kinetische Energie erhält und ein Druckgefälle zwischen Ein- und Auslass des Ventilators bildet. Das Gehäuse ist spiralförmig, besitzt eine Einströmdüse (in Abb. 11 nicht dargestellt) und einen Austrittsstutzen und hat die Aufgabe, die am Laufrad austretende Luft zu sammeln und zum Austrittsstutzen zu führen. Radialventilatoren werden in der Absaugtechnik bevorzugt

eingesetzt, da sie gegenüber den Axialventilatoren eine größere Gesamtdruckerhöhung erreichen. [2, p. 27 u. 31]

Die Laufräder eines Ventilators gibt es in offener und geschlossener Bauform mit vorrangig in Laufrichtung rückwärts gekrümmten Schaufeln (Abb. 12), wobei die Auswahl der geeigneten Bauform maßgeblich vom geförderten Material und dem Einbauort bestimmt wird. [2, pp. 28-29]

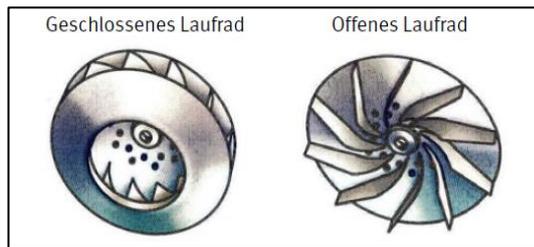
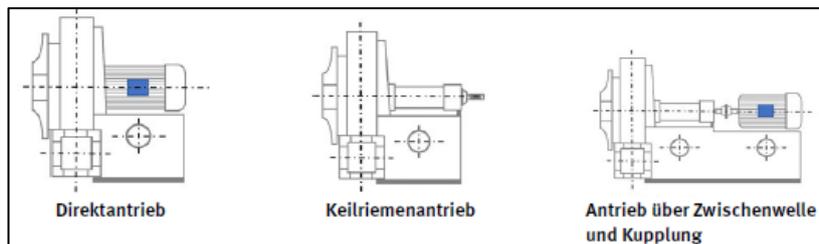


Abb. 12: Bauformen eines Ventilatorlaufrades [2, p. 28]

Ventilatoren mit geschlossenem Laufrad haben einen höheren Wirkungsgrad als Ventilatoren mit offenem Laufrad. Da sie bei einer Anordnung im Reingasbereich des Filters keinen Kontakt zum geförderten Material haben, werden dort ausschließlich geschlossene Laufräder verwendet. [2, p. 28] Bei einer Anordnung im Rohgasbereich können bei ausschließlicher Beaufschlagung mit Holzstaub und feinen Spänen ebenfalls geschlossene Laufräder verwendet werden, beim Vorhandensein von faserigen Materialien oder groben Spänen müssen jedoch Laufräder mit offener Bauform verwendet werden. [1]

Ventilatoren können auf verschiedenen Arten durch den Motor angetrieben werden (Abb. 13). Beim Direktantrieb sitzt das Laufrad direkt auf der Antriebswelle des Motors. Hierbei handelt es sich um die effizienteste Antriebsart, da sie die geringsten Verluste bei der Kraftübertragung aufweist. Beim Keilriemenantrieb sitzt das Laufrad auf einer gesondert gelagerten Welle, welche vom Motor über einen Keilriemen angetrieben wird. Vorteil dabei ist die Möglichkeit, durch Austausch der Keilriemenscheiben die Drehzahl des Ventilators zu verändern. Alternativ können auch Frequenzumrichter zur Drehzahlregelung eines Ventilators verwendet werden. Der Antrieb über Zwischenwelle und Kupplung wird bei schweren Laufrädern zur Übertragung eines bestimmten Drehmomentes und bei Förderung von heißen Medien genutzt. Bei der Absaugung von Holzreststoffen spielen sie keine Rolle. [2, pp. 30-31]



Auslegungsbestimmende Größen bei Ventilatoren sind die zu erwartenden maximalen Volumenströme und Druckverluste durch die Anlage.

Abb. 13: Antriebsarten von Ventilatoren [2, p. 30]

Rohrleitungsbauteile

Bei der Absaugung von Holzreststoffen werden hauptsächlich Längsfalzrohre aus verzinktem Stahlblech mit bestimmten Nenndurchmesser, welche teilweise von Hersteller zu Hersteller variieren, verwendet.



Abb. 14: Links Längsfalzrohr / rechts Spannringe [2, p. 22]

Sie werden mit Spannringen untereinander verbunden, was eine einfache Montage und Demontage ermöglicht (Abb. 14). [1] Die Rohrrinnenwand kann als hydraulisch glatt angenommen werden. [2, p. 25] Für die Rohrleitungen stehen Rohrbögen mit unterschiedlichen Krümmungen, sowie Abzweige, Hosenstücke und Saugsammler mit Stromvereinerung unter möglichst spitzem Winkel zur Verfügung. [2, p.

Beim Anschluss von Holzbearbeitungsmaschinen, insbesondere bei verfahrenen Maschinenteilen, werden häufig flexible Absaugschläuche verwendet. Aufgrund des inhärent höheren Druckverlustes von flexiblen Absaugschläuchen, sollte deren Länge möglichst kurzgehalten werden. [2, p. 22] Für die Rückluftführung der gereinigten Luft hinter dem Filter werden eckige Kanäle verwendet. Die gereinigte Luft strömt dabei über Lochgitterelemente mit einer für das persönliche Wohlbefinden angemessenen Luftgeschwindigkeit aus. [1] Auslegungsbestimmend für ein Rohrleitungsnetz ist der Standort des Filters und der abzusaugenden Maschinen, sowie der Volumenstrom in den einzelnen Rohrleitungssegmenten und damit einhergehend die Mindestluftgeschwindigkeit (siehe *Kapitel 2.1.3 Gesetzliche Vorgaben für Absauganlagen – Luftgeschwindigkeiten*). Dabei ist darauf zu achten, den durch die Rohrleitungsbauteile hervorgerufenen Druckverlust zu minimieren.

2.2.3 Varianten von Absauganlagen

Eine Filteranlage kann in verschiedenen Varianten, was die Anzahl und Anordnung der Ventilatoren, sowie den Aufbau des Rohrleitungsnetzes betrifft, ausgeführt werden. [2, p. 94]

Für die Rohrleitungsführung gibt es drei Konzepte:

1. Zentralabsaugung (*Abb. 15 links*): Alle abzusaugenden Maschinen sind an einer einzelnen Hauptrohrleitung angeschlossen. Die Absauganlage besitzt daher auch nur einen Ventilator. Diese Variante ist von den Investitionskosten her die günstigste, bei den Betriebskosten jedoch die ungünstigste, da bei schwankenden Lastanforderungen zur Aufrechterhaltung der Mindestluftgeschwindigkeit für den Absaugprozess eigentlich nicht benötigte Luft angesaugt werden muss.
2. Einzelabsaugung (*Abb. 15 rechts*): Jede abzusaugende Maschine wird über einen eigenen Ventilator abgesaugt. Diese Variante ist bei den Betriebskosten die günstigste, da die Ventilatoren nur in einem Betriebspunkt arbeiten und bei Nichtbenutzung einer Maschine der gesamte Einzelstrang stillgelegt wird. Die Investitionskosten sind hierbei jedoch am höchsten, bedingt durch die höhere Anzahl an Ventilatoren, Rohrleitungen und eventuellen Wanddurchbrüchen.
3. Gruppenabsaugung (*Abb. 15 Mitte*): Bei der Gruppenabsaugung werden einzelne Maschinen zu Gruppen zusammengefasst, welche dann über einen gemeinsamen Ventilator abgesaugt werden. Diese Variante bildet einen Kompromiss zwischen den beiden vorherig genannten Varianten. Die Betriebs- und Investitionskosten liegen zwischen denen der anderen beiden Varianten.

[2, p. 95]

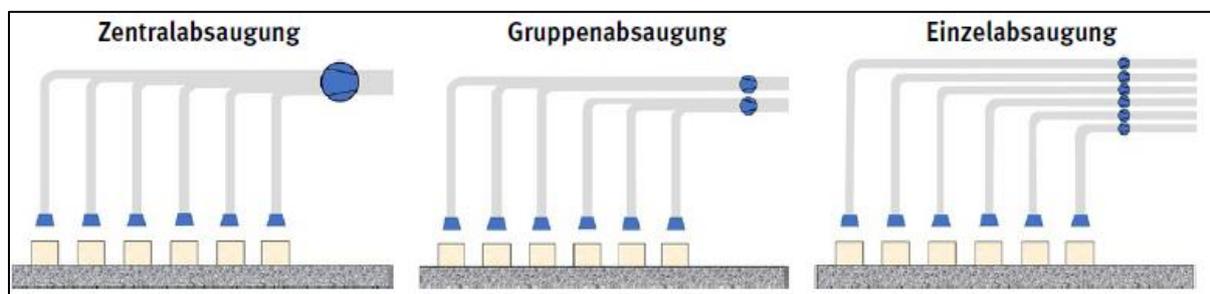


Abb. 15: Schematische Darstellung verschiedener Rohrleitungsführungs-Varianten [2, p. 95]

Die Ventilatoren in einer Absauganlage werden auf zwei verschiedene Arten angeordnet:

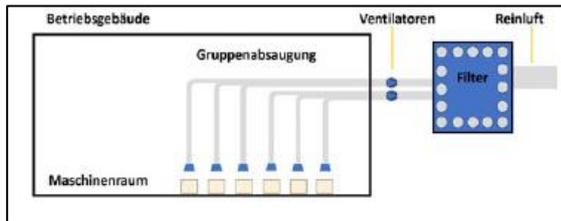


Abb. 16: Überdruckanlage [2, p. 96]

1. Rohgasseitige Anordnung: Absauganlagen dieser Variante werden auch als Überdruckanlagen bezeichnet, da bei ihnen im Filter einen Überdruck herrscht (Abb. 16). Bei ihnen befinden sich der Ventilator oder die Ventilatoren auf der Rohgasseite des Filters. Die belastete Luft wird also durch den Ventilator gefördert. Überdruckanlagen werden häufig als Gruppenabsaugung, also mit mehreren Ventilatoren ausgeführt. [2, pp. 95-96]

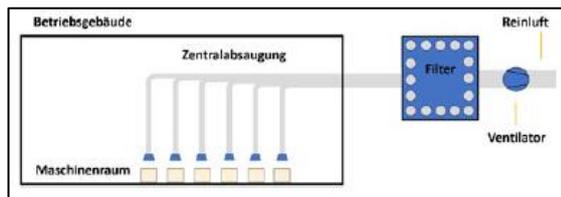


Abb. 17: Unterdruckanlage [2, p. 96]

2. Reingasseitige Anordnung: Absauganlagen dieser Variante werden auch als Unterdruckanlagen bezeichnet, da bei ihnen im Filter ein Unterdruck herrscht (Abb. 17). Bei dieser Variante befinden sich der Ventilator oder die Ventilatoren auf der Reingasseite des Filters, häufig im Filter selbst. Unterdruckanlagen werden häufig als Zentralabsaugung ausgeführt, wobei statt einem Ventilator (i.d.R. mit Frequenzumrichter) auch eine Ventilator-kaskade bestehend aus mehreren parallel geschalteten Ventilatoren verwendet werden kann. [2, pp. 96-97]

Die Vor- und Nachteile dieser Varianten sind ein zentraler Bestandteil dieser Arbeit und werden in *Kapitel 4 Unterschiede von Über- und Unterdruckanlagen* ausführlich betrachtet.

2.3 Anforderungen an Absauganlagen

2.3.1 Steuerung und Überwachung von Absauganlagen

Die Steuerung und Überwachung von Absauganlagen sollen die Einhaltung des notwendigen Volumenstroms sowie die Anpassung des Volumenstroms an den Bedarf der Anlage sicherstellen. Außerdem soll der Betreiber Informationen über den Anlagenzustand erhalten. [2, p. 66]

Durch das Ein- und Ausschalten von Holzbearbeitungsmaschinen entstehen verschiedene Lastanforderungen für die Anlage. Die Steuerung der Anlage geschieht dabei über eine SPS¹, welche den Betriebszustand der einzelnen Holzbearbeitungsmaschinen erfasst und dementsprechend das Anlaufen von Ventilatoren, das Öffnen und Schließen von Absperrschiebern sowie bei Vorhandensein eines Frequenzumrichters die Einstellung einer Ventilator-Drehzahl veranlasst. [2, p. 67]

Zur Implementierung der Steuerung werden Informationen bezüglich der Volumenströme der einzelnen Erfassungsstellen, des maximalen und minimalen Volumenstroms, den die Anlage liefern muss bzw. bei dem sie noch betrieben werden kann, und welche Holzbearbeitungsmaschinen gleichzeitig betrieben werden, benötigt.

Zu den Aufgaben der Überwachung gehört u.a. das Signalisieren einer Überschreitung eines bestimmten Differenzdruckes am Filter, welcher auf einen nötigen Filterschlauchwechsel hindeutet [1]. Auch die Reststaubgehaltsüberwachung in der gereinigten Luft ist - wie in *Kapitel 2.1.3* bereits erwähnt - eine wichtige Aufgabe. Als Stellglieder zur Steuerung einer Absauganlage fungieren Absperrschieber, Drosselklappen und Frequenzumrichter. Absperrschieber (Abb. 18) sind bei der Absaugung von mehr als einer Holzbearbeitungsmaschine an einem Strang nötig.

¹ Speicherprogrammierbare Steuerung



Abb. 18: Absperrschieber [2, p. 71]

Sie werden in die Anschlussleitung einer Holzbearbeitungsmaschine eingebaut und dienen der Zu- oder Abschaltung von Volumenströmen je nach Betriebszustand der abzusaugenden Maschine. Es gibt sie in händisch, elektrisch oder pneumatisch betätigter Ausführung. Dabei können natürlich nur die elektrisch und pneumatisch betätigten Absperrschieber durch eine SPS angesteuert werden, wobei die Öffnungs- bzw. Schließzeiten zu berücksichtigen sind. Pneumatische Absperrschieber erreichen dabei bis zu fünfmal schnellere Öffnungs- und Schließzeiten als elektrische. [2, p. 71]

Drosselklappen stellen einen gewünschten Volumenstrom ein oder sorgen für einen zum hydraulischen Abgleich der Anlage nötigen Druckverlust. Sie können ebenfalls für den Ausgleich von Störeinflüssen, wie z.B. einer steigenden Filterbelegung dienen. [2, p. 71]

Frequenzumrichter (FU) generieren eine in der Frequenz und Amplitude veränderte Wechselspannung. Das ermöglicht es ihnen, elektrische Maschinen in ihrer Leistung zu beeinflussen. Bei Absauganlagen betrifft dies vorrangig die Elektromotoren der Ventilatoren. [2, pp. 71-72] Frequenzumrichter führen aufgrund von Verlusten bei dem Umrichtvorgang zu einer Abnahme des Motorwirkungsgrades von ca. 10%. [2, p. 35]

2.3.2 Brand- und explosionsschutztechnische Maßnahmen

Wie in Kapitel 2.1.3 Gesetzliche Vorgaben für Absauganlagen bereits erläutert, birgt eine Absauganlage Gefahren durch die explosiven und brennbaren Eigenschaften von Holzstaub. Zum Umgang mit diesen Gefahren wird in Absauganlagen eine Reihe von brand- und explosionsschutztechnischen Komponenten verbaut.

Fremdkörperabscheider

Entstehen bei der Bearbeitung von Holz Fremdkörper wie Holzklötze, oder Metallteile z.B. Nägel, sollten Fremdkörperabscheider in den Rohrleitungen eingesetzt werden. Zum einen gibt es die Klotzabscheider. Sie besitzen Gitter, an denen grobe Teile aufgefangen und abgeschieden werden. Zum anderen gibt es Magnetabscheider (Abb. 19), welche mittels eines Dauer- oder Elektromagneten metallische Teile aus dem Luftstrom entfernen. Obwohl Fremdkörperabscheider nicht primär dem Brand- und Explosionsschutz zuzuordnen sind, verhindern sie in Form von Magnetabscheidern, dass Metallteile durch Schlagfunken eine Zündquelle bilden. [9, p. 13]



Abb. 19: Magnetabscheider [20, p. 15]

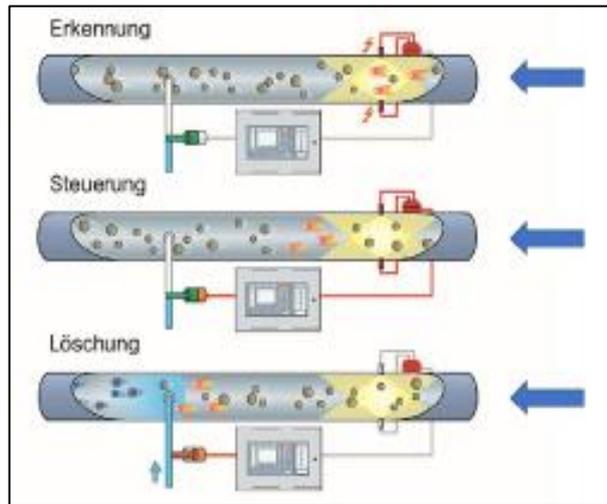


Abb. 20: Funktionsprinzip Funkenlöschanlage [2, p. 82]

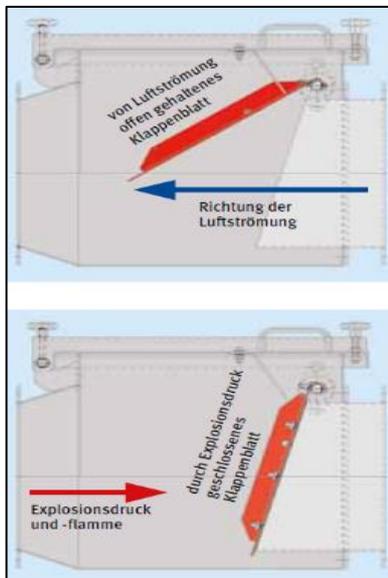


Abb. 21: Funktionsprinzip Rückschlagklappe [9, p. 25]

Funkenlöschanlagen

Bei einigen Holzverarbeitungsmaschinen wie Zerkleinerungs-, Mehrblattkreissäge- und Breitbandschleifmaschinen mit Kalibrierfunktion können Funken oder glimmende Teilchen in die Absaugung gelangen. Funkenlöschanlagen werden in diesem Falle in der Hauptrohrleitung installiert. Sie bestehen aus einem oder mehreren Funkendetektoren und einer stromabwärts angebrachten Löscheinrichtung (Abb. 20). [9, p. 14]

Rückschlagklappen

Rückschlagklappen dienen beim Explosionsschutz als Entkopplungssystem, werden aber auch bei Absauganlagen mit mehreren Ventilatoren verwendet, um das Überblasen eines ruhenden Ventilators zu verhindern. Wenn sie im Sinne der ATEX²-Richtlinie verwendet werden sollen, bedarf es einer Prüfung der Funktionsfähigkeit. Sie werden im Normalbetrieb durch den Luft-Volumenstrom offengehalten und im Falle einer Explosion durch den in Gegenrichtung wirkenden Explosionsdruck geschlossen (Abb. 21). [9, p. 26]

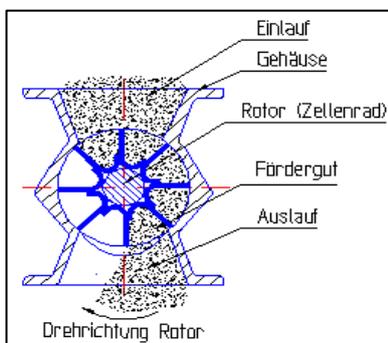


Abb. 22: Funktionsprinzip einer Zellenradschleuse [21]

Zellenradschleusen

Ebenso wie Rückschlagklappen dienen Zellenradschleusen der explosionstechnischen Entkopplung, in diesem Fall zwischen dem Filter und einer angeschlossenen Förderleitung. Auch sie benötigen eine Prüfung nach ATEX-Richtlinie. Im Gehäuse der Zellenradschleuse dreht sich das Zellenrad, welche das Fördergut in den einen Bereich "schleust" (Abb. 22). Im Falle einer Explosion muss die Zellenradschleuse automatisch Stillgesetzt werden. [9, p. 26]

² ATmosphères Explosibles – Richtlinie der Europäischen Union



Druckentlastungseinrichtungen

Druckentlastungseinrichtungen fungieren im Explosionsfall als Sollbruchstellen. Sie öffnen bei einem Druck, der unterhalb der Behälterfestigkeit, z.B. des Filtergehäuses oder eines Silos, liegt. So ermöglichen sie ein Entspannen des Explosionsdruckes. Es gibt Ausführungen als Explosionsklappen und Explosionsdeckel, sowie Berstscheiben (Abb. 23). Sie befinden sich bei Filteranlagen im Rohluftbereich und müssen so angebracht werden, dass sich die entstehende Flammenfront nicht in Richtung benachbarter Gebäude oder Räume, sowie Verkehrs- und Rettungswegen ausbreitet. Ist dies nicht möglich, existieren Möglichkeiten zur flammlosen Druckentlastung, welche jedoch deutlich teurer sind. Alle Druckentlastungseinrichtungen müssen nach ATEX-Richtlinie geprüft sein. [9, pp. 39-41]

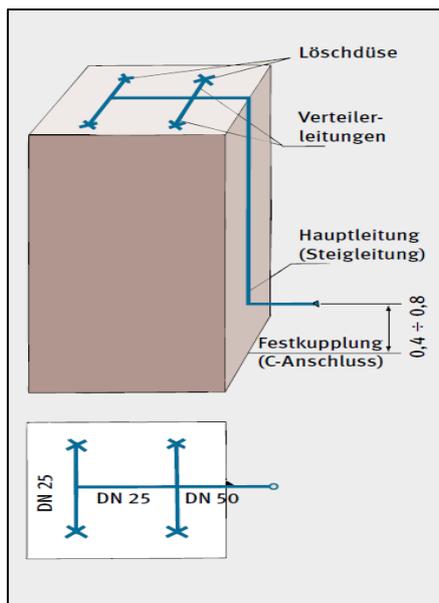
Abb. 23: Varianten von Druckentlastungssystemen [2, p. 89]



Feuerschutzabschlüsse und Brandschutzklappen

Feuerschutzabschlüsse (Abb. 24) müssen eingebaut werden, wenn materialführende Rohrleitungen die Grenzen von Brandabschnitten im Innenbereich von Gebäuden durchdringen. Ihre Aufgabe ist es, Brände an der Ausbreitung in einen benachbarten Brandabschnitt zu verhindern. Brandschutzklappen müssen in Rück- bzw. Zuluft-Leitungen eingebaut werden, um eine Brand- und Rauchübertragung durch die Luftleitung zu verhindern. Wenn ein Brand detektiert wurde, sperren sie automatisch in den Brandabschnitt hinein- und hinausführende Rohrleitungen und Kanäle ab. [2, p. 84]

Abb. 24: Brandschutzklappe für Rückluftkanäle [2, p. 84]



Feuerlöscheinrichtungen

Filteranlagen und Silos müssen mit Sprühwasserlöscheinrichtungen ausgestattet sein. Sie bestehen aus trockenen Löschleitungen und Löschdüsen, welche im oberen Bereich des Filters oder des Silos angebracht sind. Sie bieten die Möglichkeit zum Anschluss von ortsüblichen Feuerwehrschräuchen (C-Schlauch). Eine Löschdüse darf nach DIN 14494 zum Besprühen einer Fläche von höchstens 12 m² verwendet werden. [9, pp. 34-36]

Abb. 25: Schema Feuerlöscheinrichtung [9, p. 35]

3. Theoretische Grundlagen

3.1 Strömungstechnische Grundlagen

Da Absauganlagen mit Luft als fluidem Medium arbeiten, lassen sie sich durch strömungstechnische Gesetze rechnerisch beschreiben. Im Folgenden sollen die bei der Erstellung dieser Arbeit verwendeten Formeln und Rechenansätze, sowie strömungsmechanische Phänomene genannt und erläutert werden.

3.1.1 Volumenstrom und Luftgeschwindigkeit

Der Volumenstrom \dot{V} aus einer oder mehreren Holzbearbeitungsmaschinen ist eine für den Auslegungsprozess einer Absauganlage wichtige Größe bei der Wahl der Filterfläche und der Ventilatoren. Der Volumenstrom ist abhängig von der Luftgeschwindigkeit w und dem Strömungsquerschnitt A . Bei Absauganlagen ist dies die Querschnittsfläche eines Rohres, eines Kanals oder der Absaugstutzen an den Holzbearbeitungsmaschinen. Die Luftgeschwindigkeit w ist in der Regel vorgegeben, ebenso der Durchmesser der Absaugstutzen.

$$(1) \quad \dot{V} = A * w = \frac{\pi}{4} * d^2 * w \quad [10, p. 26]$$

mit d = Innendurchmesser des Rohres oder Stutzens

Wenn eine Holzbearbeitungsmaschine mehrere Absaugstutzen besitzt, wird aus den einzelnen Durchmessern d_{AS} ein Gesamtdurchmesser d_{ges} in Gl. (1) verwendet und wie folgt gebildet:

$$(2) \quad d_{ges} = \sqrt{\sum d_{AS}^2} \quad [2, p. 20]$$

Zur Ermittlung des Gesamtvolumenstroms einer Anlage werden die Volumenströme der einzelnen Holzbearbeitungsmaschinen summiert.

$$(3) \quad \dot{V}_{ges} = \sum_{i=1}^n \dot{V}_i \quad [2, p. 112]$$

mit \dot{V}_i = Volumenstrom einer Holzbearbeitungsmaschine

Dabei werden zur Auslegung einer Absauganlage, bedingt durch den zu erwartenden, gleichzeitigen Betrieb der Holzbearbeitungsmaschinen, ein maximaler und ein minimaler Volumenstrom ermittelt. Mit den ermittelten Volumenströmen können die Durchmesser der Rohrleitungsabschnitte so festgelegt werden, dass die Luftgeschwindigkeiten in einem akzeptablen Bereich sind.

3.1.2 Druckverluste durch Rohrleitungsnetz und Komponenten

Neben dem Volumenstrom \dot{V} ist der Druckverlust Δp , welcher durch die Anlage hervorgerufen wird, eine wichtige, auslegungsbestimmende Größe für die Wahl der Ventilatoren. Er entsteht hauptsächlich durch die Rauigkeit von Oberflächen, Querschnittsänderungen und die Umlenkung des Luftvolumenstroms. Dabei besitzen alle druckverlusterzeugenden Komponenten einen Widerstandsbeiwert ξ . Allgemein lässt sich der Gesamtdruckverlust eines Rohrleitungsnetzes wie folgt berechnen:

$$(4) \quad \Delta p_{ges,R} = \sum_i (\xi_R * \frac{\rho}{2} * w^2 * \frac{L}{d})_i + \sum_j (\xi_E * \frac{\rho}{2} * w^2)_j \quad [11, p. 202]$$

Die erste Summe stellt den Druckverlust durch gerade Rohrleitungen, die zweite den Druckverlust durch Einbauten wie Rohrbögen, Verzweigungen, sowie Querschnittsänderungen z.B. durch Konfusoren und Diffusoren, oder das Ein- und Ausströmen in das Filtergehäuse dar. Es werden dabei die einzelnen Rohrleitungsabschnitte summiert. Ein neuer Rohrleitungsabschnitt beginnt bei einer Querschnittsänderung der Rohrleitung (i.d.R. bei Abzweigen).

Gerade Rohre

Bei geraden Rohren bestimmt die Rauigkeit der inneren Rohroberfläche den Druckverlust. Zur Wahl eines geeigneten Berechnungsansatzes für den Widerstandsbeiwert muss zunächst der Strömungsbereich der in Absauganlagen typischen Luftströmung über die Reynolds-Zahl bestimmt werden.

$$(5) \quad Re = \frac{w \cdot \rho_L \cdot d}{\eta_L} \quad [12, \text{p. 1223}]$$

Bei Standardbedingungen von Luft ($p = 1 \text{ bar}$; $\vartheta = 20^\circ \text{ C}$) ist $\rho_L = 1,189 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ und $\eta_L = 18,21 \mu\text{Pas}$

[12, p. 197]

Für einen Geschwindigkeitsbereich von $w = 18 - 24 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und Durchmessern von $d = 80 - 630 \text{ mm}$ ergibt sich nach Gl. (5):

$$Re_{max} = \frac{24 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1,189 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,63 \text{ m}}{18,21 * 10^{-6} \text{ Pas}} = 987242,2$$

bzw.

$$Re_{min} = \frac{18 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1,189 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,08 \text{ m}}{18,21 * 10^{-6} \text{ Pas}} = 94023,1$$

Damit ist eine eindeutig turbulente Strömung ($Re > 2320$) nachgewiesen und es kann ein von Reynolds unabhängiger Rechenansatz nach Prandtl/v. Kármán gewählt werden, welcher nach VDI-Wärmeatlas für den Bereich $Re > 100000$ gültig ist. [12, pp. 1223-1224]

$$(6) \quad \frac{1}{\sqrt{\zeta_R}} = 2 * \lg\left(\frac{d}{K}\right) + 1,14 \quad [12, \text{p. 1224}]$$

Dabei gilt bei verzinkten Stahlblechrohren für die absolute Rauigkeit $K = 0,07 \text{ mm}$. [12, p. 1224]

Bei dem Einsatz von flexiblen Schläuchen kann laut DGUV 209-200 mit einem um den Faktor 5- bis 10-mal höheren Widerstandsbeiwert gerechnet werden [2, p. 25]

Bei der Berechnung von rechteckigen Kanalabschnitten wird in Gl. (4) und (6) der hydraulische Durchmesser, abhängig von den Seitenlängen des Kanals, verwendet.

$$(7) \quad d_h = 4 * \frac{a * b}{2 * a + 2 * b} \quad [12, \text{p. 1227}]$$

Rohrbögen und Abzweige

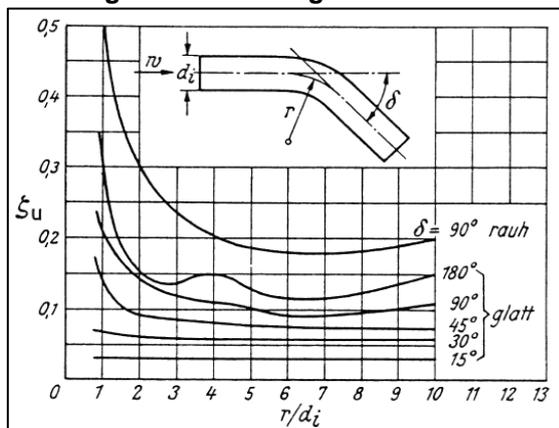


Abb. 26: Widerstandsbeiwert von Rohrbögen bei $Re > 10^5$ [12, p. 1233]

Bei Rohrbögen wird der Druckverlust größtenteils durch die Umlenkung des Luftstroms, welcher zu Verwirbelungen führt, erzeugt. Mit steigendem Umlenkwinkel δ steigt auch der Druckverlust, sowie der Einfluss des Verhältnisses von Umlenkradius zu Innendurchmesser $\frac{r}{d}$. Bei einem gängigen Verhältnis $\frac{r}{d} = 3$ ergeben sich aus Abb. 26 für die von der Firma Schuko verwendeten Umlenkwinkel folgende Widerstandsbeiwerte ζ_B :

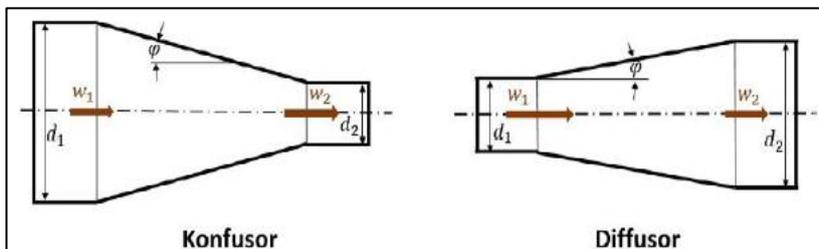
- 15°: 0,03
- 22,5°: 0,045
- 45°: 0,08
- 90°: 0,12

Für die scharfkantigen 90°-Kniestücke von Kanälen gilt: $\zeta_{K,90^\circ} = 1,25$ [13, p. AB 10]

Abzweige dienen bei Absauganlagen zur Vereinigung von Volumenströmen, welche unter möglichst spitzem Winkel zusammengeführt werden, um die Bildung von Verwirbelungen zu vermeiden. Der Druckverlust hängt dabei vom Winkel der Volumenstromzuführung und vom Verhältnis der einzelnen Volumenströme ab. Der Widerstandsbeiwert ζ_{AZ} lässt sich nur aus den Ergebnissen empirischer Untersuchungen ermitteln und kann stark variieren. Abhängig vom Volumenstromverhältnis kann er auch negative Werte annehmen. [12, pp. 1231-1232] Zusätzlich erfolgen in der Absaugtechnik häufig Querschnittserweiterungen über die Länge des Abzweiges. Aufgrund des Fehlens einer Berechnungsmöglichkeit für den Widerstandsbeiwert ζ_{AZ} soll im weiteren Verlauf mit einer vereinfachten Annahme von $\zeta_{AZ} = 0,2$ gerechnet werden.

Querschnittsänderungen

Querschnittsänderungen erfolgen in Form von stetiger oder plötzlicher Querschnittsänderung. Stetige Querschnittsänderungen liegen bei Diffusoren und Konfusoren³ (Abb. 27) meist in Form von Übergangsstücken vor. Bei Konfusoren mit



mit einem Schließungswinkel $\varphi < 40^\circ$ beträgt der Widerstandsbeiwert $\zeta_{Konf.} = 0,04$. Bei Diffusoren besitzt der Widerstandsbeiwert $\zeta_{Diff.}$ einen größeren Einfluss durch den Öffnungswinkel α und das Durchmesserverhältnis $\frac{d_2}{d_1}$. [12, pp. 1229-1230]

Abb. 27: Stetige Querschnittsveränderung [2, p. 26]

$$(8) \quad \zeta_{Diff.} = \zeta' * \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2$$

[12, p. 1230]

ζ' lässt sich aus Abb. 28 entnehmen.

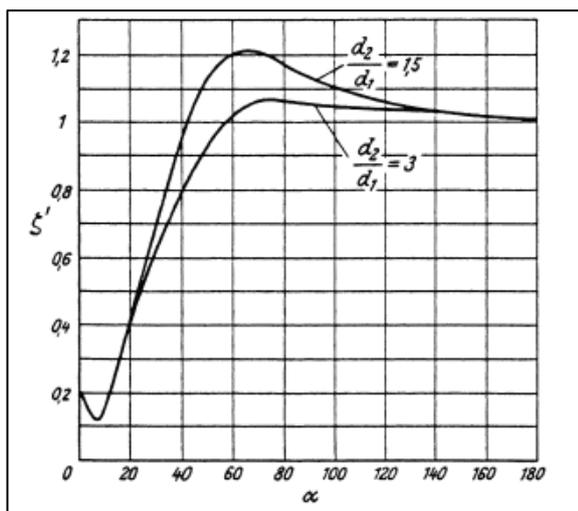


Abb. 28: Widerstandsbeiwert ζ' in Abhängigkeit vom Öffnungswinkel und Durchmesserverhältnis [12, p. 1230]

Plötzliche Querschnittsänderungen treten im Übergang zwischen relativ kleinen Rohren oder Kanälen und den relativ großen Räumen im Filtergehäuse auf. Beim Einströmen in einen großen Raum kommt es zu einer starken Verringerung der kinetischen Energie des Fluides. Der Widerstandsbeiwert beträgt hierbei $\zeta_E = 1$. [10, p. 69]

Beim Ausströmen aus einem großen Raum in ein Rohr oder Kanal beträgt der Widerstandsbeiwert $\zeta_A = 0,5$. [10, p. 70]

Als Bezugswert für die Geschwindigkeit gilt bei Querschnittsveränderungen die Geschwindigkeit im kleineren Querschnitt, außer bei Diffusoren, bei denen die Geschwindigkeit im größeren Querschnitt für die Berechnung gilt. [10, pp. 67-71]

³ Auch als Düse bezeichnet

Filtergewebe

Der durch das Filtergewebe verursachte Druckverlust lässt sich anhand der Darcy-Gleichung ermitteln.

$$(9) \quad \dot{V}_F = \dot{V}_{ges} = \frac{\Delta p_{FM} * A_F}{\eta_L * R_H} \quad [14, p. 119]$$

mit dem hydraulischen Widerstand $R_H = \alpha * h_K(t) + \beta$, welcher das Filtergewebe (β = Filtermittelwiderstand) und die Bildung eines Filterkuchens ($\alpha * h_K(t)$) berücksichtigt. [14, p. 119]

Da sich die Eigenschaften des Filterkuchens je nach Art der abgesaugten Holzreststoffe ändern, soll der Filterkuchen in der weiteren Druckverlustbetrachtung vernachlässigt werden. Demnach berechnet sich der Druckverlust des Filtergewebes gemäß Gl. (9) wie folgt:

$$(10) \quad \Delta p_{FM} = \frac{\dot{V}_F * \eta_L * \beta}{A_F}$$

Berechnung von Verzweigungspunkten

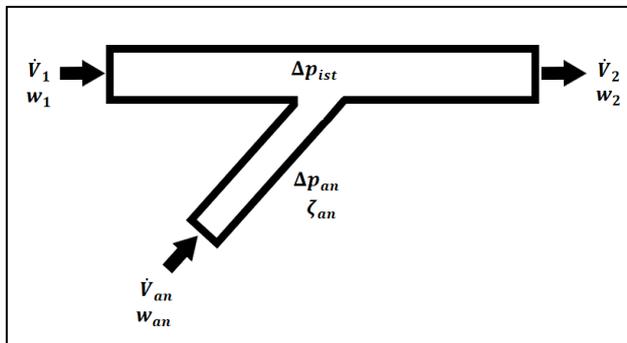


Abb. 29: Verzweigungspunkt

An Verzweigungspunkten (Abzweige) kann immer nur ein bestimmter Unterdruck herrschen. Dieser wird bestimmt durch den sog. „kritischen Weg“ durch die Anlage. Er wird markiert durch die Holzbearbeitungsmaschine, welche bei vorgegebenen Volumenstrom und Mindestgeschwindigkeit den höchsten Druckverlust erzeugt. Da hierbei der Druckverlust der Rohrleitung samt Komponenten berücksichtigt werden muss, ist dies oft die vom Filter aus am weitesten entfernte Maschine. Auf Abb. 29 ist eine schematische Darstellung eines Verzweigungspunktes mit dem von den letzten Maschinen bzw. der letzten Maschine im Rohrleitungs-

strang kommenden Volumenstrom \dot{V}_1 , dem zugeführten Volumenstrom der angeschlossenen Maschine \dot{V}_{an} und dem vereinigten Volumenstrom \dot{V}_2 zu erkennen. Der am Verzweigungspunkt durch den „kritischen Weg“ vorgegebene Druckverlust Δp_{ist} ist meist höher als die Summe der Druckverluste der angeschlossenen Maschine und der Anschlussrohrleitung Δp_{an} . Dies führt dazu, dass der Volumenstrom \dot{V}_{an} und damit auch die Luftgeschwindigkeit w_{an} erhöht wird, bis sich Δp_{an} und Δp_{ist} angleichen. Dies würde die Effizienz der Anlage schmälern, da ein unnötig hoher Volumenstrom gefördert werden muss. Um dies zu vermeiden, kann der Anschluss der entsprechenden Maschine z.B. durch eine entsprechende Gestaltung der Rohrleitung oder dem Einbau einer Drossel mit einem passenden Widerstandsbeiwert so angepasst werden, dass Δp_{an} und Δp_{ist} ungefähr den gleichen Wert haben. Dieses Vorgehen wird „hydraulischer Abgleich“ genannt. [2, pp. 119,122]

Die sich einstellende, neue Geschwindigkeit in der Anschlussleitung w_{an} lässt sich über folgende Gleichung berechnen:

$$(11) \quad w_{an} = \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{ist}}{\zeta_{an} * \rho_L}} \quad [2, p. 119]$$

Der Gesamtdruckverlust einer Absauganlage berechnet sich aus den Druckverlusten der Absaugrohrleitung, des Filtergewebes, des Rückluftkanals, dem internen Druckverlust der Maschine am Anfang des „kritischen Weges“ und dem Anschluss der Ventilatoren:

$$(12) \quad \Delta p_{ges} = \Delta p_{ges,R} + \Delta p_{FM} + \Delta p_{RL} + \Delta p_i + \Delta p_{Vent}$$

Bei einer Unterdruckanlage mit mehreren Strängen ist der Strang mit dem höchsten Druckverlust für die Berechnung bestimmend.

3.1.3 Anlagen- und Ventilator-Kennlinie

Das Druckverlustverhalten einer Anlage lässt sich für verschiedene Volumenströme in einem Diagramm als Anlagen-Kennlinie darstellen (Abb. 30 links). Dabei wird der Druckverlust Δp auf der Ordinatenachse und der Volumenstrom \dot{V} auf der Abszissenachse dargestellt. Entsprechend den physikalischen Proportionalitätsgesetzen steigt der Druckverlust einer Anlage proportional zum Quadrat des geförderten Volumenstroms. Die Anlagen-Kennlinie liegt dementsprechend als eine durch den Nullpunkt gehende Parabel vor. Die Steigung dieser Parabel bietet ein qualitatives Maß zur Beurteilung des Luftwiderstands einer Anlage. Eine Anlagenkennlinie lässt sich rechnerisch oder durch Messungen erstellen. [15, p. 48]

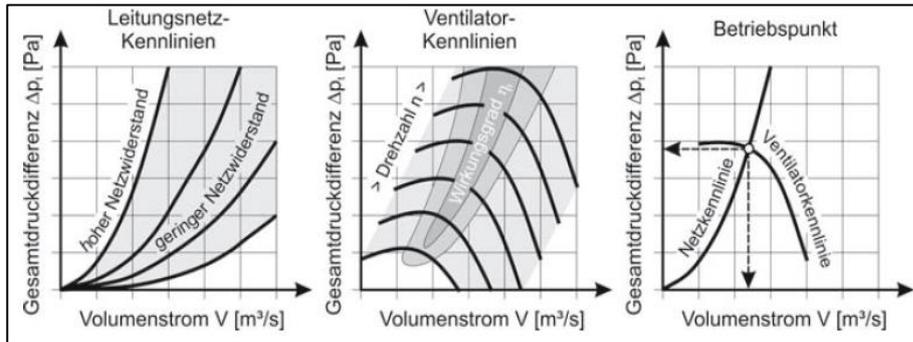


Abb. 30: Anlagen-/Ventilator-Kennlinie und Betriebspunkt [15, p. 48]

Eine Ventilator-Kennlinie (Abb.30 Mitte) beschreibt das betriebliche Verhalten eines Ventilators. Analog zur Anlagen-Kennlinie wird in einem Diagramm die Gesamtdruck-erhöhung Δp eines Ventilators auf der Ordinatenachse über den geförderten Volumenstrom \dot{V} auf der Abszissenachse aufgetragen. Dabei können meh-

re, annähernd parallele Kennlinien für unterschiedliche Ventilator-Drehzahlen n , und auch der Wirkungsgrad z.B. in Form einer Parabel im Diagramm dargestellt werden. Die Ventilator-Kennlinie lässt sich nur anhand von Versuchen mit einem geeigneten Prüfstand ermitteln. [15, p. 48]

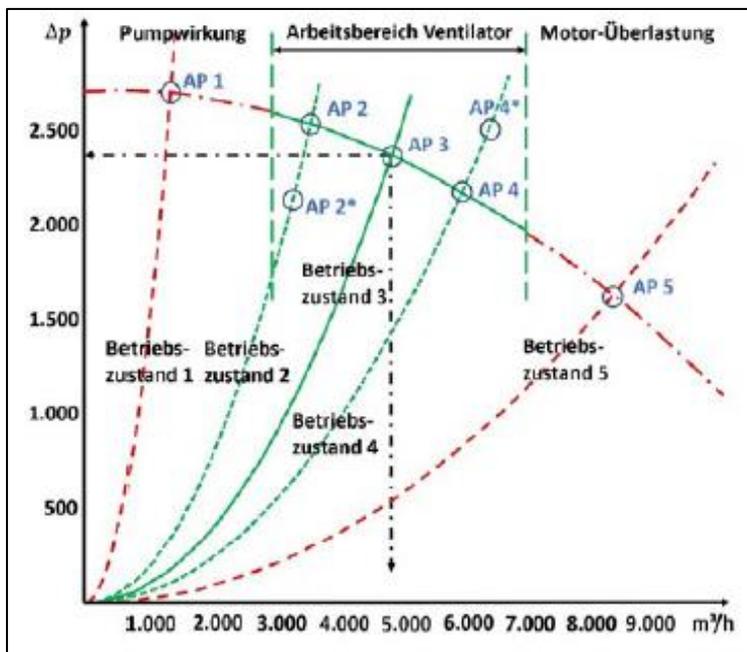


Abb. 31: Ventilator-Verhalten bei unterschiedlichen Betriebszuständen [2, p. 120]

Werden beide Kennlinien gemeinsam in einem Diagramm dargestellt (Abb. 30 rechts), bildet der Schnittpunkt beider Kennlinien den sog. „Betriebspunkt“ (In Abb. 31 als AP=Arbeitspunkt bezeichnet). Ändert sich die Anlagen-Kennlinie, z.B. indem Holzbearbeitungsmaschinen zu- oder abgeschaltet werden, so wandert der Betriebspunkt entlang der Ventilator-Kennlinie (Auf Abb. 31 zu erkennen). Wird die Drehzahl des Ventilators geändert, so wandert der Betriebspunkt entlang der Anlagen-Kennlinie (Auf Abb. 31 nicht zu erkennen). Durch Drehzahlregelung des Ventilators ist eine Anpassung an sich verändernde Betriebszustände in der Anlage möglich. [15, pp. 48-49] Der Betriebspunkt weicht bei Druckdifferenz und Volumenstrom in der Regel mehr oder weniger stark von den berechneten Parametern der Anlage ab. Dies hängt damit zusammen, dass bei Absaug-

anlagen keine Ventilatoren für eine spezifische Anlage „maßgefertigt“ werden, sondern aus einem bestehenden Ventilator-Portfolio ein möglichst passender Ventilator gewählt wird. Die Auswahl des geeigneten Ventilators erfordert bei der Auslegung besondere Sorgfalt, da ansonsten die Effizienz oder die Absaugleistung der Anlage sinkt.

In Abb. 31 ist dieser genannte Sachverhalt veranschaulicht: AP 1 und AP 5 liegen außerhalb des Arbeitsbereiches des Ventilators. Für diese Betriebszustände wäre der Ventilator ungeeignet. Der tatsächliche Betriebspunkt AP 2 liegt oberhalb des errechneten Betriebspunktes AP 2*, was im realen Betrieb zu einem unnötig hohen Luft-Volumenstrom und damit auch Luftgeschwindigkeiten führt. AP 4 und AP 4* bilden den umgekehrten Fall, hierbei wären Luftmenge- und Geschwindigkeit zu niedrig. Bei AP 3 stimmen tatsächlicher und errechneter Betriebspunkt überein, dies bildet den optimalen Fall.

[2, p. 121]

3.2 Berechnung von Ventilatoren

Zur Wahl von geeigneten Ventilatoren und zur Ermittlung von deren Leistungsdaten werden im Verlauf dieser Arbeit einige Rechenansätze und Gesetzmäßigkeiten angewendet. Diese sollen im Folgenden genannt und erläutert werden.

Aerodynamische und elektrische Leistung

Die aerodynamische Leistung einer Absauganlage und eines Ventilators ist definiert als Produkt von Luftvolumenstrom und Druckdifferenz.

$$(13) \quad P_{aero} = \dot{V} * \Delta p \quad [3, p. 205]$$

Bei der Absauganlage errechnet sich die aerodynamische Leistung $P_{aero,Abs}$ aus dem nötigen Luftvolumenstrom \dot{V}_{ges} und dem Druckverlust Δp_{ges} , es handelt sich also um den Leistungsbedarf der Anlage. Beim Ventilator errechnet sich die aerodynamische Leistung $P_{aero,Vent}$ aus dem geförderten Luftvolumenstrom \dot{V}_{Vent} und der dazugehörigen Totaldruckerhöhung Δp_t , welche am Prüfstand messtechnisch erfasst werden. Hierbei handelt es sich also um die Leistung, welche der Ventilator liefern kann. Für einen effizienten Betrieb muss gelten: $P_{aero,Abs} \approx P_{aero,Vent}$

Um die aerodynamische Leistung zu erzeugen, besitzt ein Ventilator einen elektrischen Leistungsbedarf P_{el} . Diese Leistung wird mittels der am Prüfstand gemessenen Stromaufnahme I und der Versorgungsspannung U (meist 400 V) für Drehstrom-Asynchronmotoren wie folgt berechnet:

$$(14) \quad P_{el} = U * I * \cos \varphi * \sqrt{3} \quad [16, p. 220]$$

Hierbei ist $\cos \varphi$ der Anteil der Wirkleistung an der Scheinleistung bei dem Motor und wird vom Hersteller angegeben. Der Gesamtwirkungsgrad η_{Vent} eines Ventilators berücksichtigt die Verluste am Laufrad, am Motor und bei der Kraftübertragung zwischen Laufrad und Motor. Die Benutzung eines Frequenzumrichters führt zu Gesamt-Wirkungsgradverlusten von bis zu 3%. [2, p. 121]

$$(15) \quad \eta_{Vent} = \frac{P_{aero,Vent}}{P_{el}} \quad [3, p. 206]$$

Parallelschaltung von Ventilatoren

Mehrere Ventilatoren können, in dem sie parallelgeschaltet werden, zu einer sog. „Ventilator-kaskade“ zusammengefasst werden. Für einen Parallelbetrieb müssen sie auf der Saug- oder Druckseite, oder auf beiden miteinander verbunden sein. Bei einer Parallelschaltung addieren sich die Volumenströme der einzelnen Ventilatoren bei gleichbleibender Druckerhöhung. [3, p. 233]

$$(16) \quad \dot{V}_{Kaskade} = \sum \dot{V}_{Vent} \quad \text{Mit: } \Delta p_{t,Kaskade} = \Delta p_{t,Vent}$$

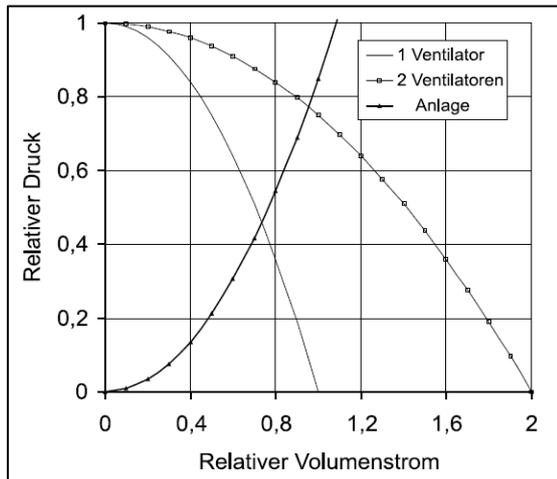


Abb. 32: Parallelschaltung von zwei Ventilatoren [3, p. 233]

Auf Abb. 32 ist eine zusammengefasste Ventilator-Kennlinie von zwei gleichen Ventilatoren gemeinsam mit einer Anlagen-Kennlinie dargestellt. Der Betriebspunkt wandert entlang der Anlagen-Kennlinie und es wird ein höherer Volumenstrom durch die Anlage geführt. Dies führt allerdings auch zu einem erhöhten Druckverlust. Dadurch erhöht sich der Volumenstrom trotz der doppelten Anzahl an Ventilatoren in diesem Beispiel nur um ca. 30%.

Eine Ventilator-Kaskade bietet die Möglichkeit, besser als ein einzelner Ventilator auf wechselnde Lastzustände zu reagieren, weil einzelne Ventilatoren zu- oder abgeschaltet werden können. Eine Regelung über Drehzahlen ist auch möglich. Dabei kann nur ein Ventilator eine Drehzahlregelung besitzen und der Rest der Ventilatoren fungiert als „Grundlastventilator“ (Einzelregelung) oder alle Ventilatoren werden drehzahl geregelt (Gruppenregelung) [3, pp. 235-236].

Zur Vereinfachung der Berechnung werden in der weiteren Betrachtung nur gleiche Ventilatoren in Ventilator-Kaskaden verwendet und im Bedarfsfall als Gruppenregelung ausgeführt, wodurch die Kennlinien der einzelnen Ventilatoren zu jeder Zeit identisch sind.

Drehzahlregelung

Bei der Änderung der Drehzahl n eines Ventilators, ob mittels Austausches von Keilriemenscheiben oder dem Einsatz eines Frequenzumrichters, gelten folgende physikalischen Proportionalitätsgesetze [15, p. 48]:

Volumenstrom: $\dot{V}_{Vent} \sim n$

Totaldruckerhöhung: $\Delta p_t \sim n^2$

Leistungsbedarf: $P_{el} \sim n^3$

Daraus folgt für die Berechnung:

(17) $\dot{V}_{Vent,DZR} = \dot{V}_{Vent,Nenn} * \frac{n_{DZR}}{n_{Nenn}}$ bzw. $n_{DZR} = n_{Nenn} * \frac{\dot{V}_{Vent,DZR}}{\dot{V}_{Vent,Nenn}}$

(18) $\Delta p_{t,DZR} = \Delta p_{t,Nenn} * \left(\frac{n_{DZR}}{n_{Nenn}}\right)^2$ bzw. $n_{DZR} = \sqrt{n_{Nenn}^2 * \frac{\Delta p_{t,DZR}}{\Delta p_{t,Nenn}}}$

(19) $P_{el,DZR} = P_{el,Nenn} * \left(\frac{n_{DZR}}{n_{Nenn}}\right)^3$ bzw. $n_{DZR} = \sqrt[3]{n_{Nenn}^3 * \frac{P_{el,DZR}}{P_{el,Nenn}}}$

Wobei der Index „Nenn“ den Ventilator ohne Drehzahlregelung und „DZR“ den Ventilator mit Drehzahlregelung beschreibt.

Die Drehzahlregelung eines Ventilators hat keinen Einfluss auf die Charakteristik, jedoch auf die Lage einer Ventilator-Kennlinie (Vgl. Abb. 30 Mitte).

4. Unterschiede von Über- und Unterdruckanlagen

In diesem Kapitel sollen die unterscheidenden Merkmale von Über- und Unterdruckanlagen aufgezeigt und gegenübergestellt werden, welche sich aus der Fachliteratur und der Konstruktionspraxis der Firma Schuko ergeben.

4.1 Konstruktive Unterschiede

Bei Über- und Unterdruckanlagen gibt es systeminhärente Unterschiede bezüglich der Ventilatoren und des Filtergehäuses. Auch durch die Rohrleitungsführung können sich beide Anlagen-Varianten unterscheiden. Hierbei handelt es sich aber nur um von der Literatur genannte Präferenzen. Nach DGUV 209-200 [2] sei es üblich, Überdruckanlagen als Gruppenabsaugung und Unterdruckanlagen als Zentralabsaugung mit einem einzelnen, drehzahlgeregelten Ventilator auszuführen. Jedoch sind auch andere Ausführungen, z.B. Gruppenabsaugung mit einer Ventilator-Kaskade bei Unterdruckanlagen oder Zentralabsaugung bei Überdruckanlagen (nur bei kleinen Anlagen, sonst sehr unüblich), zulässig. [2, p. 96] Jede Ausführung im Hinblick auf das Rohrleitungs- und Ventilator-Konzept besitzt seine Vor- und Nachteile und muss anhand der Randbedingungen für den spezifischen Anwendungsfall geprüft werden.

4.1.1 Ventilatoren

Bei den Ventilatoren ergeben sich Unterschiede bei der Wahl der Laufräder, dem Einbauort und der Flexibilität bei eventuellen, zukünftigen Erweiterungen der Anlage.

Laufräder

Die Wahl der Laufräder ist durch die Art des abgesaugten Materials bedingt. Bei Unterdruckanlagen kommen die Ventilatoren zu keinem Zeitpunkt mit materialbelasteter Luft in Kontakt, wodurch ausschließlich effizientere, geschlossene Laufräder verwendet werden. Vorteilhaft ist dabei auch, dass kein Verschleiß der Laufräder durch abrasive Materialien vorliegt und der Ventilator keine potenzielle Zündquelle durch Aufprall von Metallstücken darstellt. Bei Überdruckanlagen muss geprüft werden, welche Art von Materialien abgesaugt werden. Problematisch für geschlossene Laufräder sind grobe Holzspäne oder -klötze, sowie faserige Materialien. Diese können sich im Laufrad verfangen und zu einer geringeren Ventilatorleistung, sowie zu Beschädigungen durch Unwucht führen, weswegen hier zwingend offene Laufräder eingesetzt werden müssen. [2, p. 29] Ist in der Luft jedoch nur mit einer Materialbelastung durch kleinere Partikel oder Staub zu rechnen, können bei Überdruckanlagen ebenfalls Ventilatoren mit geschlossenen Laufrädern verwendet werden. [2, p. 28] Holzklötze können durch einen dem Ventilator vorgeschalteten Vorabscheider (z.B. Klotzabscheider) am Eintritt in den Ventilator gehindert werden.

Einbauposition

Die Ventilatoren von Überdruckanlagen werden ausschließlich außerhalb des Filtergehäuses aufgestellt, wobei sie frei innerhalb eines Absaugstranges hinter dem letzten Abzweig positioniert werden können. Es ist z.B. möglich, den Ventilator im Arbeitsraum aufzustellen, von wo aus die druckseitige Rohrleitung die Außenwand durchbricht und zur Filteranlage führt. Dies wäre ein Vorteil, wenn sich ein Betrieb in einem Gebiet mit strengen Lärmschutzbestimmungen (z.B. Wohngebiet) befindet, da auf eine Schallisolierung verzichtet werden kann. Die Ventilatoren von Unterdruckanlagen werden bei der Firma Schuko fast ausschließlich in den Reinraum des Filtergehäuses eingebaut, wodurch sie gut vor Witterungseinflüssen geschützt sind und kein weiterer Platzbedarf durch die Aufstellfläche für Ventilatoren besteht. [1]

Erweiterung von Anlagen

Durch das Hinzufügen oder Ersetzen von Holzbearbeitungsmaschinen ändern sich auch die Anforderungen an die Absaugung durch geänderte Volumenströme und Druckverluste. Die Filterfläche ist meistens mit dem Hintergedanken einer eventuellen Erweiterungsmöglichkeit entsprechend großzügig dimensioniert, die Ventilatoren jedoch aus Effizienzgründen meistens nicht. [2, pp. 123-124] Im Idealfall lassen sich die neuen Maschinen in das bestehende Rohrleitungssystem einbinden, sofern sich der neu eingestellte Betriebspunkt der Anlage im Arbeitsbereich der Ventilatoren befindet. Ist dies nicht möglich, z.B. aufgrund signifikant höherer Volumenströme oder Druckverluste, muss die Absauganlage erweitert werden. Bei Überdruckanlagen wird dazu ein neuer Rohrleitungsstrang samt einem abgestimmten Ventilator ergänzt, welcher dann wie die übrigen Stränge in das Filtergehäuse einbläst. Bei Unterdruckanlagen wird auch ein neuer Strang hinzugefügt oder die neue Holzbearbeitungsmaschine wird an den Strang der Zentralabsaugung angeschlossen. Hierbei ändert sich der Betriebspunkt häufig so stark, dass er nicht mehr im Arbeitsbereich des Zentralventilators oder der Ventilatororkaskade liegt, wodurch eine Anpassung des Drehzahlregelungskonzeptes oder schlimmstenfalls der Austausch der kompletten Ventilatoreinheit nötig ist. Die Erweiterung einer Überdruckanlage ist somit meist unkomplizierter und mit geringeren Kosten verbunden. [1]

4.1.2 Filtergehäuse

Die grundlegende Konstruktion des Filtergehäuses ist bei Über- und Unterdruckanlagen gleich. Durch den Einbau der Ventilatoren in den Reinraumbereich des Filtergehäuses bei Unterdruckanlagen muss an dieser Stelle der Bereich im Vergleich zu Überdruckanlagen vergrößert werden.

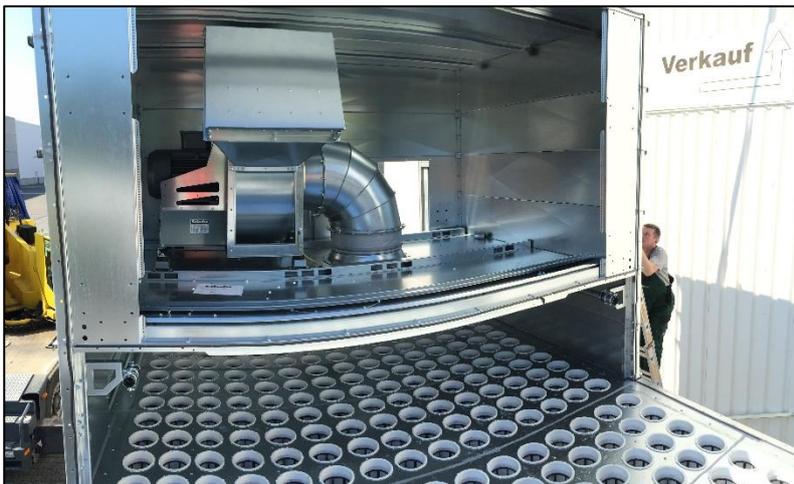


Abb. 33: Reinraumerhöhung Unterdruckanlage [22]

Auf Abb. 33 ist solch eine sog. „Reinraumerhöhung“ zu erkennen. Es ist ein vom eigentlichen Reinraum des Filters separater Raum, welcher genug Platz für einen oder mehrere Ventilatoren bietet. Diese Erweiterung des Filtergehäuses führt zu höheren Kosten bei Konstruktion und Montage. Auch eine eventuell nötige Schallsolierung der Reinraumerhöhung ist teurer als eine Schallsolierung der einzelnen Ventilatoren. Die Ventilatoren werden in stehender (Abb. 33) oder liegender Position eingebaut. Bei der liegenden Position ist der Ansaugstutzen direkt an

das untere Blech der Reinraumerhöhung angeflanscht. Bei der stehenden Position ist der Ansaugstutzen über einen Rohrbogen mit dem Reinraum des Filters verbunden, wobei dieser meist mit einem größeren Durchmesser als der Stutzen ausgeführt wird (i.d.R. eine Nennweite größer). [1]

Weiterhin unterscheiden sich Über- und Unterdruckanlagen hinsichtlich der Druckbelastung des Filtergehäuses. Da Unterdruckanlagen im Filtergehäuse einen Unterdruck erzeugen, unterliegt das Filtergehäuse einer permanenten Belastung, welche höher ist als die Belastung durch den bei Überdruckanlagen erzeugten Überdruck. Die meisten Filtergehäuse erlauben einen Unterdruck von ca. 5000 Pa. Wird ein höherer Unterdruck durch eine Holzbearbeitungsmaschine gefordert, so müssen sog. „Stützventilatoren“, welche in die Absaugrohrleitung eingebaut werden und eine zusätzliche Pressung erzeugen, eingesetzt werden. Solche Stützventilatoren verschlechtern die Effizienz einer Absauganlage und erhöhen deren Investitionskosten. [2, p. 96]

Auch beim Einfluss durch Leckagen am Filtergehäuse gibt es Unterschiede. Steht das Filtergehäuse unter Überdruck, kann durch Leckagen schadstoffbelastete Luft in die Umgebung gelangen, was gerade bei sehr gefährlichen Stoffen ein gravierender Nachteil ist. Herrscht im Filtergehäuse ein Unterdruck,

besteht keine Gefahr des Austretens schadstoffbelasteter Luft. Jedoch kann durch das Einsaugen von „Falschluff“ die Absaugleistung an den Holzbearbeitungsmaschinen deutlich sinken, wodurch die Einhaltung der Mindestluftgeschwindigkeiten und des AGW nicht mehr gewährleistet werden kann. [2, p. 96] Ebenso kann Feuchtigkeit in das Filtergehäuse gelangen, wodurch der Holzstaub verklumpt und eventuell den Filter zusetzen kann. [17]

4.2 Aerodynamische Unterschiede

Die konstruktiven Unterschiede von Über- und Unterdruckanlagen führen an bestimmten Stellen auch zu Unterschieden in der Aerodynamik, insbesondere was die Erzeugung von, und Auswirkungen durch Druckverluste angeht.

4.2.1 Druckverluste im Rohrleitungssystem

Unter der Annahme, dass eine Unterdruckanlage als Zentralabsaugung und eine Überdruckanlage als Gruppenabsaugung konzipiert wird, ergibt sich daraus unter Umständen ein Nachteil für die Unterdruckanlage bei der Effizienz mit steigender Anzahl von Holzbearbeitungsmaschinen an einem Strang (Zentralabsaugung bedeutet mehr Maschinen pro Strang als bei Gruppenabsaugung). Dies belegen Untersuchungen, welche an mehreren Absauganlagen in Bezug auf das Gelingen des hydraulischen Abgleichs durchgeführt wurden. *Abb. 34* stellt die Ergebnisse der Untersuchung in Form eines Zuschlagfaktors Z_h für den hydraulischen Abgleich in Abhängigkeit von der Anzahl an Maschinen an einem Strang in einem Diagramm dar. Der Zuschlagfaktor bezieht sich dabei auf die Summe der an den abzusaugenden Maschinen nötigen Mindestvolumenströme. Das bedeutet am Beispiel von 20 Maschinen an einem Strang, dass der vom Ventilator zu fördernde Volumenstrom 15 % höher ist als der an den Maschinen eigentlich benötigte Mindestvolumenstrom. [2, p. 123]

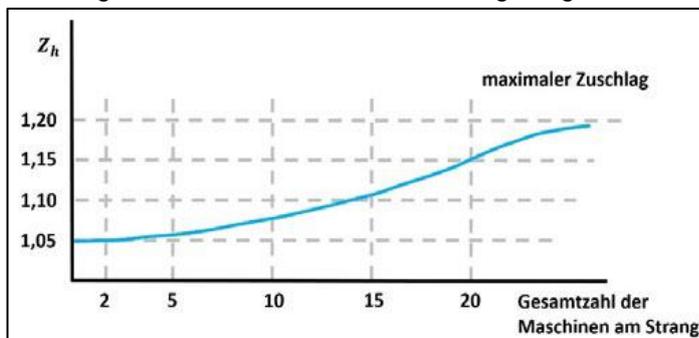


Abb. 34: Zuschlagfaktor hydraulischer Abgleich in Abhängigkeit von Maschinenanzahl [2, p. 123]

Die Ergebnisse der Untersuchung in Form eines Zuschlagfaktors Z_h für den hydraulischen Abgleich in Abhängigkeit von der Anzahl an Maschinen an einem Strang in einem Diagramm dar. Der Zuschlagfaktor bezieht sich dabei auf die Summe der an den abzusaugenden Maschinen nötigen Mindestvolumenströme. Das bedeutet am Beispiel von 20 Maschinen an einem Strang, dass der vom Ventilator zu fördernde Volumenstrom 15 % höher ist als der an den Maschinen eigentlich benötigte Mindestvolumenstrom. [2, p. 123]

Eine als Zentralabsaugung ausgeführte Anlage hat ebenfalls den Nachteil, bei einer geringeren Benutzung von Maschinen als im Auslegungsfall, zur Einhaltung der Mindestluftgeschwindigkeit in der Hauptrohrleitung auf größere Beiluft-Volumenströme angewiesen zu sein. Dies geschieht in der Regel durch sog. „Zwangsöffnungen“, wobei der Absperrschieber von eigentlich nicht benutzten Maschinen durch die Steuerung der Anlage geöffnet wird. Durch diese Maßnahme muss im Vergleich zur Gruppen- oder Einzelabsaugung, bei denen ein Strang mit inaktiven Maschinen einfach abgeschaltet werden kann, ein erhöhter Luftvolumenstrom durch die Anlage gefördert werden, wodurch eine erhöhte Ventilatorleistung erforderlich ist. [2, p. 122]

Auch bei einer Ausführung als Gruppenabsaugung besitzen Unterdruckanlagen systembedingte Nachteile. Durch die reingasseitige Anordnung der Ventilatoren, können sie nur einen bestimmten Unterdruck erzeugen. Dadurch wird eventuell, bedingt durch unterschiedliche Druckverluste, auch unter den einzelnen Strängen ein hydraulischer Abgleich nötig, welcher nur durch Drosselung von Strängen erreicht werden kann. [2, p. 96] Der Einsatz von Drosseln ist bei Absauganlagen mit Partikelförderung nur unter Verwendung von querschnittsverändernden Bauteilen mit sanften Übergängen zum Ausgangsdurchmesser der Drossel zu empfehlen, da sie sonst den ablagerungsfreien Materialtransport stören könnten. [2, p. 122] Dadurch bedingt handelt es sich meist um nicht steuerbare Drosseln, welche einen festen Widerstandsbeiwert besitzen und nur auf einen bestimmten Betriebszustand der Anlage ausgelegt werden können. Ändert sich der Betriebszustand der Anlage, z.B. indem ein anderer Strang abgesperrt wird und kein hydraulischer Abgleich mehr notwendig ist, stellt die Drossel einen für den neuen Betriebszustand unnötigen Strömungswiderstand dar und führt zu einem erhöhten Energieverbrauch.

4.2.2 Druckverluste an Ventilator-/Filtereinheit

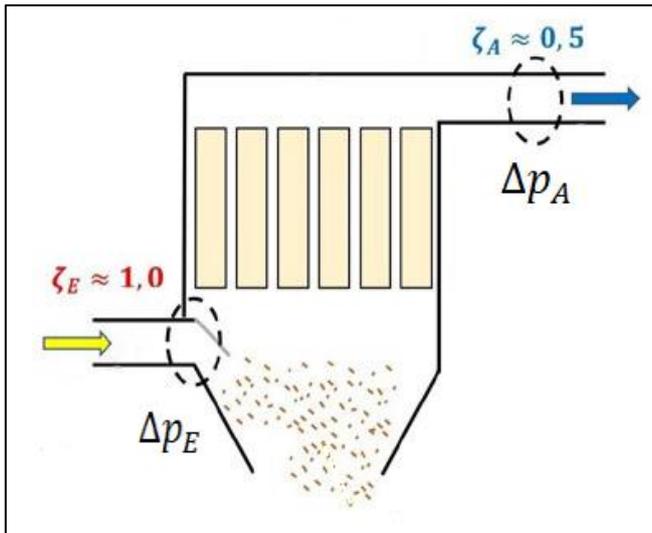


Abb. 35: Ein- und Ausströmen an einem Filtergehäuse [2, p. 118]



Abb. 36: Ein- und Ausströmen am Ventilator bei Unterdruckanlagen [22]

Am Filtergehäuse sind die Unterschiede zwischen Über- und Unterdruckanlagen beim Druckverlust durch den Einbau der Ventilatoren im Reinraumbereich des Filters bei Unterdruckanlagen (Abb. 33) bedingt. Der Druckverlust am Filtergehäuse kommt, wie in Kap. 3.1.2 *Druckverluste durch Rohrleitungen und Komponenten* bereits erwähnt, durch das Ein- und Ausströmen der Luft und durch das Filtergewebe zustande. Interessant ist hierbei der Widerstand, welcher durch das Ein- und Ausströmen an den Stellen mit plötzlicher Querschnittsänderung Absaugrohrleitung/Filtergehäuse und Filtergehäuse/Abluftkanal verursacht wird. Auf Abb. 35 ist der schematische Aufbau eines Filters mit den Ein- und Ausströmstellen dargestellt (gelber Pfeil: schadstoffbelastete Luft aus der Absaugrohrleitung; blauer Pfeil: gereinigte Luft im Abluftkanal). Durch die hohen Widerstandsbeiwerte ($\zeta_E = 1$ und $\zeta_A = 0,5$) entsteht an diesen Stellen ein signifikanter Druckverlust. Bei Überdruckanlagen kommt es zu einmaligem Ein- und Ausströmen, wie in Abb. 35 dargestellt. Bei Unterdruckanlagen mit Ventilatoren in einer Reinraumerhöhung kommt es jedoch insgesamt zweimal zu einem Ein- und Ausströmen, da der Ventilator aus dem freien Raum des Reinraumbereiches oberhalb der Filterelemente ansaugt und in den freien Raum der Reinraumerhöhung einbläst. Auf Abb. 36 sind diese beiden zusätzlichen Stellen zu erkennen. Zum einen erfolgt eine plötzliche Querschnittsverengung hin zum Saugstutzen des Ventilators (2), zum anderen eine plötzliche Querschnittserweiterung an dem mit einer Rückschlagklappe versehenen Druckstutzen des Ventilators (1). Die Rückschlagklappe wird benötigt, um eine Rückströmung über den ausgeschalteten Ventilator zu verhindern.

Durch das zweimalige Ein- und Ausströmen ist der Druckverlust einer Unterdruckanlage am Filter oft signifikant höher als an einer vergleichbaren Überdruckanlage, wodurch natürlich auch eine höhere Ventilatorleistung erforderlich ist. Der Druckverlust steigt mit der zweiten Potenz der Luftgeschwindigkeit an den Stellen der plötzlichen Querschnittsänderung. Dadurch ist dieser Effekt besonders bei der Verwendung von nur einem leistungsstarken Ventilator ausgeprägter als bei einer Ventilator-kaskade, wo sich der Gesamtluftvolumenstrom auf mehrere, leistungsschwächere Ventilatoren aufteilt. Dies hängt damit zusammen, dass der zusammengefasste Durchmesser aller Stutzen einer Ventilator-kaskade i.d.R. größer ist als der Anschlussdurchmesser eines einzelnen Ventilators gleicher Leistung. Dadurch sind an den Anschlüssen der Ventilator-kaskade geringere Luftgeschwindigkeiten vorhanden.

Zusammenfassung

An dieser Stelle sollen die in diesem Kapitel genannten Unterschiede übersichtlich und in Stichpunktform tabellarisch (Tab. 3) dargestellt werden. Dabei soll auch eine grobe Bewertung erfolgen, ob die genannten Unterschiede einen Vor- oder Nachteil darstellen (Nachteil: rot hinterlegt / Vorteil: grün hinterlegt / gelb: kein eindeutiger Vor- oder Nachteil).

Tab. 3: Unterschiede zwischen Über- und Unterdruckanlagen

Unterschiede bei:	Überdruck	Unterdruck
Ventilatorlaufräder	- teilweise offene Laufräder nötig - dadurch niedrigere Effizienz	- ausschließlich geschlossene Laufräder - dadurch höhere Effizienz
Einbauposition Ventilatoren	- größere Freiheit bei der Wahl des Aufstellortes - höherer Platzbedarf	- durch Einbau in den Reinraum ist der Aufstellort vorgegeben - geringerer Platzbedarf
Erweiterungsmöglichkeiten der Anlage	- i.d.R. unkomplizierter und kostengünstiger	- i.d.R. mit höherem planerischem und konstruktivem Aufwand verbunden
Filtergehäuse Kosten	- niedrigere Kosten, da keine Reinraumerrhöhung notwendig	- höhere Kosten aufgrund der Reinraumerrhöhung und eventueller Schallsolisierung
Filtergehäuse Belastung	- niedrige Belastung durch Überdruck	- höhere Belastung durch Unterdruck - Begrenzung des Unterdrucks auf ca. 5000 Pa
Filtergehäuse Leckagen	- Austritt gefährlicher Schadstoffe möglich	- Austritt gefährlicher Stoffe unwahrscheinlich, jedoch Störung der Anlagenfunktion möglich
Auslegung Rohrleitung	- Auswahl eines passenden Ventilators für jeden einzelnen Strang möglich - hydraulischer Abgleich an Anschlussleitungen evtl. nötig	- hydraulischer Abgleich an Anschlussleitungen bei Zentralabsaugung schwierig - bei Gruppenabsaugung ist ein hydraulischer Abgleich unter den Strängen evtl. nötig
Anpassung an wechselnde Betriebszustände	- Abschaltung eines gesamten Stranges möglich, andernfalls Beiluft-Ströme erforderlich	- bei Zentralabsaugung teilweise hohe Beiluft-Ströme erforderlich - bei Gruppenabsaugung wie Überdruck, jedoch evtl. erhöhter Druckverlust durch Drosseln
Druckverlust am Filtergehäuse	- geringerer Druckverlust	- bedingt durch Einbau der Ventilatoren im Reinraum höherer Druckverlust

Wie aus Tab. 3 ersichtlich ist, besitzt eine Überdruckanlage in der Summe mehr Vorteile als eine Unterdruckanlage. Dabei ist jedoch zu beachten, dass keine Gewichtung der Vor- und Nachteile erfolgt ist und eine Bewertung der Anlagenvarianten besonders im Hinblick auf die wirtschaftlichen Aspekte im Einzelfall rechnerisch erbracht werden muss. Dies soll im nachfolgenden Kapitel geschehen.

5. Beispielrechnung anhand verschiedener Fälle

In diesem Kapitel sollen die Auswirkungen, welche durch die im vorherigen Kapitel genannten Unterschiede verursacht werden, anhand einer beispielhaften Auslegung einer Absauganlage untersucht werden. Dazu werden Über- und Unterdruckanlage in verschiedenen Varianten ausgelegt und die relevanten Kenndaten errechnet.

5.1 Erläuterungen zu den Beispielfällen

Als Grundlage zur Berechnung dient eine fiktive Modell-Tischlerei mittlerer Größe, welche einer Vielzahl von realen Aufträgen der Firma Schuko entsprechend nachempfunden wurde. Der Betreiber der Modell-Tischlerei verfügt über zehn gängige Holzbearbeitungsmaschinen und maximal fünf gleichzeitig arbeitende Mitarbeiter. Abb. 37 stellt den Grundriss bzw. den Maschinenaufstellplan der fiktiven Tischlerei dar. Zu erkennen sind: die Abmaße der Räumlichkeiten von 30x20 m, der Standort der Filteranlage mit der Rückluftführung (bei allen Fällen gleiche Abmaße), sowie die Holzbearbeitungsmaschinen samt Maschinennummern, welche mit denen in Tab. 4 aufgeführten Maschinen korrespondieren. Nicht zu erkennen ist die Höhe der Räumlichkeiten. Es wird angenommen, dass die Absaugrohrleitungen in einer Höhe von 4 m unter der Decke verlaufen.

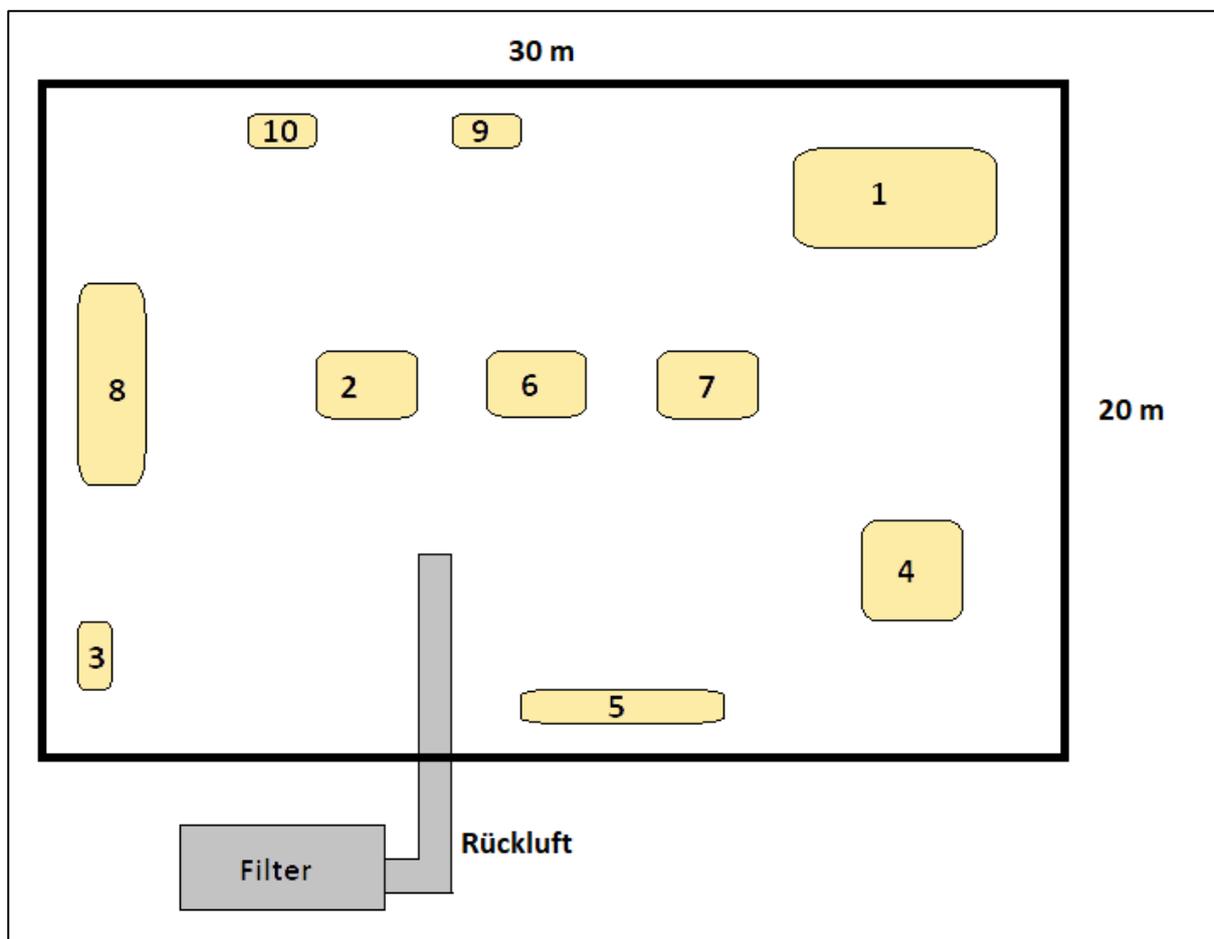


Abb. 37: Grundriss/Maschinenaufstellplan der Modell-Tischlerei

Alle in den folgenden Unterkapiteln beschriebenen Fälle werden auf diese Modell-Tischlerei angewendet. Aufgrund der gleichbleibenden Abmaße und Maschinenstandorte ist eine gute Grundlage für eine vergleichende Betrachtung der einzelnen Varianten gegeben. Die Holzbearbeitungsmaschinen sind in Tab. 4 mit ihrer Bezeichnung, ihren Maschinendaten (Absaugstutzen, Mindestluftgeschwindigkeit am

Stutzen, interner Druckverlust, Mindest-Volumenstrom) und einer kurzen Beschreibung der Maschine aufgeführt.

Tab. 4: Maschinenliste Modell-Tischlerei

Nr.	Bezeichnung	Ab-saugstut-zen in mm	Min. Luftge-schwin-digkeit in m/s	Druck-verlust in Pa	Min. Volu-men-strom in m ³ /h	Beschreibung
1	CNC	1x250	30	1300	5301	Computergesteuerte Fräse, Absaugan-schluss über flexible Rohrleitung, da Maschine verfährt. Erzeugt Staub und Späne. (DB)
2	Format-kreis-säge	1x120/ 1x80	20	1200	1176	Sägemaschine mit Schiebetisch zum Führen des Werkstücks. Erzeugt Staub und Späne. (DB)
3	Fräse	2x120	24	1000	1954	Fräsmaschine für handgeführte Werk-stücke. Erzeugt Staub und Späne.
4	Breit-band-schleifer	2x180/ 1x140/ 1x100	21-23	800	5872	Schleifmaschine für Kalibrier-, Vor- und Feinschliffarbeiten an Holzplatten. Erzeugt Staub. (DB)
5	Liegende Platten-säge	1x160/ 1x140	26	1200	3323	Sägemaschine zur Aufteilung von Holz-platten. Erzeugt Staub und Späne. (DB)
6	Abriecher	1x160	24	1000	1737	Hobelmaschine zum Glätten und Ebnen von Holzwerkstücken. Erzeugt Späne.
7	Dicken-hobel	1x160	24	1000	1737	Hobelmaschine zum Erreichen einer ge-wünschten Dicke eines Holzwerkstü-ckes. Erzeugt Späne.
8	Kanten-anleimer	1x120/ 1x100/ 3x80	28	2000	3452	Maschine zum Anbringen und Anpassen von Möbelkanten, meist aus Kunststoff. Erzeugt Späne, Staub und Kunststofffa-fern. (DB)
9	Band-säge	1x100	20	800	565	Sägemaschine für kleine, handgeführte Holzwerkstoffe. Erzeugt Staub und Späne.
10	Kanten-schleifer	2x80	20	800	724	Schleifmaschine für kleine, handge-führte Holzwerkstoffe. Erzeugt Staub.

Bei den Maschinen Nr. 1,4 und 8 handelt es sich um gekapselte Holzbearbeitungsmaschinen, die restlichen Maschinen sind Standardholzbearbeitungsmaschinen (siehe *Kap 2.1.2 Holzbearbeitungsmaschinen*).

Maschinen mit „(DB)“ in der Beschreibung besitzen Datenblätter, welche im Anhang zu finden sind. Für die restlichen Maschinen werden maschinentypische Daten angenommen.

Die folgenden Fälle unterscheiden sich hauptsächlich durch die Art der Rohrleitungsführung. Betrachtet wird die Zentralabsaugung (Fall 1), eine Gruppenabsaugung mit zwei Strängen (Fall 2) und eine Gruppenabsaugung mit 5 Strängen (Fall 3), als Annäherung an eine Einzelabsaugung. Auf die Betrachtung einer Einzelabsaugung jeder Maschine wird verzichtet, da dies bei dem gegebenen Szenario eine praxisferne Variante darstellen würde.

Die Filtereinheit und der Rückluftkanal sind bei allen Fällen gleich ausgeführt. Der Filter hat eine Filterfläche von 200 m², als Filtermaterial dient ein Polyester-Nadelfilz-Gewebe der Staubklasse „M“ mit der Bezeichnung „AWN-16“. Aus dem sich im Anhang befindlichen Prüfzeugnis dieses Filtermaterials ermittelt sich ein Filtermittelwiderstand von: $\beta = 5,65 \cdot 10^7 \frac{1}{m}$

Der rechteckige Rückluftkanal ist 11 m lang und ist in 710*1000 mm Seitenlänge ausgeführt.

Die Anschlussleitungen der Holzbearbeitungsmaschinen sind bis zum Erreichen der Rohrleitungsebene auf vier Metern Höhe bei allen Fällen gleich ausgeführt. Jede Maschine besitzt beim Anschluss einen flexiblen Schlauch von einem Meter Länge, mit Ausnahme der CNC, welche aufgrund des verfahrenen Absaugstutzens einen flexiblen Schlauch von zehn Metern Länge besitzt. Um den Umfang der Rechnung möglichst gering zu halten, werden die Anschlussrohrleitungen bis zum Erreichen der Deckenhöhe als einzelne Rohrleitung mit zweifacher 90° Umlenkung betrachtet. Bei Maschinen mit mehreren Stutzen wird die Aufteilung der Rohrleitung nicht berücksichtigt und die einzelnen Anschlüsse zu einem theoretischen Einzelstutzen zusammengefasst. Dies wird als vertretbar angenommen, da bei der vergleichenden Betrachtung die Ungenauigkeit in der Rechnung auf beiden Seiten zu gleichen Teilen vorliegt.

Zur Beurteilung der Lastfolgefähigkeit der Anlage werden ein maximaler und ein minimaler Lastfall definiert. Dabei ist der Maximallastfall, basierend auf der Anzahl der Mitarbeiter, als gleichzeitiger Betrieb der fünf größten, und der Minimallastfall als gleichzeitiger Betrieb von drei kleineren Holzbearbeitungsmaschinen definiert.

Maximallastfall:

- CNC, Formatkreissäge, Breitbandschleifer, l. Plattensäge, Kantenanleimer
- Geforderter Min.-Gesamtvolumenstrom: 19124 m³/h

Minimallastfall:

- Formatkreissäge, Bandsäge, Kantenschleifer
- Geforderter Min.-Gesamtvolumenstrom: 2465 m³/h

5.1.1 Fall 1: Zentralabsaugung

Bei diesem Fall werden alle Holzbearbeitungsmaschinen über eine zentrale Hauptrohrleitung abgesaugt. Die Überdruckanlage besitzt dabei systembedingt nur einen Ventilator, die Unterdruckanlage kann mit einem oder mehreren Ventilatoren ausgeführt werden.

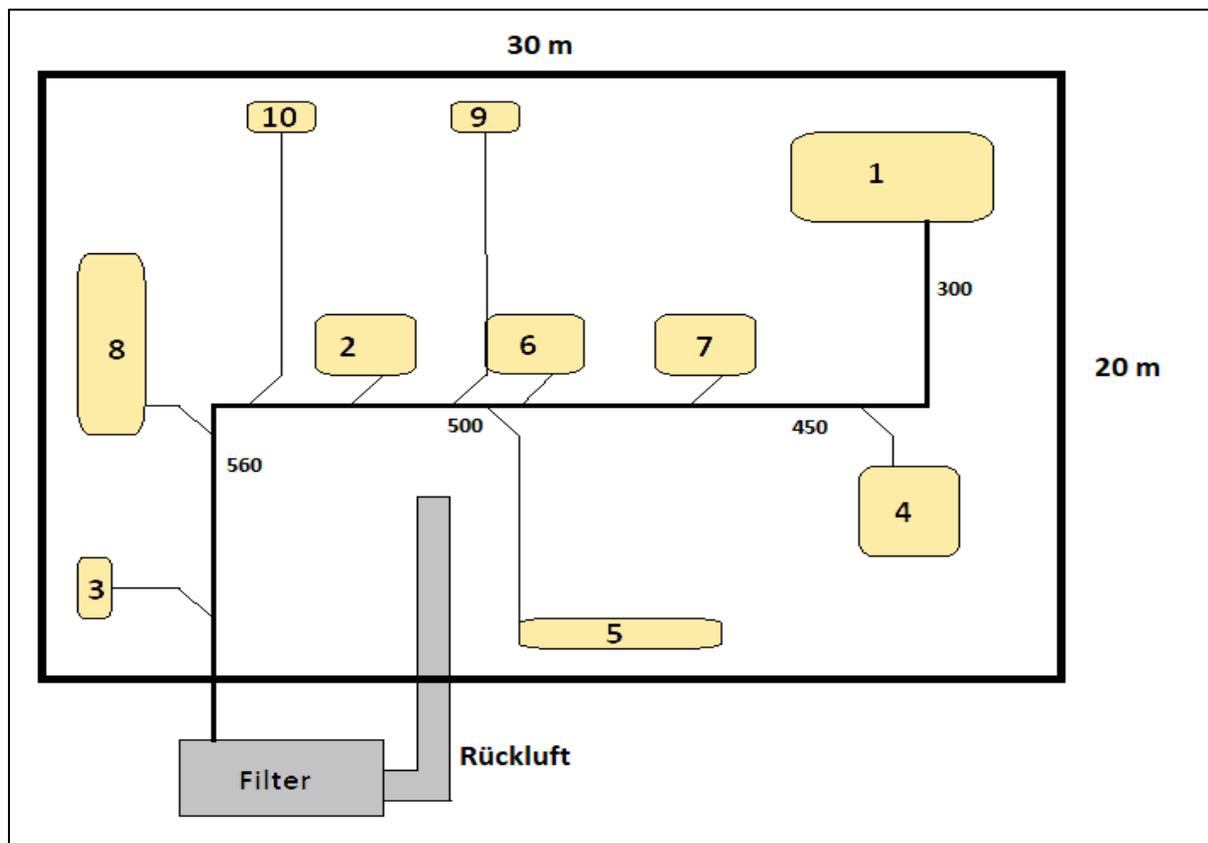


Abb. 38: Fall 1 - Zentralabsaugung

Abb. 38 stellt die Rohrleitungsführung dar. Die dicke Linie repräsentiert den Verlauf der Hauptrohrleitung und die dünnen Linien den der Anschlussleitungen. Die Zahlen an der Hauptrohrleitungen weisen auf einen geänderten Rohrdurchmesser in mm hin. Die Hauptrohrleitung startet bei der CNC mit einem Durchmesser von 300 mm und mündet zum Schluss mit einem Durchmesser von 560 mm in die Filteranlage.

Da sich die Luftmengen zwischen dem Max.-Lastfall und dem Min.-Lastfall stark unterscheiden, muss beim Min.-Lastfall zum Einhalten der Mindestluftgeschwindigkeit in der Hauptrohrleitung ein Beiluft-Strom erzeugt werden. Dies geschieht durch Zwangsöffnungen an den Maschinen Nr. 4,5,6 und 7.

Bei der Unterdruckanlage werden zwei Untervarianten mit verschiedenen Ventilator Konzepten, Einzel-Ventilator und Ventilator Kaskade, betrachtet, um den Einfluss durch die Wahl des Ventilator Konzeptes zu verdeutlichen.

Überdruck: Einzel-Ventilator

- Offenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 500 mm
- Mit Frequenzumrichter
- Nennleistung: 30 kW

Unterdruck: Einzel-Ventilator

- Geschlossenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 450 mm
- Mit Frequenzumrichter
- Nennleistung: 22 kW

Unterdruck: Ventilator Kaskade (drei gleiche Ventilatoren)

- Geschlossenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 300 mm
- Mit Frequenzumrichter
- Nennleistung: 7,5 kW

5.1.2 Fall 2: Gruppenabsaugung mit zwei Strängen

In diesem Fall soll eine Gruppenabsaugung mit zwei Strängen betrachtet werden. Die Gruppenabsaugung erlaubt es, die CNC und den Kantenanleimer, mit ihren im Vergleich zu den anderen Maschinen höheren internen Druckverlusten, in einer separaten Gruppe zusammenzufassen. Abb. 39 stellt analog zu Abb. 38 den Verlauf der Rohrleitungen da. Da der Luft-Volumenstrom auf zwei Stränge (Abb. 39 1 und 2) aufgeteilt ist, münden beide Stränge mit einem im Vergleich zu Fall 1 kleineren Enddurchmesser von 400 mm in den Filter. Beim Min.-Lastfall sind die CNC und der Kantenanleimer nicht in Betrieb, deswegen kann bei Über- und Unterdruckanlage dieser Strang komplett abgesperrt werden. Im zweiten Strang wird beim Min.-Lastfall wieder ein Beiluft-Strom benötigt, dazu werden Maschine Nr. 5, 6 und 7 zwangsgeöffnet.

Bei der Unterdruckanlage werden wieder zwei verschiedene Untervarianten betrachtet. Diesmal eine Variante mit einer Drossel zum hydraulischen Abgleich unter den beiden Strängen und eine ohne Drossel.

Die Überdruckanlage besitzt einen Ventilator pro Strang, die Unterdruckanlage eine Ventilator Kaskade bestehend aus drei gleichen Ventilatoren.

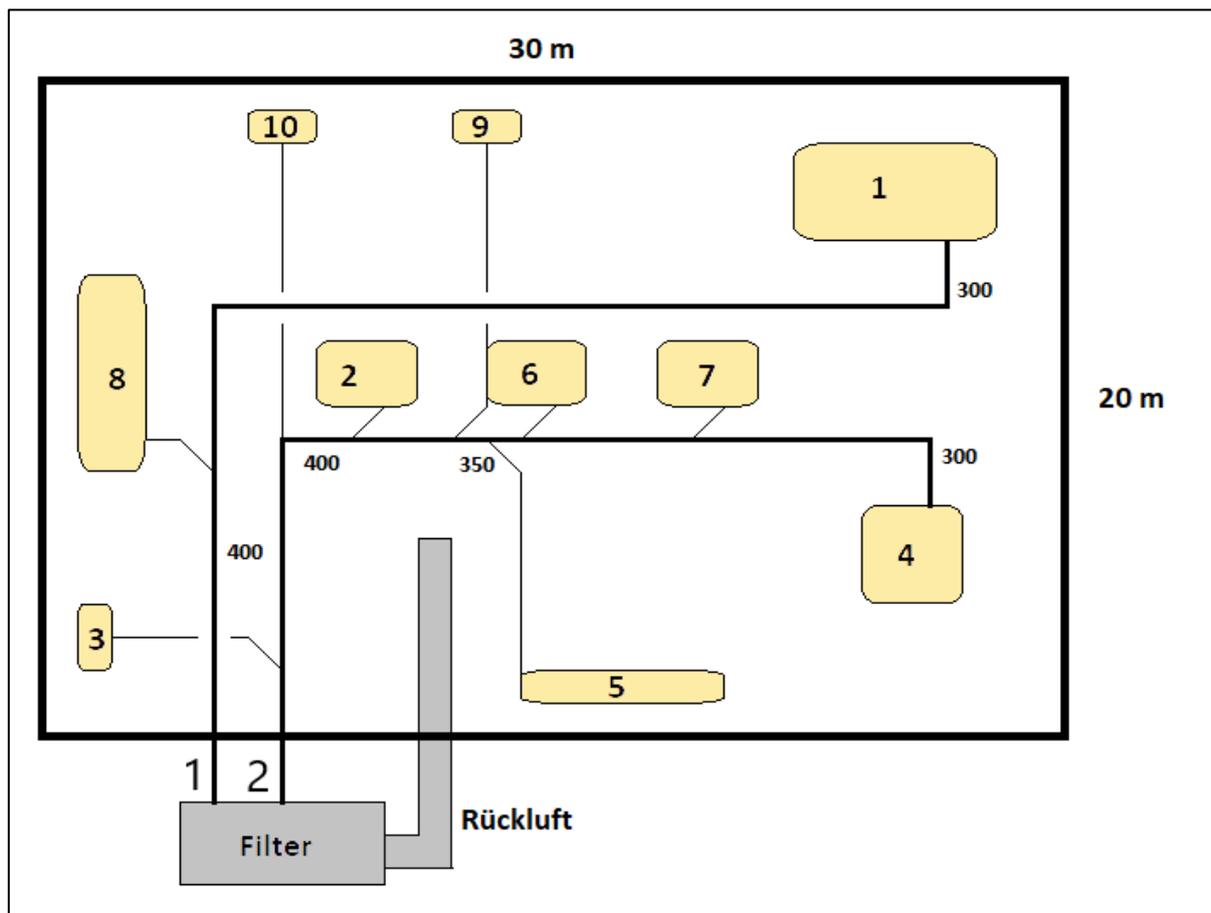


Abb. 39: Fall 2 – Gruppenabsaugung mit zwei Strängen

Überdruck: Ventilator Strang 1

- Offenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 350 mm
- Mit Frequenzumrichter
- Nennleistung: 11 kW

Überdruck: Ventilator Strang 2

- Geschlossenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 350 mm
- Mit Frequenzumrichter
- Nennleistung: 11 kW

Unterdruck: Ventilatorcascade (drei gleiche Ventilatoren)

- Geschlossenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 300 mm
- Mit Frequenzumrichter
- Nennleistung: 7,5 kW
- Bei Min.-Lastfall nur zwei Ventilatoren in Betrieb

5.1.3 Fall 3: Gruppenabsaugung mit fünf Strängen

In diesem letzten Fall wird eine Gruppenabsaugung mit fünf Strängen betrachtet. Die „großen“ Holzbearbeitungsmaschinen (CNC (2), Kantenanleimer (1), liegende Plattensäge (5) und Breitbandschleifer (4)) werden jeweils über einen eigenen Strang abgesaugt, die übrigen Maschinen über einen gemeinsamen Strang (3). Der Verlauf der einzelnen Rohrleitungen ist auf *Abb. 40* zu erkennen. Die Enddurchmesser der Rohrleitungen von Strang zwei und vier liegen bei 300 mm, der Enddurchmesser der übrigen Stränge bei 250 mm. Im Min.-Lastfall werden alle Stränge bis auf Strang drei abgesperrt. Strang drei bildet einen Sonderfall, da im Max.-Lastfall nur eine Maschine am Strang aktiv ist (Formatkreissäge) und im Min.-Lastfall jedoch drei Maschinen (Formatkreissäge, Bandsäge, Kantenschleifer), wird im Min.-

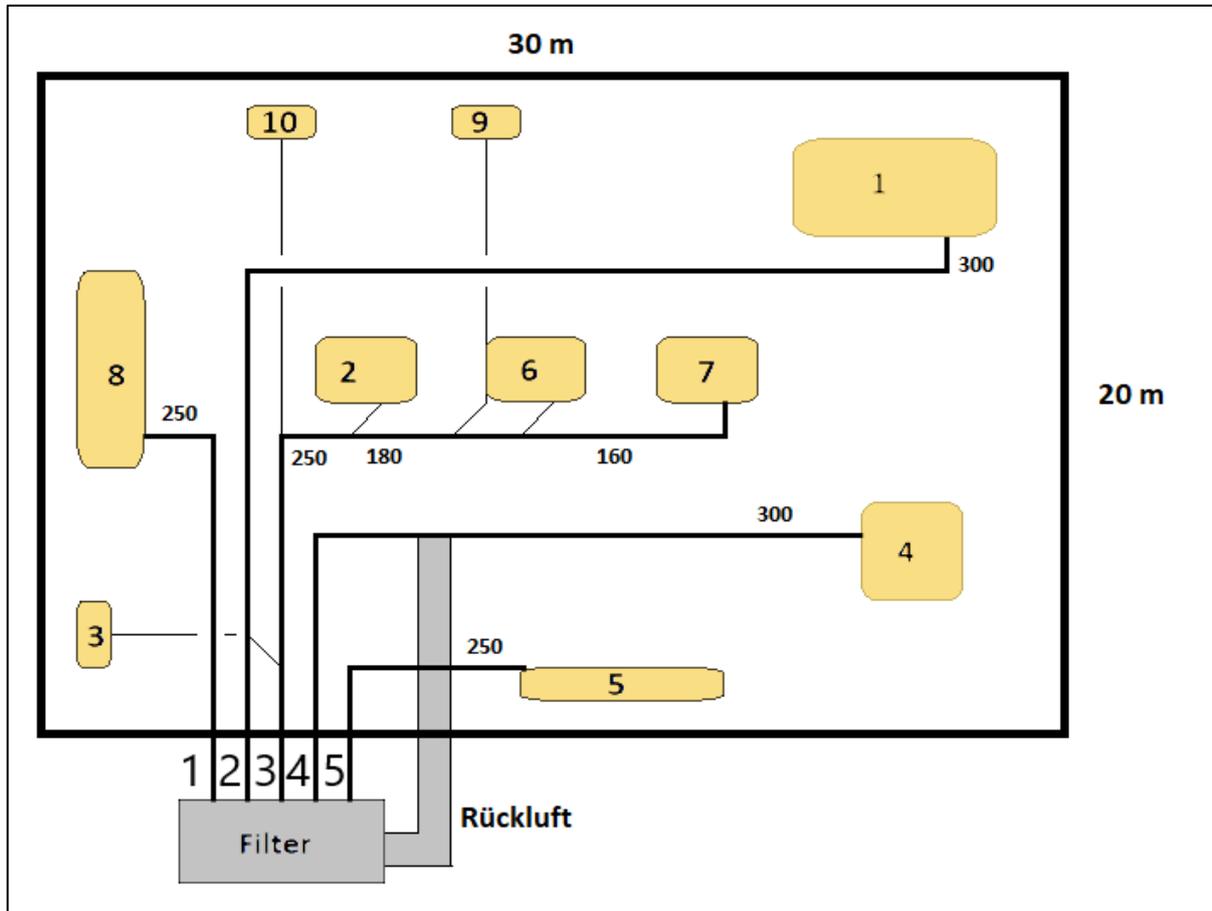


Abb. 40: Fall 3 – Gruppenabsaugung mit fünf Strängen

Lastfall ein höherer Luft-Volumenstrom gefördert. Bei beiden Lastfällen muss Maschine Nr. 7, sowie Maschine Nr. 9 zwangsgeöffnet werden, da sonst die Mindestluftgeschwindigkeit in der Rohrleitung unterschritten wird.

Die Unterdruckanlage wird wieder, wie bei Fall 2, als Untervariante mit Drossel sowie ohne Drossel ausgeführt.

Die Überdruckanlage besitzt einen Ventilator pro Strang, die Unterdruckanlage eine Ventilatorcascade mit drei gleichen Ventilatoren, wobei im Min.-Lastfall nur einer dieser drei Ventilatoren in Betrieb ist.

Überdruck: Ventilator Strang 1

- Offenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 200 mm
- Ohne Frequenzumrichter
- Nennleistung: 5,5 kW

Überdruck: Ventilator Strang 2

- Geschlossenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 300 mm
- Ohne Frequenzumrichter
- Nennleistung: 5,5 kW

Überdruck: Ventilator Strang 3

- Geschlossenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 300 mm
- Mit Frequenzumrichter
- Nennleistung: 5,5 kW

Überdruck: Ventilator Strang 4

- Offenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 250 mm
- Ohne Frequenzumrichter
- Nennleistung: 4 kW

Überdruck: Ventilator Strang 5

- Offenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 180 mm
- Ohne Frequenzumrichter
- Nennleistung: 2,2 kW

Unterdruck: Ventilatorcascade (drei gleiche Ventilatoren)

- Geschlossenes Laufrad
- Anschlussdurchmesser: 300 mm
- Mit Frequenzumrichter
- Nennleistung: 7,5 kW
- Bei Min.-Lastfall nur ein Ventilator in Betrieb

Bei der Überdruckanlage könnten bei Strang vier und fünf theoretisch auch Ventilatoren mit geschlossenen Laufrädern verwendet werden, jedoch gibt es bei dieser Ventilatorgröße und -leistung keine passenden Ventilatoren mit geschlossenen Laufrädern im Portfolio der Firma Schuko.

5.2 Vorgehen und Auswertungsmethodik

Auf Grundlage der genannten Fälle erfolgt eine Berechnung mit dem Ziel, die Betriebs- und Investitionskosten der einzelnen Anlagen über eine angenommene Lebensdauer zu ermitteln. Auf Basis dieser Kosten lassen sich die Anlagenvarianten im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit bei verschiedenen Randbedingungen, z.B. wechselnde oder gleichbleibende Lastanforderungen, vergleichen. Dafür muss zunächst der Auslegungsprozess einer Absauganlage durchlaufen werden. Hierbei sind die Anforderungen an die Absauganlage durch die Maschinenliste, den Aufstellungsplan der Maschinen und die Angabe der Gleichzeitigkeiten definiert und die Wahl der Rohrleitungsführung durch die Fälle vorgegeben.

Zunächst werden der Druckverlust in den Absaugrohrleitungen und die zu erwarteten Volumenströme berechnet, wodurch in einem iterativen Prozess die Rohrleitungen dimensioniert werden. Im Anschluss folgt die Dimensionierung des Filters und des Rückluftkanals auf Basis des berechneten Gesamtvolumenstroms. Ist dies erfolgt, werden die durch Filter und Rückluftkanal hervorgerufenen Druckverluste der Gesamtbilanz hinzugefügt und es kann auf Basis des Wertepaars Gesamtvolumenstrom und Gesamtdruckverlust ein Ventilator bzw. eine Ventilator-Kaskade mit einem zur Anlage passenden Arbeitsbereich ausgewählt werden. Die Auswahl des oder der Ventilatoren hat jedoch auch wieder einen Einfluss auf den Gesamtdruckverlust, wodurch auch die Auslegung des Ventilator-Konzeptes ein iterativer Prozess ist. Wurde ein passendes Ventilator-Konzept gewählt, wird auf Basis der Anlagen- und Ventilator-Kennlinie der Betriebspunkt ermittelt, wodurch mittels Interpolierung der Daten vom Ventilator-Prüfstand der elektrische Leistungsbedarf am Betriebspunkt berechnet wird. Dieser gesamte Prozess wird für jede betrachtete Anlagenvariante (drei pro Fall, also insgesamt neun) für den Min.-, sowie Max.-Lastfall durchlaufen.

Mit Annahmen von Strompreis und jährlicher Nutzungsdauer der Anlage lassen sich aus dem elektrischen Leistungsbedarf die jährlichen Betriebskosten ermitteln. Durch die Ermittlung der Betriebskosten beim Min.- und Max.-Lastfall, lassen sich durch Annahme eines Lastanteils (z.B. 50% Max. / 50% Min.) näherungsweise die Betriebskosten für einen Betrieb mit wechselnden Lastzuständen ermitteln. Die Investitionskosten werden durch eine Spezifizierung aller Anlagenbauteile ermittelt und zu den Betriebskosten addiert. Durch Multiplikation der jährlichen Betriebskosten mit einer angenommenen Lebensdauer der Anlage in Jahren, werden die Lebenszykluskosten ermittelt. Dabei werden die Kosten für Wartung und Entsorgung der Anlage nicht berücksichtigt.

Da es sich bei diesem Vorgehen um einen sehr umfangreichen Prozess handelt, soll an dieser Stelle das Vorgehen anhand einer Beispielrechnung von Fall 2 (Max.) verdeutlicht werden.

Beispielrechnung Fall 2 Max.-Lastfall

Zunächst muss für jeden Strang der „kritische Pfad“ ermittelt werden, der bei der Maschine, welche den höchsten Druckverlust hervorruft, beginnt. Dies geschieht durch Abschätzung und im Zweifel durch Überprüfung der Annahme nach der Rechnung. Meist beginnt der „kritische Pfad“ bei der am weitesten vom Filter entfernten Maschine, oder bei einer Maschine mit einem im Vergleich zu dem anderen deutlich höheren internen Druckverlust. Bei Strang 1 beginnt der „kritische Pfad“ an der CNC, bei Strang 2 an dem Breitbandschleifer.

Berechnung Strang 1:

Als erstes wird der Druckverlust durch das Rohrleitungssegment zwischen der CNC und dem Kantenanleimer berechnet.

Von der CNC ist bekannt:

- Absaugstutzen: 250 mm (Reinigungsstutzen C2 (siehe DB) nicht betriebsrelevant)
- Innenwiderstand $\Delta p_{i,1} = 1300 \text{ Pa}$
- Min.-Luftgeschwindigkeit am Stutzen $w_{1,min} = 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Vom Rohrleitungssegment ist bekannt:

- Länge: 23 m
- Länge flex.-Schlauch: 10 m
- Zwei 90°-Bögen
- Ein Abzweig

Der Volumenstrom der CNC berechnet sich nach Gl. 1:

$$(1) \dot{V}_1 = \frac{\pi}{4} * d_{AS,1}^2 * w_{1,min} = \frac{\pi}{4} * 0,25^2 m * 30 \frac{m}{s} = 1,47 \frac{m^3}{s} \cong \underline{\underline{5301,44 \frac{m^3}{h}}}$$

Mit: d_{AS} = Durchmesser des Absaugstutzens

Bei einem angenommenen Durchmesser von 300 mm in der Rohrleitung zwischen CNC und Kantenanleimer ergibt sich für die Geschwindigkeit in der Rohrleitung nach Gl. 1:

$$(1) w_{R,1 \rightarrow 8} = \frac{\dot{V}_1 * 4}{\pi * d_{R,1 \rightarrow 8}^2} = \frac{5301,44 \frac{m^3}{3600s} * 4}{\pi * 0,3^2 m} = \underline{\underline{20,83 \frac{m}{s}}}$$

Mit: Index $R, 1 \rightarrow 8$: Rohrleitungssegment zwischen Maschine Nr. 1 und 8

Diese Luftgeschwindigkeit liegt im Bereich der geforderten Mindestluftgeschwindigkeit für Rohrleitungen und ist dabei nicht zu hoch, wodurch ein unnötig hoher Druckverlust vermieden wird.

Als nächstes wird der Druckverlust durch die Rohre und die Rohreinbauten, sowie des flex.-Schlauches mit Gl. 4 berechnet.

$$(4) \Delta p_{R,1 \rightarrow 8} = \left(\frac{\rho_L}{2} * w_{R,1 \rightarrow 8}^2 * \xi_{R,1 \rightarrow 8} * \left(\frac{l_{R,1 \rightarrow 8} + 5 * l_{FS,1}}{d_{R,1 \rightarrow 8}} \right) \right) + \left((\xi_{AZ} + 2 * \xi_{B,90^\circ}) * \frac{\rho_L}{2} * w_{R,1 \rightarrow 8}^2 \right)$$

Mit: $l_{FS,1}$ = Länge des flex.-Schlauches an Maschine Nr. 1

Zur Berechnung wird der Widerstandsbeiwert des Rohres $\xi_{R,1 \rightarrow 8}$ benötigt.

$$(6) \xi_{R,1 \rightarrow 8} = \left(\frac{1}{2 * \log\left(\frac{d_{R,1 \rightarrow 8}}{K}\right) + 1,14} \right)^2 = \left(\frac{1}{2 * \log\left(\frac{300mm}{0,07mm}\right) + 1,14} \right)^2 = \underline{\underline{0,01416}}$$

$$(4) \Delta p_{R,1 \rightarrow 8} = \left(\frac{1,2 \frac{kg}{m^3}}{2} * 20,83^2 \frac{m}{s} * 0,01416 * \left(\frac{23m + 50m}{0,3m} \right) \right) + \left((0,2 + 2 * 0,12) * \frac{1,2 \frac{kg}{m^3}}{2} * 20,83^2 \frac{m}{s} \right) = \underline{\underline{1011,55 Pa}}$$

An der Zweigstelle zum Kantenanleimer herrscht eine Druckdifferenz von:

$$(12) \Delta P_{ist,8} = \Delta p_{i,1} + \Delta p_{R,1 \rightarrow 8} = 1300 Pa + 1011,55 Pa = \underline{\underline{2311,55 Pa}}$$

Für das weitere Vorgehen werden jetzt Daten vom Kantenanleimer und dessen Anschlussleitung benötigt.

Vom Kantenanleimer ist bekannt:

- Absaugstutzen: 1x120 mm / 1x100 mm / 3x80 mm
- Innenwiderstand $\Delta p_{i,8} = 2000 Pa$
- Min.-Luftgeschwindigkeit an den Stutzen $w_{8,min} = 28 \frac{m}{s}$

Von der Anschlussleitung des Kantenanleimers ist bekannt:

- Länge Rohrleitungen: 6,4 m
- Länge flex.-Schlauch: 1 m
- Zwei 90°-Bögen
- Ein 45°-Bogen
- Ein 22,5°-Bogen
- Ein Abzweig

Für die Absaugstutzen des Kantenanleimers wird mit Gl. 2 ein Gesamtdurchmesser gebildet:

$$(2) d_{ges,8} = \sqrt{\sum d_{AS}^2} = \sqrt{120^2 mm + 100^2 mm + 3 * 80^2 mm} = \underline{208,8 mm}$$

Da der Durchmesser einer Rohrleitung zum Filter hin niemals kleiner werden darf (außer am Ventilator und bei Drosseln) muss für die Anschlussrohrleitung der nächstgrößere Nenndurchmesser von 250 mm gewählt werden.

Die Luftgeschwindigkeit in der Anschlussleitung, bedingt durch den vorherrschenden Unterdruck an der Verzweigungsstelle, ergibt sich nach Gl. 11:

$$(11) w_{an,8} = \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{ist,8}}{\xi_{an,8} * \rho_L}}$$

Da der Innenwiderstand einer Maschine von der Luftgeschwindigkeit abhängt, wird aus den Herstellerangaben für Min.-Luftgeschwindigkeit und Innenwiderstand ein Maschinenwiderstandsbeiwert nach Gl. 4 in angepasster Form gebildet, wobei die Maschine wie Rohrleitungseinbauten berechnet wird.

$$(4) \Delta p_{i,8} = \xi_{i,8} * \frac{\rho_L}{2} * w_{8,min}^2 \rightarrow \xi_{i,8} = \frac{2 * \Delta p_{i,8}}{\rho_L * w_{8,min}^2} = \frac{2 * 2000 Pa}{1,2 \frac{kg}{m^3} * 28^2 \frac{m}{s}} = \underline{4,252}$$

Damit folgt für die Berechnung der Geschwindigkeit in der Anschlussleitung:

$$(11) w_{an,8} = \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{ist,8}}{\left(\xi_{i,8} * \left(\frac{d_{an,8}^2}{d_{ges,8}^2} \right)^2 + \xi_{an,8} * \left(\frac{l_{R,an,8} + 5 * l_{FS,8}}{d_{an,8}} \right) + 2 * \xi_{B,90^\circ} + \xi_{B,45^\circ} + \xi_{B,22,5^\circ} + \xi_{AZ} \right) * \rho_L}}$$

Der Widerstandsbeiwert des Rohres beträgt:

$$(6) \xi_{an,8} = \left(\frac{1}{2 * \log\left(\frac{d_{an,8}}{K}\right) + 1,14} \right)^2 = \left(\frac{1}{2 * \log\left(\frac{250 mm}{0,07 mm}\right) + 1,14} \right)^2 = \underline{0,01471}$$

Die Geschwindigkeit in der Anschlussleitung beträgt:

$$(11) w_{an,8} = \sqrt{\frac{2 * 2311,55 Pa}{\left(4,252 * \left(\frac{250^2 mm}{208,8^2 mm} \right)^2 + 0,01471 * \left(\frac{6,4 m + 5 m}{0,25 m} \right) + 2 * 0,12 + 0,08 + 0,045 + 0,2 \right) * 1,2 \frac{kg}{m^3}}} = \underline{19,65 \frac{m}{s}}$$

Mit der Luftgeschwindigkeit in der Anschlussleitung lässt sich der Volumenstrom des Kantenanleimers berechnen:

$$(1) \dot{V}_8 = \frac{\pi}{4} * d_{an,8}^2 * w_{an,8} = \frac{\pi}{4} * 0,25^2 m * 19,65 \frac{m}{s} = 0,96 \frac{m^3}{s} \cong \underline{3472,44 \frac{m^3}{h}}$$

Die tatsächliche Luftgeschwindigkeit an den Stutzen des Kantenanleimers beträgt:

$$(1) w_8 = \frac{4 * \dot{V}_8}{\pi * d_{ges,8}^2} = \frac{4 * 3472,44 \frac{m^3}{3600 s}}{\pi * 0,2088^2 m} = \underline{28,17 \frac{m}{s}}$$

Damit ist die Bedingung $w_8 \geq w_{8,min}$ erfüllt. Die Luftgeschwindigkeit am Stutzen liegt auch nicht deutlich höher als die geforderte Min.-Luftgeschwindigkeit, wodurch kein hydraulischer Abgleich an dieser Stelle nötig ist.

Der gemeinsame Volumenstrom beider Maschinen beträgt:

$$(3) \dot{V}_{1+8} = \dot{V}_1 + \dot{V}_8 = 5301,44 \frac{m^3}{h} + 3472,44 \frac{m^3}{h} = \underline{8773,88 \frac{m^3}{h}}$$

Bei einem angenommenen Rohrleitungsdurchmesser von 400 mm ergibt sich für die Luftgeschwindigkeit im Rohrleitungssegment vom Abzweig bei Maschine Nr. 8 zum Filter:

$$(1) w_{8 \rightarrow Filter} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{1+8}}{\pi \cdot d_{8 \rightarrow Filter}^2} = \frac{4 \cdot 8773,88 \frac{m^3}{3600s}}{\pi \cdot 0,4^2 m} = \underline{19,39 \frac{m}{s}}$$

Diese Geschwindigkeit ist akzeptabel, womit die Annahme eines Durchmessers von 400 mm für die Rohrleitung zulässig ist.

Jetzt muss noch der Druckverlust durch das Rohrleitungssegment berechnet werden. Das Rohrleitungssegment ist zehn Meter lang, besitzt einen Abzweig und keine Rohrleitungsbögen.

$$(4) \Delta p_{R,8 \rightarrow Filter} = (\xi_{R,8 \rightarrow Filter} * \frac{l_{r,8 \rightarrow Filter}}{d_{R,8 \rightarrow Filter}} + \xi_{AZ}) * \frac{\rho_L}{2} * w_{8 \rightarrow Filter}^2$$

Mit $\xi_{R,8 \rightarrow Filter} = 0,01335$

$$\rightarrow \Delta p_{R,8 \rightarrow Filter} = \left(0,01335 * \frac{10m}{0,4m} + 0,2\right) * \frac{1,2 \frac{kg}{m^3}}{2} * 19,39^2 \frac{m}{s} = \underline{120,40 Pa}$$

Beim Eintritt in das Filtergehäuse entsteht ein zusätzlicher Druckverlust durch plötzliche Querschnittserweiterung:

$$(4) \Delta p_{S1,Ein} = \frac{\rho_L}{2} * \xi_E * w_{8 \rightarrow Filter}^2 = \frac{1,2 \frac{kg}{m^3}}{2} * 1 * 19,39^2 \frac{m}{s} = \underline{225,58 Pa}$$

Der Gesamtdruckverlust der Absaugrohrleitung und Volumenstrom von Strang 1 ist somit:

$$(12) \Delta p_{ges,R,S1} = \Delta p_{i,1} + \Delta p_{R,1 \rightarrow 8} + \Delta p_{R,8 \rightarrow Filter} + \Delta p_{S1,Ein} = 1300 Pa + 1011,55 Pa + 120,40 Pa + 225,58 Pa = \underline{2657,53 Pa}$$

$$\dot{V}_{S1} = \underline{8773,88 \frac{m^3}{h}}$$

Der bis zu dieser Stelle beschriebene Berechnungsprozess wird ebenso bei Strang 2 durchgeführt. Auf eine detaillierte Darstellung der Berechnungen wird an dieser Stelle aus Platzgründen und weil es keinen signifikanten Erkenntnisgewinn bringen würde, verzichtet.

Der Gesamtdruckverlust und Volumenstrom von Strang 2 ist:

$$\Delta p_{ges,R,S2} = \underline{2504,16 Pa}$$

$$\dot{V}_{S2} = \underline{10509,43 \frac{m^3}{h}}$$

Strang 2 mündet mit $d_{3 \rightarrow Filter} = 400 mm$ in das Filtergehäuse.

Da sich der Druckverlust der beiden Stränge unterscheidet, ist bei einer Unterdruckanlage ein hydraulischer Abgleich beider Stränge sinnvoll. Dafür soll der benötigte Widerstandsbeiwert der Drossel nach Gl. 4 berechnet werden. Für die Berechnung wird die Geschwindigkeit im letzten Rohrleitungssegment vor dem Filter benötigt:

$$w_{3 \rightarrow \text{Filter}} = 23,23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$(4) \xi_{\text{Drossel}} = \frac{2 \cdot (\Delta p_{S1} - \Delta p_{S2})}{\rho_L \cdot w_{3 \rightarrow \text{Filter}}^2} = \frac{2 \cdot (2657,53 \text{ Pa} - 2504,16 \text{ Pa})}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 23,23^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = \underline{0,474}$$

Durch den Einsatz der Drossel mit dem berechneten Widerstandsbeiwert gleichen sich die Druckverluste beider Stränge an, die Volumenströme bleiben dabei unverändert.

Auf die Berechnung der Absaugrohrleitungen folgt nun die Berechnung des Filters und des Rückluftkanals. Dafür wird der Gesamtvolumenstrom der Anlage benötigt:

$$(3) \dot{V}_{ges} = \dot{V}_{S1} + \dot{V}_{S2} = 8773,88 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} + 10509,43 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = \underline{19283,31 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}$$

Für den Filter wird eine Filterfläche von 200 m² angenommen, wodurch eine Filterflächenbelastung von $96,4 \frac{\text{m}^3}{(\text{m}^2 \cdot \text{h})}$ resultiert. Für den Rückluftkanal werden Seitenlängen von 1000x710 mm gewählt. Der Rückluftkanal hat eine Länge von 11 m und besitzt einen 90°-Bogen.

Der durch das Filtergewebe verursachte Druckverlust berechnet sich durch Gl. 10 mit dem Filtermediumwiderstand $\beta = 5,65 \cdot 10^7 \frac{1}{\text{m}}$ und der dynamischen Viskosität von Luft $\eta_L = 18,21 \cdot 10^{-6} \text{ Pas}$:

$$(10) \Delta p_{FM} = \frac{\dot{V}_{ges} \cdot \eta_L \cdot \beta}{A_F} = \frac{19283,31 \frac{\text{m}^3}{3600 \text{ s}} \cdot 18,21 \cdot 10^{-6} \text{ Pas} \cdot 5,65 \cdot 10^7 \frac{1}{\text{m}}}{200 \text{ m}^2} = \underline{27,55 \text{ Pa}}$$

Der Druckverlust des Rückluftkanals berechnet sich analog zu dem einer Rohrleitung mit dem hydraulischen Durchmesser $d_{h,RL}$ und der Luftgeschwindigkeit w_{RL} :

$$(7) d_{h,RL} = 4 \cdot \frac{a \cdot b}{2 \cdot a + 2 \cdot b} = 4 \cdot \frac{1000 \text{ mm} \cdot 710 \text{ mm}}{2 \cdot 1000 \text{ mm} + 2 \cdot 710 \text{ mm}} = \underline{830,41 \text{ mm}}$$

$$(1) w_{RL} = \frac{\dot{V}_{ges}}{A_{RL}} = \frac{19283,31 \frac{\text{m}^3}{3600 \text{ s}}}{1 \text{ m} \cdot 0,71 \text{ m}} = \underline{7,54 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

Daraus folgt für den Widerstandsbeiwert des Rückluftkanals:

$$(6) \xi_{RL} = \left(\frac{1}{2 \cdot \log\left(\frac{d_{h,RL}}{K}\right) + 1,14} \right)^2 = \left(\frac{1}{2 \cdot \log\left(\frac{830,41 \text{ mm}}{0,07 \text{ mm}}\right) + 1,14} \right)^2 = \underline{0,01159}$$

Und damit für den Druckverlust des Rückluftkanals:

$$(4) \Delta p_{RL} = \left(\xi_{RL} \cdot \frac{l_{RL}}{d_{h,RL}} + \xi_{K,90^\circ} \right) \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot w_{RL}^2 = \left(0,01159 \cdot \frac{11 \text{ m}}{0,83041 \text{ m}} + 1,25 \right) \cdot \frac{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot 7,54^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = \underline{47,88 \text{ Pa}}$$

An der Schnittstelle Filtergehäuse / Rückluftkanal kommt es zu einer plötzlichen Querschnittsminderung.

$$(4) \Delta P_{F,Aus} = \frac{\rho_L}{2} \cdot \xi_A \cdot w_{RL}^2 = \frac{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot 0,5 \cdot 7,54^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = \underline{17,05 \text{ Pa}}$$

Als nächstes folgt die Auswahl der Ventilatoren in einem iterativen Prozess. Dabei werden Ventilatoren gesucht, deren Arbeitsbereiche zu dem Wertepaar Gesamtvolumenstrom und vorläufiger Gesamtdruckverlust (Die Ventilatoren bringen evtl. einen zusätzlichen Druckverlust mit sich) passen. Zunächst sollen die Ventilatoren für die Überdruckanlage ausgewählt werden.

Für Strang 1 gilt:

$$\dot{V}_{S1} = \underline{8773,88 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}$$

Sowie:

$$(12) \Delta p_{ges,S1}^* = \Delta p_{ges,R,S1} + \Delta p_{FM} + \Delta p_{RL} + \Delta p_{F,Aus} = 2657,53 Pa + 27,55 Pa + 47,88 Pa + 17,05 Pa = \underline{2750,01 Pa}$$

Mit: $\Delta p_{ges,S1}^*$ = vorläufiger Gesamtdruckverlust

Für diese Werte existiert ein passender Ventilator mit offenem Laufrad, einen Anschlussdurchmesser von 350 mm und einer Nennleistung von 11 kW. Da Rohrleitungs- und Anschlussdurchmesser des Ventilators nicht übereinstimmen, gibt es einen zusätzlichen Druckverlust durch Übergangsstücke.

$$(12) \Delta p_{Vent,S1} = \Delta p_{Konf,S1} + \Delta p_{Diff,S1}$$

Mit der Geschwindigkeit am Ventilatorstutzen...

$$(1) w_{Konf,S1} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{S1}}{\pi \cdot d_{Vent,S1}^2} = \frac{4 \cdot 8773,88 \frac{m^3}{3600s}}{\pi \cdot 0,35^2 m} = \underline{25,33 \frac{m}{s}}$$

...ergibt sich der Druckverlust durch den Konfuser an der Ventilator-Saugseite:

$$(4) \Delta p_{Konf,S1} = \frac{\rho_L}{2} * \xi_{Konf} * w_{Konf,S1}^2 = \frac{1,2 \frac{kg}{m^3}}{2} * 0,04 * 25,33^2 \frac{m}{s} = \underline{15,40 Pa}$$

Mit dem Widerstandsbeiwert des Diffusors an der Ventilator-Druckseite...

$$(8) \xi_{Diff,S1} = \xi' * \left(1 - \frac{d_{Vent,S1}^2}{d_{8 \rightarrow Filter}^2}\right)^2 = 0,12 * \left(1 - \frac{350^2 mm}{400^2 mm}\right)^2 = \underline{0,0066}$$

...ergibt sich dessen Druckverlust:

$$(4) \Delta p_{Diff,S1} = \frac{\rho_L}{2} * \xi_{Diff,S1} * w_{8 \rightarrow Filter}^2 = \frac{1,2 \frac{kg}{m^3}}{2} * 0,0066 * 19,39^2 \frac{m}{s} = \underline{1,49 Pa}$$

Somit beträgt der Druckverlust am Ventilator:

$$(12) \Delta p_{Vent,S1} = 15,40 Pa + 1,49 Pa = \underline{16,89 Pa}$$

Und damit der Gesamtdruckverlust von Strang 1:

$$(12) \Delta p_{ges,S1} = \Delta p_{ges,R,S1} + \Delta p_F + \Delta p_{RL} + \Delta p_{F,Aus} + \Delta p_{Vent,S1} = 2657,53 Pa + 27,55 Pa + 47,88 Pa + 17,05 Pa + 16,89 Pa = \underline{2766,90 Pa}$$

Für Strang 2 wird ein Ventilator mit geschlossenem Laufrad, einem Anschlussdurchmesser von 350 mm und einer Nennleistung von 11 kW gewählt. Da sich hier Anschluss- und Rohrleitungsdurchmesser wieder unterscheiden entsteht ein zusätzlicher Druckverlust durch stetige Querschnittsänderungen, welcher wie an Strang 1 demonstriert, berechnet wird.

$$\text{Für Strang 2 gilt:} \quad \dot{V}_{S2} = \underline{10509,43 \frac{m^3}{h}}$$

sowie:

$$(12) \Delta p_{ges,S2} = \Delta p_{ges,R,S2} + \Delta p_F + \Delta p_{RL} + \Delta p_{F,Aus} + \Delta p_{Vent,S2} = 2504,16 Pa + 27,55 Pa + 47,88 Pa + 17,05 Pa + 24,23 Pa = \underline{2620,87 Pa}$$

Für die Unterdruckanlage wird eine Ventilator-Kaskade mit drei gleichen Ventilatoren gewählt. Sie besitzen geschlossene Laufräder, einen Anschlussdurchmesser von 300 mm und eine Nennleistung von 7,5

kW. Der Druckverlust an den Ventilatoren in der Reinraumerhöhung wird durch plötzliche Querschnittsänderung und einem 90° Bogen verursacht. Der Druckverlust durch die stetige Querschnittsverengung hin zum Ventilator-Stutzen ist vernachlässigbar gering.

$$(12) \Delta p_{Vent,U} = \Delta p_{Vent,Ein,U} + \Delta p_{Vent,Aus,U} + \Delta p_{Vent,90^\circ,U}$$

Der Gesamtvolumenstrom teilt sich gleichmäßig auf die drei Ventilatoren auf, somit fördert jeder Ventilator einen Volumenstrom von $\dot{V}_{Vent,U} = 6427,77 \frac{m^3}{h}$

Der Anschluss des Ventilators an das Filtergehäuse erfolgt bezüglich des Durchmessers eine Nennweite größer als der Durchmesser der Ventilatorstutzen: $d_{anschl.,Vent,U} = 350 \text{ mm}$. Damit ist die für die Druckverlustberechnung relevante Geschwindigkeit im Anschlussquerschnitt $w_{anschl.,Vent,U} = 18,55 \frac{m}{s}$.

$$(4) \Delta p_{Vent,U} = \frac{1,2 \frac{kg}{m^3}}{2} * 18,55^2 \frac{m}{s} * (1 + 0,5 + 0,12) = \underline{334,47 \text{ Pa}}$$

Somit ist der Gesamtdruckverlust der Unterdruckanlage:

$$(12) \Delta p_{ges,U} = \Delta p_{ges,R,S1} + \Delta p_F + \Delta p_{RL} + \Delta p_{F,Aus} + \Delta p_{Vent,U} = 2657,53 \text{ Pa} + 27,55 \text{ Pa} + 47,88 \text{ Pa} + 17,05 \text{ Pa} + 334,47 \text{ Pa} = \underline{3084,48 \text{ Pa}}$$

Nachdem sämtliche Druckverluste der verschiedenen Anlagenvarianten berechnet wurden, können die Anlagenkennlinien gebildet werden. Dazu wurden die Wertepaare von Druckverlust und Volumenstrom durch Einsetzen von verschiedenen Stutzen-Geschwindigkeiten (1-35 m/s) bei den Maschinen am Beginn des kritischen Weges berechnet. Dadurch bildet ein Punkt der Anlagenkennlinie immer den exakten, berechneten Betriebspunkt der Anlage ab. *Abb. 41* stellt die Anlagenkennlinien in einem Diagramm dar.

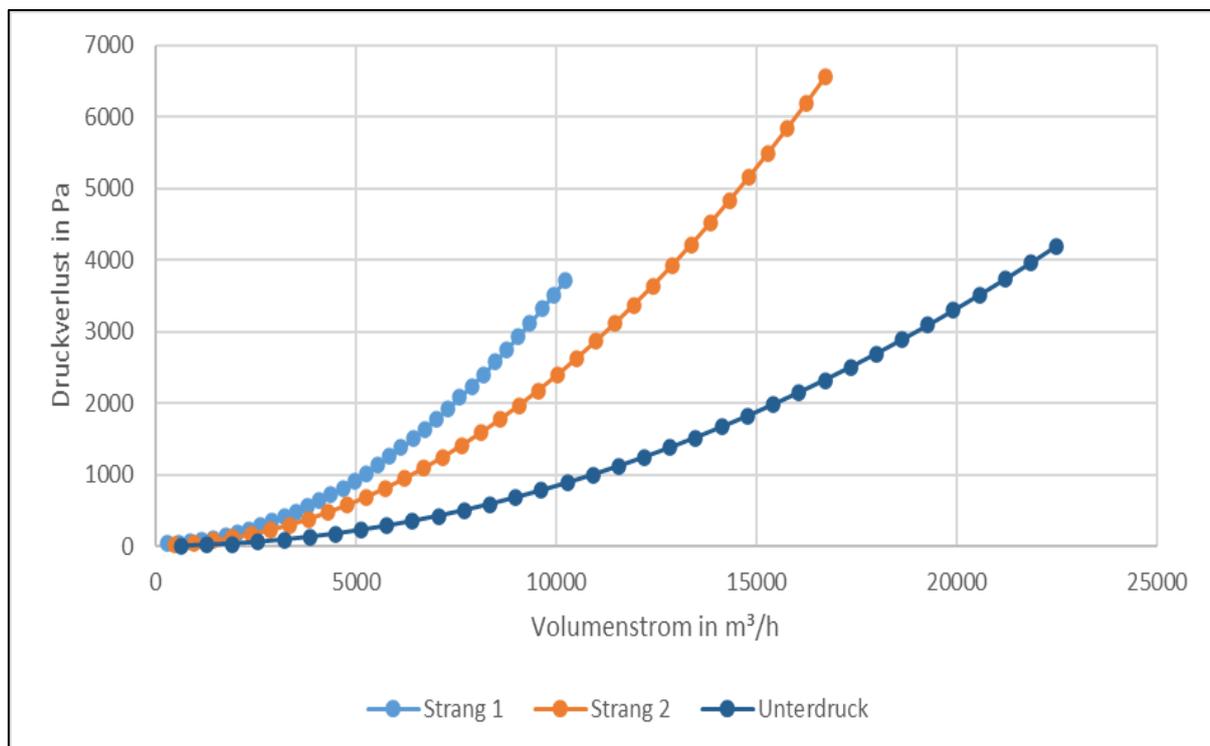


Abb. 41: Anlagenkennlinien Fall 2 Max. (mit Drossel)

Es folgt nun die Berechnung der Ventilatoren. Aus den Prüfstandversuchen ergeben sich folgende Datenpaarungen:

- Volumenstrom \dot{V}_{Vent}
- Totaldruckerhöhung Δp_t
- Stromaufnahme I

Die Motoren der verwendeten Ventilatoren werden mit einer Netzspannung von 400 V betrieben und besitzen einen $\cos \varphi$ - Wert von 0,86.

Beispielhaft soll eine Rechnung für den Ventilator von Strang 2 der Überdruckanlage folgen.

Der für Strang 2 gewählte Ventilator übertrifft bezüglich des geförderten Volumenstroms und der Totaldruckerhöhung bei unregelmäßigem Betrieb die geforderten Werte. Er wurde jedoch aufgrund seines im Vergleich zu anderen Ventilatoren im entsprechenden Leistungsbereich höheren Wirkungsgrades gewählt. Um einen optimalen Betriebspunkt zu erhalten, soll die Drehzahl über einen Frequenzumrichter angepasst werden. Die Nenndrehzahl des Ventilators beträgt: $n_{Vent,nenn} = 2925 \frac{1}{min}$. Für die Berechnung werden zwei Messpunkte aus der Prüfstandmessung betrachtet, zwischen denen sich der Betriebspunkt am Ende befinden wird.

Messpunkt 1 (ungeregelt):

- Volumenstrom $\dot{V}_{Vent,1,Nenn} = 11731 \frac{m^3}{h}$
- Totaldruckerhöhung $\Delta p_{t,1,Nenn} = 3602 Pa$
- Stromaufnahme $I_{1,Nenn} = 25,2 A$

Messpunkt 2 (ungeregelt)

- Volumenstrom $\dot{V}_{Vent,2,Nenn} = 14078 \frac{m^3}{h}$
- Totaldruckerhöhung $\Delta p_{t,2,Nenn} = 3533 Pa$
- Stromaufnahme $I_{2,Nenn} = 26,8 A$

Die aerodynamische Leistung am MP 1 und 2 berechnet sich nach Gl. 13:

$$(13) P_{aero,Vent,1,Nenn} = \dot{V}_{Vent,1,Nenn} * \Delta p_{t,1,Nenn} = 11731 \frac{m^3}{3600s} * 3602 Pa = 11737,5 W \cong \underline{11,74 kW}$$

$$P_{aero,Vent,2,Nenn} = 13816,0 W \cong \underline{13,82 kW}$$

Die elektrische Leistung am MP 1 und 2 berechnet sich nach Gl. 14:

$$(14) P_{el,1,Nenn} = U * I_{1,Nenn} * \cos \varphi * \sqrt{3} = 400V * 25,2A * 0,86 * \sqrt{3} = 15014,8 W \cong \underline{15,01 kW}$$

$$P_{el,2,Nenn} = 15968,1 W \cong \underline{15,97 kW}$$

Mit den Leistungswerten berechnet sich der Gesamtwirkungsgrad nach Gl. 15:

$$(15) \eta_{Vent,1,Nenn} = \frac{P_{aero,Vent,1,Nenn}}{P_{el,1,Nenn}} = \frac{11737,5 W}{15014,8 W} = \underline{0,782}$$

$$\eta_{Vent,2,Nenn} = \underline{0,865}$$

Die aerodynamische Leistung der Absauganlage am optimalen Betriebspunkt beträgt:

$$(13) P_{aero,Abs,S2} = 10509,43 \frac{m^3}{3600s} * 2620,87 Pa = 7651,1 W \cong \underline{7,65 kW}$$

Die Nennleistung des Ventilators liegt also oberhalb der benötigten Leistung. Um die Ventilatorleistung an die benötigte Leistung anzupassen, soll die Drehzahl auf 85,5 % der Nenndrehzahl gesenkt werden. Die neue Drehzahl beträgt: $n_{Vent,DZR} = 2500,87 \frac{1}{min}$.

Die neuen Volumenströme und Totaldruckerhöhungen werden mit Gl. 17 bzw. 18 ermittelt.

$$(17) \dot{V}_{Vent,1,DZR} = \dot{V}_{Vent,1,Nenn} * \frac{n_{Vent,DZR}}{n_{Vent,Nenn}} = 11731 \frac{m^3}{h} * \frac{2500,87 \frac{1}{min}}{2925 \frac{1}{min}} = \underline{10030 \frac{m^3}{h}}$$

$$\dot{V}_{Vent,2,DZR} = \underline{12037 \frac{m^3}{h}}$$

$$(18) \Delta p_{t,1,DZR} = \Delta p_{t,1,Nenn} * \left(\frac{n_{Vent,DZR}}{n_{Vent,Nenn}}\right)^2 = 3602 Pa * \left(\frac{2500,87 \frac{1}{min}}{2925 \frac{1}{min}}\right)^2 = \underline{2633 Pa}$$

$$\Delta p_{t,2,DZR} = \underline{2583 Pa}$$

Die neuen aerodynamischen Leistungen betragen:

$$(13) P_{aero,Vent,1,DZR} = 7335,8 W \cong \underline{7,34 kW}$$

$$P_{aero,Vent,2,DZR} = 8636,5 W \cong \underline{8,64 kW}$$

Die Wirkungsgrade verschlechtern sich aufgrund der Verluste des Frequenzumformers um 3 %.

$$\eta_{Vent,1,DZR} = \eta_{Vent,1,Nenn} - 0,03 = 0,782 - 0,03 = \underline{0,752}$$

$$\eta_{Vent,2,DZR} = \underline{0,835}$$

Mit den neuen aerodynamischen Leistungen und Wirkungsgraden errechnen sich die neuen elektrischen Leistungen nach Gl. 15:

$$(15) P_{el,1,DZR} = \frac{P_{aero,Vent,1,DZR}}{\eta_{Vent,1,DZR}} = \frac{7335,8 W}{0,752} = 9755,1 W \cong \underline{9,76 kW}$$

$$P_{el,2,DZR} = 10343,1 W \cong \underline{10,34 kW}$$

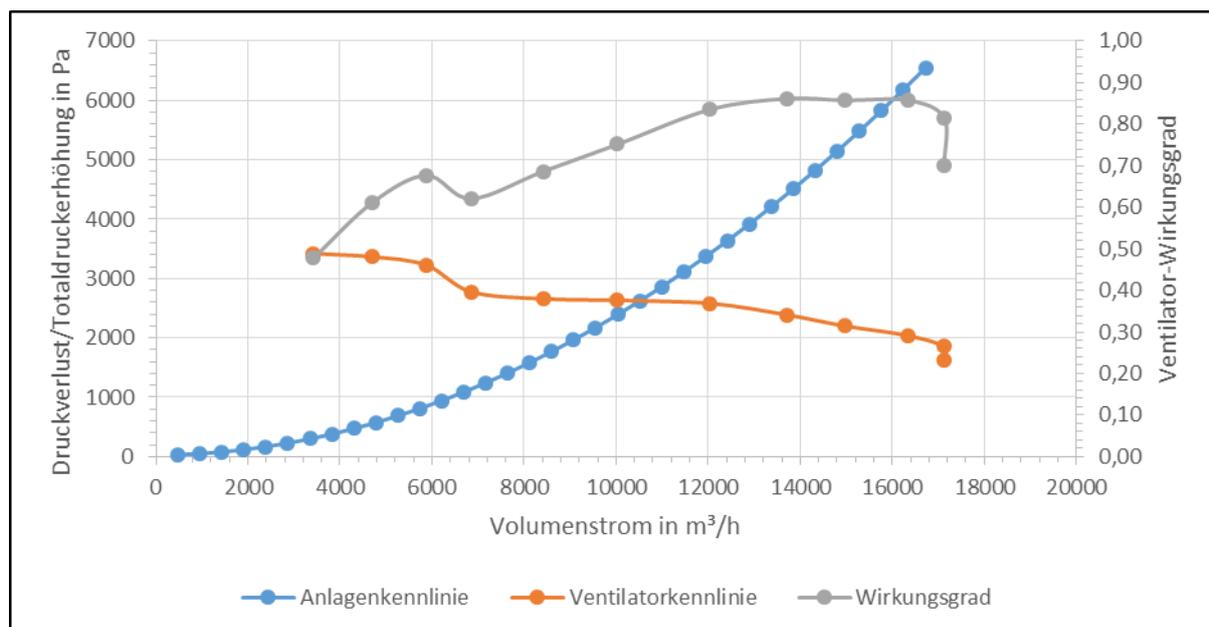


Abb. 42: Betriebspunkt Strang 2 - Fall 2 Max. (mit Drossel)

Der Betriebspunkt mit dem drehzahlgeregelten Ventilator für Strang 2 ist *Abb. 42* zu entnehmen. Die Werte am Betriebspunkt werden graphisch ermittelt.

$$\Delta p_{BP} \approx \underline{2620 Pa} \quad \text{und} \quad \dot{V}_{BP} \approx \underline{10550 \frac{m^3}{h}}$$

Die aerodynamische Leistung am Betriebspunkt beträgt somit:

$$(13) P_{aero,BP} = 2620 Pa * 10550 \frac{m^3}{3600s} = 7678,05 W \hat{=} \underline{7,68 kW}$$

Die elektrische Leistung wird aus den beiden Leistungswerten des Ventilators extrapoliert:

$$P_{el,BP} = P_{el,2,DZR} - \left(\frac{\Delta p_{BP} - \Delta p_{t,2,DZR}}{\Delta p_{t,1,DZR} - \Delta p_{t,2,DZR}} * (P_{el,2,DZR} - P_{el,1,DZR}) \right) = 10343,1W -$$

$$\left(\frac{2620 Pa - 2583 Pa}{2633 Pa - 2583 Pa} * (10343,1W - 9755,1W) \right) = 9908,0 W \hat{=} \underline{9,91 kW}$$

Elektrische Leistungen der Ventilatoren für Fall 2 Max. (mit Drossel):

- $P_{el,BP,S1} = \underline{11,49 kW}$
- $P_{el,BP,S2} = \underline{9,91 kW}$
- $P_{el,BP,U} = \underline{19,62 kW}$

Bei einem angenommenen Betrieb der Anlage von fünf Stunden am Tag und 220 Tagen im Jahr, sowie einem Strompreis von 32 ct/kWh ergeben sich folgende Betriebskosten pro Jahr:

$$\text{Überdruck: } (11,49 kW + 9,91 kW) * 5h * 220d * 0,32€ = \underline{7.532,80 \frac{€}{a}}$$

$$\text{Unterdruck: } 19,62 kW * 5h * 220d * 0,32€ = \underline{6.906,24 \frac{€}{a}}$$

Zusammen mit den durch die Spezifikation der Anlage erhaltenen Investitionskosten, lassen sich die Gesamtkosten für eine bestimmte Lebensdauer, in diesem Falle 20 Jahre, errechnen:

$$\text{Investitionskosten Überdruck: } \underline{75.724,50 €}$$

$$\text{Investitionskosten Unterdruck: } \underline{86.190,30 €}$$

$$\text{Gesamtkosten Überdruck: } 75.724,50€ + 20a * 7.532,80 \frac{€}{a} = \underline{226.380,50 €}$$

$$\text{Gesamtkosten Unterdruck: } 86.190,30€ + 20a * 6.906,24 \frac{€}{a} = \underline{224.315,10 €}$$

Da jeder Fall als Max.- und Min.-Lastfall betrachtet wird, ist es möglich, die Auswirkung von wechselnden Lastzuständen der Anlage auf die Kosten der Anlage zu betrachten.

$$\text{Betriebskosten Überdruck (Min.): } \underline{3.013,12 €}$$

$$\text{Betriebskosten Unterdruck (Min.): } \underline{3.270,08 €}$$

Bei einem angenommenen Betrieb von 50 % Max.- und 50 % Min.-Auslastung ergeben sich folgende Betriebs- und Gesamtkosten:

$$\text{Überdruck (50%): } 7.532,80 \frac{€}{a} * 0,5 + 3.013,12 \frac{€}{a} * 0,5 = 5.272,96 \frac{€}{a} \rightarrow \underline{181.183,70 €}$$

$$\text{Unterdruck (50%): } 6.906,24 \frac{€}{a} * 0,5 + 3.270,08 \frac{€}{a} * 0,5 = 5.088,16 \frac{€}{a} \rightarrow \underline{187.953,50 €}$$

6. Ergebnisse und Diskussion zu Kapitel 5

In diesem Kapitel werden die nach dem Vorgehen aus *Kap. 5.2* berechneten Ergebnisse dargestellt. Außerdem sollen die Ergebnisse miteinander verglichen und interpretiert werden. Dabei sollen die Gründe für das Zustandekommen der unterschiedlichen Ergebnisse erläutert werden.

6.1 Ergebnisse aus der Berechnung der Beispielfälle

An dieser Stelle werden die Ergebnisse aus den Berechnungen der einzelnen Fälle in Form von Tabellen und Diagrammen dargestellt. Dabei wird auf die Leistungsdaten und die Betriebs-, sowie Gesamtkosten eingegangen. Die Betriebskosten werden auf der Basis einer Anlagennutzung von fünf Stunden am Tag und 220 Tagen im Jahr zunächst bei einem gleichbleibenden Strompreis von 32 ct/kWh berechnet. Die Auswirkungen von über die Zeit steigenden Strompreisen werden gesondert betrachtet.

6.1.1 Ergebnisse Fall 1

Die lufttechnischen Daten der Anlage und die leistungstechnischen Daten des Ventilators für Fall 1 lassen sich *Tab. 5* entnehmen.

Tab. 5: Luft- und leistungstechnische Daten Fall 1

Variante	Ges.-Volumenstrom in m ³ /h		Ges.-Druckverl. in Pa		Elektr. Leistung Ventilator in kW		η Ventilator in %	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min
Überdruck	19720	16288	3167,4	2915,1	23,51	19,81	72,3	66,8
Unterdr. Einzel-Vent.	19720	16288	3900,8	3415,1	25,45	19,21	84,4	80,3
Unterdr. Kaskade	19720	16288	3497,4	3140,2	22,55	17,09	85,0	83,1

Die Gesamt-Volumenströme sind bei allen Varianten gleich, was bei einer Zentralabsaugung auch zu erwarten ist. Charakterisierend für eine Zentralabsaugung ist der geringe Unterschied der Volumenströme zwischen maximaler und minimaler Auslastung. Zur Erinnerung: Der theoretische, minimale Volumenstrom für den Max.-Lastfall beträgt 19124 m³/h und für den Min.-Lastfall 2465 m³/h. Die Abweichung beim Max.-Lastfall lässt sich durch Ungenauigkeiten beim hydraulischen Abgleich der Maschinen untereinander erklären. Die Abweichung beim Min.-Lastfall entsteht durch den großen, zur Einhaltung der Mindestluftgeschwindigkeit im Hauptrohr notwendigen Beiluftstrom, was einen gravierenden Nachteil der Zentralabsaugung darstellt.

Die Gesamt-Druckverluste von der Überdruckanlage und den Unterdruckanlage unterscheiden sich bedingt durch den Einbau der Ventilatoren der Unterdruckanlage im Reinraum. Durch den Anschluss der Ventilatoren im Reinraum entsteht bei der Unterdruckanlage mit Ventilator-kaskade ein zusätzlicher Druckverlust von 330 Pa. Ein signifikant höherer Druckverlust zeigt sich bei der Unterdruckanlage mit nur einem Ventilator, bedingt durch den im Vergleich zur Ventilator-kaskade kleineren Querschnitt beim Anschluss im Reinraum, welcher dort zu einer deutlich höheren Luftgeschwindigkeit führt. Da der Druckverlust mit der zweiten Potenz der Luftgeschwindigkeit zusammenhängt, hat die Reduktion des Luftvolumenstroms vom Max.- zum Min.-Lastfall hier einen größeren Einfluss als bei der Unterdruckanlage mit der Ventilator-kaskade.

Die Unterdruckanlage mit Ventilator-kaskade besitzt bei beiden Lastfällen den geringsten elektrischen Leistungsbedarf, was ausschließlich durch den besseren Wirkungsgrad im Vergleich zu dem Ventilator der Überdruckanlage bedingt ist. Der Einzel-Ventilator der Unterdruckanlage besitzt zwar einen ähnlichen Wirkungsgrad wie die Ventilator-kaskade, jedoch muss er auch eine deutlich höhere aerodynamische Leistung erbringen, wodurch er im Max.-Lastfall den höchsten elektrischen Leistungsbedarf besitzt. Beim Min.-Lastfall sinkt der elektrische Leistungsbedarf unter den der Überdruckanlage, da der

bessere Wirkungsgrad aufgrund der im Vergleich stärker gesunkenen aerodynamischen Leistung mehr Einfluss gewinnt.

Tab. 6 gibt eine Übersicht über die Investitionskosten der Anlagenvarianten für Fall 1.

Tab. 6: Investitionskosten Fall 1

Kostengruppe	Überdruck	Unterdruck Einzel-Ventilator	Unterdruck Ventilorkaskade
Gruppe 1 Rohrleitungen	20.310,50 €	20.310,50 €	20.310,50 €
Gruppe 2 Ventilatoren	16.469,30 €	13.505,80 €	24.278,60 €
Gruppe 3 Rückluftkanal	8.105,00 €	8.105,00 €	8.105,00 €
Gruppe 4 Filtereinheit	26.127,00 €	31.708,00 €	31.708,00 €
Gesamt	71.011,80 €	73.629,30 €	84.402,10 €

Der Unterschied zwischen Über- und Unterdruckanlage bezüglich der Investitionskosten äußert sich bei den Ventilatoren und der Filtereinheit. Die Kosten der Ventilatoren steigen mit der Größe des Ventilators und der Motorleistung. Die Unterdruckanlage mit Einzel-Ventilator besitzt einen kleineren Ventilator (Stutzen: 450 mm) und eine geringere Motorleistung (22 kW) als der Ventilator der Überdruckanlage (500 mm und 30 kW) und ist dadurch kostengünstiger. Die Unterdruckanlage mit Ventilorkaskade hat in dieser Gruppe die höchsten Kosten, da hier drei Ventilatoren verwendet werden. Die höheren Kosten der Filtereinheit bei den Unterdruckanlagen ist durch die zusätzliche Reinraumerhöhung, sowie der Schallisolierung der Reinraumerhöhung bedingt.

Tab. 7 gibt eine Übersicht über die jährlichen Betriebskosten und die Gesamtkosten (Betriebs und Investitionskosten) über eine Lebensdauer von 15 Jahren für Fall 1.

Tab. 7: Jährliche Betriebskosten und Gesamtkosten nach 15 Jahren Fall 1

Variante	Jährliche Betriebskosten		Gesamtkosten für 15 Jahre	
	Max	Min	Max	Min
Überdruck	8.275,52 €	6.973,12 €	195.144,60 €	175.608,60 €
Unterdruck Einzel-Ventilator	8.958,40 €	6.761,92 €	208.005,30 €	175.058,10 €
Unterdruck Ventilorkaskade	7.937,60 €	6.015,68 €	203.466,10 €	174.637,30 €

Bei den jährlichen Betriebskosten ist die Unterdruckanlage mit Ventilorkaskade am günstigsten. Die Unterdruckanlage mit Einzel-Ventilator besitzt bei maximaler Auslastung bedingt durch den hohen Leistungsbedarf (siehe Tab.5) die höchsten Betriebskosten, bei minimaler Auslastung jedoch sind sie geringer als die der Überdruckanlage. Die jährlichen Betriebskosten hängen direkt mit der benötigten elektrischen Leistung zusammen. Ein anderes Bild ergeben die Gesamtkosten der Anlagen für einen Zeitraum von 15 Jahren. Die Gesamtkosten sind in Abhängigkeit der Anlagenauslastung in Abb. 43 in Form eines Diagramms dargestellt. Dabei ist die Auslastung als Anteil der Max.-Auslastung in % dargestellt. Bsp.: 50 % Max.-Auslastung bedeutet: Die Hälfte der Betriebszeit fährt die Anlage Vollast (Max.-Lastfall), in der anderen Hälfte der Zeit fährt Anlage Minimallast (Min.-Lastfall). Zu erkennen ist, dass die Überdruckanlage aufgrund ihrer geringeren Investitionskosten für den überwiegenden Teil des Auslastungsspektrums (10-100 % zeitlicher Anteil von Max.-Betrieb) die günstigere Variante darstellt. Bei einer Auslastung von 20 % Max.- und 80 % Min.-Betrieb würde sich die Unterdruckanlage mit Ventilorkaskade nach 16,1 Jahren amortisieren. Bei 100 % Max.-Betrieb nach 39,6 Jahren. Der Unterschied zwischen den Amortisationsdauern lässt sich mit den Unterschieden der Betriebskosten bei Min.-

und Max.-Auslastung erklären. Wie in Tab. 7 ersichtlich, hat die Unterdruckanlage mit Ventilator-Kaskade bei minimaler Auslastung im Vergleich zur maximalen Auslastung deutlich geringere Betriebskosten. Mit perspektivisch steigenden Energiekosten verringert sich die Amortisationsdauer. Zum Vergleich: Die durchschnittliche Lebensdauer einer Absauganlage beträgt 15-20 Jahre. [1] Bis auf den Ausnahmefall eines sich überwiegend im minimalen Auslastungsbereich befindlichen Betriebes, stellt die Überdruckanlage in diesem Fall die wirtschaftlichste Alternative dar.

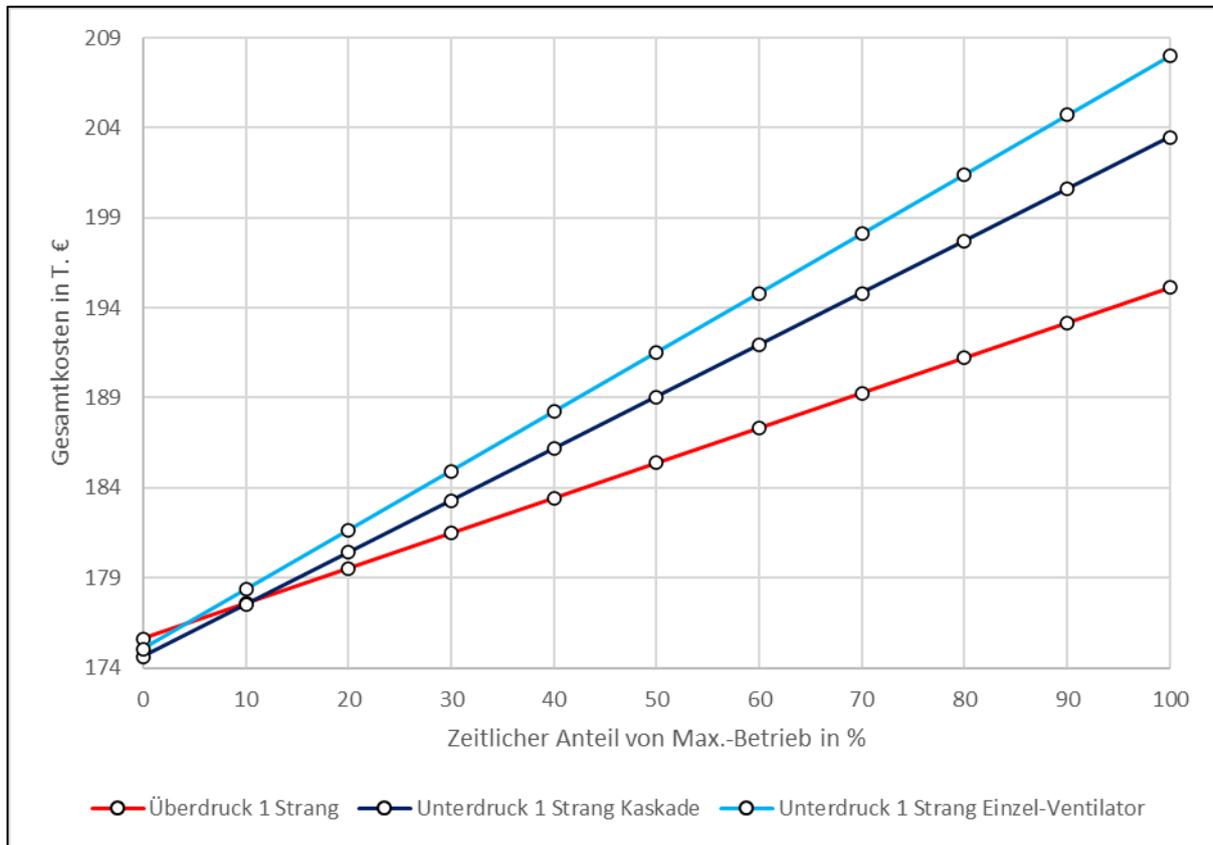


Abb. 43: Gesamtkosten nach 15 Jahren in Abhängigkeit der Anlagenauslastung - Fall 1

6.1.2 Ergebnisse Fall 2

Die lufttechnischen Daten der Anlage und die leistungstechnischen Daten des Ventilators für Fall 2 lassen sich Tab. 8 entnehmen. Da bei einer Überdruckanlage für die Ventilatoren nur der Gesamtdruckverlust der einzelnen Stränge relevant ist, existieren hier keine Werte für die ganze Anlage. Die übrigen leeren Zellen der Tabelle weisen auf einen (im Min.-Lastfall) inaktiven Strang hin.

Tab. 8: Luft- und leistungstechnische Daten Fall 2

Variante	Ges.-Volumenstrom in m³/h		Ges.-Druckverl. in Pa		Elektr. Leistung Ventilator in kW		η Ventilator in %	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min
Überdruck Strang 1	8775	-	2767,5	-	11,49	-	58,7	-
Überdruck Strang 2	10509	9794	2621,0	2459,3	9,91	8,56	77,5	73,0
Überdruck gesamt	19284	9794	-	-	21,40	8,56	67,3	73,0
Unterdr. gedrosselt	19284	9794	3085,7	2766,4	19,62	9,29	84,2	81,0
Unterdr. ungedrosselt	19604	9794	3100,2	2632,6	20,06	8,65	84,1	82,8

Bei den Gesamtvolumenströmen weicht im Max.-Lastfall die ungedrosselte Unterdruckanlage von den beiden anderen Varianten ab. Der höhere Volumenstrom ist die Folge des nicht erfolgten hydraulischen Abgleichs zwischen beiden Hauptrohrleitungen. Der Volumenstrom des Stranges mit dem geringeren Druckverlust (Strang 2) erhöht sich, bis beide Stränge denselben Druckverlust aufweisen. Die Gesamtvolumenströme liegen näher an dem theoretischen Mindestvolumenstrom von 19124 m³/h (vgl. Kap. 5.1), da der Bedarf eines hydraulischen Abgleichs der Maschinen untereinander geringer ist und somit auch die durch Ungenauigkeiten verursachte Luftmenge.

Der generelle Unterschied zwischen Über- und Unterdruckanlagen hat denselben Hintergrund wie bei Fall 1. Der Unterschied zwischen gedrosselter und ungedrosselter Unterdruckanlage ist bei maximaler Auslastung auf den höheren Volumenstrom der ungedrosselten Variante zurückzuführen. Bei minimaler Auslastung führt die Drosselung des sich im Betrieb befindlichen zweiten Stranges zu einem im Vergleich zur ungedrosselten Variante höheren Druckverlust.

Da die Ventilatoren der Unterdruckanlagen den gesamten Volumenstrom der Anlage auf dem Druckniveau des Stranges mit dem höchsten Druckverlust fördern müssen, ist die geforderte aerodynamische Leistung insgesamt höher als bei der Überdruckanlage. Dies wird jedoch durch die insgesamt besseren Wirkungsgrade der Ventilatoren bei maximaler Auslastung ausgeglichen, wodurch der elektrische Leistungsbedarf beider Unterdruckanlagen geringer als jener der Überdruckanlage ist. Bei der Überdruckanlage unterscheiden sich die Wirkungsgrade beider Ventilatoren erheblich, was hauptsächlich durch das offene Laufrad beim Ventilator für Strang 1 bedingt ist, welches durch den Kantenanleimer im Strang notwendig ist. Bei minimaler Auslastung ist Strang 1 nicht im Betrieb, wodurch nur der effizientere Ventilator von Strang 2 benutzt wird. Da die aerodynamische Leistung der Überdruckanlage geringer ist, besitzt sie hier trotz geringem Ventilatorwirkungsgrad einen leicht niedrigeren elektrischen Leistungsbedarf als die Unterdruckanlagen.

Tab. 9 gibt eine Übersicht über die Investitionskosten der Anlagenvarianten für Fall 2.

Tab. 9: Investitionskosten Fall 2

Kostengruppe	Überdruck	Unterdruck gedrosselt	Unterdruck ungedrosselt
Gruppe 1 Rohrleitungen	21.931,70 €	22.098,70 €	21.931,70 €
Gruppe 2 Ventilatoren	19.560,80 €	24.278,60 €	24.278,60 €
Gruppe 3 Rückluftkanal	8.105,00 €	8.105,00 €	8.105,00 €
Gruppe 4 Filtereinheit	26.127,00 €	31.708,00 €	31.708,00 €
Gesamt	75.724,50 €	86.190,30 €	86.023,30 €

Zusätzlich zu den in Fall 1 erläuterten Unterschieden bei Gruppe 2 und 4, ergibt sich ein leichter Unterschied durch die Extrakosten der Drossel bei der gedrosselten Unterdruckanlage in Gruppe 1. Im Vergleich zu Tab. 6 lassen sich auch die gestiegenen Rohrleitungskosten in Gruppe 1, bedingt durch die höhere Anzahl an Rohrm Metern bei Gruppenabsaugung im Vergleich zu Zentralabsaugung, erkennen.

Tab. 10 gibt eine Übersicht über die jährlichen Betriebskosten und die Gesamtkosten über eine Lebensdauer von 15 Jahren für Fall 2.

Tab. 10: Jährliche Betriebskosten und Gesamtkosten nach 15 Jahren Fall 2

Variante	Jährliche Betriebskosten		Gesamtkosten für 15 Jahre	
	Max	Min	Max	Min
Überdruck	7.532,80 €	3.013,12 €	188.716,50 €	118.906,30 €
Unterdruck gedrosselt	6.906,24 €	3.044,80 €	189.783,90 €	135.241,50 €
Unterdruck ungedrosselt	7.061,12 €	3.270,08 €	191.940,10 €	131.695,50 €

Da die jährlichen Betriebskosten sich proportional zu dem elektrischen Leistungsbedarf der Ventilatoren verhalten, sind die Gründe für die erkennbaren Unterschiede dieselben, wie bei der Betrachtung von Tab. 8. Bei den Gesamtkosten nach 15 Jahren ist zu erkennen, dass die Überdruckanlage in beiden Lastfällen die niedrigsten Kosten besitzt. Dies ist auch gut in Abb. 44 zu erkennen. Gut zu erkennen ist ebenfalls, dass die gedrosselte Unterdruckanlage besser für hohe und die ungedrosselte Anlage besser für niedrige Auslastungen geeignet ist. Bei 100% maximaler Auslastung beträgt die Amortisationsdauer für die gedrosselte Unterdruckanlage 16,7 Jahre. Für geringere Auslastungen liegt die Amortisationsdauer höher. Falls in diesem Falle der Betrieb ständig mit voller Auslastung arbeitet, würde sich, insbesondere angesichts steigender Energiepreise, die gedrosselte Unterdruckanlage als wirtschaftlicher erweisen. Wird allerdings mit wechselnder Auslastung gearbeitet, wie es in Tischlereibetrieben der betrachteten Art und Größe durchaus üblich ist, stellt die Überdruckanlage die wirtschaftlichere Option dar.

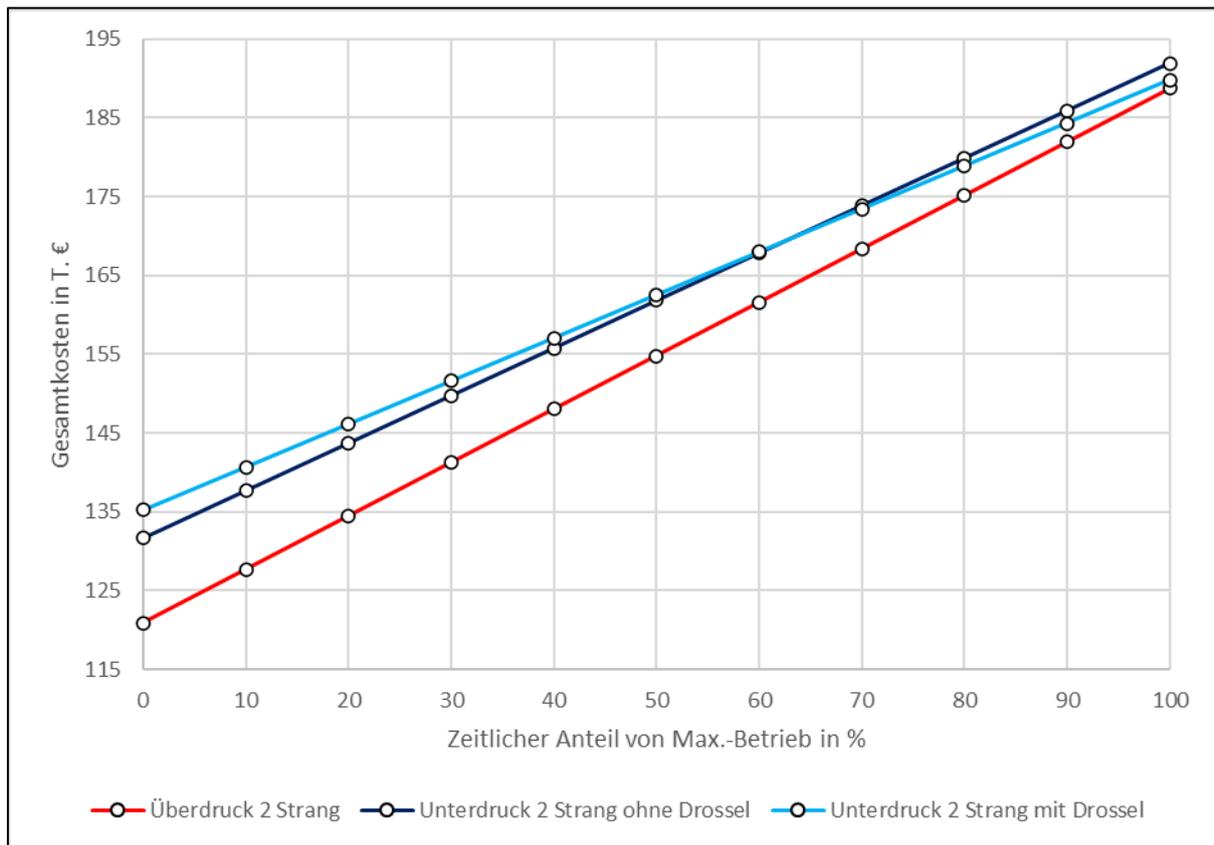


Abb. 44: Gesamtkosten nach 15 Jahren in Abhängigkeit der Anlagenauslastung - Fall 2

6.1.3 Ergebnisse Fall 3

Die lufttechnischen Daten der Anlage und die leistungstechnischen Daten des Ventilators für Fall 3 lassen sich *Tab. 11* entnehmen.

Tab. 11: Luft- und leistungstechnische Daten Fall 3

Variante	Ges.-Volumenstrom in m³/h		Ges.-Druckverl. in Pa		Elektr. Leistung Ventilator in kW		η Ventilator in %	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min
Überdruck Strang 1	3452	-	2750,7	-	4,32	-	59,0	-
Überdruck Strang 2	5301	-	2772,7	-	5,87	-	71,7	-
Überdruck Strang 3	3582	4430	2590,8	2736,5	4,04	4,97	63,9	67,0
Überdruck Strang 4	5872	-	1975,6	-	5,76	-	52,9	-
Überdruck Strang 5	3323	-	1897,9	-	3,15	-	55,9	-
Überdruck gesamt	21530	4430	-	-	23,14	4,97	61,1	67,0
Unterdr. gedrosselt	21530	4430	3190,0	3173,3	22,63	5,00	84,3	78,0
Unterdr. ungedrosselt	23678	4430	3298,6	2876,2	25,99	4,45	83,5	79,5

Beim Gesamtvolumenstrom fällt zunächst auf, dass die Volumenströme der einzelnen Varianten bei maximaler Auslastung allesamt höher liegen als bei Fall 1 und 2. Dies hängt mit dem in *Kap. 5.1.3 Fall 3: Gruppenabsaugung mit fünf Strängen* bereits erwähnt Sachverhalt zusammen, dass im Strang 3 bei maximaler Auslastung zusätzliche Zwangsöffnungen von Maschinen zum Einhalten der Mindestluftgeschwindigkeit erfolgen. Bei minimaler Auslastung der Anlage wird eine weitere Maschine an Strang 3 geöffnet, was zu einem höheren Volumenstrom als bei maximaler Anlagenauslastung führt. Der Gesamtvolumenstrom bei minimaler Auslastung ist jedoch deutlich geringer als bei den anderen Fällen, da der benötigte Beiluftstrom durch den kleineren Durchmesser der Hauptrohrleitung geringer ist. Der Unterschied zwischen gedrosselter und ungedrosselter Unterdruckanlage bei maximaler Auslastung ist auf denselben Grund wie bei Fall 2 zurückzuführen, jedoch sind hier die Auswirkungen größer, da sich die einzelnen Stränge teils erheblich im Druckverlust unterscheiden.

Die Unterschiede bei den Gesamtdruckverlusten haben denselben Hintergrund wie bei Fall 1 und 2 und müssen an dieser Stelle nicht weiter erläutert werden.

Im Gegensatz zu Fall 2 hat die ungedrosselte Unterdruckanlage trotz der effizienteren Ventilatoren, bedingt durch das höhere Druckniveau und den im Vergleich zu beiden anderen Varianten höheren Gesamt-Volumenstrom, den höchsten elektrischen Leistungsbedarf. Bei minimaler Auslastung besitzt die ungedrosselte Unterdruckanlage, wie bei Fall 2, den niedrigsten elektrischen Leistungsbedarf. Ansonsten hat das Zustandekommen der Ergebnisse denselben Hintergrund wie bei Fall 2.

Tab. 12 gibt eine Übersicht über die Investitionskosten der Anlagenvarianten für Fall 3.

Durch die höhere Anzahl an Rohrleitungsmetern steigen auch in Fall 3 die Kosten in Gruppe 1. Die höheren Kosten der gedrosselten Unterdruckanlage im Vergleich zu den anderen Varianten werden von den zusätzlichen Drosseln verursacht, von denen in diesem Fall vier, statt einer, wie in Fall 2 benötigt werden. Obwohl die Überdruckanlage fünf Ventilatoren, und damit zwei mehr als die Unterdruckanlagen, benötigt, sind die Kosten in Gruppe 2 bei der Überdruckanlage leicht geringer. Da die Ventilatoren der Überdruckanlage teilweise deutlich kleiner als die Ventilatoren der Unterdruckanlagen und damit günstiger sind, sowie durch die geringere Anzahl an benötigten Frequenzumrichtern, kommen die etwas niedrigeren Kosten zustande. Die Kosten für die Filtereinheiten liegen leicht über denen von Fall 1 und 2, da bei diesem Falle eine Erweiterung des Einblaskastens von Nöten war, um genügend Platz zum Anschluss sämtlicher Stränge am Filtergehäuse zu schaffen.

Tab. 12: Investitionskosten Fall 3

Kostengruppe	Überdruck	Unterdruck gedrosselt	Unterdruck ungedrosselt
Gruppe 1 Rohrleitungen	26.472,50 €	26.917,30 €	26.472,50 €
Gruppe 2 Ventilatoren	23.501,60 €	24.278,60 €	24.278,60 €
Gruppe 3 Rückluftkanal	8.105,00 €	8.105,00 €	8.105,00 €
Gruppe 4 Filtereinheit	26.361,00 €	31.942,00 €	31.942,00 €
Gesamt	84.440,10 €	91.242,90 €	90.798,10 €

Tab. 13 gibt eine Übersicht über die jährlichen Betriebskosten und die Gesamtkosten über eine Lebensdauer von 15 Jahren für Fall 3.

Tab. 13: Jährliche Betriebskosten und Gesamtkosten nach 15 Jahren Fall 3

Variante	Jährliche Betriebskosten		Gesamtkosten für 15 Jahre	
	Max	Min	Max	Min
Überdruck	8.145,28 €	1.749,44 €	206.619,30 €	110.681,70 €
Unterdruck gedrosselt	7.965,76 €	1.760,00 €	210.729,30 €	117.642,90 €
Unterdruck ungedrosselt	9.148,48 €	1.566,40 €	228.025,30 €	114.294,10 €

Da die Betriebskosten der verschiedenen Varianten sich proportional zu dem elektrischen Leistungsdaten verhalten, ergibt sich hier dasselbe Bild wie bei der Betrachtung von Tab. 11. Aufgrund der geringeren Investitionskosten weist die Überdruckanlage die niedrigsten Gesamtkosten nach 15 Jahren für beide Lastfälle auf, was bei Abb. 45 auch gut zu erkennen ist. Der Unterschied zwischen gedrosselter und ungedrosselter Unterdruckanlage ist in diesem Fall ausgeprägter als bei Fall 2, da die Auswirkungen durch den erhöhten Volumenstrom der ungedrosselten Unterdruckanlage bei maximaler Auslastung stärker sind als die Auswirkungen durch die Drossel der gedrosselten Unterdruckanlage bei minimaler Auslastung. Dadurch liegt der Punkt, an dem die ungedrosselte Unterdruckanlage günstiger als die gedrosselte Unterdruckanlage ist, bei einem geringeren Anteil an maximaler Auslastung. Die Beobachtung des Unterschieds zwischen Fall 2 und 3 lässt auf eine höhere Bedeutung eines hydraulischen Abgleichs bei steigender Anzahl an Strängen bei einer Unterdruckanlage schließen. Bei 100 % maximaler Auslastung würde sich die gedrosselte Unterdruckanlage nach 37,9 Jahren amortisieren. Da dieser Zeitraum größer als die durchschnittliche Lebensdauer einer Absauganlage ist, stellt die Überdruckanlage unabhängig von der Anlagenauslastung den günstigsten Fall dar.

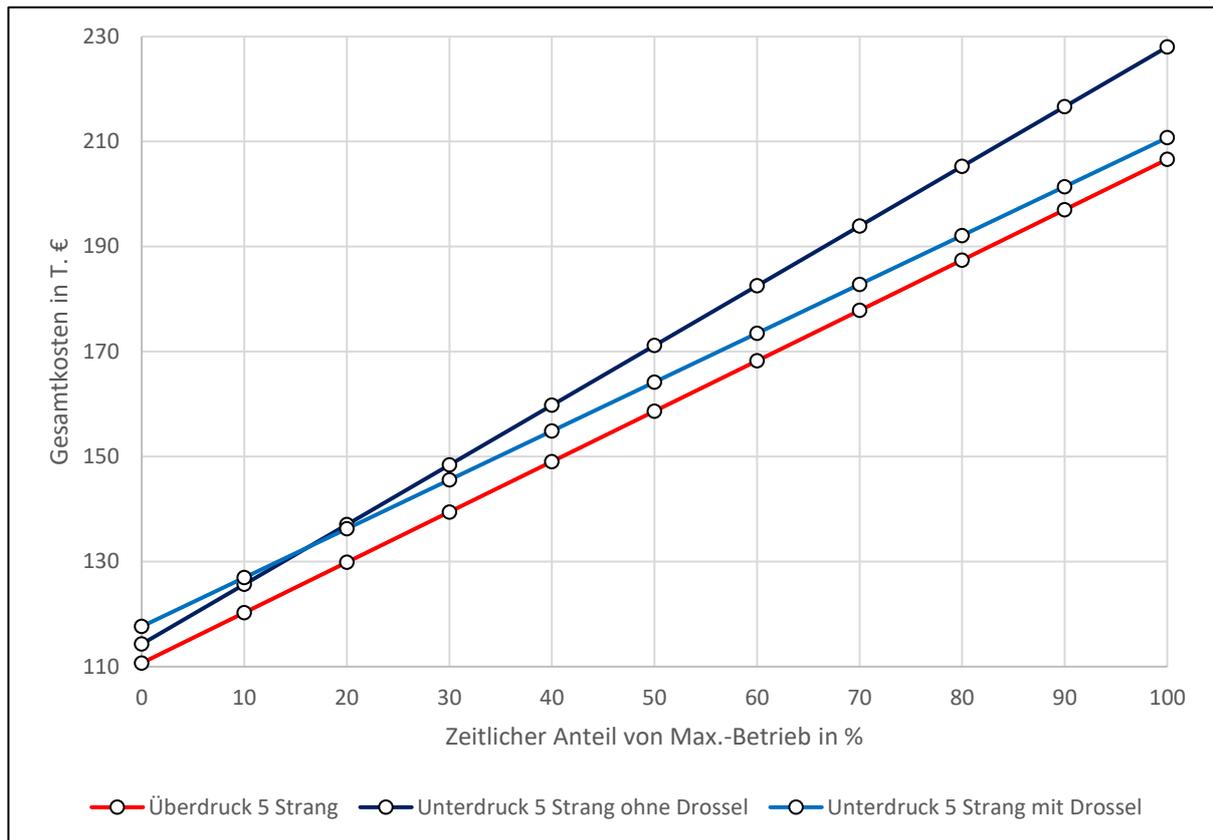


Abb. 45: Gesamtkosten nach 15 Jahren in Abhängigkeit der Anlagenauslastung - Fall 3

6.2 Vergleich der Fälle und Diskussion

In diesem Unterkapitel sollen die Ergebnisse der einzelnen Fälle miteinander verglichen und, soweit möglich, Schlussfolgerungen daraus abgeleitet werden.

Zunächst sollen die Gesamtkosten in Abhängigkeit der Betriebsdauer in einem Diagramm dargestellt werden. Dabei werden jeweils die Überdruckvarianten und die Unterdruckvarianten mit Ventilator-kaskade bzw. mit Drossel für eine Betriebsdauer von 14 bis 22 Jahren betrachtet. Da die Unterdruck-anlage mit Einzel-Ventilator aus Fall 1 und die Unterdruckvarianten ohne Drossel aus Fall 2 und 3 „schlechtere“ Ergebnisse aufweisen als die anderen Unterdruckvarianten, werden sie aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht im Diagramm dargestellt. Bei der Darstellung werden zwei für die Praxis relevante Auslastungsprofile betrachtet: Zum einen der Volllastbetrieb mit 100 % maximaler Auslastung und zum anderen ein Betrieb mit 50 % maximaler und 50 % minimaler Auslastung.

Abb. 46 stellt die Gesamtkosten jeweils einer Über- und Unterdruckanlage pro Fall in Abhängigkeit der Betriebsdauer für 100 % maximale Auslastung dar.

Zu erkennen ist, dass sowohl die Über- als auch Unterdruckanlage mit zweisträngiger Gruppenabsaugung (Fall 2) im Vergleich die niedrigsten Gesamtkosten besitzen. Dabei besitzt die Unterdruckanlage ab einer Betriebsdauer von 16,7 Jahren insgesamt die niedrigsten Gesamtkosten. Im mittleren Gesamtkostenbereich befindet sich die Über- und Unterdruckanlage als Zentralabsaugung (Fall 1).

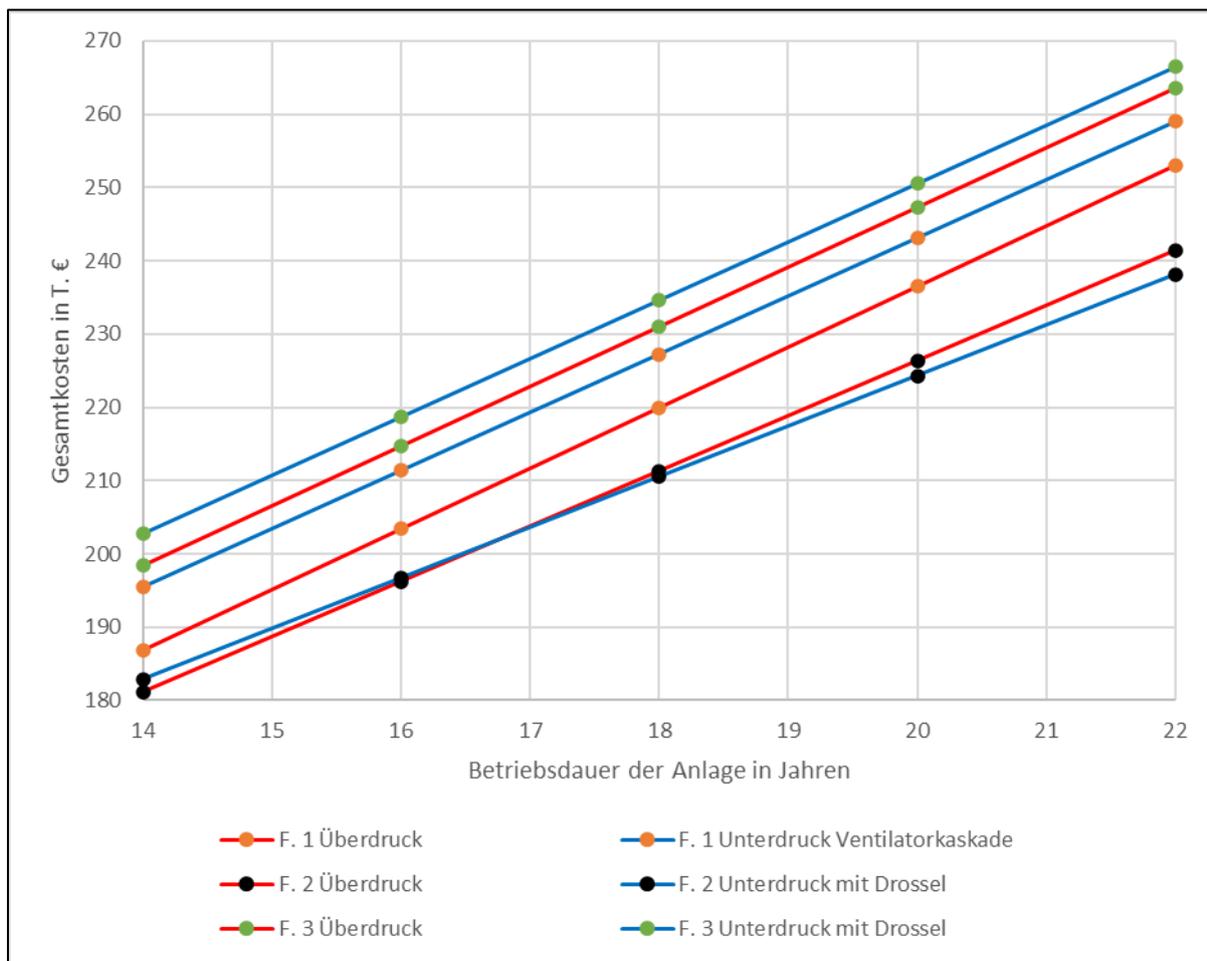


Abb. 46: Gesamtkosten über Betriebsdauer für 100 % maximale Auslastung

Die höchsten Gesamtkosten weisen die Über- und Unterdruckanlagen als Gruppenabsaugung mit fünf Strängen (Fall 3) auf.

Die Anlagen aus Fall 2 besitzen die niedrigsten Gesamtkosten, da sie die geringsten Betriebskosten mit den zweitgeringsten Investitionskosten besitzen. Die Anlagen aus Fall 1 besitzen zwar insgesamt die niedrigsten Investitionskosten, jedoch sind die Betriebskosten durch den größeren Druckverlust einer Zentralabsaugung höher. Der Druckverlust ist höher, da der gesamte Luftvolumenstrom durch eine einzelne Leitung mit mehr Rohrleitungseinbauten und einer größeren Länge als die jeweiligen Stränge der Gruppenabsaugungen strömt. Die Anlagen aus Fall 3 besitzen einen niedrigeren Druckverlust als die Anlagen aus Fall 1, jedoch ist der Luftvolumenstrom aus bereits genannten Gründen höher, wodurch die Betriebskosten in etwa gleichauf sind. Durch die insgesamt höchsten Investitionskosten sind dadurch auch die Gesamtkosten der Anlagen aus Fall 3 am höchsten.

Abb. 47 stellt analog zu Abb. 46 die Gesamtkosten in Abhängigkeit der Betriebsdauer bei 100 % Max.-Auslastung dar, diesmal jedoch mit jährlich um 4 % steigenden Stromkosten.

Beim Vergleich zwischen Abb. 47 und Abb. 46 fällt auf, dass die Unterdruckanlage mit Drossel aus Fall 2 bei einer Betriebsdauer von 14 bereits geringere Gesamtkosten hat als die Überdruckanlage aus Fall 2. Zu erkennen ist ebenfalls, dass sich die Überdruckanlagen aus Fall 1 und 3 den Gesamtkosten der Unterdruckanlagen aufgrund des höheren Anteils der Betriebskosten annähern, jedoch nach 22 Jahren noch immer von den Gesamtkosten her niedriger liegen.

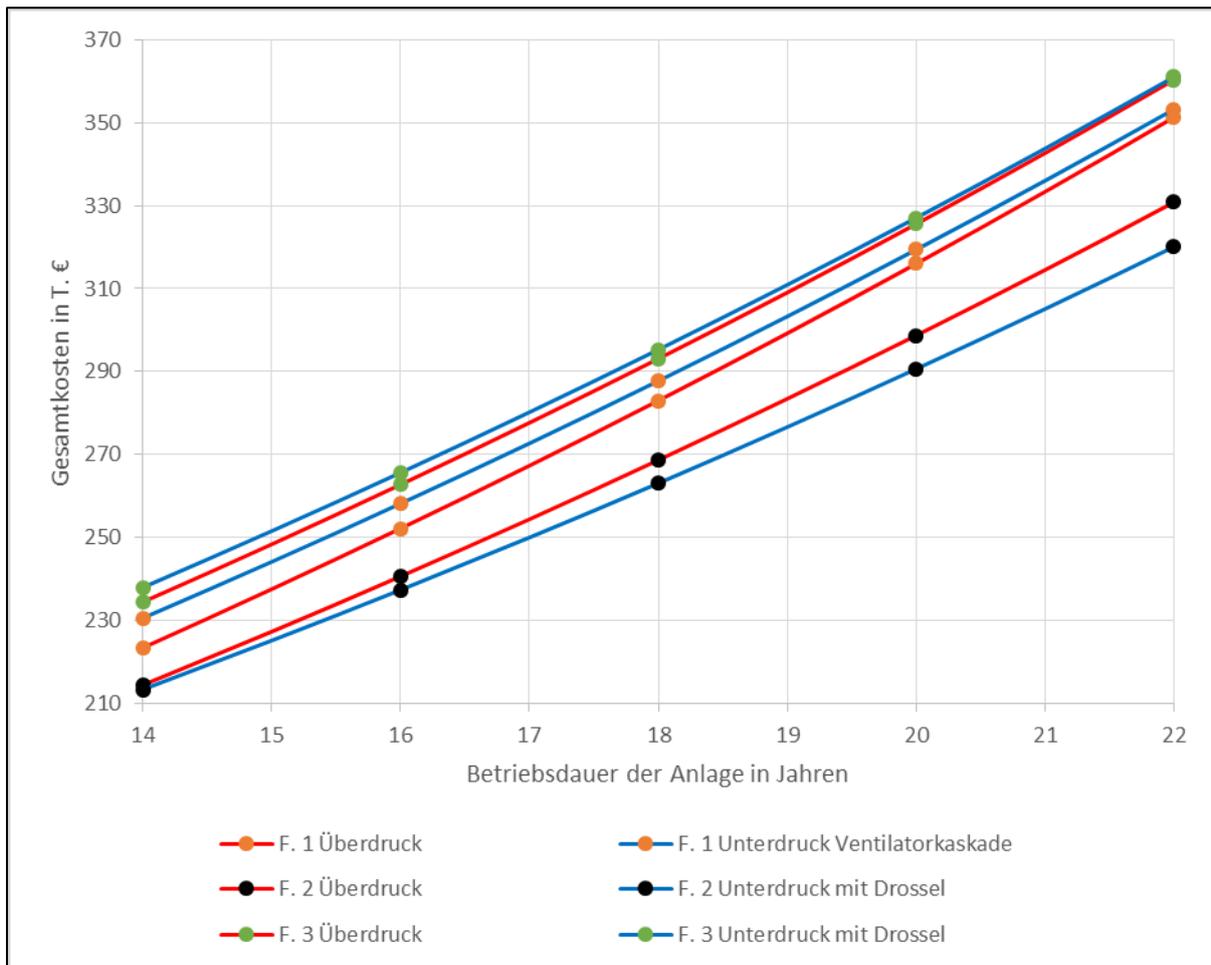


Abb. 47: Gesamtkosten über Betriebsdauer für 100 % maximale Auslastung bei jährlich 4 % steigenden Stromkosten

Abb. 48 stellt die Gesamtkosten jeweils einer Über- und Unterdruckanlage pro Fall in Abhängigkeit der Betriebsdauer für 50 % maximale und 50 % minimale Auslastung dar.

Bei der Betrachtung von Abb. 48 fällt zunächst auf, dass die Anlagen mit Zentralabsaugung (Fall 1) sich deutlich von den Anlagen mit Gruppenabsaugung (Fall 2 u. 3) unterscheiden. Bei maximaler Auslastung (Abb. 46) liegen die Zentralabsaugungen im Mittelfeld der Gesamtkosten, bei ausgewogener min./max.-Auslastung sind die Gesamtkosten am höchsten. Durch den Vergleich von Abb. 46 und Abb. 48 wird deutlich, dass eine Zentralabsaugung aufgrund des hohen Beiluftstromes, welcher zur Einhaltung der Mindestluftgeschwindigkeit benötigt wird, nicht für den Betrieb bei wechselnden Lastanforderungen geeignet ist. Die beiden Überdruckanlagen aus Fall 2 und 3 besitzen die niedrigsten Gesamtkosten, wobei die Überdruckanlage mit zwei Strängen insgesamt die günstigste ist. Im mittleren Bereich liegen die Unterdruckanlagen aus Fall 2 und 3. Durch den im minimalen Lastfall geringsten Volumenstrom, besitzen die Anlagen aus Fall 3 zwar die niedrigsten Betriebskosten, jedoch haben sie auch die höchsten Investitionskosten. Hinzu kommt, dass im Vergleich zu einer 100 % maximal-Auslastung die Betriebskosten im Allgemeinen niedriger sind und somit auch deren Einfluss auf die Gesamtkosten. Dadurch liegen die Gesamtkosten der Anlagen aus Fall 3 stets etwas höher als bei den äquivalenten Anlagen aus Fall 2.

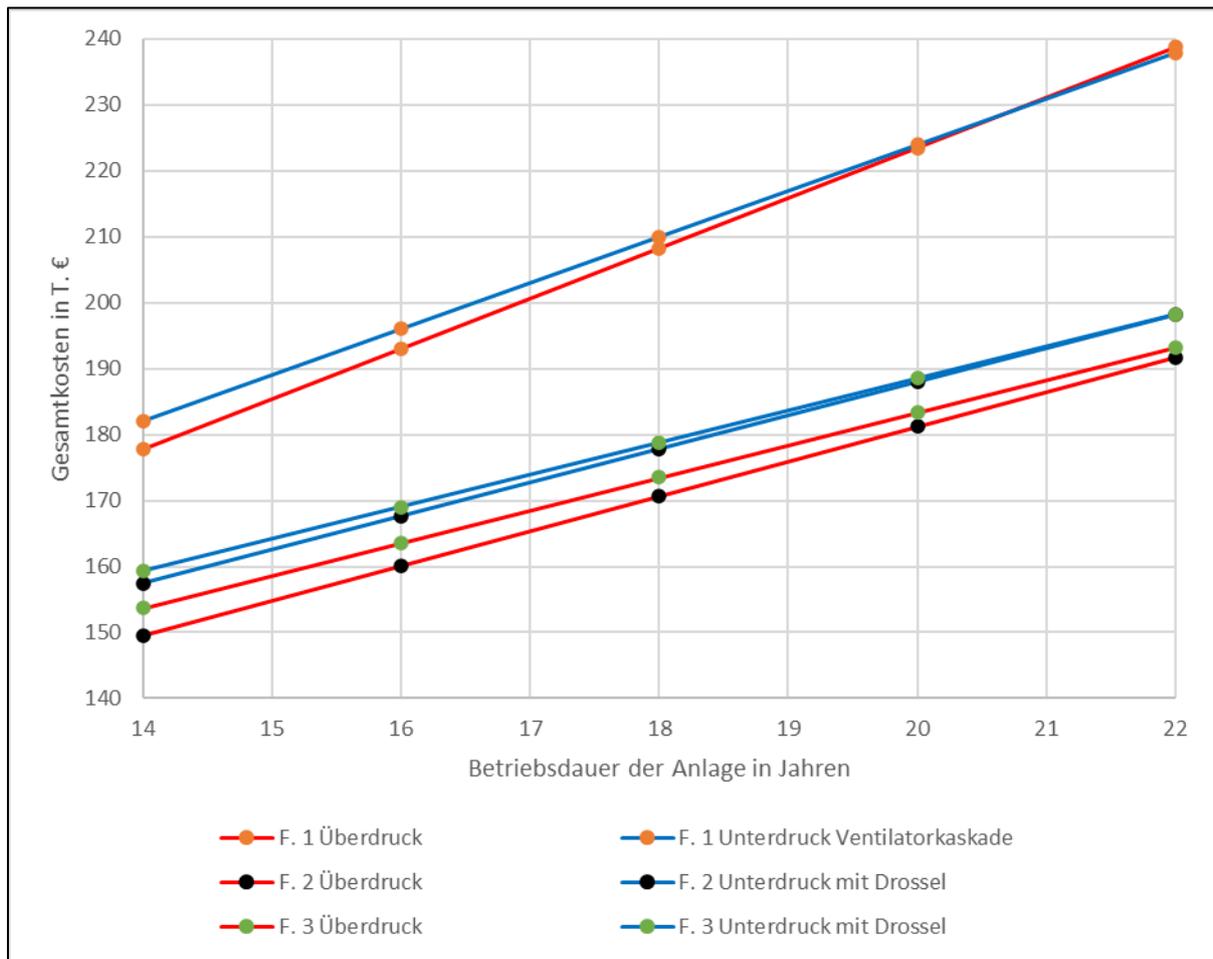


Abb. 48: Gesamtkosten über Betriebsdauer für 50 % maximale und 50% minimale Auslastung

Abb. 49 stellt analog zu Abb. 48 die Gesamtkosten in Abhängigkeit der Betriebsdauer bei 50 % Max.- und 50 % Min.-Auslastung dar, diesmal jedoch mit jährlich um 4 % steigenden Stromkosten.

Beim Vergleich von Abb. 49 und Abb. 48 fällt auf, dass auch bei steigenden Strompreisen die Überdruckanlagen aus Fall 2 und 3 die niedrigsten Gesamtkosten besitzen. Zu erkennen ist auch, dass sich die höheren Investitionskosten der Anlagen aus Fall 3 bereits innerhalb der durchschnittlichen Lebensdauer einer Absauganlage amortisieren.

Anmerkung zu der Betrachtung der Gesamtkosten mit steigenden Strompreisen: Es ist anzunehmen, dass im Zuge steigender Strompreise aufgrund steigender Material- und Fertigungskosten auch die Investitionskosten der Anlagen steigen dürften. Dieser Effekt wurde bei der Betrachtung nicht berücksichtigt. Durch höhere Investitionskosten würde sich der durch den gestiegenen Anteil der Betriebskosten an den Gesamtkosten ergebende Effekt zu einem gewissen Teil relativieren.

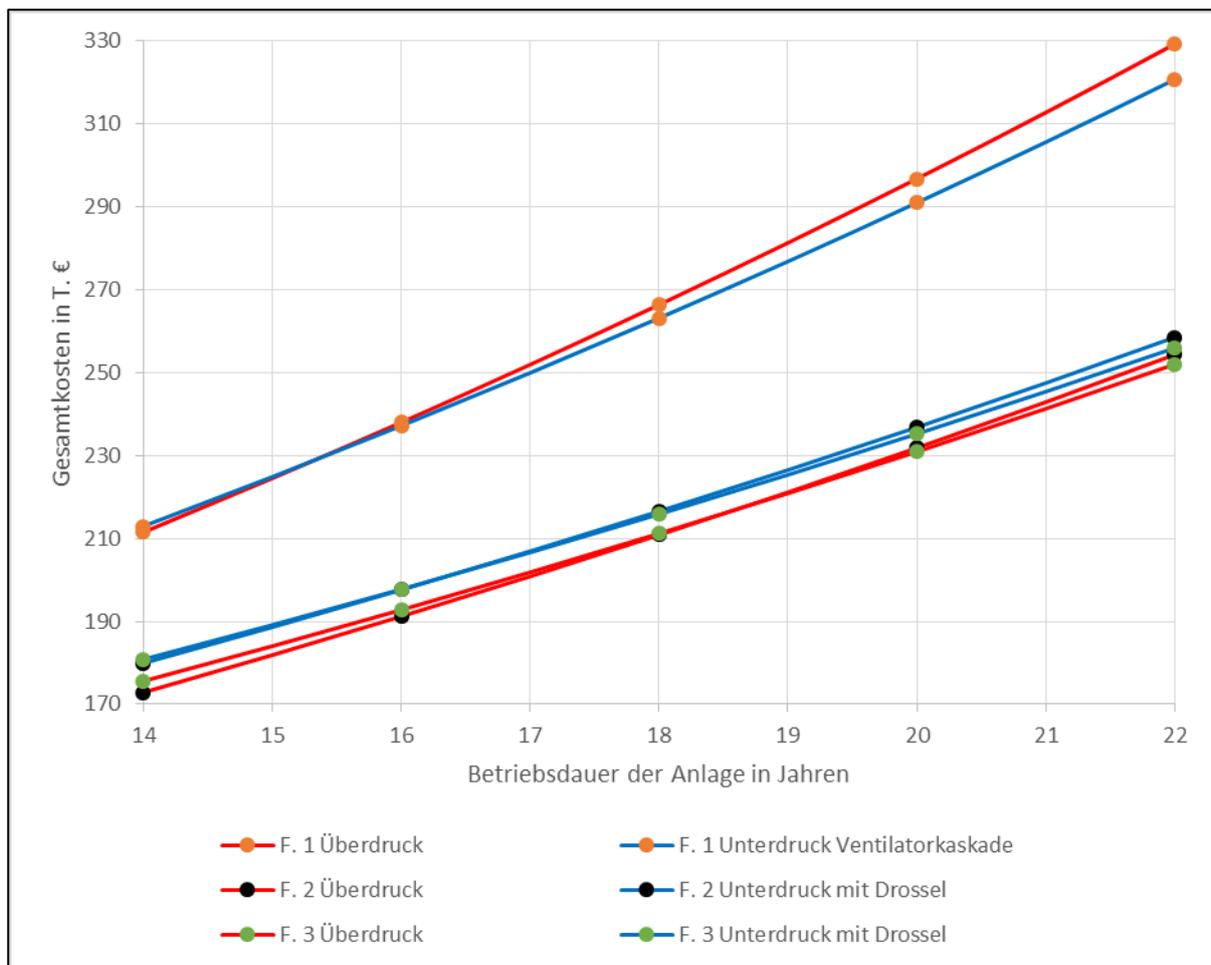


Abb. 49: Gesamtkosten über Betriebsdauer für 50 % maximale und 50 % minimale Auslastung bei jährlich 4 % steigenden Stromkosten

Aus dem Vergleich der Ergebnisse lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

- Unterdruckanlage besitzen trotz i.d.R. geringeren Betriebskosten meist höhere Gesamtkosten als Überdruckanlagen aufgrund der höheren Investitionskosten
- Unterdruckanlagen eignen sich eher für den Vollastbetrieb, Überdruckanlagen eher für den Betrieb bei wechselnden Lastanforderungen
- Mit perspektivisch steigenden Strompreisen dürften sich Unterdruckanlagen in Zukunft aufgrund der geringeren Betriebskosten eher rentieren

DGUV 209-200

An dieser Stelle sollen die in der DGUV 209-200 [2] genannten, üblichen Ausführungen einer Über- sowie Unterdruckanlage verglichen werden. Der Grund für diese spezielle Betrachtung ist die Annahme, dass möglicherweise viele Planer einer Absauganlage sich an diesen Ausführungen orientieren könnten, ohne diese zu hinterfragen. Diese Ausführungen sind folgendermaßen angegeben:

- Überdruckanlage: Gruppenabsaugung
- Unterdruckanlage: Zentralabsaugung mit Einzel-Ventilator

Dies entspricht der Überdruckanlage aus Fall 2 und der Unterdruckanlage mit Einzel-Ventilator aus Fall 1. Beide Varianten sollen in *Abb. 50* in einem Diagramm für 100 % sowie 50 % maximale Auslastung bezüglich der Gesamtkosten über eine Lebensdauer von 14 bis 22 Jahren dargestellt werden.

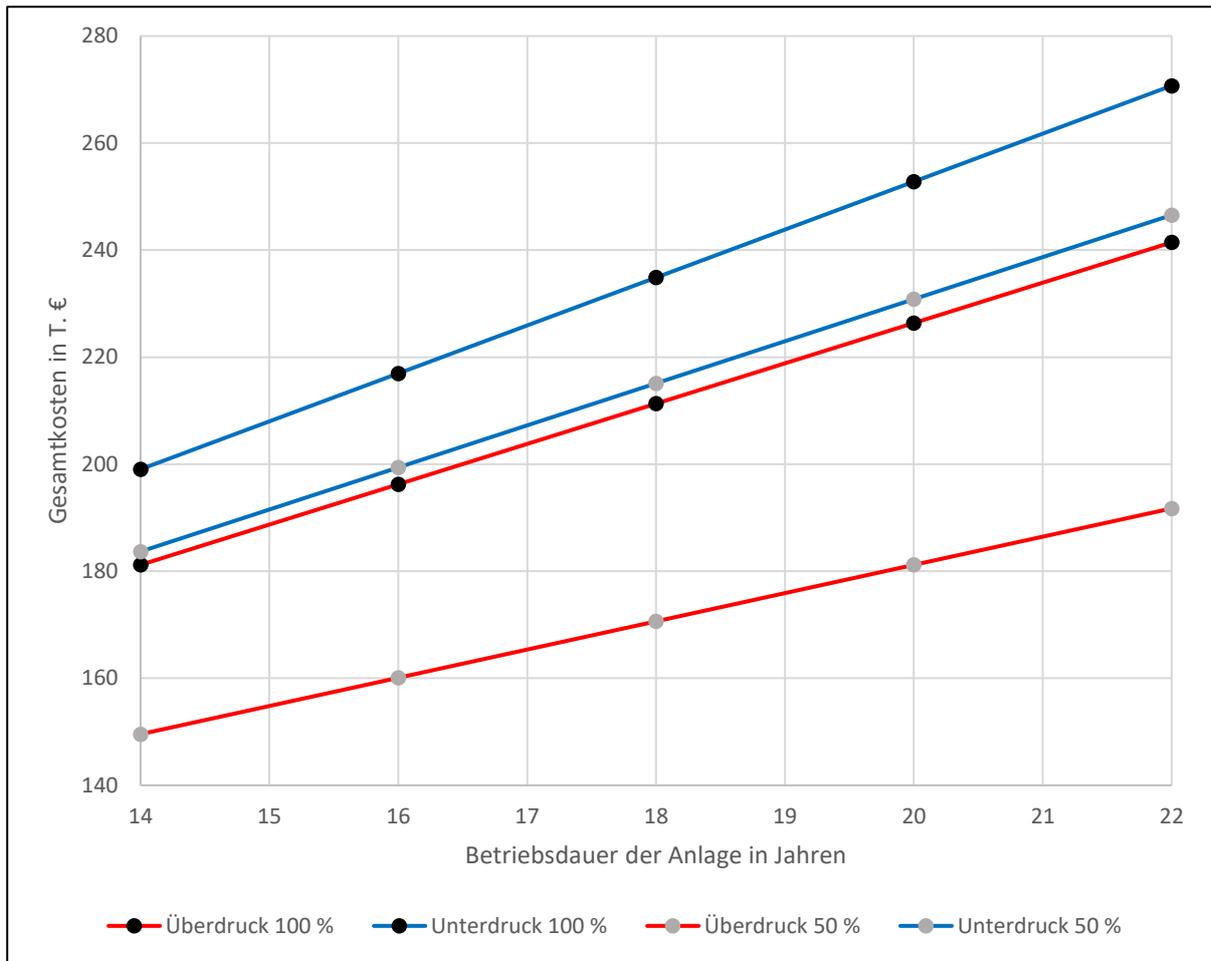


Abb. 50: Gesamtkosten über Betriebsdauer für Ausführung nach DGUV 209-200 für 100 % und 50 % maximaler Anlagenauslastung

Bei der Betrachtung von *Abb. 50* fällt auf, dass unabhängig von der Anlagenauslastung oder der Betriebsdauer die Überdruckanlage deutlich niedrigere Gesamtkosten aufweist. Die Differenz der Varianten bezüglich der Auslastung ist bei der Überdruckanlage größer als bei der Unterdruckanlage. Hierbei zeigt sich wieder, dass sich eine Zentralabsaugung schlechter an wechselnde Lastzustände anpassen kann. Dieser Nachteil zusammen mit dem deutlich höheren Druckverlust beim Anschluss des Einzelventilators im Reinraum führt zu den deutlich höheren Betriebs- und somit Gesamtkosten im Vergleich zur Überdruckanlage.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich bei der vergleichenden Betrachtung kein eindeutig besseres Konzept hervorheben lässt. Über- sowie Unterdruckanlagen haben beide ihre Daseinsberechtigung für verschiedene Anwendungsfälle. Aus der Berechnung der Beispielfälle haben sich folgende Schlussfolgerungen ergeben:

- Für einen Betrieb der betrachteten Größe ist die Gruppenabsaugung mit zwei Strängen am besten geeignet.
- Unterdruckanlagen sollten bei der betrachteten Größe ausschließlich mit Ventilator-Kaskaden betrieben werden.
- Unterdruckanlagen mit Gruppenabsaugungen sollten mit einem hydraulischen Abgleich der Stränge untereinander durch Drosseln ausgeführt werden.
- Unterdruckanlagen besitzen einen inhärent höheren Druckverlust als Überdruckanlagen, welcher durch effizientere Ventilatoren ausgeglichen wird und dadurch zu geringeren Betriebskosten führt.
- Unterdruckanlagen besitzen inhärent höhere Investitionskosten als Überdruckanlagen, welche innerhalb der durchschnittlichen Lebensdauer häufig nicht durch die geringeren Betriebskosten ausgeglichen werden. Eine Ausnahme hiervon bildet der ausschließliche Betrieb bei Vollast.
- Überdruckanlagen eignen sich besser für einen Betrieb mit wechselnden Lastanforderungen.
- Unterdruckanlagen sollten, entgegen der Aussage der DGUV, nicht pauschal als Zentralabsaugung konzipiert werden.
- Durch perspektivisch steigende Strompreise würden sich die höheren Investitionskosten einer Unterdruckanlage eher rentieren (bei Nichtberücksichtigung evtl. steigender Investitionskosten).

Diese Schlussfolgerungen sind nicht ohne weiteres auf größere oder kleinere Anlagen übertragbar. Das liegt an zufälligen Faktoren, welche die Ergebnisse stark beeinflussen können. Die größte Rolle bei diesen Faktoren dürfte die Wahl des Ventilators bzw. der Ventilatoren darstellen, da diese insbesondere bei Unterdruckanlagen durch den Durchmesser des Ventilatorstutzens einen signifikanten Einfluss auf den Gesamtdruckverlust haben können. Auch die Wirkungsgrade der Ventilatoren können variieren. So kann z.B. ein Ventilator/Kaskade, welcher zu Druckverlust und Volumenstrom einer großen Anlage passt, einen geringeren Wirkungsgrad besitzen als der zu einer kleineren Anlage passende Ventilator/Kaskade. Ebenso kann z.B. ein sehr hoher Druckverlust durch lange Rohrleitungen oder Holzbearbeitungsmaschinen mit einem sehr hohen internen Druckverlust die Wirtschaftlichkeit einer Unterdruckanlage durch die Notwendigkeit von Stützventilatoren stark verschlechtern.

Durch diese zufälligen Faktoren ist es wichtig, dass jeder Einzelfall eigens betrachtet werden muss, um zu entscheiden, welches Anlagenkonzept das geeignetere ist.

Da bei der Betrachtung des Themas in dieser Arbeit einige Einschränkungen vorgenommen wurden, um Umfang und Komplexität im Rahmen zu halten, ergeben sich mögliche Folgebetrachtungen. Zum einen würde es sich anbieten, die durchgeführten Berechnungen auf andere Beispielfälle zu übertragen, um zu sehen, ob sich die erhaltenen Schlussfolgerungen ändern würden. Zum anderen wurden bei der Berechnung der Ventilator-Kaskade vereinfacht nur gleiche Ventilatoren als Gruppenregelung verwendet (vgl. Kap. 3.2). Bei einer genaueren Betrachtung anderer Möglichkeiten zur Berechnung und Realisierung einer Ventilator-Kaskade z.B. durch Verwendung unterschiedlicher Ventilatoren oder einer Einzelregelung ergeben sich möglicherweise neue Erkenntnisse bezüglich der Wirtschaftlichkeit von Unterdruckanlagen. Es wäre ebenfalls interessant, den Aspekt steigender Stromkosten noch genauer zu untersuchen, insbesondere die Einbeziehung des Effektes steigender Strompreise auf die Material- und Fertigungskosten, womit eine genauere und realitätsnähere Zukunftsprognose zur Wirtschaftlichkeit von Absauganlagen möglich wäre.

Literaturverzeichnis

- [1] N.-H. Bock, Interviewee, *Informationen zu Absauganlagen*. [Interview]. 16 Juli 2021.
- [2] Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung e.V., DGUV Information 209-200 Absauganlagen Konzeption, Planung, Realisierung und Betrieb, Berlin, 2020.
- [3] H. Rietschel und K. Fitzner, Raumklimatechnik Band 2: Raumluft- und Raumkühltechnik 16. Auflage, Berlin, Heidelberg: Springer, 2008.
- [4] Ausschuss für Gefahrenstoffe, *TRGS 553 Holzstaub*, Bundesministerium für Arbeit und Soziales, 2008.
- [5] Ausschuss für Gefahrenstoffe, *TRGS 905 Verzeichnis krebserzeugender, keimzellmutagener oder reproduktionstoxischer Stoffe*, Bundesministerium für Arbeit und Soziales, 2016.
- [6] Ausschuss für Gefahrenstoffe, *TRGS 906 Verzeichnis krebserzeugender Tätigkeiten oder Verfahren nach § 3 Abs. 2 Nr. 3 GefStoffV*, Bundesministerium für Arbeit und Soziales, 2007.
- [7] Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung e.V., DGUV Information 209-044 Holzstaub, Berlin, 2019.
- [8] CEN, Europäisches Komitee für Normung, *DIN EN 12779:2016-03*, 2016.
- [9] Berufsgenossenschaft Holz und Metall, BGI 739-2 Absauganlagen und Silos für Holzstaub und -späne Brand- und Explosionsschutz, Mainz, 2012.
- [10] W. Kalide, Einführung in die Technische Strömungslehre, München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1984.
- [11] M. Kraume, Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik - Grundlagen und apparative Umsetzungen 3. Auflage, Berlin: Springer, 2020.
- [12] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, VDI-Wärmeatlas 11. Auflage, Berlin: Springer, 2013.
- [13] H. Rietschel und W. Raiß, Heiz- und Lüftungstechnik 14. Auflage, Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer, 1962.
- [14] W. Müller, Mechanische Verfahrenstechnik und ihre Gesetzmäßigkeiten 2. Auflage, München: De Gruyter Oldenbourg, 2014.
- [15] A. Pech und K. Jens, Baukonstruktionen Band 16: Lüftung und Sanitär, Wien: Springer, 2006.
- [16] E. Walther, H. Kuchling, W. Leupold, M. Pleyner, E. Lau und H. Gehringer, Technische Formeln für die Praxis 24. Auflage, VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1984.
- [17] F. H. Höcker, „Systemvergleich Unter- oder Überdrucksysteme an Absaug- und Filteranlagen?“, BM online, 1 Februar 1999. [Online]. Available: <https://www.bm-online.de/allgemein/systemvergleich/#slider-intro-3>. [Zugriff am 22 Juli 2021].

- [18] Schuko H. Schulte-Südhoff GmbH, „Industrielle Filtertechnik Validus,“ [Online]. Available: <https://www.schuko.de/de/produkte-anlagen/zentrale-absauganlagen/industrielle-filtertechnik>. [Zugriff am 28 Juni 2021].
- [19] Schuko H. Schulte-Südhoff GmbH, „Mobile Entstauber Vacomat,“ [Online]. Available: <https://www.schuko.de/de/produkte-anlagen/mobile-absauganlagen/mobile-entstauber>. [Zugriff am 29 Juni 2021].
- [20] Schuko H. Schulte-Südhoff GmbH, *Verkaufskatalog Absauganlagen optimal planen und bauen*, 2010.
- [21] DECHEMA e.V., „Schüttgut,“ [Online]. Available: https://dechemax.de/Veranstaltungen/Veranstaltungsarchiv/achema_de/Artikel/Sch%C3%BCttgut-page--receiver-.html. [Zugriff am 01 Juli 2021].
- [22] Schuko H. Schulte-Südhoff GmbH, *Bilder Intern*.

Anhang