

Daniel Zipplies

Effizienzsteigerung des Kunststoffblasformprozesses  
durch Optimierung des Drucklufteinsatzes



Daniel Zipplies

Effizienzsteigerung des Kunststoffblasformprozesses  
durch Optimierung des Drucklufteinsatzes



TECHNISCHE UNIVERSITÄT  
CHEMNITZ

**Universitätsverlag Chemnitz**  
**2020**

## **Impressum**

### **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://www.dnb.de> abrufbar.

Titelgrafik: Daniel Zipplies  
Satz/Layout: Daniel Zipplies

Technische Universität Chemnitz/Universitätsbibliothek  
**Universitätsverlag Chemnitz**  
09107 Chemnitz  
<https://www.tu-chemnitz.de/ub/univerlag>

readbox unipress  
in der readbox publishing GmbH  
Rheinische Straße 171  
44147 Dortmund  
<https://www.readbox.net/unipress>

ISBN 978-3-96100-117-0

<http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:ch1-qucosa2-708082>



TECHNISCHE UNIVERSITÄT  
CHEMNITZ

Effizienzsteigerung des Kunststoffblasformprozesses  
durch Optimierung des Drucklufteinsatzes

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Chemnitz

genehmigte Dissertation  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur  
(Dr.-Ing.)

vorgelegt

von Dipl.-Ing. Daniel Zipplies  
geboren am 12.04.1983 in Karl-Marx-Stadt (jetzt Chemnitz)

Tag der Einreichung: 28. Januar 2020

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Platzer

Prof. Dr.-Ing. habil. Lothar Kroll

Tag der Verteidigung: 07. Mai 2020



Teile dieser Arbeit wurden aus Mitteln des Europäischen Sozialfond (ESF) der Europäischen Union und des Freistaates Sachsen gefördert.

## **Bibliografische Beschreibung**

Zipplies, Daniel

### **Effizienzsteigerung des Kunststoffblasformprozesses durch Optimierung des Druckluft-einsatzes**

Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz, Institut für Mechanik und Thermodynamik, Professur Technische Thermodynamik, Chemnitz, 2020

- Seitenzahl: 205
- Abbildungen: 73
- Tabellen: 23
- Literaturzitate: 146

## **Referat**

Die ökologischen und ökonomischen Anforderungen der heutigen Zeit verlangen energieeffiziente Verarbeitungsverfahren. Vor diesem Hintergrund befasst sich diese Arbeit mit dem Kunststoffblasformprozess, der neben dem für die Kunststoffverarbeitung typischen hohen Energiebedarf zusätzlich ein hohes Maß an energieintensiv zu erzeugender Druckluft erfordert. Ausgehend von einer ausführlichen Energiebilanz des Extrusionsblasformprozesses wurde der zur Formgebung (Blasluft) und zur inneren Blasteilkühlung (Spülluft) benötigte Drucklufteinsatz als eine energetische Schwachstelle identifiziert. Zur Reduzierung des erforderlichen Druckluftaufwands bei der Formgebung wird die Prozessrückführung der Blasluft detailliert betrachtet. Weiterhin wird ein Speichersystem vorgestellt, das eine sekundäre Nutzung der bei der inneren Blasteilkühlung kontinuierlich anfallenden druckbehafteten Prozessabluft ermöglicht. Abschließend wird ein Ansatz zum effektiven Drucklufteinsatz bei der inneren Kühlung flaschenförmiger Blasteile aufgezeigt, der durch gezieltes Ausnutzen von für den Wärmeübergang günstiger Strömungsverhältnisse eine Kühlzeitverkürzung sowie eine Reduzierung des Druckluftaufwands verspricht.

## **Schlagworte**

Blasformen, Druckluft, Energiebilanz, Energieeffizienz, sekundäre Druckluftnutzung, Prozessluftrückführung, Speichersystem, Prallstrahl, Wärmeübergangskoeffizient, Vordruckstufe

## **Bibliographic Description**

Zipplies, Daniel

### **Increasing the efficiency of the plastic blow molding process by optimizing the use of compressed air**

Dissertation at the Faculty of Mechanical Engineering of Chemnitz University of Technology, Institute of Mechanics and Thermodynamics, Professorship Applied Thermodynamics, Chemnitz, 2020

- Pages: 205
- Illustrations: 73
- Tables: 23
- Citations: 146

### **Abstract**

Today's ecological and economic requirements demand energy-efficient processing methods. Against this background, this thesis deals with the plastic blow moulding process, which, in addition to the high energy demand typical for plastics processing, requires a high degree of energy-intensive compressed air. Based on a detailed energy balance of the extrusion blow moulding process, the use of compressed air required for forming (blow air) and for internal cooling of the blowing parts (purge air) was identified as an energetic weak point. In order to reduce the amount of compressed air required for forming, a feedback process used to recycle the blowing air is investigated in detail. Furthermore, a storage system will be presented which allows a secondary use of the pressurized process exhaust air, which is continuously generated during the internal cooling of the blowing part. Finally, an optimization approach for the effective use of compressed air for the internal cooling of bottle-shaped blow-moulded parts is presented, which promises a shortening of the cooling time and a reduction of the compressed air required through the targeted use of favourable flow conditions for heat transfer.

### **Keywords:**

blow moulding, compressed air, energy balance, energy efficiency, reuse of compressed air, process air recirculation, storage-system, impinging jet, heat transfer coefficient, pre-pressure  
Stage



## **Vorwort und Danksagung**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Professur Technische Thermodynamik der Technischen Universität Chemnitz. Dabei wurden Teile der in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse bereits vorab publiziert. So finden sich Teilergebnisse aus [120] in den Kapiteln 4.2.3 und 7.2.3 wieder. Im Kapitel 5 wurden Inhalte aus [133] verwendet. Außerdem werden die in [138] und [139] veröffentlichten Ergebnisse auszugsweise im Kapitel 6 dargestellt.

Ich danke allen, die mich bei der Fertigstellung dieser Arbeit unterstützt haben. Mein besonderer Dank richtet sich zuallererst an meinen Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Platzer für seine unermüdliche Motivation, seine schier grenzenlose Geduld, sein stets freundliches Auftreten sowie das immer offene Ohr für Problemstellungen aller Art. Seine intensive Betreuung mit zahlreichen Diskussionen und wertvollen Hinweisen haben maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Lothar Kroll bedanke ich mich für die freundliche und unkomplizierte Übernahme des Korreferats. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Richter sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Thorsten Urbaneck für ihren Einsatz, der es ermöglichte, diese Arbeit an der Professur fertigstellen zu können, sowie für die dafür gewährten Freiheiten.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Eberhard Köhler danke ich für die Möglichkeit zum Berufseinstieg am von ihm geleiteten Steinbeis-Institut und damit verbunden für die Heranführung an das Thema des Blasformens sowie zur Ermutigung zur Promotion an der TU Chemnitz.

Die Ergebnisse der Arbeit entstanden u. a. im Rahmen von Förderprojekten. Für die Bereitstellung der Rahmenbedingungen danke ich dem SMKW und der SAB sowie dem BMWi und der AiF-Projekt GmbH. Ferner bedanke ich mich bei den Projektpartnern, dem Steinbeis Transferzentrum für Antriebs- und Handhabungstechnik Chemnitz sowie der drucklufttechnik Chemnitz GmbH, für die sehr angenehme Zusammenarbeit. Den Firmen Trassl-Plastik GmbH & Co. KG, ESDA Kunststofftechnik GmbH und inotec Innovative Technologie GmbH danke ich für die Möglichkeit zur Durchführung von Praxisuntersuchungen.

Herzlichen Dank ebenfalls an alle Kollegen der Professur für das sehr angenehme Arbeitsklima, allen voran unserer guten Seele des Lehrstuhls Frau Silke Hartl für die Entlastung bei organisatorischen Angelegenheiten.

Einen großen Dank auch an meine Eltern Angelika und Eberhard, die mich auf meinem Bildungsweg stets unterstützten. Danke an meinen Vater für die fachlichen Impulse und Diskussionen.

Der größte, nicht in Worte zu fassende Dank gebührt meiner lieben Ehefrau Katja und unserem Sohn Aaron. Eurer Verständnis, eurer Rückhalt und vor allem eure Liebe haben mir täglich die notwendige Kraft gegeben, diese Arbeit zu Ende zu führen.

*Daniel Zipplies*



# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzzeichenverzeichnis.....</b>	<b>13</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>19</b>
<b>2 Prozessanalyse des Blasformverfahrens .....</b>	<b>21</b>
2.1 Ablauf des Blasformens.....	21
2.2 Bekannte Maßnahmen zum effizienten Energieeinsatz beim Blasformverfahren.....	29
2.2.1 Effiziente Prozessperipherie .....	29
2.2.2 Effiziente Vorformerzeugung .....	35
2.2.3 Effiziente Formgebung und Blasteilkühlung .....	37
<b>3 Motivation, Zielstellung und Aufbau der Arbeit .....</b>	<b>43</b>
<b>4 Energetische Bilanzierung des Extrusionsblasformverfahrens.....</b>	<b>45</b>
4.1 Relevante Einflussgrößen zur Bilanzerstellung.....	45
4.2 Prozesskenngrößen des Extrusionsblasformverfahrens.....	46
4.2.1 Stoffeigenschaften von relevanten Kunststoffen und Prozessmedien .....	46
4.2.2 Prozesskenngrößen aus Datenblättern von Extrusionsblasformanlagen.....	54
4.2.3 Prozesskenngrößen aus Referenzmessungen bei Produktionsbedingungen .....	55
4.2.4 Druckluftbedarf bei der Formgebung und der inneren Blasteilkühlung.....	61
4.3 Ermittlung der auftretenden Energieströme.....	61
4.3.1 Bereitstellung der Prozessmedien .....	61
4.3.2 Vorformerzeugung durch Extrusion .....	72
4.3.3 Formgebung, Blasteilkühlung und Blasteilentformung.....	76
4.4 Gesamtenergiebilanz und energetische Schwachstellen.....	82
<b>5 Reduzierung des Druckluftaufwands bei der Formgebung.....</b>	<b>87</b>
5.1 Lösungsansatz der Blaslufrückführung .....	87
5.2 Theoretisch erreichbares Einsparpotenzial der Blaslufrückführung .....	89
5.3 Prozessintegration des Lösungsansatzes.....	101

5.4 Labortechnische Untersuchungen .....	105
5.5 Umsetzung unter Praxisbedingungen.....	116
<b>6 Sekundärnutzung der zur inneren Blasteilkühlung verwendeten Druckluft.....</b>	<b>121</b>
6.1 Lösungsansatz zum Zwischenspeichern konstant anfallender Druckluft .....	121
6.2 Speichersystem zur Nutzung druckbehafteter Prozessabluft .....	122
6.3 Labor- und Praxistests zur Erprobung des Speichersystems.....	125
6.4 Abluftnutzungskonzepte.....	131
<b>7 Effektive Druckluftnutzung bei der inneren Kühlung flaschenförmiger Blasteile... 135</b>	<b>135</b>
7.1 Analyse des Blasteilkühlprozesses.....	135
7.2 Lokale Wärmeübergangsverhältnisse im Blasteilinneren .....	136
7.2.1 Wandstärkenanalyse flaschenförmiger Blasteile.....	136
7.2.2 CFD-Studie zur Analyse der Strömungsverhältnisse im Blasteilinneren .....	138
7.2.3 Abschätzung der Kühlwirkung des Prallstrahls am Blasteilboden .....	142
<b>8 Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>147</b>
<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>149</b>
<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>165</b>
<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>171</b>
<b>Anlage A – Herleitung des Energieaufwands zur Druckluftherzeugung.....</b>	<b>173</b>
<b>Anlage B – Stoffwertfunktionen .....</b>	<b>187</b>
<b>Anlage C – Maschinenkenndaten .....</b>	<b>193</b>
<b>Anlage D – Messreihen Kennwertermittlung.....</b>	<b>197</b>
<b>Anlage E – Berechnung der Luftzustände bei Druckausgleichen .....</b>	<b>199</b>
<b>Anlage F – Praxistests zur Prozessrückführung der Blasluft.....</b>	<b>203</b>

## Kurzzeichenverzeichnis

### *Lateinische Buchstaben*

$A$	$m^2$	Fläche
$c$	$m/s$	Geschwindigkeit
$c_p$	$J/(kg\ K)$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$\bar{c}_p$	$J/(kg\ K)$	mittlere spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$c_v$	$J/(kg\ K)$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
$D$	$m$	Düsendurchmesser
$d$	$m$	Durchmesser
$E$	$J$	Exergie
$EER$	-	Leistungszahl (Energy Efficiency Ratio)
$g$	$m/s^2$	Erdbeschleunigung
$H$	$J$	Enthalpie
$H$	$m$	Höhe, Düsenabstand (eingesetzt in Kapitel 7)
$h$	$J/kg$	spezifische Enthalpie
$\Delta h$	$J/kg$	Enthalpiedifferenz
$I$	$A$	Stromstärke
$i$	-	Anzahl der Verdichtungsstufen
$k$	-	Verdichterstufe
$k_{DS}$	-	Volumenverhältnis Druckspeicher- zu Blasteilvolumen
$k_{VF}$	-	Volumenverhältnis Vorform- zu Blasteilvolumen
$m$	$kg$	Masse
$\dot{m}$	$kg/s$	Massestrom
$n$	-	Anzahl durchlaufener Zyklen
$P$	$W$	Leistung
$p$	$N/m^2$	Druck
$\bar{p}$	$N/m^2$	mittlerer Druck
$p_N$	$N/m^2$	Normdruck nach DIN 1343 ( $p_N = 1,01325 \cdot 10^5\ N/m^2 = 1,01325\ bar$ )
$\Delta p$	$N/m^2$	Druckdifferenz
$Q$	$J$	Wärme
$\dot{Q}$	$W$	Wärmestrom
$R, r$	$m$	Radius
$R_S$	$J/(kg\ K)$	spezifische Gaskonstante (für Luft: $R_S = 287,12\ J/(kg\ K)$ )
$S$	$J/K$	Entropie
$s$	$m$	Abstand, Wandstärke

## Kurzzeichenverzeichnis

---

$T$	K	Temperatur
$T_N$	K	Normtemperatur nach DIN1343 ( $T_N = 273,15$ K)
$\Delta T$	K	Temperaturdifferenz
$t$	s	Zeit
$U$	J	innere Energie
$u$	J/kg	spezifische innere Energie
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
$W$	J	Arbeit, Energie
$w$	m/s	Geschwindigkeit
$x, y$	-	kartesische Koordinaten
$Z$	-	Realgasfaktor
$z$	m	Höhe

### **Griechische Buchstaben**

$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\bar{\alpha}$	W/(m <sup>2</sup> K)	mittlerer Wärmeübergangskoeffizient
$\varepsilon$	-	relativer Schadraum
$\eta$	Pa s	dynamische Viskosität
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\kappa$	-	Isentropenexponent (für Luft: $\kappa = 1,4$ )
$\lambda$	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_A$	-	Aufheizgrad
$\lambda_D$	-	Durchsatzgrad
$\lambda_F$	-	Füllungsgrad
$\lambda_L$	-	Liefergrad
$\lambda_p$	-	Drosselgrad
$\mu_{JT}$	K/bar	Joule-Thomson-Koeffizient
$\mu_R$	-	Reibungsverlustbeiwert
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\Phi$	%	Einsparpotenzial
$\bar{\Phi}$	%	Mittleres Einsparpotenzial
$\psi$	-	Druckverhältnis

**Dimensionslose Kennzahlen**

Nu	Nußelt-Zahl
Pr	Prandtl-Zahl
Re	Reynolds-Zahl

**Indizes**

*	spezifische Größe, bezogen auf die Kunststoffmasse
**	spezifische Größe, bezogen auf das Luftvolumen
%	prozentualer Anteil
0	Bezugspunkt, Bezugszustand
A	Antriebsstrang
a	Ansaugzustand bzw. darauf bezogene Größe
ab	abgeführt
antr	Antrieb
BL	Blasluft
BT	Blasteil
BTE	Blasteilentlüftung
betr	Betriebszustand bzw. darauf bezogene Größe
DL	Druckluft
DLA	Druckluftaufbereitung/-verteilung
DLB	Druckluftbereitstellung
DLE	Druckluftherzeugung
DLL	Druckluftleitung
DS	Druckspeicher
dyn	dynamisch
ERD	Einzelrunddüse
EX	Extruder
EXE	Extrudereinlauf
e	effektiv
el	elektrisch
entf	Entformung
f	gefördertes Gas
fa	gefördert und auf den Ansaugzustand bezogenes Gas
G	Getriebe
ges	gesamt
H	Zylinderhub

## Kurzzeichenverzeichnis

---

HY	Hydrauliksystem, Hydraulikaggregat
hyd	hydraulisch
I	innen
IBK	innere Blasteilkühlung
i	indizierte, innere Größe
i, j, k	Laufindizes
is	isotherm
it	isentrop
ite	effektiv, isentrop
iti	indiziert, isentrop
K	Kompression
KA	Kühlaggregat
KST	Kunststoff
KW	Kühlwasser, Wasser
kühl	Kühlung
L	Luft
M	Motor
max	maximal
mech	mechanisch
N	Normzustand (nach DIN 1343) bzw. darauf bezogene Größe
PL	Profilläufer, Läufer
opt	optimal
PRF	Prozessrückführung bzw. Zustand nach Prozessrückführung
p	Druckzustand bzw. darauf bezogene Größe
R	Rückexpansion
Rest	Restwert
rück	Rücklauf
S	Schmelze
SL	Spülluft
SPS	speicherprogrammierbare Steuerung
SR	Schadraum
t	technisch
th	theoretisch
umg	Umgebung
ü	relativer Druck, Überdruck
V	Verlust
VF	Vorform



VFE	Vorformerzeugung
VFP	Vorformprozess bzw. Zustand nach Prozessrückführung
vor	Vorlauf
WKZ	Werkzeug, werkzeugseitig
ZSP	Zwischenspeicherprozess bzw. Zustand nach Zwischenspeichern
zu	zugeführt
zykl	Zyklus

### ***Abkürzungen***

BD	Blasdorn
CFD	Computational Fluid Dynamics
CMG	Compact Motor Gear
DBV	Druckbegrenzungsventil
DL	Druckluft
DMV	Druckminderventil
DS	Druckspeicher
DSC	dynamische Differenzkalorimetrie
DSch	Druckschalter
DR	Druckregler
DRV	Drosselrückschlagventil
DrV	Drosselventil
EER	Leistungszahl (Energy Efficiency Ratio)
ERD	Einzelrunddüse
IR	Infrarot
KKM	Kompressionskältemaschine
N <sub>2</sub>	Stickstoff
PA	Polyamid
PC	Polcarbonat
PET	Polyethylenterephthalat
PE-HD	Polyethylen hoher Dichte
PE-LD	Polyethylen niedriger Dichte
PP	Polypropylen
PVC	Polyvinylchlorid
RSV	Rückschlagventil
SEV	Schnellentlüftungsventil
TPE	thermoplastisches Elastomer

## Kurzzeichenverzeichnis

---

WKZ	Werkzeug
WV	Wegeventil

# 1 Einleitung

Kunststoffhohlkörper sind im täglichen Leben allgegenwärtig und nicht mehr wegzudenken (Abbildung 1.1). Insbesondere in der Verpackungsindustrie kommen hohle Kunststoffbauteile immer häufiger zum Einsatz. In diesem Zusammenhang sind die Lebensmittelindustrie mit den weit verbreiteten PET-Getränkeflaschen und Flaschen für Konzentrate (z. B. Zitronensaft) sowie die Konsumgüterindustrie mit der Verpackung von Haushaltsmitteln (z. B. Flüssigwaschmittel, Spülmittel) oder von Körperpflegeprodukten (z. B. Duschgel, Shampoo, Kosmetika) hervorzuheben. Aber auch für technische Anwendungen werden zunehmend Kunststoffhohlkörper als Öl- bzw. Kraftstofftanks, Luftführungs Kanäle, Faltenbälge oder Bauzubehör (z. B. Bauschuttrutschen, Baken) eingesetzt. Ferner finden Kunststoffhohlkörper u. a. in Form von Transportpaletten, Spiel- und Sportgeräten (z. B. Rutschfahrzeuge, Schlitten) sowie Dekorationsgegenständen (z. B. Christbaumschmuck) stetig neue Anwendungsmöglichkeiten.



a) Konsumverpackungen



b) technische Bauteile



c) Spielwaren

Abbildung 1.1: Beispielanwendungen für blasgeformte Kunststoffhohlkörper [1]

Das Kunststoffblasformen ist das bedeutendste Fertigungsverfahren zur Herstellung derartiger hohler thermoplastischer Kunststoffbauteile. Dieses Verfahren zeichnet sich insbesondere durch die hohe Flexibilität in der Bauteilgeometrie, die gleichmäßige Verteilung der Umformkräfte, die erreichbare Maßgenauigkeit und nicht zuletzt durch die niedrigen Werkzeug- und Investitionskosten im Vergleich zu anderen Herstellungsverfahren aus [2]. Aufgrund der genannten Vorteile etablierte sich das Kunststoffblasformverfahren sowohl für die Klein- als auch für die Großserienproduktion für eine Vielzahl von Produkten. Der Verfahrensablauf untergliedert sich dabei in die Teilprozesse Vorformerzeugung, Formgebung und Blasteilkühlung. Je nach Verfahrensvariante des Blasformens wird die Vorform mittels Extrusions- oder Spritzgießverfahren erzeugt, gegebenenfalls zusätzlich temperiert und dem Blasformwerkzeug übergeben. Zur Formgebung wird über einen Blasdorn bzw. über Blasnadeln Druckluft in das Innere der Vorform geleitet. Die Vorform weitet sich dadurch bis an die Formflächen des Blasformwerkzeugs aus und nimmt somit die Kontur des späteren Bauteils an. Die sich

anschließende Blasteilkühlung erfolgt verfahrensbedingt vorwiegend über die wassergekühlten Werkzeugflächen, d. h. über die äußere Oberfläche des Blasteils. Für ein zügigeres Abkühlen kann zusätzlich durch zyklisches oder stetiges Durchströmen des Blasteilinneren mit Druckluft die innere Wärmeabfuhr gefördert werden. Hierfür wird unter konstantem Blasdruck die im Blasteil befindliche, erwärmte Druckluft abgeführt, während gleichzeitig Druckluft aus dem Betriebsnetz nachströmt. Nach ausreichend langer Kühlung bis zum Erreichen der Formstabilität wird die noch im Blasteil vorhandene Druckluft an die Umgebung abgeleitet und das fertige Blasteil entformt. Der hohe erforderliche Energieeinsatz ist jedoch ein bedeutender Nachteil des Blasformverfahrens. So ist beim Blasformen neben dem für die Kunststoffverarbeitung typischen hohen Energiebedarf zur Erzeugung der Kunststoffschmelze und zur Gewährleistung der raschen Bauteilkühlung zusätzlich ein hohes Maß an energetisch aufwendig zu erzeugender Druckluft für die Formgebung und ggf. für die innere Blasteilkühlung erforderlich.

Eine der größten Herausforderungen unserer Zeit ist die effizientere Nutzung der vorhandenen Energieressourcen. Die globale Erwärmung, die weltweite Verknappung fossiler Energieträger sowie der geplante deutsche Atom- und Kohleausstieg verdeutlichen die Notwendigkeit einer effizienten Energienutzung. Neben einer nachhaltigen Umweltentlastung als ökologische Zielstellung sind insbesondere auch die ökonomischen Gesichtspunkte der verarbeitenden Industrie der Antrieb zur Entwicklung von energieeffizienten Verarbeitungsprozessen. So zwingen die stetig steigenden Strompreise sowie die politischen Forderungen (Kyoto-Protokoll, Pariser Klimaschutzabkommen, CO<sub>2</sub>-Zertifikate/-Steuern) die verarbeitende Industrie zum effizienteren Energieeinsatz, um weiterhin konkurrenzfähig produzieren zu können bzw. sich wirtschaftliche Vorteile zu sichern.

Insbesondere für energetisch aufwendige Produktionsverfahren mit breiten Anwendungsspektren gilt es, Maßnahmen zu entwickeln, um den ökologischen, ökonomischen sowie politischen Anforderungen an einen effizienten Energieeinsatz in der verarbeitenden Industrie nachhaltig gerecht zu werden. Aus diesem Grund befasst sich die vorliegende Arbeit mit der Effizienzsteigerung des Kunststoffblasformverfahrens. Dabei gilt es, nachfolgend eine Energiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens aufzustellen sowie energetische Schwachstellen und effizienzsteigernde Maßnahmen aufzuzeigen. Der Schwerpunkt der Entwicklungen soll dabei auf dem effizienten Drucklufteinsatz bei der Formgebung und der inneren Blasteilkühlung liegen.

## 2 Prozessanalyse des Blasformverfahrens

### 2.1 Ablauf des Blasformens

Der Verfahrensablauf des Blasformens zur Herstellung thermoplastischer Kunststoffhohlkörper lässt sich in die drei wesentlichen Prozessschritte Vorformerzeugung, Formgebung und Blasteilkühlung aufteilen. Die Durchführung der genannten Prozessschritte kann auf unterschiedliche Art und Weise umgesetzt werden (Abbildung 2.1).

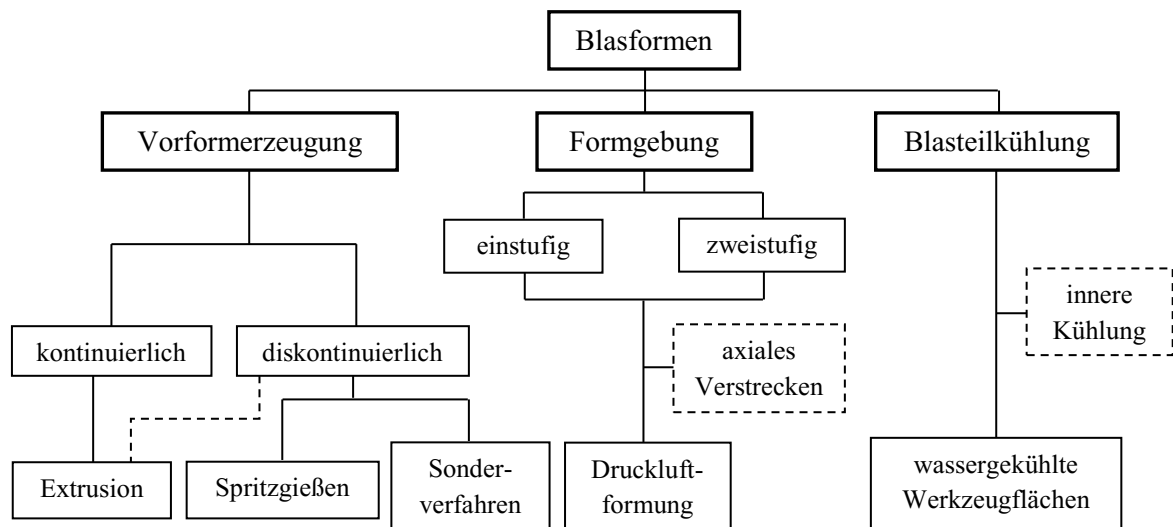


Abbildung 2.1: Übersicht über die Prozessschritte des Blasformverfahrens

#### *Vorformerzeugung*

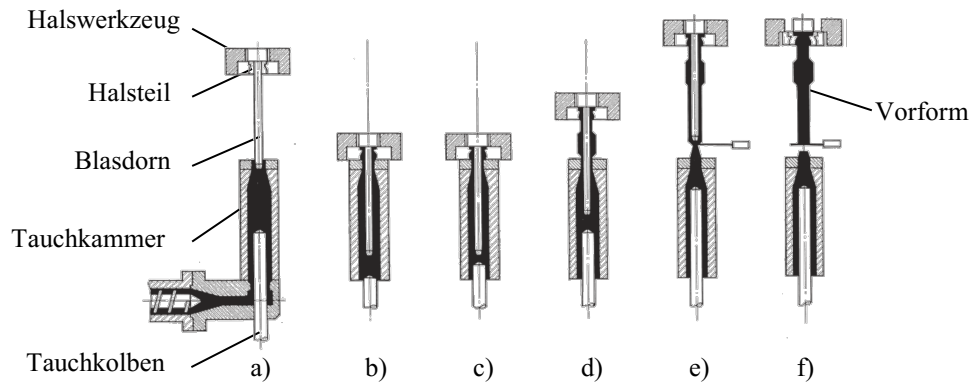
Die Erzeugung der Vorform durch eine urformende Fertigungstechnologie stellt den Prozessbeginn des Blasformens dar. Ausgehend vom Kunststoffgranulat wird in einer Plastifiziereinheit eine homogene Schmelze erzeugt, woraus anschließend die Vorform ausgebildet wird. Dies kann in einem kontinuierlichen oder diskontinuierlichen Prozess durchgeführt werden. Für die Vorformerzeugung haben sich das Extrusionsverfahren und der Spritzgießprozess als bedeutendste Verarbeitungstechnologien bewährt.

Bei der Extrusion wird über das Extrusionswerkzeug, dem sogenannten Blaskopf, eine vertikale schlauchförmige Schmelze-Vorform kontinuierlich ausgeformt, bei ausreichender Schlauchlänge konfektioniert und dem Blasformwerkzeug übergeben. Für eine gleichmäßige Wanddickenverteilung des späteren Blasteils ist es möglich, mittels spezieller Wanddickensteuerungssysteme im Blaskopf die Wanddickenverteilung sowohl über den Umfang als auch längs der Vorform entsprechend der Bauteilgeometrie anzupassen [3], [4]. Bei großen und

schweren Blasteilen erfolgt die Vorformerzeugung diskontinuierlich mit Hilfe des Staukopfverfahrens [5]. Die kontinuierlich anfallende Kunststoffschmelze wird dabei in Speicherköpfen zwischengespeichert und bei bereitstehendem Werkzeug zügig als Schmelzeschlauch ausgestoßen. Diese Vorgehensweise ist aufgrund der Größe und des Eigengewichts der Vorform erforderlich, um die Wanddicken- und Temperaturverteilung kontrollierbar zu gestalten [4].

Die Vorformerzeugung mittels Spritzgießen erfolgt verfahrensbedingt ausschließlich diskontinuierlich und meist in einer separaten Spritzgießanlage. Nach dem Aufschmelzen des Kunststoffgranulates und der Bereitstellung der homogenen Schmelze durch die Plastifiziereinheit wird die Kunststoffmasse in ein geschlossenes Werkzeug gespritzt. Über die Werkzeugkavität kann dabei die Wanddickenverteilung der Vorform so eingestellt werden, dass sich unter Berücksichtigung des nachfolgenden Aufblasens die gewünschten Wandstärken des späteren Blasteils ergeben [3], [4]. Darüber hinaus werden bereits in diesem Verfahrensabschnitt die Endkontur der Formteilöffnung und gegebenenfalls ein Verschlussgewinde erzeugt. Folglich sind derartige Vorformen vorrangig für Flaschen bzw. Kanister geeignet. Die Abkühlung der Vorform im Spritzgusswerkzeug richtet sich nach der Art der Weiterverarbeitung. So wird bei der einstufigen Prozessführung [3] die Vorform lediglich bis auf die Umformtemperatur des Kunststoffs abgekühlt, entformt, gegebenenfalls zusätzlich temperiert und direkt dem Blaswerkzeug für die anschließende Formgebung übergeben. Beim zweistufigen Prozess [3] erfolgt hingegen eine vollständige Abkühlung bis auf die Umgebungstemperatur, da die Weiterverarbeitung der Vorform i. d. R. zeitlich sowie örtlich getrennt stattfindet [3], [4].

Neben der Extrusion bzw. dem Spritzgießen existieren weitere Sonderverfahren zur Vorformerzeugung. Da diesen jedoch eine eher untergeordnete Bedeutung zukommt, sei an dieser Stelle beispielhaft lediglich die Vorformerzeugung des Tauchblasformprozesses (Abbildung 2.2) erwähnt. Ausführliche Beschreibungen zu diesem und weiteren Sonderverfahren können [3] entnommen werden.



- a) Blasdorn dringt in Tauchkammer ein  
 b) Halswerkzeug sitzt auf Tauchkammer auf  
 c) Halsteil wird angespritzt  
 d) Blasdorn und Tauchkolben bewegen sich gleichsinnig  
 e) Tauchkammerkolbenbewegung beendet  
 f) Messerschnitt beendet die Vorformherstellung

Abbildung 2.2: Schema Vorformerzeugung beim Tauchblasformen (in Anlehnung an [6])

### Formgebung

In der Formgebung spiegelt sich das eigentliche Wesen des Blasformens wider. Hierzu ist die zuvor erzeugte Vorform in das meist zwei- oder dreiteilige Blasformwerkzeug einzulegen. Für eine reibungslose Formgebung ist zu diesem Zeitpunkt gegebenenfalls eine thermische Konditionierung der Vorform bzw. der umzuformenden Bereiche der Vorform notwendig. Die zur Formgebung erforderliche Umformtemperatur resultiert dabei entweder aus der im Kunststoff gespeicherten Restwärme der Vorformerzeugung (einstufige Prozessführung) oder aus dem erneuten Aufheizen, wenn die Vorform nach der Vorformerzeugung z. B. auf Umgebungstemperatur abgekühlt ist (zweistufige Prozessführung). Im Regelfall werden extrudierte Vorformen im einstufigen und spritzgegossene Vorformen im zweistufigen Verfahren verarbeitet. Befindet sich die Vorform im Werkzeug, strömt über einen Blasdorn oder eine (bzw. mehrere) Blasnadel(n) Druckluft mit  $p = 6\text{--}36\text{ bar}$  [3] in das Vorforminnere. Durch den Überdruck wird die Vorform aufgeweitet (aufgeblasen) und gegen die formgebende Werkzeuginnenkontur gepresst, sodass der Kunststoff die Form des fertigen Blasteils annimmt. Neben der reinen Druckluftumformung wird bei dem sogenannten Streckblasformen die Vorform zusätzlich mechanisch in axialer Richtung verstreckt. Dadurch kann im Kunststoff eine hohe Molekülorientierung erreicht werden, was zur Verbesserung der mechanischen Eigenschaften des Blasteils führt [4].

### *Blasteilkühlung*

Der Kühlprozess beginnt, sobald der Kunststoff die wassergekühlten Formflächen des Werkzeugs berührt und schließt sich somit an die Formgebung nahtlos an. Die Abkühlphase beansprucht mit bis zu 90 % [3] den größten Teil der Zykluszeit und beeinflusst daher maßgeblich die Produktivität des Blasformverfahrens. Die Dauer der Abkühlzeit wird dabei im Wesentlichen von der Wandstärke des Blasteils sowie der Intensität der Wärmeabfuhr bestimmt. Für kurze Zykluszeiten bzw. für eine hohe Ausstoßleistung ist die Kühlphase ein limitierender Faktor. Daher gilt es, schnellstmöglich dem Kunststoff Wärme bis zur Formstabilität des Blasteils zu entziehen.

Die Wärmeabfuhr erfolgt über Wärmeleitung an der Kontaktfläche zwischen der äußeren Blasteiloberfläche und der gekühlten Werkzeugkontur sowie über Konvektion von der Blasteilinnenseite an die im Blasteil befindliche Druckluft. Zur Temperierung der Formflächen strömt Kühlwasser durch die Kühlkanäle des Werkzeugs und transportiert so die vom Werkzeug aufgenommene Wärme ab. Die Kühlkanäle werden je nach Werkzeugmaterial als Bohrungen, gefräste Nuten oder eingegossene Rohrleitungssysteme in das Werkzeug eingebracht. Für eine effektive Wärmeabfuhr sind die Kühlkanäle möglichst konturnah zu gestalten. Als Werkzeugwerkstoffe werden Stähle, Blockaluminium, Aluminium- und Zinkguss eingesetzt [3], wobei Aluminium aufgrund der sehr guten Wärmeleitfähigkeit, der hohen Wärmekapazität und der geringen Dichte bevorzugt Anwendung findet. Verfahrensbedingt wirkt die Werkzeugkühlung lediglich einseitig über die äußere Blasteiloberfläche. Im Werkzeuginneren befindet sich hingegen die zur Formgebung erforderliche Druckluft, die beim klassischen Stauluftverfahren wegen der geringen Wärmekapazität und der geringen Wärmeleitfähigkeit nur unwesentlich zur Blasteilkühlung beiträgt. Die Blasteilkühlung gestaltet sich daher entsprechend langwierig. Zur Reduzierung der Kühlzeit ist die Absenkung der Werkzeugtemperatur möglich, wodurch die werkzeugseitige Wärmeabfuhr intensiviert wird [7]. Weitere Kühlzeitverkürzungen können durch eine aktive Kühlung des Blasteilinneren erreicht werden. In diesem Zusammenhang findet häufig das Spülluftverfahren [4] Anwendung, wobei anstatt die Druckluft nach der Formgebung im Blasteil zu halten (Stauluftverfahren), das Blasteilinnere unter Beibehaltung des Umformdrucks mit Druckluft durchströmt wird. Durch den Austausch der erwärmten Druckluft mit kühler Luft aus dem Druckluftnetz herrschen im Blasteilinneren günstigere Temperaturverhältnisse als beim Stauluftverfahren. Darüber hinaus führt die stetige Luftströmung im Blasteil durch die erzwungene Konvektion zur Verbesserung des Wärmeübergangs vom Kunststoff zur Luft und somit zu einer effektiveren inneren Wärmeabfuhr. Zur Intensivierung der inneren Blasteilkühlung können tiefkalte Druckluft,



verflüssigte technische Gase ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ) [5] oder Wasserdampf [8] in das Blasteil injiziert werden. Die Zweckmäßigkeit der einzelnen Kühlmethoden ist jedoch stets hinsichtlich wirtschaftlicher, energetischer und qualitativer Kriterien bezogen auf den jeweiligen Anwendungsfall zu hinterfragen [9]. Eine detaillierte Beschreibung der genannten Kühlmethoden folgt in Kapitel 2.2.3.

Nachdem durch das Kühlen die Formstabilität des Kunststoffes erreicht ist, kann das Blasteil entformt werden. Hierzu ist zunächst der im Blasteilinneren herrschende Druck durch Entlüftung abzubauen, um ein Aufplatzen des noch warmen Blasteils während der Entformung zu vermeiden. Anschließend wird das Werkzeug geöffnet und das Blasteil ausgestoßen. Somit steht das Blasformwerkzeug für den nächsten Prozesszyklus bereit.

### *Verfahrensvarianten*

Als bedeutendste Blasformverfahren haben sich das Extrusionsblasformverfahren und das zweistufige Streckblasformverfahren mit spritzgegossener Vorform etabliert. Während das zweistufige Streckblasformverfahren vorrangig bei der PET-Flaschenherstellung Anwendung findet, weist das Extrusionsblasformverfahren ein weitreichenderes Anwendungsspektrum von flaschenförmigen Blasteilen über technische Blasteile (Kraftstofftanks, Öltanks, Luftführungen, Bauzubehör, etc.) bis hin zu Spielwaren auf.

Mit dem *Extrusionsblasformverfahren* (Abbildung 2.3) können Kunststoffhohlkörper mit einem Fassungsvermögen von wenigen Millilitern (Arzneimittel, Kosmetika) bis zu 10.000 l (Großtanks für die Abwassertechnik) hergestellt werden [3], [10].

Als Vorform dient bei dieser Verfahrensvariante ein extrudierter Schmelzeschlauch, der unmittelbar nach der Erzeugung konfektioniert, dem Werkzeug zugeführt und umgeformt wird. Folglich ist das Extrusionsblasformverfahren ein einstufiger Prozess. Zur Formgebung wird über einen Blasdorn bzw. Blasnadeln das Innere der Vorform mit Druckluft von 6–16 bar [3] beaufschlagt. Ein zusätzliches Verstrecken des Kunststoffes findet bei dieser Verfahrensvariante im Allgemeinen nicht statt. Die Wärmeabfuhr bei der anschließenden Blasteilkühlung geschieht über die temperierten Formflächen des Werkzeugs und kann mit der inneren Blasteilkühlung intensiviert werden. Sobald das Blasteil bis zur Formstabilität abgekühlt ist, wird es entlüftet und entformt. Gegebenenfalls schließen sich Nacharbeiten wie das Entfernen der Butzen, eine Dichtheitsprüfung, das Etikettieren oder die Montage von Anbauteilen an.

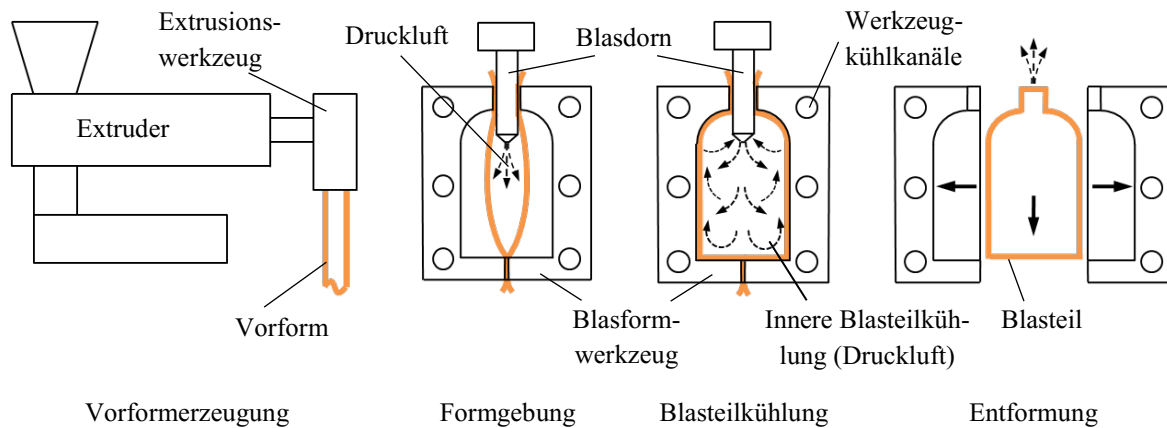


Abbildung 2.3: Verfahrensablauf des Extrusionsblasformverfahrens (in Anlehnung an [132])

Zur Steigerung der Ausstoßleistung werden Extruder mit Mehrfachköpfen in Verbindung mit Mehrfachkavitätswerkzeugen und/oder mehrere alternierend arbeitende Blasformwerkzeuge (Doppelstationen-Anlagen) eingesetzt. Mit diesen Maßnahmen können Ausstoßleistungen von bis zu 19.500 Blasteilen/h erreicht werden [11].

Bei der Wahl des zu verarbeitenden thermoplastischen Kunststoffes ist bei dem Extrusionsblasformverfahren insbesondere auf die Dehnviskosität und das Verarbeitungstemperaturfenster zu achten. Eine hohe Dehnviskosität ermöglicht eine kontrollierte Vorformerzeugung, so dass sich der Schmelzeschlauch bei der Extrusion nicht einschnürt und die gewünschte Form beibehält. Eine zu hohe Dehnviskosität führt jedoch bei der Formgebung zum Aufreißen oder Platzen der Vorform. Ein breites Verarbeitungstemperaturfenster ermöglicht ein großes Zeitfenster zwischen der Vorformerzeugung und der Formgebung, ohne dass sich der Temperaturverlust des Schmelzeschlauchs auf das Umformverhalten des Kunststoffes negativ auswirkt. Bevorzugt kommen beim Extrusionsblasformen die teilkristallinen thermoplastischen Kunststoffe PE-HD, PE-LD, PP und PA zum Einsatz [3].

Das *zweistufige Streckblasformverfahren mit spritzgegossener Vorform* beschränkt sich im Allgemeinen auf rotationssymmetrische oder ovale Blasteile [4] und findet im Wesentlichen in der Getränkeindustrie zur Herstellung von PET-Getränkeflaschen Anwendung. Aufgrund der günstigen mechanischen, optischen und Barriereigenschaften bei geringem Gewicht [3] finden PET-Flaschen nicht nur bei Erfrischungsgetränken immer häufiger Anwendung. Weiterhin werden neben PET ebenfalls PVC und PP bevorzugt verarbeitet [4]. Aber auch PE-HD wird mittlerweile erfolgreich im zweistufigen Streckblasformverfahren zur Herstellung von Getränkeflaschen eingesetzt [12].

In der ersten Prozessstufe erfolgt im Spritzgießverfahren (Abbildung 2.4) die Vorformerzeugung, die zumeist nicht nur zeitlich, sondern auch örtlich von der zweiten Prozessstufe getrennt stattfindet.

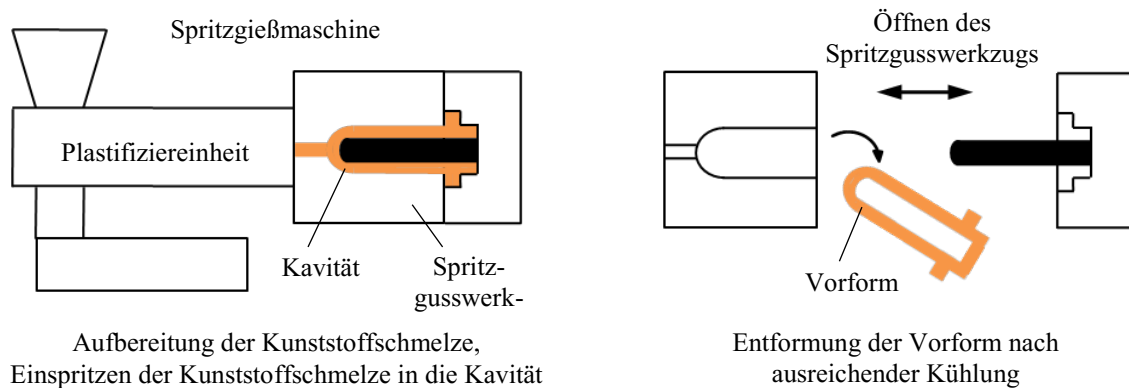


Abbildung 2.4: Erste Prozessstufe Streckblasformverfahren: Spritzgießen der Vorform (in Anlehnung an [3])

Die Plastifiziereinheit der Spritzgießmaschine bereitet Kunststoffgranulat zu einer homogenen Schmelze auf und spritzt anschließend die Kavität des Vorformwerkzeugs aus. Im Werkzeug wird die Vorform zunächst bis zur Formstabilität temperiert, bevor nach der Entformung eine Abkühlung bis auf Raumtemperatur stattfindet.

Die zweite Prozessstufe (Abbildung 2.5) beginnt mit der thermischen Konditionierung der Vorform. Über IR-Strahler wird der kalten Vorform ein Temperaturprofil aufgeprägt, bei dem lediglich die umzuformenden Bereiche bis auf die erforderliche Umformtemperatur erwärmt werden. Im Anschluss werden die temperierten Vorformen dem Werkzeug übergeben und mit einer Reckstange axial verstreckt. Zeitgleich strömt über die Reckstange Druckluft mit 7–15 bar in das Vorforminnere, wodurch ein Einschnüren des Kunststoffs verhindert und eine radiale Verformung bewirkt wird [3]. Zur vollständigen Ausformung sowie für einen guten Wärmeübergang erfolgt nach abgeschlossener axialer Verstreckung eine Druckerhöhung auf bis zu  $p = 36$  bar [3]. Bei der anschließenden Kühlphase wird bei dieser Verfahrensvariante im Allgemeinen u. a. aufgrund der hohen Umformdrücke von Intensivkühlmethoden im Blasteilinneren abgesehen, sodass die Wärmeabfuhr nahezu ausschließlich über die gekühlten Werkzeugkonturen stattfindet. Nach ausreichend langer Kühlung wird das Blasteil entlüftet und zumeist zeitnah befüllt (PET-Getränkeflasche).

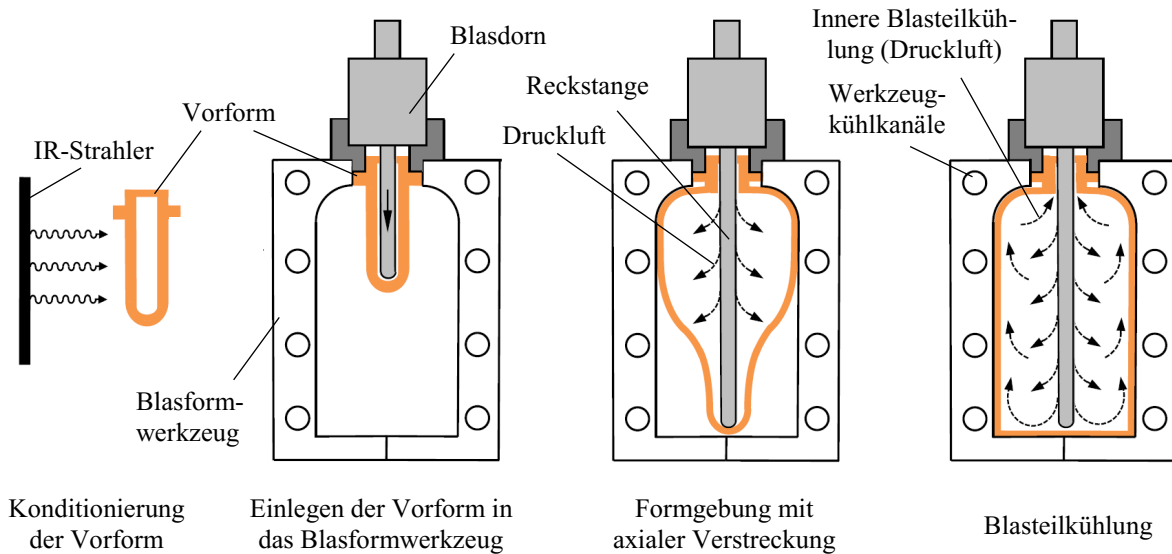


Abbildung 2.5: Zweite Prozessstufe des Streckblasverfahrens: Streckblasen (in Anlehnung an [3])

Für hohe Ausstoßleistungen werden ähnlich wie beim Extrusionsblasformverfahren zeitgleich mehrere Blaswerkzeuge eingesetzt. Moderne Streckblasformanlagen arbeiten mit bis zu 36 Blasformstationen bzw. -werkzeugen und erreichen damit eine Ausstoßleistung von bis zu 81.000 PET-Flaschen pro Stunde [13].

Von den vorgestellten Blasformverfahren befassen sich die weiteren Betrachtungen lediglich mit dem Extrusionsblasformen, da dieses aufgrund des vielfältigen Anwendungsspektrums das bedeutendste Blasformverfahren zur Herstellung thermoplastischer Kunststoffhohlkörper ist [14].

### *Prozesstechnik des Extrusionsblasformens*

Die Prozesstechnik des Extrusionsblasformverfahrens besteht neben den Hauptaggregaten Extruder (Plastifiziereinheit, Extrusionswerkzeug) und der Blasformeinheit (Blasformwerkzeug, Schließeinheit) aus den Peripheriegeräten Kompressor, Hydraulik- und Kühlaggregat. Die genannten Nebenaggregate stellen die für den Extrusionsblasformprozess nötigen Prozessmedien bereit. Die schematische Anlagenstruktur (Abbildung 2.6) stellt das Zusammenwirken der Prozesstechnik mit den erforderlichen Energiemedien sowie den wesentlichen Energie- und Stoffströmen dar. Dabei erzeugt der Kompressor die zur Formgebung und zur inneren Blasteilkühlung benötigte Druckluft. Das Hydraulikaggregat versorgt die Werkzeugschließeinheit zum Öffnen, Schließen und Verspannen des Blasformwerkzeugs mit hydraulischer Energie. Das Kühlaggregat stellt Kühlwasser zur Kühlung des Blasformwerkzeugs und falls erforderlich des Plastifizierzylinders des Extruders bereit. Auf Grundlage dieser Über-

sicht wird in Kapitel 4 die energetische Bilanzierung des Extrusionsblasformverfahrens für den eingezeichneten Bilanzraum durchgeführt werden.

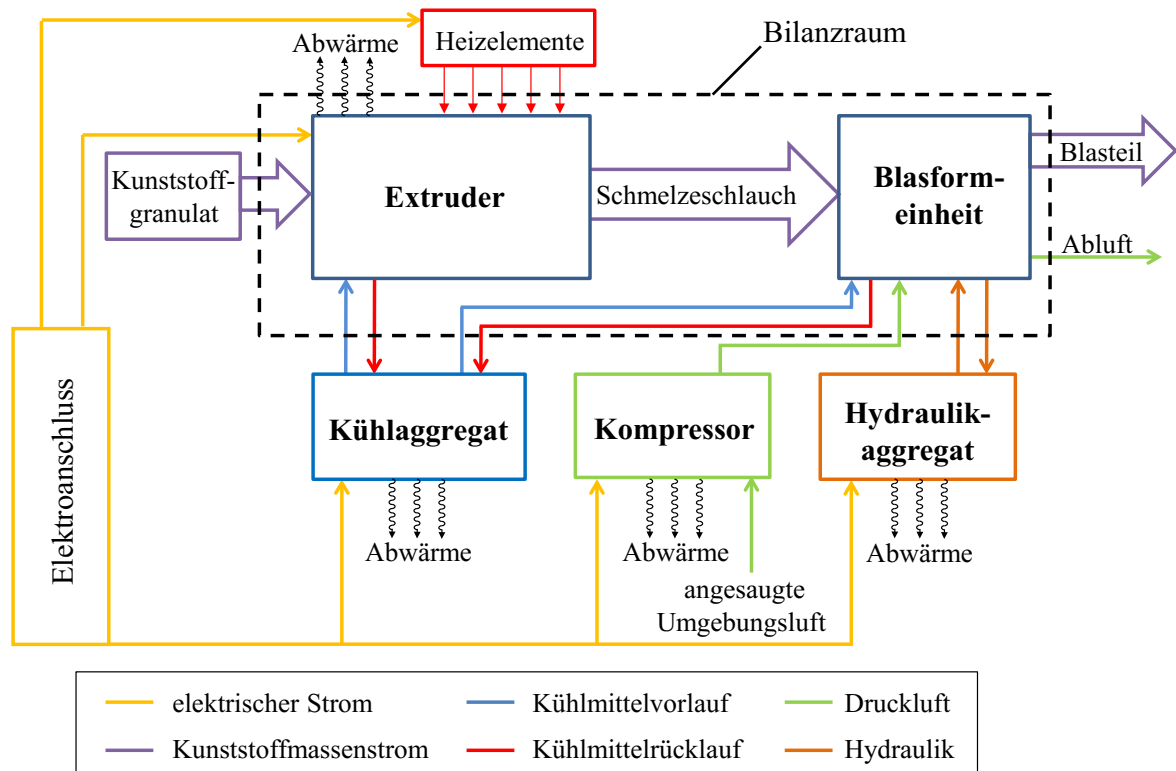


Abbildung 2.6: Zusammenwirken der Prozesstechnik, erforderliche Energiemedien, Energie- und Stoffflüsse

## 2.2 Bekannte Maßnahmen zum effizienten Energieeinsatz beim Blasformverfahren

### 2.2.1 Effiziente Prozessperipherie

#### *Drucklufterzeugung und -verteilung*

Die Druckluft ist aufgrund der einfachen Handhabung ein in der verarbeitenden Industrie gern genutztes Medium. Trotz der allgemein bekannten Tatsache, dass sie nur energetisch aufwendig erzeugt werden kann, wird bisher jedoch nur ein zu geringes Augenmerk auf die effiziente Druckluftnutzung gelegt. So wurde in [15] und [16] ein durchschnittliches Einsparpotenzial von bis zu 32,9 % beim Energieeinsatz zur industriellen Druckluftversorgung festgestellt. In [17] wird in Einzelfällen sogar von möglichen Einsparungen von bis zu 70 % berichtet. Handlungsbedarf wird insbesondere bei der Vermeidung von Leckagen im Druckluftnetz, bei der optimierten Auslegung von Druckluftsystemen, bei der technischen Verbesserung von Kom-

pressoren sowie bei der Nutzung der am Verdichter anfallenden Kompressionswärme gesehen.

In der Folge wurden Maßnahmen zur Erschließung der genannten Einsparmaßnahmen entwickelt. So lässt sich durch das Beseitigen von Leckagen, über die laut [18] bis zu 25 % der erzeugten Druckluft ungenutzt entweicht, in gleichem Maße der Druckluftverbrauch und der Energieaufwand zur Druckluftbereitstellung reduzieren.

Durch eine optimierte Auslegung und ein bedarfsgerechtes Betreiben der Druckluftherzeugung können weitere Effizienzsteigerungen erreicht werden. Diesbezüglich sollten Verdichter für eine effiziente Druckluftherzeugung eine hohe Auslastung aufweisen und die Leerlaufzeiten auf ein Minimum beschränkt werden [19], da selbst im Leerlauf der Verdichterantrieb bis zu 30 % der Vollastleistung aufnimmt [20]. Insbesondere bei schwankendem Druckluftbedarf ist dies durch den Einsatz von mehreren, im Verbund arbeitenden Einzelverdichtern (Verdichtersystem) möglich, indem je nach Bedarf Verdichter zu- oder abgeschaltet werden [21]. Für eine optimale Auslastung sind die einzelnen Verdichter durch eine übergeordnete Steuerung zu regeln [19], [22], [23].

Zur Senkung des Energieverbrauchs des einzelnen Verdichters werden in [24], [25] energieeffiziente Motoren mit elektronischer Drehzahlregelung als Direktantriebe empfohlen. So können für eine effiziente Betriebsweise die Förderleistung des Verdichters über die Drehzahlregelung angepasst und zudem durch den Verzicht des Getriebes Übertragungsverluste vermieden werden. Weiterhin ist durch magnetisch gelagerte Rotorwellen eine Senkung der mechanischen Reibungsverluste und somit der Leerlaufleistung des Verdichterantriebs auf bis zu 2,5 % der Vollastleistung möglich [25]. In Summe ist laut [24], [25] gegenüber mit konventionellen Antrieben ausgestatteten Verdichtern je nach Druckluftbedarf und -anwendung eine um bis zu 30 % reduzierte Antriebsleistung zu erwarten.

Darüber hinaus werden in der Optimierung des Schraubenläuferprofils (Schraubenverdichter), der Nebenaggregate zur Kühlung bzw. zur Drucklufttrocknung sowie in der Senkung der inneren Druckverluste weitere Einsparpotenziale am einzelnen Verdichter gesehen [18].

Die Wärmerückgewinnung stellt ein weiteres, erhebliches Energieeinsparpotenzial dar. So sind zirka 90 % der ursprünglich dem Verdichter zugeführten elektrischen Energie in Form von Abwärme prinzipiell nutzbar [20]. Die abgeführte Wärme kann u. a. für Heizzwecke von Büroräumen, Produktions- bzw. Lagerhallen sowie zum Aufheizen von Brauch- und Prozesswasser eingesetzt werden [17], [26], [27].

Zur energieeffizienten Drucklufttrocknung können nach dem Verdichtungsprozess Adsorptionstrockner eingesetzt werden, die für den Regenerationsprozess die Abwärme des Verdichters nutzen [28] und dadurch den Energieaufwand des Trocknungsvorganges maßgeblich reduzieren. Im Idealfall kann der Adsorptionstrockner ohne zusätzliche Fremdenergie betrieben werden [29].

Eine ausführliche Übersicht sowie Informationen zur energieeffizienten Druckluftnutzung werden in [30] dargelegt.

### *Hydrauliksystem*

Die Energieeffizienz hydraulischer Systeme wird im Wesentlichen von der Betriebsweise des Hydraulikaggregates beeinflusst. Insbesondere aufgrund der meist zyklischen Arbeitsweise hydraulischer Antriebe liegt das Hauptaugenmerk in der energieeffizienten und bedarfsgerechten Erzeugung des hydraulischen Förderstroms. Auf diese Weise kann ein unnötiges Entlasten des druckbehafteten Förderstroms in den Vorratstank, was Verlustenergie in Form von Wärme und zusätzlichen Kühlaufwand nach sich zieht, vermieden werden. Weiter wirken sich ebenfalls die Hydraulikflüssigkeit, üblicherweise Mineralöle, sowie die Leitungs-, Steuerungs- und Antriebselemente auf die Effizienz des Hydrauliksystems aus.

In [31] und [32] werden Konstant- und Verstellpumpen mit konstant drehenden bzw. drehzahlvariablen Antrieben hinsichtlich des Wirkungsgrades verglichen. Danach fällt der Wirkungsgrad von hydraulischen Verstellpumpen mit konstanter Antriebsdrehzahl unter Teillast schnell auf Werte von 50–60 %. Im Vergleich dazu weisen drehzahlgesteuerte Konstantpumpen insbesondere im Teillastbereich energetische Vorteile auf. Eine drehzahlvariable Verstellpumpe kombiniert die Vorteile der beiden erstgenannten Pumpenkonzepte und erreicht über den gesamten Betriebsbereich die höchsten Wirkungsgrade. Gegenüber der herkömmlich eingesetzten Verstellpumpe mit konstanter Antriebsdrehzahl wurden Energiereduzierungen zwischen 10 und 45 % ermittelt.

Als Nachteil herkömmlich verwendeter hydraulischer Verstellpumpen mit einem konstant drehenden Asynchronmotor werden in [33] und [34] die Verlustleistung im Leerlauf der Pumpe gesehen, die bis zu 20 % der Nennleistung beträgt. Für eine energieeffiziente Bereitstellung des hydraulischen Förderstroms wird daher der Einsatz einer hydraulischen Innenzahnrad-Konstantpumpe in Verbindung mit einem Servomotor vorgeschlagen. Bei diesem servohydraulischen Pumpenkonzept wird über einen Servo-Umrichter die Drehzahl des Antriebs an den Förderstrombedarf angepasst, sodass sich bei Zykluspausen der Motor im Still-

stand befindet. Dadurch konnten Energieeinsparungen von bis zu 70 % festgestellt werden. Des Weiteren kommt es zu einem geringeren Wärmeeintrag in das Hydrauliköl, wodurch die Ölkühlung und der dafür erforderliche Energieaufwand entfallen.

In [35] wird das servohydraulische Pumpenkonzept mit einer hydraulischen Radialkolben-Konstantpumpe in Spritzgieß- und Blasformmaschinen umgesetzt. Gegenüber dem herkömmlichen Hydrauliksystem konnte bei mittlerer Last die Energieeffizienz um 20–30 % gesteigert und bei Leerlauf bzw. Stand-by-Betrieb der Energieaufwand um 90 % reduziert werden.

Neben dem Pumpenkonzept beeinflussen auch die hydraulische Schaltung bzw. die eingesetzten Ventile die Energieeffizienz der Hydraulik. So sind laut [36] durch Hybridventile mit integrierter Regenerationsschaltung bei hydraulischen Differenzialzylindern sowohl schnelle, energiesparende Bewegungsabläufe als auch geringe Geschwindigkeiten mit hohen Kräften möglich. Dabei stellen derartige Regenerationsschaltungen eine Verbindung zwischen den Zylinderkammern her, sodass eine Rückspeisung der Hydraulikflüssigkeit stattfindet und von der Hydraulikpumpe ein entsprechend geringerer Förderstrom bereitzustellen ist. Dies führt zu geringeren Pumpenleistungen und folglich zu einem reduzierten Energieeinsatz. Darüber erreichbare Leistungssteigerungen werden mit mehr als 30 % angegeben.

Des Weiteren kann die Beschaffenheit des Hydrauliköls den Energieaufwand hydraulischer Systeme beeinflussen. So werden durch geeignete und saubere Öle geringe Reibungswiderstände erreicht, was zu weniger Verschleiß und Energieeinsparungen von mehr als 10 % führt [37].

In den letzten Jahren stieg aufgrund der hohen Wirkungsgrade von elektrischen Antrieben der Trend zu vollelektrischen Kunststoffverarbeitungsanlagen [38], [39], [40]. Nicht zuletzt aufgrund der zuvor beschriebenen Maßnahmen zur Effizienzsteigerung von Hydrauliksystemen liegt nunmehr der energetische Vorteil nicht mehr zwingend bei den elektrischen Anlagen. So werden in [41] am Beispiel einer Spritzgießmaschine durch den Einsatz von servohydraulischen Pumpen gegenüber den herkömmlichen Hydraulikpumpen Einsparungen von bis zu 70 % für den Pumpenantrieb festgestellt. Gegenüber einer vergleichbaren vollelektrischen Spritzgießmaschine wurden gleiche bzw. leicht geringere Energieverbräuche gemessen. In [38] werden ebenfalls die unterschiedlichen Antriebstechnologien an einer Spritzgießmaschine verglichen. Dabei wird der vollelektrischen Anlage ein um 5 % höherer Wirkungsgrad gegenüber der optimierten hydraulischen Anlage zugesprochen.



### *Kühlaggregat – Prozesskälte/Kühlmittel*

Das Kühlaggregat stellt für die Kühlaufgaben am Blasformwerkzeug und gegebenenfalls an der Einzugszone des Extruders bzw. am Hydraulikaggregat die erforderliche Prozesskälte in Form von Kühlwasser bereit. Dies kann direkt an der Extrusionsblasformanlage oder über eine zentrale Kühlstation erfolgen. Die erforderlichen Kühlwassertemperaturen belaufen sich auf 5–20 °C für die Werkzeugkühlung (vgl. Tabelle 4.1), 18–20 °C zur Kühlung der Extruder-einzugszone [3] und 30–35 °C zur Kühlung des Hydraulikaggregates [42]. Hierbei sollte die eingesetzte Kühlmitteltemperatur nicht niedriger als für die Kühlaufgabe erforderlich gewählt werden, da bereits eine Anhebung der Kühltemperatur um 1 °C den Energieaufwand des Kühlaggregates um ca. 3 % reduzieren kann [43].

Eine Übersicht über die verschiedenen Technologien zur Kältebereitstellung ist in [44] enthalten. Darin werden die üblicherweise eingesetzte Kompressionskältemaschine (KKM) näher betrachtet und effizienzsteigernde Maßnahmen vorgestellt. So wird für günstige Betriebsbedingungen empfohlen, bei verschiedenen Kühlaufgaben mit großen Temperaturspannen das Kühlsystem in mehrere Kühlkreisläufe mit zweckmäßigen Temperaturniveaus zu unterteilen. Zur Verringerung des Energiebedarfs der KKM wird außerdem auf die Absenkung der Kondensationstemperatur des Kältemittels zur Reduzierung der Verdichtungsarbeit, die Nutzung der am Kondensator entstehenden Abwärme (Wärmerückgewinnung) zur energieeffizienten Warmwasseraufbereitung sowie die Entlastung der KKM durch vorgeschaltete Freikühler verwiesen.

In [45] werden ebenfalls eine zweckmäßige Aufteilung des Kühlsystems in mehrere Kühlkreise angeraten und geeignete Kühlstrategien vorgeschlagen. So können Kühlwassertemperaturen von bis zu 35 °C mit geringem Energieaufwand über Freikühler oder Kühltürme bereitgestellt werden. Für niedrige und konstante Kühlwassertemperaturen (< 20 °C) eignet sich hingegen die Rückkühlung mittels KKM. Zur Reduzierung des Energiebedarfs von Kältemaschinen wird eine Winterentlastung empfohlen, wobei das erwärmte Kühlwasser im Rücklauf zunächst über Freikühler durch die Umgebungstemperatur vorgekühlt und falls erforderlich anschließend durch die Kältemaschine bis auf Betriebstemperaturniveau nachgekühlt wird. Die durch Absenken der Rücklauftemperatur um 1 K erreichbare Energiereduzierung wird mit 20 % angegeben.

Maßnahmen zur Wärmerückgewinnung bei der Hydraulik- bzw. der Werkzeugkühlung in der Kunststoffverarbeitung sowie der Einfluss der Kondensationstemperatur des Kältemittels auf den Energiebedarf von KKM werden in [42] dargestellt. Aufgrund des im Hydraulikkühlkreis

vorhandenen Temperaturniveaus von 30–35 °C wird eine direkte Wärmerückgewinnung zur Gebäudeheizung über Niedertemperaturheizsysteme empfohlen. Die deutlich niedrigeren Temperaturen im Werkzeugkühlkreis sind hingegen durch KKM bereitzustellen. Für diesen Fall wird vorgeschlagen, die an der Heißgasseite der KKM anfallende Wärme über einen Wärmeübertrager in Heizungsanlagen bzw. zur Warmwasseraufbereitung zu nutzen. Des Weiteren wird aufgezeigt, dass die Senkung der Kondensationstemperatur eine Erhöhung der Kälteleistung bei zeitgleicher Reduzierung der Verdichterleistung bewirkt, wodurch der Wirkungsgrad der KKM steigt. Daher sollten die Kondensationstemperaturen möglichst tief gehalten werden, wofür die Komponenten der KKM optimal auszulegen und zu regeln sind. Eine detailliertere Betrachtung zum Einfluss der Kondensationstemperatur auf den Energieaufwand der KKM erfolgt in [46].

Am Beispiel der Kunststoffverarbeitung werden in [47] Maßnahmen zur energieeffizienten Kältebereitstellung vorgestellt. Es wird empfohlen, das Kühlsystem in einen Hydraulik- und einen Werkzeugkühlkreislauf aufzuteilen sowie eine Wärmerückgewinnung am Hydraulikkühlkreis zur Heizung von Büro- und Lagerräumen einzusetzen. Weiter werden durch den Einsatz von Freikühlern zur Vorkühlung des Rücklaufs und der daraus resultierenden Teil- bzw. Vollentlastung der KKM über das Jahr Energieeinsparungen von 74 % angegeben.

In [48] wird u. a. auf die Vorteile eines getrennten Hydraulikkühlkreises hingewiesen. So kann aufgrund des zur Hydraulikkühlung ausreichenden Temperaturniveaus von ca. 30 °C die Rückkühlung über energieeffiziente Freikühler erfolgen, die lediglich 2–3 % des Energieaufwands einer KKM aufweisen. Ferner werden ebenfalls beim Einsatz von KKM eine Winterentlastung durch Freikühler vorgeschlagen und Einsparpotenziale von bis zu 75 % abgeschätzt.

Eine Übersicht der genannten und weiteren Maßnahmen zur effizienten Kühlwasserbereitstellung in der Kunststoffverarbeitung enthält [49].

Eine Alternative zur KKM stellt die Kälteerzeugung durch eine mit Wärme angetriebene Absorptionskältemaschine dar. Insbesondere durch die Nutzung von vorhandener Abwärme oder Solarwärme als Antriebsenergie weisen diese Kältemaschinen eine hohe Energieeffizienz auf [50]. Durch die Entwicklung von effizient arbeitenden Absorptionskältemaschinen im Leistungsbereich von 50–320 kW [51] bietet diese Technologie interessante Einsatzmöglichkeiten in der Prozesskälteerzeugung. So wird in [52] eine Kombination aus Druckluftkompressor und Absorptionskältemaschine vorgestellt, bei der zum Antrieb der Kältemaschine die Ab-

wärme der Druckluftherzeugung genutzt wird. Dieses System ist in der Lage, Kaltwasser von 5 °C zu erzeugen, das u. a. zur Prozesskühlung eingesetzt werden kann.

### 2.2.2 Effiziente Vorformerzeugung

Im Extrusionsblasformverfahren erfolgt die Vorformerzeugung durch die Extrusion eines Schmelzeschlauchs. Die Energieeffizienz des Extrusionsverfahrens wurde bereits in zahlreichen Arbeiten untersucht, in denen die Energiebilanz des Verfahrens aufgestellt und daraus Ansätze zur Steigerung der Effizienz abgeleitet sowie Lösungen für energetische Einsparmaßnahmen aufgezeigt wurden.

In [53], [54] und [55] wird die Energiebilanz des Extrusionsverfahrens ausführlich hergeleitet. Dabei werden der über messtechnische Untersuchungen ermittelte spezifische Energieaufwand der Extrusion mit dem theoretisch zur Aufschmelzung des Kunststoffes erforderlichen spezifischen Energieaufwand verglichen und der Wirkungsgrad des Extruders bestimmt sowie Ansätze zur Steigerung der Energieeffizienz erarbeitet. Im Wesentlichen wird dabei auf den Einsatz effizienterer Antriebe, die Reduzierung von Wärmeverlusten an der Plastifiziereinheit, eine optimierte Prozessführung sowie eine optimale Schneckenengeometrie verwiesen.

In [54] und [55] wird der Antriebsstrang des Extruders hinsichtlich der Energieeffizienz untersucht. Anhand der Energiebilanz des Extruders wird aufgezeigt, dass der Antrieb des Extruders den Großteil des Gesamtenergieaufwands benötigt [55] und 20 % der Gesamtverlustleistung verursacht [54]. Beide Arbeiten bemerken, dass der Gleichstrommotor insbesondere im Teillastbereich einen geringen Wirkungsgrad (< 80 %) aufweist. Im Vergleich wurde für den relevanten Betriebsbereich beim Drehstromantrieb ein um 7–15 % höherer Wirkungsgrad festgestellt und dessen Einsatz empfohlen. Weiter wird angeführt, dass mit Direktantrieben wie dem Torquemotor oder dem CMG-Antrieb zusätzliche Einsparungen durch den Wegfall der Getriebeverluste erreicht werden können. In [56] und [57] wird ebenfalls auf die Bedeutung effizienter Antriebe verwiesen.

Zur Reduzierung von Wärmeverlusten an der Plastifiziereinheit wird in [54] und [57] vorgeschlagen, den Plastifizierzylinder samt der erforderlichen Heiz/Kühl-Einheiten zu isolieren. Dabei dienen die Heiz/Kühl-Einheiten zur gewünschten Temperierung der Kunststoffschmelze, wobei je nach Prozessführung und Material der Plastifizierzylinder zu beheizen oder zu kühlen ist. Es wurden verschiedene Konfigurationen von isolierten Heiz/Kühl-Einheiten entwickelt und untersucht. Die Vorzugsvariante erreichte eine Reduzierung der Heizleistung um

45 %, was je nach Betriebspunkt zu Einsparungen von 5–10 % der Gesamtleistungsaufnahme führt. Auf Grundlage der Untersuchungen wurde ein Nachrüstatz [58] entwickelt, der Amortisationszeiten von 1,5–2,5 Jahren aufweist. Weiter werden in [59] und [60] Isolationsmanschetten vorgestellt, die zur Verringerung von Wärmeverlusten an Heizbändern eingesetzt werden können und Energieeinsparungen von 20–40 % bei der Maschinenbeheizung erzielen.

In [56] wird der Einfluss der Prozessführung auf den spezifischen Energieaufwand des Extruders betrachtet, indem der Energieaufwand bei unterschiedlichen Schneckendrehzahlen gemessen und anschließend die spezifischen Energieverluste ermittelt wurden. Die Auswertung der Ergebnisse ergab, dass eine optimale Schneckendrehzahl zu einem minimalen Energieaufwand führt. An diesem Betriebspunkt wird über den Antrieb der Extruderschnecke in den Kunststoff gerade so viel Dissipationswärme eingebracht, wie zum Aufschmelzen erforderlich ist, sodass weder ein zusätzliches Heizen noch eine aktive Wärmeabfuhr an der Plastifiziereinheit stattfindet. Es wird empfohlen, den Extruder als „Langsamläufer“ zu betreiben und eine Steigerung des Durchsatzes über größere Extruder zu verwirklichen. Zur Erhöhung der Energieeffizienz des Extruders wird weiter eine optimierte Schneckenauslegung zur Minimierung des Kühlbedarfs in der Einzugszone und im Zylinder des Extruders vorgeschlagen. Als Lösungsansätze werden die Druckentlastung der Einzugszone zur Verringerung von Reibungsverlusten sowie die Schmelzeaufbereitung bei niedrigeren Schmelzetemperaturen durch eine geringere Dissipation der Extruderschnecke genannt. Weitere Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz werden in der Abwärmenutzung der Zylinderkühlung zur Vorwärmung des Kunststoffgranulates sowie in der Absenkung des Werkzeuggedrucks zur Minderung der Antriebsleistung gesehen.

Ein Beispiel zur erfolgreichen Umsetzung einer optimierten Schneckenauslegung ist das in [61] vorgestellte Helibar<sup>®</sup>-System. In [62] wird der Industrieinsatz dieses Schneckenkonzepts beschrieben und auf einen um 10 % reduzierten Energiebedarf bei gleichzeitiger Steigerung der Ausstoßleistung von 20–30 % verwiesen.

Weitere Varianten zur Auslegung optimierter Schneckengeometrien werden in [63] und [64] dargestellt.

### 2.2.3 Effiziente Formgebung und Blasteilkühlung

#### *Formgebung*

Der erforderliche Energieeinsatz zur Formgebung im Blasformverfahren wird im Wesentlichen durch den Druckluftaufwand der sogenannten Blasluft bestimmt. Für den Umformvorgang wird in das Innere der Vorform Druckluft bis zur vollständigen Ausformung des Blasteils geleitet und nach Erreichen der Formbeständigkeit die Druckluft an die Umgebung abgegeben. Die zur Formgebung benötigte Druckluftmenge setzt sich dabei aus dem Blasteilvolumen sowie dem Volumen der Zuleitungen zum Blasformwerkzeug zusammen.

Explizit für den Umformprozess beim Extrusionsblasformen sind derzeit keine effizienzsteigernden Maßnahmen bekannt. Jedoch wurden in den letzten Jahren auf dem Gebiet des artverwandten Streckblasformens von PET-Flaschen verschiedene Lösungsansätze aufgezeigt und umgesetzt. Dabei ist jedoch zu beachten, dass im Vergleich zum Extrusionsblasformverfahren beim PET-Streckblasformen mit deutlich höheren Umformdrücken und üblicherweise mit mehreren Druckluftnetzen unterschiedlicher Druckniveaus gearbeitet wird.

Laut [65] unterteilt sich der Druckluftaufwand für die Formgebung in die zur reinen Ausformung des Blasteils erforderliche Druckluftmenge sowie in die auftretenden Druckluftverluste aufgrund in der Maschinenkonstruktion vorhandener Totraumvolumina. Zur Reduzierung der zur Ausformung erforderlichen Druckluftmenge wird auf ein mögliches Druckluftrecycling durch Druckluftrückgewinnungssysteme hingewiesen. An einer vorhandenen Streckblasformmaschine wurden die Druckluftwiederverwendung der im umgeformten Blasteil vorhandenen Druckluft durch die maschineninterne Nutzung zum Vorblasen der nachfolgenden Blasteile sowie durch Rückführung der verbleibenden Druckluft in ein Arbeitsdruckluftnetz untersucht und ein Einsparpotenzial von 31 % abgeschätzt. Durch die Verringerung des Totraumvolumens wird eine zusätzliche erreichbare Druckluftreduzierung von bis zu 15 % angegeben.

In [66] wird ebenfalls auf ein System zur Verringerung des Druckluftaufwands an Streckblasformmaschinen hingewiesen, das insbesondere durch die Reduzierung der Totraumvolumina, der Reduzierung des endgültigen Blasdrucks sowie das Weiterverwenden der Blasluft den Energieverbrauch bei der Herstellung von PET-Flaschen senkt. Die Hersteller von Streckblasformanlagen bieten derartige, auf ihre Maschinen abgestimmte Druckluftrückgewinnungssysteme an. So wird in [67] eine maschineninterne Blasluftrückführung beschrieben, die den Druckluftbedarf zum Recken und Vorblasen vollständig abdeckt, ohne die externe Druckluftversorgung zu beanspruchen. Darüber hinaus kann die restlich verbleibende Blasluft abge-

führt und als Vordruckstufe dem Hochdruckkompressor oder dem Arbeitsdruckluftnetz zugeführt werden. Durch die Nutzung der restlichen Blasluft als Vordruckstufe kann die Leistungsaufnahme des Kompressors um bis zu 25 % gesenkt werden. Ein weiterer Hersteller stellt in [68] und [69] ein ähnliches System vor, das die vorhandene Blasluft zum Recken und Vorblasen sowie zur Entlastung des Kompressors nutzt. Weitere Drucklufteinsparungen werden durch die Reduzierung des Totraumvolumens und durch die Senkung der erforderlichen Blasdrücke erreicht.

Eine Kompressoranlage, die die vorhandene Restluft aus dem Blasformprozess als Vordruckstufe nutzt, wird in [70] vorgestellt.

Die aufgeführten Einsparmaßnahmen beziehen sich auf das PET-Streckblasformen, das im Vergleich zum Extrusionsblasformen mit wesentlich höheren Blasdrücken arbeitet. Inwiefern die genannten Maßnahmen auf den Extrusionsblasformprozess anwendbar sind, ist nicht bekannt. Diesbezüglich wird im Kapitel 5 der vorliegenden Arbeit die Prozessrückführung der Blasluft detailliert betrachtet.

### *Blasteilkühlung*

Die Blasteilkühlung beansprucht den größten Teil der Zykluszeit und beeinflusst somit maßgeblich die Produktionsleistung des Blasformprozesses. Aufgrund dieser Gegebenheit besteht die Forderung, die Kühlung des Blasteils möglichst intensiv zu gestalten. Die Effizienz des Kühlprozesses wird daher im Wesentlichen unter der Maßgabe der Kühlzeitverkürzung betrachtet und kann dem Bestreben nach einer energieeffizienten Prozessführung entgegenwirken. In der folgenden Übersicht werden die effizienzsteigernden Maßnahmen der Blasteilkühlung der Werkzeugkühlung und der inneren Blasteilkühlung zugeordnet.

Bei der *Werkzeugkühlung* erfolgt die Wärmeabfuhr über den Kontakt der äußeren Blasteiloberfläche mit den Formflächen des Werkzeugs, die über eingelassene, mit Kühlmittel durchflossene Kanäle gekühlt werden.

In [71] wurden für eine möglichst homogene Temperaturverteilung die Kühlwirkung des Werkzeugs (speziell der Einfluss der Kühlmitteltemperatur und des Wärmedurchgangskoeffizienten des Werkzeugs) untersucht sowie ein Auslegungsalgorithmus zur optimalen Kühlkanalanordnung unter besonderer Berücksichtigung der Radienbereiche des Werkzeugs entwickelt. In diesem Rahmen wurden u. a. Kühlmitteltemperaturen von 8–15 °C als günstig eingeschätzt.

Die in [72] vorgestellte Studie beschäftigt sich mit dem Einfluss der Kühlkanalanordnung, des Volumenstroms des Kühlmittels sowie der Schmelztemperatur auf die Kühlintensität des Werkzeugs. Die Ergebnisse belegen, dass sich die Gestaltung der Kühlkanäle signifikant auf die Wärmeabfuhr über die Formflächen und somit auf die Kühlzeit auswirkt. Dem Volumenstrom wurde ebenfalls ein bedeutender Einfluss auf die Kühlwirkung zugewiesen, der insbesondere beim Übergang von laminarer zur turbulenten Strömung im Kühlkanal deutlich zum Tragen kommt. Die Schmelztemperatur beeinflusst die Kühlzeit hingegen vergleichsweise wenig.

In [73] werden verschiedene Varianten zur Leistungssteigerung des Blasformverfahrens vorgestellt. Hinsichtlich der Werkzeugkühlung wird darauf verwiesen, neben der Werkstoffauswahl auch auf konturnah gestaltete Kühlkanäle zu achten. Weiter wird für einen optimalen Wärmübergang empfohlen, eine turbulente Kühlwasserströmung durch geeignete Kühlkanalgeometrien zu gewährleisten. Für die Kühlmitteltemperatur werden Werte unterhalb von 9 °C vorgeschlagen.

Eine Absenkung der Kühlmitteltemperatur zur Steigerung der Kühlwirkung wird in [7] empfohlen. So soll durch die Verringerung der Kühltemperatur um 1 °C eine Leistungssteigerung der Blasformmaschine um 1 % möglich sein. Da niedrige Werkzeugtemperaturen jedoch die Bildung von Kondenswasser an der Werkzeugoberfläche fördern, wird der Einsatz von Trockenluftschleiern vorgeschlagen. Durch diese Maßnahme kann die Werkzeugoberfläche ohne zu beschlagen bis auf 5–6 °C gekühlt werden.

Um Kühlzeitverkürzungen durch niedrige Werkzeugtemperaturen umsetzen zu können, wird in [74] zur Vermeidung von Kondenswasser an der Werkzeugoberfläche ebenfalls auf den Einsatz von Trockenluftschleiern hingewiesen. Es werden die Wirkung und die Vorteile des Trockenluftschleiers vorgestellt und die Arbeitsweise der dafür erforderlichen Komponenten beschrieben.

Zur Vermeidung von Kühlverlusten wird in [75] am Beispiel von Spritzgießwerkzeugen vorgeschlagen, das Werkzeug mit isolierten Formeinsätzen auszustatten. Die Isolierung hemmt dabei die Kühlung des umgebenden Werkzeugs. So sind lediglich die konturnahen Bereiche und nicht das gesamte Werkzeug zu kühlen, sodass sich der Temperierungsaufwand deutlich reduziert.

Die Auswirkung von erhöhten Blasdrücken sowie von der Beschaffenheit der Werkzeugoberfläche auf die Kühlwirkung beim Extrusionsblasformen wird in [76]–[79] beschrieben. Ausgehend von einer Analyse des Wärmedurchgangskoeffizienten des Blasformwerkzeugs wurde

festgestellt, dass der Wärmeübergangskoeffizient an der Kontaktstelle Werkzeugoberfläche/Blasteil das größte Potenzial zur Verbesserung der Wärmeabfuhr und somit zur Reduzierung der Kühlzeit aufweist. Die durchgeführten Untersuchungen zeigten, dass sich mit steigendem Blasdruck die Kühlzeit verringert. Des Weiteren wiesen glaskugelgestrahlte gegenüber polierten bzw. sandgestrahlten Werkzeugoberflächen eine bessere Kühlwirkung auf. In der Summe konnten durch erhöhte Blasdrücke und modifizierte Werkzeugoberflächen der Wärmeübergangskoeffizient an der Kontaktstelle deutlich verbessert und Kühlzeitreduzierungen von bis 33 % erreicht werden [76]–[78].

Durch die *innere Blasteilkühlung* erfolgt eine zusätzliche Wärmeabfuhr über die innenliegenden Blasteilflächen, wodurch deutliche Kühlzeitverkürzungen erreicht werden können. Dabei ist über die gesamte Kühlzeit im Blasteilinneren ein Druck  $\geq 4$  bar zu halten, um weiterhin einen ausreichenden Kontakt des Blasteils zur Werkzeugoberfläche sicherzustellen [80]. Das bereits im Abschnitt 2.1 beschriebene Spülluftverfahren stellt die einfachste Art der inneren Blasteilkühlung dar, wobei eine stetige Druckluftspülung des Blasteilinneren die erwärmte Druckluft abführt und gleichzeitig den konvektiven Wärmeübergang verbessert.

Unter Anwendung der Finite-Differenzen-Methode wird in [81] aus der Wärmeleitgleichung ein mathematisches Modell der Blasteilkühlung hergeleitet. In einer anschließenden Parameterstudie zum Einfluss der inneren Blasteilkühlung wird u. a. festgestellt, dass sich die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten wesentlich mehr auf die innere Blasteilkühlung auswirkt als die Reduzierung der Lufttemperatur.

Laut [7], [80] und [82] kann die Kühlwirkung des klassischen Spülluftverfahrens durch turbulente Strömungsverhältnisse sowie durch gezieltes Anströmen von Bereichen mit Materialanhäufungen und schlechter werkzeugseitiger Wärmeabfuhr verbessert werden. Erst nach Ausschöpfung dieses Leistungspotenziales wird zur weiteren Verstärkung der inneren Wärmeabfuhr der Einsatz von tiefkalter Druckluft als Intensivkühlmethode empfohlen [80]. Für Lufttemperaturen zwischen  $+5$  °C und  $-35$  °C werden gegenüber dem Stauluftverfahren mögliche Produktionssteigerungen von 25-50 % [82] angegeben. Das Kühlen mittels verflüssigter technischer Gase wird im Vergleich zur tiefkalten Druckluftkühlung als zu kostenintensiv, zu gefährlich und als nicht ideal für die Innenkühlung eingeschätzt. Der Prozessablauf sowie die erforderlichen Aggregate zur tiefkalten Innenkühlung werden detailliert in [82] erläutert.

Der Einsatz tiefkalter Druckluft zur Innenkühlung von technischen Blasteilen wird in [83] hinsichtlich der erreichbaren Kühlzeitverkürzung und des Einflusses auf die Teilequalität untersucht. Dabei wurden für ein Referenzbauteil optimale Ergebnisse mit einer Lufttemperatur



von  $-35\text{ °C}$  und einem Druckluftdurchsatz von  $30\text{ m}^3/\text{h}$  erzielt. Die so eingesetzte tiefkalte Druckluft erreichte eine Kühlzeitverkürzung von  $26\%$  und eine Produktionssteigerung von  $15\%$ . Ein negativer Einfluss der zügigeren Kühlung auf die Teilequalität konnte dabei nicht festgestellt werden.

In [84] wird zudem ein Aggregat zur Bereitstellung tiefkalter Druckluft mit Temperaturen von  $-35\text{ °C}$  bzw.  $-45\text{ °C}$  vorgestellt. Durch die Nutzung der tiefkalten Druckluft in Form eines stetigen Volumenstroms durch das Blasforminnere werden Produktionssteigerungen von  $15\text{--}30\%$  angegeben. Im Vergleich zur Intensivkühlung mittels flüssigen technischen Gasen soll eine sanftere und gleichmäßigere Abkühlung des Blasteils möglich sein.

Zur Intensivierung der inneren Wärmeabfuhr beim Extrusionsblasformen wird in [85] und [86] der Einsatz von verflüssigten technischen Gasen vorgeschlagen. Es wird ein Verfahren mit der entsprechenden Prozesstechnik vorgestellt, bei dem während der Kühlphase flüssiges  $\text{CO}_2$  oder  $\text{N}_2$  in das Blasteilinnere eingespritzt wird. In der Folge verdampft das flüssige Gas und entzieht dem Kunststoff die dafür erforderliche Wärmemenge, wodurch erhebliche Kühlzeitverkürzungen erzielt werden können. Laut den durchgeführten Praxistests wurden Produktionssteigerungen von  $24\text{--}87\%$  erreicht, wobei ein Verhältnis Innen- zu Außenkühlung von  $45\%$  zu  $55\%$  als wirtschaftlich optimal eingeschätzt wird. Des Weiteren ergaben sich aus den Untersuchungen hinsichtlich der Blasteilqualität keine auf die Intensivkühlung zurückzuführenden Nachteile.

Die Untersuchungen in [87] zeigen, dass auch bei der Herstellung von großvolumigen Blasteilen mit einem Fassungsvermögen von bis zu  $250\text{ l}$  die Produktivität durch den Einsatz von flüssigen  $\text{CO}_2$  deutlich gesteigert werden kann. In diesem Zusammenhang wird zur idealen, gleichmäßigen Kühlgasverteilung eine auf das Blasteil abgestimmte Auslegung der Düsengeometrie des Blasdorns empfohlen. Mit der günstigsten Düsengeometrie werden Zykluszeitverkürzungen von  $30\text{--}50\%$  angegeben.

In [88] wird das Anwendungsspektrum verflüssigter Gase zur Intensivierung der inneren Wärmeabfuhr auf Blasteilvolumina von  $0,2\text{--}200\text{ l}$  beschränkt und die erreichbaren Produktionssteigerungen mit  $30\text{--}50\%$  angeführt. Es wird darauf verwiesen, dass weitere Steigerungen zwar möglich seien, jedoch nicht zwingend wirtschaftlich sind.

Der Einsatz eines Wassernebels zur Intensivierung der inneren Blasteilkühlung wird in [89]–[92] untersucht. Durch die Injektion eines Wassernebels in das Blasteilinnere und den anschließend stattfindenden Phasenwechsel (adiabate Kühlung) wird die innere Wärmeabfuhr verbessert. Zur Umsetzung dieses Verfahrens wurden entsprechende Blasdornkonzepte ent-

wickelt und in praktischen Versuchen erprobt. Die erreichten Kühlzeitverkürzungen werden mit bis zu 41 % [90] angegeben. Weiterführende Versuche zur Wassernebelinjektion in Verbindung mit tiefkalter Druckluft führten zu keiner zusätzlichen Steigerung der inneren Wärmeabfuhr. Darüber hinaus wurden Untersuchungen zur Ermittlung des für diesen Anwendungsfall auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten durchgeführt.

Die Anwendung der dargestellten Varianten zur Intensivierung der inneren Blasteilkühlung als produktionssteigernde Maßnahmen sollte stets für den jeweiligen Einsatzfall hinterfragt werden, da im Vergleich zum klassischen Spülluftverfahren deutliche Nachteile auftreten können. So wird in [76] darauf hingewiesen, dass durch das Spülluftverfahren mit tiefkalter Druckluft zwar deutliche Kühlzeitverkürzungen gegenüber dem klassischen Spülluftverfahren erreicht werden, aber die dafür erforderlichen Druckluftmengen die Wirtschaftlichkeit des Prozesses gefährden. Die innere Blasteilkühlung mittels verflüssigter technischer Gase weist laut [93] hohe Kühlmittelkosten sowie einen großen technischen Aufwand auf, sodass sich auch diese Intensivkühlmethode für die meisten Anwendungen als nicht wirtschaftlich darstellt. Auch in [9] werden die hohen Kosten als Nachteil der Kühlung mit technischen Gasen aufgeführt. Für einen wirtschaftlichen Einsatz wird eine aufwendige Rückführung in Verbindung mit einer Neukomprimierung und Wiederverflüssigung der verwendeten technischen Gase empfohlen. Bei der Entscheidung, verflüssigte Gase zur inneren Blasteilkühlung zu nutzen, sollte laut [71] weiter beachtet werden, dass die Verdampfung aufgrund des Druckabfalls bereits in den Zuleitung beginnen kann und somit nur ein Teil der Verdampfungswärme zur Wärmeabfuhr nutzbar ist. Die Intensivkühlung durch Injektion von Wassernebel wird in [9] insbesondere hinsichtlich möglicher Rückstände im Blasteil als kritisch betrachtet, die vor allem in der Verpackungsindustrie unerwünscht sind.

### **3 Motivation, Zielstellung und Aufbau der Arbeit**

Das Extrusionsblasformen ist die bedeutendste Verfahrenstechnologie zur Klein- und Großserienproduktion verschiedenster thermoplastischer Kunststoffhohlkörper mit einem Fassungsvermögen von bis zu 10.000 l. Für Massenfertigungsverfahren wie dem Extrusionsblasformen ist für eine wirtschaftliche Produktion neben der Ausstoßleistung die Energieeffizienz ein immer bedeutenderer Einflussfaktor. Aus dem in Kapitel 2 dargestellten Verfahrensablauf geht hervor, dass das Extrusionsblasformen einen erheblichen Energieaufwand erfordert. Neben den zum Teil energieintensiven, für die Kunststoffverarbeitung typischen Prozessen, wie dem Plastifizieren des Kunststoffgranulates, der Bauteilkühlung über das Formwerkzeug und den dafür erforderlichen Handhabeoperationen, erfordert das Blasformen zusätzlich für die Formgebung sowie zur inneren Blasteilkühlung mit dem Spülluftverfahren einen hohen Druckluftbedarf. Daher kommt der Druckluft beim Extrusionsblasformen sowohl aus prozesstechnischer als auch aus energetischer Sicht eine besondere Bedeutung zu. Im Kapitel 2.2 wurden bereits verschiedene effizienzsteigernde Maßnahmen für das Extrusionsblasformen und die erforderlichen Peripheriegeräte vorgestellt. Hinsichtlich der Druckluft existieren zwar für die Druckluftversorgung erfolgsversprechende Effizienzmaßnahmen, für den Drucklufteinsatz im Extrusionsblasformprozess konnten jedoch keine zufriedenstellenden Lösungen gefunden werden. Während zur Reduzierung des Drucklufteinsatzes bei der Formgebung lediglich auf das mit deutlich höheren Umformdrücken arbeitende PET-Streckblasformen eingegangen wird, beziehen sich die Betrachtungen zur inneren Blasteilkühlung vorrangig auf Intensivkühlmethoden, die aufgrund des großen technischen Aufwands und der hohen Kosten begrenzt Einsatz finden. Zwar werden vereinzelt Lösungsansätze zur Verbesserung der inneren Blasteilkühlung mittels Druckluft aufgeführt, detaillierte Untersuchungen hierzu sind jedoch nicht bekannt. Folglich besteht beim Extrusionsblasformen hinsichtlich des effizienten Drucklufteinsatzes noch erheblicher Handlungsbedarf.

Die Zielstellung dieser Arbeit ist es daher, Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz des Extrusionsblasformverfahrens unter besonderer Berücksichtigung des Drucklufteinsatzes aufzuzeigen. Aufbauend auf einer ausführlichen Energiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens gilt es, auf vorhandene energetische Einsparpotenziale hinzuweisen. Im Hinblick auf eine effiziente Druckluftnutzung sind im Weiteren zunächst Untersuchungen zur Reduzierung des Druckluftbedarfs bei der Formgebung durchzuführen. Dabei soll die nach vollendeter Kühlphase üblicherweise aus dem Blasteil an die Umgebung ausströmende Druckluft für die Formgebung des nachfolgenden Zyklus genutzt werden, sodass nur ein Teil der erforderlichen

Druckluft zur Formgebung aus dem Druckluftnetz zu beziehen ist. Im Anschluss sind durch die Optimierung der Druckluftzufuhr und der Prozessparameter günstige Strömungsverhältnisse für eine gute konvektive Wärmeabfuhr im Blasteilinnern zu schaffen, um somit einen effektiven Drucklufteinsatz bei der inneren Blasteilkühlung zu gewährleisten. Darüber hinaus gilt es, Lösungen zur sekundären Nutzung der bei der inneren Blasteilkühlung verwendeten Druckluft unter Beibehaltung der Prozessparameter aufzuzeigen.

Folglich werden im Kapitel 4 die Teilprozesse des Extrusionsblasformens inklusive der erforderlichen Peripheriegeräte anhand von theoretischen Grundlagen, Maschinendatenblättern und messtechnisch erfassten Verfahrensparameter im Einzelnen analysiert und die Erkenntnisse zur Energiebilanz des gesamten Extrusionsblasformprozesses zusammengeführt. Auf dieser Grundlage sind die vorhandenen energetischen Einsparpotenziale abzuleiten und zu diskutieren.

Im Kapitel 5 wird durch die Analyse des Drucklufteinsatzes über den Verfahrensablauf ein Lösungsansatz zur Reduzierung des Druckluftaufwands bei der Formgebung durch Nutzung der bei der Werkzeugentlüftung auftretenden Prozessabluft (Blaslufrückführung) vorgestellt und das erreichbare Einsparpotenzial bestimmt. Anschließend folgt mittels labortechnischer Versuche und Praxistests der Funktionsnachweis dieser Einsparmaßnahme.

Das Kapitel 6 befasst sich mit der sekundären Nutzung der zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Spülluft. Es wird ein Speichersystem entwickelt, das eine vom Blasformprozess technologisch und zeitlich entkoppelte Nutzung der anfallenden, druckbehafteten Prozessabluft ermöglicht. Zudem werden geeignete Abluftnutzungskonzepte sowie deren Einsparpotenzial vorgestellt.

Abschließend wird im Kapitel 7 ein Optimierungsansatz zur effektiven Druckluftnutzung bei der inneren Blasteilkühlung erarbeitet. Durch die Bestimmung dickwandiger, kühlzeitbestimmender Bereiche flaschenförmiger Blasteile und einer gezielten Ausnutzung für den Wärmeübergang günstiger Strömungsverhältnisse soll eine effektivere innere Blasteilkühlung erreicht werden, was kürzere Kühlzeiten bei geringerem Druckluftaufwand verspricht.

## 4 Energetische Bilanzierung des Extrusionsblasformverfahrens

### 4.1 Relevante Einflussgrößen zur Bilanzierung

Im Rahmen der energetischen Bilanzierung des Extrusionsblasformverfahrens sind alle erforderlichen Stoff- und Energieströme zu berücksichtigen und zu quantifizieren. Die Prozesstechnik inklusive der benötigten Peripheriegeräte, die auftretenden Stoff- und Energieströme sowie der Bilanzraum können der Abbildung 2.6 entnommen werden. Zur Herleitung der Gesamtbilanz werden zunächst die Teilprozesse Vorformerzeugung, Formgebung und Blasteilabkühlung des Extrusionsblasformverfahrens separat analysiert. Des Weiteren ist zur Beurteilung des Energieaufwands ebenfalls die Bereitstellung der erforderlichen Prozessmedien mit den dazugehörigen Peripheriegeräten zu beachten. Anhand der in Abbildung 2.6 eingezeichneten Bilanzgrenze wird abschließend der Energiehaushalt des Extrusionsblasformverfahrens zusammenfassend aufgezeigt.

Das Extrusionsblasformverfahren weist entlang des Verfahrensablaufs eine Vielzahl von Prozessparametern auf. Die wesentlichen Einflussgrößen auf die nachfolgenden Betrachtungen des Energiebedarfs sind in Abbildung 4.1 den entsprechenden Teilprozessen zugeordnet.

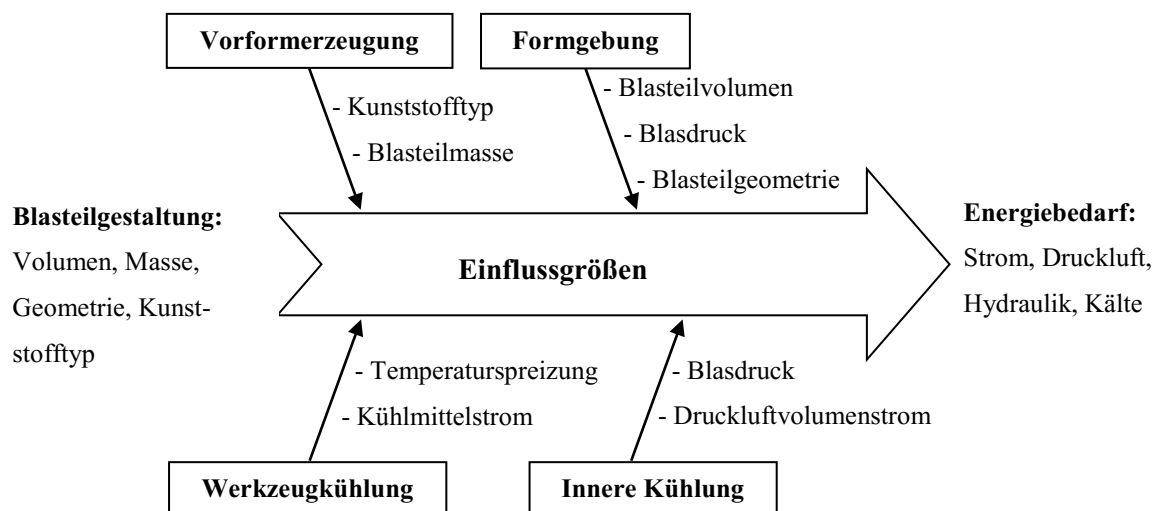


Abbildung 4.1: Einflussgrößen auf den Energieverbrauch des Extrusionsblasformens

Die Quantifizierung der Einflussgrößen zur Bestimmung der auftretenden Stoff- und Energieströme folgt im Anschluss aus theoretischen Berechnungen, Maschinendatenblättern sowie mittels eigenen, unter Produktionsbedingungen erstellten Referenzmessreihen.

## 4.2 Prozesskenngrößen des Extrusionsblasformverfahrens

### 4.2.1 Stoffeigenschaften von relevanten Kunststoffen und Prozessmedien

Für die Berechnungen der Prozesskenngrößen ist eine Vielzahl von Kennwerten unterschiedlicher Stoffe notwendig, die in dem folgenden Abschnitt unter Berücksichtigung der auftretenden Verarbeitungsparameter zusammengestellt werden.

#### *Verarbeitungstemperaturen beim Extrusionsblasformen*

Die im Extrusionsblasformverfahren üblicherweise eingesetzten teilkristallinen thermoplastischen Kunststoffe PE-HD, PE-LD, PP und PA-6 durchlaufen während des Aufschmelzens zur Vorformerzeugung und der sich nach der Formgebung anschließenden Blasteilkühlung große Temperaturbereiche (Tabelle 4.1). So werden die Kunststoffe bei der Vorformerzeugung von der Umgebungstemperatur über die Kristallitschmelztemperatur hinaus bis in den für den urformenden Extrusionsprozess erforderlichen thermoplastischen Temperaturbereich auf die Schmelztemperatur  $\vartheta_S$  erwärmt. Nach der sich anschließenden Formgebung ist der Kunststoff während der Kühlphase bis zur Entformungstemperatur  $\vartheta_{\text{entf}}$  abzukühlen. Diese ist von dem Kunststofftyp, von der Art und Menge der zugesetzten Füllstoffe sowie von den Belastungen während bzw. kurz nach der Entformung abhängig. Als Richtwerte werden in diesem Zusammenhang die empfohlenen Entformungstemperaturen beim Spritzgießen herangezogen.

Weiter sind die bei der Kühlung anliegende Werkzeugtemperatur  $\vartheta_{\text{WKZ}}$  sowie die unmittelbar im Zusammenhang stehende Kühlwassertemperatur  $\vartheta_{\text{KW}}$  von Bedeutung, da diese die Oberflächenbeschaffenheit und die Maßhaltigkeit des Blasteils sowie die Intensität der werkzeugseitigen Wärmeabfuhr [2] beeinflussen. So sind in Abhängigkeit des zu verarbeitenden Kunststoffs die Werkzeug- bzw. Kühlwassertemperaturen für eine ausreichende Formteilqualität so hoch wie nötig und für kurze Kühlzeiten so tief wie möglich zu wählen.

Die für die jeweiligen Kunststoffe empfohlenen Verarbeitungstemperaturen können der Tabelle 4.1 entnommen werden. Die darin aufgeführten Werte weisen jedoch teils große Spannen auf, sodass für den einzelnen Anwendungsfall günstige Verarbeitungstemperaturen dem Kenndatenblatt des Kunststoffs zu entnehmen bzw. bei der Maschineneinrichtung experimentell zu bestimmen sind.

Tabelle 4.1: Empfohlene Verarbeitungstemperaturen in °C beim Extrusionsblasformen

Kunststofftyp	PE-HD	PE-LD	PP	PA-6
Schmelzetemperatur $\vartheta_S$ , [5]	160–200	140–170	180–240	250–270
Entformungstemperatur $\vartheta_{\text{entf}}$ , [94]	60–100	40–80	90–110	100–110
Werkzeugtemperatur $\vartheta_{\text{WKZ}}$ , [94], [95]	10–90	20–70	20–100	60–100
Kühlwassertemperatur Werkzeug $\vartheta_{\text{KW}}$ , [14], [71], [96]	5–20	5–20	12–20	60–80

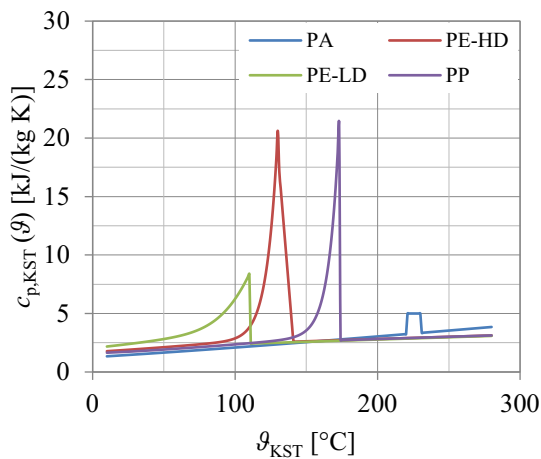
### Stoffeigenschaften der Kunststoffe

Die Materialeigenschaften der beim Extrusionsblasformen verarbeitenden teilkristallinen Kunststoffe weisen in den jeweiligen Verarbeitungstemperaturfenstern (Tabelle 4.1) während des Aufschmelzens (Plastifizierens) bzw. der Abkühlung die für kristalline Kunststoffe charakteristischen temperaturabhängigen Stoffwertverläufe auf (Abbildung 4.2a–e). Dabei hat insbesondere der Temperaturbereich um den Kristalliterschmelz- bzw. um den Kristallisationspunkt einen signifikanten Einfluss auf die Stoffwerte der Kunststoffe.

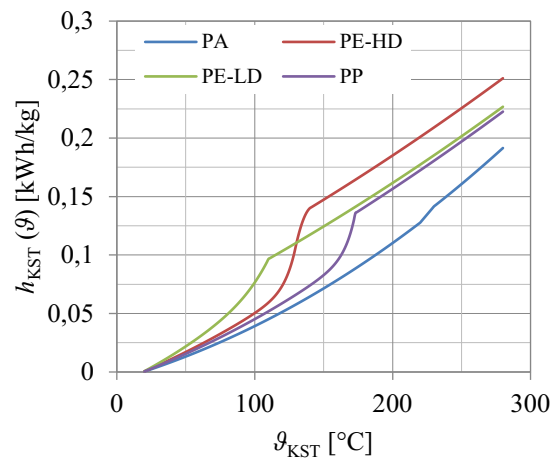
Zur Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte galt es, die relevanten Stoffwertverläufe durch mathematische Funktionen abzubilden. Anhand der in [97] vorliegenden Stoffwertdiagramme wurden daher in [98] über Regressionsanalysen Approximationsgleichungen (siehe Anlage B, Gleichungen B.1–B.26) zur bereichsweisen Beschreibung der Stoffwertverläufe ermittelt. Die approximierten Kurvenverläufe der temperaturabhängigen Stoffwerte werden im Folgenden näher erläutert.

Die *spezifische Wärmekapazität*  $c_{p,\text{KST}}$  teilkristalliner Kunststoffe weist im zu betrachtenden Temperaturbereich eine starke Temperaturabhängigkeit auf (Abbildung 4.2a). Mit zunehmender Temperatur (Aufheizung) steigt die Wärmekapazität zunächst bis zur beginnenden Aufschmelzung der kristallinen Strukturen nahezu linear an. In der Folge ist um die Kristalliterschmelztemperatur ein steiler Anstieg zum sogenannten Schmelzpeak [99] zu verzeichnen. An diesem Punkt findet der Phasenwechsel der festen kristallinen Bereiche zur flüssigen amorphen Kunststoffschmelze statt, wobei die Wärmezufuhr vollständig zum Aufschmelzen dient und daher nahezu keine Temperaturerhöhung erfolgt [100], [101]. Sobald alle Kristallite aufgelöst sind und der Kunststoff als amorphe Schmelze vorliegt, fällt die Wärmekapazität wieder ab und weist im Weiteren einen leicht ansteigenden, annähernd linearen Verlauf auf.

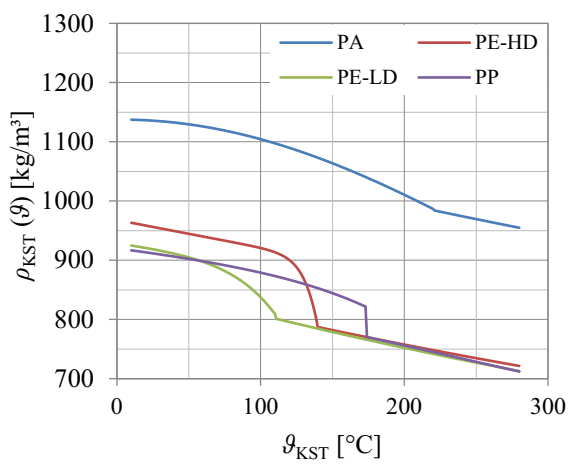
a) spezifische Wärmekapazität



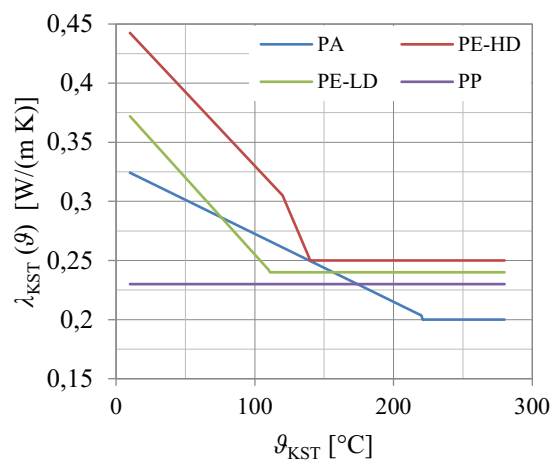
b) spezifische Enthalpie



c) Dichte



d) Wärmeleitfähigkeit



e) Temperaturleitfähigkeit

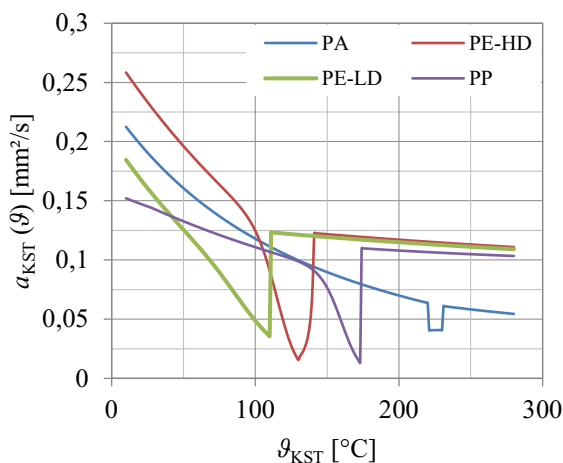


Abbildung 4.2: Temperaturabhängige Stoffwertverläufe ausgewählter Kunststofftypen, approximierte Kurvenverläufe (Anlage B) anhand von Diagrammverläufen aus [97]

An dieser Stelle ist anzumerken, dass die in Abbildung 4.2a gezeigten Verläufe der spezifischen Wärmekapazität lediglich den Aufheizvorgang darstellen. Der Verlauf der Abkühlkurve



unterscheidet sich von der Aufheizkurve derart, dass die Kristallisation bei niedrigeren Temperaturen als das Aufschmelzen abläuft [102]. Folglich verschiebt sich das Maximum der spezifischen Wärmekapazität, der Kristallisationspeak [99], bis zur Kristallisationstemperatur nach links. Darüber hinaus beeinflusst die Abkühlgeschwindigkeit die Lage sowie die Form des Kristallisationspeaks der Abkühlkurve. Dies geht u. a. aus DSC-Messungen eines thermoplastischen Elastomers (TPE) mit unterschiedlichen Abkühlraten in [103] hervor, wonach sich mit steigender Abkühlrate der Kristallisationspeak der Wärmekapazität weiter zu niedrigeren Temperaturen verschiebt sowie die Peakhöhe ab- und die Peakbreite zunimmt. Untersuchungen mit Polypropylen (PP), als Vertreter typischer beim Blasformverfahren verarbeiteter Kunststoffe, bestätigen diesen Sachverhalt. So zeigt die Abbildung 4.3 im Vergleich der Aufheizkurve der spezifischen Wärmekapazität von PP aus Abbildung 4.2a mit den aus DSC-Messungen unterschiedlicher Abkühlraten ermittelten Abkühlkurven die beschriebenen Effekte auf.

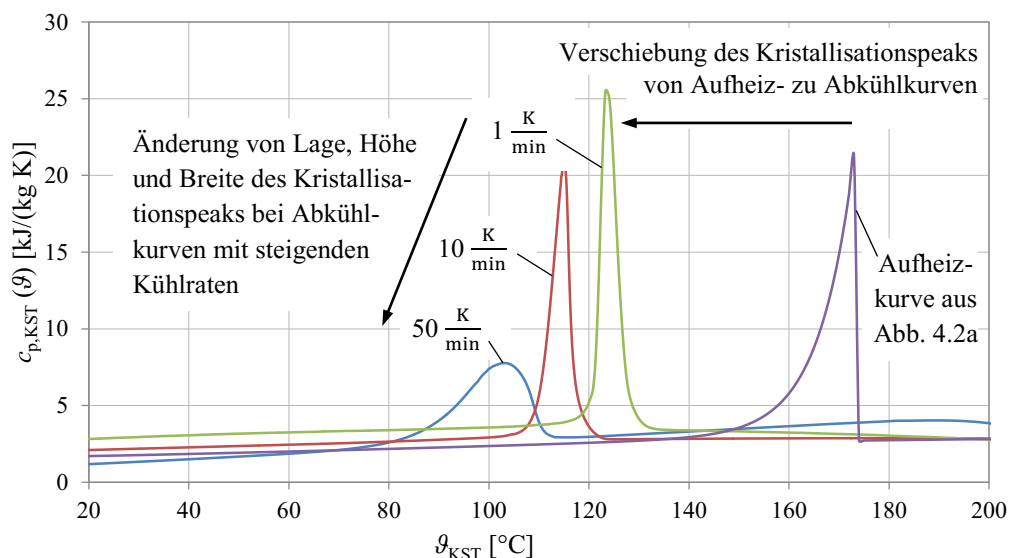


Abbildung 4.3: Verläufe der spezifischen Wärmekapazität von PP für die Aufheizung und für die Abkühlung mit unterschiedlichen Kühlraten (Abkühlkurven abgeleitet aus DSC-Messungen der Professur Kunststoffe der TU Chemnitz)

Weiter wird in [99] darauf hingewiesen, dass hohe Abkühlraten den Kristallisationsvorgang ggf. hemmen bzw. unterdrücken und so den Kristallisationsgrad des Kunststoffs reduzieren, was sich in einer Verringerung der Fläche unter dem Kristallisationspeak, die der Kristallisationswärme entspricht, widerspiegelt. Entsprechende Stoffwertverläufe für praxisrelevante Abkühlraten ( $> 1000 \text{ K/min}$  [99]) sind im Allgemeinen jedoch nicht verfügbar [71], sodass im Weiteren die genannten Einflüsse erhöhter Abkühlgeschwindigkeiten bei der Betrachtung der Blasteilkühlung nicht berücksichtigt werden können. Zwar wird in [14] und [71] für eine rea-

litätsnähere Bestimmung des Kristallisationszeitpunktes (zum Teil unter Verweis auf Untersuchungen am Extrusions- [104] bzw. Spritzgießprozess [105]) die Lage des Kristallisationspeaks der unter geringen Aufheiz- und Abkühlraten ermittelten Stoffwertverläufe zu niedrigeren Temperaturen korrigiert, worauf an dieser Stelle jedoch verzichtet wird. Aufgrund dieser vereinfachten Betrachtung sind bei den nachfolgenden Berechnungen der abzuführenden Kristallisationswärme zum real verlaufenden Abkühlvorgang Unterschiede zu erwarten.

Die weiteren benötigten temperaturabhängigen Stoffwertverläufe werden teilweise ebenfalls von der Lage des Kristallisationspeaks bzw. vom Kristallisationsgrad und somit von der Abkühlgeschwindigkeit beeinflusst, was im Folgenden gleichermaßen unberücksichtigt bleiben muss.

Die *spezifische Enthalpie*  $h_{\text{KST}}$  entspricht dem Integral der spezifischen Wärmekapazität  $c_{\text{p,KST}}$  über ein Temperaturintervall und wird mit einer Bezugsbedingung (meist  $\vartheta_0 = 0\text{ °C}$  oder  $\vartheta_0 = 20\text{ °C}$  bei Atmosphärendruck) angegeben [106]:

$$h_{\text{KST}}(\vartheta) = \int_{\vartheta_0}^{\vartheta} c_{\text{p,KST}}(\vartheta) \, d\vartheta . \quad (4.1)$$

Folglich weist die spezifische Enthalpie ebenfalls eine Temperaturabhängigkeit auf (Abbildung 4.2b). Sie steigt mit zunehmender Temperatur zunächst nahezu linear an. Anschließend ist im Bereich der Kristallitschmelz- bzw. Kristallisationstemperatur aufgrund der Schmelzenthalpie ein steilerer Anstieg zu verzeichnen. Sobald die kristallinen Strukturen aufgelöst sind, verflacht der Kurvenverlauf und die spezifische Enthalpie der nun vorliegenden amorphen Kunststoffschmelze steigt wieder nahezu linear an.

Die *Dichte*  $\rho_{\text{KST}}$  von Kunststoffen wird neben der Temperatur und dem Druck auch vom Kristallisationsgrad beeinflusst. So weisen die kristallinen Strukturen aufgrund der bei der Kristallisation stattfindenden Volumenkontraktion [100] eine höhere Dichte als amorphe Bereiche des Kunststoffs auf. Dies verdeutlichen auch die über der Temperatur aufgetragenen Dichteverläufe (Abbildung 4.2c), die im Bereich der Kristallitschmelz- bzw. der Kristallisationstemperatur eine starke Abnahme aufweisen. Vor und nach dem Übergang von der festen kristallinen zur flüssigen amorphen Phase ist mit zunehmender Temperatur hingegen eine gleichförmig abfallende Dichte aufgrund der stärker werdenden Molekularbewegung zu verzeichnen. Die Druckabhängigkeit kann im Weiteren aufgrund der geringen Umformdrücke beim Blasformen vernachlässigt werden. Die aufgetragenen Dichteverläufe resultieren aus dem Kehrwert der in [97] angegebenen Verläufe des spezifischen Volumens.

Die *Wärmeleitfähigkeit*  $\lambda_{\text{KST}}$  teilkristalliner Kunststoffe ist ein von der Dichte abhängiger Stoffwert, wobei die dichteren kristallinen gegenüber den amorphen Bereichen des Kunststoffs eine höhere Wärmeleitung besitzen [106]. Mit steigender Temperatur fällt die Wärmeleitfähigkeit daher zunächst ab, bevor bei der Kristallitschmelz- bzw. Kristallisationstemperatur des Kunststoffs die kristallinen Strukturen in die amorphe Schmelze übergehen (Abbildung 4.2d). Die amorphe Kunststoffschmelze weist im weiteren Verlauf eine gleichbleibende, von der Temperatur fast unabhängige Wärmeleitfähigkeit auf.

Die *Temperaturleitfähigkeit*  $a_{\text{KST}}$  ergibt sich nach Gleichung (4.2) aus den Stoffwerten der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{KST}}$ , der Dichte  $\rho_{\text{KST}}$  sowie der spezifischen Wärmekapazität  $c_{\text{p,KST}}$  und ist daher ebenfalls stark temperaturabhängig (Abbildung 4.2e) [106].

$$a_{\text{KST}}(\vartheta) = \frac{\lambda_{\text{KST}}(\vartheta)}{\rho_{\text{KST}}(\vartheta) c_{\text{p,KST}}(\vartheta)} \quad (4.2)$$

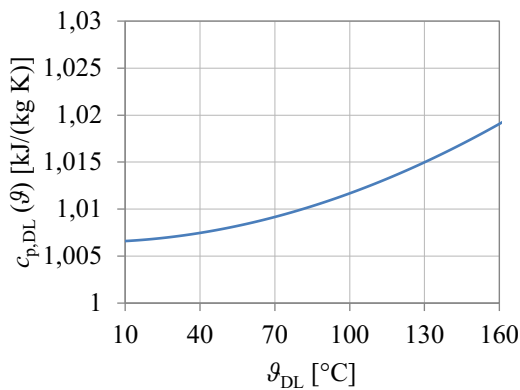
So fällt die Temperaturleitfähigkeit teilkristalliner Kunststoffe mit zunehmender Temperatur ab, bis dann zum Zeitpunkt der Kristallitschmelze bzw. der Kristallisation eine Unstetigkeit zu verzeichnen ist. Nachdem die kristallinen Strukturen aufgeschmolzen sind, bleibt die Temperaturleitfähigkeit der nun vorliegenden amorphen Kunststoffschmelze nahezu konstant.

#### *Stoffeigenschaften der Druckluft*

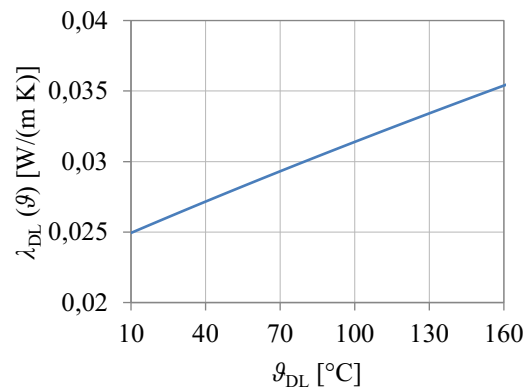
Für die Beschreibung der Druckluftherzeugung sowie der anschließenden Druckluftnutzung bei der inneren Blasteilkühlung sind die druck- und temperaturabhängigen Stoffwerte der Druckluft innerhalb der beim Blasformen vorliegenden Parametergrenzen zu berücksichtigen. So wird beim Extrusionsblasformen die Formgebung mit üblichen Drücken von 6–16 bar [3] bewerkstelligt. Der Temperaturbereich erstreckt sich von der Umgebungstemperatur ( $\vartheta_{\text{umg}} = 20 \text{ °C}$ ) im Druckluftsystem bis hin zu  $\vartheta_{\text{it}} = 150 \text{ °C}$  während der Druckluftherzeugung (vgl. Abschnitt 4.3.1).

Die im Weiteren benötigten und in der Abbildung 4.4 dargestellten Stoffwerte Wärmekapazität  $c_{\text{p,DL}}$ , Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{DL}}$ , Prandtl-Zahl  $\text{Pr}_{\text{DL}}$  sowie dynamische Viskosität  $\eta_{\text{DL}}$  der Druckluft zeigen über den zu berücksichtigenden Temperaturbereich teilweise eine ausgeprägte Temperaturabhängigkeit auf. Dabei resultieren die Kurvenverläufe aus Stoffwerttabellen [107], [108] bzw. daraus abgeleiteten Approximationsgleichungen (Anlage B, Gleichungen B.27–B.30). Während der Einfluss der Temperatur bei der Wärmekapazität und der Prandtl-Zahl vernachlässigbar ist, wirkt sich die Temperatur deutlich auf die Wärmeleitfähigkeit sowie die dynamischen Viskosität aus.

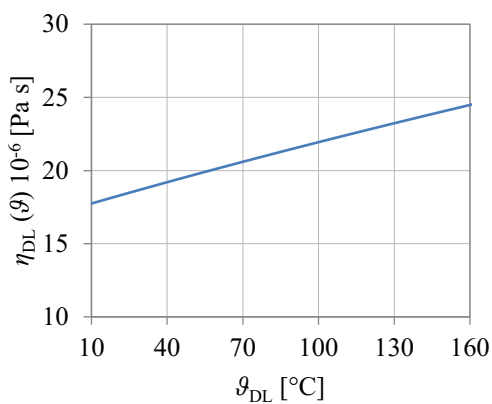
a) spezifische Wärmekapazität



b) Wärmeleitfähigkeit



c) dynamische Viskosität



d) Prandtl-Zahl

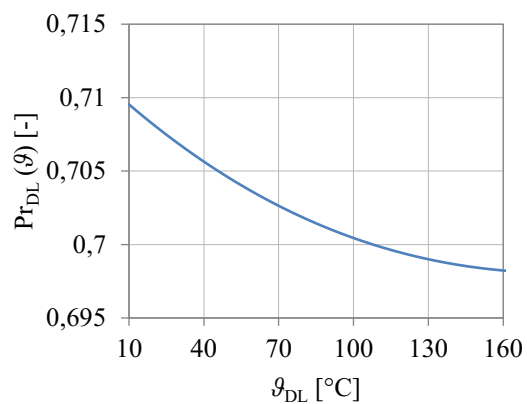


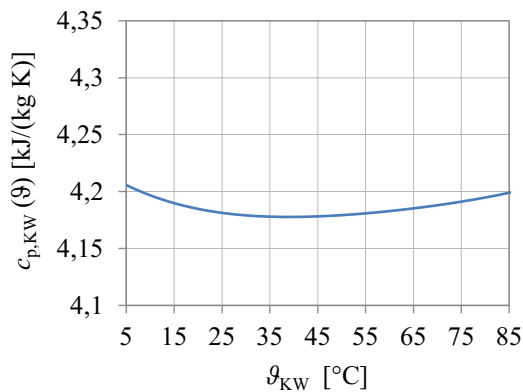
Abbildung 4.4: Temperaturabhängige Stoffwertverläufe der Luft bei  $p_{DL} = 1$  bar, approximierte Kurvenverläufe (Anlage B) nach [107] bzw. anhand von Stoffwertetabellen aus [108]

Hinsichtlich des Drucks weisen die genannten Stoffwerte im relevanten Druckbereich  $p_{DL} = 6\text{--}16$  bar eine geringe Veränderung auf und können mit einem maximalen Fehler von  $< 3\%$  durch die auf den Umgebungsdruck ( $p_{umg} = 1$  bar) bezogenen Werte ausreichend genau beschrieben werden (vgl. [107], [108]).

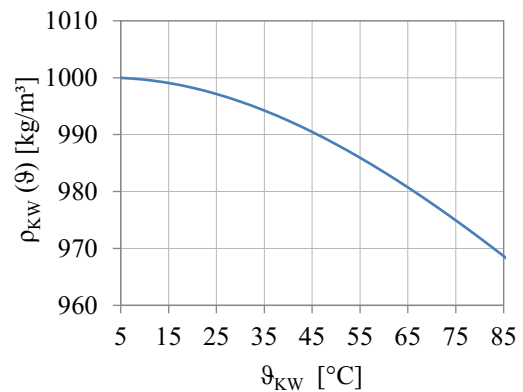
### Stoffeigenschaften des Kühlwassers

Für die Betrachtungen zum Kühlwassereinsatz sind die Wärmekapazität  $c_{p,DL}$ , die Dichte  $\rho_{KW}$ , die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{KW}$ , die Prandtl-Zahl  $Pr_{KW}$  sowie die dynamische Viskosität  $\eta_{DL}$  des Wassers unter den auftretenden Prozessbedingungen von Interesse (Abbildung 4.5). Bei den verschiedenen Kühlaufgaben weist das Kühlwasser im Kühlkreislauf einen Druck von  $p_{DL} = 2\text{--}4$  bar [94] sowie Temperaturspannen von  $\vartheta_{KW,WKZ} = 5\text{--}80$  °C bei der Werkzeugkühlung (vgl. Tabelle 4.1), von  $\vartheta_{KW,EX} = 18\text{--}20$  °C bei der Extrudereinlaufkühlung [3] und  $\vartheta_{KW,HY} = 30\text{--}35$  °C bei der Kühlung des Hydraulikaggregates [42] auf.

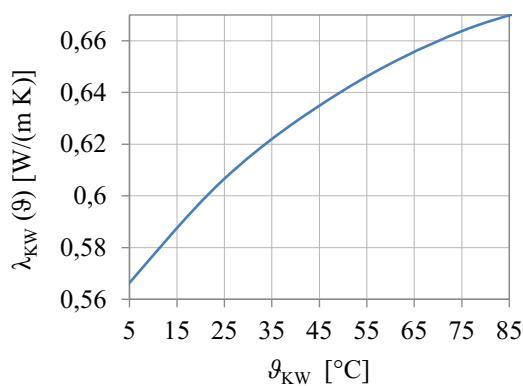
a) Wärmekapazität



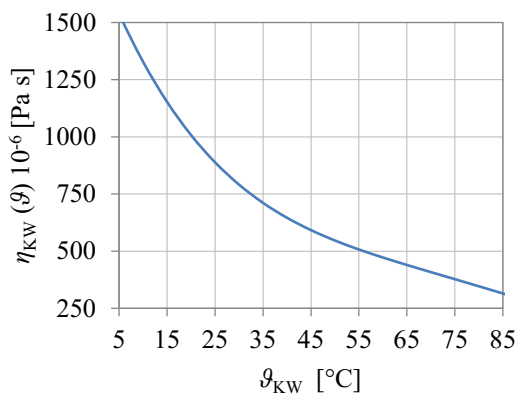
b) Dichte



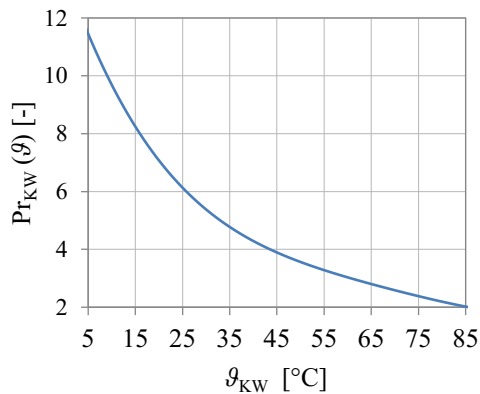
c) Wärmeleitfähigkeit



d) dynamische Viskosität



e) Prandtl-Zahl


 Abbildung 4.5: Temperaturabhängige Stoffwertverläufe des Kühlwassers bei  $p_{KW} = 3$  bar, approximierte Kurvenverläufe (Anlage B) anhand von interpolierten Stoffwerttabellen [108]

Innerhalb des zu berücksichtigenden Druckbereichs (2–4 bar) ist die Druckabhängigkeit der aufgezählten Stoffwerte des Kühlwassers vernachlässigbar gering (vgl. [108]). In Abbildung 4.5 werden daher die Stoffwertverläufe im relevanten Temperaturbereich von  $\vartheta_{KW} = 5\text{--}80$  °C bei einem mittleren Systemdruck von  $\bar{p}_{KW} = 3$  bar dargestellt. Die dazugehörigen, aus interpolierten Stoffwerttabellen [108] gewonnenen Approximationsgleichungen sind der Anlage B (Gleichung B.31–B.35) zu entnehmen.

Aus den Stoffwertverläufen geht hervor, dass die Wärmekapazität  $c_{p,KW}$  geringfügig von der Temperatur beeinflusst wird und im Weiteren mit einem Mittelwert von  $\bar{c}_{p,KW} = 4,2 \text{ kJ}/(\text{kg K})$  bei einem maximalen Fehler von  $< 1 \%$  hinreichend genau berücksichtigt werden kann. Alle weiteren Stoffwerte des Kühlwassers weisen innerhalb des zu betrachtenden Bereichs hingegen eine deutliche Temperaturabhängigkeit auf und sind daher für den jeweiligen Anwendungsfall aus den Diagrammen der Abbildung 4.5 bzw. über die Approximationsgleichungen der Anlage B zu ermitteln.

### 4.2.2 Prozesskenngrößen aus Datenblättern von Extrusionsblasformanlagen

Einige Kenngrößen zum Energieaufwand des Blasformprozesses wurden aus den vorliegenden Maschinendatenblättern von Extrusionsblasformanlagen [109]–[118] ermittelt, welche die installierten Anschlussleistungen der verbauten Komponenten sowie empfohlene Kühlleistungen für verschiedene Anlagenkonfigurationen der jeweiligen Baureihen ausweisen. Wesentliche Kenngrößen sind in diesem Zusammenhang insbesondere die

- installierte Antriebsleistung der Extruderschnecke ( $P_{\text{antr,EX}}$ ),
- installierte Extruderheizleistung ( $\dot{Q}_{\text{zu,EX}}$ ),
- empfohlene spezifische Kühlleistung der Extudereinlaufkühlung ( $\dot{Q}_{\text{ab,EXE}}^*$ ),
- empfohlene spezifische Kühlleistung der Werkzeugkühlung ( $\dot{Q}_{\text{ab,WKZ}}^*$ ),
- installierte Hydraulikpumpenleistung ( $P_{\text{antr,HY}}$ ) sowie die
- empfohlene Hydrauliktankkühlleistung ( $\dot{Q}_{\text{ab,HY}}$ ).

Für eine Vergleichbarkeit der Kenngrößen untereinander ist es für die anschließenden Betrachtungen zweckmäßig, den Bezug zur ebenfalls angegebenen Ausstoßleistung des Extruders  $\dot{m}_{\text{EX}}$  herzustellen.

$$W^* = \frac{P}{\dot{m}_{\text{EX}}} = \frac{W}{m_{\text{KST}}} \quad \text{bzw.} \quad Q^* = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{\text{EX}}} = \frac{Q}{m_{\text{KST}}} \quad (4.3)$$

Die daraus folgenden spezifischen, auf den Kunststoffmassenstrom  $\dot{m}_{\text{KST}}$  bezogenen Leistungskenngrößen können auch als auf die Kunststoffmasse  $m_{\text{KST}}$  bezogene spezifische Energiekenngrößen interpretiert werden.

Für die weiterführenden Untersuchungen zum erforderlichen Energiebedarf wurden über die verschiedenen Baureihen und Konfigurationen der analysierten Extrusionsblasformanlagen repräsentative Durchschnittswerte der spezifischen Leistungen gebildet (Tabelle 4.2). In der

Anlage C sind die entsprechenden Kenngrößen in einer ausführlichen tabellarischen Übersicht für die verschiedenen Extrusionsblasformanlagen und Maschinenkonfigurationen dargestellt.

Tabelle 4.2: Durchschnittliche spezifische Leistungen beim Extrusionsprozess in kWh/kg, ermittelt anhand der Maschinendatenblätter [109]–[118], (Einzelwerte s. Anhang C)

Extruderantriebsleistung $W_{\text{antr,EX}}^*$	0,26
Extruderheizleistung $Q_{\text{zu,EX}}^*$	0,135
Kühlleistung Extrudereinlaufkühlung $Q_{\text{ab,EXE}}^*$	0,044
Kühlleistung Werkzeugkühlung $Q_{\text{ab,WKZ}}^*$	0,2
Antriebsleistung Hydraulikaggregat $W_{\text{antr,HY}}^*$	0,103
Kühlleistung Hydrauliktank $Q_{\text{ab,HY}}^*$	0,062

### 4.2.3 Prozesskenngrößen aus Referenzmessungen bei Produktionsbedingungen

Zur Ermittlung weiterer Kenngrößen wurden messtechnische Untersuchungen unter Produktionsbedingungen durchgeführt. Als Referenzblasteile dienten zwei unterschiedliche Rundhalsflaschen sowie eine Bauschuttrutsche (Abbildung 4.6).



- a) Rundhalsflasche:  
PE-HD,  $m_{\text{BT}} = 50 \text{ g}$ ,  
 $V_{\text{BT}} = 1 \text{ l}$
- b) Rundhalsflasche:  
PE-LD,  $m_{\text{BT}} = 38 \text{ g}$ ,  
 $V_{\text{BT}} = 0,5 \text{ l}$
- c) Bauschuttrutsche:  
PE-HD,  $m_{\text{BT}} = 12 \text{ kg}$ ,  
 $V_{\text{BT}} = 220 \text{ l}$

Abbildung 4.6: Charakteristika der Referenzblasteile

Während bei den beiden Rundhalsflaschen für eine aktive innere Blasteilkühlung das Spülluftverfahren Anwendung fand, wurde die Bauschuttrutsche aufgrund des hohen Blasteilvolumens im Stauluftverfahren hergestellt. Als Referenzmaschinen dienten zur Herstellung der Rundhalsflaschen eine Zweistationen-Blasanlage für Blasteile mit einem Volumen von bis zu 3 l und für die Bauschuttrutsche eine Großblasformanlage.

Im Rahmen der Untersuchungen galt es, den Druckluft Einsatz zur Formgebung bzw. zur inneren Blasteilkühlung sowie die werkzeugseitige Blasteilkühlung zu analysieren. Dementsprechend wurden die Referenzmaschinen gemäß der Abbildung 4.7 mit der erforderlichen Messtechnik ausgerüstet. Zur Beschreibung des Druckluftzustands sowie zur Bestimmung des Druckluftaufwands wurden in der Druckluftzuleitung des Blasformwerkzeugs der auf den Normzustand bezogene Volumenstrom, der Druck und die Temperatur erfasst. Darüber hinaus fanden zur Aufzeichnung des Blasdruck- sowie des Temperaturverlaufs in der Druckluftableitung des Werkzeugs ein Drucksensor und ein Thermoelement Anwendung. Durch diese Messanordnung kann der Druckluft Einsatz und die innere Kühlwirkung ermittelt werden. Zur Analyse der werkzeugseitigen Blasteilkühlung sind die Durchflussmenge des Kühlwassers sowie die Vor- und Rücklauftemperaturen der Werkzeugkühlung bestimmt worden. Für eine synchrone Aufzeichnung aller Messsignale kam ein zentrales Messdatenerfassungssystem zum Einsatz.

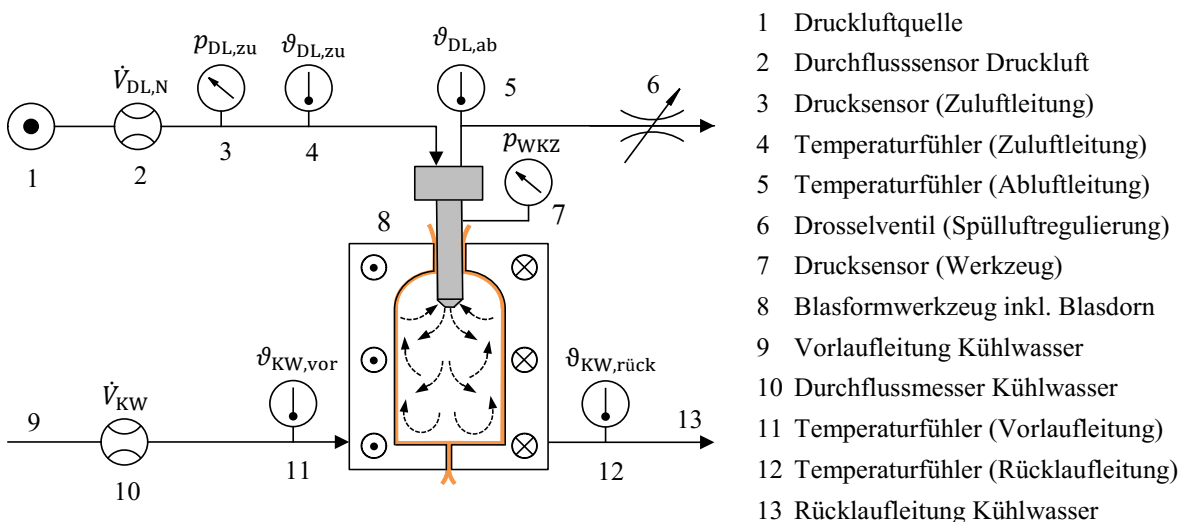


Abbildung 4.7: Messanordnung zur Ermittlung von Prozessparametern der Druckluft und des Kühlwassers

Anhand der aufgenommenen Messkurven (Abbildung 4.8, Anlage D) können sowohl der Prozessablauf nachvollzogen als auch die gewünschten Prozesskenngrößen zur Ermittlung der Stoff- und Energieflüsse bestimmt werden. So weisen beim Referenzblasteil 1-Liter-Rundhalsflasche in Abbildung 4.8a zu Beginn der Formgebung sowohl der Blasdruck als auch der Druckluftvolumenstrom einen steilen Anstieg auf, wobei infolge der in das Vorforminnere einströmenden Druckluft der Kunststoff umgeformt und gegen die Werkzeugoberfläche gepresst wird. Nach Vollendung der Formgebung folgt die Kühlphase, währenddessen sich der Blasdruck auf  $p_{WKZ} = 8,8$  bar und der Volumenstrom auf rund  $\dot{V}_{DL,N} = 550$  l/min einschwingen. Dabei entspricht der zu diesem Zeitpunkt gemessene Druckluftvolumenstrom dem zur inneren Blasteilkühlung aufgewandten Spülluftvolumenstrom  $\dot{V}_{SL,N}$ . Die auftretenden



Schwankungen der Verläufe sind dabei auf Wechselwirkungen mit der zweiten Blasformstation der Referenzmaschine zurückzuführen. Nach Abschluss der Blasteilkühlung wird die Luftzufuhr geschlossen und das Blasteil entlüftet, was sich in dem abrupten Abfall des Blasdrucks bzw. des Volumenstroms widerspiegelt.

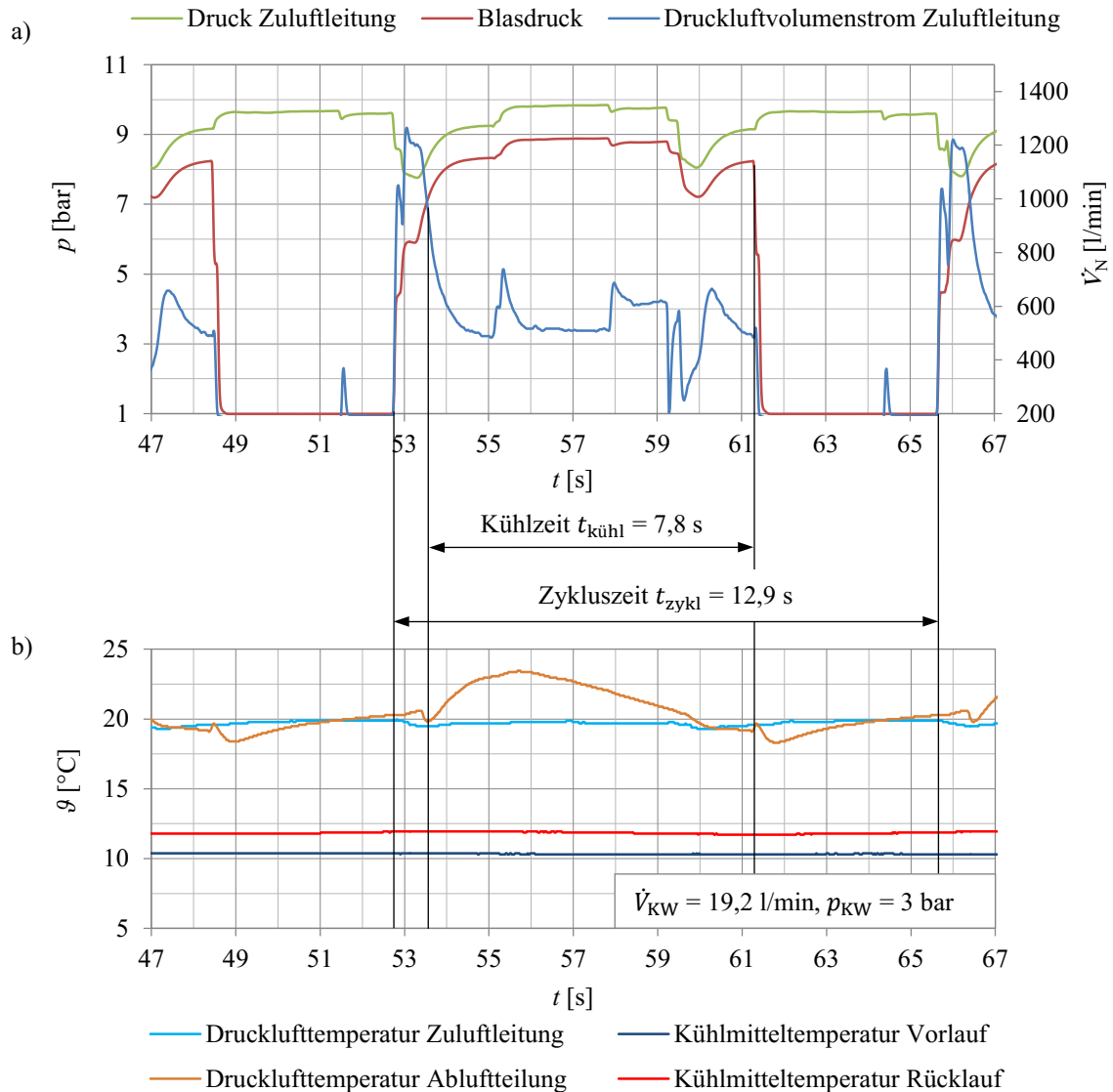


Abbildung 4.8: Verläufe der Prozessparameter zur Druckluft und zum Kühlwasser der Messreihe des Referenzproduktes 1-Liter-Rundhalsflasche

Die Temperaturverläufe der Druckluft (innere Blasteilkühlung) und des Kühlwassers (werkzeugseitige Kühlung) können der Abbildung 4.8b entnommen werden. Daraus geht hervor, dass der Kühlwasserkreislauf über den gesamten Prozesszyklus hinweg mit einer Vorlauftemperatur von  $\vartheta_{\text{KW,vor}} = 10,3$  °C und einer durchschnittlichen Rücklauftemperatur von  $\vartheta_{\text{KW,rück}} = 11,8$  °C annähernd gleichbleibend ( $\Delta T_{\text{KW,rück}} = 0,2$  K) betrieben wird. Die nahezu konstante Temperaturspreizung von  $\Delta T_{\text{KW}} \approx 1,5$  K weist dabei auf eine gleichmäßige Wärmeabfuhr auch während der Zykluspausen hin. Dass lediglich geringe Temperaturschwankungen

zwischen der Kühlphase und der Zykluspause festzustellen sind, ist auf die zum Zeitpunkt der Blasteilentformung noch im Werkzeug verbleibende und abzuführende Restwärme zurückzuführen. Der Vergleich der Kühlwasserverläufe der weiteren Referenzblasteile/-messungen in Anlage D zeigt jedoch, dass auch größere zyklische Temperaturschwankungen auftreten können. Des Weiteren ergaben die Untersuchungen, dass das Kühlwasser mit einer Durchflussmenge von  $\dot{V}_{KW} = 19,2$  l/min unter einem Druck von  $p_{KW} = 3$  bar durch die Kühlkanäle des Werkzeugs strömt. Der Temperaturverlauf der zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Druckluft weist hingegen ein ausgeprägtes zyklisches Verhalten auf. Während die Spülluft mit einer annähernd konstanten Temperatur  $\vartheta_{DL, zu} = 19,7$  °C in das Blasteil einströmt, steigt die Lufttemperatur in der Abluftleitung des Werkzeugs zu Beginn der Kühlphase zunächst bis auf  $\vartheta_{DL, ab} = 23,4$  °C an, bevor im weiteren Verlauf eine Temperaturabsenkung zu verzeichnen ist. Zum Zeitpunkt der Werkzeugentlüftung fällt die Ablufttemperatur bis unter die Eintrittstemperatur ab, was mit der entstehenden Expansionskälte (Joule-Thomson-Effekt) während des schlagartigen Druckabfalls zu begründen ist. So ergibt sich bei einem Druckabfall von  $\Delta p_{DL} \approx 7$  bar und dem Joule-Thomson-Koeffizienten von Luft ( $\mu_{JT} = 0,25$  K/bar [119]) ein rechnerischer Temperaturabfall von  $\Delta T_{DL} = 1,75$  K, was mit den vorliegenden Messwerten der Abbildung 4.8 gut übereinstimmt.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden die verschiedenen Messreihen über mehrere Prozesszyklen aufgenommen, die wiederkehrend annähernd denselben Verlauf aufweisen. Die ermittelten Kenngrößen können daher als reproduzierbar angesehen werden. In diesem Zusammenhang ist jedoch zu beachten, dass durch tagesspezifisch wechselnde Umgebungsbedingungen bzw. durch Neueinrichtungen der Blasformanlage (z. B. bei Produktwechsel) veränderte Betriebsbedingungen zu abweichenden Werten führen. Die Messreihen aller Referenzblasteile weisen im Vergleich ähnliche Verläufe auf (s. Anlage D), wobei aus den genannten Gründen abweichende Absolutwerte der Kenngrößen festgestellt wurden.

Parallel zu den aufgeführten Untersuchungen wurden die Temperatur des Schmelzeschlauchs zum Zeitpunkt der Werkzeugübergabe sowie die Entformungstemperatur des Blasteils ermittelt. Dabei kamen sowohl mit einer IR-Kamera berührungslos als auch mit einem Temperaturfühler berührende Temperaturmessverfahren zum Einsatz. Am Schmelzeschlauch wurde eine mittlere Oberflächentemperatur von  $\vartheta_S = 205$  °C gemessen (Abbildung 4.9), wobei in axialer Richtung leichte Temperaturunterschiede auftraten.

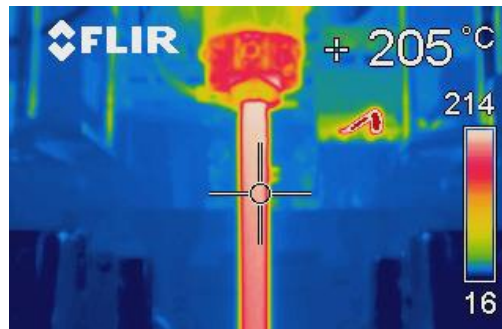


Abbildung 4.9: IR-Temperaturmessung am Schmelzeschlauch des Referenzblasteils 1-Liter-Rundhalsflasche

Die Temperatur des entformten Blasteils konnte aufgrund durchzuführender Nachfolgearbeiten wie die Butzenentfernung und die Dichtheitsprüfung erst drei Prozesszyklen nach der Entformung ermittelt werden. Dabei wurden an der 1-Liter-Rundhalsflasche Oberflächentemperaturen von  $\vartheta_{\text{entf}} = 34,8 \text{ °C}$  an den Seitenwandbereichen und  $\vartheta_{\text{entf}} = 88,6 \text{ °C}$  am Blasteilboden gemessen. Die während der messtechnischen Untersuchungen für die drei Referenzblasteile bestimmten Prozesskenngrößen sind in Tabelle 4.3 dargestellt.

Tabelle 4.3: Übersicht der gemessenen Prozesskenngrößen der Referenzblasteile

Prozesskenngröße		1-Liter-Rundhalsflasche	0,5-Liter-Rundhalsflasche	Bauschutt-rutsche
Zykluszeit $t_{\text{zykl}}$ [s]		12,9	12,0	191,0
Kühlzeit $t_{\text{kühl}}$ [s]		7,8	7,0	102,5
Blasdruck $p_{\text{WKZ}}$ [bar]		8,8	9,4	6,6
Spülluftvolumenstrom $\dot{V}_{\text{SL,N}}$ [l/min]		$\approx 550$	$\approx 190$	- <sup>1)</sup>
Drucklufttemperatur $\vartheta_{\text{DL}}$ [°C]	Zuluftleitung	19,7	17,2	19,3
	Abluftleitung <sup>2)</sup>	23,4	30,7	63,2
	Temperaturspreizung	0-3,7	11,0-13,7	43,9 <sup>3)</sup>
Kühlmitteldurchflussmenge $\dot{V}_{\text{KW}}$ [l/min]		19,2	22,5	156,4
Systemdruck Kühlkreislauf $p_{\text{KW}}$ [bar]		$\approx 3$	$\approx 3$	$\approx 3$
Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{\text{KW}}$ [°C]	Vorlauf	10,3	11,5	15,1
	Rücklauf	11,7–11,9	12,0–12,6	16,3–18,3
	Temperaturspreizung	1,4–1,6	0,5–1,1	1,2–3,2
Schmelzeschlauchtemperatur $\vartheta_{\text{S}}$ [°C]		205	206	195
Entformungstemperatur $\vartheta_{\text{entf}}$ [°C]	Seitenwandbereich	34,8	31,9	82,5
	Blasteilboden	88,6	85,4	143 (Butzen)

<sup>1)</sup> kein Spüllufteinsatz<sup>2)</sup> maximal gemessene Temperatur<sup>3)</sup> Temperatur in der Abluftleitung bzw. Temperaturspreizung zum Zeitpunkt der Blasteilentlüftung

Beim Vergleich der Messreihen der zwei Rundhalsflaschen ist insbesondere der große Unterschied zwischen den ermittelten Volumenströmen der Spülluft auffällig. Aufgrund der Vermutung, dass dies nicht allein auf das unterschiedliche Blasteilvolumen bzw. -material zurückzuführen ist, wurden für das Referenzblasteil 1-Liter-Rundhalsflasche zusätzliche Untersuchungen zum Drucklufteinsatz bei der inneren Blasteilkühlung durchgeführt. Diese umfassten drei weitere, an verschiedenen Tagen aufgenommene Messreihen des Spülluftvolumenstroms und des Blasdrucks sowie die Ermittlung der Zyklus- bzw. der Kühlzeit. Die ermittelten Werte werden in Abbildung 4.10 gegenüber gestellt.

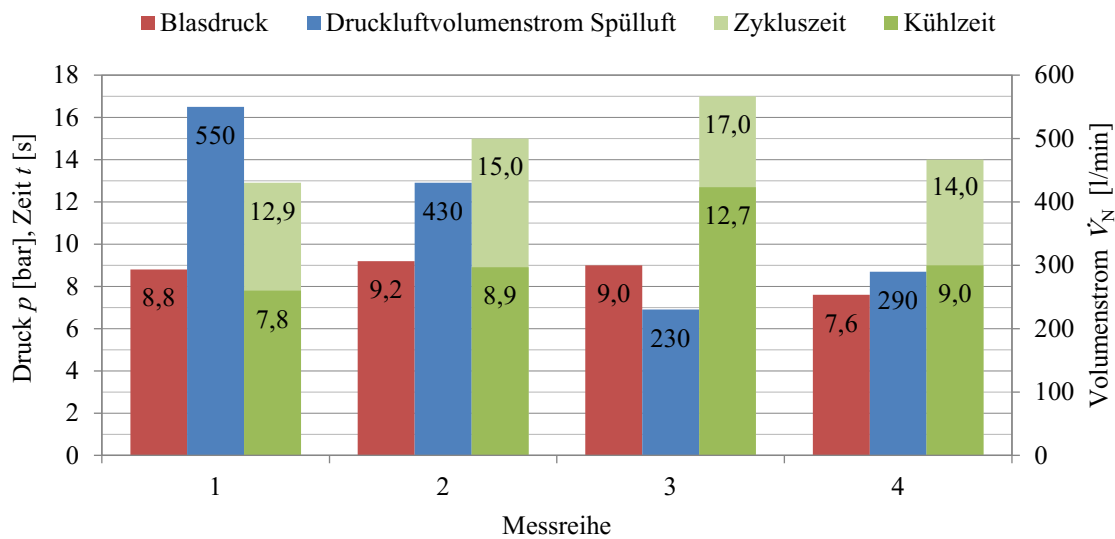


Abbildung 4.10: Ausgewählte Prozessparameter der Wiederholungsmessungen am Referenzblasteil 1-Liter-Rundhalsflasche [120]

Aus den Messergebnissen geht hervor, dass, obwohl die Untersuchungen an derselben Extrusionsblasformanlage bei der Herstellung des gleichen Blasteils durchgeführt wurden, zum Teil sehr unterschiedliche Werte auftreten. Während die Blasdrücke 7,6 und 9,2 bar variieren, zeigen die gemessenen Druckluftvolumenströme der Spülluft erhebliche Unterschiede von  $\dot{V}_{SL,N} = 230\text{--}550$  l/min auf. Dies spiegelt sich auch in den ermittelten Prozesszeiten wider, sodass bei größeren Volumenströmen Kühl- bzw. Zykluszeitverkürzungen festzustellen sind. Die dargelegte Varianz zwischen den einzelnen Messreihen ist aus prozesstechnischer Sicht jedoch nicht sinnvoll und weist auf eine eher unbewusste Prozessparameterwahl zur inneren Blasteilkühlung hin.

#### 4.2.4 Druckluftbedarf bei der Formgebung und der inneren Blasteilkühlung

Der Drucklufteinsatz des Extrusionsblasformprozesses unterteilt sich im Wesentlichen in den Druckluftbedarf zur Formgebung (Blasluft) und zur inneren Blasteilkühlung (Spülluft). Die erforderliche Druckluftmenge für die Formgebung ergibt sich aus dem Blasteilvolumen  $V_{BT}$  und dem notwendigen Umformdruck  $p_{WKZ}$ . Die bereits vor der Formgebung im Inneren der Vorform befindliche Luft wird hierbei zunächst vernachlässigt, da die Geometrie der Vorform vom Blasteil abhängt und selbst bei gleichen Blasteilen unterschiedliche Vorformgeometrien auftreten können. Mit den üblicherweise auftretenden Blasdrücken [3] von  $p_{WKZ} = 8\text{--}10$  bar (Überdruck) folgt entsprechend der Gleichung (4.4) ein auf den Normzustand bezogener spezifischer Blasluftaufwand von  $V_{BL,N} = 8,3\text{--}10,1$  l je Liter Blasteilvolumen.

$$V_{BL,N} = \frac{p_{WKZ} T_N}{p_N T_p} V_{BT} \quad (4.4)$$

mit  $p_N = 1,013$  bar,  $T_N = 273,15$  K,  $T_p = 293,15$  K

Der Druckluftaufwand der Spülluft  $V_{SL,N}$  wird nach Gleichung (4.5) aus dem Normvolumenstrom der Spülluft  $\dot{V}_{SL,N}$  und der Kühlzeit  $t_{kühl}$  des Blasteils berechnet.

$$V_{SL,N} = \dot{V}_{SL,N} t_{kühl} \quad (4.5)$$

Dabei wirken sich die genannten Prozessparameter nicht nur auf die erforderliche Druckluftmenge aus, sondern beeinflussen sich zusätzlich auch gegenseitig (vgl. Abbildung 4.10). Aus diesem Grund und der darüber hinaus festgestellten Varianz des Spüllufteinsatzes lässt sich derzeit keine allgemeingültige Aussage zum erforderlichen Druckluftaufwand zur inneren Blasteilkühlung treffen.

### 4.3 Ermittlung der auftretenden Energieströme

#### 4.3.1 Bereitstellung der Prozessmedien

Der Energieaufwand zur Bereitstellung der erforderlichen Prozessmedien Druckluft, Hydrauliköl und Kühlmittel ist ein wichtiger Bestandteil zur anschließenden Beurteilung der Gesamtbilanz des Extrusionsblasformens. So ist es nicht nur von Bedeutung, in welchem Maß die Prozessmedien dem Bilanzraum der Extrusionsblasformanlage (Abbildung 2.6) zugeführt werden, sondern auch, welcher energetische Aufwand zur Erzeugung der Prozessmedien benötigt wird.

### *Druckluft*

Wie bereits erwähnt, wird Druckluft für den Umformvorgang während der Formgebung sowie zur inneren Blasteilkühlung benötigt. Wegen des hohen Stellenwertes der Druckluft beim Blasformen, aber auch wegen der bekannten energieintensiven Erzeugung wird der erforderliche Energieaufwand zur Druckluftherzeugung  $W_{DLE}$  in der Anlage A ausführlich hergeleitet. Dabei kann die Luft für die während der Zustandsänderung auftretenden Druck- und Temperaturbereiche als ideales Gas (Realgasfaktor  $Z \approx 1$ , vgl. Werte in [108]) behandelt werden. Im Anschluss an die Druckluftherzeugung folgen mit der Trocknung und Filterung der Druckluft die Druckluftaufbereitung sowie die Druckluftverteilung im Betriebsnetz bis zu den Verbraucheranschlüssen, deren Energiebedarf und Verluste ebenfalls zu berücksichtigen sind. In der Summe ist daher der gesamte Energieaufwand zur Druckluftbereitstellung  $W_{DLB}$  vom Verdichter bis zum Verbraucheranschluss von Interesse.

Bei der Druckluftherzeugung wird durch einen Kompressor bzw. einen Verdichter Umgebungsluft angesaugt, auf den benötigten Druck verdichtet und in das Druckluftnetz eingespeist. Aufgrund der sehr schnellen Prozessabfolge im Kompressor verläuft die Verdichtung annähernd adiabat, d. h. ohne nennenswerten Wärmeaustausch mit der Umgebung. Zur Reduzierung der Verdichtungsarbeit und für eine geringere thermische Belastung der verbauten Komponenten wird der Verdichtungsprozess für Drücke  $p > 4\text{--}6$  bar in der Regel mehrstufig mit einer isobaren Zwischenstufenkühlung ausgeführt [121], wobei bei gleichen Stufendruckverhältnissen  $\psi_k$  der geringste Arbeitsaufwand aufzubringen ist [122]. Unter Berücksichtigung der am realen Verdichter auftretenden Verluste sowie über den isentropen Vergleichsprozess wird in der Anlage A der zur Druckluftherzeugung erforderliche Energieaufwand  $W_{DLE}$  ermittelt. Anhand der Gleichungen (A.24–A.26) lässt sich für die verschiedenen Bezugszustände Ansaugzustand (a), Normzustand (N) und Druckzustand (p) der spezifische Energieaufwand  $W_{DLE}^{**}$  je Liter Druckluft in Abhängigkeit des Betriebsdrucks für einen zweistufigen Verdichtungsprozess berechnen.

Darüber hinaus weisen die sich anschließende Druckluftaufbereitung (Trocknung, Filterung) sowie die Druckluftverteilung einen zusätzlichen Energiebedarf durch den elektrischen Energieaufwand des Kältetrockners sowie die Kompensation der Leitungsverluste und der Leckage auf. Der hierfür zu berücksichtigende Energieaufwand beläuft sich laut [123] auf 13,5 % der zur Bereitstellung der Druckluft erforderlichen Gesamtenergie. Der Gesamtenergieaufwand zur Druckluftbereitstellung  $W_{DLB}$  am Verbraucher ergibt sich demnach wie folgt:

$$W_{DLB} = \frac{W_{DLE}}{0,865} \quad (4.6)$$

Für die Betrachtung der Gesamtbilanz des Extrusionsblasformprozesses ist für den aufgestellten Bilanzraum im Weiteren die durch die Druckluft in das Gesamtsystem eingebrachte Energie von Interesse. Dies soll zunächst mit Hilfe eines Energieflussbildes zur Druckluftbereitstellung (Abbildung 4.11) veranschaulicht werden. Dabei stellen die Pfeildicken die Energiemenge der einzelnen Energieflüsse maßstäblich dar.

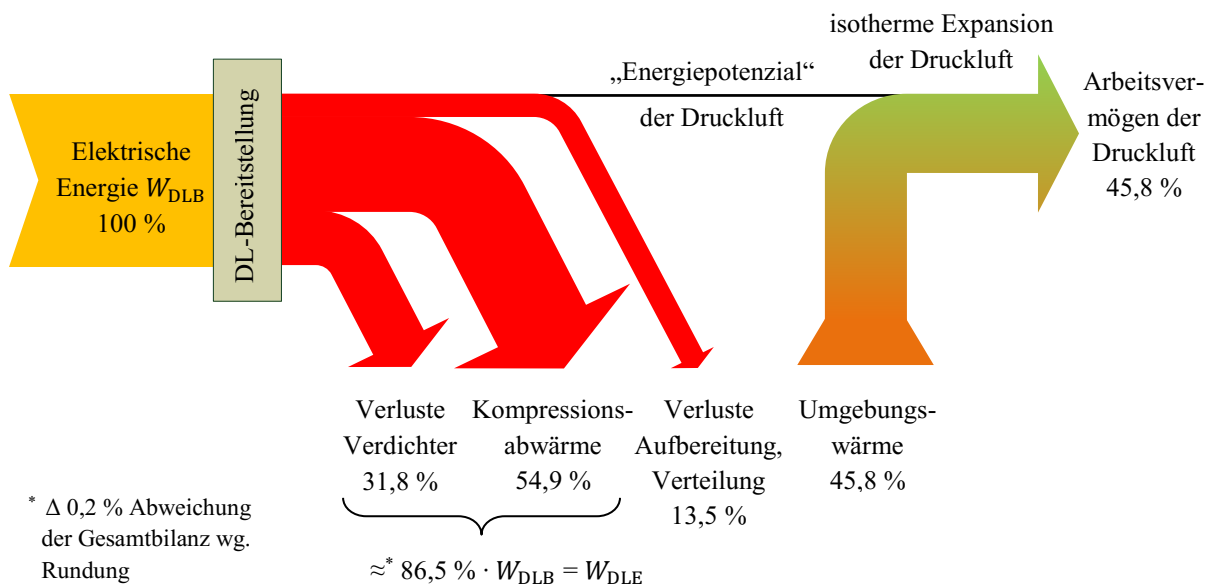


Abbildung 4.11: Energieflussdiagramm der Druckluftbereitstellung (in Anlehnung an [17])

Ausgehend von der zur Druckluftbereitstellung erforderlichen Energie  $W_{DLB}$  (100 % elektrische Energie) wird durch den Verdichter Umgebungsluft angesaugt und verdichtet. Gemäß des in der Anlage A über den isentropen Vergleichsprozess bestimmten Verdichtereffizienzwertes ( $\eta_{DLE,ges} = 0,632$ , Gl. A.21) treten Verdichterverluste von 36,8 % des Energieaufwands zur Druckluftherzeugung  $W_{DLE}$  auf. Bezogen auf den gesamten Energieaufwand zur Druckluftbereitstellung  $W_{DLB}$  entspricht dies 31,8 % der eingesetzten elektrischen Energie. Am Beispiel von 1 l verdichteter Luft mit einem Betriebsdruck von  $p_{betr} = 11,013$  bar ergeben sich gemäß Anlage A bei einer zweistufigen Verdichtung mit isobarer Zwischenkühlung folgende Zahlenwerte:

- Energieaufwand zur Druckluftherzeugung aus Gleichung (A.26):

$$W_{DLE} = 4958,5 \text{ J},$$

$$\text{mit } p_{betr} = 11,013 \text{ bar}, p_a = p_{umg} = 1,013 \text{ bar}, T_p = T_a = T_{umg} = 293,15 \text{ K}, V_p = 1 \text{ l},$$

- Energieaufwand zur Druckluftbereitstellung aus Gleichung (4.6):

$$W_{DLB} = \frac{W_{DLE}}{0,865} = 5732,4 \text{ J},$$

- Verdichterverluste während der Druckluftherzeugung:

$$W_{V,DLE} = W_{DLE} (1 - \eta_{DLE,ges}) = 1824,7 \text{ J}$$

mit  $\eta_{DLE,ges} = 0,632$ .

Weiter wird der Luft durch den Zwischen- bzw. Nachkühler die bei der isentropen Verdichtung auftretende Kompressionswärme entzogen. Die abgeführte Wärmemenge  $Q_{ab,DLE}$  berechnet sich mit der Ansaugtemperatur  $T_a$  (entspricht i. d. R. der Umgebungstemperatur  $T_{umg}$ ), der Drucklufttemperatur nach isentroper Verdichtung  $T_{it}$ , der Druckluftmasse  $m_{DL}$  und der über den Temperaturbereich von  $T_a$  bis  $T_{it}$  gemittelten spezifischen Wärmekapazität der Luft  $\bar{c}_{p,DL}|_{T_a}^{T_{it}}$  nach [122] wie folgt:

$$T_{it} = T_{umg} \left( \frac{p_p}{p_{umg}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{umg} \psi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (4.7)$$

$$Q_{ab,DLE} = m_{DL} \bar{c}_{p,DL}|_{T_{umg}}^{T_{it}} (T_{it} - T_{umg}) \quad (4.8)$$

mit  $T_a = T_{umg}$ .

Bei einem mehrstufigen Verdichtungsprozess, wie er auch in der Anlage A betrachtet wird, ist die abzuführende Gesamtwärmemenge über die Summe der an den einzelnen Verdichtungsstufen anfallenden Abwärme zu ermitteln. Für gleiche Stufendruckverhältnisse  $\psi_k$  ist die bei den einzelnen Verdichtungsstufen abzuführende Wärmemenge  $Q_{ab,k}$  identisch (vgl. Gleichungen 4.7, 4.8), sodass sich die Gesamtabwärme über die Stufenzahl  $i$  zu

$$Q_{ab,DLE,ges} = \sum_{k=1}^i Q_{ab,k} = i Q_{ab,k} \quad (4.9)$$

ergibt.

Für das o. g. Beispiel der zweistufigen Verdichtung ( $i = 2$ ) auf einen Betriebsdruck von  $p_{betr} = 11,013$  bar mit isobarer Zwischen-/Nachkühlung bis auf die Ansaugtemperatur  $T_a$  ergeben sich für 1 l verdichteter Luft folgende Werte:



- Wärmeabfuhr der einzelnen Druckstufe nach Gleichungen (4.7, 4.8, A.2):

$$T_{it,k} = T_{umg} \psi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 412,2 \text{ K},$$

$$Q_{ab,DLE,k} = m_{DL} \bar{c}_{p,DL} \Big|_{T_{umg}}^{T_{it}} (T_{it} - T_{umg}) = 1573,9 \text{ J}$$

mit  $\psi_k = \sqrt[i]{\frac{p_{betr}}{p_{umg}}} = 3,297$ ,  $i = 2$ ,  $\kappa = 1,4$ ,  $T_a = T_p = T_{umg} = 293,15 \text{ K}$ ,  $m_{DL} = \frac{p_p V_p}{R_S T_p}$ ,

$$R_S = 287,12 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}, \quad \bar{c}_{p,DL} \Big|_{T_{umg}}^{T_{it}} = 1,0104 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad (\text{Abbildung 4.4a bzw. Gl. B.27}),$$

- Gesamtwärmeabfuhr über den zweistufigen Verdichtungsprozess aus Gleichung (4.9):

$$Q_{ab,DLE,ges} = i Q_{ab,k} = 3147,8 \text{ J},$$

- Verhältnis der abzuführenden Gesamtabwärme zum Energieaufwand der Druckluftherzeugung/-bereitstellung:

bezogen auf die Druckluftherzeugung:  $\frac{Q_{ab,DLE,ges}}{W_{DLE}} 100 \% = 63,5 \%$ ,

bezogen auf die Druckluftbereitstellung:  $\frac{Q_{ab,DLE,ges}}{W_{DLB}} 100 \% = 54,9 \%$ .

Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass das Verhältnis der abgeführten Kompressionswärme zum Energieaufwand der Druckluftherzeugung annähernd dem in Anlage A (Gl. A.17–A.21) ermittelten Wirkungsgrad des Verdichters ( $\eta_{DLE,ges} = 0,632$ ) entspricht. Folglich wird die gesamte Energie zur Druckluftherzeugung durch die Verdichterverluste und die abgeführte Kompressionswärme aufgebraucht. Bei der Betrachtung zur Druckluftbereitstellung sind darüber hinaus die Verluste der Druckluftaufbereitung und Druckluftverteilung mit 13,5 % der zur Druckluftbereitstellung erforderlichen Energie zu berücksichtigen, die für das Zahlenbeispiel von 1 l verdichteter Luft mit einem Betriebsdruck von  $p_{betr} = 11,013 \text{ bar}$  einen Wert von  $W_{V,DLA} = 773,9 \text{ J}$  aufweisen (vgl. Abbildung 4.11). Angemerkt sei, dass bei Addition der abgeführten Energie eine geringfügige Differenz zum Energieaufwand der Druckluftbereitstellung auftritt, was auf die gemittelten Stoffwerte sowie auf die Rundung zurückzuführen ist.

Entsprechend der vorhergehenden Ausführungen kann der verdichteten Luft keine höhere Energie als der gleichen Luftmenge unter Umgebungsbedingungen zugeordnet werden, da der Luft im gleichen Maße Energie zu- und wieder abgeführt wird. Diese Tatsache wird beim

Vergleich mit der isothermen Zustandsänderung bestätigt, wobei während der Verdichtung eine Wärmemenge gleich der erforderlichen technischen Verdichtungsarbeit abzuführen ist, um die Fluidtemperatur konstant (isotherm) zu halten [122]. Dennoch ist Druckluft bekanntermaßen in der Lage, Arbeit zu verrichten, da sich bei der Verdichtung die Arbeitsfähigkeit der Luft gegenüber dem Umgebungszustand erhöht. Dieses Arbeitsvermögen wird erst zum Zeitpunkt der Expansion der Druckluft unter Wärmeentzug aus der Umgebung nutzbar (vgl. [17], [18], [26] und Abbildung 4.11). In welchem Umfang die Arbeitsfähigkeit der Druckluft verwertet wird, hängt von der Art der Zustandsänderung während der Expansion ab. Den idealen Fall stellt hierbei die isotherme Expansion dar, für welche sich die mit der Druckluft maximal zu verrichtende Arbeit  $W_{DL}$  nach [122] wie folgt berechnet:

$$W_{DL} = p_{\text{betr}} V_p \ln \frac{p_{\text{betr}}}{p_{\text{umg}}} = 2627,9 \text{ J} \quad (4.10)$$

mit  $p_{\text{betr}} = 11,013 \text{ bar}$ ,  $p_{\text{umg}} = 1,013 \text{ bar}$   $V_p = 1 \text{ l}$ .

Für das Zahlenbeispiel von 1 l Druckluft mit einem Betriebsdruck von  $p_{\text{betr}} = 11,013 \text{ bar}$  ergibt sich laut Gleichung (4.10) eine nutzbare Arbeit von 2627,9 J, was 45,8 % der zur Druckluftbereitstellung erforderlichen Energie entspricht (vgl. Abbildung 4.11).

Schlüssiger lässt sich der Sachverhalt des Arbeitsvermögens verdichteter Luft im Zusammenhang mit den während der Druckluftbereitstellung auftretenden Energieflüssen durch die thermodynamische Zustandsgröße Exergie  $E$  beschreiben, die ein Maß für die maximal leistbare Arbeit gegenüber dem Umgebungsniveau darstellt. Für ein strömendes Fluid (offenes System) ergibt sich die Exergie verschiedener Prozesszustände unter Vernachlässigung von Änderungen der kinetischen und potenziellen Energie nach [122] über

$$E = H - H_{\text{umg}} + T_{\text{umg}} (S_{\text{umg}} - S). \quad (4.11)$$

Für Luft als ideales Gas folgt:

$$E_{DL} = m_{DL} \bar{c}_{p,DL} \Big|_{T_{\text{umg}}}^T (T - T_{\text{umg}}) + m_{DL} T_{\text{umg}} \left( R_S \ln \frac{p}{p_{\text{umg}}} - \bar{c}_{p,DL} \Big|_{T_{\text{umg}}}^T \ln \frac{T}{T_{\text{umg}}} \right) \quad (4.12)$$

mit  $m_{DL} = \frac{p_p V_p}{R_S T_p}$ ,  $\bar{c}_{p,DL} \Big|_{T_{\text{umg}}}^T$  aus Abbildung 4.4a bzw. Gl. B.27,  $R_S = 287,12 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$ .

Ausgehend von dem zur Druckluftbereitstellung erforderlichen Aufwand an elektrischer Energie  $W_{DLB}$  (100 % Exergie) können entlang der Wirkungskette zur Druckluftbereitstellung für jeden Zustand der Exergiegehalt der Druckluft  $E_{DL}$ , die noch verfügbare elektrische Energie  $W_{\text{el,Rest}}$  und aus deren Summe die vorhandene Restexergie  $E_{\text{Rest}}$  ermittelt werden. Der

Exergieverlust  $E_V$  ergibt sich derweil aus der Differenz der Restexergien des aktuellen und des vorherigen Zustands. In der Tabelle 4.4 sind die Energien und Exergien der einzelnen Zustände mit den dazugehörigen Berechnungsparametern für 1 l Druckluft bei zweistufiger Verdichtung auf den Betriebsdruck  $p_{\text{betr}} = 11,013$  bar mit isobarer Zwischen-/Nachkühlung aufgeführt. Für die Werte der Restexergie und des Exergieverlusts werden zusätzlich die prozentualen Anteile an der ursprünglich vorhandenen Gesamtexergie (erforderlicher elektrischer Energieaufwand zur Druckluftbereitstellung  $W_{\text{DLB}}$ ) angeben.

Tabelle 4.4: Energien und Exergien entlang der Wirkungskette der Bereitstellung von 1 l Druckluft (Betriebszustand der Druckluft:  $V_p = 1$  l,  $p_{\text{betr}} = 11,013$  bar,  $T_p = 293,15$  K)

Zustand	Druck $p$ [bar]	Temperatur $T$ [K]	verfügbare Energie $W_{\text{el,Rest}}$ [J]	Energie- einsatz $W_{\text{el}}$ [J]	Exergie der Luft $E_{\text{DL}}$ [J]	Rest- exergie $E_{\text{Rest}}$ [J]	Exergie- verlust $E_V$ [J]
Ansaugzustand	1,013	293,15	5732,4 $= W_{\text{DLB}}$	-	0	5732,4 (100 %)	-
Verdichtung (1. Stufe)	3,34	412,2	3253,15	2479,25 $= \frac{W_{\text{DLE}}}{2}$	1566,95	4820,1 (84,1 %)	912,3 (15,9 %)
Isobare Kühlung (nach 1. Stufe)	3,34	293,15	3253,15	-	1313,95	4567,1 (79,7 %)	253,0 (4,4 %)
Verdichtung (2. Stufe)	11,013	412,2	773,9	2479,25 $= \frac{W_{\text{DLE}}}{2}$	2880,9	3654,8 (63,8 %)	912,3 (15,9 %)
Isobare Kühlung (nach 2. Stufe)	11,013	293,15	773,9	-	2627,9	3401,8 (59,3 %)	253,0 (4,4 %)
Aufbereitung	11,013	293,15	0	773,9 $= W_{\text{V,DLA}}$	2627,9	2627,9 (45,8 %)	773,9 (13,5 %)

Anhand der Werte in Tabelle 4.4 lässt sich analog zum Energieflussdiagramm ein Exergieflussdiagramm (Abbildung 4.12) erstellen.

Laut der Exergiebetrachtung verfügt die erzeugte und aufbereitete Druckluft über ein maximales Arbeitsvermögen von 45,8 % des zur Druckluftbereitstellung erforderlichen Energieaufwands, wobei das Arbeitsvermögen erst durch Wechselwirkungen mit der Umgebung nutzbar wird. Das entspricht exakt der im Rahmen des Energieflussdiagramms (Abbildung 4.11, Gleichung 4.10) ermittelten nutzbaren Arbeit bei einer isothermen Expansion.

Die vorangegangenen Ausführungen belegen, dass Druckluft aufgrund der in den thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten sowie der prinzipbedingten Wirkungsweise von Kompressoren ein überaus energieaufwendig zu erzeugendes Medium ist.

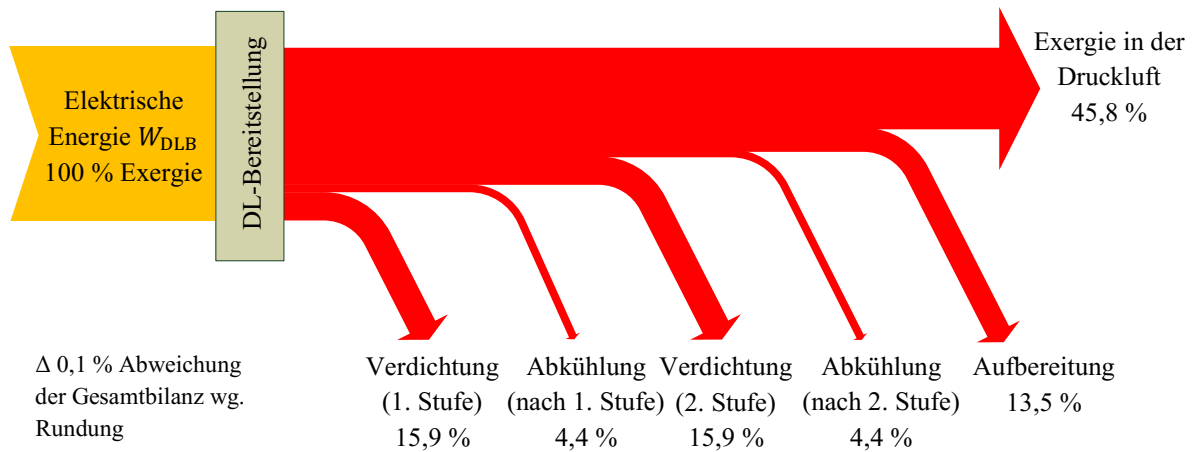


Abbildung 4.12: Exergieflussdiagramm der Druckluftbereitstellung

Für die Bilanzerstellung der einzelnen Teilprozesse sind im Weiteren die auf den Norm- bzw. den Druckzustand bezogenen volumenspezifischen Energiekenngrößen der Druckluftbereitstellung und -nutzung von Interesse, die der Tabelle 4.5 entnommen werden können.

Tabelle 4.5: Übersicht der volumenspezifischen Energiekenngrößen zur Druckluftbereitstellung in J/l (Betriebszustand der Druckluft:  $p_{\text{betr}} = 11,013 \text{ bar}$ ,  $T_p = 293,15 \text{ K}$ )

volumenspezifische Energiekenngröße	Druckluftvolumen bezogen auf den		Gleichungsbezug
	Normzustand (N) *	Druckzustand (p) **	
Energieaufwand zur Druckluftbereitstellung $W_{\text{DLB}}^{**}$	565,9	5732,4	Gl. (A.25, A.26, 4.6)
Kompressionsabwärme $Q_{\text{ab,DLE}}^{**}$	310,7	3147,8	Gl. (4.7-4.9)
Verdichterverluste $W_{\text{V,DLE}}^{**}$	180,1	1824,7	Gl. (A.21)
Verluste der Aufbereitung $W_{\text{V,DLA}}^{**}$	76,4	773,9	Gl. (4.6)
Exergie/Arbeitsvermögen der aufbereiteten Druckluft $E_{\text{DL}}^{**}$	259,4	2627,9	Gl. (4.10, 4.12)

\* Druckluftvolumen bezogen auf den Normzustand ( $p_N = 1,013 \text{ bar}$ ,  $T_N = 273,15 \text{ K}$ )  
 \*\* Druckluftvolumen bezogen auf den Druckzustand ( $p_{\text{betr}} = 11,013 \text{ bar}$ ,  $T_p = 293,15 \text{ K}$ )

Darüber hinaus ist bei der Erstellung der Gesamtbilanz des Blasformverfahrens die während der inneren Blasteilkühlung dem Blasteil entzogene Wärmemenge zu berücksichtigen. Diesbezüglich ist dem über die Bilanzgrenzen austretenden Luftstrom der zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Spülluft neben der Exergie der Druckluft  $E_{\text{DL}}$  zusätzlich die über das Blasteilinnere abgeführte Wärme  $Q_{\text{ab,IBK}}$  (siehe Kapitel 4.3.3) zuzuordnen.

*Hydraulik*

Die Hydraulik dient beim Extrusionsblasformprozess im Wesentlichen zum Öffnen, Schließen und Verspannen der Werkzeugschließeinheit. Die dazu erforderliche hydraulische Energie zur Versorgung der Antriebe stellt das Hydraulikaggregat bereit. Über eine Hydraulikpumpe wird Mineralöl aus dem Hydrauliktank angesaugt und unter Druck (üblicherweise 200–400 bar [124]) in das Leitungssystem gefördert. Hierbei wandelt sich die mechanische Energie des Pumpenantriebs in hydraulische Energie um und erzeugt so einen druckbeladenen Volumenstrom, den sog. Förderstrom [125]. Die hydraulische Energie des Förderstroms entspricht der Verschiebearbeit, die für den Transport des Fluids durch das Hydrauliksystem sowie zur Betätigung der hydraulischen Aktuatoren erforderlich ist und ergibt sich über das Produkt aus dem hydraulischen Druck  $p_{HY}$  und dem geförderten Fluidvolumen  $V_{HY}$  [124]. Nachdem an den Antrieben die Umwandlung der im Förderstrom vorhandenen Druckenergie in mechanische Arbeit erfolgt ist, wird das drucklose Öl in den Hydrauliktank zurückgeführt. Zusätzlich treten während der Durchströmung des Hydrauliksystems Reibungsverluste in den Rohrleitungen, Ventilen, Armaturen und hydraulischen Antrieben auf, was einen Druckabfall nach sich zieht. Dabei dissipiert ein Teil der Energie des Förderstroms in Wärme, die zusammen mit dem Öl in den Tank geleitet wird. Neben den genannten Reibungsverlusten können durch eine nicht bedarfsgerechte Bereitstellung des hydraulischen Förderstroms zusätzlich zum Teil erhebliche Verluste anfallen. So ist, um zu hohe Drücke und in der Folge Schäden im Leitungssystem zu vermeiden, der erzeugte, aber nicht benötigte Förderstrom über ein Druckbegrenzungsventil direkt in den drucklosen Tank zurückzuleiten. Hierbei wandelt sich die Energie des Förderstroms durch Drosselung nahezu vollständig in Wärme um [124]. Der Hydrauliktank dient demnach neben der Bevorratung auch zur Beruhigung und Abkühlung des Öls. In Abhängigkeit der benötigten Kühlleistungen erfolgt die Wärmeabfuhr über die Behälterwände ggf. mit der Unterstützung von Ventilatoren oder über einen mit Kühlwasser durchflossenen Wärmeübertrager [124]. Die für das Hydraulikaggregat relevanten Energieströme sind demnach die Antriebsenergie der Hydraulikpumpe, die aus dem Hydrauliktank abzuführende Abwärme sowie die in das Leitungssystem geführte hydraulische Energie des Förderstroms. Aus der Analyse der Maschinendatenblätter von Extrusionsblasformanlagen (Kapitel 4.2.2, Tabelle 4.2) geht hervor, dass zum Betreiben des Hydraulikaggregates durchschnittlich eine spezifische Antriebsleistung von  $W_{\text{antr, HY}}^* = 0,103 \text{ kWh/kg}$  und eine spezifische Kühlleistung von  $Q_{\text{ab, HY}}^* = 0,062 \text{ kWh/kg}$  erforderlich sind. Unter der Annahme, dass die aus dem Tank abzuführende Wärmemenge im Wesentlichen aus den Verlusten der Hydraulikpumpe und der direkten Entlastung des überschüssig erzeugten Förderstroms resultiert,

kann die dem System zugeführte nutzbare spezifische hydraulische Energie  $W_{\text{hyd,HY}}^*$  aus der Differenz der Antriebsleistung  $W_{\text{antr,HY}}^*$  und der erforderlichen Kühlleistung  $Q_{\text{ab,HY}}^*$  ermittelt werden:

$$W_{\text{hyd,HY}}^* = W_{\text{antr,HY}}^* - Q_{\text{ab,HY}}^* = 0,041 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}, \quad (4.13)$$

$$\text{mit } W_{\text{antr,HY}}^* = 0,103 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}, \quad Q_{\text{ab,HY}}^* = 0,062 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}.$$

Die dem System über den Förderstrom zugeführte hydraulische Energie wird an den Antrieben vollständig in mechanische Arbeit sowie in Reibungsarbeit umgewandelt, was bei der Gesamtbilanz des Extrusionsblasformverfahrens als abfließender Energiestrom in Form von Antriebsverlusten zu berücksichtigen ist.

### *Kühlmittel*

Beim Blasformverfahren wird das Kühlmittel in Form von Kühlwasser vorrangig zur werkzeugseitigen Blasteilkühlung eingesetzt. Dabei durchströmt das Kühlwasser die im Blasformwerkzeug konturnah eingelassenen Kühlkanäle und führt somit die vom Blasteil auf das Werkzeug übertragene Wärme ab. Das Kühlwasser zirkuliert im Kreislauf zwischen dem Werkzeug und einem Kühlaggregat, wobei für eine gleichmäßige Kühlung des Blasteils eine maximale Temperaturspreizung von  $\Delta T_{\text{KW}} = 2\text{--}5 \text{ K}$  [3], [5], [126] zwischen der Vor- und Rücklauftemperatur empfohlen wird. Über ein Kühlaggregat erfolgt die Rückkühlung des Kühlwassers auf die Vorlauftemperatur. Die eingesetzten Kühlaggregate zur Bereitstellung von Kühlwassertemperaturen von  $\vartheta_{\text{KW}} = 5\text{--}20 \text{ }^\circ\text{C}$ , wie sie u. a. zur Verarbeitung von PE und PP erforderlich sind (Tabelle 4.1), arbeiten üblicherweise nach dem Prinzip der Kompressionskälte (Abbildung 4.13).

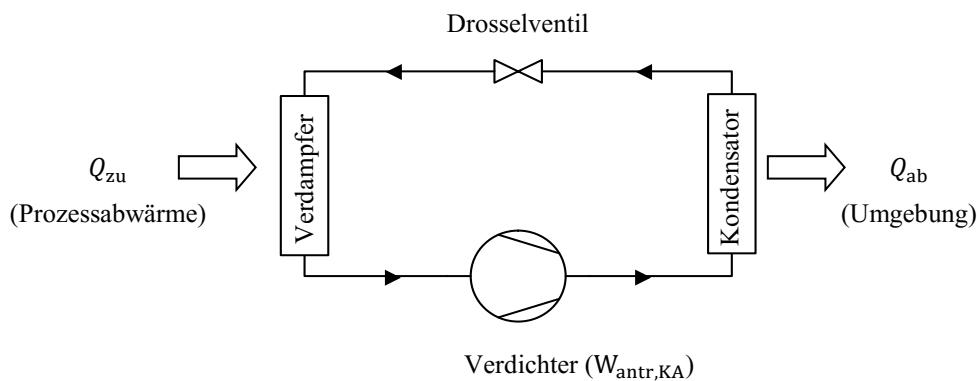


Abbildung 4.13: Anlagenschema einer Kompressionskältemaschine (in Anlehnung an [122])

Dabei wird in einem geschlossenen Kreislauf ein durch die Prozessabwärme erwärmtes und zu diesem Zeitpunkt gasförmiges Kältemittel zunächst verdichtet. In der Folge strömt das unter Druck stehende Kältemittel durch einen Kondensator, wodurch es sich unter Wärmeabfuhr an die Umgebung abkühlt und verflüssigt. Über ein Drosselventil expandiert das Kältemittel und verdampft anschließend bei niedriger Temperatur unter Aufnahme der Prozesswärme aus dem Kühlwasserkreislauf. Anschließend beginnt der Kreislauf von vorn.

Der Zusammenhang zwischen der Antriebsenergie des Kühlaggregates (bzw. des Verdichters) und der zur Verfügung stehenden Kühlleistung wird durch das Energy Efficiency Ratio (*EER*) beschrieben, das bei Kompressionskältemaschinen je nach Verdichterbauart und -größe Werte von  $EER = 2\text{--}12$  [44] aufweist. Mit der aus den Maschinendatenblättern ermittelten durchschnittlich erforderlichen spezifischen Kühlleistung  $Q_{ab,WKZ}^* = 0,2 \text{ kWh/kg}$  (Tabelle 4.2) und einer gewählten Leistungszahl  $EER = 5$  (mittleres *EER* für KKM mit Schraubenverdichter [44]) ergibt sich für die Kälteerzeugung zur Werkzeugkühlung ein spezifischer Energieaufwand von

$$W_{antr,KA}^* = \frac{Q_{ab,WKZ}^*}{EER} = 0,04 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \quad (4.14)$$

$$\text{mit } Q_{ab,WKZ}^* = 0,2 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}, \quad EER = 5.$$

Um mit einem ausreichenden Kühlwasserstrom in Verbindung mit einer akzeptablen Temperaturspreizung eine günstige Wärmeabfuhr aus dem Werkzeug zu gewährleisten, wird das Kühlwasser mit einem Druck von  $p_{KW} = 3 \text{ bar}$  (Tabelle 4.3) durch den Kühlkreis gepumpt [94], [127]. Die für die Kühlung erforderliche spezifische Kühlwassermenge  $m_{KW}^*$  berechnet sich mit der spezifischen Kühlleistung  $Q_{ab,WKZ}^*$ , der Temperaturspreizung im Vor- und Rücklauf  $\Delta T_{KW}$  und der spezifischen Wärmekapazität des Wassers  $c_{p,KW}$  über

$$m_{KW}^* = \frac{Q_{ab,WKZ}^*}{\bar{c}_{p,KW} \Delta T_{KW}} = 86,02 \frac{\text{kg}_{(KW)}}{\text{kg}_{(KST)}} \quad (4.15)$$

$$\text{mit } Q_{ab,WKZ}^* = 0,2 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}, \quad \Delta T_{KW} = 2 \text{ K [3]}, \quad \bar{c}_{p,KW} = 4,185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \text{ (Abbildung 4.5a).}$$

Mit der spezifischen Kühlwassermenge, der Dichte  $\rho_{KW}$  des Wassers und dem Wasserdruck  $p_{KW}$  im Kühlkreislauf kann für die spätere Gesamtbilanz des Extrusionsblasformens die spezifische hydraulische Energie  $W_{hyd,KW}^*$  des Kühlwasserförderstroms (vgl. Abschnitt Hydraulik) ermittelt werden, die für den Transport des Fluids durch den Kühlkreis notwendig ist und somit dem aufgestellten Bilanzraum zugeführt wird.

$$W_{\text{hyd,KW}}^* = p_{\text{KW}} V_{\text{KW}}^* = 0,0072 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \quad (4.16)$$

mit  $V_{\text{KW}}^* = \frac{m_{\text{KW}}^*}{\rho_{\text{KW}}}$ ,  $\rho_{\text{KW}}(\vartheta_{\text{KW}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}) \approx 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  (Abbildung 4.5b),  $p_{\text{KW}} = 3 \text{ bar}$ .

Aufgrund der im Kühlkreis auftretenden Druckverluste dissipiert ein Teil der Druckenergie des Kühlmittelstroms zu Wärme, die annähernd vollständig im Fluid verbleibt. Des Weiteren nimmt das Kühlwasser die aus dem Blasteil über die Werkzeugoberflächen abgeführte Wärme auf. Demnach entspricht die durch das Kühlwasser über die Bilanzgrenzen abgeführte Energie der Summe aus der dem System ursprünglich zugeführten hydraulischen Energie  $W_{\text{hyd,KW}}$  des Kühlwasserförderstroms und der über die Werkzeugkühlung aufgenommenen Wärme  $Q_{\text{ab,WKZ}}$  (siehe Kapitel 4.3.3). Nach dem Austritt aus dem Blasformwerkzeug wird der Kühlwasserstrom zurück zum Kühlaggregat geleitet, rückgekühlt und anschließend dem Werkzeug wieder zugeführt.

Die Kühlung des Extrudereinlaufs bzw. des Hydraulikaggregates erfolgt mit Kühlwassertemperaturen von  $\vartheta_{\text{KW}} = 18\text{--}35 \text{ }^\circ\text{C}$  [3], [42], die nicht zwingend den Einsatz von Kompressionskältemaschinen erfordern. Die Rückkühlung kann stattdessen durch Frei- oder Hybridkühlern ( $EER \leq 40$ ) bewerkstelligt werden [44], die im Vergleich zu Kompressionskältemaschinen ein Bruchteil des Energiebedarfs benötigen. Der für diese Kühlaufgaben erforderliche Energieaufwand beschränkt sich daher im Wesentlichen auf die Bereitstellung des benötigten Kühlwasserförderstroms zur Durchströmung der jeweiligen Kühlkreise. Mit den zugehörigen Kühlleistungen (Tabelle 4.2) ergeben sich über die Gleichungen (4.15, 4.16) somit die Energieaufwände von  $W_{\text{hyd,KW}}^* = 0,0016 \text{ kWh/kg}$  für die Extrudereinlaufkühlung bzw. von  $W_{\text{hyd,KW}}^* = 0,0047 \text{ kWh/kg}$  für die Kühlung des Hydraulikaggregates, was für die weiteren Betrachtungen vernachlässigbar gering ist bzw. sich außerhalb der aufgestellten Bilanzgrenze befindet.

### 4.3.2 Vorformerzeugung durch Extrusion

Zur Vorformerzeugung kommen beim Extrusionsblasformverfahren üblicherweise Einschneckenextruder zum Einsatz [3]. Über die rotierende Extruderschnecke wird das Kunststoffgranulat eingezogen, aufgeschmolzen und durch ein Extrusionswerkzeug zu einem Schmelzschlauch geformt, der anschließend konfektioniert als Vorform in das Blasformwerkzeug eingelegt und verarbeitet wird. Für eine energetische Bilanzierung des Extrusionsprozesses sind die Energieströme des Extruderantriebs  $W_{\text{antr,EX}}^*$ , der Extruderheizung  $Q_{\text{zu,EX}}^*$ , der



Extrudereinlaufkühlung  $Q_{ab,EXE}^*$ , auftretende Wärmeverluste  $Q_{V,EX}^*$  sowie die Enthalpieänderung  $\Delta h_{KST}$  des Kunststoffes zu berücksichtigen (Abbildung 4.14).

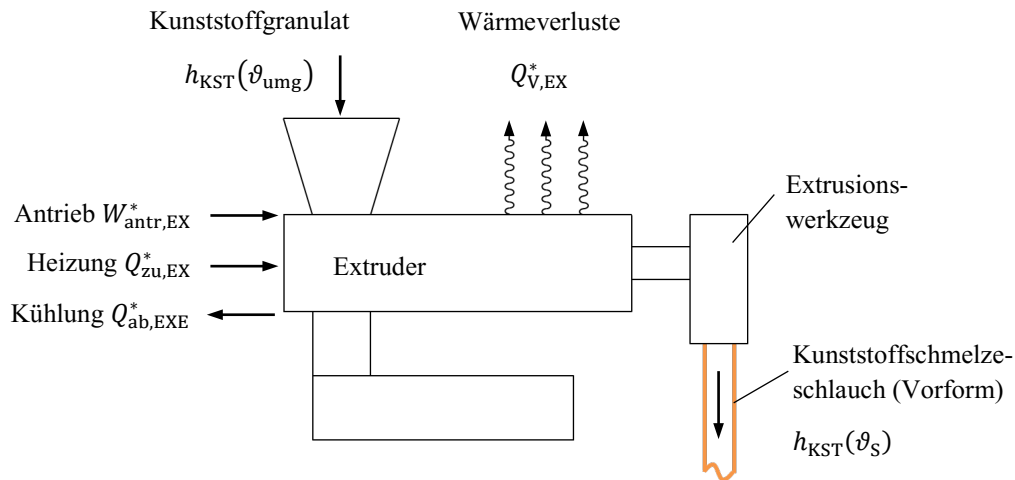


Abbildung 4.14: Spezifische Energieströme am Extruder

Die Bilanzgleichung des Extrusionsprozesses kann aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme nach [122] über

$$W_{t12} + Q_{12} = m \left( h_2 - h_1 + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right) \quad (4.17)$$

entsprechend Abbildung 4.14 wie folgt abgeleitet werden, wobei laut [54] die Änderungen der kinetischen und der potenziellen Energie im Verhältnis zur Enthalpieänderung vernachlässigbar gering sind:

$$W_{antr,EX}^* + Q_{zu,EX}^* + Q_{ab,EXE}^* + Q_{V,EX}^* = h_{KST}(\vartheta_S) - h_{KST}(\vartheta_{umg}) \quad (4.18)$$

$$\text{mit } h_{KST}(\vartheta_S) - h_{KST}(\vartheta_{umg}) \gg \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1).$$

Der spezifische Energieaufwand zur reinen Aufschmelzung des Kunststoffes entspricht der dabei auftretenden spezifischen Enthalpieänderung, die je nach Kunststofftyp sowie der jeweilig erforderlichen Verarbeitungstemperaturen verschieden ist und aus dem  $h$ - $T$ -Diagramm (Abbildung 4.2b) abgeleitet werden kann. Für das beim Extrusionsblasformen am häufigsten verarbeitete PE-HD [56], das in den weiteren Betrachtungen als Referenzmaterial herangezogen wird, sind in Abbildung 4.15 die über den Prozessablauf auftretenden spezifischen Enthalpieänderungen aufgetragen. Demnach beträgt der spezifische Energieaufwand zum Aufschmelzen und Erwärmen von der Umgebungstemperatur ( $\vartheta_{umg} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ) auf die erforderliche Schmelzetemperatur von  $\vartheta_S = 200 \text{ }^\circ\text{C}$  (Tabelle 4.1) ca.  $\Delta h_{KST} = 0,185 \text{ kWh/kg}$ . Zur

Überwindung der Strömungswiderstände im Extrusionswerkzeug ist in der Kunststoffschmelze zusätzlich ein Druckaufbau nötig, der bei einer Schmelzetemperatur von  $\vartheta_S = 200 \text{ °C}$  für den typischen Schmelzedruck von  $p_S = 300 \text{ bar}$  eine Enthalpieerhöhung des Kunststoffs um 6–7 % auf rund  $h_{\text{KST}} = 0,2 \text{ kWh/kg}$  bewirkt [56]. Im Extrusionswerkzeug selbst kommt es in der Folge zum Abbau des Schmelzedrucks, wobei die Druckenergie durch viskose Reibung vollständig in Wärme umgewandelt wird. Dieser Vorgang verläuft aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Kunststoffs annähernd adiabat [56], sodass unmittelbar nach dem Extrusionswerkzeug eine erhöhte Schmelzetemperatur von ca.  $\vartheta_S = 220 \text{ °C}$  (vgl. Abbildung 4.15) auftritt.

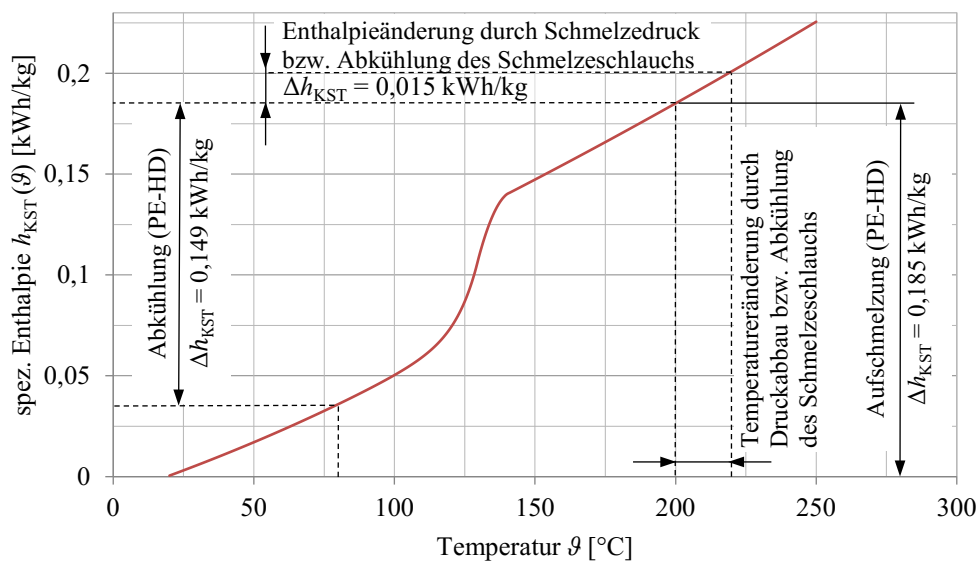


Abbildung 4.15: Spezifische Enthalpieänderungen von PE-HD während des Prozessablaufs

Während der Extrusion und der Übergabe der Vorform zum Blasformwerkzeug findet ein Wärmeentzug durch die Umgebung statt. Dabei sinkt im untersuchten Fall die Temperatur des Schmelzeschlauchs bis zum Zeitpunkt der sich anschließenden Formgebung wieder auf etwa  $\vartheta_{S,VF} = 200 \text{ °C}$  ab (vgl. Messwerte Tabelle 4.3). Die von der Vorform abgegebene Wärmemenge ergibt sich über die Enthalpieänderung zu  $Q_{\text{ab},VF}^* = 0,015 \text{ kWh/kg}$  (vgl. Abbildung 4.15). Für den weiteren Prozessablauf ist daher eine im Kunststoff der Vorform gespeicherte spezifische Wärmemenge entsprechend der spezifischen Enthalpie von  $Q_{VF}^* = 0,185 \text{ kWh/kg}$  zu berücksichtigen.

Der erforderliche Energieaufwand zum Aufschmelzen und zur weiteren Erwärmung bis auf die notwendige Schmelzetemperatur des Kunststoffs sowie zum Aufbau des Schmelzedrucks wird durch die mechanische Energie der rotierenden Extruderschnecke über Friktion und Kompression eingebracht, wofür eine spezifische elektrische Antriebsenergie von  $W_{\text{antr,EX}}^* =$

0,26 kWh/kg (Tabelle 4.2) ermittelt wurde. Je nach Betriebsweise des Extruders kann über Heiz- und Kühlzonen entlang des Schneckengehäuses dem Prozess zusätzlich Wärme zu- bzw. abgeführt werden, um Wärmeverluste auszugleichen bzw. um eine thermische Schädigung des Kunststoffes zu vermeiden. Darüber hinaus erfährt die Einlaufzone des Extruders eine aktive Kühlung, um ein vorzeitiges Aufschmelzen des Kunststoffgranulates im Einfülltrichter zu verhindern. Für eine zusätzliche Wärmezufuhr steht laut den analysierten Maschinendatenblättern eine spezifische Heizleistung von  $Q_{zu,EX}^* = 0,135$  kWh/kg (Tabelle 4.2) zur Verfügung, die im laufenden Prozess in dieser Höhe jedoch nicht erforderlich ist. Aus den in [55], [56] vorgestellten messtechnischen Untersuchungen geht vielmehr hervor, dass Heizleistungen von  $Q_{zu,EX}^* = 0,08$ – $0,11$  kWh/kg genügen. Der erforderliche spezifische Energieaufwand zur Vorformerzeugung ergibt sich folglich aus der Summe der spezifischen Antriebs- und Heizleistung zu  $W_{VFE}^* = 0,37$  kWh/kg, wovon rund 54 % für die notwendige Enthalpieerhöhung von  $\Delta h_{KST} = 0,2$  kWh/kg zum Aufschmelzen und Druckaufbau der Kunststoffschmelze im Extruder genutzt werden. Die verbleibenden 46 % der zugeführten Energie sind der Prozessabwärme des Extruders  $Q_{ab,EX}^* = 0,17$  kWh/kg zuzuordnen, wobei auf die Extrudereinlaufkühlung  $Q_{ab,EXE}^* = 0,044$  kWh/kg (Tabelle 4.2) und auf die Wärmeverluste  $Q_{V,EX}^* = 0,126$  kWh/kg zurückzuführen sind. In der Abbildung 4.16 ist die Energiebilanz des Extrusionsprozesses in Form eines Energieflussdiagrammes veranschaulicht.

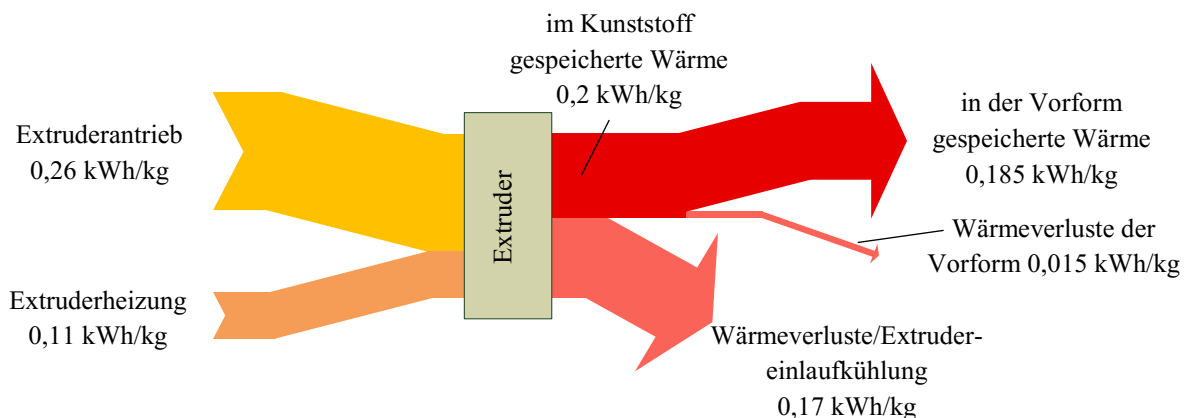


Abbildung 4.16: Energieflussdiagramm zur Energiebilanz der Vorformerzeugung (Extrusionsprozess), Referenzmaterial PE-HD (in Anlehnung an [55])

Dabei können die aufgeführten spezifischen Energieflüsse je nach Prozessführung variieren. So ist beispielsweise bei hohen Durchsätzen ggf. nur eine geringe bzw. keine zusätzliche Extruderheizung oder gar eine erzwungene Wärmeabfuhr erforderlich, um die benötigten Schmelzetemperaturen im Extruder einzustellen [56]. Dabei erfolgt die zum Aufschmelzen notwendige Erwärmung des Kunststoffes vollständig aus der dissipierten Antriebsenergie der

Extruderschnecke. Des Weiteren sei erwähnt, dass bei der Auswertung der Kenndaten der betrachteten Extruder keine Energiesparmaßnahmen wie ein isoliertes Schneckengehäuse o. ä. (vgl. Kapitel 2.2.2) berücksichtigt wurden, was sich auch an den ermittelten, in der Höhe nicht unerheblichen Wärmeverlusten am Extruder widerspiegelt.

### 4.3.3 Formgebung, Blasteilkühlung und Blasteilentformung

Beim Extrusionsblasformverfahren erfolgt unmittelbar nach der Vorformerzeugung die Übergabe der Vorform zum Blasformwerkzeug, in dem die Formgebung und die sich anschließende Blasteilkühlung stattfinden. Sobald das Blasteil bis zur erforderlichen Formstabilität abgekühlt ist, wird mit der Entformung des Blasteils der Prozesszyklus beendet. Für die Erstellung der Gesamtenergiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens sind die bei den genannten Teilprozessen auftretenden Energie- und Exergieströme (Abbildung 4.17) zu ermitteln.

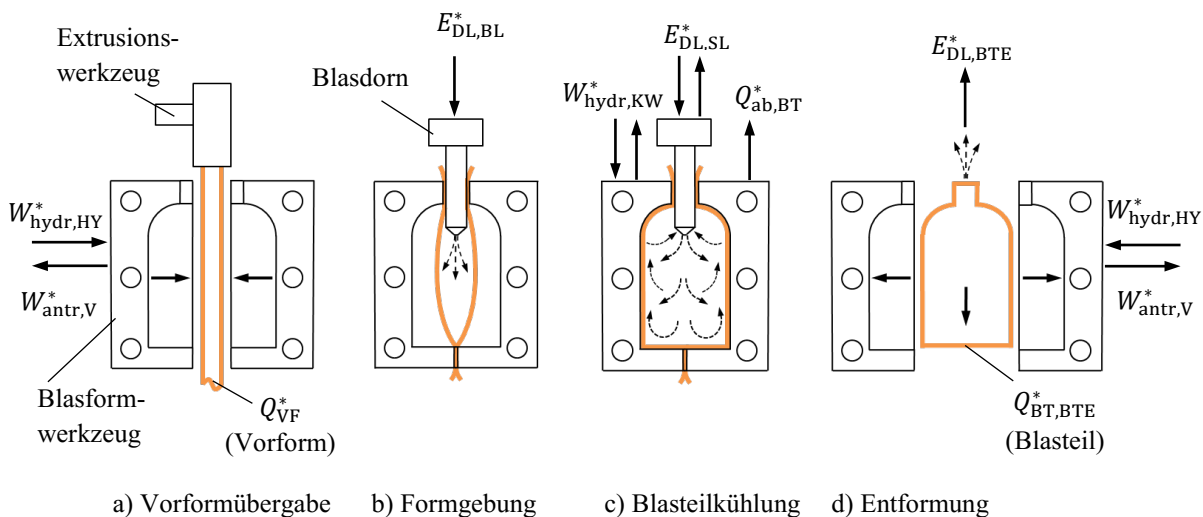


Abbildung 4.17: Während der Formgebung und der Blasteilkühlung auftretende spezifische Energie-/Exergieströme am Blasformwerkzeug

#### Formgebung

Nachdem das Blasformwerkzeug die Vorform aufgenommen hat sowie geschlossen und verspannt wurde, erfolgt die Formgebung. Hierzu wird über den Blasdorn bzw. über die Blasnadeln Druckluft (Blasluft) in das Vorforminnere geleitet, wodurch der Kunststoff aufgeweitet und gegen die Formflächen des Werkzeugs gepresst wird. Während der Formgebung werden dem Blasformwerkzeug die im Kunststoff gespeicherte Wärme der Vorform sowie die Exergie der Druckluft (Blasluft) zugeführt. Aus den Betrachtungen zur Vorformerzeugung geht hervor, dass durch die Vorform eine spezifische Wärme von  $Q_{VF}^* = 0,185 \text{ kWh/kg}$  (Abbildung 4.16) in das Werkzeug eingebracht wird.

Während der Formgebung wird dem Werkzeug die Exergie der Blasluft zugeführt, die sich im vollständig umgeformten und unter Druck stehenden Blasteil befindet. Dabei steht die Exergie der Blasluft  $E_{DL,BL}^{**}$  nicht im direkten Zusammenhang zur Blasteilmasse  $m_{BT}$ , sondern wird entsprechend der Gleichung (4.12) im Wesentlichen durch den Umformdruck  $p_{WKZ}$  und das Blasteilvolumen  $V_{BT}$  bestimmt. Um dennoch eine Vergleichbarkeit zu den auf die Blasteilmasse bezogenen Energiekenngrößen zu gewährleisten, wurde durch die Analyse eines typischen Blasteilsortimentes [128] ein durchschnittliches spezifisches Blasteilvolumen als Verhältnis des Blasteilvolumens zur Blasteilmasse von  $V_{BT}^* = 24,2 \text{ l/kg}$  ermittelt (Abbildung 4.18).

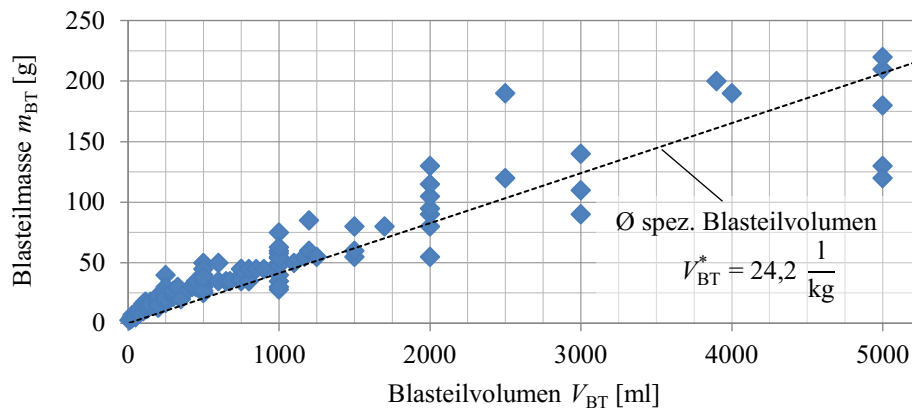


Abbildung 4.18: Masse-Volumenverteilung von Blasteilen zur Bestimmung des durchschnittlichen spezifischen Blasteilvolumens  $V_{BT}^*$

Mit dem spezifischen Blasteilvolumen  $V_{BT}^*$  können nachfolgend die Energie und die Exergie der Druckluft in Abhängigkeit der Blasteilmasse beschrieben werden. Für die weiteren Betrachtungen zur Energiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens ergeben sich aus den volumenbezogenen Energiekenngrößen der Tabelle 4.5 die massenspezifische Exergie  $E_{DL,BL}^*$  sowie der massenspezifische Energieaufwand  $W_{DLB,BL}^*$  zur Bereitstellung der zur Formgebung erforderlichen Druckluft wie folgt:

$$E_{DL,BL}^* = E_{DL,p}^{**} V_{BT}^* = 0,018 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \quad (4.19)$$

$$\text{mit } p_{WKZ} = 11,013 \text{ bar}, V_{BT}^* = 24,2 \frac{\text{l}}{\text{kg}}, E_{DL,p}^{**} = 2627,9 \frac{\text{J}}{\text{l}},$$

$$W_{DLB,BL}^* = W_{DLB,p}^{**} V_{BT}^* = 0,039 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \quad (4.20)$$

$$\text{mit } p_{WKZ} = 11,013 \text{ bar}, V_{BT}^* = 24,2 \frac{\text{l}}{\text{kg}}, W_{DLB,p}^{**} = 5732,4 \frac{\text{J}}{\text{l}}.$$

### *Blasteilkühlung*

Die Kühlphase schließt sich der Formgebung nahtlos an, sobald der Kunststoff durch die Druckbeaufschlagung des Vorforminneren an die gekühlte Werkzeugkontur gepresst wird. Neben der werkzeugseitigen Kühlung kann durch eine Druckluftspülung des Blasteilinneren (Spülluftverfahren) zusätzlich eine innere Wärmeabfuhr erfolgen. Hinsichtlich der Energiebilanz ist die dem Kunststoff des Blasteils zu entziehende Wärme anteilig den Energieströmen des Kühlwassers der werkzeugseitigen Kühlung und der Druckluft (Spülluft) der inneren Blasteilkühlung zuzuordnen.

Während der Blasteilkühlung ist der Kunststoff von der Schmelzetemperatur der Vorform bis auf die Entformungstemperatur abzukühlen. Die dafür erforderliche abzuführende Wärmemenge entspricht der Enthalpieänderung des eingesetzten Kunststoffs und kann über die Verarbeitungstemperaturen (Tabelle 4.1) aus dem Enthalpiediagramm (Abbildung 4.15) abgeleitet werden. Am Beispiel des Referenzkunststoffs PE-HD ist dem Blasteil bei der Abkühlung von einer Schmelzetemperatur von  $\vartheta_s = 200 \text{ °C}$  bis auf eine Entformungstemperatur von  $\vartheta_{\text{entf}} = 80 \text{ °C}$  eine spezifische Wärmemenge von  $Q_{\text{ab,BT}}^* = 0,149 \text{ kWh/kg}$  zu entziehen. In welchem Verhältnis sich die abzuführende Wärmemenge auf die werkzeugseitige bzw. auf die innere Blasteilkühlung aufteilt, ist von der Blasteilform und -dicke sowie von den Kühlverhältnissen abhängig. Wesentliche Einflussfaktoren sind neben der Blasteilwandstärke und der Gestaltung der werkzeugseitigen Kühlung (Kühlkanalanordnung, Kühlwassertemperatur, Strömungsgeschwindigkeit etc.) die zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Drucklufttemperaturen und -volumenströme sowie die im Blasteilinneren auftretenden lokalen Strömungs- und Wärmeübergangsverhältnisse. Wegen der komplexen Zusammenhänge wird an dieser Stelle auf eine ausführliche Betrachtung verzichtet. Zur Erstellung der Energiebilanz sollen Annahmen zur Aufteilung der über die werkzeugseitige bzw. die innere Blasteilkühlung abgeführten Wärmemengen genügen. Auf Grundlage der in [71] abgeschätzten inneren Wärmeübergangskoeffizienten und der dort damit durchgeführten integralen Berechnungen zur Wärmeabfuhr werden im Weiteren der Werkzeugkühlung 84,2 % ( $Q_{\text{ab,WKZ}}^* = 0,125 \text{ kWh/kg}$ ) und der inneren Blasteilkühlung 15,8 % ( $Q_{\text{ab,IBK}}^* = 0,024 \text{ kWh/kg}$ ) der insgesamt abzuführenden Wärme zugeordnet.

Wie bereits im Abschnitt 4.3.1 angemerkt, sind zusätzlich zu den anteilig abgeführten Wärmemengen die von den Kühlmedien in den Bilanzraum eingetragenen Energien zu berücksichtigen. Hierbei wird bei der Werkzeugkühlung eine hydraulische Energie des Kühlwasserförderstroms in Höhe von  $W_{\text{hyd,KW}}^* = 0,0072 \text{ kWh/kg}$  (Gleichung 4.16) über die Bilanzgrenze

zugeführt. Durch innerhalb des Kühlkreises auftretende Druckverluste dissipiert ein Teil der hydraulischen Energie, wobei die zugeführte Energie in Summe annähernd vollständig im Kühlwasser enthalten bleibt. Folglich ergibt sich die durch das Kühlwasser über die Bilanzgrenzen abgeführte spezifische Energie aus der zugeführten hydraulischen Energie des Kühlwasserförderstrom und der vom Kühlwasser anteilig aufgenommenen Wärme zu  $W_{ab,KW}^* = 0,1322$  kWh/kg. Zur Ermittlung des Gesamtenergieaufwands des Extrusionsblasformverfahrens ist zusätzlich der spezifische Energieaufwand zur Bereitstellung des benötigten Kühlwassers mittels Kompressionskältemaschinen von Interesse, der sich laut Gleichung (4.14) auf  $W_{antr,KA}^* = 0,04$  kWh/kg beläuft.

Die während der inneren Blasteilkühlung durch die Spülluft in den Bilanzraum eingebrachte Exergie kann mit der aufgewandten Druckluftmenge sowie dem erforderlichen Druck der Spülluft ermittelt werden. Über die im Kapitel 4.2.3 bestimmten Prozesskenngrößen der Referenzblasteile (Abbildung 4.10, Tabelle 4.3) ergeben sich die spezifische Exergie der Spülluft  $E_{DL,SL}^*$  sowie der spezifische Energieaufwand zur Bereitstellung der für die innere Blasteilkühlung erforderlichen Druckluft  $W_{DLB,SL}^*$  (Tabelle 4.6).

Tabelle 4.6: Über Prozesskenngrößen der Referenzblasteile (Abbildung 4.10, Tabelle 4.3) berechnete spezifische Energie- und Exergiekenngrößen der zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Spülluft

Referenzblasteil Rundhalsflasche	1 Liter				0,5 Liter
	1	2	3	4	
Messreihe	1	2	3	4	-
Druck $p_{WKZ}$ [bar]	8,8	9,2	9,0	7,6	9,4
Volumenstrom $\dot{V}_{SL,N}$ [l/min]	550	430	230	290	190
Kühlzeit $t_{kühl}$ [s]	7,8	8,9	12,7	9,0	7,0
Blasteilmasse $m_{BT}$ [g]	50	50	50	50	38
Druckluftaufwand $V_{SL,N}$ [l] (Gl. 4.5)	71,5	63,8	48,7	43,5	22,2
Exergie $E_{DL,SL}$ [kWh] (Gl. 4.12)	0,0047	0,0043	0,0032	0,0026	0,0015
	Ø 0,0033				
spez. Exergie $E_{DL,SL}^*$ [kWh/kg]	0,094	0,086	0,064	0,052	0,039
	Ø 0,067				
spez. Energieaufwand Druckluftbereitstellung $W_{DLB,SL}^*$ [kWh/kg] (Gl. A.25, 4.6)	0,200	0,183	0,138	0,112	0,085
	Ø 0,144				

Wie bereits in Kapitel 4.2.3 angemerkt, weisen die Prozessparameter der inneren Blasteilkühlung zwischen den Messreihen zum Teil starke Schwankungen auf, was sich gleichermaßen auf die spezifischen Energiegrößen auswirkt. Für die Erstellung der Energiebilanz werden daher die Durchschnittswerte der berechneten Energiekenngrößen verwendet. Die für den

Gesamtenergieaufwand des Extrusionsblasformverfahrens relevante spezifische Energie zur Druckluftbereitstellung der erforderlichen Spülluft beläuft sich auf  $W_{DL,SL}^* = 0,144$  kWh/kg. Die bei der inneren Blasteilkühlung in den Bilanzraum zugeführte spezifische Exergie der Spülluft beträgt  $E_{DL,SL}^* = 0,067$  kWh/kg. Die nach Durchströmung des Blasteilinneren mit der Spülluft über die Bilanzgrenzen abgeführte Energie  $W_{ab,SL}^*$  entspricht der über das Blasteilinnere von der Spülluft aufgenommenen Wärme  $Q_{ab,IBK}^* = 0,09$  kWh/kg, währenddessen die Exergie der Spülluft durch das Drosselventil der Abluftleitung vollständig vernichtet wird.

##### *Blasteilentformung*

Nachdem der Kunststoff bis auf die Entformungstemperatur abgekühlt ist und die entsprechende Formstabilität aufweist, folgt die Entformung des Blasteils. Hierzu wird die Druckluftzufuhr zum Blasteilinneren unterbrochen und das noch unter Druck stehende Blasteilinnere entlüftet. Sobald sich im Blasteil Umgebungsdruck einstellt, wird das Werkzeug geöffnet und das Blasteil ausgestoßen. Im Rahmen der Energiebilanz sind daher die Exergie der zum Zeitpunkt der Entlüftung noch im Blasteilinneren befindlichen Druckluft sowie die im Kunststoff des Blasteils gespeicherte Restwärme zu beachten (vgl. Abbildung 4.17).

Während der Entlüftung expandiert die Druckluft schlagartig und strömt ungenutzt aus dem Blasteil. Hierbei verrichtet die Druckluft Volumenänderungsarbeit an der Umgebung, wobei sich die Exergie der Druckluft vollständig abbaut. Die bei der Entformung im Kunststoff des Blasteils gespeicherte Restwärme ist als eine aus dem Bilanzraum abgeführte Energie zu berücksichtigen. Die mit dem Blasteil abgeführte Wärmemenge resultiert aus der zwischen der Entformungs- und der Umgebungstemperatur auftretenden Enthalpieänderung des eingesetzten Kunststoffs und kann mit den bekannten Verarbeitungstemperaturen (Tabelle 4.1) über das Enthalpiediagramm (Abbildung 4.15) bestimmt werden. Für das betrachtete Referenzmaterial PE-HD beträgt bei einer Entformungstemperatur von  $\vartheta_{entf} = 80$  °C und einer Umgebungstemperatur  $\vartheta_{umg} = 20$  °C die im Blasteil enthaltene spezifische Restwärmemenge  $Q_{BT,BTE}^* = 0,036$  kWh/kg.

##### *Werkzeugbewegungen*

Der Energieeinsatz für die während der Formgebung und der Blasteilentformung durchzuführenden Werkzeugbewegungen wird anhand hydraulisch betätigter Werkzeugschließeinheiten hergeleitet. Die erforderliche Antriebsenergie der hydraulischen Aktuatoren wird dabei für die einzelnen Werkzeugbewegungen zum Schließen, Verspannen und Öffnen des Blasformwerk-



zeugs zusammengefasst betrachtet. Die dafür benötigte spezifische hydraulische Energie des Förderstroms ist im Kapitel 4.3.1 mit  $W_{\text{hyd,HY}}^* = 0,1 \text{ kWh/kg}$  (Gleichung 4.13) ermittelt worden. Während der Werkzeugbewegungen wird die dem Bilanzraum zugeführte hydraulische Energie in den Antrieben in mechanische Arbeit umgewandelt und letztendlich aufgrund der bei den Bewegungen zu überwindenden Reibungskräfte dissipiert. Die dabei auftretende Wärme verlässt den Bilanzraum über das Hydrauliköl bzw. durch Wärmeübertragung an die Umgebung. Daher ist bei der Bilanzierung eine Energieabfuhr in gleicher Höhe der hydraulischen Energie des zugeführten Förderstroms von  $0,1 \text{ kWh/kg}$  vorzusehen, die im Weiteren als Antriebsverlust  $W_{\text{antr,V}}^*$  bezeichnet wird. Darüber hinaus ist zur Erzeugung des hydraulischen Förderstroms ein Energieaufwand in Höhe der spezifischen Antriebsleistung des Hydraulikaggregates mit  $W_{\text{antr,HY}}^* = 0,23 \text{ kWh/kg}$  (Kapitel 4.2.2, Tabelle 4.2) zu berücksichtigen.

Für die Aufstellung der Gesamtbilanz sind in Tabelle 4.7 alle erforderlichen, bei der Formgebung, Blasteilkühlung und Blasteilentformung auftretenden spezifischen Energiekennwerte zusammenfassend aufgeführt.

Tabelle 4.7: Spezifische Energiekennwerte der Formgebung, Blasteilkühlung und Blasteilentformung in kWh/kg, Referenzmaterial PE-HD

Teilprozess	spezifische Energiewerte der Teilprozesse	
Formgebung	im Kunststoff der Vorform gespeicherte Wärme $Q_{\text{VF}}^*$	0,185
	Exergie der Druckluft (Blasluft) zur Formgebung $E_{\text{DL,BL}}^*$	0,018
	Energieaufwand zur Blasluftbereitstellung $W_{\text{DLB,BL}}^*$	0,039
Blasteil- kühlung	vom Blasteil abzuführende Gesamtwärmemenge $Q_{\text{ab,BT}}^*$	0,149
	anteilig über Werkzeugkühlung abgeführte Wärme $Q_{\text{ab,WKZ}}^*$	0,125
	anteilig über innere Blasteilkühlung abgeführte Wärme $Q_{\text{ab,IBK}}^*$	0,024
	hydraulische Energie des Kühlwasserförderstroms $W_{\text{hyd,KW}}^*$	0,0072
	Energieaufwand zur Kühlwasserbereitstellung $W_{\text{antr,KA}}^*$	0,04
	Exergie der Druckluft (Spülluft) zur inneren Blasteilkühlung $E_{\text{DL,SL}}^*$	0,067
	Energieaufwand zur Druckluftbereitstellung (Spülluft) $W_{\text{DLB,SL}}^*$	0,144
Blasteil- entformung	Exergie der Druckluft im Blasteilinneren $E_{\text{DL,BTE}}^*$	0,018
	im Kunststoff des Blasteils enthaltene Restwärme $Q_{\text{BL,BTE}}^*$	0,036
Werkzeug- bewegung	hydraulische Energie des Hydraulikförderstroms $W_{\text{hyd,HY}}^*$	0,1
	Energie zur Erzeugung des hydraulische Förderstroms $W_{\text{antr,HY}}^*$	0,23
	Antriebsverluste $W_{\text{antr,V}}^*$	0,1

### 4.4 Gesamtenergiebilanz und energetische Schwachstellen

Anhand der im vorangegangenen Kapitel im Detail betrachteten Energien kann die Gesamtenergiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens aufgestellt werden. Die Grundlage bildet der im Kapitel 2.1 aufgestellte Bilanzraum (Abbildung 2.6). Für eine ganzheitliche Erfassung des Energiebedarfs beim Extrusionsblasformverfahren sind auch die erforderlichen Energieaufwände zur Erzeugung der jeweiligen Prozessmedien zu beachten. Folglich werden die Antriebsenergien des Kompressors, des Kühlaggregates sowie des Hydraulikaggregates in der Gesamtbilanz mit aufgeführt, während die im Kapitel 4.3.1 ausführlich dargestellten Energien wie Abwärme oder Antriebsverluste der Nebenprozesse keine Berücksichtigung finden. Durch die Zusammenführung der bei den Teil- und Nebenprozessen auftretenden Energien ergibt sich die Gesamtenergiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens, die in Abbildung 4.19 als Energieflussdiagramm veranschaulicht ist. Eine Besonderheit stellt hierbei die Druckluft dar. Wie in Kapitel 4.3.1 aufgezeigt, kann der Druckluft zwar Exergie und damit Arbeitsvermögen jedoch keine höhere Energie als der Umgebung zugeordnet werden. Daher wird die Druckluft im Energieflussdiagramm nur als Linie abgebildet. Für eine Vergleichbarkeit sowie für eine allgemeingültige Aussagekraft der Angaben sind die Energiekennwerte einheitlich als spezifische, auf die Masse des verarbeiteten Kunststoffes bezogene Größen aufgeführt. Dabei wurden die Energiekennwerte basierend auf Maschinendatenblätter und messtechnischen Untersuchungen an Referenzblasteilen ermittelt und dienen als durchschnittliche Richtwerte. Im speziellen Anwendungsfall können daher Abweichungen auftreten.

Laut Abbildung 4.19 weist das Extrusionsblasformen im betrachteten Fall einen spezifischen Gesamtenergiebedarf von 0,823 kWh/kg auf. Dem Extruder ist zur Vorformerzeugung mit rund 45 % (0,37 kWh/kg) der größte Anteil der erforderlichen Gesamtenergie bereitzustellen. Auffällig ist, dass lediglich 0,2 kWh/kg der dem Extruder zugeführten Energie zum Aufschmelzen des Kunststoffes und zum Bilden des Schmelzeschlauchs (Vorform) genutzt werden und als im Kunststoff gespeicherte Wärme vorliegt. Die Differenz (0,17 kWh/kg) entspricht den entlang des Extruders auftretenden Wärmeverlusten, was als eine der energetischen Schwachstellen des Extrusionsblasformverfahrens anzusehen ist. Darüber hinaus erfährt die Vorform während der Extrusion bzw. der Übergabe an das Blasformwerkzeug einen Wärmeverlust, der jedoch unvermeidlich ist und im Vergleich mit 0,015 kWh/kg gering ausfällt.

Den zweithöchsten Energieaufwand erfordert mit 0,23 kWh/kg (27,9 %) die Hydraulik der Werkzeugschließereinheit, wovon mit 0,1 kWh/kg weniger als die Hälfte als nutzbare hydraulische Energie dem Bilanzraum zugeführt und den hydraulischen Antrieben zur Verfügung ge-

stellt wird. Dies lässt auf eine ineffiziente Betriebsweise des Hydrauliksystems schließen. Die dargestellten Antriebsverluste sind hingegen als mechanische Nutzarbeit zusammen mit den auftretenden Reibungsverlusten der hydraulischen Antriebe zu verstehen (vgl. Kapitel 4.3).

Der Erzeugung der zur Formgebung und zur inneren Blasteilkühlung benötigten Druckluft ist mit 0,183 kWh/kg (22,2 %) ebenfalls ein maßgeblicher Anteil des erforderlichen Gesamtenergieaufwands beim Extrusionsblasformverfahren zuzuordnen. Dabei weist die Exergie der in Summe während des Prozessablaufs in den Bilanzraum zugeführten Druckluft mit 0,085 kWh/kg jedoch nur 46 % der zur Druckluftherzeugung erforderlichen Energie auf. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass derzeit die Druckluft nach dem Prozessdurchlauf trotz des dann noch vorhandenen Druckniveaus ohne weitere Nutzung an die Umgebung abgeführt wird. Aufgrund der energieintensiven Druckluftherzeugung, des hohen Drucklufterinsatzes sowie der Gegebenheit, dass die Druckluft nach dem Prozessablauf ohne weitere Nutzung an die Umgebung geleitet wird, stellt der Drucklufterinsatz beim Extrusionsblasformverfahren aus energetischer Sicht ebenfalls eine Schwachstelle dar.

Die Bereitstellung des Kühlwassers stellt mit 0,04 kWh/kg (4,9 %) den deutlich geringsten Energieaufwand dar. Dabei wird dem Bilanzraum über den Kühlkreislauf die hydraulische Energie des Kühlwasserstroms in Höhe von 0,0072 kWh/kg gleichermaßen zu- wie abgeführt. Folglich ist der Kühlwasserbereitstellung und -verteilung aus energetischer Sicht eine untergeordnete Rolle zuzuordnen.

Des Weiteren tritt während der Blasteilkühlung die aus dem Blasteil abzuführende Wärme (0,149 kWh/kg) aus dem Bilanzraum aus, die anteilig dem Kühlwasser der Werkzeugkühlung mit 0,125 kWh/kg und der zur inneren Wärmeabfuhr eingesetzten Spülluft mit 0,024 kWh/kg zugeordnet wird.

Bei der abschließenden Blasteilentformung ist die im Blasteil gespeicherte Restwärme von 0,036 kWh/kg als eine dem Bilanzraum abzuführende Energie zu berücksichtigen.

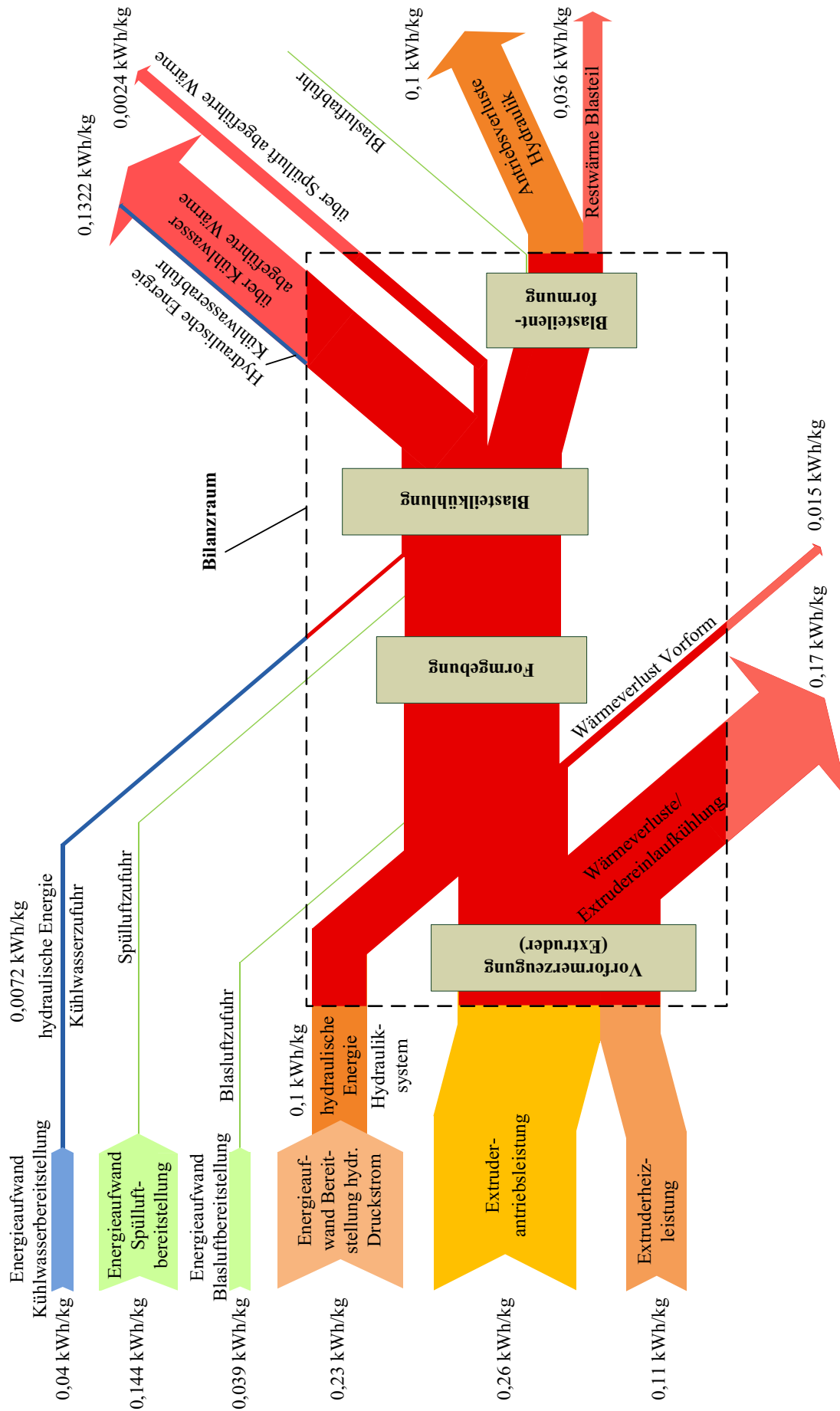


Abbildung 4.19: Energieflussdiagramm der Gesamtenergiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens

Zusammenfassend lassen sich anhand der Gesamtenergiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens die am Extruder auftretenden Wärmeverluste, die ineffiziente Betriebsweise des Hydraulikaggregates sowie der hohe Bedarf an energetisch aufwendig zu erzeugender Druckluft als die wesentlichsten energetischen Schwachstellen des Verarbeitungsprozesses identifizieren.

Wie in Kapitel 2.2 aufgezeigt, existieren für den Extruder und das Hydrauliksystem eine Reihe von effizienzsteigernden Maßnahmen. Dabei sind insbesondere für Bestandsanlagen älterer Baujahre, die in der Bilanzerstellung betrachtet wurden, die Isolierung des Extruders sowie geregelte Hydraulikpumpen wirkungsvolle und verhältnismäßig einfach umzusetzende Maßnahmen. So können durch Isolationsmanschetten am Schneckenzyylinder des Extruders die Wärmeverluste verringert und eine Reduzierung der Heizleistung um bis zu 40 % erzielt werden. Durch den Einsatz von drehzahlvariablen Verstellpumpen bzw. servohydraulischen Konstantpumpen sind beim Hydrauliksystem Effizienzsteigerungen von bis zu 45 % möglich.

Hinsichtlich des Druckluftaufwands sind dagegen weder für den Formgebungsprozess (Blasluft) noch für die mittels Spülluftverfahren durchgeführte innere Blasteilkühlung des Extrusionsblasformverfahrens Maßnahmen für einen effizienteren Einsatz des energieintensiv zu erzeugenden Prozessmediums Druckluft bekannt.

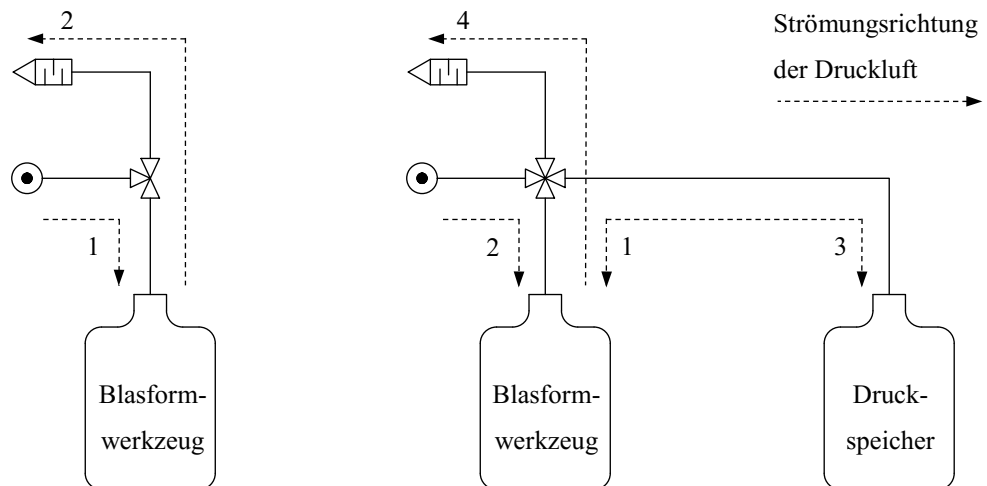
Das Ziel der weiteren Betrachtungen ist es daher, durch die Rückführung der zur Formgebung erforderlichen Blasluft (Kapitel 5), durch eine sekundäre Druckluftnutzung der zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Spülluft (Kapitel 6) und durch eine gezielte Ausnutzung günstiger Strömungsverhältnisse für eine effektivere innere Blasteilkühlung (Kapitel 7) Maßnahmen zur effizienten Druckluftnutzung beim Extrusionsblasformprozess aufzuzeigen.



## 5 Reduzierung des Druckluftaufwands bei der Formgebung

### 5.1 Lösungsansatz der Blasluftrückführung

Wie in der Analyse des Prozessablaufs des Extrusionsblasformverfahrens aufgezeigt wurde, ist nach der Formgebung und der Abkühlung bis auf die Entformungstemperatur das im Werkzeug eingespannte Blasteil zu entlüften, bevor die Entnahme erfolgen kann. Der zum Zeitpunkt der Entlüftung im Blasteil anliegende Druck entspricht dabei dem Blasdruck der Formgebung. Während der Entlüftung wird die im Blasteilinneren vorhandene, noch arbeitsfähige Druckluft ohne weitere Nutzung in die Umgebung abgeleitet, bis sich im Blasteil der Umgebungsdruck einstellt (Abbildung 5.1, links). An dieser Stelle setzt der Lösungsansatz der Blasluftrückführung an, der beim artverwandten PET-Streckblasformen bei deutlich höheren Blasdrücken und mehreren Druckluftnetzen unterschiedlicher Druckniveaus in ähnlicher Form bereits angewandt wird (vgl. Kapitel 2.2.3). Ziel ist es, mit dem in Abbildung 5.1 (rechts) dargestellten Prozesseingriff zur Prozessrückführung der Blasluft die derzeit aus dem Werkzeug strömende Druckluft zwischenspeichern und im Folgezyklus für einen Vorformprozess zu nutzen, wodurch der Druckluftaufwand zur Formgebung reduziert wird.



#### herkömmlicher Prozessablauf

- 1: Formgebung – Druckluft aus Druckluftnetz
- 2: Blasteilentlüftung an Umgebung

#### Prozesseingriff zur Blasluftrückführung

- 1: Vorformprozess – Blasluftückführung
- 2: Formgebung – Druckluft aus Druckluftnetz
- 3: Zwischenspeichern der Blasluft
- 4: Restentlüftung an Umgebung

Abbildung 5.1: Herkömmlicher Prozessablauf und Prozesseingriff zur Prozessrückführung der Blasluft

Der Prozesseingriff teilt sich gemäß Abbildung 5.2 zyklusübergreifend in sechs Phasen auf. In Phase 1 steht das Blasteil, sobald es für die Entformung ausreichend abgekühlt und formstabil ist, zur Entlüftung und Entformung bereit. Anschließend (Phase 2) wird durch einen Druckausgleich zwischen dem Werkzeug und einem Druckspeicher ein Teil der im Blasteilinneren befindlichen Druckluft zwischengespeichert. Während der Restentlüftung (Phase 3) entweicht die im Blasteil verbliebene Druckluft ungenutzt an die Umgebung und das Blasteil kann entformt werden. Zu Beginn des nachfolgenden Prozesszyklus ist zunächst die Vorform in das Werkzeug einzulegen (Phase 4), bevor in Phase 5 ein erneuter Druckausgleich zwischen dem Druckspeicher und dem Werkzeug zur Blasluft-rückführung stattfindet. Durch die in das Vorforminnere einströmende Druckluft erfolgt ein Vorformprozess, wobei sich der Schmelzschlauch annähernd bis zur Endkontur aufweitet (vgl. Punkt 5.5, Abbildung 5.17). In der Phase 6 wird zur vollständigen Ausformung des Blasteils über das Druckluftnetz der erforderliche Blasdruck aufgebaut, worauf sich der Kühlprozess nahtlos anschließt. Da bereits während des Vorformprozesses in Phase 5 dem Werkzeug Druckluft zugeführt bzw. Druck aufgebaut wird, reduzieren sich die zur Formgebung durch das Druckluftnetz bereitzustellende Druckluftmenge und somit der erforderliche Energieaufwand (s. Kapitel 5.2).

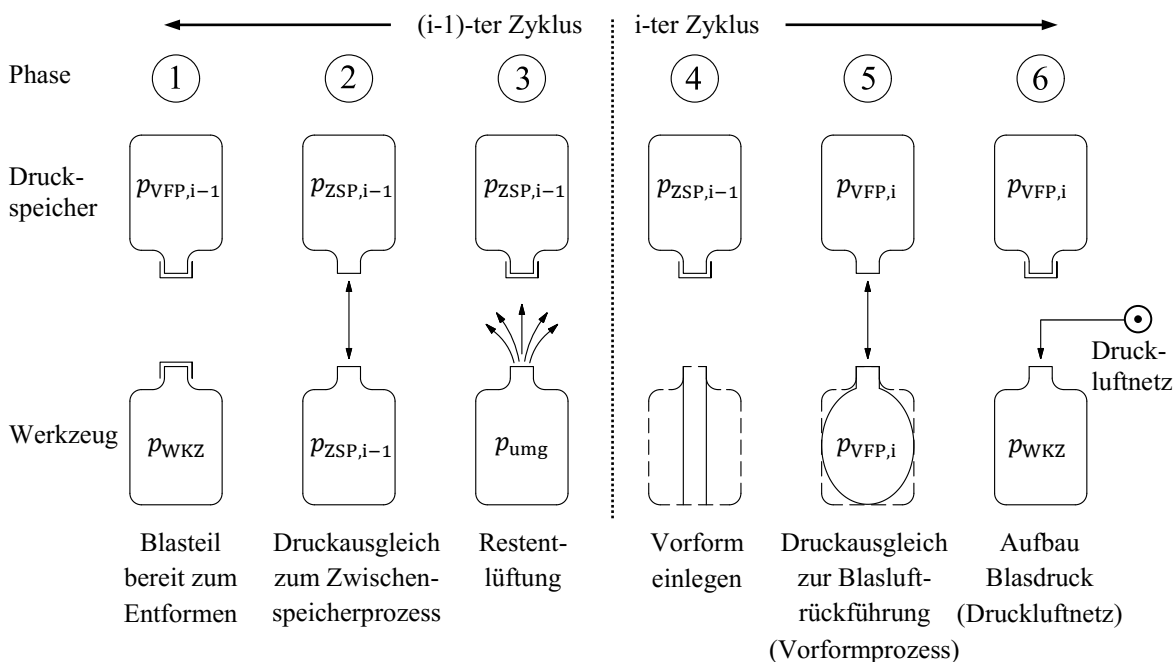


Abbildung 5.2: Zyklusübergreifende Phasen des Prozessablaufs zur Blasluft-rückführung mit den im Druckspeicher und im Werkzeug anliegenden Drücken (in Anlehnung an [129], [130], [133])

Neben der beschriebenen Blasluft-rückführung ist auch eine sekundäre Nutzung der Blasluft für prozesseexterne Anwendungen denkbar. Hierzu wurde in [129], [131] die Nutzung der anfallenden Blasluft zur Versorgung von pneumatischen Antrieben untersucht. Dieser Lösungsansatz erwies sich jedoch als ungeeignet. Zum einen benötigen Pneumatikzylinder bzw.



-motoren für einen störungsfreien und effektiven Betrieb i. d. R. einen Betriebsdruck von 6 bar Überdruck, wodurch je nach Höhe des Blasdrucks ggf. nichts oder nur ein geringer Teil der anfallenden Blasluft verwertet werden kann. Zum anderen bestimmt das Blasteilvolumen (auf einer Extrusionsblasformanlage werden meist verschieden große Blasteile gefertigt) die Menge der zur Verfügung stehenden Blasluft, wodurch einem potenziellen pneumatischen Antrieb möglicherweise zu viel oder zu wenig Druckluft bereitgestellt wird. Beides wirkt sich negativ auf den Anteil der sekundär nutzbaren Blasluftmenge und somit auf die Effektivität dieses Lösungsansatzes aus. Hinzu kommt, dass zur sekundären Blasluftnutzung aufgrund der periodisch anfallenden Blasluft die prozessexternen Anwendungen auch steuerungstechnisch auf den Blasformprozess abzustimmen sind. Daher wird im Weiteren die Blasluftückführung als Vorzugslösung betrachtet und hinsichtlich des erreichbaren Einsparpotenzials theoretisch, labortechnisch und in Praxistests detailliert untersucht.

### **5.2 Theoretisch erreichbares Einsparpotenzial der Blasluftückführung**

Für den Lösungsansatz der Blasluftückführung ist es im Weiteren von Interesse, welches theoretisches Einsparpotenzial durch die Nutzung der zwischengespeicherten Blasluft für einen Vorformprozess erzielt werden kann. Die Reduzierung der zur Formgebung über das Druckluftnetz bereitzustellenden Druckluft resultiert dabei aus der bereits während des Vorformprozesses in das Werkzeug eingebrachten Druckluftmenge. In der Folge ist durch das Druckluftnetz lediglich die Differenz der zur Formgebung erforderlichen Druckluftmenge aufzubringen. In diesem Zusammenhang wurden in [129]–[133] bereits erste vereinfachte Berechnungen zur möglichen Drucklufteinsparung während der Formgebung durchgeführt und teilweise veröffentlicht. Bei diesen Betrachtungen blieben jedoch u. a. das Volumen des Vorforminneren beim Druckausgleich des Vorformprozesses, das Leitungsvolumen zwischen dem Werkzeug und dem Druckspeicher sowie die Temperaturverhältnisse bei den Druckausgleichen unberücksichtigt. Im Weiteren soll daher der Einfluss der genannten Faktoren auf die erreichbare Drucklufteinsparung berücksichtigt und detaillierter untersucht werden, um eine realitätsnähere Abbildung dieses Einsparkonzepts zu erhalten.

Die Grundlage der nachfolgenden Berechnungen bildet die thermische Zustandsgleichung idealer Gase:

$$p V = m R_S T . \quad (5.1)$$

Daraus lassen sich in Abhängigkeit des Luftzustands die in den jeweiligen Volumina eingeschlossene Luftmasse  $m_L$  bzw. das auf den Normzustand bezogene Luftvolumen  $V_{L,N}$  ermitteln:

$$m_L = \frac{p V}{R_S T_L}, \quad (5.2)$$

$$V_{L,N} = \frac{p V T_N}{p_N T_L}. \quad (5.3)$$

So wird die nach der Formgebung im Blasteilinneren vorhandene Druckluftmenge aus dem notwendigen Blasdruck  $p_{WKZ}$ , dem Blasteilvolumen  $V_{BT}$  und der Lufttemperatur  $T_{L,BT}$  im Blasteil berechnet. Abzüglich der bereits vor der Formgebung in dem Vorformvolumen  $V_{VF}$  bei Umgebungsdruck  $p_{umg}$  und der Temperatur  $T_{L,VF}$  befindlichen Luftmenge folgt der für die Formgebung erforderliche, bisher vom Druckluftnetz bereitzustellende Blasluftaufwand  $m_{BL}$  bzw.  $V_{BL,N}$ :

$$m_{BL} = \frac{p_{WKZ} V_{BT}}{R_S T_{L,BT}} - \frac{p_{umg} V_{VF}}{R_S T_{L,VF}}, \quad (5.4)$$

$$V_{BL,N} = \frac{p_{WKZ} V_{BT} T_N}{p_N T_{L,BT}} - \frac{p_{umg} V_{VF} T_N}{p_N T_{L,VF}}. \quad (5.5)$$

Unter der zulässigen Annahme, dass sich bei der Prozessrückführung der zuvor zwischengespeicherten Blasluft die Vorform bereits annähernd bis zur Endkontur des Blasteils aufweitet (siehe auch Abschnitt 5.5, Abbildung 5.17), ergibt sich die nach dem Vorformprozess bereits im Blasteil befindliche Luftmenge  $m_{L,VFP}$  bzw.  $V_{L,VFP}$  über den Vorformdruck  $p_{VFP}$ , das Blasteilvolumen  $V_{BT}$  und der Lufttemperatur  $T_{L,VFP}$ :

$$m_{L,VFP} = \frac{p_{VFP} V_{BT}}{R_S T_{L,VFP}}, \quad (5.6)$$

$$V_{L,VFP,N} = \frac{p_{VFP} V_{BT} T_N}{p_N T_{L,VFP}}. \quad (5.7)$$

Im Anschluss an den Vorformprozess wird über das Druckluftnetz der erforderliche Blasdruck aufgebaut. Die dabei dem Blasteil noch zuzuführende Druckluftmenge ergibt sich aus der Differenz der nach der Formgebung im Blasteil befindlichen und der bereits während des Vorformprozesses in das Blasteil eingebrachten Druckluftmenge. Dies entspricht beim Prozessablauf der Blasluftückführung gleichzeitig dem zur Formgebung aus dem Druckluftnetz zu beziehenden Blasluftaufwand  $m_{BL,PRF}$  bzw.  $V_{BL,PRF}$ . Hierfür wird die nach Beendigung der

Formgebung im Blasteil vorhandene Druckluftmenge mit dem erforderlichen Blasdruck  $p_{\text{WKZ}}$ , dem Blasteilvolumen  $V_{\text{BT}}$  und der Lufttemperatur im Blasteil  $T_{\text{L,PRF}}$  berechnet. Die beim Vorformprozess eingebrachte Druckluftmenge ist gemäß der Gleichungen (5.6) bzw. (5.7) zu berücksichtigen:

$$m_{\text{BL,PRF}} = \frac{p_{\text{WKZ}} V_{\text{BT}}}{R_{\text{S}} T_{\text{L,PRF}}} - \frac{p_{\text{VFP}} V_{\text{BT}}}{R_{\text{S}} T_{\text{L,VFP}}}, \quad (5.8)$$

$$V_{\text{BL,PRF,N}} = \frac{p_{\text{WKZ}} V_{\text{BT}} T_{\text{N}}}{p_{\text{N}} T_{\text{L,PRF}}} - \frac{p_{\text{VFP}} V_{\text{BT}} T_{\text{N}}}{p_{\text{N}} T_{\text{L,VFP}}}. \quad (5.9)$$

Über die beim herkömmlichen Prozessablauf und beim Prozessablauf der Blasluftückführung erforderlichen Blasluftaufwände berechnet sich die prozentuale Drucklufteinsparung  $\Phi_{\text{BL}}$  und somit das Einsparpotenzial des Lösungsansatzes der Blasluftückführung wie folgt:

$$\Phi_{\text{BL}} = \frac{m_{\text{BL}} - m_{\text{BL,PRF}}}{m_{\text{BL}}} 100 \% = \frac{V_{\text{BL}} - V_{\text{BL,PRF}}}{V_{\text{BL}}} 100 \%, \quad (5.10)$$

$$\Phi_{\text{BL}} = \left( 1 - \frac{\frac{p_{\text{WKZ}} V_{\text{BT}}}{T_{\text{L,PRF}}} - \frac{p_{\text{VFP}} V_{\text{BT}}}{T_{\text{L,VFP}}}}{\frac{p_{\text{WKZ}} V_{\text{BT}}}{T_{\text{L,BT}}} - \frac{p_{\text{umg}} V_{\text{VF}}}{T_{\text{L,VF}}}} \right) 100 \%. \quad (5.11)$$

Während der Blasdruck  $p_{\text{WKZ}}$ , der Umgebungsdruck  $p_{\text{umg}}$  sowie die Volumina des Blasteils  $V_{\text{BT}}$  und der Vorform  $V_{\text{VF}}$  durch die Prozessparameter bzw. die Blasteileigenschaften unmittelbar vorgegeben sind, müssen der Vorformdruck  $p_{\text{VFP}}$  nach dem Vorformprozess bei der Blasluftückführung sowie die verschiedenen Lufttemperaturen noch bestimmt werden.

Die Ermittlung dieser sich über den Prozessablauf der Blasluftückführung einstellenden Zustandsgrößen der Druckluft gestaltet sich als sehr komplex. So werden die Zustandsgrößen der Druckluft durch die zyklusübergreifend voneinander abhängigen Druckausgleiche beim Zwischenspeicher- und Vorformprozess sowie durch die aus dem Druckluftnetz in das Blasteil einströmende Druckluft beeinflusst. Die dabei stattfindenden Strömungs- und Ausgleichprozesse laufen zudem hochdynamisch, also instationär ab.

Wie in [134] dargelegt wird, lassen sich die zeitlichen Verläufe der Zustandsgrößen während derartigen Strömungs- und Ausgleichsvorgänge über die Gesetze der Gasdynamik beschreiben. Allerdings erfordert dies bereits bei einem einzelnen Ausgleichsprozess aufwendige, zum Teil numerische Berechnungen. Daher ist dieses Vorgehen für die weiteren Betrachtungen eher ungeeignet. Dennoch können aus [134] zunächst folgende Aussagen zu den Zustandsgrößen der Luft beim Druckausgleich entnommen werden:

- Der Ausgleichsdruck ist unabhängig von vorliegenden Temperaturen: Der sich einstellende Ausgleichsdruck ist allein vom Volumenverhältnis der kommunizierenden Behälter (hier: Blasteil- bzw. Druckspeichervolumen) und den Ausgangsdrücken abhängig, nicht jedoch von den Lufttemperaturen vor, während und nach dem Druckausgleich.
- Nach dem Druckausgleich liegen verschiedene Temperaturen in den Behältern vor: Unmittelbar mit Erreichen des Ausgleichsdrucks unterscheiden sich die Lufttemperaturen der kommunizierenden Behälter. Dabei weist der luftabgebende Behälter eine geringere und der luftaufnehmende Behälter eine höhere Temperatur als die Ausgangstemperatur auf.
- Im thermischen Gleichgewicht stellt sich die Ausgangstemperatur ein: Nach Erreichen des Ausgleichsdrucks findet aufgrund der Temperaturunterschiede ein thermischer Ausgleich zwischen den Behältern statt, wobei sich im thermischen Gleichgewicht in beiden Behältern die Ausgangstemperatur (bei unterschiedlichen Ausgangstemperaturen die Mischtemperatur der Ausgangstemperaturen) bei gleichbleibendem Ausgleichsdruck einstellt.

Für den Einzelfall eines Druckausgleichs oder des Einströmens der Druckluft aus dem Druckluftnetz in das Blasformwerkzeug lassen sich bei bekannten Ausgangszuständen über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik und der Zustandsgleichung idealer Gase die Zustandsgrößen für diskrete Zeitpunkte mit einem vertretbaren Aufwand ermitteln [135]. Die darauf beruhenden Lösungswege zur Berechnung des Ausgleichsdrucks, der unmittelbar nach dem Druckausgleich bzw. der im thermischen Gleichgewicht vorliegenden Lufttemperaturen sowie der Lufttemperatur nach aus dem Druckluftnetz in das Blasteil einströmender Druckluft können der Anlage E entnommen werden. Bei der Betrachtung der zyklusübergreifend voneinander abhängigen Luftzustände während der Druckausgleichs- und Einströmvorgänge führt diese Vorgehensweise jedoch schnell zu komplexen und unübersichtlichen Ausdrücken, die einen hohen Berechnungsaufwand erfordern. Da bis zur Einstellung eines stationären Prozessablaufs der Blasluftückführung jedoch mitunter eine Vielzahl von Prozesszyklen zu betrachten ist, ist dieser Lösungsweg zur Ermittlung der sich einstellenden Luftzustände zu aufwendig.

Neben den Ausgleichsprozessen zum Zwischenspeichern und zur Prozessrückführung der Blasluft werden die Zustandsgrößen der Luftmassen außerdem durch die bereits während der Formgebung von dem Kunststoff der Vorform bzw. des Blasteils auf die Luft übertragene

Wärme beeinflusst. Eine zusätzliche Berücksichtigung dieses Sachverhalts erhöht aufgrund der dann zu lösenden instationären Wärmeübergangsprobleme vor bzw. nach dem Vorformprozess die Komplexität und den Berechnungsaufwand nochmals deutlich.

Infolgedessen wird nachfolgend auf eine vollumfassende Beschreibung der Zustandsgrößen verzichtet. Vielmehr wird im Weiteren durch geeignete Annahmen eine handhabbare und hinreichend genaue Berechnungsvorschrift zur Ermittlung der vorliegenden Luftzustände sowie des Einsparpotenzials der Prozessrückführung der Blasluft hergeleitet.

Für die weiteren Betrachtungen werden daher folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- Die Druckausgleiche und Einströmvorgänge werden als adiabat und leakagefrei angesehen.
- Zum Zeitpunkt des Druckausgleichs wird auch von einem thermischen Gleichgewicht ausgegangen.
- Temperaturänderungen durch die aus dem Druckluftnetz in das Blasteil einströmende Druckluft werden vernachlässigt.
- Die Lufttemperatur im Druckluftnetz entspricht der Umgebungstemperatur.
- Der Wärmeeinfluss des Kunststoffes ist aufgrund der schnellen Prozessabfolge während der Vorformerzeugung und der Formgebung vernachlässigbar.

Entsprechend dieser Festlegungen liegt nach den Druckausgleichen bzw. den Einströmvorgängen stets wieder die Ausgangstemperatur, d.h. die Umgebungstemperatur vor. Infolgedessen können die zur Berechnung des Einsparpotenzials der Blasluftückführung benötigten Lufttemperaturen mit der Umgebungstemperatur gleichgesetzt werden. Aus Gleichung (5.11) folgt

$$\phi_{BL} = \left( 1 - \frac{p_{WKZ} V_{BT} - p_{VFP} V_{BT}}{p_{WKZ} V_{BT} - p_{umg} V_{VF}} \right) 100 \% \quad (5.12)$$

$$\text{mit } T_{L,PRF} = T_{L,VFP} = T_{L,BT} = T_{L,VF} = T_{umg} .$$

Im Weiteren gilt es, den beim Vorformprozess der Blasluftückführung auftretenden Vorformdruck  $p_{VFP}$  näher zu betrachten. Ausgehend von der allgemeinen Gasgleichung sind hierzu die zyklusübergreifend voneinander abhängigen Ausgleichsdrücke bei der Zwischenspeicherung und der Rückführung der Blasluft zu ermitteln.

Zur Zwischenspeicherung der Blasluft wird nach Beendigung der Kühlphase das unter dem Blasdruck stehende Blasteilinnere über eine Druckluftleitung (DLL) mit dem Druckspeicher

verbunden, wodurch bis zum Druckausgleich Druckluft aus dem Blasteil in den Druckspeicher überströmt (Abbildung 5.2, Phase 2). Über die vor dem Druckausgleich im Blasteil  $m_{L,BT}$ , dem Druckspeicher  $m_{L,DS,i}$  und in der Druckluftleitung  $m_{L,DLL}$  befindlichen Luftmassen ergibt sich für den  $i$ -ten Prozesszyklus der beim Zwischenspeicherprozess auftretende Ausgleichsdruck wie folgt:

$$\begin{aligned}
 m_{L,BT} + m_{L,DS,i} + m_{L,DLL} &= \frac{p_{WKZ} V_{BT}}{R_S T_{L,BT}} + \frac{p_{VFP,i} V_{DS}}{R_S T_{L,VFP,i}} + \frac{p_{DLL} V_{DLL}}{R_S T_{L,DLL}} \\
 &= \frac{p_{ZSP,i} (V_{BT} + V_{DS} + V_{DLL})}{R_S T_{L,ZSP,i}}, \\
 p_{ZSP,i} &= \frac{\left( \frac{p_{WKZ} V_{BT}}{R_S T_{L,BT}} + \frac{p_{VFP,i} V_{DS}}{R_S T_{L,VFP,i}} + \frac{p_{DLL} V_{DLL}}{R_S T_{L,DLL}} \right) R_S T_{L,ZSP,i}}{V_{BT} + V_{DS} + V_{DLL}}. \quad (5.13)
 \end{aligned}$$

Nach dem Zwischenspeicherprozess steht im Folgezyklus für den Vorformprozess während der Blasluftückführung im Druckspeicher die Druckluftmenge  $m_{L,DS,i}^+$  unter dem Druck  $p_{ZSP,i}$  und der Temperatur  $T_{L,ZSP,i}$  zur Verfügung.

Durch einen Druckausgleich zwischen dem Druckspeicher und der im Werkzeug eingelegten Vorform findet die Blasluftückführung der zwischengespeicherten Blasluft statt (Abbildung 5.2, Phase 5). Währenddessen weitet sich der Kunststoff bereits nahezu bis zum Blasteilvolumen  $V_{BT}$  auf. Der dabei auftretende Ausgleichsdruck entspricht dem Vorformdruck  $p_{VFP,i}$  und ergibt sich über die Luftmassen innerhalb der Vorform  $m_{L,VF}$ , im Druckspeicher  $m_{L,DS,i-1}^+$  und in der Druckluftleitung  $m_{L,DLL}$  im  $i$ -ten Prozesszyklus zu

$$\begin{aligned}
 m_{L,VF} + m_{L,DS,i-1}^+ + m_{L,DLL} &= \frac{p_{umg} V_{VF}}{R_S T_{L,VF}} + \frac{p_{ZSP,i-1} V_{DS}}{R_S T_{L,ZSP,i-1}} + \frac{p_{DLL} V_{DLL}}{R_S T_{L,DLL}} \\
 &= \frac{p_{VFP,i} (V_{BT} + V_{DS} + V_{DLL})}{R_S T_{L,VFP,i}}, \\
 p_{VFP,i} &= \frac{\left( \frac{p_{umg} V_{VF}}{R_S T_{L,VF}} + \frac{p_{ZSP,i-1} V_{DS}}{R_S T_{L,ZSP,i-1}} + \frac{p_{DLL} V_{DLL}}{R_S T_{L,DLL}} \right) R_S T_{L,VFP,i}}{V_{BT} + V_{DS} + V_{DLL}}. \quad (5.14)
 \end{aligned}$$

Nach dem Druckausgleich herrscht im Druckspeicher ebenfalls der Vorformdruck, sodass bei dem nachfolgenden Druckausgleich zum Zwischenspeichern im Druckspeicher der Druck  $p_{VFP,i}$  anzusetzen ist. Anhand der Gleichungen (5.13) und (5.14) wird deutlich, dass die Druckausgleiche zyklusübergreifend in gegenseitiger Abhängigkeit stehen.

Die sich bei den Druckausgleichen einstellenden Mischtemperaturen (Annahme: thermisches Gleichgewicht, adiabates System)  $T_{L,ZSP,i}$  bzw.  $T_{L,VFP,i}$  können für die annähernd konstante Wärmekapazität der Luft (vgl. Abbildung 4.4) nach [122] wie folgt bestimmt werden:

$$T_{L,ZSP,i} = \frac{m_{L,BT} T_{L,BT} + m_{L,DS,i} T_{L,VFP,i} + m_{L,DLL} T_{L,DLL}}{m_{L,BT} + m_{L,DS,i} + m_{L,DLL}}, \quad (5.15)$$

$$T_{L,VFP,i} = \frac{m_{L,VF} T_{L,VF} + m_{L,DS,i-1}^+ T_{L,ZSP,i-1} + m_{L,DLL} T_{L,DLL}}{m_{L,VF} + m_{L,DS,i-1}^* + m_{L,DLL}}. \quad (5.16)$$

Werden die Terme der Mischtemperaturen  $T_{L,ZSP,i}$  bzw.  $T_{L,VFP,i}$  in die Gleichungen (5.13) bzw. (5.14) eingefügt, folgt für die Ausgleichdrücke des Zwischenspeicher- bzw. des Vorformprozesses

$$p_{ZSP,i} = \frac{p_{WKZ} V_{BT} + p_{VFP,i} V_{DS} + p_{DLL} V_{DLL}}{V_{BT} + V_{DS} + V_{DLL}}, \quad (5.17)$$

$$p_{VFP,i} = \frac{p_{umg} V_{VF} + p_{ZSP,i-1} V_{DS} + p_{DLL} V_{DLL}}{V_{BT} + V_{DS} + V_{DLL}}. \quad (5.18)$$

Daraus geht hervor, dass die Ausgleichdrücke beim Zwischenspeichern der Blasluft bzw. beim Vorformprozess während der Blasluftückführung nicht von den Temperaturen der Druckluftmassen beeinflusst werden.

Wie bereits erwähnt, weisen die Ausgleichdrücke eine gegenseitige Abhängigkeit auf. So liegt nach dem Vorformprozess im Druckspeicher ein Restdruck mit dem Wert des Vorformdrucks an, der anschließend den Ausgleichsdruck bei der Zwischenspeicherung der Blasluft mit beeinflusst. Der sich beim Zwischenspeichern einstellende Speicherdruck wirkt sich wiederum auf den Vorformdruck des Folgezyklus aus. Werden aufgrund dessen und einem zu Beginn unter Umgebungsdruck stehenden Druckspeicher die ersten Prozessdurchläufe betrachtet, so steigen von Zyklus zu Zyklus die Ausgleichdrücke an, bevor sich eine Sättigung einstellt (vgl. Tabelle 5.1). Dabei beeinflusst die Größe des Druckspeichers sowohl die erforderliche Zyklusanzahl zum Erreichen als auch die Höhe des Sättigungsdrucks. So stellt sich bei dem Druckspeichervolumen  $V_{DS} = 1$  l ab dem sechsten Zyklus für den Vorform- und den Zwischenspeicherprozess ein Sättigungsdruck von  $p_{VFP} = 3,45$  bar bzw.  $p_{ZSP} = 6,93$  bar ein. Im Vergleich wird bei einem Druckspeichervolumen  $V_{DS} = 5$  l zu diesem Zeitpunkt noch kein quasistationärer Ausgleichsdruck erreicht. Gleichwohl liegt bereits ab dem vierten Zyklus ein höherer Vorformdruck und somit ein höheres Einsparpotenzial als beim Druckspeichervolumen  $V_{DS} = 1$  l vor.

## 5 Reduzierung des Druckluftaufwands bei der Formgebung

Tabelle 5.1: Entwicklung der Ausgleichsdrücke der Vorform- und Zwischenspeicherprozesse über die ersten sieben Zyklen für unterschiedliche Druckspeichervolumen bei einem Werkzeugdruck von 11,013 bar beginnend mit einem Speicherdruck von 1,013 bar (Umgebungsdruck)

Druck- speicher- volumen $V_{DS}$ [l]	Ausgleichsdrücke der Vorform- und Zwischenspeicherprozesse $p_{VFP,i}, p_{ZSP,i}$ [bar]													
	Zyklus 1		Zyklus 2		Zyklus 3		Zyklus 4		Zyklus 5		Zyklus 6		Zyklus 7	
	$p_{VFP}$	$p_{ZSP}$	$p_{VFP}$	$p_{ZSP}$	$p_{VFP}$	$p_{ZSP}$	$p_{VFP}$	$p_{ZSP}$	$p_{VFP}$	$p_{ZSP}$	$p_{VFP}$	$p_{ZSP}$	$p_{VFP}$	$p_{ZSP}$
1	-	5,77	2,99	6,72	3,44	6,93	3,54	6,98	3,56	6,99	3,57	6,99	3,57	6,99
5	-	2,65	2,26	3,67	3,09	4,36	3,65	4,82	4,03	5,13	4,29	5,33	4,46	5,47

verwendete Berechnungsparameter:  $p_{WKZ} = 11,013$  bar,  $p_{umg} = p_{DLL} = 1,013$  bar,

$$V_{BT} = 1 \text{ l}, V_{VF} = 0,4 \text{ l}, V_{DLL} = 0,1 \text{ l}$$

Zur Ermittlung der maximal erreichbaren Blasluftreduzierung ist daher die Entwicklung des Vorformdrucks  $p_{VFP,i}$  insbesondere über die Anzahl der Prozesszyklen  $i$  sowie hinsichtlich des Druckspeichervolumens  $V_{DS}$  zu untersuchen. Alle weiteren Größen der Gleichungen (5.17, 5.18) sind hingegen feststehende Prozess- und Anlagengrößen. Für die folgenden Betrachtungen ist es zweckmäßig, die Gleichungen (5.17) und (5.18) zu einer Gleichung zusammenzufassen:

$$p_{VFP,i} = \frac{p_{WKZ} V_{BT} V_{DS} + p_{VFP,i-1} V_{DS}^2 + p_{DLL} V_{DLL} V_{DS}}{(V_{BT} + V_{DS} + V_{DLL})^2} + \frac{p_{umg} V_{VF} + p_{DLL} V_{DLL}}{V_{BT} + V_{DS} + V_{DLL}}. \quad (5.19)$$

Für die weiteren Berechnungen wird das Volumen der Druckluftleitung vollständig dem Druckspeichervolumen zugeordnet, was bei einer Anordnung der für die Umsetzung der Prozessrückführung der Blasluft notwendigen pneumatischen Schaltventile unmittelbar an der Druckluftzufuhr des Blasformwerkzeugs (vgl. Abbildung 5.1) zulässig ist. Dadurch entfallen in Gleichung (5.19) die Ausdrücke des Druckluftleitungsvolumens  $V_{DLL}$ . Werden zudem die Verhältnisse des Vorform- und des Druckspeichervolumens zum Blasteilvolumen  $k_{VF}$  bzw.  $k_{DS}$  eingeführt, folgt

$$p_{VFP,i} = \frac{p_{WKZ} k_{DS} + p_{VFP,i-1} k_{DS}^2}{(1 + k_{DS})^2} + \frac{p_{umg} k_{VF}}{1 + k_{DS}} \quad (5.20)$$

$$\text{mit } k_{DS} = \frac{V_{DS}}{V_{BT}}, \quad k_{VF} = \frac{V_{VF}}{V_{BT}}.$$

Die Gleichung (5.20) lässt sich als explizite Bildungsvorschrift einer konvergenten geometrischen Reihe beschreiben [136]:



$$\begin{aligned}
 p_{\text{VFP},i} &= \left( \frac{p_{\text{WKZ}} k_{\text{DS}}}{(1+k_{\text{DS}})^2} + \frac{p_{\text{umg}} k_{\text{VF}}}{1+k_{\text{DS}}} \right) \left( 1 + \left[ \left( \frac{k_{\text{DS}}}{1+k_{\text{DS}}} \right)^2 \right]^1 + \left[ \left( \frac{k_{\text{DS}}}{1+k_{\text{DS}}} \right)^2 \right]^2 + \dots \right) \\
 &\quad + \left[ \left( \frac{k_{\text{DS}}}{1+k_{\text{DS}}} \right)^2 \right]^{i-1} \\
 &\quad + \left[ \left( \frac{k_{\text{DS}}}{1+k_{\text{DS}}} \right)^2 \right]^i p_{\text{VFP},0} \\
 &= \left( \frac{p_{\text{WKZ}} k_{\text{DS}}}{(1+k_{\text{DS}})^2} + \frac{p_{\text{umg}} k_{\text{VF}}}{1+k_{\text{DS}}} \right) \left( \sum_{j=1}^i \left[ \left( \frac{k_{\text{DS}}}{1+k_{\text{DS}}} \right)^2 \right]^{j-1} \right) + \left[ \left( \frac{k_{\text{DS}}}{1+k_{\text{DS}}} \right)^2 \right]^i p_{\text{VFP},0} \quad (5.21)
 \end{aligned}$$

mit  $i \in \mathbb{N}$ ,  $i > 0$ .

Mit steigender Zykluszahl ( $i \rightarrow \infty$ ) konvergiert die Gleichung (5.21) gegen einen Grenzwert [136], der dem Sättigungsdruck des Vorformprozesses  $p_{\text{VFP},\infty}$  entspricht:

$$\begin{aligned}
 p_{\text{VFP},\infty} &= \lim_{i \rightarrow \infty} p_{\text{VFP},i}(i) = \left( \frac{p_{\text{WKZ}} k_{\text{DS}}}{(1+k_{\text{DS}})^2} + \frac{p_{\text{umg}} k_{\text{VF}}}{1+k_{\text{DS}}} \right) \left( \sum_{j=1}^{\infty} \left[ \left( \frac{k_{\text{DS}}}{1+k_{\text{DS}}} \right)^2 \right]^{j-1} \right) + \left[ \left( \frac{k_{\text{DS}}}{1+k_{\text{DS}}} \right)^2 \right]^{\infty} p_{\text{VFP},0} \\
 &= \frac{p_{\text{WKZ}} k_{\text{DS}}}{1+2k_{\text{DS}}} + \frac{p_{\text{umg}} k_{\text{VF}}(1+k_{\text{DS}})}{1+2k_{\text{DS}}} \quad (5.22)
 \end{aligned}$$

mit  $i \in \mathbb{N}$ ,  $i > 0$ .

Wird zusätzlich das Druckspeichervolumen derart vergrößert, dass das Volumenverhältnis des Druckspeichers zum Blasteil  $k_{\text{DS}}$  ebenfalls gegen unendlich strebt ( $k_{\text{DS}} \rightarrow \infty$ ), folgt als Grenzwert der maximal erreichbare Vorformdruck  $p_{\text{VFP},\text{max}}$  zu

$$p_{\text{VFP},\text{max}} = \lim_{k_{\text{DS}} \rightarrow \infty} p_{\text{VFP},\infty}(k_{\text{DS}}) = \frac{p_{\text{WKZ}}}{2} + \frac{p_{\text{umg}} k_{\text{VF}}}{2}. \quad (5.23)$$

Demnach wird der maximal mögliche Vorformdruck nach Erreichen des stationären Prozessablaufs mit dem erforderlichen Blasdruck  $p_{\text{WKZ}}$  und dem Volumenverhältnis der Vorform zum Blasteil  $k_{\text{VF}}$  nur noch von fest vorgegebenen Prozess- und Blasteilgrößen beeinflusst.

Wird der Ausdruck des maximal erreichbaren Vorformdrucks  $p_{\text{VFP},\text{max}}$  in die Gleichung (5.12) eingefügt, ergibt sich die maximal mögliche Drucklufteinsparung  $\Phi_{\text{BL},\text{max}}$  zu

$$\Phi_{\text{BL},\text{max}} = \left( 1 - \frac{p_{\text{WKZ}} V_{\text{BT}} - \left( \frac{p_{\text{WKZ}}}{2} + \frac{p_{\text{umg}} k_{\text{VF}}}{2} \right) V_{\text{BT}}}{p_{\text{WKZ}} V_{\text{BT}} - p_{\text{umg}} V_{\text{VF}}} \right) 100 \% = 50 \%. \quad (5.24)$$

Das maximal erreichbare Einsparpotenzial der Blasluftückführung ist somit unabhängig von jeglichen Prozess- und Bauteilgrößen und ermöglicht bei einem unendlich großen, abgeschlossenen Druckluftspeicher ( $k_{DS} \rightarrow \infty$ ) sowie unendlich vielen durchlaufenen Prozesszyklen ( $i \rightarrow \infty$ ) eine Reduzierung des herkömmlichen Blasluftaufwands von bis zu 50 %.

Für beliebige, endliche Volumenverhältnisse des Druckspeichers  $k_{DS}$  ergibt sich das größtmögliche Einsparpotenzial  $\Phi_{BL,\infty}$  mit dem sich einstellenden Sättigungsdruck  $p_{VFP,\infty}$  über die Gleichungen (5.12) und (5.22):

$$\begin{aligned} \Phi_{BL,\infty} &= \left( 1 - \frac{p_{WKZ} V_{BT} - \left( \frac{p_{WKZ} k_{DS}}{1 + 2 k_{DS}} + \frac{p_{umg} k_{VF}(1 + k_{DS})}{1 + 2 k_{DS}} \right) V_{BT}}{p_{WKZ} V_{BT} - p_{umg} V_{VF}} \right) 100 \% \\ &= \frac{k_{DS}}{1 + 2k_{DS}} 100 \% . \end{aligned} \quad (5.25)$$

Daraus geht hervor, dass die erreichbare Drucklufteinsparung bei einer sehr großen Zyklenzahl lediglich von dem Volumenverhältnis  $k_{DS}$  beeinflusst wird. Die Prozess- und Bauteilparameter Blasdruck, Vorform- bzw. Bauteilvolumen wirken sich wie schon beim maximal erreichbaren Einsparpotenzial darauf nicht aus. Das volle Einsparpotenzial  $\Phi_{BL,\infty}$  liegt jedoch nicht von Beginn an vor, sondern stellt sich in Abhängigkeit des Volumenverhältnisses des Druckspeichers erst asymptotisch ein (vgl. Abbildung 5.3). Dies wird anhand des im  $i$ -ten Zyklus vorhandenen Einsparpotenziales  $\Phi_{BL,i}$  deutlich, das sich aus den Gleichungen (5.12) und (5.21) herleitet:

$$\Phi_{BL,i} = \left( 1 - \frac{p_{WKZ} V_{BT} - \left[ \left( \frac{p_{WKZ} k_{DS}}{(1 + k_{DS})^2} + \frac{p_{umg} k_{VF}}{1 + k_{DS}} \right) \left( \sum_{j=1}^i \left[ \left( \frac{k_{DS}}{1 + k_{DS}} \right)^2 \right]^{j-1} \right) + \left[ \left( \frac{k_{DS}}{1 + k_{DS}} \right)^2 \right]^i p_{VFP,0} \right] V_{BT}}{p_{WKZ} V_{BT} - p_{umg} V_{VF}} \right) 100 \% . \quad (5.26)$$

In Abbildung 5.3 sind für ausgewählte Volumenverhältnisse des Druckspeichers die Verläufe des Einsparpotenzials über die Zykluszahl aufgetragen. Daraus geht hervor, dass bei großen Volumenverhältnissen des Druckspeichers zu Beginn geringere Einsparungen vorliegen und das volle Einsparpotenzial erst nach deutlich mehr durchlaufenen Prozesszyklen erreicht wird als bei kleineren Druckspeichern. Darüber hinaus zeichnet sich ab, dass ab einem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 50$  nur noch geringe Steigerungen des erreichbaren Einsparpotenzials erfolgen.

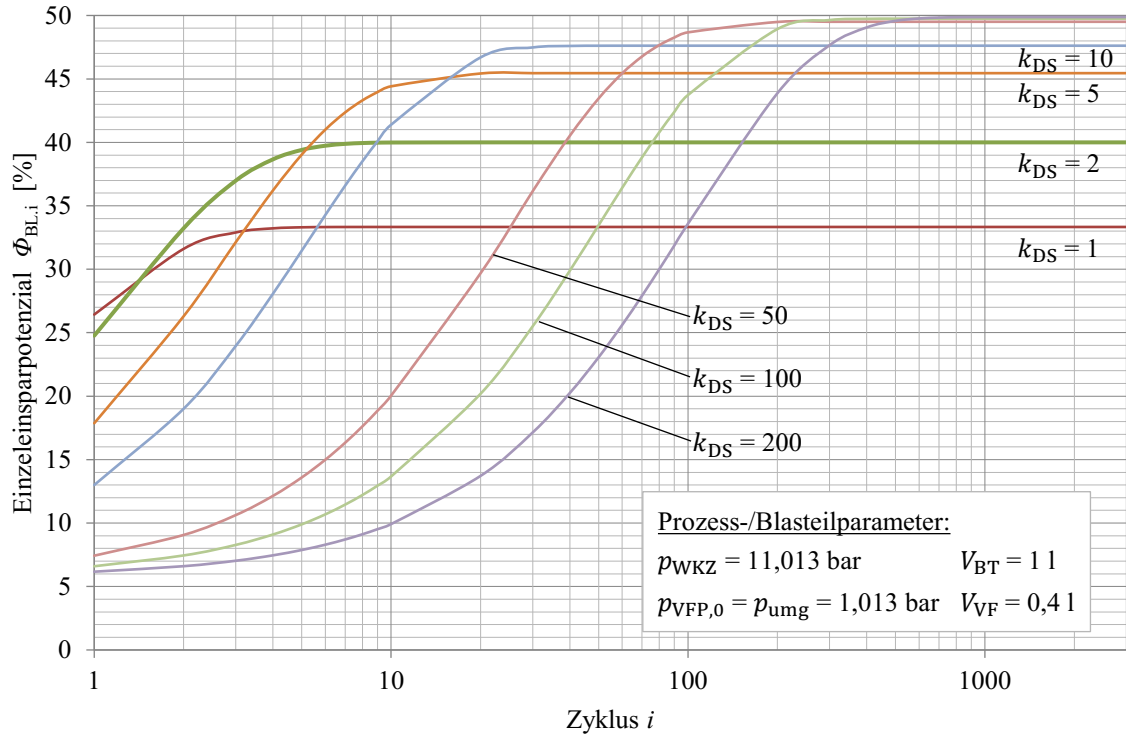


Abbildung 5.3: Verlauf des theoretischen Einzeleinsparpotenzials  $\Phi_{BL,i}$  ausgewählter Volumenverhältnisse des Druckspeichers  $k_{DS}$  über die Zykluszahl  $i$

Zur Beurteilung der Zweckmäßigkeit der verschiedenen Volumenverhältnisse des Druckspeichers ist daher die über alle Zyklen erzielte Druckluft einsparung von Interesse. Aus diesem Grund wird das gemittelte Gesamteinsparpotenzial  $\bar{\Phi}_{BL,n}$  eingeführt, das sich aus der Summe der Einsparungen der einzelnen Zyklen  $\Phi_{BL,i}$  dividiert mit der Gesamtanzahl durchlaufener Prozesszyklen  $n$  ergibt:

$$\bar{\Phi}_{BL,n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Phi_{BL,i} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( 1 - \frac{p_{WKZ} V_{BT} - p_{VFP,i} V_{BT}}{p_{WKZ} V_{BT} - p_{umg} V_{VF}} \right) 100 \%$$

$$= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( 1 - \frac{p_{WKZ} V_{BT} - \left[ \frac{p_{WKZ} k_{DS}}{(1+k_{DS})^2} + \frac{p_{umg} k_{VF}}{1+k_{DS}} \right] \left( \sum_{j=1}^i \left[ \left( \frac{k_{DS}}{1+k_{DS}} \right)^2 \right]^{j-1} \right) + p_{VFP,0}}{p_{WKZ} V_{BT} - p_{umg} V_{VF}} \right) 100 \% \quad (5.27)$$

mit  $n, i, j \in \mathbb{N}$ ,  $n > 0$ .

Die Abbildung 5.4 stellt die Verläufe des gemittelten Gesamteinsparpotenzials ausgewählter Volumenverhältnisse des Druckspeichers über die Anzahl der durchlaufenen Prozesszyklen dar. Im Vergleich zu den Verläufen des Einsparpotenzials der Einzelzyklen (Abbildung 5.3)

wird deutlich, dass sich bei Betrachtung des Gesamteinsparpotenzials der Vorteil größerer Volumenverhältnisse erst wesentlich später einstellt.

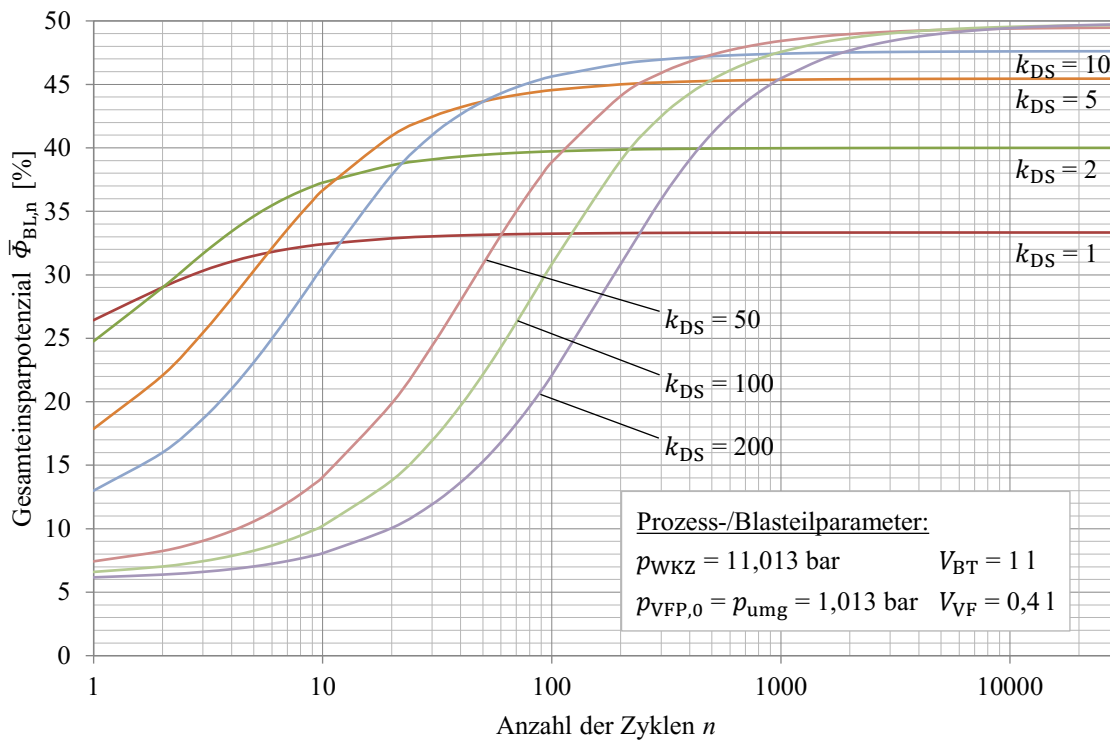


Abbildung 5.4: Verlauf des theoretischen mittleren Gesamteinsparpotenzials  $\bar{\Phi}_{BL,n}$  ausgewählter Volumenverhältnisse des Druckspeichers  $k_{DS}$  über die Anzahl  $n$  an durchlaufenen Prozesszyklen (in Anlehnung an [133])

Für den Praxiseinsatz ist folglich zur Wahl eines zweckmäßigen Volumenverhältnisses die Anzahl der herzustellenden Blasteile je Produktionsauftrag und angefahrterer Blasformanlage zu berücksichtigen. Mit Hilfe der aufgeführten Berechnungen bzw. der Abbildung 5.4 kann über die zu erwartende Gesamtzyklusanzahl, das Volumenverhältnis und das Blasteilvolumen die Druckspeichergöße ermittelt werden, die unter den vorliegenden Randbedingungen zu einer maximal möglichen Einsparung führt. Bei der Wahl von großen Volumenverhältnissen ist darauf zu achten, einen stabilen und störungsfreien Prozessablauf zu gewährleisten. Andernfalls kann es durch zwischenzeitliche Störungen (z. B. Riss des Schmelzeschlauchs während des Umformens) zur ungewollten Entlüftung des Druckspeichers kommen, sodass der sich erst nach einer hohen Anzahl durchlaufender Prozesszyklen einstellende Vorteil großer Volumenverhältnisse nicht erreicht wird. Bei derartigen Fällen wird ein kleineres Volumenverhältnis empfohlen, das bei einer Störung bereits nach einer geringen Zykluszahl das volle Einsparpotenzial wieder erreicht.

Aufgrund der in den Berechnungen getroffenen Annahmen ist bei der Umsetzung des Lösungsansatzes der Prozessrückführung der Blasluft mit Unsicherheiten zu rechnen. Deshalb wurden die theoretischen Betrachtungen in labortechnischen und praxisnahen Untersuchungen verifiziert.

### 5.3 Prozessintegration des Lösungsansatzes

Für die Umsetzung des Lösungsansatzes zur Prozessrückführung der Blasluft sind pneumatische und elektrische Baugruppen erforderlich, welche in die betreffende Prozesstechnik und in den Prozessablauf der Blasformanlage einzubinden sind. Dies erfordert zunächst die Analyse der Druckluftführung und des Steuerungsablaufs beim herkömmlichen Blasformprozess, wobei insbesondere die Zu- und Abführung der Blasluft während der Formgebung und der Blasteilentlüftung von Interesse sind. Prozessbegleitende Abläufe (z. B. Handling-Operationen) werden aufgrund ihrer in diesem Zusammenhang untergeordneten Rolle nicht betrachtet.

Die Druckluftführung des Extrusionsblasformprozesses muss während des Prozessablaufs im Allgemeinen vier verschiedene Grundfunktionen ermöglichen:

- Vorblasfunktion: Luftstrom zum Aufhalten der Vorform für eine leichte Einführung des Blasdorns,
- Blasluftfunktion: zur Zuführung der für die Formgebung benötigten Druckluft (Blasluft) in das Blasteilinnere,
- Spülluftfunktion: zur Durchströmung des Blasteilinneren für eine bessere innere Wärmeabfuhr,
- Entlüftungsfunktion: zur schnellen Druckluftabfuhr vor der Entformung des Blasteils.

Am Beispiel des in Abbildung 5.5 auszugsweise dargestellten Pneumatikschaltplans einer Blasformanlage wird nachfolgend der Steuerungsablauf zur Druckluftführung über einen Prozesszyklus beschrieben.

Sobald die Vorform in das Blasformwerkzeug eingelegt wird, erfolgt mit der Vorblasfunktion die Einführung des Blasdorns in die Vorform. Mit Betätigung des 5/2-Wegventils WV3.2 strömt hierzu Druckluft aus dem Druckluftnetz durch den Druckregler DR3.1, das 5/2-Wegeventil WV3.2 und das Schnellentlüftungsventil SEV2.6 in den Blasdorn BD2.7. Die aus dem Blasdorn austretende Druckluft hält die Vorform auf und ermöglicht so ein einfaches Einführen des Blasdorns. Ist der Blasdorn vollständig eingeführt und somit das Vorform-

innere zur Umgebung abgedichtet, schaltet das Ventil WV3.2 in die Grundstellung zurück. Zeitgleich beginnt die Formgebung, indem das Ventil WV2.2 schaltet und die Blasluft aus dem Druckluftnetz, über den Druckregler DR2.1, das Ventil WV2.2, das Schnellentlüftungsventil SEV2.6 sowie den Blasdorn BD2.7 in das Vorforminnere gelangt und den Kunststoff aufweitet (Formgebung). Dabei kann über den Druckregler DR2.1 der erforderliche Umformdruck eingestellt werden. Bei der sich anschließenden Kühlphase ist über die Spülluftfunktion eine aktive innere Blasteilkühlung möglich. Hierzu wird bei dem weiterhin betätigten Ventil WV2.2 zusätzlich das Ventil WV4.2 geschaltet. In der Folge entweicht die im Blasteilinneren vorhandene Luft über das Drosselrückschlagventil DRV4.5 an die Umgebung, währenddessen aus dem Betriebsnetz Druckluft nachströmt. Das Drosselventil DRV4.5 dient hierbei zur Aufrechthaltung des erforderlichen Werkzeugdrucks sowie zur Regulierung des Volumenstroms der Spülluft. Nach Beendigung der Kühlphase wird das Ventil WV2.2 in Grundstellung geschaltet und somit die Zuluftleitung des Schnellentlüftungsventils SEV2.6 entlüftet. In der Folge schaltet das Schnellentlüftungsventil, sodass die im Blasteil befindliche Druckluft in die Atmosphäre entweicht, wobei der Druckschalter DSch21.9 die vollständige Blasteilentlüftung detektiert und die Freigabe zur Entformung signalisiert.

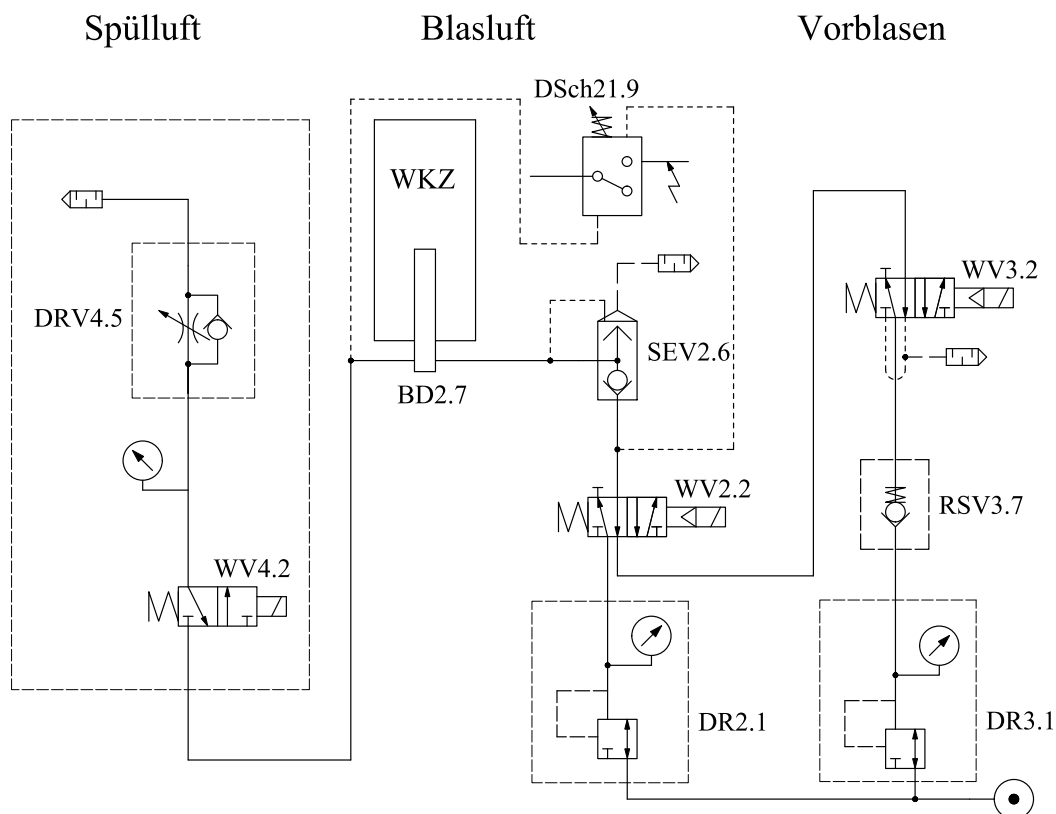


Abbildung 5.5: Auszug des Pneumatikschaltplans einer Blasformanlage (in Anlehnung an [129])

Ziel ist es im Weiteren, die für die Prozessrückführung der Blasluft erforderlichen Komponenten in die bestehende pneumatische Prozesstechnik und den Steuerungsablauf derart einzubinden, dass die Grundfunktionen Vorblasen, Blasluft, Spülluft und Blasteilentlüftung weiterhin in gewohnter Weise zur Verfügung stehen.

Zur Prozessintegration der Prozessrückführung der Blasluft werden folgende Komponenten benötigt:

- ein Druckbehälter als Druckspeicher (DS5.1) zur Zwischenspeicherung der Blasluft,
- ein bidirektionales 3/2-Wegeventil (WV5.2) zur Durchführung der Druckausgleiche zwischen dem Druckspeicher und dem Blasformwerkzeug sowie
- zwei Drucksensoren (5.3, 5.4) zur Erfassung des Druckspeicher- bzw. des Werkzeugdrucks und zur Detektion der vollendeten Druckausgleiche.

Bei der Auswahl der druckluftführenden Elemente (z.B. Ventile, Verbindungsleitungen) ist zur Vermeidung von zusätzlichen Strömungsverlusten auf Nennweiten passend zu den bereits verbauten Komponenten zu achten.

Die Abbildung 5.6 stellt die Eingliederung der genannten Komponenten (rot) in den herkömmlichen Pneumatikschaltplan (schwarz) dar, womit sich anschließend der geänderte Steuerungsablauf beschreiben lässt.

Nachdem der Blasdorn auf herkömmliche Weise mit Hilfe der Vorblasfunktion (Betätigung des Ventils WV3.2 in die im Blasformwerkzeug eingespannte Vorform eingeführt ist, wird das Ventil WV3.2 in Grundstellung geschaltet und zeitgleich das Ventil WV5.2 betätigt. In der Folge schaltet das Schnellentlüftungsventil SEV2.6 und die zwischengespeicherte Blasluft strömt aus dem Druckspeicher DS5.1 in das Blasformwerkzeug (Prozessrückführung der Blasluft). Der stattfindende Druckausgleich führt im Vorforminneren zu einem Druckanstieg bis auf den Vorformdruck und dadurch zur Aufweitung der Vorform (Vorformprozess). Sobald die Drucksensoren 5.3 und 5.4 den Druckausgleich als vollzogen detektieren, wird das Ventil WV5.2 zurück in die Grundstellung geschaltet und das Ventil WV2.2 betätigt. Daraufhin schaltet das Schnellentlüftungsventil SEV2.6, sodass Druckluft aus dem Druckluftnetz in das Blasformwerkzeug einströmt und sich der zur vollständigen Formgebung erforderliche Blasdruck im Blasteilinneren einstellt. Nachdem die sich anschließende Kühlphase beendet ist, wobei die Spülluftfunktion zur inneren Blasteilkühlung in herkömmlicher Weise über das Ventil WV4.2 gesteuert werden kann, findet zur Zwischenspeicherung der Blasluft ein erneuter Druckausgleich zwischen dem Blasformwerkzeug WKZ und dem Druckspeicher DS5.1 statt. Durch Rückstellen des Ventils WV2.2 und Betätigung des Ventils WV5.2 schaltet das

Schnellentlüftungsventil, wodurch die im Blasteil befindliche Blasluft bis zum Druckausgleich in den Druckspeicher strömt. Sobald die Drucksensoren Druckgleichheit zwischen dem Blasformwerkzeug und dem Druckspeicher signalisieren, wird das Ventil WV5.2 in Grundstellung geschaltet, sodass es zur Restentlüftung des Blasteils kommt und das Teil aus dem Werkzeug entformt werden kann. Um während der Druckausgleiche ein ungewolltes Entweichen von Druckluft über das Drosselrückschlagventil DRV4.5 der Spülluftleitung zu vermeiden, ist zu den jeweiligen Zeitpunkten durch Schalten des Ventils WV4.2 dieser Leitungsabschnitt abzusperrn. Ist das Ventil WV4.2 im herkömmlichen Pneumatikschaltplan nicht vorhanden, sollte die Absperrung der Spülluftleitung über ein zusätzliches 3/2-Wegeventil vorgesehen werden.

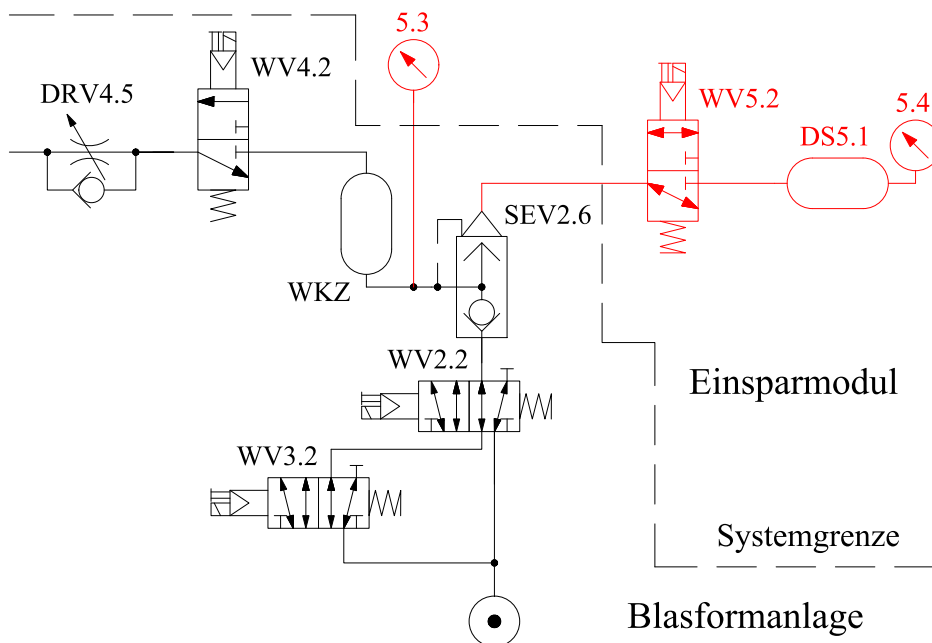


Abbildung 5.6: Geänderter Pneumatikschaltplan (vereinfachte Darstellung) zur Prozessrückführung der Blasluft, rot: zusätzliche Komponenten [131], [133]

Die steuerungstechnische Integration der zusätzlichen Komponenten zur Durchführung des geänderten Prozessablaufs kann entweder durch Anpassung (Umprogrammierung) der Maschinensteuerung oder mit einer externen Steuerung erfolgen. Die Integration über die Maschinensteuerung erfordert dabei einen freien digitalen Ausgang zur Ansteuerung des Ventils WV5.2 sowie die Möglichkeit, die analogen Signale der Drucksensoren 5.4 und 5.5 einzulesen und zu verarbeiten. Bei der Umsetzung mittels separater externer Steuerung sind die Schaltsignale der Maschinensteuerung für die Ventile WV2.2, WV3.2 und WV4.2 abzugreifen, zu verarbeiten und neben den zusätzlich zu integrierenden Komponenten auch die herkömmlichen Komponenten anzusteuern.



## 5.4 Labortechnische Untersuchungen

Zur labortechnischen Erprobung des Lösungsansatzes zum Zwischenspeichern und der Prozessrückführung der Blasluft galt es, einen Versuchsaufbau zu konzipieren, womit sich der geänderte Prozessablauf abbilden lässt. Die Grundlage hierzu liefert der im Abschnitt 5.3 hergeleitete Pneumatikschaltplan zur Prozessintegration (Abbildung 5.6), wobei sich auf die wesentlichen Elemente zur Formgebung, zur Zwischenspeicherung bzw. Prozessrückführung der Blasluft und zur Werkzeugentlüftung beschränkt wurde. Die Funktionen des Vorblasens und der Spülluft fanden derweil keine Berücksichtigung. Die Abbildung 5.7 stellt den Pneumatikschaltplan des Versuchsaufbaus dar, wobei die Bezeichnungen der Komponenten denen des Abschnitts 5.3 entsprechen.

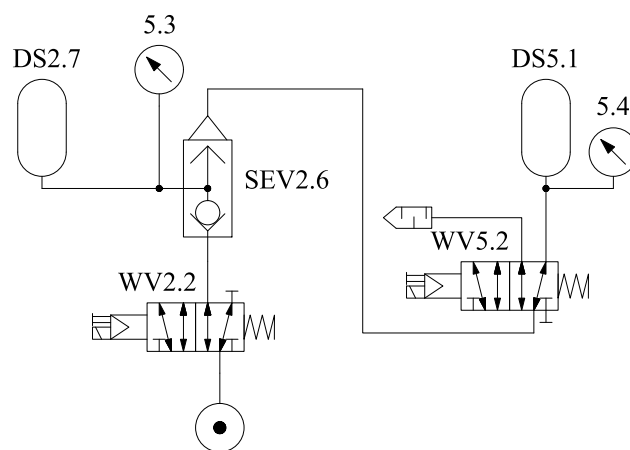


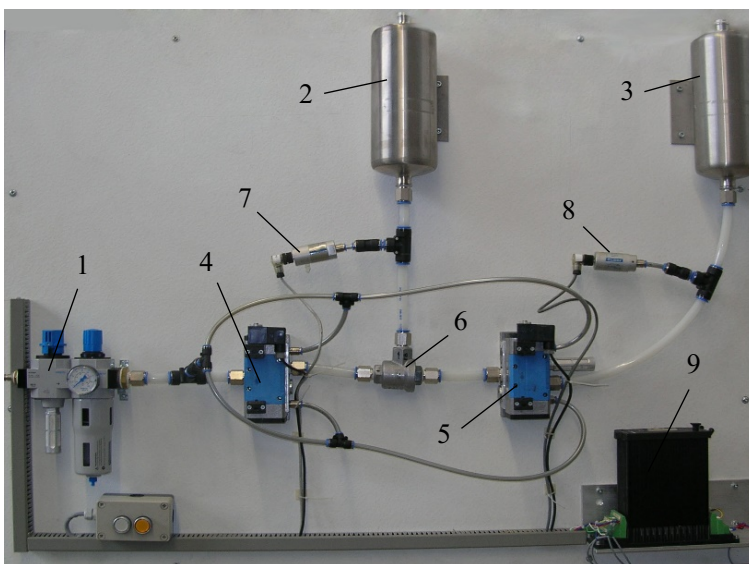
Abbildung 5.7: Pneumatikschaltplan des Versuchsaufbaus zur Prozessrückführung der Blasluft [129]

In der Umsetzung des Versuchsaufbaus wird das Werkzeug durch den Druckbehälter DS2.7 nachgestellt, wodurch die im realen Blasformprozess während des Vorform- und des Formgebungsprozesses stattfindende Volumenänderung des Blasteilinneren in den labortechnischen Versuchen nicht abgebildet werden kann. Stattdessen entspricht das Volumen des Druckbehälters gleichzeitig dem Vorform- und dem Blasteilvolumen, was bei der Auswertung der Versuchsreihen zur Ermittlung des Einsparpotenzials zu berücksichtigen ist.

Um im Weiteren den Einfluss unterschiedlicher Volumenverhältnisse des Druckspeichers zum Blasteil auf das Einsparpotenzial der Prozessrückführung der Blasluft untersuchen zu können, waren für den Druckspeicher DS5.1 verschieden große Druckbehälter einzusetzen. Hierzu standen Druckbehälter mit Volumina von  $V_{DS} = 2\text{ l}$ ,  $5\text{ l}$ ,  $10\text{ l}$  und  $100\text{ l}$  zur Verfügung. Der Druckbehälter DS2.7, der das Werkzeug bzw. das Blasteil abbildet, weist ein Volumen von  $V_{BT} = 2\text{ l}$  auf, sodass in den Versuchen die Volumenverhältnisse  $k_{DS} = 1; 2,5; 5$  und  $50$  nachgestellt werden konnten.

Der Versuchsaufbau, dessen Umsetzung in Abbildung 5.8 dargestellt ist, besteht somit aus den folgenden Komponenten:

- einem Druckbehälter (DS2.7) zur Abbildung des Blasformwerkzeugs,
- einem Druckbehälter als Druckspeicher (DS5.1) zur Zwischenspeicherung der Blasluft, in vier verschiedenen Größen,
- einem Schnellentlüftungsventil (SEV2.6) zur Zu-/Abführung der Blasluft zum bzw. aus dem Blasformwerkzeug (Druckbehälter DS2.7),
- einem 5/2-Wegeventil (WV2.2) zur Entnahme der Blasluft aus dem Druckluftnetz,
- einem 5/2-Wegeventil (WV5.2) zur Durchführung der Druckausgleiche zwischen dem Druckspeicher und dem Blasformwerkzeug sowie
- zwei Drucksensoren (5.3, 5.4) zur Erfassung der Drücke im Werkzeug und Druckspeicher sowie zur Detektion der vollendeten Druckausgleiche.



- 1...Wartungseinheit
- 2...Werkzeug DS2.7
- 3...Druckspeicher DS5.1
- 4...5/2-Wegeventil WV2.2
- 5...5/2-Wegeventil WV5.2
- 6...Schnellentlüftungsventil SEV2.6
- 7...Drucksensor 5.3
- 8...Drucksensor 5.4
- 9...Steuerung

Abbildung 5.8: Versuchsaufbau für labortechnische Untersuchungen zur Prozessrückführung der Blasluft [129]

Der Prozessablauf der Blasluftückführung wird am Versuchsaufbau über eine speicherprogrammierbare Steuerung wie folgt umgesetzt und kann anhand der in die Abschnitte I bis VI eingeteilten Druckverläufe einer ersten Versuchsreihe in Abbildung 5.9 nachvollzogen werden. Der erste Zyklus beginnt mit dem Schalten des Ventils WV2.2, wodurch Druckluft aus dem Druckluftnetz über das Schnellentlüftungsventil SEV2.6 in das Werkzeug (Druckbehälter DS2.7) strömt. Der in der Folge ansteigende Werkzeugdruck stellt die Formgebung des Blasteils nach. Über den Drucksensor 5.3 wird währenddessen der Verlauf des Werkzeugdrucks erfasst. Zur Abbildung der anschließenden Kühlphase wird der sich einstellende Werkzeugdruck (Blasdruck) konstant gehalten. In der Abbildung 5.9 ist die Formgebung und

die Kühlphase im Abschnitt I zusammengefasst. Die Kühlphase endet mit dem Rückstellen des Ventils WV2.2, wodurch das Schnellentlüftungsventil schaltet und eine Verbindung zwischen dem Werkzeug und dem Druckluftspeicher DS5.1 herstellt. Der daraufhin stattfindende Druckausgleich, wobei Druckluft aus dem Werkzeug in den Druckspeicher strömt, stellt das Zwischenspeichern der Blasluft dar (Abschnitt II). Der Drucksensor 5.4 erfasst dabei den Speicherdruck. Sobald über die Drucksensoren 5.3 und 5.4 der Druckausgleich festgestellt wird, schaltet das Ventil WV5.2, sodass das Werkzeug restentlüftet (Abschnitt III). Damit endet der erste Zyklus des nachgestellten Prozessablaufs und es folgt eine kurze Prozesspause (Abschnitt IV), welche die Blasteilentnahme und die Aufnahme der nächsten Vorform des Blasformprozesses nachbildet. Die Dauer der Kühlphase zwischen Erreichen des maximalen Werkzeugdrucks und dem Beginn der Werkzeugentlüftung sowie der Prozesspause zwischen der vollzogenen Werkzeugentlüftung und dem Beginn des nächsten Zyklus werden im Steuerungsablauf über Zeitglieder vorgegeben.

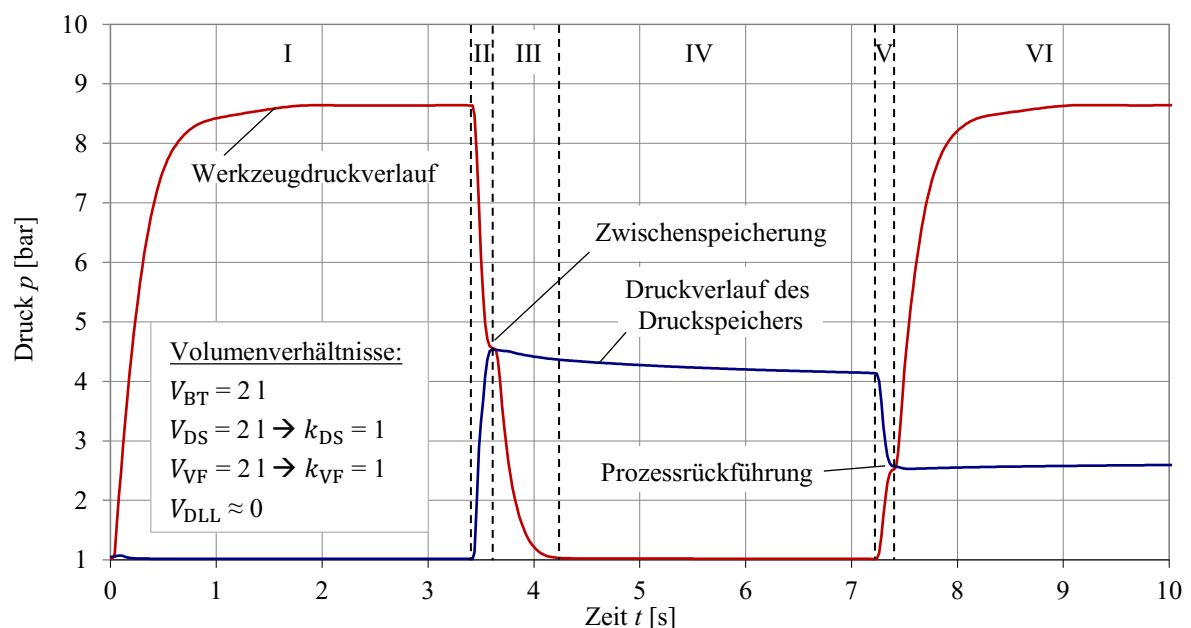


Abbildung 5.9: Druckverläufe und Teilabschnitte des am Versuchsaufbau nachgestellten Prozessablaufs zur Blasluftückführung am Beispiel der Versuchsreihe mit  $k_{DS} = 1$ ,  $k_{VF} = 1$ ,  $V_{DLL} \approx 0$  [129]

Der zweite und alle weiteren Zyklen unterscheiden sich derart, dass zu Beginn der Formgebung zunächst die Prozessrückführung der zwischengespeicherten Blasluft (Vorformprozess) erfolgt, bevor über das Druckluftnetz der maximale Werkzeugdruck (Blasdruck) aufgebaut wird. Hierzu schaltet das Ventil WV5.2 in die Grundstellung und es findet der Druckausgleich zur Prozessrückführung der Blasluft statt. Hierbei strömt Druckluft aus dem Druckspeicher in das Werkzeug, was einen Druckanstieg im Werkzeug verursacht und den Vorformprozess widerspiegelt (Abschnitt V). Der sich einstellende Ausgleichsdruck entspricht dabei dem Vor-

formdruck. Sobald die Drucksensoren 5.3 und 5.4 den Druckausgleich detektieren, wird das Ventil WV2.2 betätigt. Die daraufhin aus dem Druckluftnetz strömende Druckluft schaltet das Schnellentlüftungsventil und der Werkzeugdruck steigt bis zum Maximalwert (Abschnitt VI), womit die Formgebung endet. Die sich anschließende Kühlphase, das Zwischenspeichern der Blasluft und die Restentlüftung des Werkzeugs erfolgen analog zum ersten Zyklus.

Während die Abbildung 5.9 die ermittelten Druckverläufe über den ersten Zyklus und für die Prozessrückführung des zweiten Zyklus bei einem Volumenverhältnis von  $k_{DS} = 1$  darstellt, sind in Abbildung 5.10 die Druckverläufe bis zum Ende des fünften Zyklus aufgetragen.

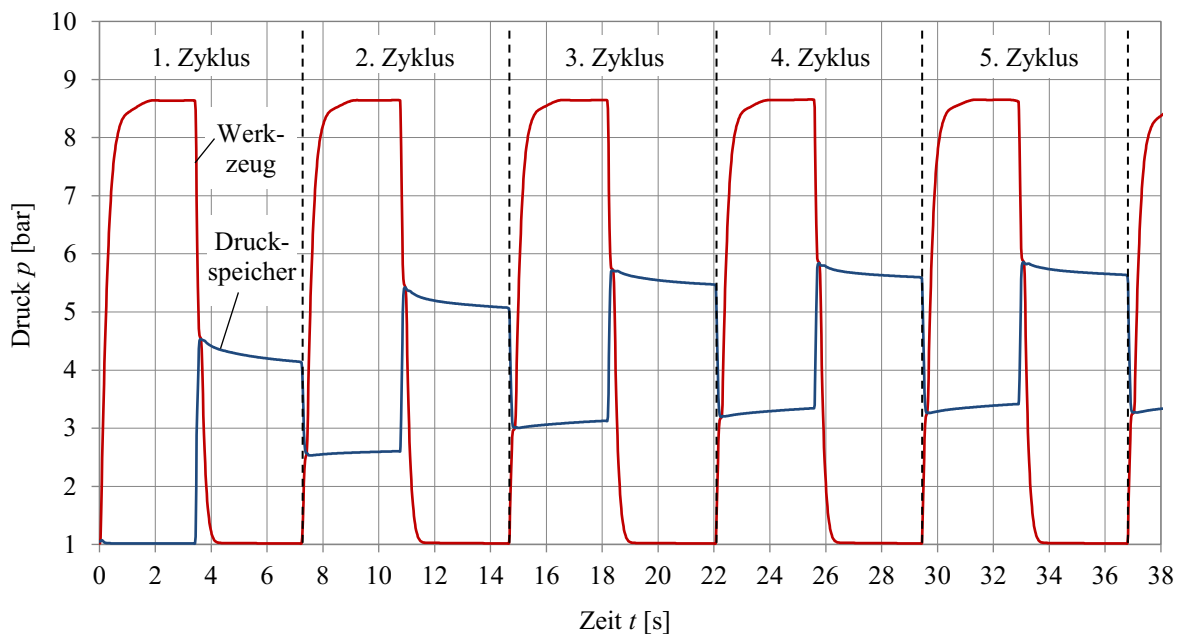


Abbildung 5.10: Druckverläufe des am Versuchsaufbau nachgestellten Prozessablaufs zur Blasluftückführung für die ersten fünf Zyklen der Versuchsreihe mit  $k_{DS} = 1$ ,  $k_{VF} = 1$   $V_{DLL} \approx 0$  [129]

Anhand dieser ersten Versuchsreihe lassen sich die im Kapitel 5.2 mit vereinfachenden Annahmen hergeleiteten Gleichungen zur Beschreibung der Vorgänge während des Zwischenspeicherns und der Prozessrückführung der Blasluft verifizieren. In diesem Zusammenhang ist insbesondere darauf zu achten, dass durch Verwendung eines Druckbehälters mit konstantem Volumen zur Abbildung des Blasformwerkzeugs das Verhältnis Vorform- zu Blasteilvolumen mit  $k_{VF} = 1$  berücksichtigt werden muss. Das Volumen der Druckluftleitungen kann bei dem in Abbildung 5.8 dargestellten Versuchsaufbau hingegen vernachlässigt werden.

Auf dieser Grundlage werden zunächst die Ausgleichsdrücke zum Zwischenspeichern und der Prozessrückführung der Blasluft mit den Gleichungen (5.17) und (5.18) über die gemessenen Werkzeug- und Druckspeicherdrücke vor den Druckausgleichen berechnet. Der Vergleich mit

den gemessenen Ausgleichsdrücken (Tabelle 5.2) zeigt, dass die Berechnungen die labortechnischen Ergebnisse sehr gut wiedergeben.

Tabelle 5.2: Vergleich der berechneten und gemessenen Ausgleichsdrücke für die ersten sechs Zyklen der Versuchsreihe mit  $k_{DS} = 1$ ,  $k_{VF} = 1$  (Abbildung 5.10)

Zyklus	Ausgleichsdruck Blaslufrückführung $p_{VFP}$ [bar]			Ausgleichsdruck Zwischenspeicherprozess $p_{ZSP}$ [bar]		
	berechnet	gemessen	Abweichung	berechnet	gemessen	Abweichung
1	-	-	-	4,82	4,52	6,62 %
2	2,57	2,56	0,52 %	5,62	5,42	3,68 %
3	3,04	3,01	0,96 %	5,88	5,71	3,02 %
4	3,24	3,21	1,07 %	6,00	5,84	2,64 %
5	3,30	3,27	0,98 %	6,02	5,86	2,71 %
6	3,32	3,28	1,4 %	5,92	5,78	2,41 %

Auffällig sind jedoch die größeren Abweichungen beim Ausgleichsdruck des Zwischenspeicherprozesses, was auf Leckageverluste beim Schalten des Rückschlagventils zurückzuführen ist. Bei der umgekehrten Strömungsrichtung (während der Blaslufrückführung) treten derartige Leckagen, aufgrund des konstruktiven Aufbaus des Schnellentlüftungsventils und weil sich das Schnellentlüftungsventil vor der Blaslufrückführung bereits in der für den Druckausgleich erforderlichen Stellung befindet, nicht auf.

Des Weiteren geht aus der Tabelle 5.2 hervor, dass sich laut der gemessenen Ausgleichsdrücke bei der Blaslufrückführung mit dem sechsten Zyklus eine Sättigung des Vorformdrucks  $p_{VFP}$  einstellt, was im Einklang mit der theoretischen Vorhersage (vgl. Tabelle 5.1) steht.

Ferner ist den Druckverläufen der Abbildung 5.10 zu entnehmen, dass der Druck des Druckspeichers nach dem Druckausgleich des Zwischenspeichers sinkt, währenddessen nach der Blaslufrückführung ein Druckanstieg zu verzeichnen ist. Diese Effekte sind auf isochore Zustandsänderungen innerhalb des Druckspeichers zurückzuführen. So kommt es im Druckspeicher beim Zwischenspeichern aufgrund der stattfindenden Kompression der Druckluft zum Temperaturanstieg und bei der Blaslufrückführung wegen der ablaufenden Expansion zu einem Temperaturabfall. Da im Gegensatz zu der im Abschnitt 5.2 getroffenen Annahme nach dem Druckausgleich weder ein vollständiges thermisches Gleichgewicht noch adiabate Verhältnisse vorliegen, findet bis zum nächsten Druckausgleich zwischen dem Druckspeicher und der Umgebung ein Temperatúrausgleich statt. Dabei bewirkt der Temperaturabfall nach dem Zwischenspeichern im Druckspeicher eine Reduzierung und der Temperaturanstieg nach der Blaslufrückführung eine Erhöhung des Speicherdrucks. In den weiteren Untersuchungen mit unterschiedlichen Druckspeichergrößen wurde festgestellt, dass dieser Effekt mit steigen-

der Druckspeichergröße nachlässt (vgl. Abbildung 5.11, Abbildung 5.12), was auf die dann geringeren Druckdifferenzen im Druckspeicher vor und nach den Druckausgleichen zurückzuführen ist.

Nachfolgend wird mit dem in der ersten Versuchsreihe gemessenen Vorformdruck  $p_{VFP}$  das labortechnisch erzielte mit dem theoretisch ermittelten Einsparpotenzial verglichen:

- labortechnisch erzieltes maximales Einzeleinsparpotenzial über Gleichung (5.12):

$$\Phi_{BL} = \left( 1 - \frac{p_{WKZ} V_{BT} - p_{VFP} V_{BT}}{p_{WKZ} V_{BT} - p_{umg} V_{VF}} \right) 100 \% = 29,8 \%$$

mit  $p_{WKZ} = 8,62 \text{ bar}$ ,  $p_{VFP} = 3,28 \text{ bar}$  (6. Zyklus, Abbildung 5.10, Tabelle 5.2),

$p_{umg} = 1,013 \text{ bar}$ ,  $V_{BT} = V_{VF} = 2 \text{ l}$ ,

- theoretisch ermitteltes, maximales Einzeleinsparpotenzial über Gleichung (5.25):

$$\Phi_{BL,\infty} = \frac{k_{DS}}{1 + 2k_{DS}} 100 \% = 33.3 \%$$

mit  $V_{BT} = V_{DS} = 2 \text{ l} \rightarrow k_{DS} = 1$ .

Gleichwohl der im Laborversuch festgestellten Diskrepanzen zwischen den berechneten und gemessenen Ausgleichdrücken sowie des zwischen den Druckausgleichen abfallenden bzw. ansteigenden Speicherdrucks wird mit den im Abschnitt 5.2 hergeleiteten Gleichungen zur Berechnung des Einsparpotenzials mit einer Abweichung von 3,5 % eine sehr gute Übereinstimmung mit den Laborergebnissen erzielt.

Nachdem anhand der ersten Versuchsreihe mit einem Druckspeicher- zu Blasteilvolumenverhältnis von  $k_{DS} = 1$  der Versuchsaufbau erfolgreich getestet und die Gleichungen zur Berechnung des Einsparpotenzials verifiziert werden konnten, wurde im Rahmen einer Variationsstudie der Einfluss der Druckspeichergröße bzw. des Volumenverhältnis  $k_{DS}$  auf das Einsparpotenzial labortechnisch untersucht. Hierzu wurden für den Druckspeicher DS5.1 des Versuchsaufbaus (Abbildung 5.8) unterschiedlich große Druckbehälter verwendet und somit auch die Volumenverhältnisse  $k_{DS} = 2,5$ ; 5 und 50 generiert. Aufgrund der Dimensionen der Druckbehälter war eine Installation an der Montagewand nicht möglich, sodass die Druckspeicher neben dem bisherigen Versuchsaufbau platziert wurden. Zudem war zur Wahrung der Volumenverhältnisse  $k_{DS}$  das Ventil WV5.2 ebenfalls zu verlegen und unmittelbar an dem jeweiligen Druckspeicher anzuordnen. Die geänderte Versuchsanordnung erforderte zwi-

schen dem Schnellentlüftungsventil SEV2.6 und dem Ventil WV5.2 eine deutlich längere Druckluftleitung, deren Volumen mit  $V_{DLL} \approx 0,3 \text{ l}$  bei der späteren Auswertung der Versuchsergebnisse zu berücksichtigen ist.

Während der Versuchsdurchführung der Variationsstudie waren für jedes Volumenverhältnis so viele Zyklen des nachgestellten Prozessablaufs zur Blasluftückführung zu absolvieren, bis sich die Sättigung des Vorformdrucks nach dem Druckausgleich zur Blasluftückführung einstellte und somit ein stationärer Betrieb vorlag. Stellvertretend für die in der Variationsstudie untersuchten Volumenverhältnisse sind in Abbildung 5.11 die Druckverläufe der Versuchsreihe für das Volumenverhältnis  $k_{DS} = 5$  bis zum stationären Betrieb dargestellt.

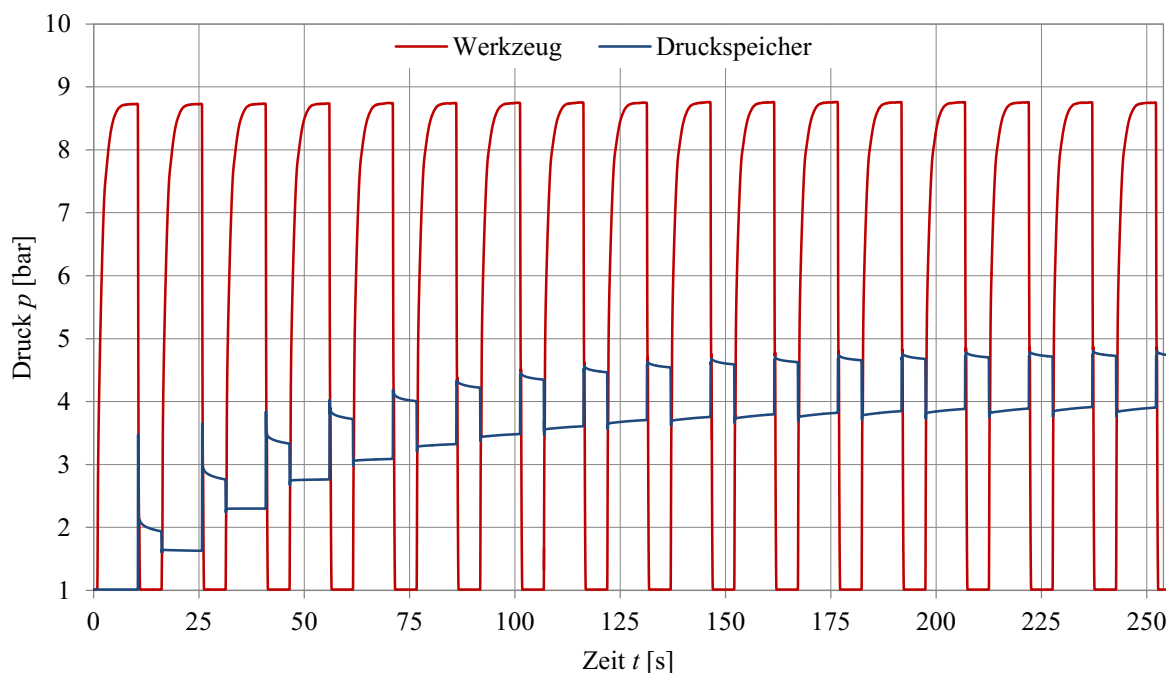


Abbildung 5.11: Druckverläufe des am Versuchsaufbau nachgestellten Prozessablaufs zur Blasluftückführung, Versuchsreihe mit  $k_{DS} = 5$ ,  $k_{VF} = 1$ ,  $V_{DLL} \approx 0,3 \text{ l}$

Wie erwartet, bedarf es im Vergleich mit der ersten Versuchsreihe mit  $k_{DS} = 1$  (Abbildung 5.10) bis zur Sättigung des Vorformdrucks einer größeren Anzahl an durchlaufenen Prozesszyklen. Des Weiteren weisen die Druckverläufe aller Versuchsreihen weitestgehend qualitativ gleiche Verläufe auf. Lediglich im Verlauf des Speicherdrucks zu den Zeitpunkten der beginnenden Druckausgleiche waren zwischen den Versuchsreihen Unterschiede festzustellen. Während die Versuchsreihe  $k_{DS} = 2,5$  ähnliche Druckverläufe wie bei  $k_{DS} = 1$  aufweist, tritt bei den ersten Zyklen der Versuchsreihe  $k_{DS} = 5$  (Abbildung 5.11) zu Beginn des Druckausgleichs zum Zwischenspeichern der Blasluft zunächst ein schlagartiger Anstieg des Speicherdrucks auf, ehe dieser auf den Ausgleichsdruck abfällt. Dabei verringert sich der Ausschlag mit jedem Durchlauf, bevor die Druckkurven ab dem fünften Zyklus unauffällig ver-

laufen. Bei der Versuchsreihe  $k_{DS} = 50$  weist der Speicherdruck neben dem Anstieg beim Zwischenspeichern zusätzlich einen kurzzeitigen Abfall beim Druckausgleich bei der Prozessrückführung der Blasluft auf, was auch im stationären Betrieb noch zu beobachten ist (Abbildung 5.12).

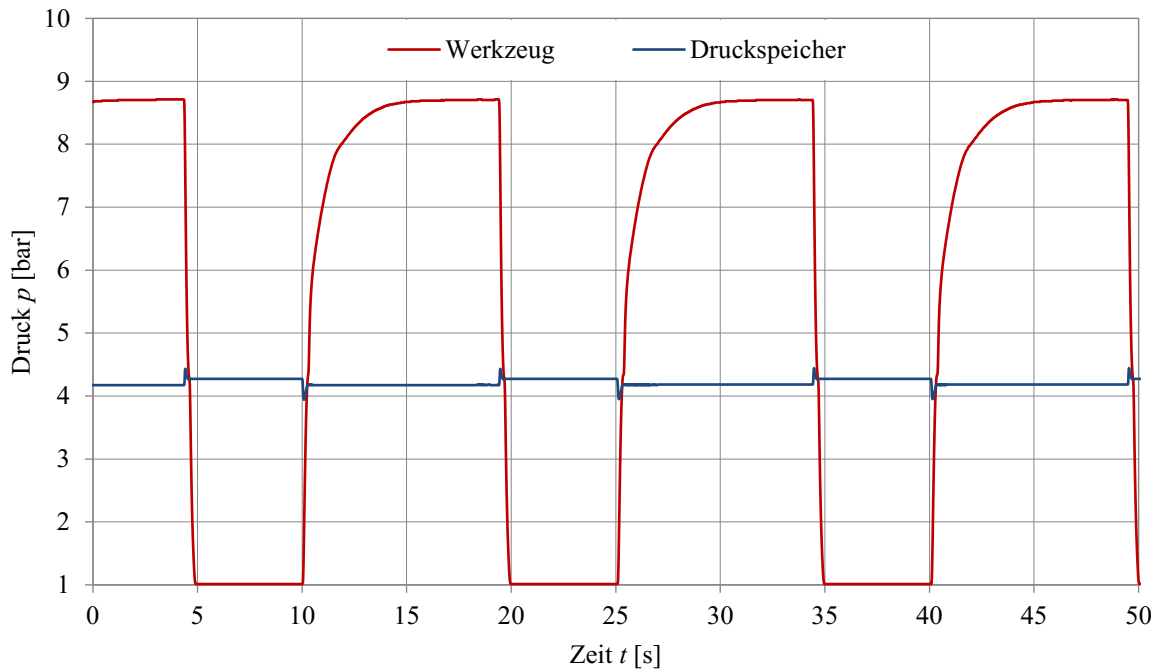


Abbildung 5.12.: Druckverläufe des im Versuchsaufbau nachgestellten Prozessablaufs zur Blasluftückführung, Versuchsreihe im stationären Betrieb mit  $k_{DS} = 50$ ,  $k_{VF} = 1$   $V_{DLL} \approx 0,3$  l

Die beschriebenen Druckanstiege bzw. -abfälle zu Beginn der Druckausgleiche sind auf Druck- bzw. Unterdruckschläge zurückzuführen, die durch das plötzliche Öffnen des Ventils WV5.2 entstehen. Dabei wird die Höhe des Druckschlags von dem Druck- sowie dem Volumenverhältnis der Druckbehälter des Werkzeugs und des Druckspeichers beeinflusst. Des Weiteren tritt eine Überlagerung der Druckschläge mit den Druckanstiegen/-abfällen der Druckausgleiche auf. Folglich werden die Druckschläge in den Druckkurven nur sichtbar, wenn die Druckschläge größer als die Differenz des Speicherdrucks vor und nach dem Druckausgleich sind, was in der Variationsstudie nur bei Versuchsreihen der Volumenverhältnisse  $k_{DS} = 5$  und  $k_{DS} = 50$  der Fall ist. Ein Einfluss der Druckschläge auf das durch die Prozessrückführung der Blasluft erreichbare Einsparpotenzial wurde nicht festgestellt.

Ferner ist anhand der Versuchsreihen der Variationsstudie zu beobachten, dass sich der bereits an der ersten Versuchsreihe mit dem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 1$  (Abbildung 5.10) diskutierte Effekt der zwischen den Druckausgleichen ansteigenden bzw. abfallenden Speicherdrücke durch die Vergrößerung des Volumenverhältnisses verringert. So wurden jeweils im stationä-



ren Betrieb zwischen den Druckausgleichen eine Differenz des Speicherdrucks von  $\Delta p_{DS} = 0,2$  bar bei Volumenverhältnis  $k_{DS} = 1$ ,  $\Delta p_{DS} = 0,13$  bar bei  $k_{DS} = 2,5$  und  $\Delta p_{DS} = 0,06$  bar bei  $k_{DS} = 5$  festgestellt, währenddessen bei der Versuchsreihe mit dem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 50$  keine Druckänderungen mehr zu verzeichnen waren (vgl. Abbildung 5.12). Dass sich die Druckänderungen zwischen den Druckausgleichen mit steigenden Volumenverhältnissen reduzieren, ist auf die bei größeren Druckspeichern geringeren Differenzen des Speicherdrucks während der Druckausgleiche zurückzuführen. So treten aufgrund der kleineren Druckdifferenzen im Druckspeicher geringere durch die Kompressions- und Expansionsvorgänge verursachte Temperaturänderungen auf, infolgedessen sich der Temperaturengleich zwischen dem Druckspeicher und der Umgebung weniger bis gar nicht auf den Speicherdruck auswirkt. Dieses Verhalten spiegelt sich ebenfalls in den nachfolgenden Auswertungen zum labortechnisch erreichten Einsparpotenzial der Prozessrückführung der Blasluft derart wider, dass die Abweichungen zu den theoretisch erreichbaren Einsparpotenzialen mit steigenden Volumenverhältnissen sinken (vgl. Tabelle 5.3).

Im Weiteren sind die labortechnischen Versuchsreihen der Variationsstudie hinsichtlich des erreichbaren Einsparpotenzials auszuwerten und mit den theoretischen Berechnungen aus Abschnitt 5.2 zu vergleichen. Hierzu werden zunächst die maximal erreichten Einzeleinsparpotenziale der verschiedenen Volumenverhältnisse analog der ersten Versuchsreihe über die Gleichung (5.12) mit den im stationären Betrieb gemessenen Werkzeug- und Vorformdrücken ( $p_{WKZ}$ ,  $p_{VFP}$ ) ermittelt. Bei den Berechnungen der theoretisch erreichbaren Einsparpotenziale sind die Gegebenheiten des Versuchsaufbaus zu beachten. So sind neben dem Blasteilvolumen  $V_{BT} = 2$  l, dem jeweilig untersuchten Druckspeichervolumen  $V_{DS}$  und dem Vorformvolumen  $V_{VF} = 2$  l auch das Volumen der Druckluftleitung zwischen dem Druckspeicher und dem Schnellentlüftungsventil mit  $V_{DLL} = 0,3$  l zu berücksichtigen. Für die Ermittlung des theoretisch erreichbaren Einsparpotenzials war daher zunächst über die Gleichung (5.19) der maximale Vorformdruck im stationären Betrieb iterativ zu berechnen und anschließend die Gleichung (5.12) anzuwenden. Ebenfalls von Interesse ist es, wie viele Zyklen bis zum Erreichen des annähernd stationären Betriebs laut den theoretischen Berechnungen im Vergleich zu den labortechnischen Untersuchungen benötigt werden. In Tabelle 5.3 sind die Ergebnisse gegenübergestellt.

Tabelle 5.3: Anzahl der Zyklen bis zum stationären Betrieb und maximales Einsparpotenzial  $\Phi_{BL,\infty}$  verschiedener Volumenverhältnisse  $k_{DS}$ , Theorie und Labortests im Vergleich

Volumen- verhältnis $k_{DS}$	Zyklen bis zum stationären Betrieb		maximales Einzeleinsparpotenzial im stationären Betrieb $\Phi_{BL,\infty}$ [%]			
	berechnet	gemessen	berechnet (Gl. 5.12, 5.19)	gemessen	Abweichung [%]	
					absolut	relativ
1	5	6	27,6	23,2	4,4	15,9
2,5	11	12	35,4	30,9	4,5	12,7
5	17	17	39,0	35,2	3,8	9,7
50	188	250*	43,0	41,4	1,6	3,7

\* deutliche Abweichung zur Berechnung aufgrund teilweise nur fehlerhaft detektierbarer Druckausgleiche zu Beginn der Versuchsreihe (wg. geringen Druckunterschieden)

Die Ergebnisse der Laborversuche weisen eine gute Übereinstimmung mit den theoretischen Berechnungen auf. Dabei kann die erforderliche Zyklusanzahl bis zum Erreichen des stationären Betriebszustands sehr gut vorhergesagt werden. Lediglich beim Volumenverhältnis  $k_{DS} = 50$  ist eine deutliche Diskrepanz zu verzeichnen. Dies ist auf die in den ersten Zyklen sehr geringen Speicherdrücke zurückzuführen, die in den Laborversuchen zur teilweise fehlerhaften Detektion der Druckausgleiche und somit im Druckspeicher nur zu kleinen Druckanstiegen je Zyklus führten. In der Folge werden mehr Zyklen bis zum Erreichen der Drucksättigung bzw. des stationären Betriebszustands benötigt. Die in den Laborversuchen mit Erreichen des stationären Betriebszustands ermittelten Einzeleinsparpotenziale  $\Phi_{BL,\infty}$  der unterschiedlichen Volumenverhältnisse weichen von den theoretischen Berechnungen zwischen 1,6 % und 4,4 % (absolute Abweichung) bzw. zwischen 3,7 % und 15,9 % (relative Abweichung) ab, wobei mit steigendem Volumenverhältnis bessere Übereinstimmungen erreicht werden. Die auftretenden Abweichungen sind im Wesentlichen auf den bereits diskutierten Effekt der ansteigenden bzw. abfallenden Speicherdrücke zwischen den Druckausgleichen zurückzuführen, der mit steigenden Volumenverhältnissen abnimmt. Da dieser Effekt in den theoretischen Berechnungen keine Berücksichtigung findet, kommt es mit steigenden Volumenverhältnissen zur Annäherung der labortechnischen ermittelten an die berechneten Einzeleinsparpotenziale.

Ergänzend zu den Einzeleinsparpotenzialen werden in der Abbildung 5.13 die labortechnisch ermittelten und theoretisch berechneten Verläufe des Gesamteinsparpotenzials über die Anzahl der durchlaufenen Zyklen gegenübergestellt. Während die Verläufe qualitativ den gleichen Trend aufweisen, spiegeln sich die bereits bei den Einzeleinsparpotenzialen festgestellten quantitativen Abweichungen wider. Die bei dem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 50$  während

der ersten 50 Zyklen noch großen Abweichungen beruhen auf der bereits angesprochenen schwierigen Detektion der Druckausgleiche. Wie bei den theoretischen Untersuchungen zeigt sich auch in den Laborversuchen, dass sich die maximal erreichbaren Gesamteinsparpotenziale erst deutlich später als die maximalen Einzeleinsparpotenziale einstellen (vgl. Tabelle 5.3). Eine nahezu exakte Übereinstimmung wird bei der Anzahl der Zyklen erzielt, bei der das Gesamteinsparpotenzial größerer Volumenverhältnisse das der niedrigeren Volumenverhältnisse überschreitet. Folglich eignen sich die theoretischen Berechnungen zur Auswahl der für den Anwendungsfall zweckmäßigen Druckspeichergröße.

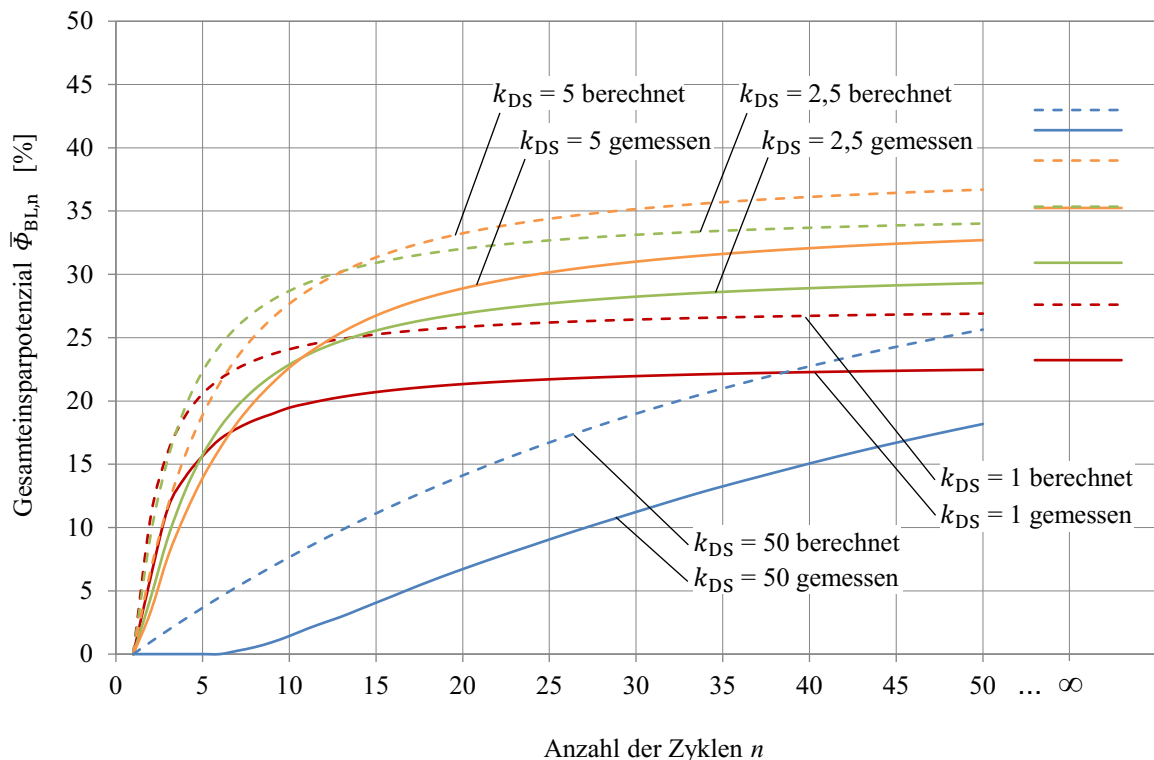


Abbildung 5.13: Gegenüberstellung der labortechnisch ermittelten und theoretisch berechneten Gesamteinsparpotenziale unterschiedlicher Volumenverhältnisse über die Anzahl der durchlaufenen Prozesszyklen (in Anlehnung an [133])

Zusammenfassend ist festzustellen, dass mit den in Kapitel 5.2 hergeleiteten Gleichungen das durch die Prozessrückführung der Blasluft unter Laborbedingungen erreichbare Einsparpotenzial mit einer guten Genauigkeit vorhergesagt werden kann, gleichwohl das erreichbare Einsparpotenzial insbesondere bei kleinen Volumenverhältnissen etwas überschätzt wird.

## 5.5 Umsetzung unter Praxisbedingungen

Nachdem der geänderte Prozessablauf zur Prozessrückführung der Blasluft erfolgreich unter Laborbedingungen getestet und die theoretischen Berechnungen verifiziert werden konnte, wurden an drei verschiedenen Blasteilen (Abbildung 5.14) und Blasformmaschinen Untersuchungen unter Praxisbedingungen durchgeführt. Hierbei wurden bei der Rundhalsflasche die Volumenverhältnisse  $k_{DS} = 1$  und  $k_{DS} = 5$ , bei dem Spielbaustein  $k_{DS} = 1$  und bei der Bauschuttrutsche  $k_{DS} = 1,8$  eingestellt.



a) Rundhalsflasche:  
 $V_{BT} = 1 \text{ l}$



b) Spielbaustein:  
 $V_{BT} = 2,4 \text{ l}$

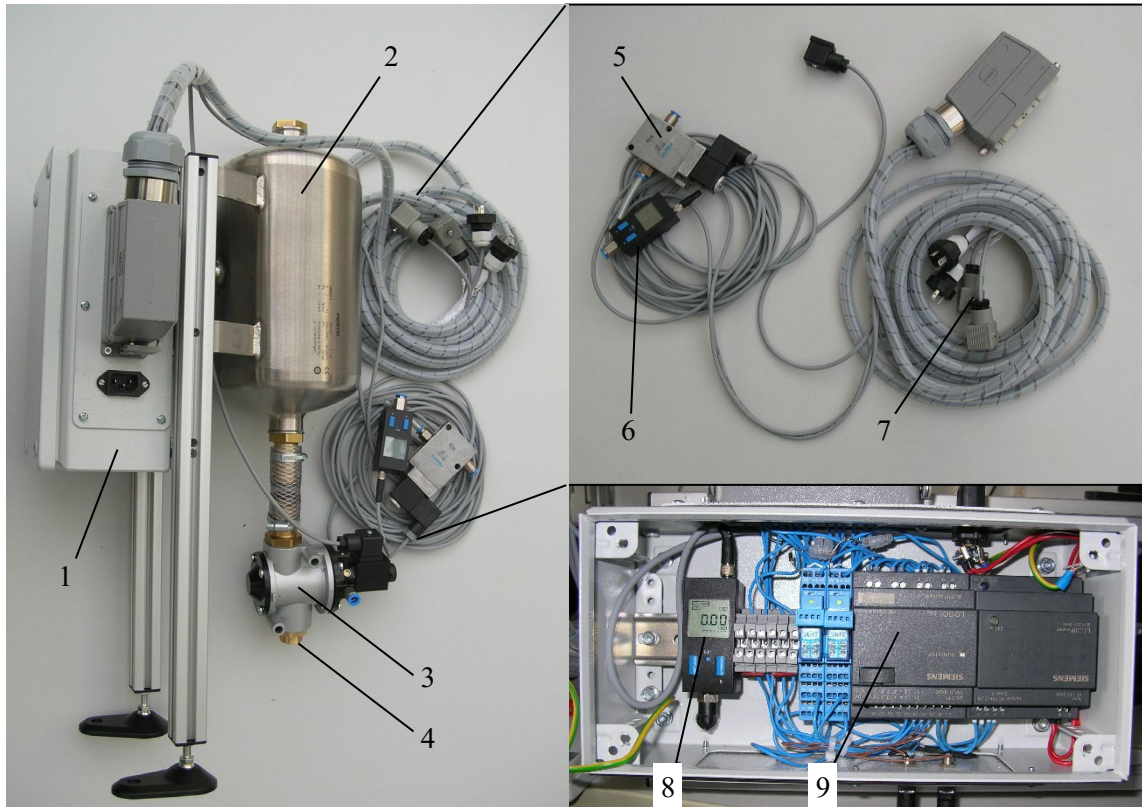


c) Bauschuttrutsche:  
 $V_{BT} = 220 \text{ l}$

Abbildung 5.14: Blasteile der Praxisversuche zur Prozessrückführung der Blasluft

Entsprechend der Anlagentechnik wurden die zur Umsetzung des geänderten Prozessablaufs benötigten Komponenten ausgewählt (vgl. Abschnitt 5.3) und zu Prototypen des Einsparmoduls zur Prozessrückführung der Blasluft (Abbildung 5.15) zusammengefügt. Um die durch die Druckluftleitung verursachten Verlustvolumina für die Auswertung vernachlässigbar gering zu halten, war das Ventil WV5.2 des Einsparmoduls unmittelbar an der Be- bzw. Entlüftungsstelle des Blasformwerkzeugs anzuordnen.

Zur steuerungstechnischen Integration wurden die Maschinensignale der Vorblas- und Blasluftfunktion über die Ventilstecker der jeweiligen Ventile abgegriffen und in die Steuerung des Einsparmoduls eingelesen. Das Schalten der herkömmlichen sowie der zusätzlichen Ventile erfolgte entsprechend des geänderten Steuerungsablaufs ausschließlich über die SPS des Einsparmoduls, wobei die Maschinensignale den Beginn der Formgebung und das Ende der Kühlphase vorgeben.



- |                                 |                                 |                               |
|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|
| 1 Schaltkasten                  | 4 Maschinenschnittstelle        | 7 Ventilstecker Steuersignale |
| 2 Druckspeicher DS5.1*          | 5 Ventil Spülluftleitung WV4.2* | 8 Sensor Speicherdruck 5.4*   |
| 3 Ventil Druckausgleiche WV5.2* | 6 Sensor Werkzeugdruck 5.3*     | 9 Steuerung (SPS)             |

\* Bezeichnung entspricht dem Pneumatikschaltplan in Abbildung 5.6

Abbildung 5.15: Beispiel eines Prototyps des Einsparmoduls zur Prozessrückführung der Blasluft

Im Rahmen der Praxistests wurden an den Blasformanlagen zunächst Referenzmessungen am herkömmlichen Prozessablauf durchgeführt, bevor die Ausrüstung mit den Einsparmodulen und Messungen zur Prozessrückführung der Blasluft erfolgte. Zur anschließenden Auswertung des erreichten Einsparpotenzials war während der Versuchsreihen neben den Werkzeug- und Speicherdrücken auch der Volumenstrom der Druckluft in der Zuleitung der Blasformanlage zu erfassen.

In Abbildung 5.16 ist die mit dem Einsparmodul ausgerüstete Blasformanlage zur Herstellung der 1-Liter-Rundhalsflasche (Abbildung 5.14a) dargestellt. Bilder der weiteren umgerüsteten Blasformanlagen können der Anlage F entnommen werden.

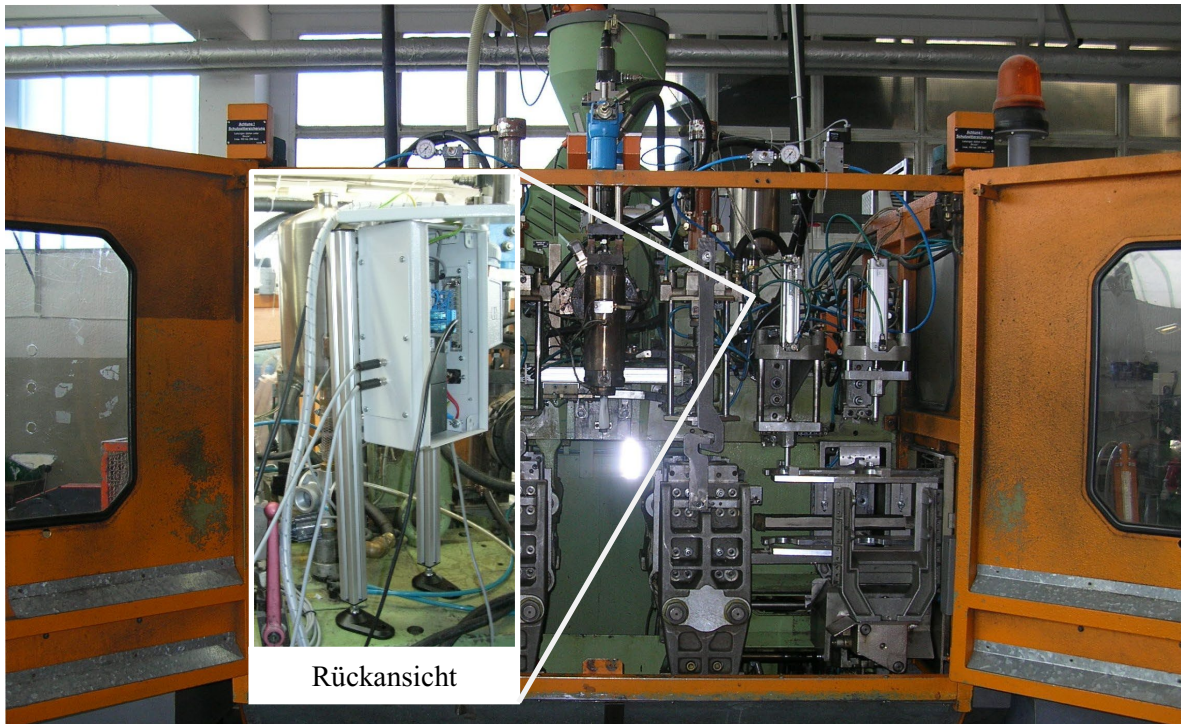


Abbildung 5.16: Blasformanlage zur Herstellung der 1-Liter-Rundhalsflasche mit Einsparmodul ausgerüstet [133]

Bei den Praxistests während der Herstellung des Spielbausteins (Abbildung 5.14b) wurde neben der Erfassung der Messgrößen zur Ermittlung des unter Praxisbedingungen erreichbaren Einsparpotenzials auch der Umformgrad während des Vorformprozesses bei der Blasluft-rückführung (Abbildung 5.2, Phase 5) untersucht. Hierzu wurde der Prozessablauf nach dem Druckausgleich der Blasluft-rückführung unterbrochen, das Werkzeug geöffnet und das Blasteil entnommen. Wie der Abbildung 5.17 zu entnehmen ist, wird das Blasteil beim Vorformprozess nahezu vollständig ausgeformt.



Abbildung 5.17: Umformgrad des Spielbausteins nach dem Vorformprozess (links) im Vergleich zum vollständig umgeformten Blasteil (rechts)

So weist das nach dem Vorformprozess entnommene Blasteil (Abbildung 5.17, links) mit den äußeren Kanten und den Noppen bereits alle wesentlichen Merkmale des Spielbausteins auf

und selbst Details wie der Schriftzug auf den Noppen sind erkennbar. Die dennoch deutlichen Unterschiede der Gestalt sind vorrangig auf die Entnahme des Blasteils vor Erreichen der Formstabilität aufgrund des vor der Kühlphase unterbrochenen Prozessablaufs zurückzuführen, wodurch das Blasteil in sich zusammenfiel. Die bei den theoretischen Betrachtungen getroffene Annahme, dass während des Vorformprozesses die Endkontur des Blasteils bereits vollständig erreicht wird, kann somit als zulässig bewertet werden.

In der Abbildung 5.18 sind stellvertretend für die Praxistests die Druck- und Volumenströme des herkömmlichen und des zur Prozessrückführung der Blasluft geänderten Prozessablaufs der 1-Liter-Rundhalsflasche für das Volumenverhältnis  $k_{DS} = 5$  im stationären Betriebszustand für einen Zyklus dargestellt.

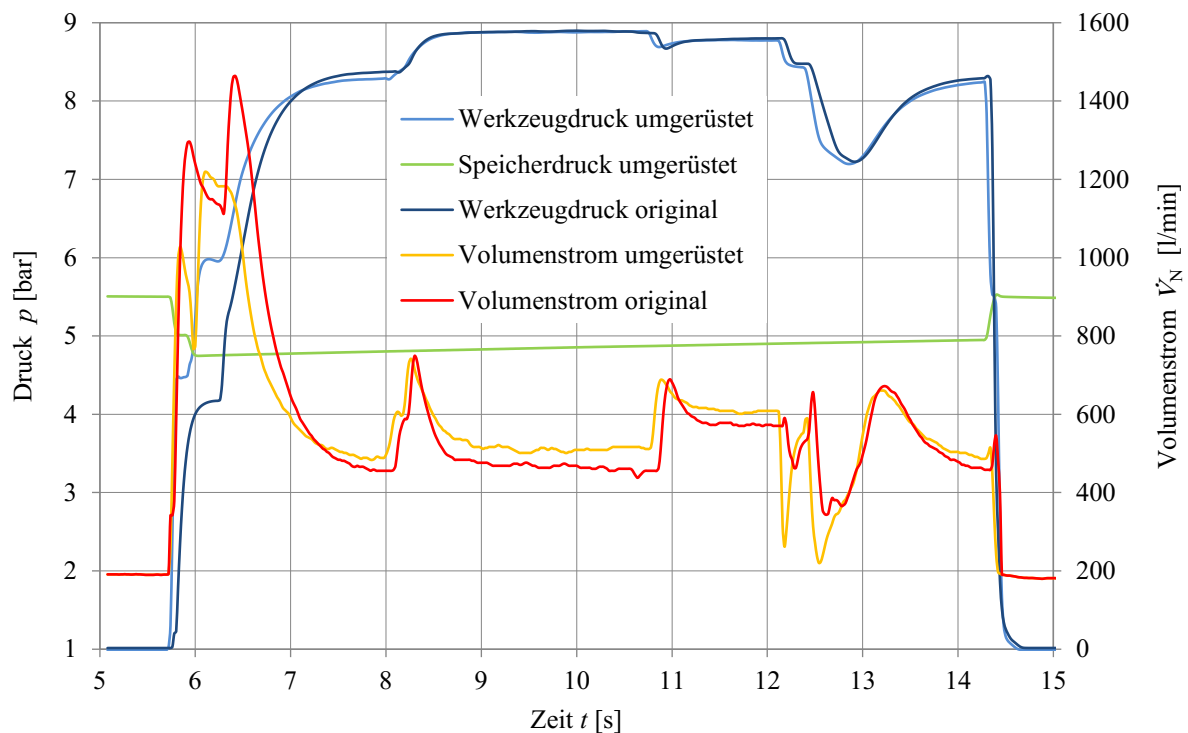


Abbildung 5.18: Druck- und Volumenstromverläufe über einen Zyklus des herkömmlichen und des geänderten Prozessablaufs der 1-Liter-Rundhalsflasche bei einem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 5$  [132]

So findet zu Beginn des geänderten Prozessablaufs der Druckausgleich zur Prozessrückführung der zwischengespeicherten Blasluft statt, wobei der Werkzeugdruck durch die aus dem Druckspeicher strömende Luft ansteigt. Erst dann wird zum Aufbau des erforderlichen Umformdrucks das Werkzeug mit Druckluft aus dem Druckluftnetz versorgt. Der bereits vor dem Druckausgleich kurzzeitige Anstieg des Volumenstroms ist der Vorblasfunktion bei der Einführung des Blasdorns geschuldet. Die durch die Prozessrückführung der Blasluft reduzierte Druckluftmenge zur Formgebung zeigt sich an den Volumenstromverläufen zu Beginn des Zyklus ( $t = 5,8\text{--}7,2$  s), wo der Volumenstrom des geänderten Prozessablaufs deutlich geringe-

re Werte aufweist. Nach der Formgebung verlaufen die Messkurven nahezu identisch, bevor am Ende des Zyklus der Druckausgleich zur Zwischenspeicherung der Blasluft und damit ein Anstieg des Speicherdrucks stattfinden. Die Messreihen der weiteren Praxistests bei der Rundhalsflasche mit dem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 1$ , dem Spielbaustein ( $k_{DS} = 1$ ) sowie der Bauschuttrutsche ( $k_{DS} = 1,8$ ) zeigen ähnliche Verläufe und können der Anlage F entnommen werden. Zur Ermittlung des bei den jeweiligen Versuchsreihen erreichten Einsparpotenzials wurden aus den Volumenstromverläufen über den Zeitraum der Formgebung die aus dem Druckluftnetz entnommene Druckluftmenge für den herkömmlichen und den geänderten Prozessablauf bestimmt, deren Differenz die eingesparte Druckluftmenge  $\Delta V_{BL,N}$  entspricht. Das Einsparpotenzial ergibt sich mit der Gleichung (5.10) aus dem Verhältnis der eingesparten Druckluftmenge zur nach der Formgebung im Blasteil enthaltenen Druckluftmenge  $V_{BL,N}$ . Bei dem Spielbaustein und der Bauschuttrutsche entspricht der Blasluftaufwand  $V_{BL,N}$  den über den Zeitraum der Formgebung ermittelten Druckluftmengen. Bei der 1-Liter-Rundhalsflasche weisen hingegen die gemessenen Volumenströme auch Anteile der Vorblas- und der Spülluft auf, sodass bei diesem Blasteil die zur Formgebung erforderliche Druckluftmenge mit der Gleichung (5.5) über den jeweiligen Blasdruck und das Vorformvolumen ( $V_{VF} = 0,4 \text{ l}$ ) berechnet wurden. In der Tabelle 5.4 sind die Ergebnisse der bei den Praxistests erreichten Einsparpotenziale zusammengefasst und den theoretisch möglichen, über die Gleichung (5.25) bestimmten Einsparpotenzialen gegenübergestellt.

Tabelle 5.4: Ergebnisse der erreichten Einsparpotenziale der Praxistests und Vergleich mit den theoretischen ermittelten Einsparpotenzialen

Blasteil	Volumenverhältnis $k_{DS}$	herkömmlicher Blasluftaufwand $V_{BL,N}$	gemessene Differenz des Blasluftaufwands $\Delta V_{BL,N}$	Einsparpotenzial $\Phi_{BL}$	
				Praxistest	Rechnung
1-Liter-Flasche	1	6,54 l	1,26 l	19,3 %	33,3 %
Spielbaustein	1	13,92 l	2,8 l	20,1 %	33,3 %
Bauschuttrutsche	1,8	852 l	239,8 l	28,1 %	39,1 %
1-Liter-Flasche	5	7,37 l	2,56 l	34,8 %	45,5 %

Dementsprechend zeigen die Ergebnisse der Praxistests die gleiche Tendenz wie die theoretischen Rechnungen auf, indem bei größeren Volumenverhältnissen auch höhere Einsparpotenziale erzielt werden. Im Vergleich zu den Laborversuchen (Tabelle 5.3) sind jedoch höhere Abweichungen festzustellen, was auf Leckagen und Einflüsse der ggf. parallel auftretenden Vorblas- und Spülluftströme zurückzuführen werden kann. Inwiefern bei größeren Volumenverhältnissen ebenfalls eine Annäherung an die theoretischen Berechnungen wie bei den Laborversuchen erreicht wird, kann anhand dieser Versuchsreihen nicht beurteilt werden.



## **6 Sekundärnutzung der zur inneren Blasteilkühlung verwendeten Druckluft**

### **6.1 Lösungsansatz zum Zwischenspeichern konstant anfallender Druckluft**

Neben der zur Formgebung erforderlichen Blasluft entsteht bei der zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Spülluft ein hoher zusätzlicher Druckluftbedarf. Dabei strömt Druckluft während der Kühlphase kontinuierlich unter Beibehaltung des Umformdrucks durch das Innere des abzukühlenden Blasteils, wodurch eine aktive innere Wärmeabfuhr aus dem Blasteil erfolgt. Dies führt zu Kühl- und somit zu Zykluszeitverkürzungen. Die bei der inneren Blasteilkühlung auftretenden wärmetechnischen Effekte sind bei den nachfolgenden Betrachtungen zunächst irrelevant und werden erst im Kapitel 7 näher betrachtet.

Wie bereits im Abschnitt 5.3 bei der Analyse der Druckluftführung des Blasformprozesses beschrieben, wird bei der Spülluftfunktion die im Blasteilinneren befindliche Druckluft über ein Drosselventil ohne weitere Nutzung an die Umgebung abgeleitet, währenddessen kontinuierlich Druckluft aus dem Druckluftnetz in das Blasteil nachströmt. Das Drosselventil dient dabei zur Aufrechterhaltung des erforderlichen Werkzeugdrucks sowie zur Regulierung des Spülluftstroms. Aus den messtechnischen Untersuchungen im Kapitel 4.2.3 (Abbildung 4.8) geht hervor, dass der Werkzeugdruck und der Volumenstrom der Spülluft bereichsweise konstant sind. Das Ziel der folgenden Betrachtungen ist, die bis zum Drosselventil druckbehaftete Prozessabluft (Spülluft) einer sekundären Nutzung zuzuführen, ohne dabei den herkömmlichen Prozessablauf negativ zu beeinflussen. Dies bedarf einer zeitlichen und technologischen Entkopplung des Blasformprozesses von der sekundären Nutzung der Prozessabluft. Hierzu ist ein Speichersystem notwendig, das Druckluft mit einem gleichbleibenden Volumenstrom unter einem konstanten Druck aufnimmt und darüber hinaus eine Regulierung des Volumenstroms und des Drucks ermöglicht.

Herkömmliche, in der Pneumatik eingesetzte Druckspeicher mit einem festen Speichervolumen können diese Anforderungen nicht erfüllen, sodass im Rahmen von [137] ein neuartiges Speicherkonzept entwickelt wurde. Die detaillierten Ergebnisse der durchgeführten Entwicklungsarbeiten und Untersuchungen sind bereits in [138] und [139] veröffentlicht. Nachfolgend werden daher nur die wesentlichen Punkte behandelt.

## 6.2 Speichersystem zur Nutzung druckbehafteter Prozessabluft

Entsprechend der beschriebenen Anforderungen, mit einem Speichersystem die anfallende Prozessabluft (Spülluft) mit einem gleichbleibenden Volumenstrom unter einem konstanten Druck zwischenspeichern zu können, war ein Druckspeicher mit variablen Speichervolumen und definiert einstellbaren Speicherdruck zu entwickeln. In diesem Zusammenhang wurden verschiedene Lösungsansätze erarbeitet und diskutiert, wobei sich das aus der Hydraulik bekannte Speicherprinzip eines BlasenSpeichers in Verbindung mit einem Druckbegrenzungsventil als Vorzugslösung herausstellte [138]. Die Funktionsweise des ausgewählten Lösungsansatzes lässt sich anhand des Schemas in Abbildung 6.1 wie folgt erläutern.

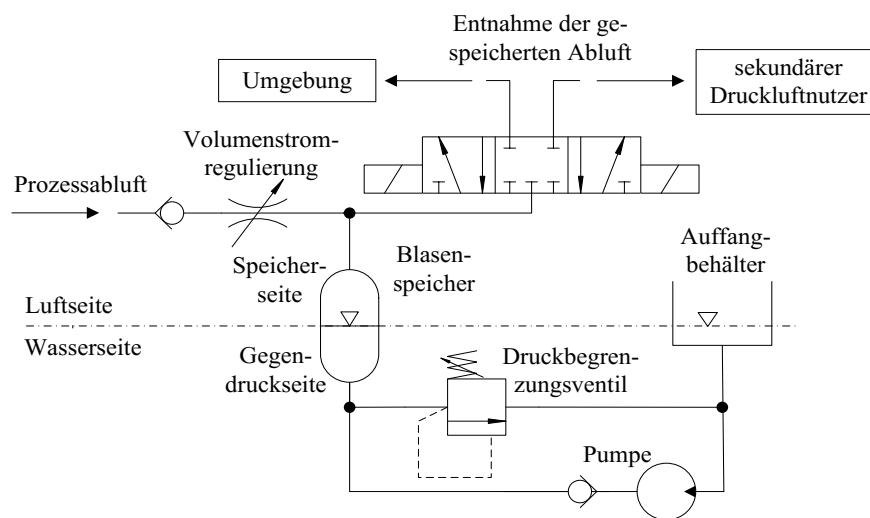


Abbildung 6.1: Schema zur Funktionsweise des Speicherkonzepts [139]

Im Ausgangszustand ist die Speicherblase vollständig mit inkompressiblen Wasser (Wasserseite des Speichers) gefüllt. Dabei stellt die Blase die Gegendruckseite des Speichers dar, um im Betrieb einen konstanten Speicherdruck zu gewährleisten. Sobald sich durch die Zuführung der anfallenden Prozessabluft im Speicher ein ausreichend hoher Speicherdruck aufbaut, wird das Wasser über ein Druckbegrenzungsventil aus der Speicherblase in einen Auffangbehälter verdrängt. Der Abluftdruck entspricht dabei dem Speicherdruck und kann über den Schaltdruck des Druckbegrenzungsventils gezielt beeinflusst werden. Die Regulierung des Volumenstroms der Prozessabluft ist wie bisher über ein in der Abluftleitung befindliches Drosselventil möglich. Im Unterschied zum herkömmlichen Einsatz des Drosselventils tritt über die Drosselstelle aufgrund des sich anschließenden Druckspeichers nur ein geringer Druckverlust auf. Der Volumenstrom der Abluft wird daher vor allem über den Strömungsquerschnitt der Drossel reguliert, während der Druck der Prozessabluft weitestgehend erhalten bleibt. Um ebenfalls bei der Entnahme der zwischengespeicherten Abluft weiterhin einen

konstanten Speicherdruck sicherzustellen, ist das aus der Speicherblase verdrängte Wasser z. B. über eine Pumpe wieder zurückzuführen. Für den Fall, dass der Speicher vollständig mit Abluft befüllt und eine sekundäre Verwendung nicht möglich ist, muss zur Beibehaltung konstant verlaufender Abluftparameter der Zwischenspeicher an die Umgebung zwangsventiliert werden. Anhand von ersten kleintechnischen Labortests wurde die Funktionsweise des Speicherkonzepts erfolgreich erprobt, indem konstante Druck- und Volumenstromverläufe während des Speichervorgangs sowie eine gezielte Regulierung der Abluftparameter nachgewiesen werden konnten [138]. Folglich ist mit diesem Speicherkonzept eine technologisch entkoppelte Speicherung von druckbehafteter Prozessabluft möglich. Nachteilig ist jedoch die Notwendigkeit, bei der Entnahme der gespeicherten Abluft das Wasser über eine Pumpe zurückzuführen. Dies erfordert einen zusätzlichen Energieaufwand und führt zu einer diskontinuierlichen Betriebsweise des Speichers.

Aufbauend auf dem vorgestellten Speicherkonzept wurde für eine kontinuierliche Betriebsweise sowie zur Vermeidung der für die Rückführung des Wassers erforderlichen Pumpe ein Speichersystem aus zwei miteinander verbundenen und alternierend arbeitenden Speichereinheiten entwickelt. Der Schaltplan dieses Systems zum Zwischenspeichern und zur Sekundärnutzung anfallender Prozessabluft ist der Abbildung 6.2 zu entnehmen. In der dargestellten Grundstellung nimmt die linke Speichereinheit DS1.1 die anfallende Prozessabluft auf (Beladephase des Speichers), wobei das in der Speicherblase enthaltene Wasser über das Druckbegrenzungsventil DBV1.1 in die zweite, rechte Speichereinheit DS1.2 verdrängt wird. Gleichzeitig kann durch den zweiten Speicher die zuvor zwischengespeicherte Abluft über das 5/2-Wegeventil WV2.1 einer sekundären Nutzung zugeführt werden (Entladephase des Speichers). Sobald das Wasser vollständig aus dem ersten in den zweiten Speicher verdrängt ist, tauschen durch das Umschalten der Wegeventile WV1.1 und WV2.1 die Speichereinheiten ihre Funktionen als Be- und Entladespeicher. Dann nimmt der zweite Speicher DS1.2 die anfallende Abluft auf und das Wasser wird über das Druckbegrenzungsventil DBV1.2 in den ersten Speicher DS1.1 zurückgeführt. Derweil stellt der erste Speicher die zwischengespeicherte Abluft für eine sekundäre Druckluftnutzung zur Verfügung. Die Regulierung der Abluftparameter erfolgt analog zum beschriebenen Lösungsansatz des Speicherkonzepts für den Abluftdruck über die Druckbegrenzungsventile DBV1.1 und DBV1.2 und für den Abluftvolumenstrom über das Drosselventil DrV1.1.

Fällt zum Zeitpunkt eines vollständig gefüllten Speichersystems mehr Abluft an, als sekundär genutzt werden kann, wird der Entladespeicher über das Druckbegrenzungsventil DBV2.1 zwangsventiliert, um Auswirkungen auf die Abluftparameter zu verhindern. Tritt der umge-

kehrte Fall auf, wobei dem Speichersystem mehr Abluft zur sekundären Nutzung entzogen wird als Prozessabluft anfällt, findet ein Druckabfall im Entladespeicher statt. Da dies ebenfalls zur Beeinflussung der Abluftparameter führen kann, wird bei Unterschreitung eines Mindestdrucks im Entladespeicher die Versorgungsleitung zur sekundären Druckluftnutzung über das 3/2-Wegeventil WV3.1 abgesperrt.

Auf eine weitere, detailliertere Beschreibung der Betriebsweise insbesondere hinsichtlich der Detektion der einzelnen Betriebszustände sowie der erforderlichen Steuerungselemente und Sensorik wird an dieser Stelle verzichtet. Bei Interesse kann die ausführliche Beschreibung [139] entnommen werden.

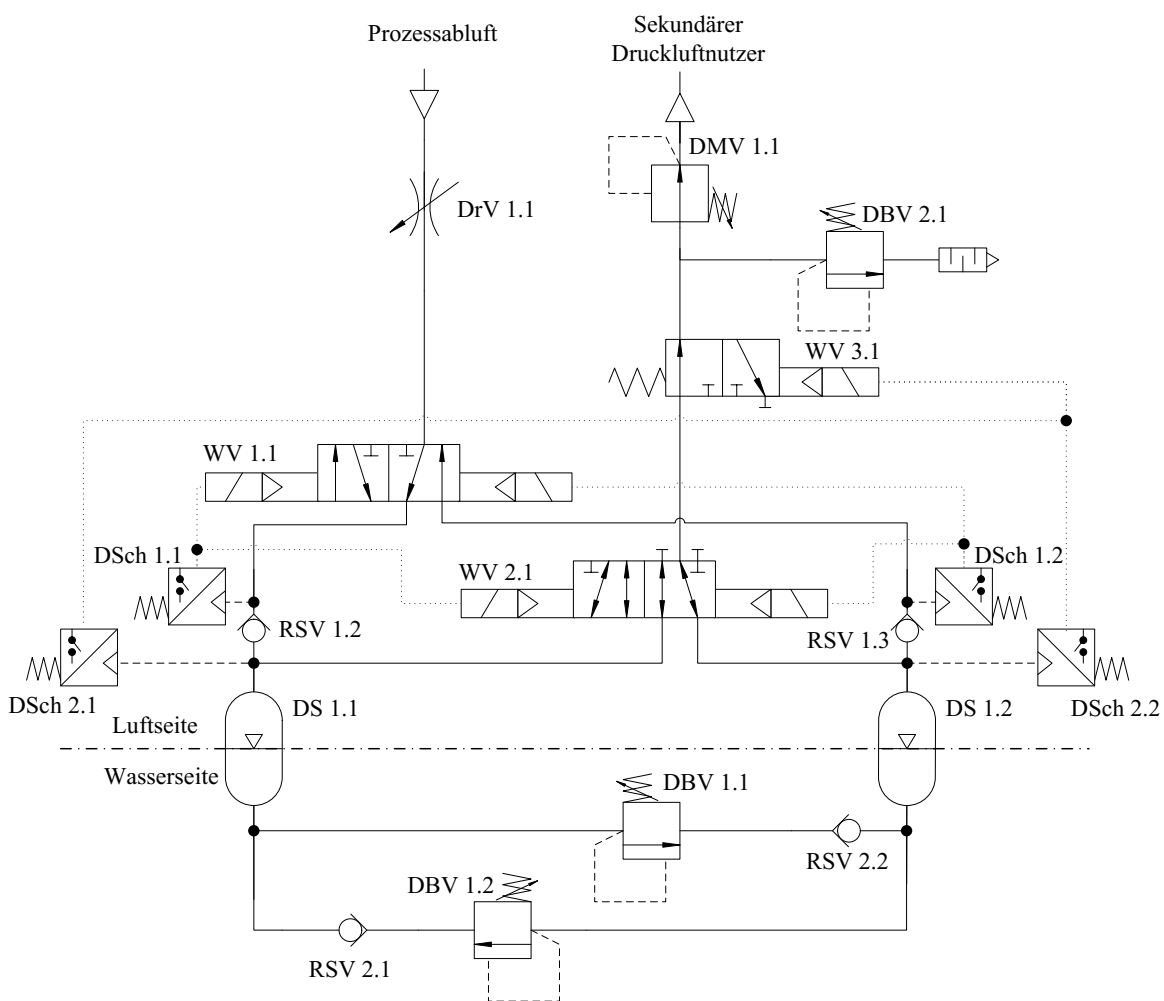


Abbildung 6.2: Schaltplan des Speichersystems zum Zwischenspeichern und zur Sekundärnutzung von konstant anfallender Prozessabluft [139]

Auf Grundlage des entwickelten Schaltplans wurde ein Prototyp des beschriebenen Speichersystems umgesetzt und für den anschließenden Funktionsnachweis mit Messtechnik zur Erfassung der Abluft- und Speicherdrücke sowie des Volumenstroms ausgestattet. Anhand des

in Abbildung 6.3 dargestellten Prototyps folgten im Weiteren Laborversuche zum Betriebsverhalten sowie Praxistests an einer Extrusionsblasformanlage.

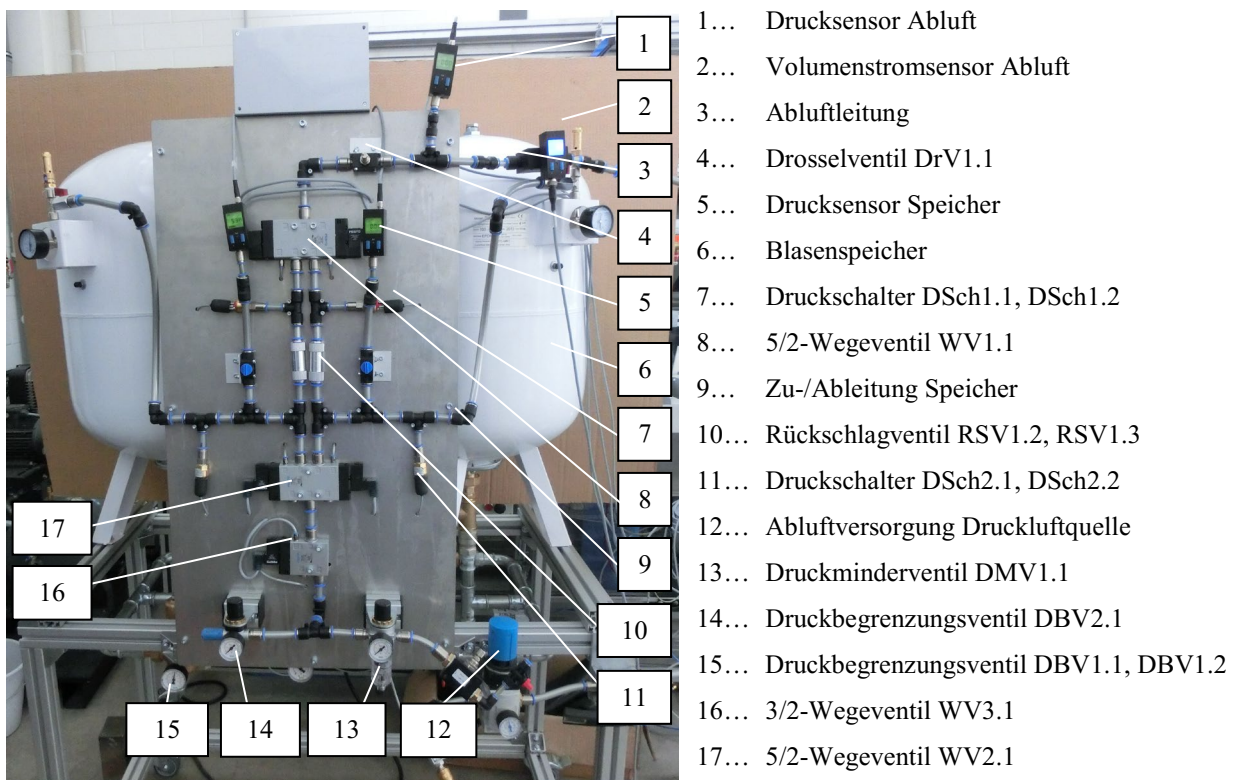


Abbildung 6.3: Prototyp des Speichersystems zum Zwischenspeichern und zur Sekundärnutzung konstant anfallender Prozessabluft [139]

### 6.3 Labor- und Praxistests zur Erprobung des Speichersystems

Mittels labortechnischer Versuchsreihen galt es, das Betriebsverhalten des entwickelten Speichersystems unter definierten Randbedingungen zu untersuchen. Hierbei war insbesondere zu prüfen, inwiefern über das Speichersystem ein anfallender Druckluftstrom bei annähernd gleichbleibenden Druck- und Volumenstromverhältnissen zwischengespeichert und einem sekundären Druckluftnutzer zugeführt werden kann. Zudem war die Möglichkeit einer gezielten Regulierung des Drucks und des Volumenstroms der zu speichernden Druckluft nachzuweisen. Zu diesem Zweck wurden im Rahmen der Versuchsdurchführung die anfallende druckbehaftete Prozessabluft durch eine Druckluftquelle und ein kontinuierlicher Abluftnutzer durch ein Drosselventil simuliert.

Die Abbildung 6.4 stellt die in einer ersten Versuchsreihe ermittelten charakteristischen Druck- und Volumenstromverläufe für die Betriebsweise des Speichersystems über einen Doppelzyklus dar.

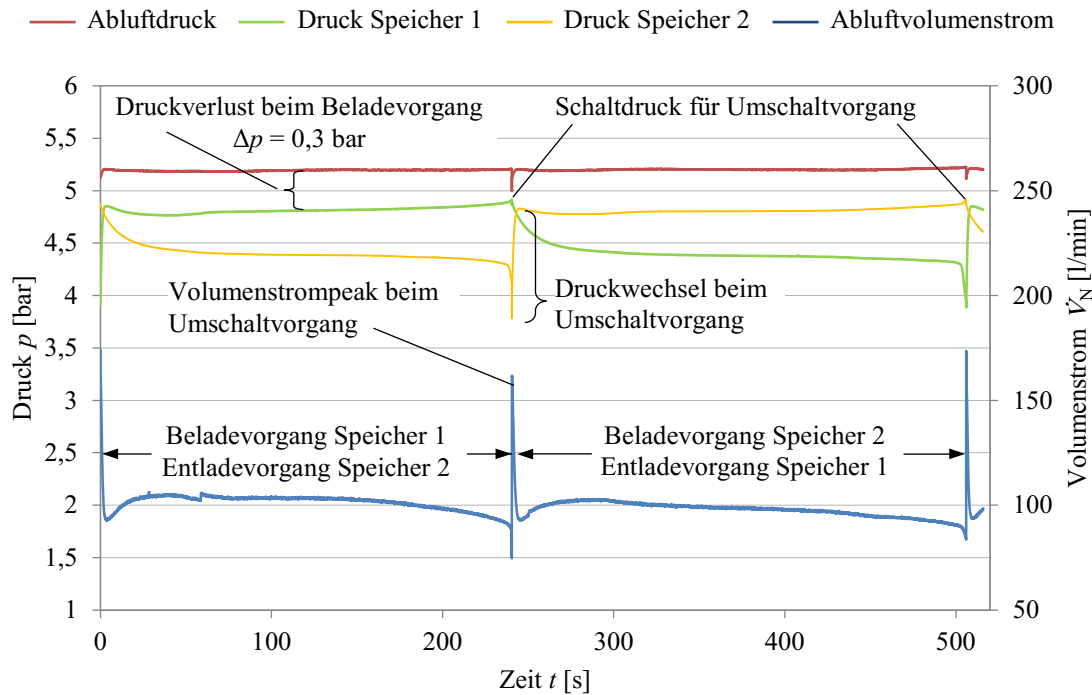


Abbildung 6.4: Charakteristische Druck- und Volumenstromverläufe über einen Doppelzyklus des Speichersystems [139]

Aufgrund der alternierenden Arbeitsweise der zwei Speichereinheiten durchlaufen in einem Doppelzyklus beide Speicher jeweils die Phase des Be- und des Entladens. Dabei nimmt der Speicher 1 in der ersten Hälfte des Doppelzyklus die anfallende Abluft bei einem annähernd gleichbleibenden Speicherdruck sowie einem konstanten Abluftvolumenstrom auf (Beladephase). Derweil befindet sich der Speicher 2 in der Entladephase und versorgt den simulierten Abluftnutzer mit der im vorherigen Zyklus zwischengespeicherten Abluft, wobei der Speicherdruck bis auf den Staudruck des Abluftnutzers (Drosselventil) abfällt und anschließend konstant verläuft. Sobald der Speicher 1 vollständig mit der Abluft gefüllt ist, steigt der Speicherdruck an und der Umschaltvorgang wird ausgelöst. Zeitgleich kommt es zur vollständigen Entladung des Speichers 2 und somit zum Abfall des Speicherdrucks. Mit dem Umschaltvorgang tauschen die Speichereinheiten ihre Funktionen, sodass sich in der zweiten Hälfte des Zyklus der Speicher 1 in der Entlade- und der Speicher 2 in der Beladephase befinden. Dabei findet im Speicher 2 ein schlagartiger Druckanstieg bis auf den durch das wasserseitige Druckbegrenzungsventil einstellbaren Speicherdruck statt, was einen kurzzeitigen Ausschlag des Abluftvolumenstroms verursacht. Der temporäre Anstieg des Volumenstroms ist betriebsbedingt unvermeidlich, kann aber durch einen höheren Restspeicherdruck und ein geringeres Restspeichervolumen am Ende der Entladephase reduziert werden. Nach dem Umschaltvorgang sind die Speicherdrücke und der Abluftvolumenstrom analog zur ersten Hälfte des Dop-

pelzyklus nahezu konstant. Der Abluftdruck weist bis auf einen kleinen kurzzeitigen Abfall während des Umschaltvorgangs über den gesamten Doppelzyklus ebenfalls einen gleichbleibenden Wert auf. Weiter geht aus den Messreihen hervor, dass während des Speichervorgangs Druckverluste auftreten und somit das Druckpotenzial der Abluft nicht im vollen Umfang einer weiteren Nutzung zugeführt werden kann. Dabei ist der auftretende Druckverlust abhängig von der Stellung des zur Regulierung des Abluftvolumenstroms vorgesehenen Drosselventils und beläuft sich in den nachfolgenden Betrachtungen auf Werte zwischen 0,3 und 0,7 bar (Abbildung 6.5). Die Höhe des Abluftdrucks wirkt sich hingegen nicht auf den Druckverlust aus (vgl. Abbildung 6.6). Bei Untersuchungen zur möglichen Regulierung des Abluftvolumenstroms wurden Messreihen mit unterschiedlichen Stellungen DrV1–DrV3 des Drosselventils in der Abluftleitung DrV1.1 (Abbildung 6.2) durchgeführt. Dabei konnte bei annähernd gleichbleibenden Abluft- und Speicherdrücken eine gezielte Beeinflussung des Abluftvolumenstroms nachgewiesen werden (Abbildung 6.5). In Abhängigkeit vom untersuchten Druckbereich waren durch die verschiedenen Drosselstellungen Volumenströme bis zu 155 l/min möglich, wobei die Speicherdrücke um 0,1–0,3 bar schwankten.

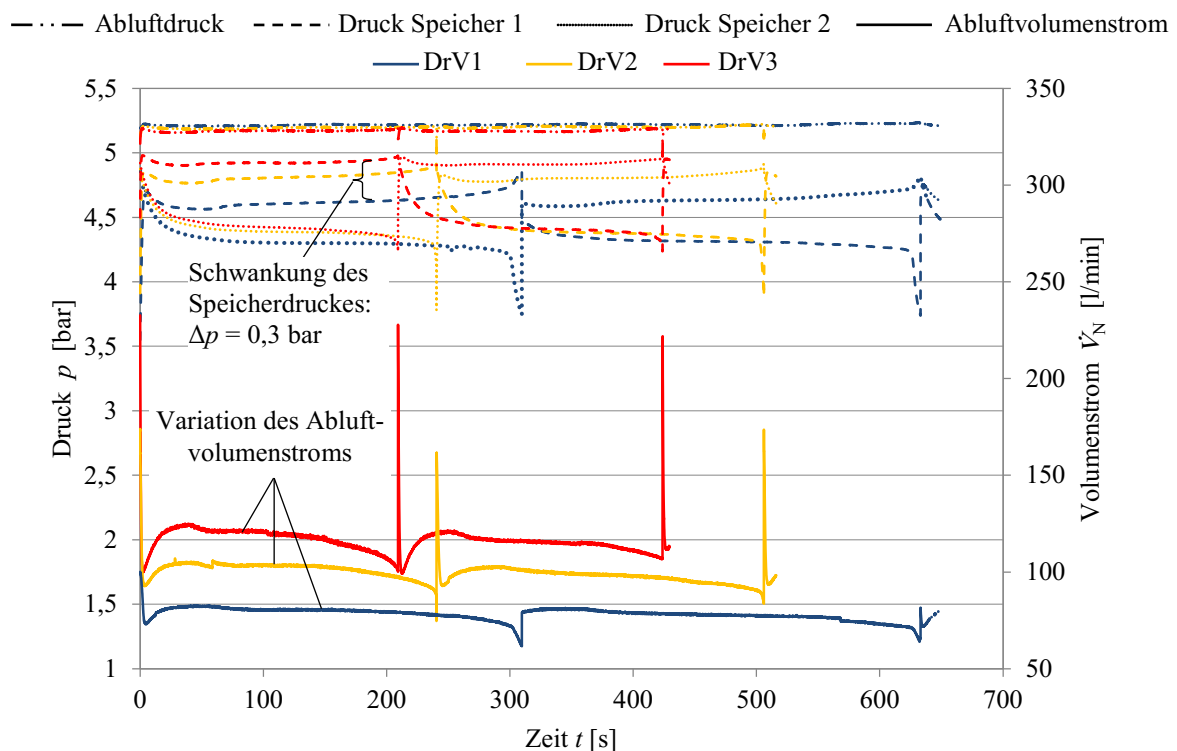


Abbildung 6.5: Druck- und Volumenstromverläufe bei verschiedenen Drosselstellungen bei einem konstant eingestellten Speicherdruck [139]

Zum Nachweis der gezielten Regulierung des Speicher- bzw. des Abluftdrucks wurden Messreihen mit unterschiedlichen Einstellungen DBV1–DBV3 der wasserseitigen Druckbegren-

zungsventile DBV1.1 und DBV1.2 (Abbildung 6.2) gegenübergestellt (Abbildung 6.6). Daraus geht hervor, dass über den Schaltdruck der Druckbegrenzungsventile der Speicherdruck und somit der Abluftdruck angepasst werden kann. Auf den Abluftvolumenstrom wirkt sich dies mit Schwankungen von  $\Delta \dot{V}_N = 13\text{--}27\text{ l/min}$  (je nach untersuchter Drosselstellung) kaum aus. Die in der zweiten Hälfte des Doppelzyklus bei den Messreihen DBV1 und DBV2 auftretenden Volumenstromsprünge sind auf ein unterschiedliches Schaltverhalten der beiden wasserseitigen Druckbegrenzungsventile zurückzuführen [139].

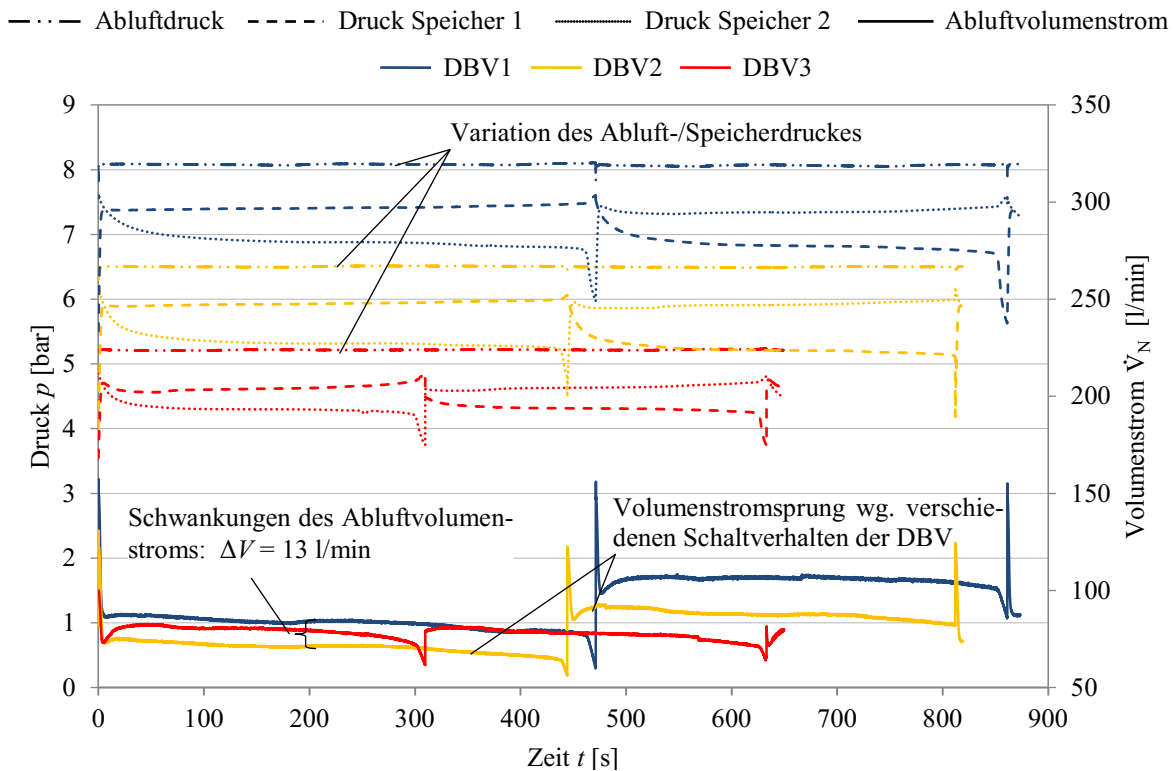
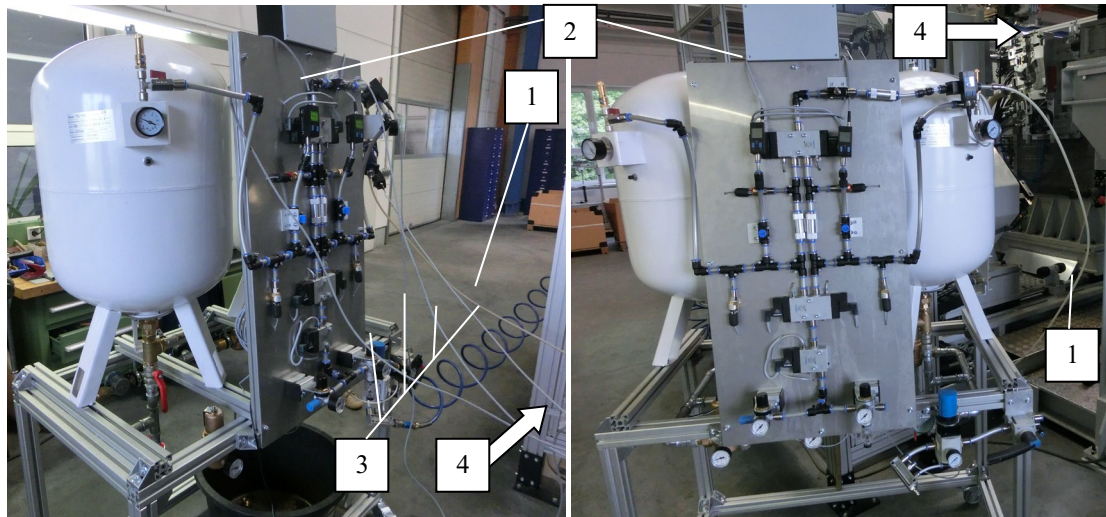


Abbildung 6.6: Druck- und Volumenstromverläufe bei verschiedenen Stellungen des Druckbegrenzungsventils [139]

Folglich konnte durch die Laborversuche nachgewiesen werden, dass durch das entwickelte Speichersystem eine konstant anfallende druckbehaftete Abluft ohne wesentliche Beeinflussung der Abluftparameter (Druck, Volumenstrom) zwischengespeichert und kontinuierlich einer sekundären Nutzung zugeführt werden kann. Darüber hinaus ist mit dem Speichersystem eine gezielte Regulierung der Abluftparameter möglich. Ergänzend zu den Laborversuchen wurde das Betriebsverhalten des Speichersystems mit MATLAB-Simulink simuliert, wonach sich auch eine diskontinuierliche Nutzung der zwischengespeicherten Abluft nicht auf die Abluftparameter auswirkt [139].

Im Weiteren galt es, das Speichersystem unter Praxisbedingungen an einer Extrusionsblasformanlage zu testen (Abbildung 6.7).





1... Abluftleitung der Blasformmaschine

2... Abluftnutzungssystem

3... Sensorkabel zur Messwerterfassung

4... Extrusionsblasformanlage

Abbildung 6.7: Praxistest des Speichersystems an einer Extrusionsblasformanlage [139]

Im Rahmen der Praxistests wurden zunächst Referenzmessungen zur Erfassung des Drucks und des Volumenstroms der Abluft am herkömmlichen Blasformprozess durchgeführt. Im Anschluss folgten Untersuchungen mit dem an der Abluftleitung des Blasformwerkzeugs installierten Speichersystem, wobei neben den Abluftparametern die Drücke der zwei Speichereinheiten des Speichersystems erfasst wurden. Wie in den Labortests diente zur Simulation eines sekundären Druckluftnutzers ein Drosselventil. In der Abbildung 6.8 sind die aufgenommen Kurvenverläufe im Vergleich mit den Referenzmessungen für einen Blasformzyklus dargestellt. Daraus geht hervor, dass mit dem Speichersystem über weite Teile des Prozesszyklus der Druck und der Volumenstrom der Abluft nahezu deckungsgleich auf die Referenzwerte des herkömmlichen Blasformprozesses abgestimmt werden konnten. Lediglich zu Beginn des Zyklus sind beim Einsatz des Speichersystems deutlich erhöhte Abluftverläufe zu verzeichnen, bevor eine Annäherung an die Referenzkurven stattfindet. Dies ist auf die erhöhte Temperatur der aus dem zu kühlenden Blasteil ausströmenden Abluft zurückzuführen, sodass in den Zykluspausen wegen der Abkühlung der gespeicherten Abluft ein Druckabfall im Speicher auftritt. Demnach muss zu Beginn des Folgezyklus durch die Abluft ein Druckanstieg im Beladespeicher bis zum Schaltdruck des Druckbegrenzungsventils herbeigeführt werden, bevor der Speichervorgang mit den angestrebten Betriebsparametern abläuft. Dies ruft einen zunächst unregelmäßigen, hohen Abluftvolumenstrom hervor, der in der Abluftleitung einen erhöhten Staudruck verursacht. Ein Einfluss dieses Effekts auf den Blasformprozess war jedoch nicht festzustellen. Der Druck des Entladespeichers zur Versorgung des sekundären Druckluftnutzers weist hingegen einen nahezu konstanten Verlauf auf.

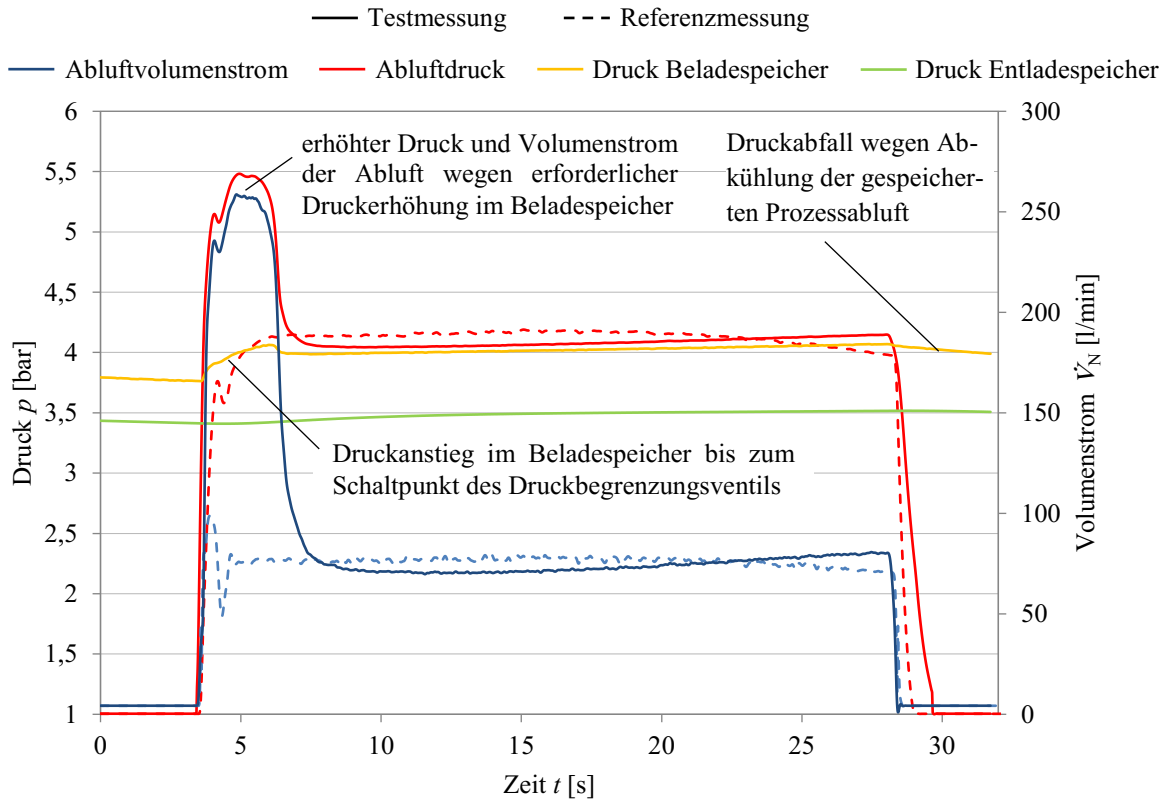
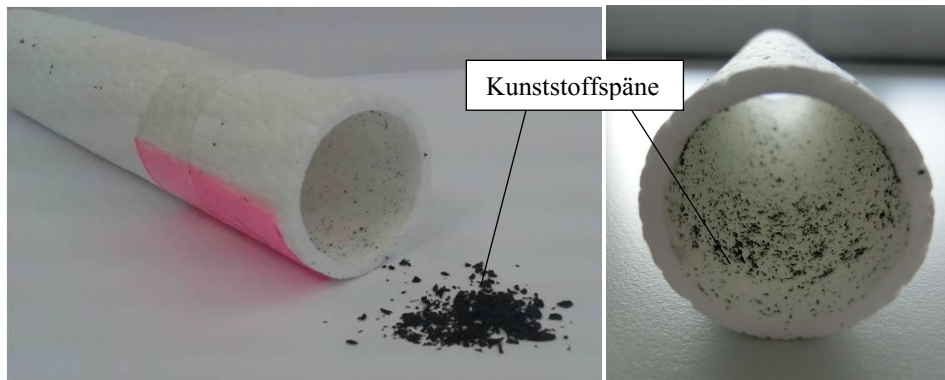


Abbildung 6.8: Druck- und Volumenstromverläufe der Referenz- und Testmessungen über einen Blasformzyklus [139]

Während der Versuchsdurchführung wurden in der Abluft verfahrensbedingte Verunreinigungen in Form von Kunststoffspänen festgestellt. Da derartige Fremdkörper zu Funktionsstörungen im Speichersystem oder bei den sekundären Druckluftnutzern führen können, ist eine wirkungsvolle und zugleich energetisch günstige Abscheidung erforderlich. In diesem Zusammenhang wurde im Rahmen der Praxistests ein Zyklonabscheider erfolgreich eingesetzt. Zum Funktionsnachweis des Zyklonabscheiders strömte in Referenzmessungen die Abluft zunächst direkt durch ein Mikro-Glasfaser-Filterelement, während in nachfolgenden Abscheidungsversuchen vor dem Filterelement der Zyklonabscheider installiert wurde. Anhand der Abbildung 6.9 wird deutlich, dass durch den Zyklonabscheider die Kunststoffpartikel nahezu vollständig aus der Abluft entfernt werden. Der Druckabfall über den Zyklon betrug während der Versuche  $< 0,1$  bar.

Anhand der Laborversuche, Simulationen und Praxistests konnte folglich nachgewiesen werden, dass mit dem entwickelten Speichersystem die während der inneren Blasteilkühlung des Extrusionsblasformens anfallende Prozessabluft technologisch und zeitlich entkoppelt zwischengespeichert und einer sekundären Nutzung zugeführt werden kann. Damit ist ohne eine negative Beeinflussung des herkömmlichen Prozessablaufs eine hocheffiziente Druckluftnutzung bei der inneren Blasteilkühlung möglich.

Rückstände im Filterelement nach den Referenzmessungen:



Rückstände im Zyklongehäuse (links) und im Filterelement (rechts) nach dem Abscheidungsversuch:

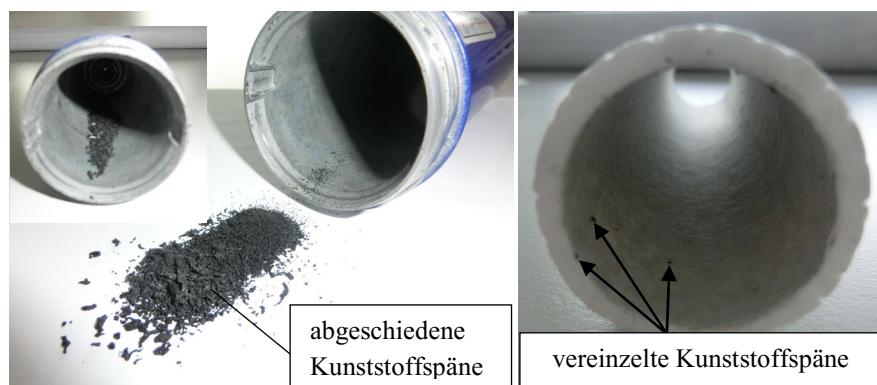


Abbildung 6.9: Rückstände in den Filterelementen ohne (oben) und mit Zyklonabscheider (unten) [139]

## 6.4 Abluftnutzungskonzepte

Nachdem die technologisch und zeitlich entkoppelte Speicherung und Nutzung von druckbehafteter Prozessabluft im vorherigen Kapitel dargelegt wurde, werden im Weiteren zweckmäßige Abluftnutzungskonzepte betrachtet. Sofern durch die zwischengespeicherte Prozessabluft ein ausreichend hohes Druckniveau sowie eine genügende Druckluftmenge bereitgestellt werden kann, ist eine direkte Versorgung von sekundären Druckluftnutzern möglich. Dies können zum Beispiel prozessbegleitende pneumatisch betriebene Handling-Operationen, Dichtheitsprüfung von Blasteilen oder anderweitige Peripherieprozesse sein. Dies führt bei der Betreibung der Druckluftnutzer zu einer vollständigen Einsparung (100 %) der sonst von dem Druckluftnetz bereitzustellenden Druckluftmenge und des dafür erforderlichen Energieaufwands.

Ist eine direkte Versorgung von sekundären Druckluftnutzern nicht möglich, sollte die zwischengespeicherte Abluft als Vordruckstufe bei der Druckluftherzeugung genutzt werden. Hierzu wird die Abluft dem Ansaugstutzen des Verdichters zugeführt. Durch das dann gerin-

gere Druckverhältnis zwischen Betriebs- und Ansaugdruck reduziert sich der zur Verdichtung erforderliche Energieaufwand und somit die Leistungsaufnahme des Verdichters. In diesem Zusammenhang wurden in labortechnischen Versuchen die Stromaufnahme und die Verläufe des Kesseldrucks eines Kolbenverdichters bei unterschiedlichen Ansaugdrücken untersucht (Abbildung 6.10).

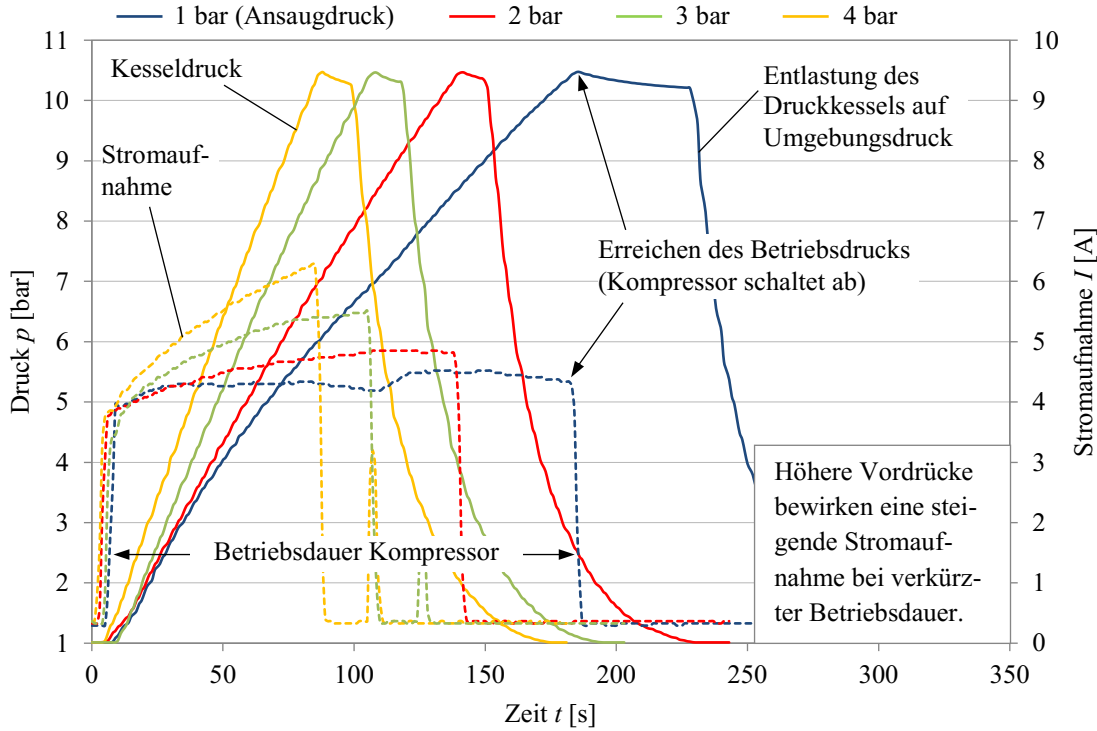


Abbildung 6.10: Druckverlauf und Stromaufnahme eines Kompressors bei unterschiedlichen Ansaugdrücken und einem Betriebsdruck  $p_{\text{betr}} = 10,5 \text{ bar}$  [139]

Die erfassten Kurvenverläufe weisen bis zum Erreichen des Betriebsdrucks mit steigendem Ansaugdruck eine kürzere Betriebsdauer bei einer höheren Stromaufnahme auf. Für vergleichende Aussagen zum erforderlichen Energieaufwand war daher eine integrale Auswertung über die Betriebsdauer des Verdichters erforderlich. Der Tabelle 6.1 können hierzu die aus den Laborversuchen ermittelten prozentualen Energieaufwände  $W_{\text{DLE},\%}$  der verschiedenen Ansaugdrücke bezogen auf den Energieaufwand bei angesaugter Umgebungsluft ( $\approx 1 \text{ bar}$ ) entnommen werden. Ergänzend sind die theoretisch über die Gleichung (6.1) berechneten prozentualen Energieaufwände aufgeführt:

$$W_{\text{DLE},\%} = \frac{W_{\text{DLE}}(p_a)}{W_{\text{DLE}}(p_a = p_{\text{umg}})} = \frac{1 - \left(\frac{p_a}{p_{\text{betr}}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_{\text{umg}}}{p_{\text{betr}}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (6.1)$$

mit  $W_{\text{DLE}}(p_a) = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_a V_a \left[ \left(\frac{p_{\text{betr}}}{p_a}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$  (Gleichung A.1),  $V_a = V_{p,\text{betr}} \left(\frac{p_{\text{betr}}}{p_a}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$ .

Tabelle 6.1: Labortechnisch und theoretisch ermittelte prozentuale Energieaufwände und Einsparpotenziale bei der Druckluftherzeugung mit unterschiedlichen Ansaugdrücken und einem Betriebsdruck von 10,5 bar [137]

Ansaugdruck $p_a$	aus Laborversuchen (Abbildung 6.10)		aus theoretischen Berechnungen	
	Energieaufwand $W_{DLE,\%}(p_a)$	Einsparpotenzial $\Phi_{DLE}(p_a)$	Energieaufwand $W_{DLE,\%}(p_a)$	Einsparpotenzial $\Phi_{DLE}(p_a)$
1 bar	100%	-	100%	-
2 bar	80,8%	19,2%	77,2%	22,8%
3 bar	64,9%	35,1%	61,6%	38,4%
4 bar	57,8%	42,2%	49,3%	50,7%

Folglich sind auch durch die Verwendung der zwischengespeicherten Abluft als Vordruckstufe deutliche Energieeinsparungen bei der Druckluftherzeugung möglich. Dabei rufen höhere Ansaugdrücke erwartungsgemäß höhere Einsparpotenziale hervor.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass beim Extrusionsblasformverfahren durch eine sekundäre und damit hocheffiziente Druckluftnutzung ein enormes Energieeinsparpotenzial vorliegt. Zur Erschließung dieses Potenzials sind in weiterführenden Arbeiten das entwickelte Speichersystem mit den Abluftnutzungskonzepten ganzheitlich am Extrusionsblasformprozess umzusetzen und zu optimieren.



## 7 Effektivere Druckluftnutzung bei der inneren Kühlung flaschenförmiger Blasteile

### 7.1 Analyse des Blasteilkühlprozesses

Unabhängig davon, dass die zur inneren Blasteilkühlung eingesetzte Druckluft zwischengespeichert und später sekundär genutzt werden kann, ist ein effektiver Drucklufteinsatz zur inneren Wärmeabfuhr anstrebenswert.

Die Blasteilkühlung beansprucht einen Großteil der Zykluszeit und ist somit hinsichtlich der Produktivität sowie der Energieeffizienz des Extrusionsblasformverfahrens von großer Bedeutung. Die im Kapitel 4.2.3 aufgeführten Referenzmessungen bestätigen dies, wonach der Kühlphase zwischen 54 % und 74,7 % der Zykluszeit zugeordnet werden können (vgl. Tabelle 4.3, Abbildung 4.10). In [14] wird die Kühlzeit gar mit bis zu 90 % der Zykluszeit angegeben. Die Varianz der Kühlzeitanteile ist dabei auf unterschiedliche blasteilspezifische Gegebenheiten (u. a. Blasteilvolumen, -masse, -wandstärke, Kunststofftyp) und variierende Kühlparameter zurückzuführen. Die Vorformerzeugung, die meist simultan zu den Teilprozessen Formgebung, Blasteilkühlung und Entformung erfolgt, wirkt sich hingegen kaum auf die Taktzeit aus. Die Abbildung 7.1 stellt für das Referenzblasteil 1-Liter-Rundhalsflasche die prozentualen Anteile der wesentlichen Prozessschritte über einen Prozesszyklus dar.

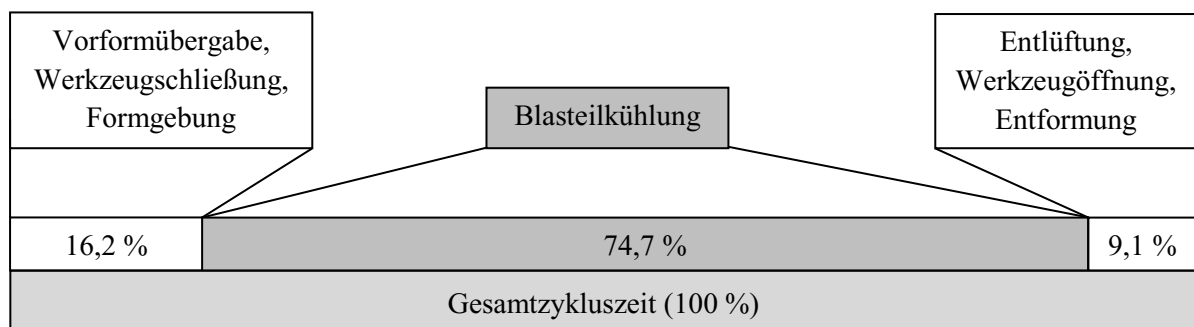


Abbildung 7.1: Prozentuale Aufteilung der Prozessphasen auf die Zykluszeit beim Referenzblasteil 1-Liter-Flasche

Folglich ist für eine hohe Produktivität des Extrusionsblasformverfahrens ein zügiges Abkühlen des Blasteils anzustreben. Dabei sollte jedoch auf eine möglichst gleichmäßige Kühlung bzw. eine zum Zeitpunkt der Entformung möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung geachtet werden, um im Anschluss einen Verzug infolge von Schwindungsunterschieden im Blasteil zu verhindern.

Während der Blasteilkühlung findet der Wärmeentzug sowohl über die äußere Blasteiloberfläche (werkzeugseitige Kühlung), die in Kontakt mit der Formfläche des wassergekühlten Werkzeugs steht, als auch im Inneren des Blasteils (innere Blasteilkühlung) durch den Wärmeübergang an die dort befindliche Druckluft statt. Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit und der geringen Wärmekapazität der Luft erfolgt beim Stauluftverfahren, bei dem die Druckluft über die gesamte Kühlzeit im Blasteilinneren verharrt, die Wärmeabfuhr jedoch fast vollständig über die werkzeugseitige Kühlung. Für eine zügigere Abkühlung kommt bei der inneren Blasteilkühlung daher oft das Spülluftverfahren zur Anwendung, wobei das Blasteilinnere kontinuierlich unter Beibehaltung des Blasdrucks mit Druckluft (Spülluft) durchströmt wird. Auf diese Weise wird permanent die erwärmte Luft durch kühlere, aus dem Betriebsnetz bezogene Druckluft ersetzt sowie aufgrund der Luftströmung ein besserer Wärmeübergang erzielt. Dies führt zu einer Steigerung der inneren Wärmeabfuhr und folglich zur Kühlzeitverkürzung. Diese Vorgehensweise erfordert allerdings einen erhöhten Druckluft- und Energieaufwand. Aus diesem Grund gilt es, die innere Blasteilkühlung möglichst effizient zu gestalten.

Maßnahmen wie der Einsatz von tiefkalter Druckluft sowie die Injektion verflüssigter Gase oder Wasserdampf können durch größere Temperaturdifferenzen bzw. durch den stattfindenden Phasenwechsel den Effekt der inneren Blasteilkühlung zusätzlich steigern und zur weiteren Kühlzeitreduzierung führen, erfordern jedoch einen höheren Energieaufwand bzw. zusätzliche Prozesstechnik (vgl. Kapitel 2.2.3). Die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten durch große Strömungsgeschwindigkeiten ist eine weitere Variante für eine effektivere innere Wärmeabfuhr. Dies kann durch größere Volumenströme der Spülluft erzielt werden, was zwar zu kürzeren Kühlzeiten, jedoch auch zu steigenden Druckluftaufwänden führt (vgl. Abbildung 4.10). Ein zusätzlicher, im Weiteren verfolgter Ansatz ist, bei einem gleichbleibenden Volumenstrom durch ein gezieltes Anströmen kritischer, kühlzeitbestimmender Bereiche für den Wärmeübergang günstigere Strömungsverhältnisse zu schaffen, um somit eine Kühlzeitverkürzung bei gleichzeitiger Reduzierung des Spülluftaufwands zu bewirken.

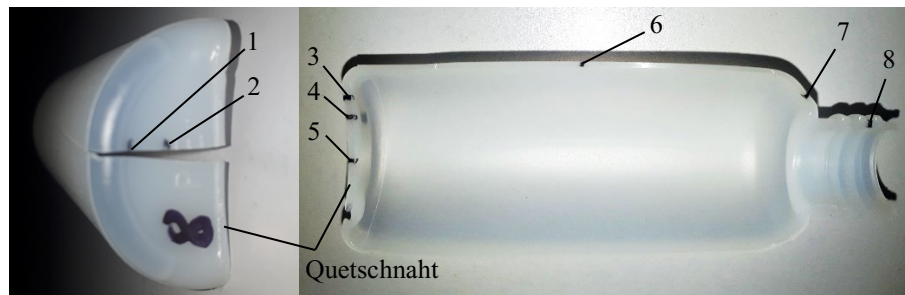
## **7.2 Lokale Wärmeübergangsverhältnisse im Blasteilinneren**

### **7.2.1 Wandstärkenanalyse flaschenförmiger Blasteile**

Aufgrund der höheren thermischen Masse und der demnach größeren abzuführenden Wärmemenge erweisen sich insbesondere die dickwandigen Bereiche eines Blasteils als kühlzeit-



bestimmend. Gelingt es, derartige Bereiche durch einen effektiven Spüllufteinsatz intensiver zu kühlen, sind Kühlzeitverkürzungen bei gleichzeitig reduziertem Spülluftaufwand möglich. Vor diesem Hintergrund wurde eine Analyse der Wandstärkenverteilung flaschenförmiger Blasteile durchgeführt, um dickwandige Bereiche zu identifizieren. Hierzu wurden 22 flaschenförmige Blasteile aus dem Sortiment eines Flaschenherstellers [128] längs aufgetrennt und die Wandstärke an acht verschiedenen Messstellen (Abbildung 7.2) bestimmt.



- |   |                                             |           |               |                                 |
|---|---------------------------------------------|-----------|---------------|---------------------------------|
| 1 | Flaschenboden halber Radius ( $r = R/2$ )   | } 90° zur | 5             | Flaschenboden Mitte ( $r = 0$ ) |
| 2 | Blasteilboden 5 mm vom Rand ( $r = R-5$ mm) |           | } Quetschnaht | 6                               |
| 3 | Flaschenboden halber Radius ( $r = R/2$ )   | } 0° zur  | 7             | Flaschenschulter                |
| 4 | Blasteilboden 5 mm vom Rand ( $r = R-5$ mm) |           | } Quetschnaht | 8                               |

Abbildung 7.2: Messstellen zur Analyse der Wandstärkenverteilung flaschenförmiger Blasformteile

Der Tabelle 7.1 können die gemessenen Wandstärken der Blasteilböden und -seitenwände für die verschiedenen Flaschen entnommen werden. Für die Vergleichbarkeit zwischen den Blasteilen wurde aus den Werten des Flaschenbodens und der Seitenwände das Boden/Seiten-Verhältnis bestimmt. Aus der Wandstärkenanalyse wird deutlich, dass der Bodenbereich im Mittel um das 1,6-fache größere Wandstärken als die Seitenwände aufweist. Zwar sind die in Tabelle 7.1 nicht aufgeführten Wandstärken des Flaschenhalses (Messpunkt 8) im Mittel um das 1,7-fache größer als die der Seitenwände, jedoch wird dieser Bereich durch den Blasdorn bedeckt. Folglich ist an dieser Stelle eine innere Wärmeabfuhr über die Spülluft nicht möglich. Stattdessen kann diesem Bereich über die ggf. mit Kühlwasser temperierte Oberfläche des Blasdorns von der Innenseite gekühlt werden. Dementsprechend stellt der Boden flaschenförmiger Blasteile den kühzeitbestimmenden Bereich dar. Ziel ist es im Weiteren, insbesondere diesen Bereich durch einen effektiven Spüllufteinsatz intensiv zu kühlen und damit die Kühlzeit sowie den Spüllufteinsatz zu reduzieren.

Tabelle 7.1: Wandstärkenverteilung flaschenförmiger Blasteile (Teilsortiment eines Flaschenherstellers [128])

Flaschen-/ Artikel- nummer	Volumen $V_{BT}$ [ml]	Wandstärke $s$ [mm]							Boden/ Seiten- Verhältnis	
		Seiten- wand	Flaschenboden					Mittel- wert		
			Mitte	parallel zur Quetschnaht		senkrecht zur Quetschnaht				
			$R = 0$	$r = R/2$	$r = R-5$ mm	$r = R/2$	$r = R-5$ mm			
1	347	1000	1,05	1,79	1,82	1,42	1,58	0,96	1,51	1,44
2	382	500	0,76	1,75	1,79	1,5	1,55	0,9	1,50	1,97
3	393	250	0,82	1,54	1,74	1,34	1,37	0,88	1,37	1,68
4	364	100	0,79	1,37	1,43	1,6	1,08	0,67	1,23	1,56
5	1176	25	0,77	1,03	1,09	1,15	0,89	0,58	0,95	1,23
6	903.4	50	0,79	1,08	1,22	1,37	0,91	0,58	1,03	1,31
7	1212	100	0,74	1,63	1,65	1,86	1,31	0,59	1,41	1,90
8	1063	100	0,65	1,03	1,12	1,3	0,92	0,53	0,98	1,51
9	1214	220	0,75	1,49	1,81	1,29	1,48	0,71	1,36	1,81
10	1272	250	0,93	1,19	1,34	1,44	0,79	0,42	1,04	1,11
11	480	500	0,74	1,69	1,94	1,34	1,11	0,62	1,34	1,81
12	1041	1000	1,38	3,22	2,34	3,28	1,57	0,74	2,23	1,62
13	1041	1000	0,55	1,39	1,53	1,2	0,97	0,47	1,11	2,02
14	1064	1000	0,79	1,37	1,51	1,75	1,47	0,91	1,40	1,77
15	1064	1000	0,85	1,36	1,71	1,52	1,2	0,44	1,25	1,47
16	1064	1000	1,84	2,24	2,43	3,25	2,01	0,94	2,17	1,18
17	1064	1000	1,06	1,44	1,49	1,84	1,13	0,49	1,28	1,21
18	1064	1000	1,04	1,8	1,83	2,29	1,29	0,61	1,56	1,50
19	1064	1000	1,24	1,86	1,93	2,17	1,34	0,62	1,58	1,28
20	1041	1000	0,85	1,83	1,74	2,04	1,5	0,77	1,58	1,85
21	1197	500	0,61	1,85	1,77	1,68	1,3	0,6	1,44	2,36
22	1269	2000	0,69	1,17	1,11	1,18	0,96	0,43	0,97	1,41
max. Boden/Seiten-Verhältnis			min. Boden/Seiten-Verhältnis			mittleres Boden/Seiten-Verhältnis				
2,36			1,11			1,59				

### 7.2.2 CFD-Studie zur Analyse der Strömungsverhältnisse im Blasteilinneren

Um die innere Blasteilkühlung bei gleichbleibendem Spülluftvolumenstrom effektiver zu gestalten, sind für den Wärmeübergang günstige Strömungsverhältnisse anzustreben. Dabei führen insbesondere hohe Strömungsgeschwindigkeiten und dünne Grenzschichten an wärmeübertragenden Oberflächen zur Verbesserung des Wärmeübergangs. Zur Beurteilung der während der Kühlphase im Blasteilinneren auftretenden Strömungsverhältnisse sowie zur Identifizierung erster Verbesserungsansätze eines effektiven Spüllufteinsatzes wurden CFD-Simulationen (Computational Fluid Dynamics) mit der Simulationssoftware ANSYS CFX durchgeführt. Hierzu wurde das Blasteilinnere inklusive des Blasdorns modelliert, wobei der Blasdorn durch seinen Doppelrohr-Aufbau die Spülluft über das innere Rohr zu- und über den

außenliegenden Ringspalt abführt. Laut Beobachtungen im Rahmen der Untersuchungen zur Kennwertermittlung (Kapitel 4.2.3) wird herkömmlicherweise der Blasdorn ca. 10 mm (Einlaulänge) in das Blasteil eingeführt. In den Simulationen wurde zusätzlich das Strömungsverhalten bei einer Einlaulänge von 150 mm untersucht. Die bei der Geometrieerstellung verwendeten Abmessung wurden in Anlehnung an das Referenzblasteil 1-Liter-Rundhalsflasche (Abbildung 4.6a) gewählt und können der Abbildung 7.3, links entnommen werden.

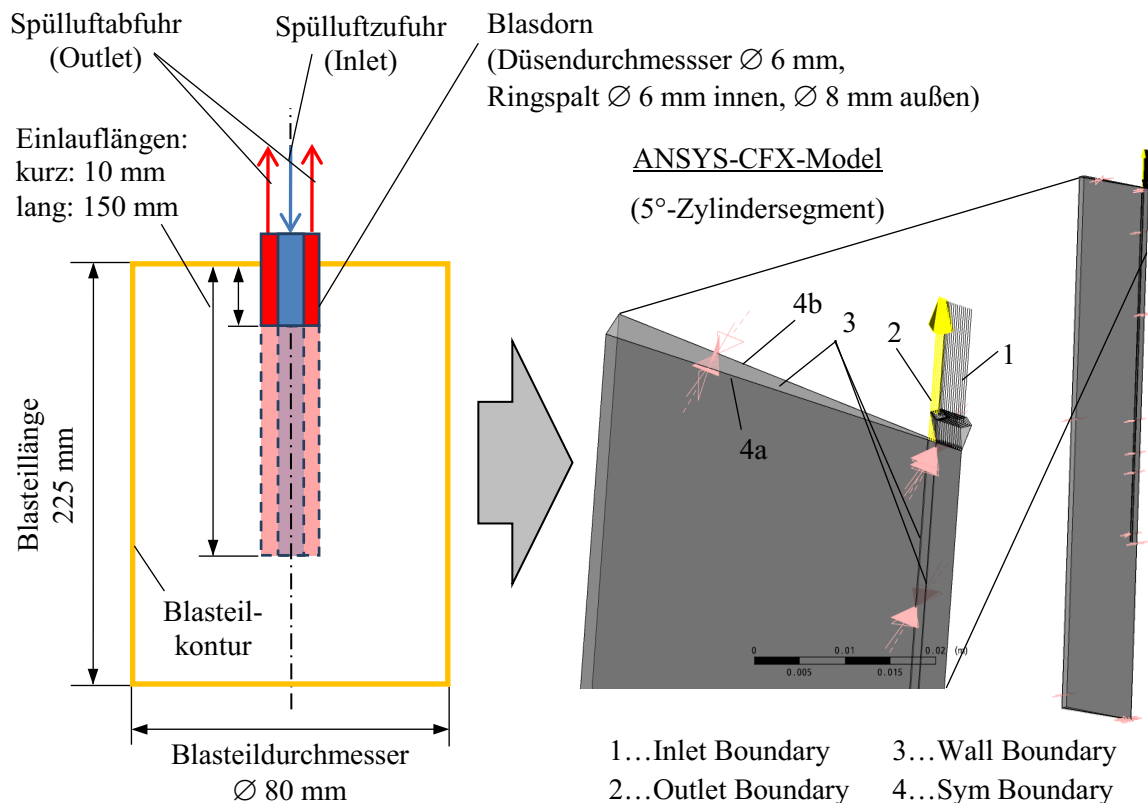


Abbildung 7.3: Geometriemodell zur Strömungssimulation im Blasteilinneren

Bei der Modellierung in ANSYS CFX wurde die rotationssymmetrische Gestalt flaschenförmiger Blasteile ausgenutzt und die Geometrie als Zylindersegment mit einem Winkel von 5° dargestellt (Abbildung 7.3, rechts). Das Rechengitter wurde mit einer Zelle in Umfangsrichtung als strukturiertes Netz aus Hexaedern umgesetzt. Die im Preprocessor (ANSYS CFX Pre) definierten Randbedingungen und Voreinstellungen können der Tabelle 7.2 entnommen werden.

Tabelle 7.2: Gewählte Konfigurationen im Preprocessor (ANSYS CFX Pre)

Einstellung	Auswahl
Analysis Type	Steady State (stationär)
Material	Air (ideal gas)
Reference Pressure	1 bar
Heat Transfer	Isothermal
Turbulence	$k$ -Epsilon
Inlet Boundary (1, Abbildung 7.3, rechts)	Mass Flow Rate: 0,128 g/s (anteiliger Massenstrom aus Messungen mit Spülluftvolumenstrom $\dot{V}_{SL,N} = 430 \text{ l/min}$ )
Outlet Boundary (2)	Average Static Pressure (8,2 bar Blasformdruck)
Wall Boundary (3)	No Slip, Smooth, Adiabatic
Sym Boundary (4a, 4b)	Symmetry Plane (5° Zylindersegment – rotationssymmetrische Geometrie)

Die Abbildung 7.4 stellt die mit den CFD-Simulationen ermittelten Strömungsfelder für den kurzen und langen Blasdorn gegenüber. Am Düsenaustritt des Blasdorns ist bei beiden Varianten in Richtung des Blasteilbodens die Ausbildung eines Freistrahls zu beobachten, wobei die Strömungsgeschwindigkeiten über die Länge des Strahls abnimmt. Bei der kurzen Einlauflänge führt dieses Verhalten dazu, dass der Freistrahls sich noch vor Erreichen des Blasteilbodens auflöst. Bei dem längeren Blasdorn trifft der noch ausgeprägte Freistrahls auf den Blasteilboden, wo er zunächst durch die Stauwirkung abgebremst und anschließend zu einem radialen Wandstrahl umgelenkt wird [140]. Diese Strömungsform wird als Prallstrahl bezeichnet. Die Folge ist eine im Vergleich zur kurzen Blasdornlänge deutlich höhere Strömungsgeschwindigkeit am Blasteilboden. An der Seitenwand sind in den Geschwindigkeitsfeldern zwischen den beiden Varianten hingegen keine signifikanten Unterschiede festzustellen. Ergänzend zu den Geschwindigkeitsfeldern sind in Abbildung 7.5 die Strömungsgeschwindigkeiten entlang der Boden- und Seitenwand in einem Abstand von 1 mm aufgeführt. Diese verdeutlichen die am dickwandigen Bodenbereich im Mittel um das 5-fache höhere Strömungsgeschwindigkeit bei der Variante des langen Blasdorns, währenddessen an der dünnwandigen Seitenwand bei geringeren Geschwindigkeiten der kurze Einlauf leichte Vorteile aufweist. Demnach ist es für eine effektive Kühlung des Bodenbereichs empfehlenswert, den Prallstrahleffekt optimal auszunutzen.

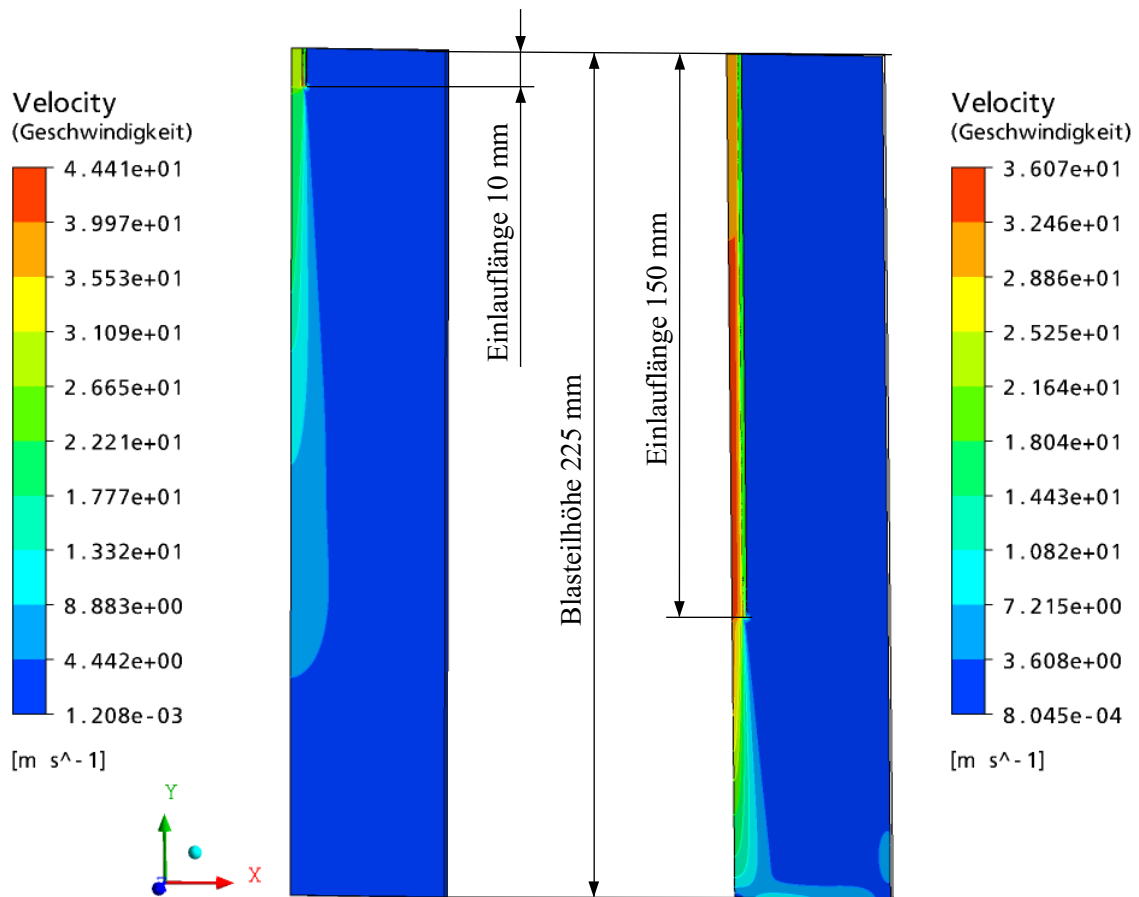


Abbildung 7.4: Gegenüberstellung der Geschwindigkeitsfelder der Strömung für den kurzen (links) und langen (rechts) Blasdorn

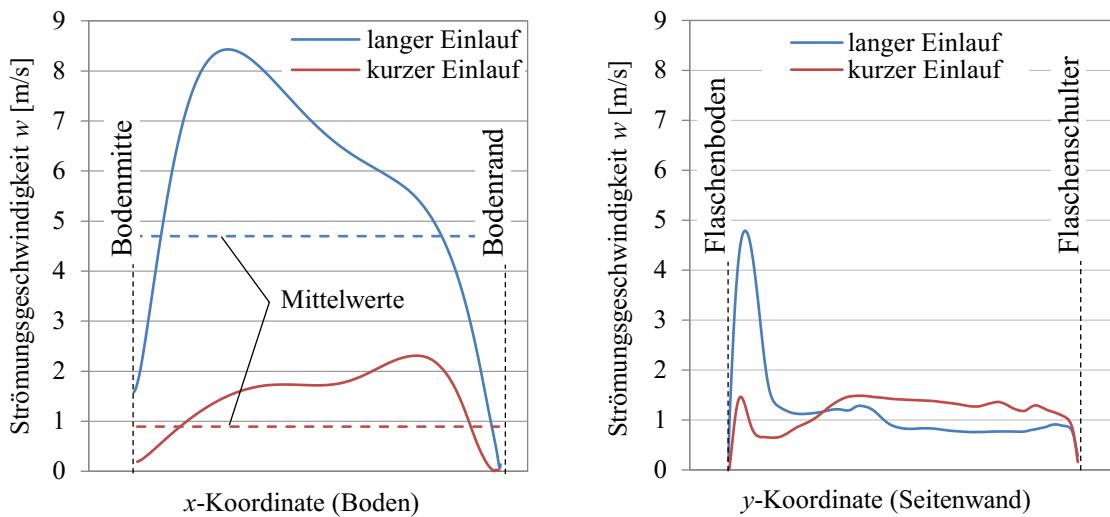


Abbildung 7.5: Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten entlang des Bodens (links) und der Seitenwand (rechts) des Blasteils für den kurzen und langen Blasdorn

### 7.2.3 Abschätzung der Kühlwirkung des Prallstrahls am Blasteilboden

Wie in der CFD-Studie gezeigt, bietet die Ausnutzung des Prallstrahls eine Möglichkeit zur Intensivierung der inneren Kühlung flaschenförmiger Blasteile. Die Abbildung 7.6 stellt hierzu schematisch das Strömungsfeld des Prallstrahls mit den relevanten geometrischen Einflussgrößen Düsendurchmesser  $D$ , Düsenabstand  $H$  zur Anströmfläche und dem Radius  $r$  der an- bzw. überströmten Kreisfläche dar.

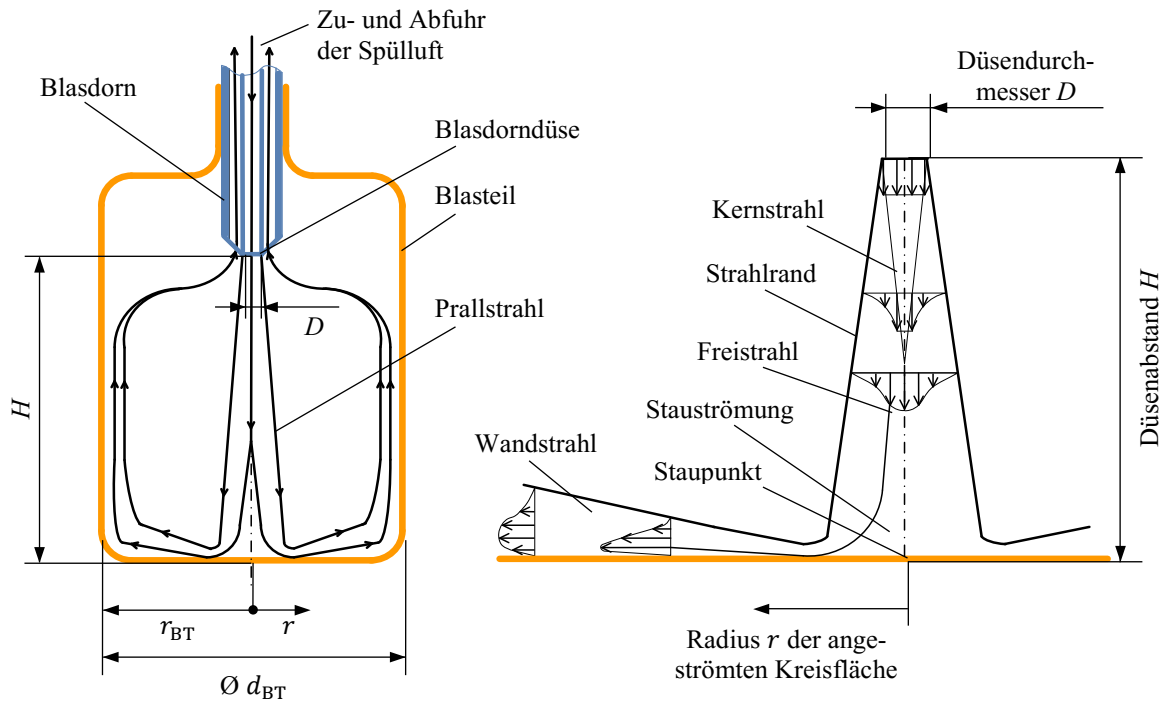


Abbildung 7.6: Prallstrahlströmung im Blasteilinneren (links), Strömungsfeld des Prallstrahles (rechts, in Anlehnung an [140]) [120]

Zur Untersuchung des Optimierungspotenzials werden die am Blasteilboden auftretenden Wärmeübergangsverhältnisse benötigt. Hierzu hält die Literatur für den Fall der Prallströmung empirische Gleichungen des dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten  $Nu$  (Nußelt-Zahl) bereit, die die Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl  $Re$ , der Prandtl-Zahl  $Pr$  und den geometrischen Größen bei der Prallströmung zeigen. Obwohl beim Prallstrahl der lokale Wärmeübergangskoeffizient entlang des Radius der angeströmten Fläche variiert [140], soll für diese Betrachtungen der mittlere Wärmeübergangskoeffizient genügen. Für eine einzelne Runddüse (ERD) wird in [108] der über die Kreisfläche mit dem Radius  $r$  des Prallstrahls gemittelte dimensionslose Wärmeübergangskoeffizient  $\overline{Nu}_{ERD}$  wie folgt angegeben:

$$\overline{Nu}_{\text{ERD}} = \frac{1 - 1,1 \frac{D}{r}}{\frac{r}{D} + 0,1 \left( \frac{H}{D} - 6 \right)} F(\text{Re}) \text{Pr}^{0,42} \quad (7.1)$$

mit  $F(\text{Re}) = 2[\text{Re}(1 + 0,005 \text{Re}^{0,55})]^{0,5}$ ,  $\text{Re} = \frac{wD}{\nu}$

und dem Gültigkeitsbereich:  $2,5 \leq \frac{r}{D} \leq 7,5$ ;  $2 \leq \frac{H}{D} \leq 12$ ;  $2000 \leq \text{Re} \leq 400000$ .

Die für die Berechnungen erforderliche Reynolds-Zahl ergibt sich unter Beachtung der in der Blasdorndüse bzw. im Blasteil auftretenden Verhältnisse der Spülluft wie folgt:

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{SL}} D}{\nu_{\text{SL}}} = \frac{4 p_{\text{N}} \dot{V}_{\text{SL,N}}}{\pi T_{\text{N}} D R_{\text{S}} \eta_{\text{SL}}} \quad (7.2)$$

mit  $w_{\text{SL}} = \frac{\dot{V}_{\text{SL,p}}}{A_{\text{Düse}}}$ ,  $\dot{V}_{\text{SL,p}} = \frac{p_{\text{N}} \dot{V}_{\text{SL,N}} T_{\text{SL}}}{T_{\text{N}} p_{\text{SL}}}$ ,  $A_{\text{Düse}} = \frac{\pi}{4} D^2$ ,  $\nu_{\text{SL}} = \rho_{\text{SL}} \eta_{\text{SL}}$ ,  $\rho_{\text{SL}} = \frac{p_{\text{SL}}}{T_{\text{SL}} R_{\text{S}}}$ .

Mit der allgemeinen Definition der Nußelt-Zahl  $Nu$  (Gleichung 7.3) kann dann mit dem Düsendurchmesser  $D$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{DL}}$  der Druckluft (Spülluft) der mittlere Wärmeübergangskoeffizient des Prallstahls berechnet werden, der gleichzeitig dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}_l$  auf der Innenseite des Blasteilbodens entspricht.

$$\overline{Nu}_{\text{ERD}} = \frac{\bar{\alpha}_l D}{\lambda_{\text{DL}}} \quad (7.3)$$

Mit einer Parameterstudie [141] galt es im Folgenden, die Auswirkungen der Einflussfaktoren auf den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten des Prallstrahls und somit auf die innere Wärmeabfuhr am Blasteilboden zu untersuchen. Dabei wurden die geometrischen Parameter Düsendurchmesser und Düsenabstand vom Blasteilboden sowie der Spülluftvolumenstrom im Rahmen des Gültigkeitsbereichs der empirischen Gleichung des Wärmeübergangs bei der Prallströmung (Gleichung 7.1) betrachtet. Den in der Studie durchgeführten Berechnungen liegen die in Tabelle 7.3 aufgeführten Parameter zu Grunde.

Tabelle 7.3: Berechnungsparameter der Studie zum Wärmeübergangskoeffizienten

Parameter	Wert
Blasteildurchmesser $d_{\text{BT}}$	80 mm
Spüllufttemperatur $\vartheta_{\text{SL}}$	20 °C
Wärmeleitfähigkeit der Spülluft $\lambda_{\text{SL}}$	0,026 W/(m K)
Prandtl-Zahl der Spülluft $\text{Pr}_{\text{SL}}$	0,708
Kinematische Viskosität der Spülluft $\eta_{\text{SL}}$	$18,25 \cdot 10^{-6}$ Pa s
Spezifische Gaskonstante der Luft $R_{\text{S}}$	287,12 J/(kg K)

Die Abbildung 7.7 stellt die Ergebnisse zum Einfluss der geometrischen Faktoren auf den Wärmeübergangskoeffizienten bei einem konstant gehaltenen Spülluftvolumenstrom von

$\dot{V}_{\text{SL,N}} = 350 \text{ l/min}$  dar. Der Düsendurchmesser  $D$  und der Düsenabstand  $H$  wurden dabei innerhalb des zulässigen Grenzen ( $2,5 \leq r_{\text{BT}}/D \leq 7,5$ ;  $2 \leq H/D \leq 12$ ) der Gleichung 7.1 variiert, wodurch sich ein Parameterfeld aufspannt.

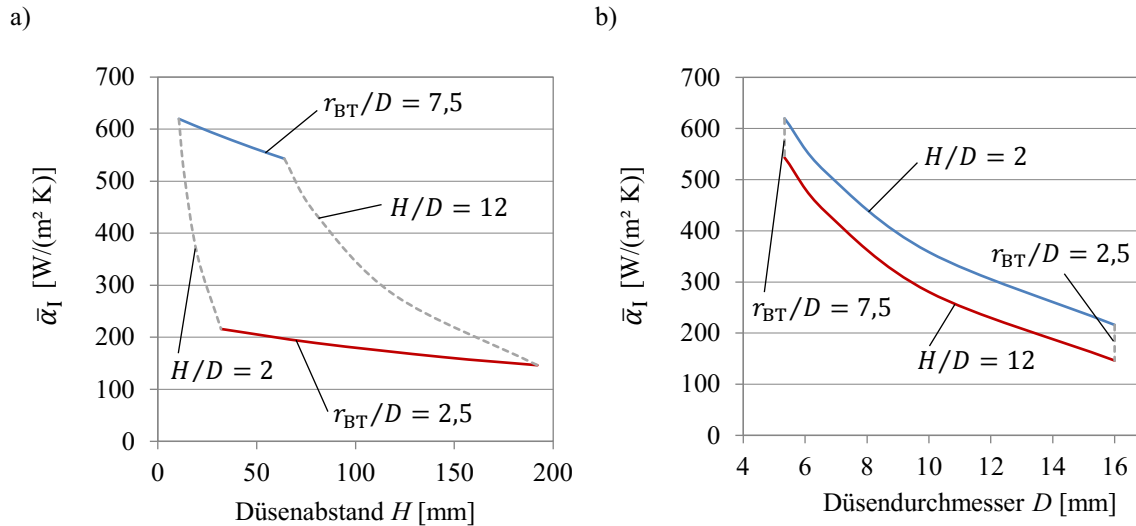


Abbildung 7.7: Einfluss des Abstands (links) und des Durchmessers (rechts) der Blasdorndüse auf den Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}_1$  des Prallstrahls am Blasteilboden bei einem Spülluftvolumenstrom von  $\dot{V}_{\text{SL,N}} = 350 \text{ l/min}$

Die Ergebnisse zeigen, dass bei gleichem Spülluftvolumenstrom besonders kleinere Durchmesser und geringere Abstände der Blasdorndüse vom Blasteilboden bei sonst gleichen Parametern eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten bewirken. Dabei weist der Düsendurchmesser einen deutlich höheren Einfluss als der Düsenabstand auf. Demzufolge ist durch den Optimierungsansatz der gezielten Nutzung des Prallstahleffekts eine effektivere innere Wärmeabfuhr möglich, wobei die günstigste Parameterpaarung der Schnittpunkt der Gültigkeitsgrenzen  $r_{\text{BT}}/D = 7,5$  und  $H/D = 2$  ist.

Der Einfluss des Spülluftvolumenstroms ist für die Grenzen der geometrischen Parameter in der Abbildung 7.8 dargestellt, wonach steigende Volumenströme erwartungsgemäß zur Intensivierung der Blasteilkühlung führen. Wie in den vorherigen Betrachtungen wirken sich auch hier die geometrischen Parameter der Blasdorndüse auf den Wärmeübergangskoeffizienten aus. So zeigen höhere Volumenströme bei günstigen Parameterpaarungen eine deutlich größere Wirkung auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Die Wahl günstiger geometrischer Parameter der Blasdorndüse gewinnt dadurch zusätzlich an Bedeutung.



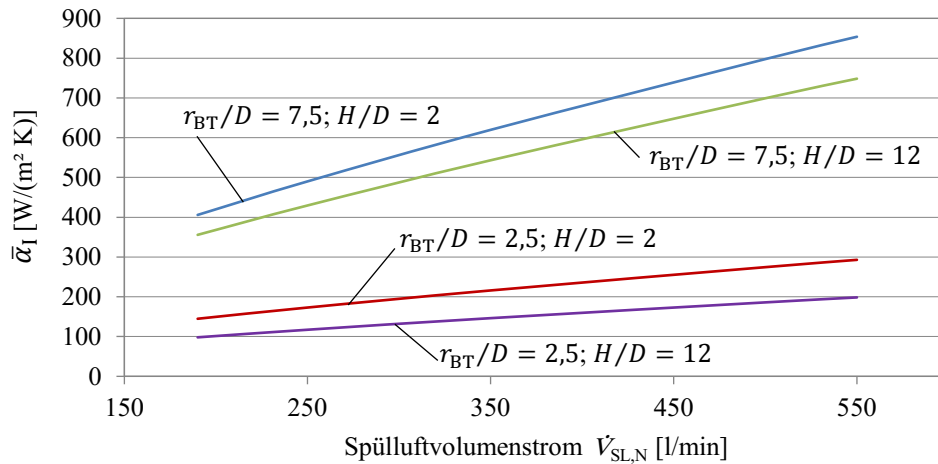


Abbildung 7.8: Einfluss des Spülluftvolumenstroms auf den Wärmeübergangskoeffizienten  $\bar{\alpha}_1$  des Prallstrahls am Blasteilboden entlang den Grenzen des Gültigkeitsbereiches der geometrischen Parameter des Prallstrahls

Zusammenfassend ist festzustellen, dass der Optimierungsansatz der Ausnutzung des Prallstrahleffekts am Blasteilboden eine erfolgsversprechende Maßnahme für eine effektivere innere Blasteilkühlung darstellt. Hierzu ist der Blasdorn deutlich weiter als bisher in das Blasteilinnere einzuführen, um am dickwandigen Blasteilboden eine Prallstrahlströmung hervorzurufen. Es zeigt sich, dass durch die Wahl günstiger geometrischer Parameter der Blasdorndüse bei sonst gleichen Kühlbedingungen eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten am Blasteilboden möglich ist, was zu Kühlzeitverkürzungen bei gleichzeitiger Reduzierung des Druckluftaufwands der Spülluft führen wird. Dieser Effekt verstärkt sich bei zunehmenden Spülluftvolumenstrom.

Genauere Aussagen zu möglichen Kühlzeitverkürzungen bzw. zur Reduzierung des zur inneren Blasteilkühlung erforderlichen Druckluftaufwands der Spülluft können im Rahmen dieser vereinfachten Betrachtungen nicht getroffen werden. Dafür bedarf es weiterer, sehr aufwändiger zweidimensionaler CFD-Berechnungen unter Berücksichtigung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Prallstrahls, der Temperaturprofile im Flaschenboden und der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte des Flaschenmaterials insbesondere in Verbindung mit den hohen Abkühlraten. Darüber hinaus sind diese Betrachtungen im praxisnahen Umfeld zu validieren. Dies bleibt jedoch weiterführenden Arbeiten vorbehalten.



## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Die Zielstellung dieser Arbeit war das Aufzeigen von energetischen Defiziten beim Extrusionsblasformprozess und die Entwicklung von effizienzsteigernden Maßnahmen.

Anhand einer ausführlichen energetischen Bilanzierung des Extrusionsblasformprozesses und nach Zusammenstellung bisher bekannter effizienzsteigernder Maßnahmen wurde vor allem der hohe Bedarf an energetisch aufwendig zu erzeugender Druckluft zur Formgebung (Blasluft) und zur inneren Blasteilkühlung (Spülluft) als energetische Schwachstelle identifiziert.

Zur Reduzierung der zur Formgebung benötigten Druckluft wurde die Prozessrückführung der Blasluft vorgestellt. Anhand von vereinfachten theoretischen Betrachtungen weist diese Maßnahme ein Einsparpotenzial von maximal 50 % auf. Im Praxiseinsatz wurde eine Reduzierung des herkömmlich zur Formgebung benötigten Druckluftaufwands von bis zu 34,8 % nachgewiesen.

Zur hocheffizienten Nutzung der zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Druckluft wurde ein Speichersystem entwickelt, das ein technologisch und zeitlich entkoppeltes Zwischenspeichern sowie eine sekundäre Nutzung von konstant anfallender druckbehafteter Prozessabluft ermöglicht. Mit den betrachteten Abluftnutzungskonzepten könnte bei direkter Versorgung von sekundären Druckluftnutzern mit dieser Abluftmenge die dafür vom Druckluftnetz bereitzustellende Druckluft zu 100 % eingespart werden. Alternativ wäre eine Nutzung als Vordruckstufe bei der Druckluftherzeugung möglich, wobei für einen Ansaugdruck von 4 bar bei einem Betriebsdruck von 10,5 bar eine um 50,7 % reduzierte Leistungsaufnahme des Verdichters nachgewiesen wurde.

Des Weiteren wurde ein Optimierungsansatz zum effektiven Drucklufteinsatz bei der inneren Kühlung flaschenförmiger Blasteile aufgezeigt. Dabei kann bei gleichem Spülluftvolumenstrom und einer gezielten Ausnutzung des Prallstrahls am dickwandigen Boden der Wärmeübergang verbessert werden, was die Kühlzeit und den Druckluftaufwand verringert.

In künftigen Arbeiten sollte das vorgestellte Speichersystem zur sekundären Abluftnutzung zusammen mit den genannten Abluftnutzungskonzepten ganzheitlich am Extrusionsblasformprozess umgesetzt und optimiert werden.

Außerdem wird empfohlen, den Optimierungsansatz zur effektiven Kühlung des Blasteilinneren weiter fortzuführen. Durch umfangreiche CFD-Untersuchungen sind unter Berücksichti-

gung der lokalen Wärmübergangskoeffizienten des Prallstrahls und der temperaturabhängigen Stoffwerte des Kunststoffes insbesondere bei hohen Abkühlraten die zeitlichen Temperaturprofile im Flaschenboden zu ermitteln. Darauf aufbauend lassen sich konkrete Werte zur Reduzierung der Kühlzeit und des Druckluftaufwand bestimmen und weitere Optimierungsbetrachtungen durchführen. Die Optimierungsmaßnahme ist zudem in Praxistests zu validieren. Hierzu ist zu prüfen, ob der längere Blasdorn ohne weiteres an bestehende Blasformanlagen appliziert werden kann. Ggf. reicht die Hubbewegung zur Einführung des Blasdorns in das Blasformwerkzeug nicht aus. Für diesen Fall wäre ein umfangreicher und kostenintensiver Eingriff in die Mechanik der Blasformanlage erforderlich. Alternativ ist es denkbar, diese Problemstellung über den Blasdorn, z. B. durch ein nach dem Teleskopprinzip ausfahrbaren Blasdorn, zu lösen.

Wünschenswert wäre auch eine ganzheitlich aus im Produktionsbetrieb ermittelten Messdaten aufgestellte Energiebilanz. Hierzu ist ein Monitoringsystem zur Langzeiterfassung aller relevanten Stoff- und Energieströme anzustreben, womit auch der Einfluss von effizienzsteigernden Maßnahmen direkt nachgewiesen werden könnte. Darüber hinaus kann ein solches Monitoringsystem auch als Werkzeug zur Prozesskontrolle sowie zum Identifizieren weiterer energetischer Schwachstellen genutzt werden.

## Literaturverzeichnis

- [1] N.N.: Anwendungen. Internetpräsentation, Kautex Maschinenbau GmbH, Bonn, <http://www.kautex-group.com/de/anwendungen.html>, abgerufen am 07.06.2012
- [2] Schaaf, W.; Hahnemann, A.: Verarbeitung von Plasten. 2. Auflage. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1970
- [3] Thielen, M.; Harwig, K.; Gust, P.: Blasformen von Kunststoffhohlkörpern. München: Carl Hanser Verlag, 2006. – ISBN 3-446-22671-0
- [4] Michaeli, W.: Einführung in die Kunststoffverarbeitung. 3. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 1992. – ISBN 3-44615635-6
- [5] Plajer, O.: Kunststoffbücherei. Bd. 9: Werkzeuge für das Blasformen. Speyer/Rhein: Zechner & Hüthig Verlag, 1968
- [6] Mennig, G. u. a.: Werkzeuge für die Kunststoffverarbeitung: Bauarten, Herstellung, Betrieb. 4. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 1995. – ISBN 3-446-17294-7
- [7] Körber, H.: Produktionssteigernde Maßnahmen in der Blasformindustrie. In: SKZ Würzburg (Hrsg.): Blasformen technischer Teile 1998. Würzburg: 1998, Tagungsband, S. L1-L13
- [8] Michaeli, W.; Leopold, Th.; Overbeck, J.: Wassernebel verkürzt Zykluszeiten. In: Kunststoffe Vol. 98 (2008), Nr. 5, S. 65-68
- [9] Mink, W.: Kunststoffbücherei. Bd. 10: Grundzüge der Hohlkörper-Blasstechnik. Speyer/Rhein: Zechner & Hüthig Verlag, 1969
- [10] N.N.: Produktprogramm. Internetpräsentation, RIKUTEC Richter Kunststofftechnik GmbH & Co. KG, Altenkirchen, <http://www.rikutec.de/deutsch/anlagenbau/index.html>, abgerufen am 13.06.2012
- [11] N.N.: Markt für kleine Blasmachines wächst. In: Blasformen & Extrusionswerkzeuge Vol. 4 (2008), Nr. 3, S. 26-27

- [12] Gottschalk, A.: Polyolefine im Spritzstreckblasen (Injection Stretch Blow Moulding, ISBM) – Neue Möglichkeiten für HDPE und PP. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI). Bd. 4318: VDI-Fachtagung Blasformen 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 31-45. – ISBN 978-3-18-234318-9
- [13] N.N.: InnoPET Blomax Serie IV Datenblatt. Internetpräsentation, KHS Corpoplast GmbH, Hamburg, <http://www.khscorpoplast.de>, abgerufen am 24.01.2020
- [14] Kipping, A.: Thermomechanische Analyse der Kühlphase beim Extrusionsblasformen von Kunststoffen. Dissertation, Universität Siegen, 2003
- [15] Radgen, P.; Blaustein, E.: Compressed Air Systems in the European Union – Energy, Emissions: Savings Potential and Policy Actions. Stuttgart: LOG\_X Verlag, 2001. – ISBN 3-932298-16-0
- [16] Radgen, P.: Vom Frosch zum König: Effiziente Druckluftversorgung. In: BWK – Das Energie-Fachmagazin Vol. 57 (2005), Nr. 6, S. 22-24
- [17] Ruppelt, E.; Bahr, M.: Mehr Druckluft mit deutlich weniger Energie. In: Pumpen, Kompressoren und prozesstechnische Komponenten 2011, S.100-105
- [18] Ruppelt, E.; Bahr, M.: Druckluft aber richtig günstig. In: CITplus Vol. 13 (2010), Nr. 12, S. 33-35
- [19] Scherff, R.: Optimieren Sie Ihre Energiebilanz: Beispiele aus der Praxis zeigen Einsparungen im 6-stelligen Bereich. In: Carl Hanser Verlag (Hrsg.): Energieeffizienz in der Produktion: Einsparungen, Optimierungen, Analysen und Praxisbeispiele. München: Carl Hanser Verlag, 2009, CD zum Tagungsband, Vortrag Nr. 16
- [20] Weiß, A. P.: Druckluftsysteme – Grundlagen und Kosteneinsparpotenziale. In: IHK-Seminar: Kosten sparen durch energieeffiziente Druckluftsysteme, IHK Regensburg, Regensburg, 2008
- [21] Jung, M.: Vom Verbraucher bis zur Druckluftstation – Der Weg zum bedarfsgerechten Einsatz industrieller Druckluft. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): 2. VDI-Fachkonferenz Energieeffizienz in der Kunststoff verarbeitenden Industrie. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 87-121. – ISBN 978-3-942980-66-1

- [22] Ruppelt, E.: Wer nur an den Kompressor denkt, hat schon verloren. In: Carl Hanser Verlag (Hrsg.): Energieeffizienz in der Produktion: Einsparungen, Optimierungen, Analysen und Praxisbeispiele. München: Carl Hanser Verlag, 2009, CD zum Tagungsband, Vortrag Nr. 17
- [23] Ruppelt, E.: Energiezentrale Druckluftstation Wie lassen sich Energie- und Kosteneffizienz von Druckluftsystemen optimieren. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI). Bd. 4318: VDI-Fachtagung Blasformen 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 233-246. – ISBN 978-3-18-234318-9
- [24] Fladerer, F.: Elektronische Steuerung sorgt für optimale Drehzahl in der Drucklufttechnik. In: MM-Maschinenmarkt. Das IndustrieMagazin 2007, Nr. 26, S. 32-33
- [25] Doth, K.: Eine innovative Kompressortechnologie zeigt, wie sparsam Energie in Zukunft genutzt werden kann. In: Carl Hanser Verlag (Hrsg.): Energieeffizienz in der Produktion: Einsparungen, Optimierungen, Analysen und Praxisbeispiele. München: Carl Hanser Verlag, 2009, CD zum Tagungsband, Vortrag Nr. 15
- [26] Ruppelt, E.; Bahr, M.: Abwärme bei Kompressoren nutzen. In: Energy 2.0 – Kompendium 2010, S. 182-184
- [27] Schwittay, O.: Druckluft plus Wärme – gemeinsam ein Effizienzsprung. In: Energy 2.0 – Kompendium 2011, S. 252-254 – [www.energy20.net](http://www.energy20.net)
- [28] Brettschneider, H.: Energieeffiziente Drucklufttrocknung: Nutzung der Verdichterabwärme für den Regenerationsprozess. In: P&A – Kompendium 2004, S. 213-215 – [www.energy20.net](http://www.energy20.net)
- [29] Scherff, R.: Kompressor heizt Prozessluft. In: Energy 2.0 Vol. 1 (2009), Nr. 5, S.60-61
- [30] Fraunhofer ISI (Hrsg.): Druckluft effizient. Internetpräsentation, Fraunhofer-Institut ISI, Karlsruhe, 2002 – [www.druckluft-effizient.de](http://www.druckluft-effizient.de)
- [31] Helduser, S.; Neubert, Th.: Drehzahlregelung senkt Verluste: Neue Erkenntnisse zu hydraulischen Antrieben mit hohem Energienutzungsgrad. In: Fluid: Sonderausgabe Fluid-Markt 2003, S.40-43

- [32] Helduser, S.: Kompakt und dynamisch: Entwicklungstendenzen bei elektrohydraulischen Antrieben und Steuerungen. In: O+P Ölhydraulik und Pneumatik Vol. 53 (2009), Nr. 4, S. 110-121
- [33] Enzenbach, A.: Das Beste aus zwei Welten: Servoelektrische Pumpenantriebe bieten Anpassung an den realen Leistungsbedarf. In: KEM – Informationsvorsprung für Konstrukteure Vol. 47 (2010), Nr. 11, S. 36-37
- [34] Hufnagel, A.: Effizient und leise: Gesteuerte Pumpenantriebe für mehr Effizienz in der Hydraulik. In: Fluid Vol. 44 (2011), Nr. 1/2, S. 55-57
- [35] Kraus, J.: Servohydraulik senkt Energiebedarf bei Kunststoffmaschinen. In: MM-Maschinenmarkt. Das IndustrieMagazin 2010, Nr. 51/52, S. 50-51
- [36] Kolvenbach, H.; Esser, M.: Hydraulikantriebe holen auf in Steuerbarkeit und Energieeffizienz. In: MM-Maschinenmarkt. Das IndustrieMagazin 2010, Nr. 37, S. 126-129
- [37] Krstic, M.: Energie und Kosten sparen: Mit hochwertigem und sauberem Öl. In: O+P Ölhydraulik und Pneumatik Vol. 53 (2009), Nr. 5, S. 212-213
- [38] Hoyer, M.: Viele Stellschrauben, ein Ziel: Die energetische Optimierung von Spritzgießmaschinen. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): 2. VDI-Fachkonferenz Energieeffizienz in der Kunststoff verarbeitenden Industrie. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 33-48. – ISBN 978-3-942980-66-1
- [39] Funk, A.; Rasche, S.: Effizienz im Trend. In: Kunststoffe Vol. 100 (2010), Nr.12, S. 64-66
- [40] Kofliski, M.: Die elektrische Maschine: Extrusionsblasformen effizient und präzise. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI). Bd. 4318: VDI-Fachtagung Blasformen 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 149-160. – ISBN 978-3-18-234318-9
- [41] Ludwig, F.-J.; Kaiser, M.: Hydraulik schlägt Vollelektrische. In: Plastverarbeiter Vol. 61 (2010), Nr. 6, S. 30-32
- [42] Rübmann, B.: Die beste Energie ist gesparte Energie. In: Plastverarbeiter Vol. 61 (2010), Nr. 6, S. 28-29



- 
- [43] N.N.: euRECIPE. Energieeinsparung in der Kunststoffverarbeitung. Deutsche Fassung des European Best Practice Guide "Low Energy Plastics Processing", <http://www.eurecipe.com>, Oktober 2006
- [44] Holzäpfel, Ch.: Besser Kühlen: Effizienzpotenziale in der Kältetechnik nutzen. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): 2. VDI-Fachkonferenz Energieeffizienz in der Kunststoff verarbeitenden Industrie. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 61-77. – ISBN 978-3-942980-66-1
- [45] Imenkämper, Th.: Abschied vom Energiefresser: Massgeschneiderte Rückkühlanlagen senken Kosten. In: Plastverarbeiter Vol. 57 (2006), Nr. 4, S. 74-75
- [46] Roth, P.: Energieeinsparung auf der Hochdruckseite einer Kälteanlage. In: KI Kälte, Luft, Kältetechnik Vol. 44 (2008), Nr. 3, S. 30-35
- [47] Dzuban, R.: Wettbewerbsvorteile durch effiziente Kühlsysteme. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI). Bd. 4318: VDI-Fachtagung Blasformen 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 205-232. – ISBN 978-3-18-234318-9
- [48] Dzuban, R.: Energieeffizienz auf dem Prüfstand. In: Kunststoffberater Vol. 50 (2005), Nr. 9, S. 42-44
- [49] Scheffels, G.: Sechs-Punkte-Check für die effiziente Kühlung. In: Industrieanzeiger Vol. 134 (2012), Nr. 14, S. 43
- [50] Schmidt-Pleschka, R.; Milles, U.: Energiesparen bei der Kälteerzeugung. In: FIZ Karlsruhe GmbH (Hrsg.), BINE Informationsdienst (Redaktion): Basis Energie 20, Oktober 2006 – ISSN: 1438-3802
- [51] Meyer, F.: Mit Wärme kühlen: Eine neue Generation kompakter Kältemaschinen kühlt und heizt mit Niedertemperaturwärme. In: FIZ Karlsruhe GmbH (Hrsg.), BINE Informationsdienst (Redaktion): BINE-Projektinfo, Juli 2012 – ISSN: 0937-8367
- [52] CO2online gemeinnützige GmbH (Hrsg.): Abwärmenutzung: Neuartige Kombination aus Druckluftkompressor und Absorptionskältemaschine In: 4. Deutscher Kältepreis – Wettbewerb der Kälte- und Klimatechnik 2012: Die Preisträger und ihre Projekte, 2012

- [53] Jinescu, V. V.: Spezifische Energie und Wirkungsgrad beim Extrudieren von Kunststoffen. In: Kunststoffe Vol. 74 (1984), Nr. 7, S. 372-376
- [54] Schneider, F.: Mit Energie haushalten – auch am Extruder. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI). Bd. 4294: Extrusionstechnik 2008: Innovation, Energieeffizienz, Prozesssicherheit. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2008, Tagungsband, S. 3-35. – ISBN 978-3-18-234294-6
- [55] Bastian, M.; Stübs, O.; Gehring, A.: Energie endlos Sparen. In: Kunststoffe Vol. 99 (2009), Nr. 10, S. 160-167
- [56] Michels, R.: Energetische Optimierung von Einschneckenextrudern. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI). Bd. 4318: VDI-Fachtagung Blasformen 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 161-177. – ISBN 978-3-18-234318-9
- [57] Schneider, F.: Energieverbrauch verringern. In: Kunststoffe Vol. 98 (2008), Nr. 10, S. 66-70
- [58] DE 20 2009 005 822 U1: Heiz- Kühl-Kombination für Extrusionsanlagen, Gebrauchsmusterschrift / WEMA GmbH. 13.08.2009
- [59] N.N.: EcoPac – Isoliermanschetten. Internetpräsentation, Krauss Maffei Technologies GmbH, München, [https://km.kraussmaffei.com/media/files/kmdownloadlocal/imm-de/Die\\_BluePower-Loesung\\_fuer\\_die\\_Zylinderheizung\\_EcoPac-Isoliermanschetten.pdf](https://km.kraussmaffei.com/media/files/kmdownloadlocal/imm-de/Die_BluePower-Loesung_fuer_die_Zylinderheizung_EcoPac-Isoliermanschetten.pdf), abgerufen am 24.01.2020
- [60] N.N.: ISOWEMA – Isolationsmanschetten für die Heizzonen von Kunststoffverarbeitungsmaschinen. Internetpräsentation, WEMA GmbH, Lüdenscheid, <https://www.wema.de>, abgerufen am 18.01.2020
- [61] Grünschloß, E.: Helibar® – Ein universelles Plastifiziersystem für Einschnecken-Extruder und Spritzgießmaschinen. In: Universität Stuttgart (Hrsg.): Stuttgarter Kunststoffkolloquium. Bd.18: 18. Stuttgarter Kunststoff-Kolloquium. Stuttgart, 2003, Tagungsband, S.1-15. – ISBN 3-00-010663-4
- [62] Sander, R.; Schwanck, M.; Dürr, B.: Mehr Leistung bei gleichem Platzbedarf. In: Plastverarbeiter Vol. 58 (2007), Nr. 1, S. 34-36

- [63] Michels, R.: Leistungssteigerung bestehender Einschneckenextruder. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI). Bd. 4280: Extrusionstechnik 2006: Der Einschneckenextruder von Morgen. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2006, Tagungsband, S.1-16. – ISBN 3-18-234280-0
- [64] Großmann, M.: Leistungs- und Effizienzsteigerung in der Einschneckenextrusion durch alternative Plastifizierttechnik. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2011
- [65] Ulutürk, D.; Gernhuber, M.: In PET-Zukunft investiert: BMBF-Studie zur Steigerung der Ressourceneffizienz. In: Verpackungs-Rundschau Vol. 61 (2010), Nr. 10, S. 84-89
- [66] N.N.: Kostenreduktion im PET-Blasformprozeß: Blaslufteinsparung mit automatischer Wandstärkensteuerung. In: Getränkeindustrie Vol. 60 (2006), Nr. 11, S. 26-27
- [67] N.N.: KRONES Air Wizard: Upgrade zur Reduzierung des Luftverbrauchs in der Streckblasmaschine Contiform S. Internetpräsentation, KRONES AG, Neutraubling, [www.krones.com](http://www.krones.com), abgerufen am 18.12.2008
- [68] N.N.: InnoPET Blomax Serie III Prospekt. Internetpräsentation, KHS Corpoplast GmbH & Co. KG, Hamburg, <http://www.khscorpoplast.de/publikationen/publikationen.php>, abgerufen am 20.07.2012
- [69] N.N.: InnoPET Blomax Serie IV Datenblatt. Internetpräsentation, KHS Corpoplast GmbH & Co. KG, Hamburg, <http://www.khscorpoplast.de/publikationen/publikationen.php>, abgerufen am 20.07.2012
- [70] Türk, G.: Steigender Kostendruck: Innovationen im Bereich der PET-Flaschenherzeugung. In: Brauindustrie Vol. 89 (2004), Nr. 11, S. 62-65
- [71] Speuser, H.-G.: Beschreibung und Gestaltung des Abkühlprozesses beim Extrusionsblasformen. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1992
- [72] Kakemura, T.; Schott, N.R.: An experimental study on cooling time reduction in extrusion blow molding. In: Society of Plastics Engineers (Hrsg.): ANTEC 1998 Plastics. Vol. 1: ANTEC, Conference Proceedings. Brookfield: 1998, Tagungsband, S. 789-794. – ISBN 978-1-56676-669-2

- [73] Kroß, S.: Möglichkeiten der Leistungssteigerung in der Blasformtechnik. In: Kunststoffberater Vol. 33 (1988), Nr. 8, S. 57-61
- [74] Egle, W.: Vermeiden von Schwitzwasser auf Spritzgieß- und Blaswerkzeugen. In: Kunststoffe Vol. 76 (1986), Nr. 1, S. 32-34
- [75] Hein, R.: Energieeffiziente Werkzeugkonzepte (IsoForm-Verfahren). In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): 2. VDI-Fachkonferenz Energieeffizienz in der Kunststoff verarbeitenden Industrie. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 49-60. – ISBN 978-3-942980-66-1
- [76] Schmidt, G.: Untersuchungen zur Blasteilkühlung beim Extrusionsblasformen unter Verwendung erhöhter Blasdrücke. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1999
- [77] Schmidt, G.; Michaeli, W.: Steigerung der Kühlwirkung von Blasformwerkzeugen mittels erhöhter Blasdrücke. In: SKZ Würzburg (Hrsg.): Blasformen technischer Teile 1998. Würzburg: 1998, Tagungsband, S. M1-M18
- [78] Schmidt, G.; Michaeli, W.: High pressure blow molding, an innovative way for decreasing cooling time. In: Society of Plastics Engineers (Hrsg.): ANTEC 1998 Plastics. Vol. 1: ANTEC, Conference Proceedings. Brookfield: 1998, Tagungsband, S. 770-773. – ISBN 978-1-56676-669-2
- [79] Michaeli, W., Grünewald, J: Ausstoßleistung und Produktivität steigern: Verkürzte Kühlzeiten durch erhöhte Blasdrücke. In: Plastverarbeiter Vol. 51 (2000), Nr. 10, S.62-63
- [80] Maier, H.: Kaltgemacht: Optimierung beim Kühlen ermöglicht Leistungssteigerung von Blasformmaschinen. In: Der Maschinenmarkt Vol. 94 (1988), Nr. 5, S. 32-36
- [81] Edwards, M.F.; Suvanaphen, P.K.; Wilkinson, W.L.: Heat transfer in blow molding operations. In: Polymer Engineering and Science Vol. 19 (1979), Nr. 13, S. 910-916
- [82] N.N.: Internal Air Cooling Background. Internetpräsentation, FarragTech GmbH, Wölfurt/Österreich, <http://www.farragtech.com>, abgerufen am 03.05.2010

- 
- [83] Holbach, M.; Görden, S.: Schneller durch kalte Luft: Kürzere Zyklen beim Hohlkörperblasformen. In: *Plastverarbeiter* Vol. 53 (2002), Nr. 4, S. 28-30
- [84] N.N.: Tiefkalte Luft reduziert Zykluszeit. In: *Kunststoffe* Vol. 95 (2005), Nr. 3, S. 67
- [85] Wegert, K.: Flüssiggas als Kühlmedium für die Innenkühlung extrusionsgeblasener Kunststoff-Hohlkörper. In: *Kunststoffberater* Vol. 20 (1975), Nr. 11, S. 663-664
- [86] Wegert, K.: Die Innenkühlung extrusionsgeblasener Kunststoff-Hohlkörper mittels tiefkalter, flüssiger Kohlensäure. In: *Plastverarbeiter* Vol. 27 (1976), Nr. 1, S. 17-20
- [87] Fritz, H.-G.; Brunnengräber, R.: Untersuchung zur Innenkühlung großvolumiger Blasteile. In: *Plastverarbeiter* Vol. 27 (1976), Nr. 1, S. 9-16
- [88] N.N.: Tiefkaltes Gas für steigende Produktion: Flüssiggas-Innenkühlung beim Hohlkörperblasen. In: *Betriebstechnik* Vol. 18 (1977), Nr. 2, S. 20-22
- [89] Michaeli, W.; Brümmer, Th.: Wassernebelkühlung: Ein innovativer Ansatz zur Innenkühlung beim Blasformen. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): *Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI)*. Bd. 4268: VDI-Fachtagung Blasformen 2005. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2005, Tagungsband, S. 109-119. – ISBN 3-18-234268-1
- [90] Michaeli, W.; Brümmer, Th.: Reduction of cooling time by using atomized water in blow molding. In: Society of Plastics Engineers (Hrsg.): *ANTEC 2007 Plastics*. Vol. 4: ANTEC, Conference Proceedings. Brookfield: 2007, Tagungsband, S. 2137-2141. – ISBN 978-1-60423-214-1
- [91] Hopmann, Ch.; Michaeli, W.; Funk, A.: Kühlzeitreduktion durch Innenkühlung: Möglichkeiten der Wassernebelinjektion. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): *Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI)*. Bd. 4318: VDI-Fachtagung Blasformen 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, Tagungsband, S. 187-204. – ISBN 978-3-18-234318-9
- [92] Hopmann, Ch.; Michaeli, W.; Funk, A.: Innenkühlung im Blasformprozess: Wärmeübergang bei der Innenkühlung mit Wassernebel. In: *Blasformen & Extrusionswerkzeuge* Vol. 7 (2011), S. 6-12

- [93] Spiegel, M.: Leistungssteigerung und Zykluszeitverkürzung durch den Einsatz konditionierter Luft. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): VDI-Fachtagung Blasformen 1999. Schriftenreihe Kunststofftechnik (VDI). Düsseldorf: VDI-Verlag, 1999, Tagungsband, S. 199-209. – ISBN 3-18-234218-5
- [94] Johannaber, F.; Michaeli, W.: Handbuch Spritzgießen. München: Carl Hanser Verlag, 2002. – ISBN 3-446-15632-1
- [95] Herrlich, N.: Kunststoffpraxis: Eigenschaften. Kissing: WEKA MEDIA Verlag, 1999. ISBN 3-8111-5927-5
- [96] Günther, S.: Persönliche Mitteilung. Telefonat, Fa. Inotec Innovative Technologie GmbH, Kohren-Sahlis, 05.04.2012
- [97] VDMA (Hrsg.): Kenndaten für die Verarbeitung thermoplastischer Kunststoffe. Bd. 1: Thermodynamik. München: Carl Hanser Verlag, 1979. – ISBN 3-446-12930-8
- [98] Gelke, S.: Berechnungsalgorithmus zur Abkühlzeit beim Extrusionsblasformen unter Einfluss der internen Bauteilkühlung. unveröffentlichte Studienarbeit, betreut von D. Zipplies, Technische Universität Chemnitz, Technische Thermodynamik, 2011
- [99] Fick, A.; Stern, C.: DSC-Prüfung in der Anwendung. München: Carl Hanser Verlag, 2006. – ISBN 3-446-40563-1
- [100] Vieweg, R.; Schwarz, A. (Hrsg.): Kunststoff-Handbuch. Bd. 4: Polyolefine. München: Carl Hanser Verlag, 1969
- [101] Michaeli, W.: Einführung in die Kunststoffverarbeitung. 5. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2006. – ISBN 3-446-40580-1
- [102] Ehrenstein, G.: Polymer-Werkstoffe: Struktur, Eigenschaften, Anwendung. 3. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2011. – ISBN 978-3-446-42283-4
- [103] Mehling, R.: Numerische Simulation des Abkühl- und Strömungsvorgangs beim Kühldüsen-Extrusionsverfahren. Dissertation, Universität Stuttgart, 2002
- [104] Winkel, E.: Einfluss der Verarbeitung auf Struktur und Eigenschaften von extrudiertem Polypropylen. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1982

- [105] Wübken, G.: Einfluss der Verarbeitungsbedingungen auf die innere Struktur thermoplastischer Spritzgussteile unter besonderer Berücksichtigung der Abkühlverhältnisse. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1974
- [106] Menges, G.; Haberstroh, E.; Michaeli, W.; Schmachtenberg, E.: Werkstoffkunde Kunststoffe. 6. Auflage. München: Carl Hanser Verlag, 2011. – ISBN 3-446-42762-7
- [107] Glück, B.: Zustands- und Stoffwerte Wasser, Dampf, Luft, Verbrennungsrechnung. 2. Auflage. Berlin: Verlag für Bauwesen, 1991. – ISBN 3-345-00487-9
- [108] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 10. Auflage, Berlin: Springer-Verlag, 2006. – ISBN 3-540-25504-4
- [109] BEKUM Maschinenfabriken GmbH (Hrsg.): Maschinendatenblatt BEKUM BM-101 D. Berlin, März 1992
- [110] BEKUM Maschinenfabriken GmbH (Hrsg.): Maschinendatenblatt BEKUM BM-303 D. Berlin, Juni 1988
- [111] N.N.: Maschinendatenblatt BBM 1-x-Serie. Internetpräsentation, BBM Maschinenbau und Vertriebs GmbH, Langenberg, <http://www.bbm-germany.de>, abgerufen am 08.01.2010
- [112] N.N.: Maschinendatenblatt BBM 1-x-Serie Vollelektrische Blasformmaschinen. Internetpräsentation, BBM Maschinenbau und Vertriebs GmbH, Langenberg, <http://www.bbm-germany.de>, abgerufen am 23.09.2011
- [113] N.N.: Maschinendatenblatt BBM x-100-Serie Vollelektrische Blasformmaschinen. Internetpräsentation, BBM Maschinenbau und Vertriebs GmbH, Langenberg, <http://www.bbm-germany.de>, abgerufen am 08.01.2010
- [114] N.N.: Maschinendatenblatt BBM x-100-Serie Vollelektrische Blasformmaschinen. Internetpräsentation, BBM Maschinenbau und Vertriebs GmbH, Langenberg, <http://www.bbm-germany.de>, abgerufen am 23.09.2011
- [115] N.N.: Maschinendatenblatt BBM x-100-Serie Kompakte vollelektrische Blasformmaschinen. Internetpräsentation, BBM Maschinenbau und Vertriebs GmbH, Langenberg, <http://www.bbm-germany.de>, abgerufen am 23.09.2011

- [116] N.N.: Maschinendatenblatt BBM 20...50-Serie Elektrische Blasformmaschinen. Internetpräsentation, BBM Maschinenbau und Vertriebs GmbH, Langenberg, <http://www.bbm-germany.de>, abgerufen am 23.09.2011
- [117] N.N.: Maschinendatenblatt BBM Großblasanlagen. Internetpräsentation, BBM Maschinenbau und Vertriebs GmbH, Langenberg, <http://www.bbm-germany.de>, abgerufen am 08.01.2010
- [118] N.N.: Maschinendatenblatt BBM Großblasanlagen. Internetpräsentation, BBM Maschinenbau und Vertriebs GmbH, Langenberg, <http://www.bbm-germany.de>, abgerufen am 23.09.2011
- [119] Kuchling, H.: Taschenbuch der Physik. 21. Auflage, München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2014. – ISBN 978-3-446-44218-4
- [120] Zipplies, D; Platzer, B.: Lösungsansatz zum effektiven Druckluft Einsatz bei der inneren Blasteilkühlung extrusionsgeblasener flaschenförmiger Kunststoffhohlkörper, TECHNOMER; 23. Fachtagung über Verarbeitung und Anwendung von Polymeren, Chemnitz, Technische Universität Chemnitz, Institut für Fördertechnik und Kunststoffe (Hrsg.), 2013 Tagungsband, ISBN 978-3-939382-11-9
- [121] Küttner, K.-H.: Kolbenverdichter. Berlin: Springer-Verlag, 1991. – ISBN 3-540-53528-4
- [122] Cerbe, G.; Wilhelms, G.: Technische Thermodynamik: Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen. 16. Auflage, München: Carl Hanser Verlag, 2011. – ISBN 3-446-42464-4
- [123] Krichel, S. u. a.: Mehr Klarheit bei der Druckluft: Exergieflussdiagramme als neue Grundlage für Effizienzbetrachtungen bei Druckluftanlagen. In: O + P. Ölhydraulik und Pneumatik Vol. 56 (2012), Nr. 1/2, S. 28-32
- [124] Will, D.; Gebhardt, N. (Hrsg.): Hydraulik: Grundlagen, Komponenten Schaltungen. 5. Auflage, Berlin: Springer-Verlag, 2011. – ISBN 978-3-642-17243-4
- [125] Grollius, H.-W.: Grundlagen der Hydraulik. 7. Auflage, München: Hanser-Verlag, 2015. – ISBN 978-3-446-44275-7



- [126] Knappe, W.; Lampl, A.; Heul, O.: Kunststoff-Verarbeitung und Werkzeugbau. München: Carl Hanser Verlag, 1992. – ISBN 3-446-16270-4
- [127] N.N.: Optimierte Werkzeugtemperierung. Internetpräsentation Infomaterial, Covestro Deutschland AG, Leverkusen, 2016, [www.plastics.covestro.com](http://www.plastics.covestro.com), abgerufen am 31.07.2017
- [128] N.N.: Produktkatalog. Internetpräsentation, Trassl Plastik GmbH & Co. KG, <http://www.trassl-plastik.de>, zuletzt abgerufen am 10.12.2019
- [129] Zipplies, D.: Untersuchungen zu Einsparpotenzialen beim Kunststoffblasformen. unveröffentlichte Diplomarbeit, betreut von W. Nendel, Technische Universität Chemnitz, Strukturleichtbau/Kunststoffverarbeitung, 2007
- [130] Schwalbe, K.: Entwicklung und Untersuchungen zu einem im Volumen variablen pneumatischen Druckspeicher zum energieeffizienten Extrusionsblasformen. unveröffentlichte Diplomarbeit, betreut von: D. Zipplies, Technische Universität Chemnitz, Technische Thermodynamik, 2010
- [131] Baldauf, S.; Köhler, E.: Energetische Optimierung des Druckluftformprozesses – Experimentalstudie: Abschlussbericht DBU-Forschungsvorhaben, FKZ: 24398-22, Chemnitz: druckluft-technik Chemnitz GmbH, 2008
- [132] Baldauf, S.; Köhler, E.: Entwicklung eines innovativen Pneumatikmoduls zur Reduzierung des Druckluftverbrauchs beim Druckluftformen: Abschlussbericht DBU-Forschungsvorhaben, FKZ: 24398/02-22, Chemnitz: druckluft-technik Chemnitz GmbH, 2010
- [133] Zipplies, D. u.a.: Druckluftspeicher verringern den Luftverbrauch. In: Kunststoffe Vol. 101 (2011) Nr. 9, S. 72-78, ISSN 0023-5563
- [134] Bühler, K.: Gasdynamische Untersuchungen des Jouleschen Überströmversuches. In: Wärme- und Stoffübertragung Vol. 23 (1988), S. 27-33, ISSN 0042-9929
- [135] Stephan, P., Schaber, K., Stephan, K., & Mayinger, F.: Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen Band 1: Einstoffsysteme. 19. Auflage, Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg Verlag, 2013. – ISBN 978-3-642-30098-1

- [136] Papula, L.: Mathematische Formelsammlung für Ingenieure und Naturwissenschaftler. 11. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2014. – ISBN 978-3-8348-1913-0
- [137] Zipplies, D.; Platzer, B.; Köhler, E.; Klitzsch, R., Baldauf, S.: Entwicklung einer neuartigen Technologie zur Sekundärnutzung von druckbehafteter Prozessabluft: Abschlussbericht ZIM-Forschungsvorhaben, FKZ: KF 2250002FH1, Chemnitz: Technische Universität Chemnitz, 2014
- [138] Zipplies, D. u. a.: Konzepte zur hocheffizienten Druckluftnutzung durch sekundäre Wiederverwendung druckbehafteter Abluft am Beispiel der inneren Blasteilkühlung des Extrusionsblasformverfahrens, TECHNOMER; 23. Fachtagung über Verarbeitung und Anwendung von Polymeren, Chemnitz, Technische Universität Chemnitz, Institut für Fördertechnik und Kunststoffe (Hrsg.), 2013 Tagungsband, ISBN 978-3-939382-11-9
- [139] Zipplies, D. u. a.: Hocheffiziente Druckluftnutzung bei der inneren Blasteilkühlung des Extrusionsblasformens durch Wiederverwendung druckbehafteter Prozessabluft, TECHNOMER; 24. Fachtagung über Verarbeitung und Anwendung von Polymeren, Chemnitz, Technische Universität Chemnitz, Institut für Fördertechnik und Kunststoffe (Hrsg.), 2015 Tagungsband, ISBN 978-3-939382-12-6
- [140] Göppert, S.: Fluidstrahlen – Erzeugung, Strömungsfeld und Wärmeübergang. Habilitation, Technische Universität Chemnitz, 2012. – ISBN 9783869245041
- [141] Regham, A.: Parameterstudie zum effizienten Drucklufteinsatz bei der inneren Blasteilkühlung während des Extrusionsblasformprozesses. unveröffentlichte Projektarbeit, betreut von D. Zipplies, Technische Universität Chemnitz, Technische Thermodynamik, 2012
- [142] Grote, K.-H. u. a.: Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 23. Auflage, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2011. – ISBN 978-3-642-17306-6
- [143] DIN EN IEC 60034-30:2014-03, Drehende elektrische Maschinen-Teil 30-1: Wirkungsgrad-Klassifizierung von netzgespeisten Drehstrommotoren (IE-Code)
- [144] Bouché, C.; Wintterlin, K.: Kolbenverdichter: Einführung in Arbeitsweise, Bau u. Betrieb von Luft- und Gasverdichtern mit Kolbenbewegung. 3. Auflage, Berlin, Springer-Verlag, 1960

- [145] Konka, K.-H.: Schraubenkompressoren: Technik u. Praxis. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1988. – ISBN 3-18-400819-3
- [146] Rinder, L.: Schraubenverdichte. Wien, Springer-Verlag, 1979. – ISBN 3-211-81535-X



## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Beispielanwendungen für blasgeformte Kunststoffhohlkörper [1].....	19
Abbildung 2.1: Übersicht über die Prozessschritte des Blasformverfahrens .....	21
Abbildung 2.2: Schema Vorformerzeugung beim Tauchblasformen (in Anlehnung an [6]).....	23
Abbildung 2.3: Verfahrensablauf des Extrusionsblasformverfahrens (in Anlehnung an [132]).....	26
Abbildung 2.4: Erste Prozessstufe Streckblasformverfahren: Spritzgießen der Vorform (in Anlehnung an [3]).....	27
Abbildung 2.5: Zweite Prozessstufe des Streckblasformverfahrens: Streckblasen (in Anlehnung an [3]) .....	28
Abbildung 2.6: Zusammenwirken der Prozesstechnik, erforderliche Energiemedien, Energie- und Stoffflüsse.....	29
Abbildung 4.1: Einflussgrößen auf den Energieverbrauch des Extrusionsblasformens .....	45
Abbildung 4.2: Temperaturabhängige Stoffwertverläufe ausgewählter Kunststofftypen, approximierte Kurvenverläufe (Anlage B) anhand von Diagrammverläufen aus [97].....	48
Abbildung 4.3: Verläufe der spezifischen Wärmekapazität von PP für die Aufheizung und für die Abkühlung mit unterschiedlichen Kühlraten.....	49
Abbildung 4.4: Temperaturabhängige Stoffwertverläufe der Luft bei $p_{DL} = 1$ bar, approximierte Kurvenverläufe (Anlage B) nach [107] bzw. anhand von Stoffwertetabellen aus [108] .....	52
Abbildung 4.5: Temperaturabhängige Stoffwertverläufe des Kühlwassers bei $p_{KW} = 3$ bar, approximierte Kurvenverläufe (Anlage B) anhand von interpolierten Stoffwertetabellen [108] .....	53
Abbildung 4.6: Referenzblasteile .....	55
Abbildung 4.7: Messanordnung zur Ermittlung von Prozessparametern der Druckluft und des Kühlwassers .....	56
Abbildung 4.8: Verläufe der Prozessparameter zur Druckluft und zum Kühlwasser der Messreihe des Referenzproduktes 1-Liter-Rundhalsflasche .....	57

Abbildung 4.9: IR-Temperaturmessung am Schmelzeschlauch des Referenzblasteils 1-Liter-Rundhalsflasche.....	59
Abbildung 4.10: Ausgewählte Prozessparameter der Wiederholungsmessungen am Referenzblasteil 1-Liter-Rundhalsflasche [120] .....	60
Abbildung 4.11: Energieflussdiagramm der Druckluftbereitstellung (in Anlehnung an [17]) .....	63
Abbildung 4.12: Exergieflussdiagramm der Druckluftbereitstellung.....	68
Abbildung 4.13: Anlagenschema einer Kompressionskältemaschine (in Anlehnung an [122]) .....	70
Abbildung 4.14: Spezifische Energieströme am Extruder.....	73
Abbildung 4.15: Spezifische Enthalpieänderungen von PE-HD während des Prozessablaufs.....	74
Abbildung 4.16: Energieflussdiagramm zur Energiebilanz der Vorformerzeugung (Extrusionsprozess), Referenzmaterial PE-HD .....	75
Abbildung 4.17: Während der Formgebung und der Blasteilkühlung auftretende spezifische Energie-/Exergieströme am Blasformwerkzeug .....	76
Abbildung 4.18: Masse-Volumenverteilung von Blasteilen zur Bestimmung des durchschnittlichen spezifischen Blasteilvolumens $V_{BT}^*$ .....	77
Abbildung 4.19: Energieflussdiagramm der Gesamtenergiebilanz des Extrusionsblasformverfahrens.....	84
Abbildung 5.1: Herkömmlicher Prozessablauf und Prozesseingriff zur Prozessrückführung der Blasluft.....	87
Abbildung 5.2: Zyklusübergreifende Phasen des Prozessablaufs zur Blasluftückführung mit den im Druckspeicher und im Werkzeug anliegenden Drücken (in Anlehnung an [129], [130], [133]) .....	88
Abbildung 5.3: Verlauf des theoretischen Einzeleinsparpotenzials $\Phi_{BL,i}$ ausgewählter Volumenverhältnisse des Druckspeichers $k_{DS}$ über die Zykluszahl $i$ .....	99
Abbildung 5.4: Verlauf des theoretischen mittleren Gesamteinsparpotenzials $\bar{\Phi}_{BL,n}$ ausgewählter Volumenverhältnisse des Druckspeichers $k_{DS}$ über die Anzahl $n$ an durchlaufenen Prozesszyklen (in Anlehnung an [133]) .....	100

Abbildung 5.5: Auszug des Pneumatikschaltplans einer Blasformanlage (in Anlehnung an [129]).....	102
Abbildung 5.6: Geänderter Pneumatikschaltplan (vereinfachte Darstellung) zur Prozessrückführung der Blasluft, rot: zusätzliche Komponenten [131], [133].....	104
Abbildung 5.7: Pneumatikschaltplan des Versuchsaufbaus zur Prozessrückführung der Blasluft [129] .....	105
Abbildung 5.8: Versuchsaufbau für labortechnische Untersuchungen zur Prozessrückführung der Blasluft [129].....	106
Abbildung 5.9: Druckverläufe und Teilabschnitte des am Versuchsaufbau nachgestellten Prozessablaufs zur Blaslufrückführung, am Beispiel der Versuchsreihe mit $k_{DS} = 1$ , $k_{VF} = 1$ $V_{DLL} \approx 0$ [129].....	107
Abbildung 5.10: Druckverläufe des am Versuchsaufbau nachgestellten Prozessablaufs zur Blaslufrückführung, ersten fünf Zyklen der Versuchsreihe mit $k_{DS} = 1$ , $k_{VF} = 1$ $V_{DLL} \approx 0$ [129].....	108
Abbildung 5.11: Druckverläufe des am Versuchsaufbau nachgestellten Prozessablaufs zur Blaslufrückführung, Versuchsreihe mit $k_{DS} = 5$ , $k_{VF} = 1$ $V_{DLL} \approx 0,3$ l.....	111
Abbildung 5.12: Druckverläufe des am Versuchsaufbau nachgestellten Prozessablaufs zur Blaslufrückführung, Versuchsreihe im stationären Betrieb mit $k_{DS} = 50$ , $k_{VF} = 1$ $V_{DLL} \approx 0,3$ l.....	112
Abbildung 5.13: Gegenüberstellung der labortechnisch ermittelten und theoretisch berechneten Gesamteinsparpotenziale unterschiedlicher Volumenverhältnisse über die Anzahl an durchlaufenen Prozesszyklen (in Anlehnung an [133]).....	115
Abbildung 5.14: Blasteile der Praxisversuche zur Prozessrückführung der Blasluft.....	116
Abbildung 5.15: Beispiel eines Prototyps des Einsparmoduls zur Prozessrückführung der Blasluft .....	117
Abbildung 5.16: Blasformanlage mit Einsparmodul ausgerüstet, zur Herstellung der 1-Liter-Rundhalsflasche [133].....	118
Abbildung 5.17: Umformgrad des Spielbausteins nach dem Vorformprozess (links) im Vergleich zum vollständig umgeformten Blasteil (rechts) .....	118

Abbildung 5.18: Druck- und Volumenstromverläufe über einen Zyklus des herkömmlichen und des geänderten Prozessablaufs der 1-Liter-Rundhalsflasche bei einem Volumenverhältnis $k_{DS} = 5$ [132].....	119
Abbildung 6.1: Schema zur Funktionsweise des Speicherkonzepts [139].....	122
Abbildung 6.2: Schaltplan des Speichersystems zum Zwischenspeichern und zur Sekundärnutzung von konstant anfallender Prozessabluft [139] .....	124
Abbildung 6.3: Prototyp des Speichersystems zum Zwischenspeichern und zur Sekundärnutzung konstant anfallender Prozessabluft [139] .....	125
Abbildung 6.4: Charakteristische Druck- und Volumenstromverläufe über einen Doppelzyklus des Speichersystems [139] .....	126
Abbildung 6.5: Druck- und Volumenstromverläufe bei verschiedenen Drosselstellungen (DS) bei einem konstant eingestellten Speicherdruck [139] .....	127
Abbildung 6.6: Druck- und Volumenstromverläufe bei verschiedenen Stellungen des Druckbegrenzungsventils [139].....	128
Abbildung 6.7: Praxistest des Speichersystems an einer Extrusionsblasformanlage [139].....	129
Abbildung 6.8: Druck- und Volumenstromverläufe der Referenz- und Testmessungen über einen Blasformzyklus [139] .....	130
Abbildung 6.9: Rückstände in den Filterelementen ohne (oben) und mit Zyklonabscheider (unten) [139].....	131
Abbildung 6.10: Druckverlauf und Stromaufnahme eines Kompressors bei unterschiedlichen Ansaugdrücken und einem Betriebsdruck $p_{betr} = 10,5$ bar [139] .....	132
Abbildung 7.1: Prozentuale Aufteilung der Prozessphasen auf die Zykluszeit beim Referenzblasteil 1-Liter-Flasche.....	135
Abbildung 7.2: Messstellen zur Analyse der Wandstärkenverteilung flaschenförmiger Blasformteile .....	137
Abbildung 7.3: Geometriemodell zur Strömungssimulation im Blasteilinneren .....	139
Abbildung 7.4: Gegenüberstellung der Geschwindigkeitsfelder der Strömung für den kurzen (links) und langen (rechts) Blasdorn.....	141



Abbildung 7.5: Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten entlang des Bodens (links) und der Seitenwand (rechts) des Blasteils für den kurzen und langen Blasdorn .....	141
Abbildung 7.6: Prallstrahlströmung im Blasteilinneren (links), Strömungsfeld des Prallstrahles (rechts, in Anlehnung an [140]) [120].....	142
Abbildung 7.7: Einfluss des Abstands (links) und des Durchmessers (rechts) der Blasdorndüse auf den Wärmeübergangskoeffizienten $\bar{\alpha}_1$ des Prallstrahls am Blasteilboden bei einem Spülluftvolumenstrom von $V_{SL,N} = 350$ l/min .....	144
Abbildung 7.8: Einfluss des Spülluftvolumenstroms auf den Wärmeübergangskoeffizienten $\bar{\alpha}_1$ des Prallstrahls am Blasteilboden entlang den Grenzen des Gültigkeitsbereiches der geometrischen Parameter des Prallstrahls.....	145
Abbildung A.1: Arbeitsprozess des verlustlosen Hubkolbenverdichters (links), Schema Hubkolbenverdichter (rechts), in Anlehnung an [121] .....	173
Abbildung A.2: Indikatordiagramm eines realen Hubkolbenverdichters nach [121], [122] .....	175
Abbildung A.3: Aufheizungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis $\psi_k = p_2/p_1 = 3,15$ [148].....	178
Abbildung A.4: Schematische Darstellung der Liefergrades $\lambda_L$ und der Wirkungsgrade $\eta_{dyn}$ , $\eta_{iti}$ über die Drehzahl $n_L$ bzw. Umfangsgeschwindigkeit $w_L$ der Läuferprofile nach [151] .....	182
Abbildung D.1: Verläufe der Prozessparameter zur Druckluft und zum Kühlwasser der Messreihe des Referenzproduktes 0,5-Liter-Rundhalsflasche.....	197
Abbildung D.2: Verläufe der Prozessparameter zur Druckluft und zum Kühlwasser der Messreihe des Referenzproduktes Bauschuttrutsche .....	198
Abbildung F.1: Druck- und Volumenstromverläufe über einen Zyklus des herkömmlichen und des geänderten Prozessablaufs der 1-Liter-Rundhalsflasche bei einem Volumenverhältnis $k_{DS} = 1$ [132] .....	203
Abbildung F.2: Blasformanlage mit Einsparmodul ausgerüstet, zur Herstellung des Spielbausteins [132] .....	204
Abbildung F.3: Druck- und Volumenstromverläufe über einen Zyklus des herkömmlichen und des geänderten Prozessablaufs des Spielbausteins bei einem Volumenverhältnis $k_{DS} = 1$ [132] .....	204

Abbildung F.4: Blasformanlage mit Einsparmodul ausgerüstet, zur Herstellung der Bauschuttrutsche [133] ..... 205

Abbildung F. 5: Druck- und Volumenstromverläufe über einen Zyklus des herkömmlichen und des geänderten Prozessablaufs der Bauschuttrutsche bei einem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 1,8$  [133]..... 205

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Empfohlene Verarbeitungstemperaturen in °C beim Extrusionsblasformen.....	47
Tabelle 4.2: Durchschnittliche spezifische Leistungen beim Extrusionsprozess in kWh/kg, ermittelt anhand der Maschinendatenblätter [110]–[119], (Einzelwerte s. Anhang C) .....	55
Tabelle 4.3: Übersicht der gemessenen Prozesskenngrößen der Referenzblasteile .....	59
Tabelle 4.4: Energien und Exergien entlang der Wirkungskette der Bereitstellung von 1 l Druckluft (Betriebszustand der Druckluft: $V_p = 1$ l, $p_{\text{betr}} = 11,013$ bar, $T_p = 293,15$ K) .....	67
Tabelle 4.5: Übersicht der volumenspezifischen Energiekenngrößen zur Druckluftbereitstellung in J/l (Betriebszustand der Druckluft: $p_{\text{betr}} = 11,013$ bar, $T_p = 293,15$ K) .....	68
Tabelle 4.6: Über Prozesskenngrößen der Referenzblasteile (Abbildung 4.9, Tabelle 4.3) berechnete spezifische Energiekenngrößen der zur inneren Blasteilkühlung eingesetzten Spülluft.....	79
Tabelle 4.7: Spezifische Energiekennwerte der Formgebung, Blasteilkühlung und Blasteilentformung in kWh/kg, Referenzmaterial PE-HD .....	81
Tabelle 5.1: Entwicklung der Ausgleichsdrücke der Vorform- und Zwischenspeicherprozesse über die ersten sieben Zyklen, für unterschiedliche Druckspeichervolumen, bei einem Werkzeugdruck von 11,013 bar, beginnend mit einem Speicherdruck von 1,013 bar (Umgebungsdruck) .....	96
Tabelle 5.2: Vergleich der berechneten und gemessenen Ausgleichsdrücke für die ersten sechs Zyklen der Versuchsreihe mit $k_{DS} = 1$ , $k_{VF} = 1$ (Abbildung 5.10).....	109
Tabelle 5.3: Anzahl der Zyklen bis zum stationären Betrieb und maximales Einsparpotenzial $\Phi_{BL,\infty}$ verschiedener Volumenverhältnisse $k_{DS}$ , Theorie und Labortests im Vergleich.....	114
Tabelle 5.4: Ergebnisse zu den erreichten Einsparpotenzialen der Praxistests und Vergleich zu den theoretischen ermittelten Einsparpotenzialen.....	120

Tabelle 6.1: Labortechnisch und theoretisch ermittelte prozentuale Energieaufwände und Einsparpotenziale bei der Druckluftherzeugung mit unterschiedlichen Ansaugdrücken und einem Betriebsdruck von 10,5 bar [138].....	133
Tabelle 7.1: Wandstärkenverteilung flaschenförmiger Blasteile (Teilsortiment eines Flaschenherstellers [129]) .....	138
Tabelle 7.2: Gewählte Konfigurationen im Preprocessor (ANSYS CFX Pre) .....	140
Tabelle 7.3: Berechnungsparameter der Studie zum Wärmeübergangskoeffizienten .....	143
Tabelle B.1: Stoffwertfunktionen für PE-HD .....	187
Tabelle B.2: Stoffwertfunktionen für PE-LD .....	188
Tabelle B.3: Stoffwertfunktionen für PP .....	189
Tabelle B.4: Stoffwertfunktionen für PA.....	190
Tabelle B.5: Stoffwertfunktionen für Luft.....	191
Tabelle B.6: Stoffwertfunktionen für Wasser .....	192
Tabelle C.1: Spezifische Extruderantriebsleistung .....	193
Tabelle C.2: Spezifische Extruderheizleistung .....	194
Tabelle C.3 Spezifische Kühlleistung der Extrudereinlaufkühlung .....	194
Tabelle C.4: Spezifische Kühlleistung der Werkzeugkühlung .....	194
Tabelle C.5: Spezifische Antriebsleistung Hydraulikaggregat .....	195
Tabelle C.6: Spezifische Kühlleistung Hydrauliktank.....	196

## Anlage A – Herleitung des Energieaufwands zur Druckluftherzeugung

Die Bereitstellung von Druckluft erfolgt durch Kompressoren, die Umgebungsluft ansaugen und unter Zufuhr mechanischer Energie verdichten. Ein wesentlicher Faktor des Energieaufwands zur Druckluftherzeugung ist der benötigte Betriebsdruck. Extrusionsblasformanlagen sind für gewöhnlich mit Druckluft von 6–16 bar (Überdruck) zu versorgen, wobei für die Formgebung und die innere Blasteilkühlung in der Regel Drücke von 8–10 bar (Überdruck) genügen [3]. Zur Ermittlung des erforderlichen Energieaufwands zur Druckluftherzeugung wird die Arbeitsweise des Hubkolbenverdichters betrachtet, der neben dem Schraubenkompressor zu den bedeutendsten Verdichterbauarten zählt.

Der verlustlose Hubkolbenverdichter saugt aus der Umgebung Gas an, verdichtet es und schieb es in das Druckluftnetz. Dieser Arbeitsprozess kann in einem  $p$ - $V$ -Diagramm gemäß der Abbildung A.1 dargestellt werden.

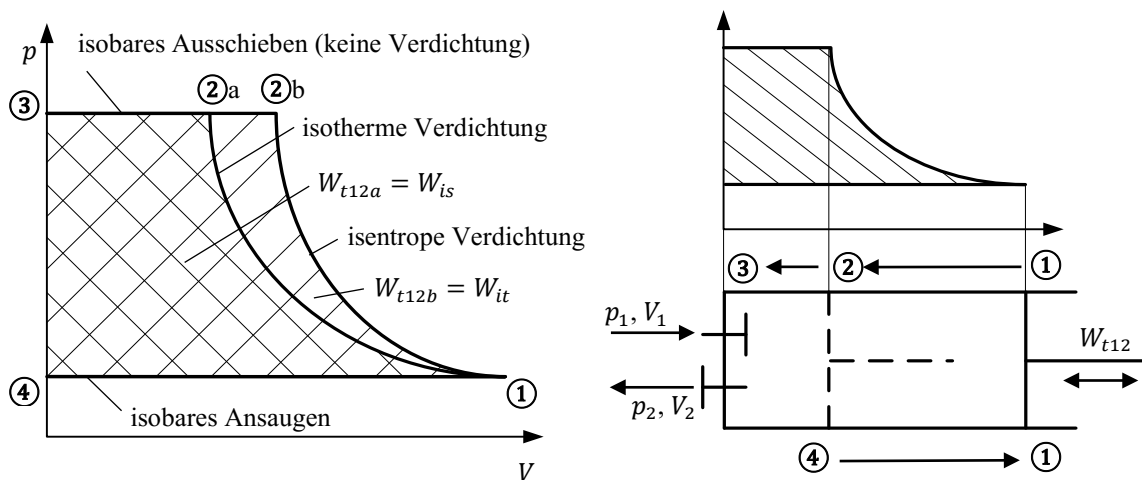


Abbildung A.1: Arbeitsprozess des verlustlosen Hubkolbenverdichters (links), Schema Hubkolbenverdichter (rechts), in Anlehnung an [121]

Erwähnt sei, dass es sich hierbei trotz der ähnlichen Darstellungsform aufgrund des Stoffmengen-austauschs während des Ansaug- und Ausstoßvorgangs nicht um einen Kreisprozess handelt. Die zur Verdichtung erforderliche Arbeit entspricht der im  $p$ - $V$ -Diagramm umschlossenen Fläche (isotherm: 1-2a-3-4-1, isentrop: 1-2b-3-4-1).

Bei der nachfolgenden Beschreibung der auftretenden Zustandsänderungen weist die Luft für die zu betrachtenden Druck- und Temperaturbereiche einen Realgasfaktor von  $Z \approx 1$  [108] auf und kann somit als ideales Gas behandelt werden. Die Höhe der erforderlichen Verdichtungs-

arbeit wird maßgeblich von der Art der Zustandsänderung beeinflusst. So erfordert der isotherme Verdichtungsprozess den geringsten Arbeitsaufwand und stellt somit den anzustrebenden dar [122]. Dabei wird das Gas durch Wärmeabfuhr (Kühlung) bei konstanter Temperatur gehalten. Aufgrund der zügigen Prozessabfolge im realen Hubkolbenverdichter kann auch bei gekühlten Anlagen eine isotherme Kompression nicht bewerkstelligt werden. Vielmehr gleicht der reale Verdichtungsprozess der energetisch aufwendigeren isentropen Zustandsänderung, die im Weiteren als Vergleichsprozess herangezogen wird. Der Arbeitsaufwand der isentropen Verdichtung berechnet sich nach [122] wie folgt:

$$W_{it} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (\text{A.1})$$

Bei der isentropen Verdichtung treten bei großen Druckverhältnissen  $\psi_k$  am Ende des Verdichtungsprozesses hohe Gastemperaturen auf, die zu hohen Belastungen der verbauten Materialien sowie der Schmiermittel führen. Des Weiteren vergrößert sich der nachteilige Einfluss des Schadraumvolumens. Daher wird der Verdichtungsprozess ab Druckverhältnissen von  $\psi_{ges} = 4$  bis 6 mehrstufig mit Kühlung zwischen den Stufen durchgeführt [121]. Dadurch nähert sich der Verdichtungsverlauf der isothermen Zustandsänderung an, was zur Reduzierung der erforderlichen Verdichtungsarbeit führt. Der geringste Arbeitsaufwand wird bei gleichen Druckverhältnissen der einzelnen Stufen erreicht [122]. Das ideale Druckverhältnis  $\psi_k$  der einzelnen Stufen ergibt sich gemäß Gleichung (A.2) aus dem Gesamtdruckverhältnis  $\psi_{ges}$  und der Stufenanzahl  $i$  zu

$$\psi_k = \left( \frac{p_{k+1}}{p_k} \right) = \sqrt[i]{\psi_{ges}} = \sqrt[i]{\frac{p_2}{p_1}}. \quad (\text{A.2})$$

Somit ist die Druckluft bei dem erforderlichen Druckbereich des Extrusionsblasformens von  $p = 9$  bis 11 bar in einem zweistufigen Verdichtungsprozess mit einem Druckverhältnis zwischen  $\psi_k = 3$  und 3,3 zu erzeugen. Der Arbeitsaufwand der einzelnen Druckstufe  $k$  des verlustlosen Verdichters ergibt sich aus den Gleichungen (A.1) und (A.2) zu

$$W_{it,k} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_k V_k \left[ (\psi_k)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (\text{A.3})$$

Durch die Rückkühlung zwischen den Verdichtungsstufen mit gleichen Druckverhältnissen weisen alle Stufen den gleichen Arbeitsaufwand auf, wodurch sich die gesamte Verdichtungs-

arbeit  $W_{it,ges}$  eines verlustlosen mehrstufigen Verdichters aus der Stufenanzahl  $i$  und dem Arbeitsaufwand der einzelnen Verdichtungsstufe  $W_{it,k}$  berechnen lässt:

$$W_{it,ges} = i W_{it,k} = i \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left[ \left( i \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (A.4)$$

Bisher wurde der Verdichter als ideal und verlustlos betrachtet und die Gleichung (A.4) zur Ermittlung des dafür erforderlichen Arbeitsaufwands hergeleitet. Der reale Verdichter weist jedoch aufgrund von Förderverlusten und Verlusten im Antriebsstrang einen höheren Arbeitsaufwand auf. Zur Ermittlung des tatsächlichen Energieaufwands zur Druckluftherzeugung sind die genannten Verluste zu berücksichtigen. Im Folgenden werden die Verluste bezogen auf den erforderlichen Druckbereich beim Extrusionsblasformen aufgezeigt. Detaillierte Betrachtungen zu den genannten Verlusten werden in [121] und [122] aufgeführt.

Die auftretenden Förderverluste beim realen Hubkolbenverdichter sind im Wesentlichen auf die Rückexpansion des Schadvolumens, auf die Erwärmungs- und die Drosseleffekte während des Ansaugvorganges Gases sowie auf Leckagen zurückzuführen. Anhand von Indikatordiagrammen realer Hubkolbenverdichter (Abbildung A.2) lassen sich die Verluste im Vergleich zum Prozessablauf des verlustlosen Verdichters (Abbildung A.1) darstellen.

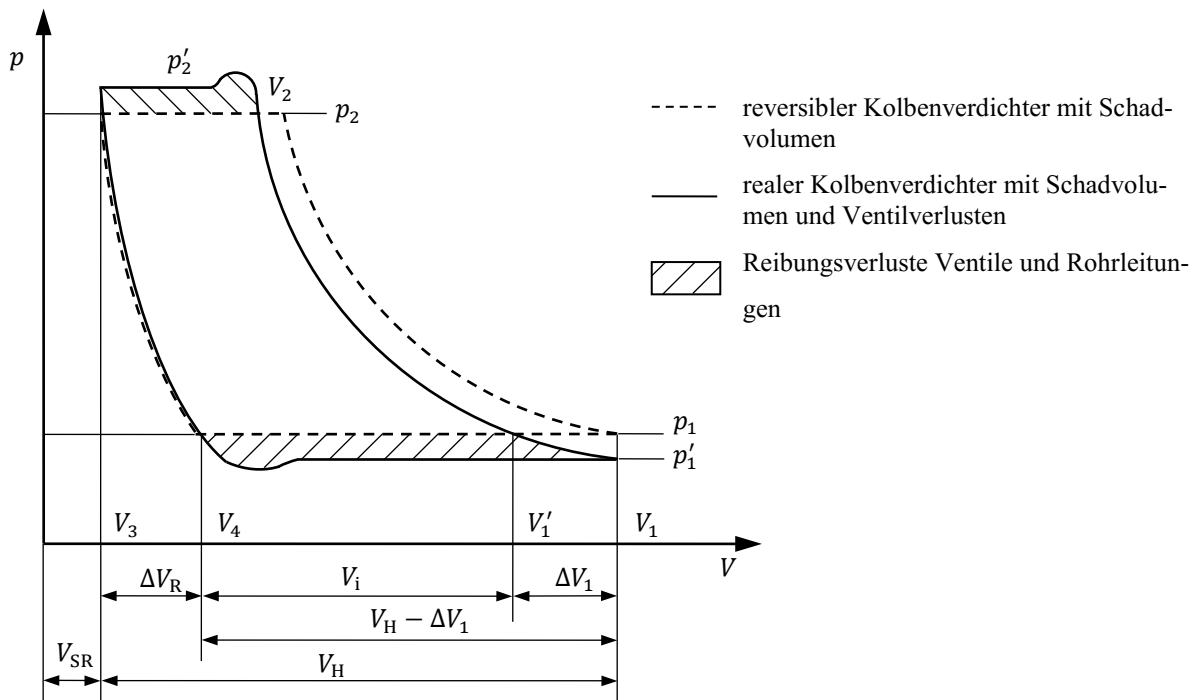


Abbildung A.2: Indikatordiagramm eines realen Hubkolbenverdichters nach [121], [122]

Die Förderverluste werden mit dem Verhältnis von der tatsächlichen geförderten Gasmenge  $m_f$  zur theoretisch förderbaren Gasmenge  $m_{th}$  in Form des Liefergrades  $\lambda_L$  erfasst:

$$\lambda_L = \frac{m_f}{m_{th}} = \frac{V_{fa}}{V_H}. \quad (A.5)$$

Dabei entspricht das tatsächlich geförderte Gasvolumen dem auf den Ansaugzustand bezogenen Volumen  $V_{fa}$ , während das theoretisch förderbare Gasvolumen gleich dem Hubvolumen  $V_H$  des Hubkolbenverdichters ist.

Der Liefergrad wird für eine übersichtliche Beschreibung der Einzelverluste in den Füllungsgrad  $\lambda_F$ , den Drosselgrad  $\lambda_p$ , den Aufheizungsgrad  $\lambda_A$  und den Durchsatzgrad  $\lambda_D$  aufgeteilt:

$$\lambda_L = \frac{V_{fa}}{V_H} = \lambda_F \lambda_p \lambda_A \lambda_D. \quad (A.6)$$

Bei der Bestimmung des Füllungsgrades und des Aufheizungsgrades ist das Druckverhältnis der einzelnen Verdichtungsstufe ein wesentlicher Einflussfaktor. Da das Stufendruckverhältnis wiederum in Abhängigkeit des Gesamtdruckverhältnisses steht (vgl. Gleichung A.2), wird zur Ermittlung des Liefergrades das mittlere Stufendruckverhältnis  $\psi_k = 3,15$  für den Arbeitsdruckbereich 9–11 bar verwendet.

Der Füllungsgrad  $\lambda_F$  beschreibt den Einfluss des relativen Schadraumes  $\varepsilon$  auf die angesaugte Gasmenge. Um Kollisionen zwischen dem Zylinderkolben und dem Zylinderdeckel bzw. den Ventilen zu vermeiden, wird das verdichtete Gas nicht vollständig in das Druckluftnetz geschoben. Das Restgasvolumen entspricht dem Schadraum  $V_{SR}$  und wird bezogen auf das Zylinderhubvolumen  $V_H$  zum relativen Schadraum  $\varepsilon$ , der für Hubkolbenverdichter Werte zwischen 0,01 und 0,12 [121], [122] aufweist:

$$\varepsilon = \frac{V_{SR}}{V_H}. \quad (A.7)$$

Das im Schadraum verbliebene Restgas expandiert zu Beginn des Ansaugvorganges bis auf den Umgebungsdruck  $p_1$ , bevor das Saugventil öffnet und Umgebungsluft angesaugt wird. Durch diesen Effekt reduziert sich das Ansaugvolumen von dem theoretischen Zylinderhubvolumen  $V_H$  um den Betrag  $\Delta V_R$  (vgl. Abbildung A.2). Der Füllungsgrad berücksichtigt diesen volumetrischen Verlust und wird nach [121] mit dem Stufendruckverhältnis  $\psi_k$  und dem relativen Schadraum  $\varepsilon$  über



$$\lambda_F = 1 - \varepsilon \left[ (\psi_k)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \quad \text{mit } \kappa = 1,4 \quad (\text{A.8})$$

berechnet. Für die zweistufige Verdichtung ergibt sich der Füllungsgrad für den erforderlichen Druckbereich beim Extrusionsblasformen mit dem gewählten Stufendruckverhältnis  $\psi_k = 3,15$  und einem relativen Schadraum  $\varepsilon = 0,06$  zu  $\lambda_F = 0,924$  je Druckstufe. Des Weiteren stellt die Verdichtung des im Schadraum verbleibenden, nicht nutzbaren Restgases einen energetischen Mehraufwand dar. Dies wirkt sich jedoch nicht auf die spezifische Gesamtarbeit des Verdichters aus, da unter der Annahme eines konstanten Isentropenexponenten  $\kappa$  bei der Kompression und der Rückexpansion das Restgas im gleichen Maße so viel Arbeit dem Verdichter zurückführt, wie vorher zur Verdichtung des Restgases erforderlich war. Um diesen Effekt im Weiteren nachzuweisen wird der Füllungsgrad zur Ermittlung des spezifischen Energieaufwands der Druckluftherzeugung zunächst mit einbezogen.

Der Drosselgrad  $\lambda_p$  berücksichtigt den Einfluss der Druckverluste während des Ansaugvorganges. Aufgrund von Strömungswiderständen im Ansaugventil herrscht vor der Verdichtung in der Kolbenkammer nicht der Ansaugdruck  $p_1$  sondern ein Unterdruck  $p'_1$ . Der daraus resultierende Förderverlust entspricht dem Verlustvolumen  $\Delta V_V$ , das gleich dem erforderlichen Hubvolumen zur Verdichtung des angesaugten Gasvolumens auf den Umgebungsdruck  $p_1$  ist. Der Drosselgrad ergibt sich folglich aus dem Verhältnis des auf den Ansaugdruck bezogenen indizierten Diagrammvolumens  $V_i$  zum angesaugten Diagrammvolumen ( $V_H - \Delta V_R$ ). Weiter entspricht der volumetrische Verlust annähernd dem Druckverlust, sodass der Drosselgrad laut [121] bzw. [144] über

$$\lambda_p = \frac{V_i}{V_H - \Delta V_R} \approx \frac{p'_1}{p_1} \quad (\text{A.9})$$

ermittelt werden kann. Bei gut gewarteten Verdichtern weist der Drosselgrad  $\lambda_p$  Werte zwischen 0,95 und 0,98 auf [121].

Weitere Förderverluste sind auf die Erwärmung des Gases durch die erhitzte Zylinderwand sowie das im Zylinder befindliche Restgas zurückzuführen und werden durch den Aufheizungsgrad  $\lambda_A$  berücksichtigt. Die erhöhten Temperaturen in der Kolbenkammer sind in der Kompressionswärme der vorangegangenen Verdichtungszyklen begründet. Der Temperaturanstieg des angesaugten Gases führt zu einer geringeren Gasdichte, wodurch sich die angesaugte Gasmenge bzw. das auf den Ansaugzustand bezogene Ansaugvolumen  $V_a$  reduziert. Der Aufheizungsgrad  $\lambda_A$  ergibt sich daher aus dem Verhältnis des tatsächlich angesaugten

Gasvolumens  $V_a$  zum indizierten Volumen  $V_i$ , was nahezu gleich dem Verhältnis der Ansaugtemperatur  $T_a$  zur Gastemperatur  $T_1$  am Ende des Ansaugvorganges ist [121]:

$$\lambda_A = \frac{V_a}{V_i} \approx \frac{T_a}{T_1}. \quad (\text{A.10})$$

Der Aufheizungsgrad unterliegt vielfältigen Einflussgrößen wie z. B. dem Druckverhältnis, dem zu verdichtenden Gas sowie der Bauart und -größe des Verdichters. Daher eignen sich zur Bestimmung von Richtwerten für den Aufheizungsgrad Kennfelddiagramme in Abhängigkeit des Druckverhältnisses gemäß der Abbildung A.3, woraus sich für das bestimmte Druckverhältnis  $\psi_k = 3,15$  ein Aufheizungsgrad von  $\lambda_A = 0,945$  ergibt.

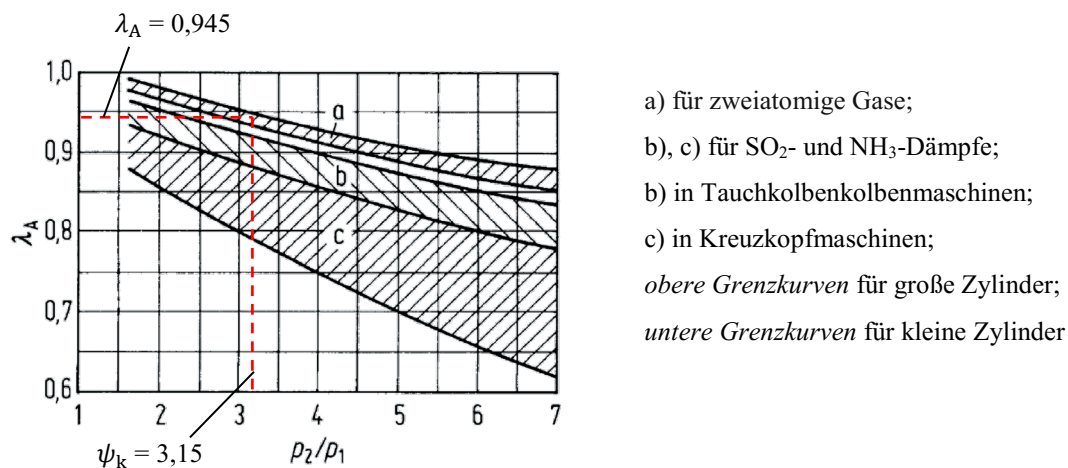


Abbildung A.3: Aufheizungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $\psi_k = p_2/p_1 = 3,15$  [142]

Der Durchsatzgrad  $\lambda_D$  ist das Verhältnis der auf den Ansaugzustand bezogenen Volumina der tatsächlich geförderten zur angesaugten Gasmenge  $V_{fa}$  und  $V_a$  bzw. ihren Massen  $m_f$  und  $m_a$ :

$$\lambda_D = \frac{V_{fa}}{V_a} = \frac{m_f}{m_a}. \quad (\text{A.11})$$

Die Differenz zwischen der angesaugten und der geförderten Gasmenge ist auf die innere und äußere Leckagen zurückzuführen. Dabei resultieren die äußeren Leckageverluste z. B. auf defekten Zylinderdeckel- und Kolbenstangendichtungen, während innere Undichtheiten an den inneren Kolbendichtungen und den Ventilen auftreten können. Bei gut in Stand gehaltenen Hubkolbenverdichtern weist der Durchsatzgrad Werte von  $\lambda_D > 0,99$  auf [142], sodass die Leckageverluste im Weiteren mit  $\lambda_D = 1$  unberücksichtigt bleiben können.

Aus den vorangegangenen Betrachtungen lässt sich nun der Arbeitsaufwand des verlustbehafteten Hubkolbenverdichters herleiten. Die Grundlage bildet die Differenz der isentropen Ar-

beiten für die Kompression  $W_{it,K}$  und die durch den Schadraum verursachte Rückexpansion  $W_{it,R}$  eines reversibel arbeitenden Verdichters (vgl. Abbildung A.2) [121]. Der Arbeitsaufwand  $W_{it}$  für eine Druckstufe ergibt sich folglich mit

$$W_{it} = W_{it,K} - |W_{it,R}|. \quad (\text{A.12})$$

Mit der isentropen Arbeit  $W_{it,K}$  (Gleichung A.3) der einzelnen Druckstufe  $k$ , dem Liefergrad  $\lambda_L$  (Gleichung A.6), dem relativen Schadraumvolumen  $\varepsilon$  (Gleichung A.7) sowie den Volumina gemäß der Zustände 1 und 3 des Indikatordiagramms aus der Abbildung A.2 ( $V_k = V_H + V_{SR}$  für die Kompression,  $V_k = V_{SR}$  für die Rückexpansion) folgt aus Gleichung (A.12):

$$W_{it,k} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_k V_{fa}}{\lambda_F \lambda_p \lambda_A \lambda_D} \left[ \left( \frac{p_{k+1}}{p_k} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \left[ 1 - \varepsilon \left( \left( \frac{p_{k+1}}{p_k} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) \right]. \quad (\text{A.13})$$

Aus der Gleichung (A.13) geht hervor, dass der hintere Klammerausdruck dem Füllungsgrad  $\lambda_F$  (vgl. Gleichung A.8), sodass sich Gleichung (A.13) vereinfacht:

$$W_{it,k} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_k V_{fa}}{\lambda_p \lambda_A \lambda_D} \left[ \left( \frac{p_{k+1}}{p_k} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (\text{A.14})$$

Demnach wird der Arbeitsaufwand des Hubkolbenverdichters nicht vom relativen Schadraum  $\varepsilon$  beeinflusst. Weisen bei mehrstufigen Hubkolbenverdichtern die einzelnen Druckstufen die gleichen Stufendruckverhältnisse  $\psi_k$  und durch Zwischenkühlung die gleichen Ansaugtemperaturen  $T_a$  auf, so lässt sich unter Berücksichtigung der Gleichung (A.4) die erforderliche isentrope Gesamtarbeit  $W_{it,ges}$  zur Verdichtung von dem Ansaugdruck  $p_1 = p_a$  auf den Betriebsdruck  $p_2 = p_{betr}$  mit  $i$  Stufen über

$$W_{it,ges} = i \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_a V_{fa}}{\lambda_p \lambda_A \lambda_D} \left[ \left( \sqrt[i]{\frac{p_{betr}}{p_a}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (\text{A.15})$$

berechnen. In den bisherigen Betrachtungen wurden die Reibungsverluste in den Rohrleitungen und den Ventilen des Verdichters, die den schraffierten Flächen des Indikatordiagramms (Abbildung A.2) entsprechen, vernachlässigt. Diese betragen zirka 6–8 % des Gesamtarbeitsaufwands [121]. Die indizierte Arbeit  $W_i$  des verlustbehafteten isentrop arbeitenden Hubkolbenverdichters ergibt sich mit dem Reibungsverlustbeiwert  $\mu_R$  von 1,06–1,08 folglich zu

$$W_i = \mu_R W_{it\_ges} = i \mu_R \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_a V_{fa}}{\lambda_p \lambda_A \lambda_D} \left[ \left( i \sqrt{\frac{p_{betr}}{p_a}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (A.16)$$

Das Verhältnis der idealen isentropen Arbeit zur indizierten Arbeit des Hubkolbenverdichters führt zum indizierten isentropen Wirkungsgrad  $\eta_{iti}$  und beschreibt die inneren Verluste des verlustbehafteten Hubkolbenverdichters. Über die Gleichungen (A.4) und (A.16) berechnet sich der indizierte isentrope Wirkungsgrad eines zweistufig arbeitenden Hubkolbenverdichters zusammen mit den für den betrachteten Druckbereich ermittelten Drossel-, Aufheizungs- und Durchsatzgraden sowie dem Reibungsverlustbeiwert zu

$$\eta_{iti} = \frac{W_{it}}{W_i} = \frac{\lambda_p \lambda_A \lambda_D}{\mu_R} = 0,831 \quad (A.17)$$

mit  $\lambda_p = 0,95$ ,  $\lambda_A = 0,945$ ,  $\lambda_D = 1$ ,  $\mu_R = 1,08$ .

Des Weiteren treten im Hubkolbenverdichter mechanische Verluste (z. B. an Lagerstellen des Kurbeltriebs) auf, die durch den mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_{mech}$  mit Werten zwischen 0,85 und 0,92 [121] berücksichtigt werden. Zusammen mit der indizierten Arbeit ergeben sich die effektive an der Antriebswelle des Verdichters zu verrichtende Arbeit  $W_e$  sowie der effektive isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{ite}$  des verlustbehafteten Hubkolbenverdichters zu

$$\eta_{mech} = \frac{W_i}{W_e}, \quad (A.18)$$

$$\eta_{ite} = \frac{W_{it}}{W_e} = \eta_{iti} \eta_{mech} = 0,74 \quad (A.19)$$

mit  $\eta_{iti} = 0,831$ ,  $\bar{\eta}_{mech} = 0,89$ .

Mit Hilfe des effektiven isentropen Wirkungsgrades des Hubkolbenverdichters lässt sich an dieser Stelle der Vergleich zum Schraubenverdichter anstellen. Der Schraubenverdichter findet aufgrund der im Vergleich zum Hubkolbenverdichter günstigeren Dauerläufereigenschaften und des geringeren Wartungsaufwands in dem betrachteten Druckbereich ebenfalls häufig Anwendung.

Der Schraubenverdichter gehört zur Gruppe der zweiwelligen Rotationskolbenverdichter und arbeitet wie der Hubkolbenverdichter nach dem Verdrängerprinzip. Den Kompressionsraum bildet das Verdichtergehäuse mit den innen liegenden profilierten Haupt- und Nebenläufern. Durch Rotation kämmen die Schraubengeometrien der Läufer miteinander ab, sodass der

Zahneingriff in axialer Richtung verschoben, der Arbeitsraum kontinuierlich verkleinert und somit das in den Lückenräumen befindliche Gas verdichtet wird. Am Ende des Verdichtungsprozesses wird an der Auslass-Steuerkante durch die Läufergeometrie eine Verbindung zum Druckstutzen (Auslassöffnung) hergestellt und das komprimierte Gas in das Druckluftnetz ausgestoßen. Dabei bestimmt die Größe der Auslassöffnung das „eingebaute Druckverhältnis“ [145] des Schraubenverdichters. Im Idealfall sollte das „eingebaute Druckverhältnis“ des Schraubenverdichters dem Betriebsdruckverhältnis entsprechen. Weicht jedoch der Betriebsdruck des Druckluftnetzes von dem Verdichterdruck kurz vor der Auslass-Steuerkante ab, kommt es zur Unter- oder Überverdichtung und somit zu Verlusten. Bei der Unterverdichtung weist das Gas an der Auslass-Steuerkante des Verdichters einen geringeren Druck als den Betriebsdruck auf. Sobald eine Verbindung mit der Auslassöffnung besteht, strömt das unter höherem Druck stehende Gas aus dem Druckstutzen in den geöffneten Zahnflächenraum. Der Läufer verdichtet anschließend das im Zahnflächenraum befindliche Gas auf den Betriebsdruck und schiebt es in das Druckluftnetz, was mit entsprechendem Mehraufwand verbunden ist. Bei der Überverdichtung wird das im Zahnflächenraum befindliche Gas über den Betriebsdruck verdichtet, sodass bei Überschreitung der Auslass-Steuerkante das Gas auf den niedrigeren Druck expandiert und in das Druckluftnetz geschoben wird. Die Verluste der Überverdichtung resultieren daher aus dem Mehraufwand der unnötig höheren Komprimierung des Gases. Laut [145] steht für die Auslegung von Schraubenverdichtern für einen Anwendungsfall jedoch eine ausreichend feine Staffelung der „eingebauten Druckverhältnisse“ zur Verfügung, sodass die Verluste durch Unter- bzw. Überverdichtung vernachlässigbar gering gehalten werden können.

Einen wesentlich bedeutsameren Einfluss weisen hingegen die Leckageverluste und die dynamischen Verluste auf den Wirkungsgrad des Schraubenverdichters auf. Die *Leckageverluste* werden durch den volumetrischen Wirkungsgrad, auch Liefergrad  $\lambda_L$  genannt, berücksichtigt, wobei zwischen inneren und äußeren Leckagen unterschieden wird. Die *inneren Leckagen* sind auf die konstruktiv erforderlichen Spaltmaße zwischen den ineinander kämmenden Läuferprofilen untereinander, den Profilspitzen der Läufer und dem Läufergehäuse sowie den axialen Stirnseiten der Läufer und der Stirnwand des Läufergehäuses zurückzuführen. Des Weiteren befindet sich zwischen den im Eingriff befindlichen Läufern und dem Läufergehäuse ein sogenanntes Blasloch, das eine direkte Verbindung zwischen zwei Profillückenräumen aufweist und somit ebenfalls eine innere Leckage darstellt. Aufgrund des zwischen den benachbarten Zahnflächenräumen herrschenden Druckunterschiedes strömt das Gas höheren Drucks über die genannten Leckagestellen in den nachfolgenden Zahnflächenraum niedrigeren

Drucks, was zu einer Minderung der geförderten Gasmenge und somit zur Reduzierung des Liefergrades führt. Je höher dabei die Druckunterschiede bzw. je größer die Spaltmaße und das Blasloch sind, desto größer sind die zu erwartenden inneren Leakageverluste. *Die äußeren Leckagen* treten an den Wellendichtungen der Haupt- und Nebeläufer des Verdichters auf. Dabei strömt das verdichtete Gas an den Stirnflächen der Läuferprofile aus dem Innenraum des Verdichters über die Wellendichtungen in Räume geringeren Drucks wie den Ansaugstutzen bzw. die Umgebung. Die Höhe des Leakageverlusts wird dabei im Wesentlichen von dem vorliegenden Druckunterschied, der Anzahl der wirkenden Dichtflächen sowie der Größe der Dichtspalten beeinflusst [145]. Neben den Leakageverlusten berücksichtigt der Liefergrad auch den Einfluss des Aufheizungsgrades sowie des Aufladeeffekts, die im Vergleich zu den Leakageverlusten jedoch vernachlässigbar gering sind [146]. Die Drehzahl der Profilläufer ist ein weiterer Einflussfaktor auf den Liefergrad. So wirken sich höhere Umfangsgeschwindigkeiten an den Profilspitzen positiv aus, sodass mit steigender Drehzahl sich auch der Liefergrad erhöht (vgl. Abbildung A.4). Im Vergleich zum Hubkolbenverdichter fördert der Schraubenverdichter das komprimierte Gas weggesteuert über die Auslasskanten vollständig in das Druckluftnetz, wodurch weder Ventilverluste noch Verluste durch Schadräume auftreten.

Die dynamischen Verluste sind auf die Strömungs- und Reibungsverluste des Gases im Inneren des Schraubenverdichters zurückzuführen. Im Gegensatz zu den volumetrischen Verlusten steigen die dynamischen Verluste bei Erhöhung der Läuferdrehzahl  $n_{PL}$  bzw. der Läuferumfangsgeschwindigkeit  $w_{PL}$  aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten im Inneren des Schraubenverdichters, sodass der dynamische Wirkungsgrad  $\eta_{dyn}$  über die Drehzahl abfällt (vgl. Abbildung A.4).

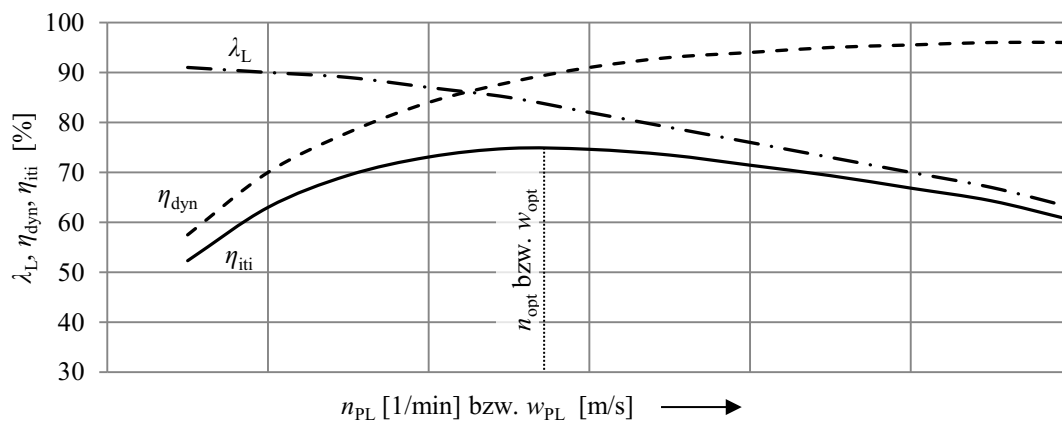


Abbildung A.4: Schematische Darstellung der Liefergrades  $\lambda_L$  und der Wirkungsgrade  $\eta_{dyn}$ ,  $\eta_{iti}$  über die Drehzahl  $n_{PL}$  bzw. Umfangsgeschwindigkeit  $w_{PL}$  der Läuferprofile nach [145]

Der innere bzw. der indizierte isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{iti}$  des Schraubenverdichters ergibt sich folglich aus dem Produkt des Liefergrades und des dynamischen Wirkungsgrades. Aufgrund der gegenläufigen Tendenz der einzelnen Verläufe über die Drehzahl existiert für den indizierten Wirkungsgrad bei der optimalen Umfangsgeschwindigkeit  $w_{opt}$  ein Maximum. Sowohl [145] als auch [146] geben den maximalen indizierten Wirkungsgrad mit zirka  $\eta_{iti} = 0,73$  (Abbildung A.4) an. Werden weiter die mechanischen Verluste in den Lagern und im Gleichlaufgetriebe der Profilläufer mit dem mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_{mech}$  berücksichtigt, kann mit der Gleichung (A.19) der effektive isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{ite}$  des Schraubenverdichters ermittelt werden. Der mechanische Wirkungsgrad wird im Wesentlichen durch die Lagerart (Wälzlager, Gleitlager, etc.) sowie das Stufendruckverhältnis beeinflusst und weist Werte zwischen  $\eta_{mech} = 0,94$  und  $0,98$  auf [145]. Der maximale effektive isentrope Wirkungsgrad ergibt sich demnach gemäß Gleichung (A.19) zu

$$\eta_{ite} = \eta_{iti} \eta_{mech} = 0,7$$

$$\text{mit } \eta_{iti} = 0,73, \bar{\eta}_{mech} = 0,96.$$

Folglich weist der Schraubenverdichter im Vergleich zum Hubkolbenverdichter einen höheren Energieaufwand zur Druckluftherzeugung auf. Die weiteren Betrachtungen zum energetischen Aufwand der Druckluftherzeugung beziehen sich auf den Hubkolbenverdichter.

Die an der Antriebswelle des Verdichters erforderliche effektive Arbeit wird durch den Antriebsstrang (Motor, Getriebe) zugeführt. Dabei unterliegt der Antriebsstrang ebenfalls Verlusten, die mit dem Antriebswirkungsgrad als Verhältnis des effektiven Arbeitsaufwands  $W_e$  des Verdichters zur erforderlichen elektrischen Antriebsenergie des Motors  $W_M$  erfasst werden. Der Antriebswirkungsgrad  $\eta_A$  ergibt sich aus dem Produkt des Motorwirkungsgrades  $\eta_M$  und des Getriebewirkungsgrades  $\eta_G$  zu

$$\eta_A = \frac{W_e}{W_M} = \eta_M \eta_G = 0,854 \quad (\text{A.20})$$

$$\text{mit } \bar{\eta}_M = 0,88, \bar{\eta}_G = 0,97.$$

Die im Allgemeinen als Verdichterantrieb eingesetzten elektrischen Asynchronmotoren sollten im Nennbereich Wirkungsgrade von  $\eta_M = 0,8\text{--}0,95$  [143] aufweisen, während der Getriebewirkungsgrad je nach Getriebeart mit  $\eta_G = 0,95\text{--}0,98$  für Riemengetriebe bzw. mit  $\eta_G = 0,98$  für ein einstufiges Zahnradgetriebe zu berücksichtigen ist [142].

Mit dem effektiven isentropen Wirkungsgrad des Hubkolbenverdichters und dem Wirkungsgrad des Antriebsstrangs kann folgend der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{ges}$  berechnet werden:

$$\eta_{DLE,ges} = \frac{W_{it}}{W_{DLE}} = \eta_{ite} \eta_A = 0,632 \quad (A.21)$$

mit  $W_{DLE} = W_M$ ;  $\eta_{ite} = 0,74$ ;  $\eta_A = 0,854$ .

Zusammen mit den Gleichungen (A.4), (A.17), (A.19) und (A.20) ergibt sich der erforderliche Energieaufwand zur Druckluftherzeugung mittels einem  $i$ -stufigen Hubkolbenverdichters zu

$$W_{DLE} = \frac{W_{it}}{\eta_{ges}} = \frac{\mu_R}{\lambda_p \lambda_A \lambda_D \eta_{mech} \eta_M \eta_G} i \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_a V_{fa} \left[ \left( \sqrt[i]{\frac{p_{betr}}{p_a}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (A.22)$$

mit  $p_1 = p_a$ ;  $p_2 = p_{betr}$ ;  $V_1 = V_{fa}$ .

Dabei beinhaltet der Ausdruck  $(p_a V_{fa})$  vor der Klammer auf den Ansaugzustand (a) bezogene Stoffgrößen. Werden Stoffgrößen eines anderen Zustands wie dem Normzustand (N) oder dem druckbezogenen Zustand (p) verwendet, so sind diese für die Berechnung des Energieaufwands auf den Ansaugzustand umzurechnen:

$$p_a V_{fa} = p_N V_N \frac{T_a}{T_N} = p_p V_p \frac{T_a}{T_p} \quad (A.23)$$

Mit der hergeleiteten Gleichung (A.22) kann weiter für den erforderlichen Betriebsdruck der volumenbasierte spezifische Energieaufwand ermittelt werden. Somit ist bei der zweistufigen Erzeugung von Druckluft mit einem Betriebsdruck von  $p_{betr} = p_p = 11,013$  bar ein spezifischer Energieaufwand von

$$W_{DLE,a}^{**} = \frac{\mu_R}{\lambda_p \lambda_A \lambda_D \eta_{mech} \eta_M \eta_G} i \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_a \left[ \left( \sqrt[i]{\frac{p_{betr}}{p_a}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = 456,1 \frac{J}{l}, \quad (A.24)$$

→ bezogen auf den Ansaugzustand ( $p_a = 1,013$  bar,  $T_a = 293,15$  K),

$$W_{DLE,N}^{**} = \frac{\mu_R}{\lambda_p \lambda_A \lambda_D \eta_{mech} \eta_M \eta_G} i \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_N \frac{T_a}{T_N} \left[ \left( \sqrt[i]{\frac{p_{betr}}{p_a}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = 489,5 \frac{J}{l}, \quad (A.25)$$

→ bezogen auf den Normzustand ( $p_N = 1,013$  bar,  $T_N = 273,15$  K),



$$W_{\text{DLE,p}}^{**} = \frac{\mu_{\text{R}}}{\lambda_{\text{p}} \lambda_{\text{A}} \lambda_{\text{D}} \eta_{\text{mech}} \eta_{\text{M}} \eta_{\text{G}}} i \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_{\text{p}} \frac{T_{\text{a}}}{T_{\text{p}}} \left[ \left( i \sqrt{\frac{p_{\text{betr}}}{p_{\text{a}}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = 4958,5 \frac{\text{J}}{\text{l}}, \quad (\text{A.26})$$

→ bezogen auf den Druckzustand ( $p_{\text{p}} = 11,013 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{p}} = 293,15 \text{ K}$ ),

mit:  $\kappa = 1,4$ ;  $i = 2$ ;  $\lambda_{\text{p}} = 0,95$ ;  $\lambda_{\text{A}} = 0,945$ ;  $\lambda_{\text{D}} = 1$ ;

$\mu_{\text{R}} = 1,08$ ;  $\eta_{\text{mech}} = 0,89$ ;  $\eta_{\text{M}} = 0,88$ ;  $\eta_{\text{G}} = 0,97$

erforderlich.



## Anlage B – Stoffwertfunktionen

Stoffwertfunktionen ausgewählter Kunststoffe über der Temperatur  $\vartheta_{\text{KST}}$ :

Auf Grundlage von Stoffwertdiagrammen [97] bereichsweise approximierte Gleichungen der Stoffwerte von PE-HD, PE-LD, PP, PA über der Temperaturspanne von  $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} \leq 280\text{ °C}$  [98]:

Tabelle B.1: Stoffwertfunktionen für PE-HD

Stoffwert	Approximationsgleichungen
spezifische. Wärme- kapazität $c_p(\vartheta_{\text{KST}})$ [J/(kg K)]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 130\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{\text{KST}}) = 1,391 \times 10^{12} e^{-\left(\frac{\vartheta_{\text{KST}}-400,1}{63,34}\right)^2} + 1945000 e^{-\left(\frac{\vartheta_{\text{KST}}-3187}{1201}\right)^2} \quad (\text{B.1})$
	Gültigkeitsbereich: $130\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 140\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{\text{KST}}) = 210400 - 1475 \vartheta_{\text{KST}} \quad (\text{B.2})$
	Gültigkeitsbereich: $140\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} \leq 280\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{\text{KST}}) = 2050 + 3,837 \vartheta_{\text{KST}} \quad (\text{B.3})$
Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_{\text{KST}})$ [W/(m K)]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 120\text{ °C}$ : $\lambda(\vartheta_{\text{KST}}) = 0,455 - 0,00125 \vartheta_{\text{KST}} \quad (\text{B.4})$
	Gültigkeitsbereich: $120\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 140\text{ °C}$ : $\lambda(\vartheta_{\text{KST}}) = 0,635 - 0,00275 \vartheta_{\text{KST}} \quad (\text{B.5})$
	Gültigkeitsbereich: $140\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} \leq 280\text{ °C}$ : $\lambda(\vartheta_{\text{KST}}) = 0,25 \quad (\text{B.6})$
Dichte $\rho(\vartheta_{\text{KST}})$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 140\text{ °C}$ : $\rho(\vartheta_{\text{KST}}) = \frac{1}{0,001033 e^{0,0004898 \vartheta_{\text{KST}}} + 8,585 \times 10^{-12} e^{0,1199 \vartheta_{\text{KST}}}} \quad (\text{B.7})$
	Gültigkeitsbereich: $140\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} \leq 280\text{ °C}$ : $\rho(\vartheta_{\text{KST}}) = \frac{1}{0,001155 + 8,25 \times 10^{-7} \vartheta_{\text{KST}}} \quad (\text{B.8})$

Tabelle B.2: Stoffwertfunktionen für PE-LD

Stoffwert	Approximationsgleichungen
spezifische. Wärme- kapazität $c_p(\vartheta_{KST})$ [J/(kg K)]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{KST} < 110\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{KST}) = 18850 e^{-\left(\frac{\vartheta_{KST}-166,3}{46,56}\right)^2} + 8,006 \times 10^{18} e^{-\left(\frac{\vartheta_{KST}-11720}{1956}\right)^2} \quad (B.9)$
	Gültigkeitsbereich: $110\text{ °C} \leq \vartheta_{KST} \leq 280\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{KST}) = 1998 + 3,888 \vartheta_{KST} \quad (B.10)$
Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_{KST})$ [W/(m K)]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{KST} < 110\text{ °C}$ : $\lambda(\vartheta_{KST}) = 0,385 - 0,0013 \vartheta_{KST} \quad (B.11)$
	Gültigkeitsbereich: $110\text{ °C} \leq \vartheta_{KST} \leq 280\text{ °C}$ : $\lambda(\vartheta_{KST}) = 0,24 \quad (B.12)$
Dichte $\rho(\vartheta_{KST})$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{KST} < 110\text{ °C}$ :
	$\rho(\vartheta_{KST}) = \frac{1}{0,001075 e^{0,0003277 \vartheta_{KST}} + 1,868 \times 10^{-6} e^{0,03798 \vartheta_{KST}}} \quad (B.13)$
	Gültigkeitsbereich: $110\text{ °C} \leq \vartheta_{KST} \leq 280\text{ °C}$ : $\rho(\vartheta_{KST}) = \frac{1}{0,001147 + 9,132 \times 10^{-7} \vartheta_{KST}} \quad (B.14)$

Tabelle B.3: Stoffwertfunktionen für PP

Stoffwert	Approximationsgleichungen
spezifische Wärmekapazität $c_p(\vartheta_{\text{KST}})$ [J/(kg K)]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 27\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{\text{KST}}) = 1591 + 5,826 \vartheta_{\text{KST}} \quad (\text{B.15})$
	Gültigkeitsbereich: $27\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 173\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{\text{KST}}) = 1564 e^{0,004116 \vartheta_{\text{KST}}} + 2,779 \times 10^{-7} e^{0,1439 \vartheta_{\text{KST}}} \quad (\text{B.16})$
	Gültigkeitsbereich: $173\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} \leq 280\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{\text{KST}}) = 2050 + 4,099 \vartheta_{\text{KST}} \quad (\text{B.17})$
Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_{\text{KST}})$ [W/(m K)]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 275\text{ °C}$ : $\lambda(\vartheta_{\text{KST}}) = 0,23 \quad (\text{B.18})$
Dichte $\rho(\vartheta_{\text{KST}})$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Gültigkeitsbereich: $20\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 173\text{ °C}$ : $\rho(\vartheta_{\text{KST}}) = -4,944 e^{0,01449 \vartheta_{\text{KST}}} + 925 e^{-0,0002733 \vartheta_{\text{KST}}} \quad (\text{B.19})$
	Gültigkeitsbereich: $173\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} \leq 280\text{ °C}$ : $\rho(\vartheta_{\text{KST}}) = 865,904 - 0,5495 \vartheta_{\text{KST}} \quad (\text{B.20})$

Tabelle B.4: Stoffwertfunktionen für PA

Stoffwert	Approximationsgleichungen
spezifische. Wärmekapazität $c_p(\vartheta_{\text{KST}})$ [J/(kg K)] (ermittelt über den Verlauf der spezifischen Enthalpie [97], gemäß Gleichung (4.1))	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 220\text{ °C}$ ; $230\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 280\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{\text{KST}}) = 4112 - 2846 \cos(0,002469 \vartheta_{\text{KST}}) + 3024 \sin(0,002469 \vartheta_{\text{KST}}) \quad (\text{B.21})$
	Gültigkeitsbereich: $220\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 230\text{ °C}$ : $c_p(\vartheta_{\text{KST}}) = 5000 \quad (\text{B.22})$
Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_{\text{KST}})$ [W/(m K)]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 220\text{ °C}$ : $\lambda(\vartheta_{\text{KST}}) = 0,33 - 5,75 \times 10^{-4} \vartheta_{\text{KST}} \quad (\text{B.23})$
	Gültigkeitsbereich: $220\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 280\text{ °C}$ : $\lambda(\vartheta_{\text{KST}}) = 0,2 \quad (\text{B.24})$
Dichte $\rho(\vartheta_{\text{KST}})$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} < 220\text{ °C}$ : $\rho(\vartheta_{\text{KST}}) = \frac{1}{1,99 \times 10^{-9} \vartheta_{\text{KST}}^{2,062} + 8,79 \times 10^{-4}} \quad (\text{B.25})$
	Gültigkeitsbereich: $220\text{ °C} \leq \vartheta_{\text{KST}} \leq 280\text{ °C}$ : $\rho(\vartheta_{\text{KST}}) = \frac{1}{0,0009 + 5,26 \times 10^{-7} \vartheta_{\text{KST}}} \quad (\text{B.26})$

*Hinweis:* Für eine mathematisch günstige Beschreibung der Stoffwertverläufe erfolgte insbesondere bei der spezifischen Wärmekapazität im Temperaturbereich der Kristallisation eine Anpassung gegenüber [97]. Durch Berücksichtigung der Flächengleichheit unterhalb der Kurve wird die Kristallisationswärme jedoch weiterhin vollständig berücksichtigt.

Stoffwertfunktionen für Luft über der Temperatur  $\vartheta_{DL}$ :

Tabelle B.5: Stoffwertfunktionen für Luft

Stoffwert	Approximationsgleichungen bei $p_{DL} = 1$ bar
spezifische Wärmekapazität $c_p(\vartheta_{DL})$ [kJ/(kg K)], [107]	Gültigkeitsbereich: $-20\text{ °C} \leq \vartheta_{DL} \leq 200\text{ °C}$ $c_p(\vartheta_{DL}) = 1,0065 + 5,309587 \times 10^{-6} \vartheta_{DL} + 4,758596 \times 10^{-7} \vartheta_{DL}^2 - 1,136145 \times 10^{-10} \vartheta_{DL}^3$ (B.27)
Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_{DL})$ [W/(m K)], [107]	Gültigkeitsbereich: $-20\text{ °C} \leq \vartheta_{DL} \leq 200\text{ °C}$ $\lambda(\vartheta_{DL}) = 2,4178 \times 10^{-2} + 7,634878 \times 10^{-5} \vartheta_{DL} - 4,663859 \times 10^{-8} \vartheta_{DL}^2 + 4,612639 \times 10^{-11} \vartheta_{DL}^3$ (B.28)
dynamische Viskosität $\eta(\vartheta_{DL})$ [Pa s], [107]	Gültigkeitsbereich: $-20\text{ °C} \leq \vartheta_{DL} \leq 200\text{ °C}$ $\eta(\vartheta_{DL}) = 1,72436 \times 10^{-5} + 5,04587 \times 10^{-8} \vartheta_{DL} - 3,923361 \times 10^{-11} \vartheta_{DL}^2 + 4,046118 \times 10^{-14} \vartheta_{DL}^3$ (B.29)
Prandtl-Zahl $Pr(\vartheta_{DL})$ [-], abgeleitet aus Stoffwert [108]	Gültigkeitsbereich: $10\text{ °C} \leq \vartheta_{DL} \leq 200\text{ °C}$ $Pr(\vartheta_{DL}) = 0,8025 - 5,45 \times 10^{-4} \vartheta_{DL} + 8,837 \times 10^{-7} \vartheta_{DL}^2 - 4,184 \times 10^{-10} \vartheta_{DL}^3$ (B.30)

Stoffwertfunktionen für Wasser über der Temperatur  $\vartheta_{KW}$ :

Tabelle B.6: Stoffwertfunktionen für Wasser

Stoffwert	Approximationsgleichungen für $p_{KW}=3$ bar, abgeleitet aus interpolierten Stoffwerten [108]
spezifische Wärmekapazität $c_p(\vartheta_{KW})$ [kJ/(kg K)]	Gültigkeitsbereich: $5\text{ °C} \leq \vartheta_{KW} \leq 100\text{ °C}$ $c_p(\vartheta_{KW}) = 4,2173 - 2,5824 \times 10^{-3}\vartheta_{KW} + 5,7533 \times 10^{-5}\vartheta_{KW}^2 - 5,2516 \times 10^{-7}\vartheta_{KW}^3 + 2,0693 \times 10^{-9}\vartheta_{KW}^4 \quad (\text{B.31})$
Dichte $\rho(\vartheta_{KW})$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Gültigkeitsbereich: $5\text{ °C} \leq \vartheta_{KW} \leq 100\text{ °C}$ $\rho(\vartheta_{KW}) = 999,98 + 2,5788 \times 10^{-2}\vartheta_{KW} - 5,9759 \times 10^{-3}\vartheta_{KW}^2 + 1,573 \times 10^{-5}\vartheta_{KW}^3 \quad (\text{B.32})$
Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_{KW})$ [W/(m K)]	Gültigkeitsbereich: $5\text{ °C} \leq \vartheta_{KW} \leq 100\text{ °C}$ $\lambda(\vartheta_{KW}) = 0,55596 + 2,4713 \times 10^{-3}\vartheta_{KW} - 2,0467 \times 10^{-5}\vartheta_{KW}^2 + 1,1947 \times 10^{-7}\vartheta_{KW}^3 - 4,0533 \times 10^{-10}\vartheta_{KW}^4 \quad (\text{B.33})$
dynamische Viskosität $\eta(\vartheta_{KW})$ [Pa s]	Gültigkeitsbereich: $5\text{ °C} \leq \vartheta_{KW} \leq 100\text{ °C}$ $\eta(\vartheta_{KW}) = 1,7911 \times 10^{-3} - 5,4747 \times 10^{-5}\vartheta_{KW} + 9,2539 \times 10^{-7}\vartheta_{KW}^2 - 7,7817 \times 10^{-9}\vartheta_{KW}^3 + 2,4336 \times 10^{-11}\vartheta_{KW}^4 \quad (\text{B.34})$
Prandtl-Zahl $Pr(\vartheta_{KW})$ [-]	Gültigkeitsbereich: $5\text{ °C} \leq \vartheta_{KW} \leq 100\text{ °C}$ $Pr(\vartheta_{KW}) = 13,594 - 0,46976\vartheta_{KW} + 8,6769 \times 10^{-3}\vartheta_{KW}^2 - 8,0114 \times 10^{-5}\vartheta_{KW}^3 + 2,8479 \times 10^{-7}\vartheta_{KW}^4 \quad (\text{B.35})$



## Anlage C – Maschinenkenndaten

Die nachfolgenden Tabellen fassen die wesentlichsten Maschinenkenndaten ausgewählter Extrusionsblasformanlagen für die verschiedenen Maschinenkonfigurationen entsprechend der vorliegenden technischen Datenblätter [109]–[118] sowie die daraus ermittelten spezifischen Leistungen zusammen.

Tabelle C.1: Spezifische Extruderantriebsleistung

spezifische Extruderantriebsleistung						
Blasform- anlagen- hersteller	Blasform- anlage	installierte Extruder- typen	installierte Antriebs- leistung $P_{\text{antr,EX}}$ [kW]	maximale Ausstoß- leistung $\dot{m}_{\text{KST}}$ [kg/h]	$P_{\text{antr,EX}}/\dot{m}_{\text{KST}}$ (Gl. 4.3)	
					spezifische Extruderantriebsleistung $W_{\text{antr,EX}}^*$ [kWh/kg]	
					Einzelwert	Mittelwert
BBM- Germany	x-100 Serie, x-100 EC Serie, 1-Serie, 20...50 Serie, Großblas- form-anlagen	RH 50/30	28	100	0,28	0,26
		RH 60/30	36	160	0,225	
		RH 70/33	47	210	0,22380952	
		RH 80/33	67	280	0,23928571	
		RH 50/30	28	130	0,21538461	
		RH 60/33D	36	190	0,18947368	
		RH 70/33	47	280	0,16785714	
		RH 90/33	77	350	0,22	
		RH 110/33	126	450	0,28	
		EN 90/26	75	230	0,32608695	
		RH 90/33	85	320	0,265625	
		EN 100/26	90	300	0,3	
		EN120/26	110	400	0,275	
		RH130/33	160	580	0,27586206	
		RH 130/33	168	600	0,28	
Bekum	BM 101D, BM 303D	S601SN/20D	26	95	0,27368421	0,26
		S701SN/20D	32	115	0,27826087	
		S801SN/20D	55	145	0,37931034	

Tabelle C.2: Spezifische Extruderheizleistung

spezifische Extruderheizleistung						
Blasform- anlagen- hersteller	Blasform- anlage	installierte Extruder- typen	installierte Heizleistung $\dot{Q}_{zu,EX}$ [kW]	maximale Ausstoß- leistung $\dot{m}_{KST}$ [kg/h]	$\dot{Q}_{zu,EX}/\dot{m}_{KST}$ (Gl. 4.3)	
					spezifische Extruderheizleistung $Q_{zu,EX}^*$ [kWh/kg]	
					Einzelwert	Mittelwert
BBM- Germany	x-100 Serie, x-100 EC Serie, 1-Serie, 20...50 Serie, Großblas- form-anlagen	RH 50/30	16	130	0,12307692	0,135
		RH 60/33D	24	190	0,12631578	
		RH 70/33	34	280	0,12142857	
		RH 90/33	41	350	0,11714285	
		RH 110/33	45	450	0,1	
		RH 130/33	71	600	0,11833333	
Bekum	BM 101D	S601SN/20D	12,4	95	0,13052631	
		S701SN/20D	15,8	115	0,13739130	
		S801SN/20D	20,7	145	0,14275862	
	BM 303D	S601SN/20D	15,5	95	0,16315789	
		S701SN/20D	18,9	110	0,17181818	
		S801SN/20D	23,8	145	0,16413793	

Tabelle C.3 Spezifische Kühlleistung der Extrudereinlaufkühlung

spezifische Kühlleistung der Extrudereinlaufkühlung			
Blasform- anlagen- hersteller	Blasform- anlage	empfohlene spezifische Kühlleistung zur Extrudereinlaufkühlung $\dot{Q}_{ab,EXE}$ [kWh/kg]	
		Einzelwert	Mittelwert
BBM- Germany	alle	0,0472	0,044
Bekum	alle	0,0417	

Tabelle C.4: Spezifische Kühlleistung der Werkzeugkühlung

spezifische Kühlleistung der Werkzeugkühlung			
Blasform- anlagen- hersteller	Blasform- anlage	empfohlene spezifische Kühlleistung zur Werkzeugkühlung $\dot{Q}_{ab,WKZ}$ [kWh/kg]	
		Einzelwert	Mittelwert
BBM- Germany	alle	0,19	0,20
Bekum	alle	0,2	

Tabelle C.5: Spezifische Antriebsleistung Hydraulikaggregat

<b>spezifische Antriebsleistung Hydraulikaggregat (elektrische Blasformanlagen ausgenommen)</b>						
Blasform- anlagen- hersteller	Blasform- anlage	installierte Extruder- typen	installierte Hydraulik- pumpen- leistung $P_{\text{antr, HY}}$ [kW]	maximale Ausstoß leistung $\dot{m}_{\text{KST}}$ [kg/h]	$P_{\text{antr, HY}}/\dot{m}_{\text{KST}}$ (Gl. 4.3)	
					spezifische Antriebslei- stung Hydraulikaggregat $W_{\text{antr, HY}}^*$ [kWh/kg]	
					Einzelwert	Mittelwert
BBM- Germany	1-Serie, Großblasform- anlagen	RH 70/33	22	280	0,07857143	0,103
		RH 90/33	22	350	0,06285714	
		RH 110/33	22	450	0,04888889	
		RH 130/33	30	600	0,05	
		RH 80/33	30	280	0,10714286	
		EN 90/26	30	230	0,13043478	
		RH 90/33	20	320	0,0625	
		EN 120/26	30	400	0,075	
		RH 130/33	45	580	0,07758621	
		RH 70/33	30	210	0,14285714	
		EN 90/26	30	230	0,13043478	
		RH 90/33	30	320	0,09375	
		EN 100/26	30	300	0,1	
		Bekum	BM 101D, BM 303D	S601SN/20D	18,5	
S701SN/20D	18,5			115	0,16086957	
S801SN/20D	18,5			145	0,12758621	

Tabelle C.6: Spezifische Kühlleistung Hydrauliktank

spezifische Kühlleistung Hydrauliktank (elektrische Blasformanlagen ausgenommen)						
Blasform- anlagen- hersteller	Blasform- anlage	installierte Extruder- typen	Empfohlene Kühlleistung Hydraulik $\dot{Q}_{ab,HY}$ [kJ/h]	maximale Ausstoß leistung $\dot{m}_{KST}$ [kg/h]	$\dot{Q}_{ab,HY}/\dot{m}_{KST}$ (Gl. 4.3)	
					spezifische Kühlleistung Hydraulikaggregat $Q_{ab,HY}^*$ [kWh/kg]	
					Einzelwert	Mittelwert
BBM- Germany	1-Serie, Großblasform- anlagen	RH 70/33	50000	280	0,04960318	0,062
		RH 90/33		350	0,03968254	
		RH 110/33		450	0,0308642	
		RH 130/33		600	0,02314815	
		RH 80/33		280	0,04960318	
		EN 90/26		230	0,06038647	
		RH 90/33		320	0,04340278	
		EN 120/26		400	0,03472222	
		RH 130/33		580	0,02394636	
		RH 70/33		210	0,06613757	
		EN 90/26		230	0,06038647	
		RH 90/33		320	0,04340278	
		EN 100/26		300	0,0462963	
		Bekum		BM 101D	S601SN/20D	
S701SN/20D	115		0,07971015			
S801SN/20D	145		0,06321839			
BM 303D	S601SN/20D		50000	95	0,14619883	
	S701SN/20D			110	0,12626263	
	S801SN/20D			145	0,09578544	

## Anlage D – Messreihen Kennwertermittlung

Ergänzend zu den in Kapitel 4.2.3 bereits aufgeführten Messkurven des Referenzblasteils 1-Liter-Rundhalsflasche (Abbildung 4.8) sind nachfolgend der erfassten Messkurven für die Referenzblasteile 0,5-Liter-Rundhalsflasche sowie Bauschuttrutsche dargestellt.

### Referenzblasteil 0,5-Liter-Rundhalsflasche PE-LD

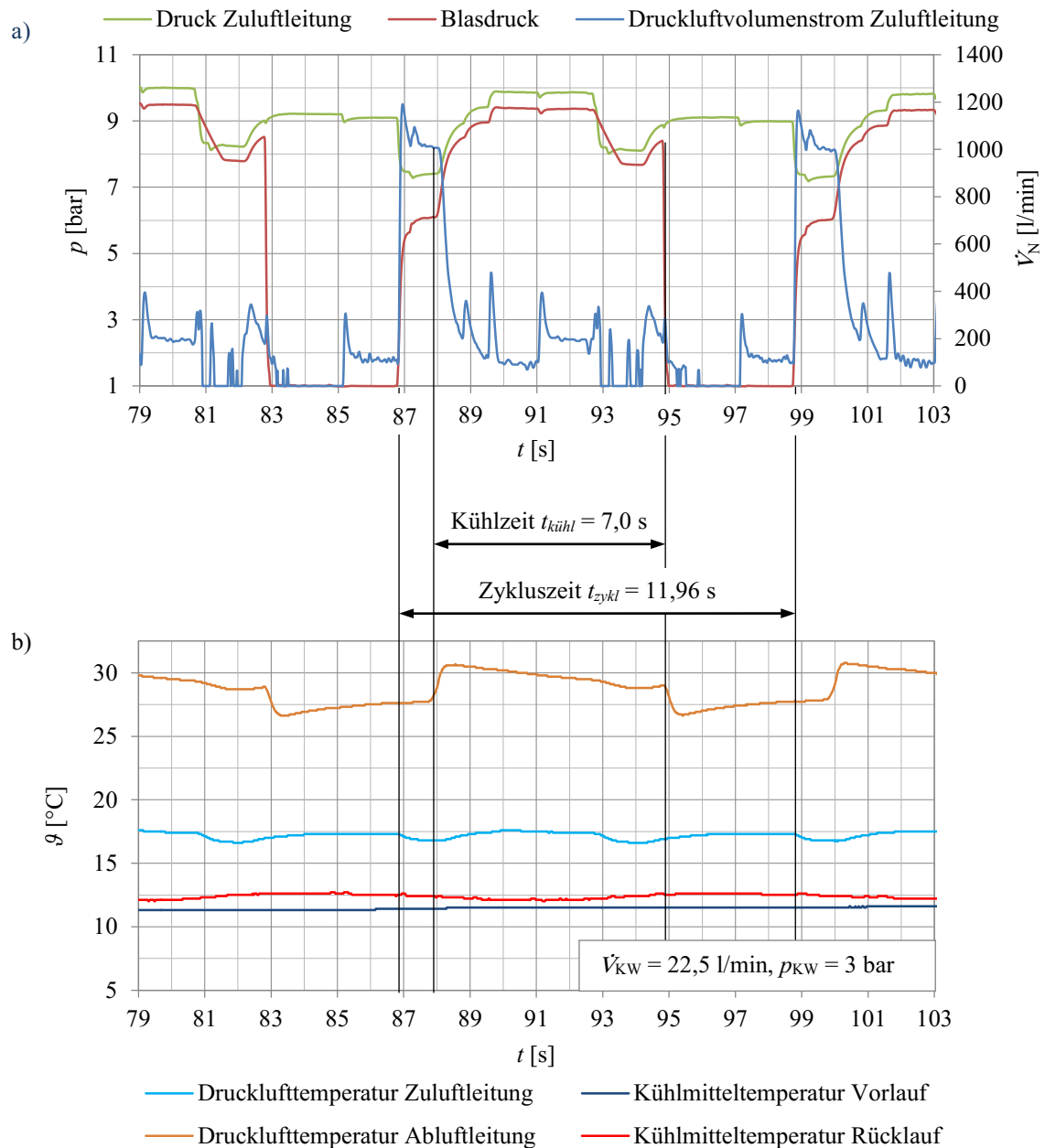


Abbildung D.1: Verläufe der Prozessparameter zur Druckluft und zum Kühlwasser der Messreihe des Referenzproduktes 0,5-Liter-Rundhalsflasche

Referenzblasteil Bauschuttrutsche PE-HD

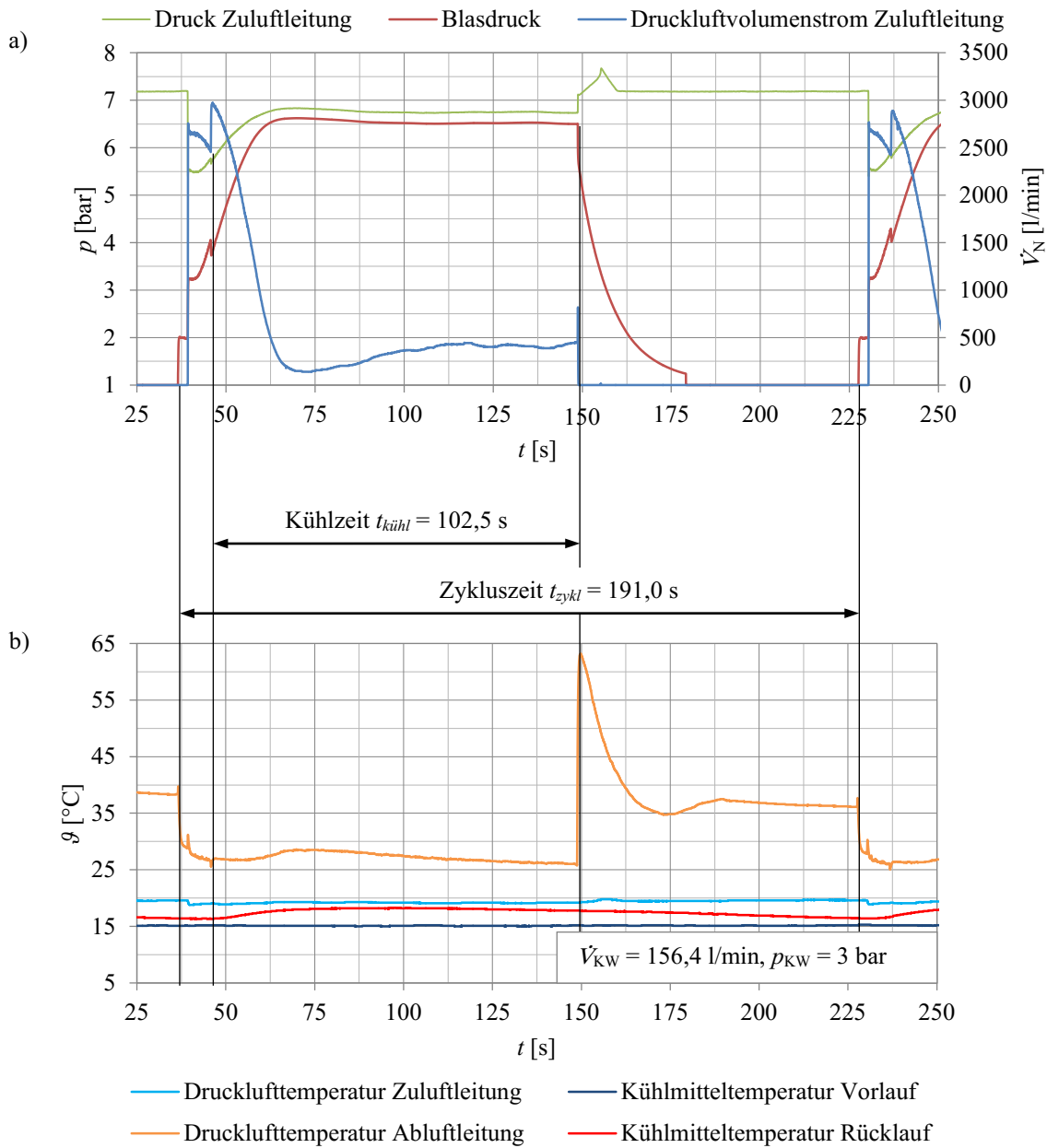


Abbildung D.2: Verläufe der Prozessparameter zur Druckluft und zum Kühlwasser der Messreihe des Referenzproduktes Bauschuttrutsche

## Anlage E – Berechnung der Luftzustände bei Druckausgleichen sowie bei in einen Behälter einströmender Druckluft

Berechnung des Ausgleichsdrucks nach Erreichen des thermodynamischen Gleichgewichts zwischen zwei Behältern mit unterschiedlichen Luftzuständen:

Werden zwei mit idealem Gas gefüllte adiabate Behälter A und B mit den Drücken  $p_A$ ,  $p_B$ , den Volumina  $V_A$ ,  $V_B$  und den Temperaturen  $T_A$ ,  $T_B$  miteinander verbunden und ins thermodynamische Gleichgewicht gebracht, folgt aufgrund der Massenkonstanz mit der Zustandsgleichung idealer Gase

$$m_A + m_B = m_{\text{ges}},$$

$$\frac{p_A V_A}{T_A} + \frac{p_B V_B}{T_B} = \frac{p(V_A + V_B)}{T}. \quad (\text{E.1})$$

Da während des Druckausgleichs mit der Umgebung weder Wärme noch Arbeit ausgetauscht wird, folgt aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für geschlossene Systeme (kinetische und potenzielle Energie vernachlässigt) sowie den Überströmversuchen von Gay-Lussac und Joule, dass die innere Energie des idealen Gases konstant bleibt:

$$dU = U_2 - U_1 = W_{12} + Q_{12} = 0. \quad (\text{E.2})$$

Mit  $U_1 = m_A c_v T_A + m_B c_v T_B$  und  $U_2 = (m_A + m_B) c_v T$  folgt

$$m_A c_v T_A + m_B c_v T_B = (m_A + m_B) c_v T. \quad (\text{E.3})$$

Gl. (E.3) um  $c_v$  gekürzt und nach  $T$  aufgelöst und in Gl. (E.1) eingesetzt ergibt

$$\begin{aligned} \frac{p_A V_A}{T_A} + \frac{p_B V_B}{T_B} &= \frac{p(V_A + V_B)}{m_A T_A + m_B T_B} (m_A + m_B), \\ \frac{p_A V_A}{T_A} + \frac{p_B V_B}{T_B} &= \frac{p(V_A + V_B)}{\frac{p_A V_A}{T_A} T_A + \frac{p_B V_B}{T_B} T_B} \left( \frac{p_A V_A}{T_A} + \frac{p_B V_B}{T_B} \right), \\ p &= \frac{p_A V_A + p_B V_B}{(V_A + V_B)} \end{aligned} \quad (\text{E.4})$$

Demzufolge ist Ausgleichsdruck nur von den Volumina der Behälter, nicht aber von den Lufttemperaturen abhängig.

Berechnung der Zustände unmittelbar nach dem Druckausgleich und nach Erreichen des thermodynamischen Gleichgewichts:

Zwei mit idealem Gas gefüllte adiabate Behälter A und B mit den Drücken  $p_{A,1}$ ,  $p_{B,1}$  ( $p_{A,1} < p_{B,1}$ ), den Volumina  $V_A$ ,  $V_B$  sowie den Temperaturen  $T_{A,1}$ ,  $T_{B,1}$  werden miteinander verbunden und zunächst zum Druckausgleich, jedoch nicht zum thermischen Ausgleich gebracht. Dabei wird mit 1 der Zustand vor dem Druckausgleich, mit 2 der unmittelbar nach dem Druckausgleich und mit 3 der nach Erreichen des thermodynamischen Gleichgewichts bezeichnet.

Wie bereits erwähnt, bleibt laut dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik die innere Energie während des Druckausgleichs konstant. Der Ausgleichsdruck berechnet sich demnach über die Gleichung (E.4) und bleibt bis zum Erreichen des thermodynamischen Gleichgewichts konstant:

$$p_2 = p_3 = \frac{p_{A,1}V_A + p_{B,1}V_B}{(V_A + V_B)}. \quad (\text{E.5})$$

Unmittelbar nach dem Druckausgleich liegen aufgrund der isentrop ablaufenden Expansions- und Kompressionsvorgänge in den Behältern unterschiedliche Lufttemperaturen vor.

Während des Druckausgleichs expandiert im Behälter B die Luft vom Ausgangsdruck  $p_{B,1}$  auf den Ausgleichsdruck  $p_2$ , wobei die Lufttemperatur auf  $T_{B,2}$  abfällt. Die sich unmittelbar mit dem Druckausgleich einstellende Lufttemperatur  $T_{B,2}$  berechnet sich mit

$$T_{B,2} = T_{B,1} \left( \frac{p_2}{p_{B,1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (\text{E.6})$$

Aufgrund der geltenden Massenkonstanz lässt sich mit der Zustandsgleichung idealer Gase die nach dem Druckausgleich im Behälter A vorliegende Lufttemperatur  $T_{A,2}$  bestimmen:

$$\begin{aligned} m_{A,2} &= m_{A,1} + m_{B,1} - m_{B,2}, \\ \frac{p_2 V_A}{T_{A,2}} &= \frac{p_{A,1} V_A}{T_{A,1}} + \frac{p_{B,1} V_B}{T_{B,1}} - \frac{p_2 V_B}{T_{B,2}}, \\ T_{A,2} &= \frac{p_2 V_A}{\frac{p_{A,1} V_A}{T_{A,1}} + \frac{p_{B,1} V_B}{T_{B,1}} - \frac{p_2 V_B}{T_{B,2}}}. \end{aligned} \quad (\text{E.7})$$

Damit sind alle Zustandsgrößen der unmittelbar nach dem Druckausgleich in den Behältern befindlichen Luft bekannt.



Nachdem sich zwischen den Behältern der Ausgleichsdruck eingestellt hat, findet bis zum Erreichen des thermodynamischen Gleichgewichts ein isobarer Temperatureausgleich statt. Die sich einstellende Ausgleichstemperatur ergibt sich aufgrund der Massenkonstanz über die Zustandsgleichung idealer Gase mit  $p_3 = p_2$  wie folgt:

$$m_{A,1} + m_{B,1} = m_{A,2} + m_{B,2},$$

$$\frac{p_{A,1}V_A}{T_{A,1}} + \frac{p_{B,1}V_B}{T_{B,1}} = \frac{p_2V_A}{T_{A,2}} + \frac{p_2V_B}{T_{B,2}} = \frac{p_3(V_A + V_B)}{T_3},$$

$$T_3 = \frac{p_3(V_A + V_B)}{\frac{p_{A,1}V_A}{T_{A,1}} + \frac{p_{B,1}V_B}{T_{B,1}}} = \frac{p_3(V_A + V_B)}{\frac{p_2V_A}{T_{A,2}} + \frac{p_2V_B}{T_{B,2}}}. \quad (\text{E.8})$$

Berechnung des Luftzustands eines Behälters nach adiabater Befüllung mit einem idealen Gas aus einem großen Reservoir höheren Drucks:

Ein adiabater Behälter A mit dem Volumen  $V_A$ , dem Druck  $p_{A,1}$  und der Temperatur  $T_{A,1}$  wird über ein großes Druckluftreservoir B mit einem konstanten Druck  $p_B$  und gleichbleibender Temperatur  $T_B$  (z.B. aus einem Druckluftnetz) befüllt. Der Zustand 1 stellt dabei den Zeitpunkt vor und der Zustand 2 nach der Befüllung im Behälter dar.

Durch die Befüllung wird dem Behälter A aus dem Druckluftreservoir B eine Luftmasse  $m_{zu}$  zugeführt ohne dabei Wärme bzw. Arbeit mit der Umgebung auszutauschen. Demnach kann der erste Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme unter Vernachlässigung der kinetischen und potenziellen Energien für den Behälter A wie folgt aufgestellt werden:

$$U_{A,2} - U_{A,1} = m_{zu} h_{zu}. \quad (\text{E.9})$$

Mit  $U_{A,1} = m_{A,1} c_v T_{A,1}$ ,  $U_{A,2} = m_{A,2} c_v T_{A,2}$ ,  $m_{zu} = m_{A,2} - m_{A,1}$  und  $h_{zu} = c_p T_B$  folgt

$$m_{A,2} c_v T_{A,2} - m_{A,1} c_v T_{A,1} = (m_{A,2} - m_{A,1}) c_p T_B.$$

Werden die Massen durch die Zustandsgleichung idealer Gase ersetzt folgt mit  $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$

$$p_{A,2} - p_{A,1} = \left( \frac{p_{A,2}}{T_{A,2}} - \frac{p_{A,1}}{T_{A,1}} \right) \kappa T_B. \quad (\text{E.10})$$

Mit  $p_{A,2} = p_B$  berechnet sich die nach der Befüllung im Behälter A vorliegenden Lufttemperatur  $T_{A,2}$  mit

$$T_{A,2} = \frac{p_B}{\frac{p_B - p_{A,1}}{\kappa T_B} + \frac{p_{A,1}}{T_{A,1}}} \cdot \quad (\text{E.11})$$

## Anlage F – Praxistests zur Prozessrückführung der Blasluft

Ergänzend zu den Darstellungen im Kapitel 5.5 zur umgerüsteten Anlagentechnik sowie den erfassten Messwertverläufen (Abbildung 5.16 und 5.18) für die praxisnahen Untersuchungen an dem Referenzblasteil 1-Liter-Rundhalsflasche mit dem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 5$  folgen die Abbildungen der weiteren Praxistests für die 1-Liter-Rundhalsflasche mit  $k_{DS} = 1$ , für den Spielbaustein mit  $k_{DS} = 1$  und für die Bauschuttrutsche mit  $k_{DS} = 1,8$ .

### Versuchsreihe 1-Liter Rundhalsflasche bei $k_{DS} = 1$ :

Die Versuchsanlage ist die gleiche wie bei der Versuchsreihe 1-Liter-Rundhalsflasche  $k_{DS} = 5$  (Abbildung 5.16).

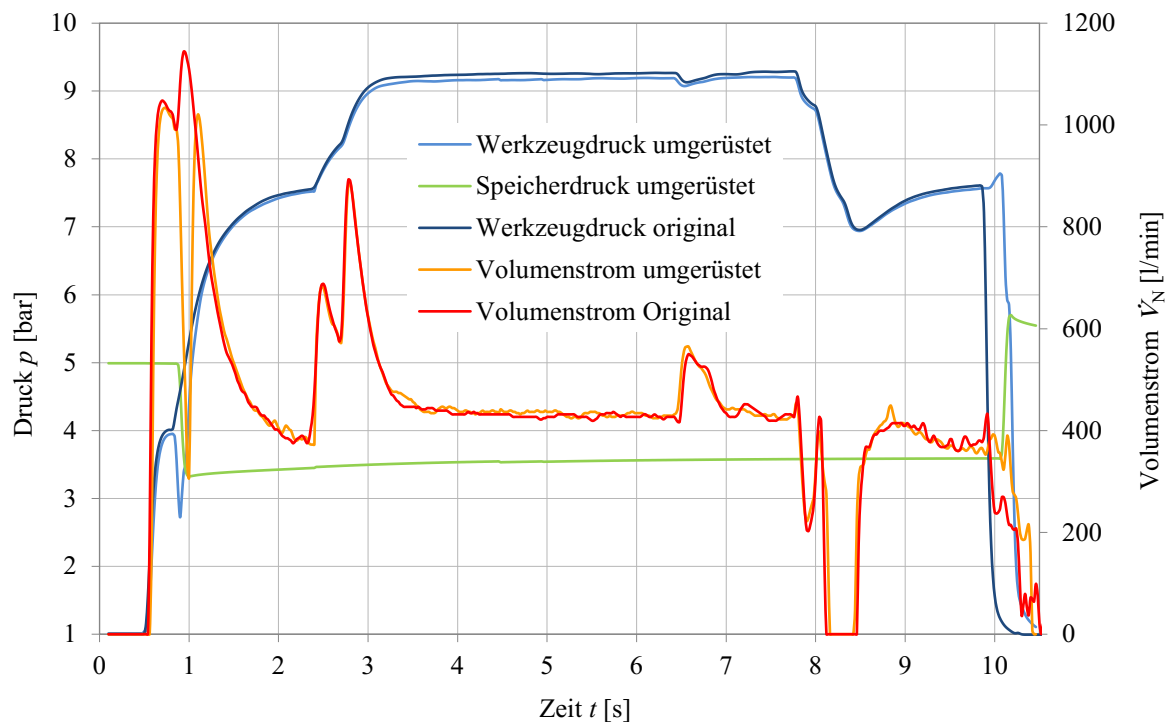


Abbildung F.1: Druck- und Volumenstromverläufe über einen Zyklus des herkömmlichen und des geänderten Prozessablaufs der 1-Liter-Rundhalsflasche bei einem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 1$  [131]

Versuchsreihe Spielbaustein bei  $k_{DS} = 1$ :

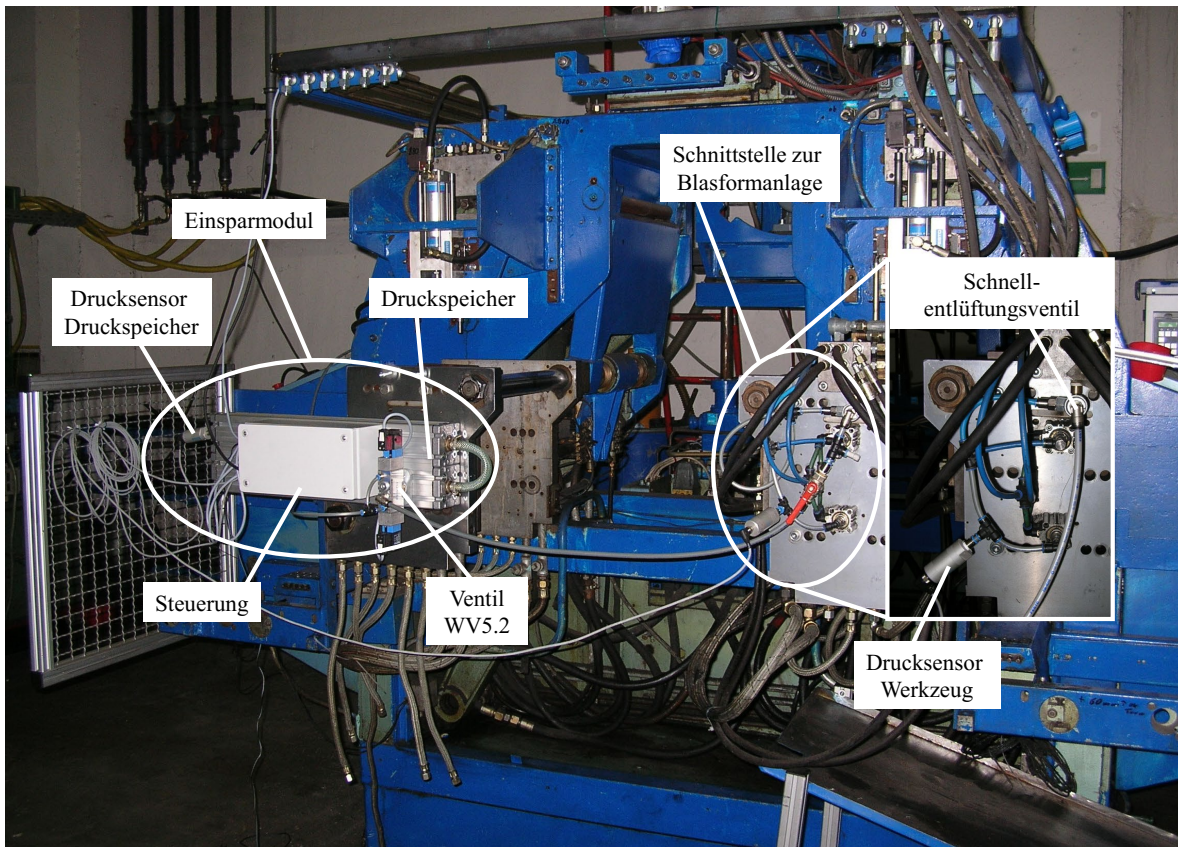


Abbildung F.2: Blasformanlage zur Herstellung des Spielbausteins mit Einsparmodul ausgerüstet [131]

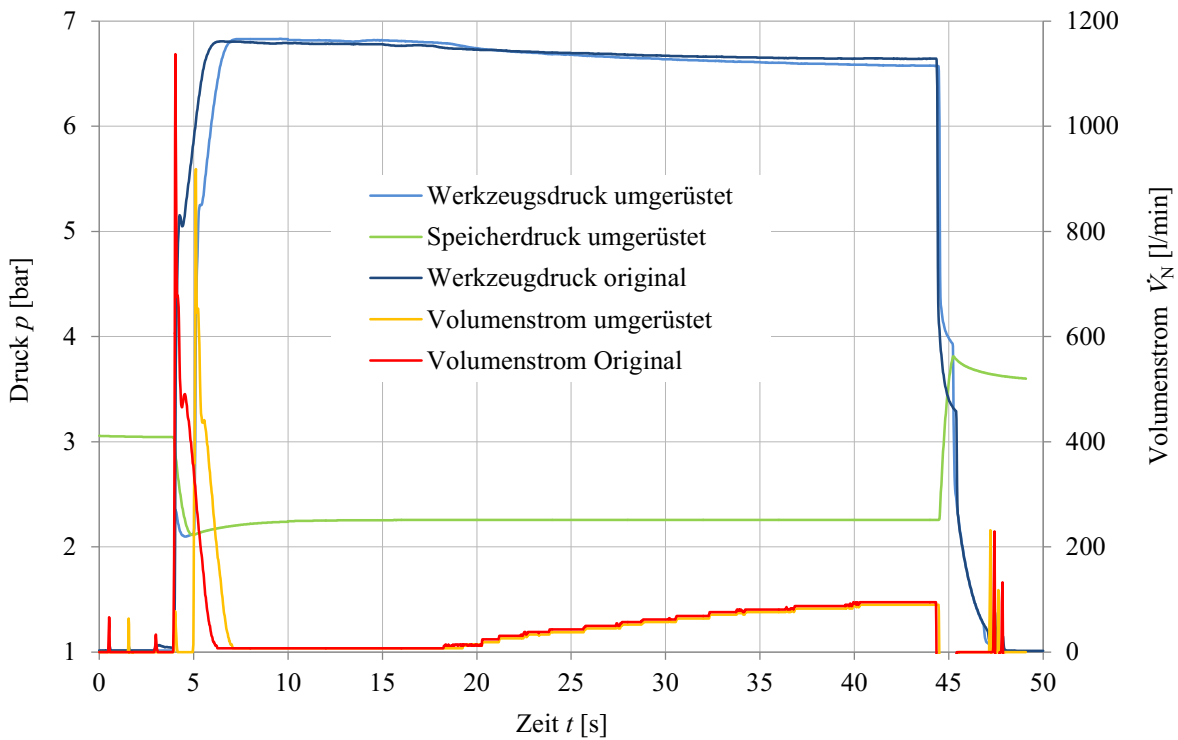


Abbildung F.3: Druck- und Volumenstromverläufe über einen Zyklus des herkömmlichen und des geänderten Prozessablaufs des Spielbausteins bei einem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 1$  [131]

Versuchsreihe Bauschuttrutsche bei  $k_{DS} = 1,8$ :



Abbildung F.4: Blasformanlage zur Herstellung der Bauschuttrutsche mit Einsparmodul ausgerüstet [132]

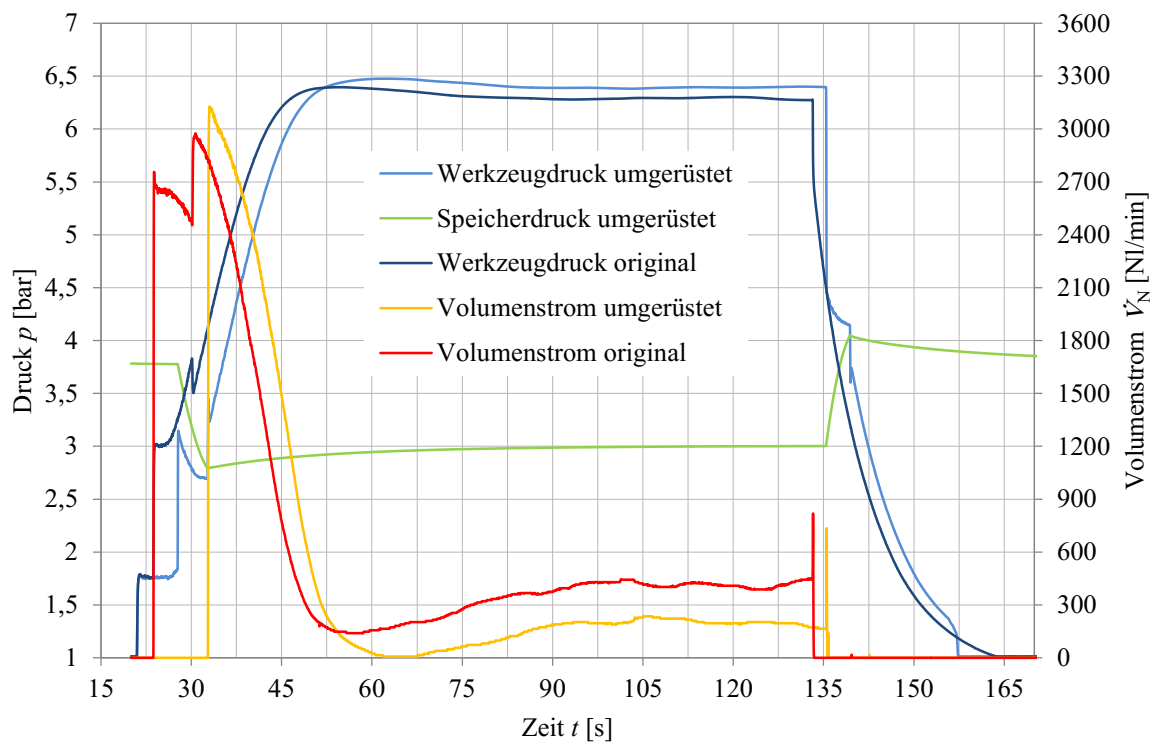


Abbildung F. 5: Druck- und Volumenstromverläufe über einen Zyklus des herkömmlichen und des geänderten Prozessablaufs der Bauschuttrutsche bei einem Volumenverhältnis  $k_{DS} = 1,8$  [132]