



Michael Beyer, DI (FH)

Eindimensionale Berechnungsmethoden zur Auslegung von Lüftungsanlagen in Tunneln unter besonderer Berücksichtigung dreidimensionaler Strömungseffekte

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Sturm
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz

Zweitbegutachter

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Robert Galler
Lehrstuhl für Subsurface Engineering, Montanuniversität Leoben

Graz, 07 2018



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichseder

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz. An dieser Stelle möchte ich mich beim Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder für die Möglichkeit, die Dissertation in diesem Rahmen durchführen zu können, recht herzlich bedanken.

Die Idee und Motivation der in dieser Arbeit behandelten Thematik resultierte aus den Forschungsaktivitäten und den Erfahrungen bei der Abwicklung von Projekten im Gebiet der Tunnelsicherheit und -belüftung. Ein besonderer Dank gebührt daher dem Leiter des Fachbereiches Verkehr und Umwelt und zugleich meinem Betreuer Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Sturm, der durch seine Anregungen, sein Vertrauen sowie durch den zur Verfügung gestellten Freiraum und seine wohlwollende Unterstützung das Gelingen dieser Arbeit entscheidend gefördert hat.

Einen großen Dank möchte ich auch Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Robert Galler aussprechen, der sich bereit erklärt hat, die Zweitbegutachtung der Dissertation zu übernehmen.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Sturm und beim Institutsvorstand für Strömungslehre und Wärmeübertragung der Technischen Universität Graz Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Brenn für das gewissenhafte Durchlesen dieser Dissertation und für die damit verbundenen Verbesserungsvorschläge recht herzlich bedanken.

Für die Bereitstellung des Windkanals zur Durchführung von Kalibriermessungen möchte ich mich gesondert bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Brenn sowie bei Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Walter Meile und seinem Team bedanken.

Ein aufrichtiger Dank gebührt auch meinen Kollegen des Fachbereichs Verkehr und Umwelt, nicht nur für die tatkräftige Unterstützung bei der Durchführung der umfangreichen Messungen, sondern auch für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und die daraus entstandenen Ideen und Anregungen für meine Forschungstätigkeiten.

Zuguterletzt möchte ich einen besonders herzlichen Dank an meine Lebensgefährtin Maria Birgel richten, die mir neben der verständnisvollen Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit auch bei orthographischen und grammatikalischen Fragestellungen mit Rat und Tat zur Seite gestanden ist.

Inhaltsverzeichnis

FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	VI
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	XIV
KURZFASSUNG	XV
ABSTRACT.....	XVI
1 EINLEITUNG	1
2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	5
2.1 BELÜFTUNG VON EISENBAHNTUNNELN.....	5
2.2 BELÜFTUNG VON STRAßENTUNNELN	6
2.2.1 <i>Aufgaben der Lüftungsanlage von Straßentunneln</i>	6
2.2.2 <i>Lüftungssysteme / Einsatzgebiet</i>	7
2.2.3 <i>Lüftungskonzept</i>	11
2.3 AERODYNAMIK DER TUNNELSTRÖMUNG.....	15
2.3.1 <i>Kontinuitätsgleichung</i>	15
2.3.2 <i>Druckgleichung</i>	16
2.3.3 <i>Längsgeschwindigkeit im Tunnel</i>	18
2.3.4 <i>Längsgeschwindigkeit im Zu- und Abluftkanal</i>	23
2.3.5 <i>Einfluss eines Fahrzeugbrandes</i>	24
2.3.6 <i>Eindimensionale Berechnungsprogramme</i>	27
2.4 NUMERISCHE STRÖMUNGSSIMULATION (CFD)	29
2.4.1 <i>Grundgleichungen der Strömungsmechanik</i>	29
2.4.2 <i>Diskretisierungsmethode</i>	32
2.4.3 <i>Statistische Beschreibung turbulenter Strömung (RANS-Methode)</i>	33
2.4.4 <i>Anfangs- und Randbedingungen</i>	47
2.4.5 <i>Numerische Lösungsmethoden</i>	51
2.4.6 <i>Genauigkeit</i>	54
3 BERÜCKSICHTIGUNG VON BRÄNDEN IM VERKEHRSTUNNEL.....	55
3.1 ALLGEMEINES	55
3.2 AUSGANGSSITUATION	57
3.2.1 <i>Bemessungsbrand</i>	57
3.2.2 <i>Rahmenbedingungen für die Bemessung des Brandfalles gem. [RVS 09.02.31, 2008]</i>	58
3.3 NUMERISCHE UNTERSUCHUNG VON BRÄNDEN BEI LÄNGSLÜFTUNGSSYSTEMEN	60
3.3.1 <i>Berechnungsfälle</i>	60
3.3.2 <i>Geometrie und Berechnungsgebiet</i>	62
3.3.3 <i>Simulationsaufbau und Randbedingungen</i>	65
3.3.4 <i>Rechengitter</i>	68
3.3.5 <i>Lösungsmethode</i>	69
3.3.6 <i>Ergebnisse</i>	70
3.3.7 <i>1D-Berechnungsmodell zur Anwendung in Richtlinien</i>	76
3.4 NUMERISCHE UNTERSUCHUNG VON BRÄNDEN BEI QUERLÜFTUNGSSYSTEMEN	85
3.4.1 <i>Berechnungsfälle</i>	86
3.4.2 <i>Geometrie</i>	87
3.4.3 <i>Berechnungsmethode und Randbedingungen</i>	88
3.4.4 <i>Ergebnisse</i>	92
3.4.5 <i>Berücksichtigung der Temperatureinflüsse bei der Dimensionierung einer Rauchgasabsaugung im Rahmen der Anwendung in Richtlinien</i>	97
3.5 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN.....	99
3.5.1 <i>Numerische Untersuchung von Bränden bei Längslüftungssystemen</i>	99
3.5.2 <i>Numerische Untersuchung von Bränden bei Querlüftungssystemen</i>	101
4 WIRKUNG DER IMPULSÜBERTRAGUNG BEI STRAHLENTILATOREN	102
4.1 STAND DER TECHNIK UND AUFGABENSTELLUNG	102
4.2 MESSUNGEN IN REALEN TUNNELANLAGEN	103

4.2.1	<i>Allgemeine Tunnelparameter</i>	103
4.2.2	<i>Messkonzept</i>	106
4.2.3	<i>Berechnungs- und Auswertemethode</i>	109
4.2.4	<i>Messaufbau und Messprogramm Bosrucktunnel</i>	113
4.2.5	<i>Messaufbau und Messprogramm Niklasdorftunnel</i>	116
4.2.6	<i>Eingesetzte Messgeräte</i>	118
4.2.7	<i>Mess- und Berechnungsergebnisse</i>	119
4.3	NUMERISCHE STRÖMUNGSSIMULATION UND PARAMETERSTUDIE	123
4.3.1	<i>Untersuchung Bosrucktunnel</i>	123
4.3.2	<i>Parameterstudie</i>	129
4.4	ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN	141
5	WIRKUNG DER IMPULSÜBERTRAGUNG BEI FRISCHLUFTIMPULSKLAPPEN (IK-SYSTEME)	143
5.1	STAND DER TECHNIK UND AUFGABENSTELLUNG	144
5.2	MESSUNGEN IN REALEN TUNNELANLAGEN	144
5.2.1	<i>Allgemeine Tunnelparameter</i>	145
5.2.2	<i>Messkonzept</i>	146
5.2.3	<i>Berechnungs- und Auswertungsmethode</i>	147
5.2.4	<i>Messaufbau und Messprogramm Felbertauerntunnel</i>	150
5.2.5	<i>Messaufbau und Messprogramm Pfändertunnel</i>	151
5.2.6	<i>Mess- und Berechnungsergebnisse</i>	152
5.3	NUMERISCHE STRÖMUNGSSIMULATION	156
5.3.1	<i>Berechnungsfälle</i>	157
5.3.2	<i>Geometrie- und Berechnungsgebiet</i>	157
5.3.3	<i>Simulationsaufbau und Randbedingungen</i>	158
5.3.4	<i>Rechengitter</i>	159
5.3.5	<i>Lösungsmethoden</i>	160
5.3.6	<i>Ergebnisse der numerischen Strömungssimulation – IK-System</i>	160
5.4	ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNGEN	169
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	171
	LITERATURVERZEICHNIS	175
	ANHANG	184

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a	1/m	Konstante für den Einfluss der Leckagemengen
$a = \lambda / (\rho \cdot c_p)$	m ² /s	Temperaturleitfähigkeit
a_{LKW}	–	Schwerverkehrsanteil
a_n	–	Koeffizienten der Polynomfunktion für die Ventilator Kennlinie
$a_t = \lambda_t / (\rho \cdot c_p)$	m ² /s	turbulente Temperaturleitfähigkeit
a_v	m	Wandabstand des Strahlventilators, horizontaler Wandabstand des Strahlventilators
A	m ²	Fläche; Querschnittsfläche; Stirnfläche
ΔB	–	Modellparameter zur Berücksichtigung der Wandrauigkeit beim logarithmischen Wandgesetz
c_s	m/s	Schallgeschwindigkeit
c_f	–	Reibungsbeiwert
$c_p ; c_v$	J/(kg·K)	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
C	–	Mittlere Widerstandsfläche
C_1	–	Modellparameter für das Realizable k- ϵ -Modell
$C(Pr)$	–	Integrationskonstante für Wärmeleitwiderstand der viskosen Unterschicht
C_s	–	Rauheitskonstante
D	m	Durchmesser; hydraulische Durchmesser
e	J/kg	spezifische innere Energie
f'	m	freie Strömungsquerschnitt pro dx
F	N	Kraft
F_0	N	Stand Schub des Strahlventilators
F_i	N/m ³	Quellterm der Impulsgleichung für die jeweilige Raumrichtung i
F_{IK}	N	Impulsstrom in Tunnellängsrichtung eines IK-Systems
F_{kal}	–	Kalibrierfaktor der Messsonde
F_p	–	Korrekturfaktor für die Druckerhöhung am Ventilator
F_s	N	tatsächliche Schub des Strahlventilators
F_v	–	Korrekturfaktor für den Volumenstrom am Axialventilator
g	m/s ²	örtliche Fallbeschleunigung
\vec{g}	m/s ²	örtlicher Fallbeschleunigungsvektor
g_i	m/s ²	Komponenten des Fallbeschleunigungsvektors
G_b	W/m ³	Produktion der turbulenten kinetischen Energie infolge von Auftriebseffekten
G_k	W/m ³	Produktion der turbulenten kinetischen Energie infolge mittlerer Geschwindigkeitsgradienten
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
I	–	Turbulenzintensität
k	m ² /s ²	turbulente kinetische Energie
k	–	Druckumsetzungskoeffizient
k_{MX}	–	Impulsumsetzungskoeffizient
k_{op}	%	Schubkoeffizient zur Berücksichtigung der Betriebspunktverschiebung eines Strahlventilators

		zwischen dem Standschub und dem Schub im eingebauten Zustand
k_p	m^2/s^2	turbulente kinetische Energie der wandnächsten Rechenzelle
K_1	–	Faktor für kritische Froude-Zahl
K_S	m	Sandrauheitshöhe
K_g	–	Faktor für Längsneigung
l	m	Mischungsweglänge
l_k	m	Längenskala für turbulente Wirbel
L	m	Länge; charakteristische Länge bei Profilmströmungen
L_{AV}	m	Distanz zwischen Absaugstelle und Ventilator
L_{Brand}	m	Länge des Brandabschnittes im Tunnel
L_{T_st}	m	Staulänge im temperaturbeeinflussten Bereich
L_{st}	m	Staulänge
m	kg oder mol	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}'	kg/(s m)	Massenstrom pro dx
\dot{m}_Q	kg/s	Massenstrom des Brennstoffes
n	–	Anzahl der Aktiven Strahlventilatoren
N	–	Ensembleumfang
N_1	–	Anzahl der Fahrzeuge in Richtung der Tunnelströmung
N_2	–	Anzahl der Fahrzeuge entgegen der Tunnelströmung
N_T	–	Anzahl der Fahrzeuge die stromabwärts vom Brandort zum Stehen kommen
p	Pa	statische Druck
p_{dyn}	Pa	dynamische Druck, Staudruck
p_{kal}	Pa	Staudruck des Windkanals
Δp	Pa	statische Druckdifferenz
Δp_B	Pa	Druckänderung aufgrund von Dilatation
Δp_{Brand}	Pa	Druckwirkung durch die erwärmte Luft im Brandfall
Δp_{IK}	Pa	Druckanstieg infolge eines Treibstrahles bei IK-Systemen
Δp_{nat}	Pa	Druckwirkung durch den natürlichen Auftrieb
Δp_{S_mess}	Pa	mittlere Staudruck der Messsonde; gemessene Druckdifferenz der Messsonde
Δp_{SV}	Pa	Druckanstieg infolge eines Treibstrahles bei Strahlventilatoren
Δp_u	Pa	Prüfdruck für Bestimmung der zulässigen Leckagen bei Abluftklappen
Δp_{VGE}	Pa	Druckerhöhung am Axialventilator
P	(k)W	Leistung
\vec{q}	W/m ²	Wärmestromdichtevektor
\dot{q}_i	W/m ²	Komponenten des Wärmestromdichtevektors
\dot{q}_s	W/m ³	Leitung der inneren Wärmequellen
\dot{q}_{t_i}	W/m ²	Komponenten der turbulenten Wärmeströme
\dot{q}_w	W/m ²	Wandwärmefluss
\dot{Q}	(M)W	Brandleistung
R	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante
s	%	Längsneigung
s_{Brand}	%	Längsneigung im Brandabschnitt (L_{Brand})
S	1/s	skalare Größe des Verzerrungstensors
S_ε	W/(s m ³)	Quellterm für die Dissipation

S_{ij}	1/s	Komponenten des Verzerrungstensors
S_K	W/m ³	Quellterm für die turbulente kinetische Energie
S_M	kg/(s·m ³)	Quellterm für Masse
t	s	Zeit
t	°C	Celsius-Temperatur
T	K	thermodynamische Temperatur
T	s	Mittelungsintervall
T^+	–	dimensionslose Temperatur
T_{Brand}	K	Temperaturdifferenz zwischen dem Zustand stromauf- und stromabwärts vom Brandort
T_m	K	mittlere Temperatur zwischen Brandort und Strömungsausstritt
T_{nat}	K	Temperaturdifferenz zwischen dem Zustand außerhalb des Tunnels und im Tunnel (stromaufwärts vom Brandort)
$\Delta\bar{T}$	K	mittlere Temperaturerhöhung stromabwärts ausgehend vom Brandort über eine bestimmte Mittelungslänge Δx_m
u	m/s	Geschwindigkeit; Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung
u^+	–	dimensionslose Geschwindigkeit
u^*	–	dimensionslose Geschwindigkeit
u_{Dim}	m/s	Dimensionierungsgeschwindigkeit
u_{krit}	m/s	kritische Geschwindigkeit
u_{Regel}	m/s	Regelgeschwindigkeit in Tunnellängsrichtung
u_{s_ref}	m/s	Strahlgeschwindigkeit eines Strahlventilators mit bekanntem Einbauwirkungsgrad
u_τ	m/s	Schubspannungsgeschwindigkeit
U	m	Umfang
U_∞	m/s	Strömungsgeschwindigkeit der ungestörten freien Strömung
v	m/s	Geschwindigkeit; Strömungsgeschwindigkeit in y-Richtung
\vec{v}	m/s	Geschwindigkeitsvektor
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
\dot{V}_L	m ³ /s	Leckagemenge
w	m/s	Geschwindigkeit; Strömungsgeschwindigkeit in z-Richtung
x	m	Koordinate
x	–	Faktor für Achsabstand der Strahlventilatoren
Δx	m	Länge eines Integrationsabschnittes; Diskretisierungsabstand in x-Richtung
Δx_m	m	Mittelungslänge
y	m	Koordinate
y	m	Wandabstand
y^+	–	dimensionsloser Wandabstand
y^*	–	dimensionsloser Wandabstand
y_P	m	Wandabstand des Rechenpunktes P der wandnächsten Rechenzelle
y_v	m	vertikaler Wandabstand des Strahlventilators

Y_M	W/m ³	Beitrag der fluktuierenden Dilatation bei kompressibler Turbulenz an der Gesamtdissipation
z	m	Koordinate

Konstanten

$C = 5,5$	–	empirische Konstante für das logarithmische Wandgesetz
$C_{1\varepsilon} = 1,44$	–	Modellkonstante für Transportgleichung der Dissipation
$C_2 = 1,9$	–	Modellkonstante für Transportgleichung der Dissipation
$C_{2\varepsilon} = 1,92$	–	Modellkonstante für Transportgleichung der Dissipation
$C_{3\varepsilon} = 1$ bzw. 0	–	Modellkonstante zur Berücksichtigung der Auftriebseffekte in der Transportgleichung für die Dissipation
$C_\mu = 0,09$	–	Modellkonstante für das k- ε -Modell
$c_1 = 41,5 \cdot 10^{-6}$	–	empirische Konstante
$F_{rc} = 4,5$	–	kritische Froude-Zahl
$\sigma_k = 1,0$	–	turbulente Prandtl-Zahl für Transportgleichung der turbulenten kinetischen Energie
$\sigma_\varepsilon = 1,3$ bzw. 1,2	–	turbulente Prandtl-Zahl für Transportgleichung der Dissipation

Griechische Formelzeichen

α	W/(m ² ·K)	mittlerer Wärmeübergangskoeffizient
α	° ; rad	Winkel; Schaufelwinkel der Umlenkleche; Einblaswinkel, Öffnungswinkel der Frischluftimpulsklappe
α_x	W/(m ² ·K)	lokaler Wärmeübergangskoeffizient
β	°	Winkelstellung der Umlenkleche
ε	m ² /s ³	turbulente Dissipation
ε	–	Volumenstromverhältnis; Strömungszustand im Tunnel
Φ	–	Dissipationsfunktion
η	%	Einbauwirkungsgrad bei Strahlventilatoren
η	–	Wirkungsgrad
η_{Brand}	–	Brandwirkungsgrad
η_K	–	Strahlwirkungskoeffizient gem. Kempf
$\Delta\eta$	–	Änderung des Einbauwirkungsgrades bei Änderung der Strahlgeschwindigkeit
κ	–	von-Karman-Konstante
λ	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
λ	–	Rohrreibungszahl
λ_t	W/(m·K)	turbulente Wärmeleitfähigkeit
μ	N·s/m ²	(dynamische) Viskosität
μ_{eff}	N·s/m ²	effektive Viskosität
μ_t	N·s/m ²	turbulente Viskosität, Wirbelviskosität
$\nu = \mu/\rho$	m ² /s	kinematische Zähigkeit, Viskosität
$\nu_t = \mu_t/\rho$	m ² /s	kinematische turbulente Zähigkeit
ρ	kg/m ³	Dichte
ρ_0	kg/m ³	Referenzdichte für Standschub
ρ_{Brand}	kg/m ³	Dichte der heißen Rauchgase im Brandfall
σ_k	1/s	spezifische Dissipation
τ_{ij}	N/m ²	Komponenten des Spannungstensors
τ_w	N/m ²	Wandschubspannung

τ_{xy}	N/m ²	viskose Schubspannung
τ_{xy_eff}	N/m ²	effektive Schubspannung (Summe aus viskoser und turbulenter Schubspannung)
τ_{xy_t}	N/m ²	turbulente Schubspannung
ω	1/s	spezifische Dissipation
ζ	–	Verlustbeiwert, Widerstandsbeiwert

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
∂	partiell Differential
Δ	Differenz zweier Größen; Laplace-Operator; Messunsicherheit
$\vec{\nabla}$	Nabla-Operator
δ_{ij}	Kronecker-Delta
f_r	Rauheitsfunktion
ln	natürlicher Logarithmus
log	Logarithmus
sgn	Vorzeichenfunktion
\sum	Summe
$\vec{}$	Vektor
–	Mittelwert; Mittelwert gem. Reynolds-Mittelung
~	Mittelwert gem. Favre-Mittelung
	Betragsfunktion
'	fluktuierende Strömungsgrößen bei turbulenten Strömungen
·	zeitliche Ableitung

Weitere Indices und Abkürzungen

:=	Definition
1	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 1
1'	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 1'
2	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2
2a	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2a
3	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 3
3a	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 3a
a	Ab- bzw. Auftrieb
a	Abluftkanal
a	aus, außen, äußere
abs	absolut
b	barometrisch
B	stromabwärts des Brandortes
e	Tunneleintritt
Fz	Fahrzeuge
Fz_1	fahrende Fahrzeuge in Strömungsrichtung
Fz_2	fahrende Fahrzeuge gegen die Strömungsrichtung
g	gesamt
i	im Tunnel, innen, stromaufwärts des Brandortes
i	Laufvariable (1, 2, ..., n bzw. x, y und z)
k	konstante Dichte

L	Leckage
L	Luft
Met	Meteorologie
p	Größen im Rechenpunkt der wandnächsten Rechenzelle
ref	Referenz
s	Strahlventilator
S	Messsonde
t	Tunnel, Verkehrsraum
t	turbulent
th	theoretisch
u	Umgebung, außen, äußere
v	variable Dichte
w	Wand
w	Wind
z	Zuluftkanal
I	Integrationsabschnitt 1
II	Integrationsabschnitt 2
1D	eindimensional
3D	dreidimensional
A	Österreich
A9	Phyrn-Autobahn
A10	Tauern-Autobahn
A14	Rheintal/Walgau-Autobahn
A22	Donauufer-Autobahn
AG	Aktiengesellschaft
AK	Abluftklappe
ASFiNAG	Autobahnen- und Schnellstraßen-Finanzierungs-Aktiengesellschaft
ASTRA	Bundesamt für Straßen
AUSM	Advection Upstream Splitting Method
AV	Axialventilator
B	Bosrucktunnel
B	Bundesstraße
B 108	Felbertauern Straße
BMVIT	Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie
BR	Bosrucktunnel-Strömungsverluste-Wandreibung
BRN	Bosrucktunnel-Strömungsverluste-Nische
CAMATT	logiciel de calcul monodimensionnel anisotherme transitoire en tunnel
CETU	Zentrum für Tunnelstudien (Centre d'Études des Tunnels)
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenmonoxid
DIN	Deutsches Institut für Normung
DNS	Direkte Numerische Simulation (direct numerical simulation)
EG	Europäische Gemeinschaft
EN	Europäische Norm
EU	Europäische Union
EUREKA	Europäische Forschungsinitiative
F	Felbertauerntunnel
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FEM	Finite-Elemente-Methode
FSM	Fractional Step Method
FVM	Finite-Differenzen-Methode
GB	Großbritannien

GV	Gegenverkehr
IK	Saccardo-System mit Frischluftimpulsklappe
ISO	International Organization for Standardization
j	Laufvariable (1, 2, ..., n bzw. x, y und z)
JF	jet fan (Strahlventilator)
k	Laufvariable (1, 2, ..., n)
k	Kilo (10^3); Anzahl der Komponenten
kal	Kalibrierung
LES	Grobstruktursimulation (large eddy simulation)
LG	Längsströmungsmessgerät
LKW	Lastkraftwagen
max	maximal
min	minimal
M	Mega (10^6)
$Ma = u/a$	Mach-Zahl
MUSCL	Monotone Upstream-Centred Schemes for Conservation Laws
N	Anzahl der Integrationsabschnitte
N	Nische
N	Niklasdorftunnel
NOx	Stickstoffoxid; Stickoxid
NR	Niklasdorftunnel-Strömungsverluste
NTC	negativer Temperaturkoeffizient
$Nu_m = \alpha D/\lambda$	mittlere Nußelt-Zahl
$Nu_x = \alpha_x D/\lambda$	lokale Nußelt-Zahl
O ₂	Sauerstoff
ÖNORM	Österreichische Norm
P	Pfändertunnel
PIARC	Permanent International Association of Road Congress
PISO	Pressure-Implicit with Splitting of Operators
PKW	Personenkraftwagen
PLaPB	technische Planungshandbücher der ASFiNAG
$Pr = \nu/a$	Prandtl-Zahl
PRESTO!	PREssure STaggering Option
$Pr_t = \nu_t/a_t$	turbulente Prandtl-Zahl
QUICK	Quadratic Upwind Interpolation
RABT	Richtlinien für die Ausstattung und den Betrieb von Straßentunneln
RANS	Reynolds gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen
$Re_D = uD/\nu$	Reynolds-Zahl bei Kanalströmungen
$Re_L = U_\infty L/\nu$	Reynolds-Zahl bei Profilmströmungen
RNG	Renormalization group theory
RSM	Reynolds-Spannungsmodell
RV	Richtungsverkehr
RVS	Richtlinien und Vorschriften für das Straßenwesen
S	numerische Strömungssimulation
S	Schnellstraße
S6	Semmering Schnellstraße
S16	Arlberg Schnellstraße
SES	Subway Environment Simulation
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SIMPLEC	SIMPLE Consistent

SST	Shear-Stress Transport
STSG	Straßentunnelsicherheitsgesetz
SV	Strahlventilator
T	Tunnel
TERN	transeuropäisches Straßennetz
TLü	Tunnellüftung
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VGE	Ventilator-Gesamt-Einheit
ZK	Zuluftkanal

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present dissertation.

Michael Beyer

Graz, 04.07.2018

Kurzfassung

Verkehrstunnel werden in vielen Fällen mit einem mechanischen Lüftungssystem ausgestattet, um im Normalbetrieb für einen ausreichenden Luftaustausch sowie im Brandfall für einen kontrollierten Abtransport der heißen Rauchgase zu sorgen. Das Ziel von Tunnellüftungsanlagen ist unter anderem die Erhöhung der Tunnelsicherheit und die Einhaltung von definierten Schutzziele. Zur Bemessung solcher Anlagen und Entwicklung geeigneter Lüftungsstrategien bedarf es jedoch adäquater und genauer Berechnungsmethoden.

Im Zuge der vorliegenden Arbeit wurden umfangreiche Messungen in Straßentunneln durchgeführt, um einerseits ein besseres Verständnis der dreidimensionalen Strömungseffekte zu erlangen und andererseits durch die Bestimmung entsprechender Strömungsparameter, unterstützt durch numerische Strömungssimulationen, die Genauigkeit der eindimensionalen Auslegung von Tunnellüftungsanlagen zu erhöhen. Im Detail wurden dazu Brände in Verkehrstunneln und deren Berücksichtigung bei der eindimensionalen Dimensionierung durch numerische Strömungssimulationen untersucht. Außerdem wurde die Wirkung von Strahlventilatoren und Saccardo-Systemen (Frischlufimpulsklappen) durch Messungen in realen Tunnelanlagen und Simulationen analysiert.

Zu Beginn dieser Arbeit erfolgt ein Überblick über die Aufgaben von Tunnellüftungsanlagen und die unterschiedlichen Lüftungssysteme. Des Weiteren wird auf die für die vorliegende Arbeit relevanten eindimensionalen Berechnungsansätze und -methoden eingegangen.

Die Erhöhung der Lufttemperatur durch die Wärmefreisetzung bei Bränden im Tunnel hat unter anderem Einfluss auf den Brandauftrieb und die Strömungsverluste im Tunnel. Um die Temperaturverteilung im Verkehrsraum für unterschiedliche Brandleistungen, Tunnelgeometrien, -profile und Strömungsgeschwindigkeiten zu ermitteln, wurden im Rahmen eines Forschungsprojektes Strömungssimulationen durchgeführt. In weiterer Folge konnten daraus geeignete Wärmeübergangskoeffizienten für die eindimensionale Berechnung des Temperaturverlaufes sowie den Brandauftrieb abgeleitet werden. Dabei stellte sich heraus, dass die Wärmeübergangskoeffizienten neben der Strömungsgeschwindigkeit maßgeblich vom Tunnelprofil abhängig sind und aufgrund der dreidimensionalen Strömungseffekte deutlich höher sind als die durch empirische Ansätze ermittelten. Im Zuge eines weiteren Forschungsprojektes wurden die Auswirkungen der heißen Rauchgase bei der Bemessung der Rauchgasabsaugung analysiert und basierend darauf entsprechende Korrekturfaktoren für die Berücksichtigung der erhöhten Strömungsverluste und Volumenströme abgeleitet. Die Untersuchung zeigte, dass durch den Einfluss der Temperaturerhöhung an der Absaugstelle ein um etwa 20 bis 35% höherer Leistungsbedarf der Abluftventilatoren vorliegt. Die aus den beiden Forschungsprojekten gewonnen Erkenntnisse und ausgearbeiteten Berechnungsansätze wurden schlussendlich in die aktuelle Version der österreichischen Richtlinie RVS 09.02.31 implementiert.

Durch Messungen in insgesamt vier unterschiedlichen Tunnelanlagen konnten einerseits numerische Strömungsmodelle verifiziert und andererseits zahlreiche Einbauwirkungsgrade für typische Einbausituationen von Strahlventilatoren sowie Impulsumsetzungskoeffizienten von Saccardo-Systemen mit Impulsklappen für unterschiedliche Einblaswinkel und Strömungszustände im Tunnel ermittelt werden. Im Zuge der Studie zu der Wirkung von Strahlventilatoren im Tunnel stellte sich heraus, dass die Einbauwirkungsgrade geringer sind als erwartet und diese neben vielen anderen Einflussgrößen (Wandabstand, Tunnelprofil, Ventilatorgröße etc.) auch von der Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel abhängig sind. Bei der Untersuchung zur Frischlufteinblasung mittels Impulsklappen konnte unabhängig vom Strömungszustand im Tunnel die beste Wirkung (größte Druckänderung) bei flachen Öffnungswinkeln (zwischen 16° und 20°) festgestellt werden.

Abstract

In general, traffic tunnels are equipped with a mechanical ventilation system in order both to provide sufficient fresh air during normal operation, and to control the hot smoke gases in the case of a fire. Hence, tunnel ventilation systems make a significant contribution in enhancing tunnel safety and in complying with defined safety objectives. However, both the design of such ventilation systems, as well as the development of appropriate ventilation strategies, require adequate and accurate calculation methods.

As part of the present work, extensive measurements in existing road tunnels were carried out, together with computational fluid dynamics (CFD) simulations, in order to improve one-dimensional design parameters and to obtain a better understanding of three-dimensional flow behaviour. This meant that fires in tunnels, and their consideration in a one-dimensional approach for the design of a ventilation system, were analysed by means of three-dimensional CFD simulations. In addition, the performance of jet fans and Saccardo systems (with fresh air dampers) were evaluated by means of measurements in real tunnels and by CFD simulations.

The present work begins by providing an overview of the purpose and function of the different types of tunnel ventilation systems. This is then complemented by presenting details of the relevant one-dimensional calculation approaches and methods for the dimensioning of a tunnel ventilation system.

The increase in the air/smoke temperature due to the heat release in the case of a fire mainly influences the temperature-based buoyancy forces and the flow losses in the tunnel. A research project involving various three-dimensional CFD simulations was undertaken in order to determine how the temperature distribution within the traffic room is related to the heat release rates, tunnel geometries and profiles, and flow velocities. This allowed for the derivation of suitable heat transfer coefficients for a one-dimensional calculation of the temperature path along the tunnel axis and the buoyancy force. It turned out that, in addition to the flow velocity, the heat transfer coefficients also depend significantly on the tunnel profile and, due to the three-dimensional flow effects, are considerably higher than those determined by empirical approaches. In the course of a further research project, the impact of the hot smoke gases on smoke extraction were analysed and appropriate correction factors for the consideration of the increased pressure losses and volume flow rates were derived. The investigation showed that the rise in temperature at the extraction point raises the power requirement of the exhaust air fans by approximately 20% to 30%. The new findings and calculation methods derived from the two research projects were then incorporated in the current Austrian guideline RVS 09.02.31.

Full-scale measurements were carried out on a total of four different road tunnels in order to analyse the installation efficiency of jet fans and to identify injection efficiency coefficients for Saccardo systems with fresh air dampers. Based on these measurements a numerical model was then developed and verified. This made it possible to determine the installation efficiency of jet fans for numerous typical installation configurations, as well as to examine injection efficiency coefficients of Saccardo systems for different injection angles and flow conditions in the tunnel. The investigations revealed that jet fan installation efficiency was lower than expected, and that this (apart from the impact of several other factors such as wall clearance, tunnel profile, jet fan size, etc.) also depended on the air velocity in the tunnel. On evaluating fresh air injection, it was found that, regardless of the flow conditions in the tunnel, the greatest improvement (i.e. highest pressure rise) occurred at relatively low injection angles (between 16° and 20°).

1 Einleitung

Als Basis für die fortschreitende Globalisierung und für ein stetes wirtschaftliches Wachstum ist eine zuverlässige und leistungsfähige Verkehrsinfrastruktur notwendig. Vor allem in den Alpenregionen stellen Straßentunnel, wie z. B. der Tauerntunnel (Tauern-Autobahn A 10) oder der Bosrucktunnel (Pyhrn-Autobahn A 9), den Schlüssel für diese Anforderung dar. Aber auch in Stadtgebieten erlangen Straßentunnel aufgrund der vorangehenden Urbanisierung eine zunehmende Bedeutung. Häufig werden Tunnel im urbanen Bereich, wie z. B. der Kaisermühlentunnel in Wien oder der Stadttunnel Feldkirch in Vorarlberg, zur Reduzierung der Lärmemissionen, Verbesserung der Luftschadstoffsituation, zur Wohnraumschaffung oder Verkehrsentlastung errichtet.

Neben einer zuverlässigen Streckenverfügbarkeit ist die Gewährleistung eines hohen Schutzniveaus dieser Anlagen zentrales Thema. Dies gilt insbesondere für Brandereignisse im Tunnel, welche Personenschaden oder Sachschaden bzw. wirtschaftliche Einbußen wie Mautentgang oder Zeitverlust aufgrund von Ausweichstrecken zur Folge haben. Brandkatastrophen, wie sie sich im Mont Blanc Tunnel (1999) oder im Tauerntunnel (1999) zugetragen haben, lösten in den betroffenen Ländern und europaweit erhebliche Diskussionen über die Sicherheit und speziell über die Belüftung von Straßentunneln aus (wie beispielsweise in [Hörhan, 2002] erläutert).

Zentrales Thema und Hauptaufgabe der Tunnelbelüftung bis dahin war die Bereitstellung von ausreichend Frischluft, um einerseits die Schadstoffkonzentrationen (CO, NO_x) auf einem niedrigen Niveau zu halten und andererseits möglichst gute Sichtbedingungen zu gewährleisten. Durch die Brandereignisse rückten jedoch die Schutzziele bei einem Brand im Tunnel in den Vordergrund und wurden ihrerseits zur Hauptaufgabe der Tunnelbelüftung. Als oberstes Ziel gilt es nun, die Temperatur- und Rauchbelastungen im Brandfall zu reduzieren, um in erster Linie für flüchtende Personen gute Fluchtbedingungen für die Selbstrettung zu schaffen und in zweiter Linie Brandbekämpfungsbedingungen zu verbessern sowie das Bauwerk zu schützen.

Die zunehmende Bedeutung von Brandereignissen in Tunneln führte unter anderem dazu, dass vom Parlament der Europäischen Union eine Richtlinie über die Mindestanforderung an die Sicherheit von Tunneln im Transeuropäischen Straßennetz verordnet wurde [Richtlinie 2004/54/EG, 2004]. Insbesondere soll damit ein einheitlicher Sicherheitsstandard im hochrangigen Straßennetz innerhalb der EU gewährleistet werden. Mit Mai 2006 wurde diese Richtlinie vom österreichischen Parlament mittels des Straßentunnelsicherheitsgesetzes [STSG, 2013] umgesetzt. Als Konsequenz daraus, wurde die Richtlinie betreffend Ausrüstung und Belüftung von Straßentunneln in Österreich [RVS 09.02.31, 2014] überarbeitet und entsprechend erweitert. Darin finden sich unter anderem Bemessungsgrundlagen für die Dimensionierung der Tunnellüftungsanlagen, wodurch eine einheitliche und vergleichbare Dimensionierungsbasis geschaffen wird.

Um die Dimensionierung einer Lüftungsanlage von komplexen bzw. mehrere Kilometer langen Tunnelbauwerken, wie z. B.: dem Arlbergtunnel (Arlberg Schnellstraße S 16), Pfändertunnel (Rheintal/Walgau-Autobahn A 14) oder dem Stadttunnel Kaisermühlen in Wien (Donauufer-Autobahn A 22) möglichst wirtschaftlich und in einem überschaubaren Zeitraum durchführen zu können, wird auf eindimensionale Auslegungsmethoden zurückgegriffen.

Komplexe Tunnelanlagen zeichnen sich meist durch ihre Länge bzw. ihre Anzahl an Verzweigungen sowie Auf- und Abfahrten aus. Bei langen Tunneln muss die erforderliche Frisch- und Abluftmenge über am Portal bzw. im Berg befindliche Lüfterstationen bereitgestellt werden, z. B. durch mehrere Luftkanäle, Verzweigungen, Umlenkungen, Klappen etc. Verzweigte Tunnel bestehen meist aus mehreren Tunnelsegmenten, die aerodynamisch miteinander verbunden sind. Bei der Dimensionierung der Lüftungsanlage und iterativen

Entwicklung einer Lüftungsstrategie sind bei komplexen Tunnelanlagen sehr viele Berechnungsfälle (unterschiedliche Brandszenarien, Fahrzeugbelegung, meteorologische Bedingungen an den Portalen und den Schachtköpfen etc.) zu betrachten. Mit den heutigen Rechenleistungen und der Menge an Berechnungsfällen ist eine rein dreidimensionale Untersuchung der Tunnelströmung wirtschaftlich nicht sinnvoll und wird nur für kurze Tunnelsegmente und bei speziellen Fragestellungen (Rauchausbreitung im Brandfall, Wirkung der Impulsübertragung von Strahlventilatoren etc.) eingesetzt. Demnach haben eindimensionale Auslegungsmethoden bei der Bemessung von Tunnellüftungsanlagen einen hohen Stellenwert und finden aufgrund ihrer Effizienz und vertretbaren Genauigkeit auch bei komplexen Tunnelanlagen ihre Anwendung. Da naturgemäß bei diesen Methoden dreidimensionale Strömungseffekte nicht direkt berechnet werden können, wird versucht, diese Effekte durch angemessene Korrekturfaktoren zu berücksichtigen. Je präziser und umfangreicher diese Effekte in eindimensionale Betrachtungen einfließen, desto genauer sind diese Methoden.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, unter anderem die bei der Belüftung von Verkehrstunneln auftretenden dreidimensionalen Strömungsvorgänge mithilfe von umfangreichen Messungen in realen Tunnelanlagen und numerischen Strömungssimulationen zu erfassen. Dadurch soll einerseits ein besseres Verständnis von dreidimensionalem Strömungsverhalten im Tunnel entstehen und andererseits die Genauigkeit eindimensionaler Berechnungsmethoden erhöht werden.

Um in das umfangreiche Thema einzuführen, wird zu Beginn ein allgemeiner Überblick über die Aufgaben der Lüftungsanlagen von Straßentunneln gegeben; außerdem werden die unterschiedlichen Lüftungssysteme und Lüftungsstrategien erläutert. Darauf folgt eine Einführung in die Aerodynamik der Tunnelströmung, worin die für die Untersuchung relevanten eindimensionalen Berechnungsansätze erläutert werden. Im Zuge dessen werden auch die theoretischen Grundlagen für die weitere Untersuchung aufgezeigt und die entsprechenden Korrektur- bzw. Einflussfaktoren zur Berücksichtigung von dreidimensionalen Strömungseffekten angeführt. Im Anschluss werden die theoretischen Grundlagen der numerischen Strömungssimulation behandelt und die für die durchgeführten Untersuchungen wesentlichen Methoden, Turbulenzmodelle, Simulationsparameter und Lösungsmethoden beschrieben. An dieser Stelle sei erwähnt, dass diese Berechnungsansätze auch bei der Auslegung von Eisenbahntunneln ihre Anwendung finden; die vorliegende Arbeit befasst sich jedoch vertiefend mit der Belüftung von Straßentunneln.

Der erste Teil der vorliegenden Untersuchung beschäftigt sich mit der Berücksichtigung von Bränden im Straßentunnel. Ziel ist es, die gegebenen Rahmenbedingungen in der österreichischen Richtlinie RVS 09.02.31 zu überarbeiten, die Dimensionierungsparameter bei der Bemessung des Brandfalles detaillierter zu spezifizieren und die darin gegebenen Ansätze zu erweitern. Diese Untersuchung wurde im Rahmen der Revision der [RVS 09.02.31, 2008] vom Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT) durch Forschungsprojekte teilweise finanziert. Zu Beginn wird ein Einblick in die gegebenen Rahmenbedingungen für die Bemessung des Brandfalles gem. der [RVS 09.02.31, 2008] gegeben, um dann den Änderungsbedarf und die Aufgabenstellung der Untersuchung zu erläutern. Bei dieser Studie wird ein Hauptaugenmerk auf die Bestimmung der Temperaturverteilung im Verkehrsraum bei Längslüftungssystemen sowie auf die Auswirkungen der Temperaturerhöhung bei Querlüftungssystemen infolge eines Brandes gelegt. Durch die Kenntnis der Temperaturverteilung und die Möglichkeit, diese mittels eines eindimensionalen Ansatzes zu berechnen, lassen sich Faktoren wie der Brandauftrieb, die Strömungsverluste, die Schubminderung bei Strahlventilatoren etc. adäquat bestimmen, was wiederum die Bemessung der Tunnellüftungsanlage präzisiert. Im Kapitel 3.3 wird auf umfangreiche dreidimensionale numerische Strömungssimulationen zur Ermittlung der

Temperaturverteilung und des Brandauftriebes im Verkehrsraum eingegangen und die daraus abgeleitete eindimensionale Berechnungsmethode erläutert. Das darauffolgende Kapitel 3.4 widmet sich dem Einfluss der heißen Rauchgase auf die Dimensionierung der konzentrierten Rauchgasabsaugung bei Querlüftungssystemen. Abschließend werden die aus dieser Studie abgeleiteten Korrektur- und Einflussfaktoren und deren Anwendung in der aktuellen Richtlinie [RVS 09.02.31, 2014] beschrieben.

Zur Erlangung der Schutzziele bei einem Brand im Tunnel ist es unter anderem notwendig, die heißen Rauchgase kontrolliert aus dem Tunnel befördern zu können. Dafür ist es erforderlich die Längsströmung im Tunnel gezielt zu beeinflussen. Um dies zu ermöglichen, gibt es unterschiedliche Methoden, wobei die Verwendung von Strahlventilatoren sowie das Einbringen von Frischluft mit erhöhter Geschwindigkeit über Frischluftimpulsklappen (in weiterer Folge IK-System genannt) die häufigsten sind. In seltenen Fällen werden auch mechanische Vorhänge (wie z. B. im Roppener Tunnel) oder Luftvorhänge zur Minimierung des negativen meteorologischen Einflusses an den Tunnelportalen eingesetzt [Preterhofer, 2005], [Rigert & Bettelini, 2013].

Der zweite Teil der Arbeit befasst sich demnach mit der Wirkung der Impulsübertragung bei Strahlventilatoren (Kapitel 4) sowie bei IK-Systemen (Kapitel 5). Durch umfassende Messungen in realen Tunnelanlagen sowie dreidimensionale numerische Strömungssimulationen wird einerseits die Wirkung der Impulsübertragung im Detail analysiert und andererseits ein besseres Verständnis für die dreidimensionalen Strömungseffekte erlangt.

Vor allem bei Strahlventilatoren ist es im Zuge der Bemessung der Tunnellüftungsanlage von Bedeutung die Schubminderung aufgrund des Wandinflusses und der Strömungsverluste bei der Impulsübertragung in einer angemessenen Genauigkeit zu berücksichtigen. Dazu wird durch umfangreiche Messungen im Bosrucktunnel (Pyhrn-Autobahn A 9) und im Niklasdorftunnel (Semmeringer Schnellstraße S 6) ein sogenannter *Einbauwirkungsgrad* für unterschiedliche Betrachtungen (mit und ohne Umlenkleche, variierende Strömungszustände im Tunnel etc.) ermittelt. Nach der Darlegung von bereits vorangegangener Untersuchungen in Kapitel 4.1 werden in Kapitel 4.2 der genaue Messaufbau, das Messkonzept sowie die gewonnenen Erkenntnisse ausführlich beschrieben. Auf Basis dieser Messungen wird in weiterer Folge (Kapitel 4.3) ein numerisches Strömungsmodell verifiziert und eine umfassende Parameterstudie mit realen Abmessungen und Einbausituationen von Straßentunneln durchgeführt, um entsprechende Einbauwirkungsgrade für unterschiedliche Konfigurationen (wie Strahlventilatorgrößen, Tunnelprofile, Umlenkleche, Wandabstände, Längsgeschwindigkeiten im Tunnel etc.) zu bestimmen.

In weiterer Folge geht es um IK-Systeme, welche speziell bei bestehenden Querlüftungssystemen zur Erhöhung der Tunnelsicherheit und Einhaltung der Richtlinien nachgerüstet werden, indem das vorhandene Zuluftsystem entsprechend adaptiert wird. Um auch die Wirkung solcher Systeme zu analysieren, wurden Messungen im Felbertauerntunnel (Felbertauern Straße B 108) und Pfändertunnel (Rheintal/Walgau-Autobahn A 14) bei unterschiedlichen Strömungszuständen und Einströmwinkeln durchgeführt. Daraus lassen sich sogenannte *Impulssetzungskoeffizienten* ableiten, welche den Einfluss der dreidimensionalen Strömungseffekte bei der Impulsübertragung von IK-Systemen wiedergeben. Als Einführung in dieses Thema findet sich im Kapitel 5.1 ein Überblick über bereits vorangegangene Untersuchungen von ähnlichen Systemen. Im Folgekapitel 5.2 wird der angewendete Messaufbau sowie das Messkonzept erläutert und abschließend auf die hier erzielten Ergebnisse und *Impulssetzungskoeffizienten* eingegangen. Mittels der Messungen wird auch im Zuge dieser Studie ein weiteres numerisches Strömungsmodell verifiziert und abschließend das dreidimensionale Strömungsverhalten für unterschiedliche Strömungszustände und Einblaswinkel im Detail analysiert. Der Aufbau des

Simulationsmodells und die daraus gewonnen Erkenntnisse finden sich im Kapitel 5.3.

Anzuführen ist, dass die hier vorliegende Arbeit die Summe der wissenschaftlichen Tätigkeiten in diesem Gebiet über einen Zeitraum von mehreren Jahren darstellt. Einzelteile dieser Arbeit wurden bereits bei internationalen Konferenzen und in Fachzeitschriften publiziert, hier erfolgt jedoch eine detaillierte Darstellung im Sinne einer gesamthaften Betrachtung der experimentellen und numerischen Untersuchungen der Strömung im Tunnel zur stetigen Erweiterung und Verbesserung der Genauigkeit eindimensionaler Berechnungsansätze.

2 Theoretische Grundlagen

Der erste Teil dieses Kapitels beschäftigt sich mit den theoretischen Grundlagen bezüglich der Belüftung von Verkehrstunneln, einschließlich der Aerodynamik der Tunnelströmung und den eindimensionalen Berechnungsmethoden für die Bemessung von Tunnellüftungsanlagen. Der Großteil der Tunnelbauwerke sind Straßentunneln, weshalb die hier realisierten numerischen Strömungsberechnungen und Messungen in solchen Tunneln durchgeführt wurden. Aus diesem Grund wird in weiterer Folge auf die theoretischen Grundlagen von Eisenbahntunneln nur kurz zu Beginn eingegangen, während jene von Straßentunneln vertiefend behandelt werden.

Im zweiten Teil dieses Kapitels wird ein Überblick über die Grundgleichungen der Strömungsmechanik und die verwendeten Methoden der numerischen Strömungssimulation gegeben.

2.1 Belüftung von Eisenbahntunneln

Im Betriebsfall (Normalbetrieb) ist im Allgemeinen bei Eisenbahntunneln keine mechanische Belüftung der Tunnelröhren notwendig, da durch das Befahren der Züge (elektrische Triebzüge bzw. elektrische Triebfahrzeuge) ein ausreichender Luftaustausch gewährleistet wird. Eine Ausnahme hingegen stellen die technischen Räume dar, in denen die elektrischen Anlagen untergebracht sind. In den entsprechenden Räumen (meist Querschläge) ist für ein geeignetes Luftklima (Temperatur, Luftfeuchtigkeit) zu sorgen, um einen zuverlässigen Betrieb der Anlagenteile sicherzustellen. In Abhängigkeit von geothermischen Effekten ist es notwendig Querschläge bzw. die technischen Räume mittels Klimaanlage oder Zufuhr von ausreichend Frischluft zu kühlen. Eine umfangreiche Studie zu dieser Thematik basierend auf dem Koralmtunnel (Grenze zwischen Steiermark und Kärnten) kann beispielsweise in [Fruhwirt, Bacher, Sturm & Steiner, 2018] gefunden werden.

Gesondert zu betrachten ist jedoch die Belüftung des Eisenbahntunnels während der Instandhaltungs- und Wartungsarbeiten, welche meist durch Zuhilfenahme von dieselbetriebenen Instandhaltungsfahrzeugen und Maschinen durchgeführt werden. Dabei ist es erforderlich, die Tunnelröhren durch den Einsatz einer mechanisch unterstützten Lüftung ausreichend zu belüften, um zum Schutz der ArbeitnehmerInnen die Einhaltung der maximalen Schadstoffkonzentrationen gem. [GKV, 2011] sicherzustellen.

Je nach Tunnellänge und der Kategorien der eingesetzten Personenzüge (Notlaufefigenschaften) sind Brandbekämpfungsstellen innerhalb des Eisenbahntunnels zu errichten. Beispielsweise muss gem. der europäischen Verordnung [TSI-WAG-1302, 2014] von Personenzügen mit der Brandschutzklasse B im Notfall eine Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h über eine Dauer von 15 Minuten (0,25 h) aufrecht gehalten werden können. Daraus ergibt sich gem. [TSI-SRT-1303, 2014] eine maximale Entfernung zwischen Tunnelportal und Brandbekämpfungsstelle bzw. zwischen den Brandbekämpfungsstellen von 20 km ($80 \text{ km/h} \cdot 0,25 \text{ h}$). Die Anforderungen an solche Brandbekämpfungsstellen und die Sicherheit in Eisenbahntunneln werden durch die europäische Verordnung [TSI-SRT-1303, 2014] vorgegeben. Unter anderem ist es notwendig, im Brandfall die Ausbreitung der heißen Rauchgase zu kontrollieren, um gute Fluchtbedingungen für die Selbstrettung in den sicheren Bereich zu schaffen. Dies wird in der Regel durch eine mechanisch unterstützte Belüftung der Brandbekämpfungsstellen bewerkstelligt. Die sicheren Bereiche sind durch Notausgänge bzw. Fluchttüren von der Gefahrenzone getrennt. Diese Türen müssen somit dem Temperaturanstieg infolge eines Brandes standhalten können, siehe z. B. [Steiner, Beyer & Sturm, 2018].

2.2 Belüftung von Straßentunneln

Bei Straßentunneln werden durch den motorisierten Individualverkehr verbrennungsbedingte Schadstoffe im Tunnel freigesetzt. Infolgedessen ist je nach Tunnellänge, Verkehrsführung und -aufkommen auch im Betriebsfall (Normalbetrieb) durch ein geeignetes Lüftungssystem und -konzept für einen ausreichenden Luftaustausch zu sorgen.

Im Gegensatz zu den Eisenbahntunneln ist das Risiko eines Unfalles und eines Fahrzeugbrandes im Straßentunnel aufgrund der hohen Unfallrate deutlich höher. Daher wird der Sicherstellung der Schutzziele im Brandfall eine besondere Bedeutung zugeordnet.

Im Folgenden wird nun auf die theoretischen Grundlagen für die Belüftung von Straßentunneln näher eingegangen. Zu Beginn wird ein Überblick über die Notwendigkeit und die Aufgaben der Lüftungsanlage von Straßentunnel gegeben. Danach werden unterschiedliche Lüftungssysteme und die dahinterstehenden Lüftungskonzepte sowohl im Normalbetrieb als auch im Brandfall vorgestellt.

2.2.1 Aufgaben der Lüftungsanlage von Straßentunneln

Straßentunnel sind je nach ihrer Länge, dem Verkehrsaufkommen und der Verkehrsführung mit einem mechanischen Lüftungssystem auszustatten [Richtlinie 2004/54/EG, 2004], [RVS 09.02.31, 2014]. Die Aufgabe der Lüftung ist es, definierte Lüftungsziele für den Normalbetrieb wie auch für den Brandfall zu gewährleisten.

2.2.1.1 Normalbetrieb

Im Normalbetrieb werden durch die Kraftfahrzeuge verbrennungsbedingte Schadstoffe im Tunnel emittiert. Je nach Zusammensetzung haben diese Schadstoffe giftige, reizbildende oder sichtbehindernde Eigenschaften. Die Aufgabe der Lüftungsanlage besteht darin, durch Einbringung von ausreichend Frischluft, die Konzentration der Luftschadstoffe auf einem niedrigen Niveau zu halten und möglichst gute Sichtverhältnisse zu schaffen. Zudem sind durch die Lüftungsanlage gegebenenfalls unzulässige Schadstoffimmissionen durch die Tunnelabluft in der Umgebung des Tunnels zu verhindern.

Als Kriterium für die Luftqualität im Tunnel werden typischerweise die CO-Konzentrationen sowie die Sichttrübung¹ durch Partikel (Rußpartikel, Abrieb, Aufwirbelungen) herangezogen. Je nach örtlicher Immissionsbelastung wird in manchen Fällen zusätzlich die NO_x-Konzentration verwendet. Die Notwendigkeit der Limitierung von NO_x-Konzentrationen wird grundsätzlich im Rahmen von Umweltuntersuchungen geklärt.

Der notwendige Frischluftbedarf ist abhängig von der Tunnellänge, der maßgebenden Verkehrsstärke, der Verkehrszusammensetzung, der Fahrgeschwindigkeit, den Emissionsfaktoren der jeweiligen Fahrzeugkategorie [PIARC (C4), 2012] und den zulässigen Grenzwerten für CO, NO_x und Sichttrübung. Eine Berechnungsmethode ist in [RVS 09.02.32, 2010] sowie [PIARC (C4), 2012] angegeben.

Die zulässigen Grenzwerte für CO, NO_x und Sichttrübung variieren je nach Betriebszustand (Normalbetrieb, Wartungsbetrieb etc.) und werden meist durch nationale Richtlinien wie in Österreich [RVS 09.02.31, 2014], der Schweiz [ASTRA 13001, 2008] oder Deutschland [RABT, 2016] vorgegeben. Auf internationaler Ebene werden beispielsweise durch [PIARC (C4), 2012] Angaben dazu gemacht.

¹ Ein Zusammenhang von Sichttrübung und Partikelkonzentration ist in [Pretterhofer, 2005] angegeben

2.2.1.2 Brandfall

Im Verkehrstunnel können Brände ausgehend von Unfällen mit einem PKW, Bus oder LKW mit brennbaren Gütern oder mit Gefahrgut entstehen. In ungünstigen Fällen können auch mehrere Fahrzeuge an einem Brand beteiligt sein. Solche Brände sind durch eine hohe Wärmefreisetzung und die Entstehung von hoch toxischen und reizbildenden Rauchgasen gekennzeichnet. Hinzu kommt, dass sich durch den typischerweise hohen Rußanteil in den heißen Rauchgasen die Sichtbedingungen stark verschlechtern.

Die Stärke der Wärme- und Rauchfreisetzung im Brandfall variiert sehr stark je nach Brandquelle und ist vor allem für die Dimensionierung eines Lüftungssystems von Verkehrstunneln von großer Bedeutung. In [PIARC (C5), 1999] sind in diesem Zusammenhang Empfehlungen von realistischen Brandleistungen in Abhängigkeit der Brandquelle angegeben. Abgeleitet aus unterschiedlichen Realbrandversuchen, wie den EUREKA-Brandversuchen [EUREKA 499 Report, 1996] oder den Brandversuchen im Memorial Tunnel [Memorial Tunnel Fire Ventilation Test Programm, 1995], werden darin Brandleistungen bei Bränden mit ein bis drei PKWs von 2,5 - 8 MW bis hin zu 20 - 50 MW bei Bränden mit einem LKW (beladen mit brennbaren Gütern) angegeben. Dabei können Rauchgasmengen von bis zu 120 m³/s entstehen. LKWs mit Gefahrgut können auch Brandleistungen, die weit über diesen Werten liegen, verursachen. Die EUREKA-Brandversuche haben beispielsweise gezeigt, dass kurzfristige Brandleistungsspitzen von rund 100 - 120 MW auftreten können. Bei den Versuchen im Runehamar Tunnel [Ingason & Lönnermark, 2005] wurden auch Brandleistungsspitzen ermittelt, die deutlich darüberliegen. Eine umfangreiche Auflistung und Beschreibung von durchgeführten Realbrandversuchen kann in [Ingason, Li & Lönnermark, Tunnel Fire Dynamics, 2015] sowie [DiNunno, 2008] gefunden werden.

Die Aufgabe der Tunnelbelüftung im Brandfall ist es in erster Linie, für flüchtende Personen die Temperatur- und Rauchbelastungen zu reduzieren, um günstige Bedingungen für die Selbst- und Fremdreueung zu schaffen. Ein Hauptaugenmerk wird dabei auf die Rauchfreihaltung der Fluchtwege gelegt. In weiterer Folge sollen durch die Tunnelbelüftung Brandbekämpfungsbedingungen ermöglicht und ein Schadensausmaß hinsichtlich Bauwerk sowie Fahrzeuge vermindert werden.

2.2.2 Lüftungssysteme / Einsatzgebiet

Um die Schutzziele im Betriebsfall wie auch im Brandfall erfüllen zu können, kommen je nach Tunnellänge, Längsneigung, Verkehrsaufkommen (Verkehrsstärke und Stauhäufigkeit), Verkehrsführung und Umfeldsituation (Immissionsbelastung) unterschiedliche Lüftungssysteme zum Einsatz. Der Weg zur Findung des adäquaten Lüftungssystems wird im Allgemeinen durch die europäische Richtlinie [Richtlinie 2004/54/EG, 2004] und in weiterer Folge durch die nationalen Richtlinien der jeweiligen Länder wie Österreich [RVS 09.02.31, 2014], Deutschland [RABT, 2016] oder Schweiz [ASTRA 13001, 2008] vorgegeben.

Grundsätzlich werden die Lüftungssysteme je nach Lüftungsart in natürliche und mechanische Lüftung eingeteilt.

2.2.2.1 Natürliche Lüftung

Bei einer natürlichen Lüftung wird die Längsströmung im Tunnel durch die meteorologischen Bedingungen an den Portalen (Winddruck und barometrische Druckdifferenzen), den Kolbenschub der Fahrzeuge und die thermisch bedingten Auftriebskräfte beeinflusst. Besonders bei kurzen Tunneln mit Richtungsverkehrsbetrieb reicht die Pumpwirkung der Fahrzeuge aus, um den Tunnel ausreichend zu belüften wohingegen speziell bei Gegenverkehr oder bei Richtungsverkehr mit Staugefahr nur bei sehr kurzen Tunneln eine ausreichende natürliche Belüftung gegeben ist. Ausgehend von diesen Einflüssen findet die natürliche Lüftung in Österreich bei Tunnellängen bis 500 m (max. 700 m) ihre Anwendung.

Bei einem Fahrzeugbrand breiten sich die heißen Rauchgase im Tunnel aus und können über die beiden Portale bzw. bei einem Tunnel mit Längsneigung in der Regel über das höher gelegene Portal entweichen.

2.2.2.2 Mechanische Lüftung

Bei der mechanischen Lüftung wird die Belüftung des Tunnels künstlich durch ein Gebläse erzeugt. Je nach Luftführung im Verkehrsraum lassen sich die Lüftungssysteme in unterschiedliche Gruppen unterteilen.

2.2.2.2.1 Längslüftung

Die Längslüftung ist dadurch charakterisiert, dass mithilfe eines Treibstrahles (Strahlventilatoren oder Saccardo²-Systeme) im Tunnel eine Strömung in Längsrichtung erzeugt wird. Dabei strömt frische Luft über das eine Portal ein und die verbrauchte Tunnelluft im Betriebsfall bzw. die heißen Rauchgase bei einem Fahrzeugbrand über das andere Portal aus.

Die Strahlventilatoren befinden sich in der Regel innerhalb des Tunnels und werden an der Decke, den Seitenwänden oder in Ausbuchtungen montiert. Sie saugen Luft aus dem Tunnelfahrraum an und blasen diese mit hoher Geschwindigkeit in Längsrichtung aus. Der Impuls des Ventilatorstrahles überträgt sich größtenteils auf die umgebende Tunnelluft (ein Teil geht durch Wandreibung und Impulsübertragungsverluste verloren) und erzeugt dadurch eine Längsströmung der Tunnelluft in Strahlrichtung. Typischerweise ist die Blasrichtung der Strahlventilatoren umkehrbar, um meteorologische, thermische und Verkehrseinflüsse je nach Wirkrichtung im Betriebsfall zu unterstützen. Auch im Falle eines Fahrzeugbrandes ist eine umkehrbare Blasrichtung von Bedeutung (siehe Kapitel 2.2.3.2). In Ausnahmefällen, speziell bei Platzmangel, werden Strahlventilatoren auch im unmittelbaren Portalbereich montiert. Der Treibstrahl hat hier nur in den Tunnel hinein eine Wirkung, weshalb bei dieser Anordnung eine umkehrbare Blasrichtung eine untergeordnete Rolle spielt. In solchen Fällen ist zumindest an beiden Portalen eine Anordnung von Strahlventilatoren notwendig, um eine Längsströmung in beide Richtungen einstellen zu können.

Alternativ oder unterstützend zu den Strahlventilatoren kann die Längsströmung im Tunnel auch durch ein Saccardo-System beeinflusst werden. Dabei wird von einem Axialventilator über ein Ansaugbauwerk Frischluft angesaugt und mit erhöhter Geschwindigkeit über eine Einbringöffnung in den Tunnelfahrraum eingeblasen. Der eingebrachte Impuls überträgt sich zum größten Teil auf die umgebende Tunnelluft (ein kleiner Teil geht durch Wandreibung und Impulsübertragungsverluste verloren). Dies bewirkt eine Längsströmung in Strahlrichtung, sofern nicht die meteorologischen Gegebenheiten, die thermisch bedingten Auftriebskräfte und die Verkehrseinflüsse zu stark entgegenwirken. Die Einbringung der Zuluft mittels Frischluftimpulsklappen (steuerbare Lamellenklappen) stellt eine Adaption des Saccardo-Systems dar und wurde in Österreich patentiert [Österreich Patentnr. AT 411919, 2004]. Bei diesem System wird die mittels eines Axialventilators angesaugte Frischluft über Frischluftkanäle (meist oberhalb des Fahrraumes) und eine verstellbare Lamellenklappe in den Tunnelfahrraum eingeblasen. Durch die steuerbare Lamellenklappe kann ein Treibstrahl in beide Tunnellängsrichtungen erzeugt und somit die Längsströmung im Tunnel in beide Richtungen beeinflusst werden. Saccardo-Systeme kommen aufgrund der hohen Errichtungskosten nur in Spezialfällen zum Einsatz. Die Lufteinbringung mittels Frischluftimpulsklappen (kurz IK-System) finden jedoch speziell bei Sanierungsprojekten

² Das Saccardo-System wurde vom italienischen Ingenieur Marco Saccardo Ende des 19. Jahrhunderts speziell für die Belüftung von Bahntunnel definiert und patentiert [Großbritannien Patentnr. GB 189802026 (A), 1898].

(Umbau einer Vollquerlüftung in eine Halbquerlüftung bzw. in ein kombiniertes Lüftungssystem) wie z. B. beim Katschbergtunnel, Felbertauerntunnel und Arlbergtunnel ihre Anwendung.

In seltenen Fällen werden auch mechanische Vorhänge (wie z. B. im Roppener Tunnel) oder Luftvorhänge zur Minimierung des negativen meteorologischen Einflusses an den Tunnelportalen eingesetzt. Interessante Untersuchungen und Analysen zur Wirkung von Vorhängen kann beispielsweise in [Pretterhofer, 2005], [Rigert & Bettelini, 2013] und [Krajewski, 2014] gefunden werden.

2.2.2.2.2 Halbquerlüftung

Bei einer Halbquerlüftung wird mit Hilfe von Axialventilatoren die Abluft durch steuerbare Lamellenklappen über die gesamte Tunnellänge abgesaugt und durch einen über dem Verkehrsraum parallel verlaufenden Abluftkanal ins Freie befördert. Die Frischluft strömt dabei über die Tunnelportale ein. Die steuerbaren Lamellenklappen (Abluftklappen) sind in regelmäßigen Abständen (etwa 100 m) in die Zwischendecke zwischen Verkehrsraum und Abluftkanal eingebaut. Je nach Lamellenwinkel kann der freie Strömungsquerschnitt der Klappen eingestellt werden, um die Absaugmenge der jeweiligen Klappe hinsichtlich einer gleichverteilten Absaugung zu regulieren. Um die Ventilatorleistung und die auftretenden Druckdifferenzen zu beschränken, ist es besonders bei längeren Tunneln erforderlich, die Abluft nicht durch einen einzigen durchgehenden Abluftkanal zu befördern, sondern diesen in einzelne Abschnitte mit eigenen Axialventilatoren zu unterteilen.

Im Falle eines Fahrzeugbrandes werden die heißen Rauchgase konzentriert über die steuerbaren Lamellenklappen abgesaugt. Aufgrund der mittlerweile hohen Anforderungen an die Lüftung im Brandfall (siehe Kapitel 2.2.3.2) in Verbindung mit hohen Portaldruckdifferenzen (insbesondere bei Gebirgstunneln) ist eine Beeinflussung der Längsströmung notwendig. Folglich wird in den meisten Fällen die Halbquerlüftung in Kombination mit einer Längslüftung (Strahlventilatoren) umgesetzt, so z. B. in beiden Röhren des Bosrucktunnels sowie des Gleinalmtunnels.

Eine ausführliche Diskussion über den Einsatz von Lüftungssystemen bei Sanierungsprojekten in Abhängigkeit der auftretenden Portaldruckdifferenzen kann in [Sturm, Beyer, Bacher & Schmölzer, 2012] gefunden werden.

2.2.2.2.3 Vollquerlüftung

Bei einer Vollquerlüftung wird mit Hilfe von Axialventilatoren die Frischluft über Ansaugbauwerke angesaugt und durch einen zum Verkehrsraum parallel verlaufenden Zuluftkanal über die gesamte Tunnellänge eingeblasen. Durch Öffnungen im Frischluftkanal, die in regelmäßigen kurzen Abständen entlang des gesamten Tunnels in den Verkehrsraum münden, wird gezielt so viel Frischluft zugeführt, wie zur Einhaltung der geforderten Schadstoffkonzentrationen erforderlich ist. Zugleich wird über einen ebenfalls parallel verlaufenden Abluftkanal und mehrere über die Tunnellänge gleichverteilte Absaugöffnungen genau so viel verbrauchte Tunnelluft abgesaugt, sodass keine künstliche Längsströmung erzeugt wird. Das Absaugsystem bei einer Vollquerlüftung funktioniert gleich wie bereits bei der Halbquerlüftung beschrieben. Die Öffnungen im Frischluftkanal, welche in den Verkehrsraum münden, werden mit Drosselblechen versehen. Mithilfe der Drosselbleche kann der Strömungsquerschnitt und somit der Widerstandsbeiwert der einzelnen Öffnungen an die gegebene Druckdifferenz zwischen Frischluftkanal und Verkehrsraum so angepasst werden, dass über weite Strecken eine annähernd gleichverteilte Frischluftzufuhr gewährleistet wird. Meistens kommen Vollquerlüftungen bei langen Tunneln mit Gegenverkehrsbetrieb zum Einsatz, wobei wiederum zur Beschränkung der Ventilatorleistung und der resultierenden Druckdifferenzen die Aufteilung der Zu- und Abluftschächte in mehrere Lüftungsabschnitte

notwendig ist. Die innen liegenden Kanalabschnitte sind im Allgemeinen durch Stollen oder Lotschächte mit dem Freien verbunden.

Bei einem Brand im Tunnel werden die heißen Rauchgase gleich wie bei der Halbquerlüftung gezielt über steuerbare Lamellenklappen abgesaugt. Die Längsströmung kann in solchen Situationen durch Zuluft einbringung in die benachbarten Lüftungsabschnitte beeinflusst werden. Ein derartiges System findet z. B. im Plabutschunnel aufgrund der geringen Portaldruckdifferenzen ihre Anwendung

Besonders bei Gebirgstunnel, bei denen hohe Portaldruckdifferenzen auftreten können, ist die Beeinflussung der Längsströmung über die Frischluftöffnungen meist zu gering. In diesen Fällen ist ein kombiniertes Lüftungssystem notwendig, bei dem eine Beeinflussung der Längsströmung mittels Strahlventilatoren oder Saccardo-Systemen erfolgt. Im Katschbergtunnel sowie im Tauerntunnel ist nach einer umfangreichen Sanierung beispielsweise ein derartiges Lüftungssystem umgesetzt worden. Beide Tunnel wurden mit einer Vollquerlüftung inkl. Saccardo-System ausgestattet. Im Zuge einer umfangreichen Sanierung im Zeitraum 2014 bis 2017 wurde auch der Arlbergtunnel adaptiert und mit einer Vollquerlüftung inkl. Strahlventilatoren und Saccardo-System ausgerüstet. Weiterführende Informationen zu der Sanierung des Arlbergtunnels können in [Bacher & Sturm, 2014] entnommen werden.

- Punktabsaugung

Eine Sonderform der Längslüftung stellt die Punktabsaugung dar. Dabei wird der Verkehrsraum durch einen oder mehrere mit Abluftventilatoren ausgestattete Schächte oder Stollen mit dem Freien verbunden. Anhand dieser Verbindungen kann die verbrauchte Tunnelluft punktuell abgesaugt werden. Durch die Absaugung der Tunnelluft strömt über die Portale frische Luft nach, wodurch eine Durchströmung des Tunnels in Längsrichtung erreicht wird. Um die Verbindung gegebenenfalls zu trennen, befindet sich im Übergangsbereich des Verkehrsraumes zum jeweiligen Lüftungsschacht eine verstellbare Lamellenklappe. Der Abstand zwischen den punktuellen Absaugstellen wird durch die Tunnellänge, den Frischluftbedarf und das Tunnelrisiko bestimmt und beträgt meist mehrere 100 Meter. Meteorologische Einflüsse sowie die Pumpwirkung der Fahrzeuge können je nach dem natürlichen Druckgefälle im Tunnel zu einer ungleichmäßigen Frischluftzufuhr und dadurch in bestimmten Tunnelabschnitten zu einer Unter- bzw. Überbelüftung führen.

Um dem entgegen zu wirken, werden die Tunnel mit Punktabsaugung im Regelfall zusätzlich mit Strahlventilatoren ausgestattet, wodurch auch die Längsströmung im Tunnel aktiv beeinflussen werden kann.

Bei einem Fahrzeugbrand werden die heißen Rauchgase gezielt über den nächstgelegenen Lüftungsschacht abgesaugt. Durch meteorologische und thermische Einflüsse kann es in beiden Tunnelabschnitten (vor und nach der Absaugstelle) zu einer gleichgerichteten Längsströmung kommen. In diesem Fall strömen bestimmte Rauchgasmengen an der Absaugstelle vorbei. Um dies sicher ausschließen zu können, ist neben dem Normalbetrieb auch für den Brandfall die Option der Beeinflussung der Längsströmung z. B. mittels Strahlventilatoren notwendig.

Bei längeren Tunneln mit starkem Verkehrsaufkommen und hohen Immissionsbelastungen kommen auch Punktabsaugungen mit einem „Luftaustausch“ zum Einsatz. Dabei fällt der Lüftungsschacht von der Querschnittsfläche her deutlich größer aus und wird nochmals unterteilt, sodass zwei parallel verlaufende voneinander getrennte Lüftungsschächte entstehen. In jedem Lüftungsschacht befindet sich ein Ventilator mit gegengesetzter Förderrichtung. Dadurch kann in dem einen Lüftungsschacht die verbrauchte Tunnelluft abgesaugt und in dem parallel verlaufenden Schacht Frischluft in den Tunnel eingebracht werden. Je nach Fördermenge der Ventilatoren und der Längsströmung im Tunnel können die

Schadstoffkonzentrationen durch den Luftaustausch stark reduziert (oder sogar ein gänzlicher Luftaustausch erzielt) werden. Die örtliche Trennung der Absaugstelle und der Frischlufteinbringung ist dabei von Bedeutung. Dies wird meistens durch Errichtung einer Zwischendecke über eine bestimmte Länge (zwischen Verkehrsraum und Lüftungsschacht) bewerkstelligt. Ein Beispiel dafür, ist der Niayesh Tunnel in Teheran (Iran), bei dem aufgrund des hohen Verkehrsaufkommens und der hohen Emissionswerte der dort vorkommenden Fahrzeugflotte etwa in Tunnelmitte eine Luftaustauschstation errichtet wurde.

2.2.2.2.4 Kombinierte Systeme

Wie bereits in den Unterpunkten der einzelnen Lüftungssysteme behandelt, werden die Verkehrstunnel infolge der hohen Anforderungen (siehe Punkt 2.2.3 sowie 2.2.3.2) an die Lüftungsanlage, häufig mit kombinierten Lüftungssystemen ausgestattet. Vor allem Halb-, und Vollquerlüftungssysteme sowie Punktabaugungen werden mit Längslüftungssystemen kombiniert, um die Längsströmung im Tunnel beeinflussen zu können. Genauere Angaben zu den Ausführungsvarianten der kombinierten Systeme können in den einzelnen Unterpunkten zu den jeweiligen Lüftungssystemen gefunden werden.

2.2.3 **Lüftungskonzept**

Je nach Ausführung eines Lüftungssystems werden die Zielsetzungen der Lüftungsanlage gem. Kapitel 2.2.1 mittels unterschiedlicher Konzepte bzw. Strategien umgesetzt.

In [Richtlinie 2004/54/EG, 2004] werden Mindestsicherheitsanforderungen für die Sicherheit von Tunneln im transeuropäischen Straßennetz (TERN) angegeben. Die Richtlinie gibt Auskunft über die Notwendigkeit einer Lüftungsanlage und die Anforderung an die Ausrüstung, aber keine Vorgaben bezüglich des Lüftungskonzeptes von Straßentunneln. Angaben dazu finden sich jedoch in internationalen Dokumenten (z. B. [PIARC (C5), 1999], [PIARC (C3.3), 2011], [PIARC (C3.3), 2007]) oder in nationalen Richtlinien (z. B. [RVS 09.02.31, 2014], [ASTRA 13001, 2008], [RABT, 2016]).

In diesem Kapitel werden die Lüftungskonzepte für den Normalbetrieb sowie den Brandfall nur überblicksmäßig beschrieben und im Speziellen wird auf die Vorgaben gemäß der österreichischen Richtlinie [RVS 09.02.31, 2014] eingegangen. Lüftungsstrategien anderer Länder werden nur am Rande behandelt.

Bei einer natürlichen Lüftung wird die Längsströmung im Tunnel, wie bereits im Kapitel 2.2.2.1 beschrieben, durch äußere Einflüsse (Meteorologie, Verkehr etc.) bestimmt. Eine künstliche Beeinflussung der Längsströmung ist definitionsgemäß nicht vorgesehen, wonach Vorgaben eines Lüftungskonzeptes auch nicht umgesetzt werden können. Demnach beziehen sich die folgenden Lüftungskonzepte auf mechanische Lüftungssysteme.

2.2.3.1 **Normalbetrieb**

Die Luftqualität sowie die Strömungsbedingungen im Tunnel werden bei mechanischen Lüftungssystemen permanent überwacht. Dazu werden üblicherweise an mehreren Stellen im Tunnel durch geeignete Messgeräte die CO-Konzentration, die Sichttrübung sowie die Strömungsrichtung und -geschwindigkeit gemessen.

In Abhängigkeit der momentanen Verkehrsbelastung und der natürlichen Luftströmung im Tunnel, muss mit Hilfe des Lüftungssystems ausreichend Frischluft im Tunnel eingebracht werden, um die Grenzwerte (siehe Punkt 2.2.1) der Schadstoffkonzentrationen einzuhalten. Im Allgemeinen wird die Lüftung nach den gemessenen Verkehrswerten oder nach den gemessenen Luftgütwerten geregelt.

Für die Regelung der Lüftungsanlage nach den Verkehrswerten sind, zusätzlich zu der Luftqualitäts- und Strömungsüberwachung, Daten bezüglich der Anzahl der Fahrzeuge und der

Fahrzeuggeschwindigkeit im Tunnel (jeweils getrennt nach PKW und LKW) zu erfassen. Anhand der aktuellen Verkehrsstärke und der Verkehrszusammensetzung wird durch hinterlegte Emissionstabellen ein Emissionswert für CO und die Trübe prognostiziert. Diese Prognosewerte dienen als Kenngröße für den rechnerisch ermittelten Luftbedarf zur Einhaltung der jeweiligen Grenzwerte. Die Lüftung wird unter Berücksichtigung der aktuellen Frischluftmenge im Tunnel automatisch geregelt, um den momentanen Luftbedarf zu erfüllen. Die aktuelle Frischluftmenge im Tunnel wird bei Halb- bzw. Vollquerlüftungen und Punktabaugungen direkt an den Ventilatoren gemessen. Bei längsgelüfteten Systemen wird die Frischluftmenge über die Messung der mittleren Längsströmung im Tunnel und die Querschnittsfläche bestimmt.

Eine weitaus üblichere (und generell umgesetzte) Methode zur Einhaltung der Grenzwerte ist die Regelung der Lüftungsanlage nach den gemessenen Luftgütemesswerten. Standardmäßig werden in Tunnelanlagen wie bereits erwähnt die CO-Konzentration und die Sichttrübung gemessen. Diese Luftgütemesswerte enthalten implizit alle Einflüsse des Verkehrs und der Umwelt. Dazu zählen die Verkehrsstärke, die Verkehrszusammensetzung, die unterschiedlichen Emissionsstandards der Fahrzeuge, die Belastungsunterschiede durch die Längsneigung, die Tunnelverschmutzung sowie die meteorologischen Einflüsse. Da die gemessenen Luftgütemesswerte das Resultat aller Einflüsse sind, kann das Lüftungssystem auch auf variierende Gegebenheiten entsprechend reagieren. Die Frischluftzufuhr wird bei diesem Verfahren durch den Vergleich der laufenden Luftgütemesswerte mit den Sollwerten für CO und Trübe geregelt. Die Differenz der jeweiligen Werte bildet die Reglerabweichung, welche die Fördermenge der Ventilatoren bestimmt.

Grundsätzlich wird bei der Regelung der Lüftungsanlage hinsichtlich der Frischluftzufuhr auf einen wirtschaftlichen Betrieb geachtet. Insofern wird die natürliche Strömung im Tunnel durch die Lüftungsanlage unterstützt und es werden die Regelparameter in Abhängigkeit der Tunnelanlage sowie des Lüftungssystems definiert und im laufenden Betrieb an die örtlichen Gegebenheiten angepasst.

Weiterführende Informationen zu der Regelung der Lüftung nach gemessenen Verkehrswerten oder nach den gemessenen Luftgütemesswerten sowie Informationen zu den Luftgütegrenzwerten bei Straßentunnel können beispielsweise in [RVS 09.02.31, 2014] und [PIARC (C3.3), 2011] gefunden werden.

2.2.3.2 Brandfall

Für eine richtige Reaktion der Lüftungsanlage im Brandfall ist neben der Überwachung der Strömungsbedingungen im Tunnel eine zeitnahe und örtlich zuordenbare Detektion eines Brandereignisses notwendig. Dazu kommen entweder Rauchmelder, Videoüberwachungen, Linienbrandmelder oder eine Kombination dieser Einrichtungen zum Einsatz. Durch Linienbrandmelder wird ein Brandereignis über die Messung des Temperaturanstieges im Tunnel detektiert und örtlich zugeordnet.

Die Bewerkstelligung der Schutzziele gem. Kapitel 2.2.1, werden mithilfe der mechanischen Lüftung idealerweise durch Verdünnung und Entfernung der Verbrennungsgase sowie durch die Kontrolle der Raumbewegung erreicht. Dadurch werden die Temperatur und die Toxizität der Rauchgase verringert und Fluchtbedingungen verbessert. Die grundlegenden Prinzipien der Rauchausbreitung wurden in [PIARC (C3.3), 2007] und die der Rauchbekämpfung in [PIARC (C3.3), 2011] eingehend behandelt. Die PIARC-Veröffentlichungen bieten allgemein gültige Informationen und Hinweise zu der Belüftung von Straßentunneln. Detailliertere und verbindliche Angaben werden in nationalen Richtlinien angegeben. Generell ist die Lüftung im Brandfall nur ein Teil der Tunnelsicherheit und unterliegt verschiedenen Einschränkungen in Form von Dimensionierungs- und Konstruktionskriterien (z. B. Brandlast, Kanalführung, Fördermenge) sowie Operationsmöglichkeiten. Abhängig vom jeweiligen Lüftungssystem gibt

es dazu länderspezifisch unterschiedliche Vorgaben und Lüftungsphilosophien. Eine interessante und ausführliche Diskussion bezüglich der unterschiedlichen Lüftungsphilosophien von Straßentunneln im Brandfall findet sich in [Sturm, Beyer & Rafiei, 2017]. Basierend auf dieser Veröffentlichung werden im Folgenden die Lüftungskonzepte (Brandfall) unterschiedlicher Lüftungssysteme überblicksmäßig zusammengefasst.

2.2.3.2.1 Längslüftungssysteme

Bei längsgelüfteten Systemen werden im Brandfall die Rauchgase über die Portale bzw. Lüftungsschächte abgeführt. Ein Hauptaugenmerk hinsichtlich der Rauchausbreitung liegt dabei neben der Aktivierungsreihenfolge der Strahlventilatoren auf der Längsgeschwindigkeit im Tunnel. Bei der Längsgeschwindigkeit gibt es unterschiedliche Ansichten bezüglich der Umsetzung von einer „kritischen Geschwindigkeit“ oder „niedrigen Geschwindigkeit“.

Eine kritische Geschwindigkeit wird angewendet, um ein sogenanntes *back-layering* der heißen Rauchgase zu vermeiden. Bei dieser Geschwindigkeit wird eine stromaufwärts gerichtete Bewegung der Rauchgase entlang des Tunnels verhindert. Die kritische Geschwindigkeit ist hauptsächlich von der Brandquelle, dem Regelquerschnitt und der Tunnellängsneigung abhängig. Typische Werte liegen im Bereich von 2,2 bis 3,5 m/s für Brandquellen mit einer Brandleistung von 30 bis 50 MW. Je nach Brandleistung erhöht sich die Geschwindigkeit stromabwärts verglichen zur Geschwindigkeit stromaufwärts (der Brandquelle) um einen Faktor von 2 bis 3. Dies ergibt viel zu hohe Rauchausbreitungsgeschwindigkeiten, um eine Selbstrettung stromabwärts vom Brandherd zu ermöglichen. Zudem kommt es zu starken Verwirbelungen, wodurch eine mögliche Schichtung der Rauchgase stromabwärts des Brandes nicht aufrecht gehalten werden kann. Daher ist die Umsetzung einer „kritischen Geschwindigkeit“ zur Vermeidung von Rauchrückströmungen nur bei Tunneln mit Richtungsverkehr und geringer Stauhäufigkeit empfehlenswert. Nur dann besteht die Möglichkeit, dass die Fahrzeuge den Tunnel stromabwärts des Brandherdes verlassen können.

Eine Regelung der Längsströmung auf eine Geschwindigkeit die unter jener der „kritischen Geschwindigkeit“ liegt („niedrige Geschwindigkeit“), wird von PIARC [PIARC (C3.3), 2011] empfohlen. Eine solche Philosophie wird auch in vielen nationalen Richtlinien für Verkehrstunnel im Gegenverkehrsbetrieb sowie im Richtungsverkehrsbetrieb bei hoher Stauhäufigkeit befürwortet, da bei einem Brandereignis während eines Staus Fahrzeuge stromaufwärts und -abwärts des Brandortes stehen können. In diesem Zusammenhang wird eine Zielgeschwindigkeit stromaufwärts vom Brandort im Bereich von 1,0 bis 1,5 m/s vorgegeben. Derartige Luft- (kalt) bzw. Rauchgeschwindigkeiten (warm) stellen einen Kompromiss zwischen dem Zulassen einer Rückströmung der Rauchgase und den mäßigen Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Luft bzw. Rauchgase stromabwärts des Brandortes dar. In vielen Fällen sind bei solchen Strömungsgeschwindigkeiten die Verwirbelungen gering, sodass eine Schichtung der heißen Rauchgase länger erhalten bleibt. Die moderate Ausbreitungsgeschwindigkeit der Rauchgase in Kombination mit der Beibehaltung einer Rauchgasschichtung bietet in der Regel gute Bedingungen für die Selbstrettung. Da die Verkehrsverhältnisse sowie die Unfallkonstellation (z. B. Fahrzeug beginnt in einer Kolonne nach einem Auffahrunfall zu brennen) in den meisten Situationen nicht bekannt sind, ist die Umsetzung einer „niedrigen Geschwindigkeit“ in vielen Fällen die geeignetste Methode. Dies erfordert jedoch eine adäquate Ausrüstung zur Regelung und Kontrolle der Luftgeschwindigkeit im Tunnel. Eine Möglichkeit zur Umsetzung einer Lüfterregelung wurde in [Schmölzer, Sturm, Zettl, Koppensteiner & Wierer, 2016] behandelt.

Die Philosophie der „niedrigen Geschwindigkeit“ wird auch von der österreichischen Richtlinie [RVS 09.02.31, 2014] empfohlen. Bei Tunneln mit Richtungsverkehr wird darin vorgegeben die Geschwindigkeit im Tunnel stromaufwärts vom Brandort zwischen 1,5 und 2,0 m/s zu regeln. Entlüftet wird dabei im Allgemeinen in Fahrtrichtung, um die Rauchausbreitung

stromaufwärts des Brandortes möglichst gering zu halten bzw. im Idealfall sogar zu unterbinden. Bei Tunneln mit Gegenverkehrsbetrieb ist mit einer Fahrzeuganstauung an beiden Seiten des Brandortes zu rechnen. Dadurch wird der Rauchausbreitungsgeschwindigkeit und der Beibehaltung der Rauchsichtung eine wichtige Rolle zugeordnet. Die Geschwindigkeit im Tunnel stromaufwärts des Brandortes wird hierbei im Bereich von 1,0 bis 1,5 m/s geregelt. Um eine vorhandene Schichtung der heißen Rauchgase möglichst zu bewahren, wird empfohlen, die bereits vorherrschende natürliche Strömung im Tunnel beizubehalten und durch die Lüftungsanlage zu unterstützen. Ein Umkehren der vorherrschenden Strömungsrichtung ist nur in Sonderfällen sinnvoll (z. B. Brandereignis im Nahbereich der Portale). Zur Schaffung von Zugriffsbedingungen hinsichtlich der Brandbekämpfung und der Fremdrettung wird, die Lüftungsanlage abgesehen von den Regelgeschwindigkeiten auf eine Strömungsgeschwindigkeit von mindestens 2,0 m/s und einen Luftvolumenstrom von mindestens 120 m³/s dimensioniert. Beide Vorgaben sind für sich einzuhalten, weshalb es bei Tunnelquerschnittsflächen < 60 m² zu Dimensionierungsgeschwindigkeiten > 2,0 m/s kommt. Der minimale Luftvolumenstrom entspricht einer typischen Rauchgasmenge, welche bei Bränden mit einer Brandleistung von 30 bis 50 MW (siehe Kapitel 2.2.1) entstehen.

2.2.3.2.2 Querlüftungssysteme

Tunnel mit Querlüftungssystemen bieten die Möglichkeit, im Falle eines Fahrzeugbrandes die Rauchgase in der Nähe des Brandortes konzentriert abzusaugen. Eine konzentrierte Rauchabsaugung ist nur möglich, wenn der Ort der Absaugung auf den Ort der Rauchquelle beschränkt werden kann. Dies erfordert zum einen eine Absaugmöglichkeit in regelmäßigen Abständen und zum anderen eine Fernüberwachung und -steuerung der Abluftklappen. Die Wirksamkeit des Querlüftungssystems mit Rauchabsaugung hängt ausschließlich von der Leistungsfähigkeit der Absaugung ab und der Möglichkeit, die Rauchgase auf einen engen Bereich einzudämmen (Kontrolle der Luft- bzw. Rauchströmung).

Die erforderlichen Absaugmengen werden entweder fix vorgegeben [RVS 09.02.31, 2014] oder sind abhängig vom Tunnelquerschnitt, den Strömungsbedingungen und dem Dimensionierungsbrand zu bestimmen [ASTRA 13001, 2008], [RABT, 2016]. Typische Absaugmengen im Tunnel variieren demnach zwischen 120 m³/s und einem Vielfachen des Tunnelquerschnitts (z. B. eine Querschnittsfläche von 60 m² und ein Multiplikationsfaktor von 3 führt zu einer Absaugmenge von 180 m³/s). Die Anzahl der zu öffnenden Abluftklappen im Brandfall hängt von deren Größe, deren Abständen zueinander und der Absaugmenge ab. Je mehr Absaugpositionen geöffnet sind, desto weniger wirkungsvoll ist die konzentrierte Rauchabsaugung. Bei zu großen Abständen zwischen den Abluftklappen in Längsrichtung des Tunnels (z. B. 100 m) ist in der Regel eine Absaugung über mehrere geöffnete Aufklappen nicht empfehlenswert. Wird beispielsweise stromabwärts und stromaufwärts des Brandortes abgesaugt, herrschen im Bereich zwischen den Absaugstellen undefinierte Strömungsbedingungen, wonach die lokalen Konzentrationen der toxischen Gase sowie die lokale Temperatur stark ansteigen können. Werden hingegen mehrere Abluftklappen vom Brandort stromabwärts geöffnet, kann es einerseits zur Absaugung von großen Mengen an Frischluft und andererseits zu einem Vorbeiströmen der Rauchgase an den einzelnen Absaugstellen kommen. Dadurch sinkt zum einen die Effizienz der konzentrierten Rauchabsaugung deutlich und zum anderen können sich die Rauchgase über weitere Strecken ausbreiten. Bei einer Absaugung über nur eine Abluftklappe ist jedoch darauf zu achten, dass diese (je nach Absaugmenge) entsprechend groß ausfällt.

Eine weitere Anforderung hinsichtlich der Eindämmung der Rauchgase und der konzentrierten Absaugung ist die Kontrolle der Luftströmung zwischen den Portalen und der Absaugstelle. Bei Tunneln mit Gegenverkehrsbetrieb wird empfohlen, annähernd gleiche Rauch- bzw. Luftvolumenströme von beiden Portalen in Richtung der Absaugstelle anzupeilen, da dies die

Anzahl der dem Rauch ausgesetzten Tunnelbenutzer verringert. Bei Tunneln mit Richtungsverkehrsbetrieb sollte der Luftvolumenstrom von der Brandseite zur Absaugstelle deutlich größer sein als jener von der gegenüberliegenden Seite. Dadurch kann es jedoch, vor allem zu Beginn des Brandereignisses (Detektionszeit, Hochfahrzeit der Ventilatoren etc.), dazu kommen, dass sich Rauchgase relativ weit stromabwärts von der Absaugstelle ausbreiten. Demnach ist eine gewisse Luftströmung vom Ausfahrtsportal zur Absaugstelle zweckmäßig. Dies ermöglicht, nach der Hochfahrzeit der Lüftungsanlage, das Absaugen der über die Absaugstelle hinaus transportierten Rauchgase. Eine solche Strategie der Tunnelbelüftung für den Richtungsverkehrsbetrieb sowie den Gegenverkehrsbetrieb wird beispielsweise von der österreichischen Richtlinie [RVS 09.02.31, 2014] vorgegeben.

Die resultierende Strömungsgeschwindigkeit der Luft bzw. der Rauchgase im Tunnel ist von der Absaugmenge und dem Tunnelquerschnitt abhängig. Die Aufteilung der Volumenströme vor und nach der Absaugstelle wird von meteorologische und thermischen Effekten sowie von der Absaugposition (Länge der beiden Tunneläste von Absaugpunkt zum jeweiligen Portal) beeinflusst. Die Kontrolle der Luftströmung im Tunnel wird bei quergelüfteten Systemen, wie bereits in Kapitel 2.2.2.2 behandelt, durch Einbringung von Frischluft über die Frischluftöffnungen oder mithilfe von Saccardo-Systemen, IK-Systemen bzw. Strahlventilatoren bewerkstelligt.

2.3 Aerodynamik der Tunnelströmung

Im folgenden Abschnitt werden grundlegende Angaben zur Dimensionierung von längs- wie auch quergelüfteten Straßentunneln mittels stationären eindimensionalen Berechnungsmethoden gemacht. Behandelt werden die Strömungsverluste im Tunnel, die meteorologischen und thermischen Einflüsse, der Kolbenschub der Fahrzeuge, die Aerodynamik der Frischluft- und Abluftkanäle sowie die Wirkung mechanischer Lüftungseinrichtungen wie Strahlventilatoren und Saccardo- bzw. IK-Systeme (Frischluftinjektoren). Abschließend wird auf den Einfluss eines Fahrzeugbrandes auf die Aerodynamik der Tunnelströmung eingegangen.

2.3.1 Kontinuitätsgleichung

Die Kontinuitätsgleichung für Strömungen im Verkehrstunnel mit Querschnittsänderung, Dichteänderung sowie Luftzufuhr oder -abfuhr lautet für den stationären Strömungsfall folgendermaßen:

$$\frac{d(A\rho u)_t}{dx} = A_t \frac{d\rho_t u_t}{dx} + \rho_t u_t \frac{dA_t}{dx} = \dot{m}'_z - \dot{m}'_a \quad (2-1)$$

Der Index t steht für den Tunnel (Verkehrsraum) und die Indizes z und a für den Zu- und Abluftkanal. Bei Querlüftungssystemen wird über die Zu- bzw. Abluftkanäle Frischluft eingeblasen bzw. Abluft abgesaugt. Diese Luftzu- bzw. -abnahme wird durch den pro dx aus dem Zuluftkanal in den Verkehrsraum einströmenden \dot{m}'_z und den in den Abluftkanal abgesaugten Massenstrom \dot{m}'_a in Gleichung (2-1) berücksichtigt.

Verkehrstunnel werden hinsichtlich der baulichen Einfachheit in der Regel mit konstantem Tunnelquerschnitt errichtet. Zusammen mit der Annahme einer konstanten Dichte im Verkehrsraum vereinfacht sich die Kontinuitätsgleichung zu:

$$A_t \rho_t \frac{du_t}{dx} = \dot{m}'_z - \dot{m}'_a \quad (2-2)$$

Bei Längslüftungssystemen ohne veränderliche Luftmenge (z. B. durch einem Saccardo- bzw. IK-System) wird die rechte Seite der Gleichung (2-4) zu Null. Ohne Dichte- und

Querschnittsänderung sowie ohne Luftzu- oder -abfuhr bleibt somit auch die Strömungsgeschwindigkeit längs des Tunnels konstant.

2.3.2 Druckgleichung

2.3.2.1 Strömungsverluste

Der Druckabfall infolge von Wandreibung kann durch die folgende Gleichung berücksichtigt werden:

$$dp = -\lambda \frac{1}{D_t} \frac{\rho_t}{2} u_t^2 \cdot dx \quad (2-3)$$

Die Variable D_t beschreibt den hydraulischen Durchmesser des Tunnels und wird anhand des Umfanges U_t definiert durch:

$$D_t = \frac{4 \cdot A_t}{U_t} \quad (2-4)$$

Der Einfluss der Reynoldszahl auf die Rohrreibungszahl λ ist bei den typischen Tunnel- bzw. Kanaldurchmessern und den entsprechenden Strömungsgeschwindigkeiten vernachlässigbar [Haerter, 1961]. Die Rohrreibungszahl für Betonwände und kleine Hindernisse im Tunnel (z. B. Beleuchtungskörper, kleine Verkehrszeichen etc.) kann mit 0,015 angenommen werden [Pokorny, Weiss & Krönke, 1981].

Der Druckabfall aufgrund der Beschleunigung der ruhenden Außenluft sowie der Eintrittsverluste kann durch folgende Gleichung bestimmt werden:

$$\Delta p_e = -(1 + \zeta_e) \frac{\rho_t}{2} u_t^2 \quad (2-5)$$

Der Widerstandsbeiwert ζ_e für scharfkantige Portale kann mit 0,6 angenommen werden [Idelchik, 1989].

2.3.2.2 Kolbenshub der Fahrzeuge

Die im Tunnel verkehrende Fahrzeuge üben aufgrund ihres Fahrtwiderstandes eine Kraft auf die Tunnelströmung aus. Diese Kolbenwirkung der Fahrzeuge verursacht einen Druckabfall zwischen dem Tunnelquerschnitt vor dem Fahrzeug und hinter dem Fahrzeug, welche die Strömung im Tunnel beeinflusst. Die Druckwirkung eines Fahrzeuges mit der Geschwindigkeit u_{Fz} (positiv, wenn die Fahrtrichtung gleich der Strömungsrichtung im Tunnel entspricht) ist von der mittleren Widerstandsfläche C_{Fz} (Produkt aus Widerstandsbeiwert ζ_{Fz} und Fahrzeugstirnfläche A_{Fz}) und der Anströmgeschwindigkeit abhängig und beträgt:

$$\Delta p_{Fz} = \frac{1}{A_t} C_{Fz} \frac{\rho_t}{2} (u_{Fz} - u_t)^2 \cdot \text{sgn}(u_{Fz} - u_t) \quad \text{mit } u_t \leq u_{Fz}$$

$$\text{sgn}(u_{Fz} - u_t) := \begin{cases} +1 & \text{falls } (u_{Fz} - u_t) > 0 \\ 0 & \text{falls } (u_{Fz} - u_t) = 0 \\ -1 & \text{falls } (u_{Fz} - u_t) < 0 \end{cases} \quad (2-6)$$

Aus einem in Strömungsrichtung fahrenden Fahrzeug resultiert eine positive und aus einem in entgegengesetzte Richtung fahrenden Fahrzeug eine negative Druckwirkung.

Die Widerstandsfläche ist abhängig von der Versperrung des Tunnelquerschnitts (durch die Fahrzeuge), dem Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug und dem Fahrzeug an sich. Generell werden bei der Dimensionierung von Lüftungsanlagen mittlere Widerstandsflächen jeweils für PKWs und LKWs verwendet. In [ASTRA 13001, 2008] wird dazu eine mittlere

Widerstandsfläche von 0,9 m² für PKWs (C_{PKW}) und 5,2 m² für LKWs (C_{LKW}) angegeben. Bei einem gemischten PKW- / LKW-Verkehr kann mittels des Schwerverkehrsanteils a_{LKW} eine der Verkehrszusammensetzung entsprechende mittlere Widerstandsfläche nach folgendem Zusammenhang berechnet werden:

$$C_{FZ} = C_{PKW} \cdot (1 - a_{LKW}) + C_{LKW} \cdot a_{LKW} \quad (2-7)$$

Die resultierende Druckwirkung von Fahrzeugen (Anzahl: N_1), die in Richtung der Tunnelströmung (u_t) mit der mittleren Geschwindigkeit $u_{FZ,1}$ (positiv) fahren, und von Fahrzeugen (Anzahl: N_2), die mit der mittleren Geschwindigkeit $u_{FZ,2}$ (negativ) in die gegengesetzte Richtung fahren, für eine gemischte Verkehrszusammensetzung (LKW / PKW) ergibt sich zu:

$$\Delta p_{FZ} = \frac{1}{A_t} \frac{\rho_t}{2} \left\{ N_1 \cdot C_{FZ,1} (u_{FZ,1} - u_t)^2 \cdot \text{sgn}(u_{FZ,1} - u_t) + N_2 \cdot C_{FZ,2} (u_{FZ,2} - u_t)^2 \cdot \text{sgn}(u_{FZ,2} - u_t) \right\} \quad \text{mit } u_t \leq u_{FZ} \quad (2-8)$$

2.3.2.3 Meteorologische Einflüsse

Durch barometrische Druckdifferenzen und den Windeinfluss kann es zu Druckdifferenzen zwischen den beiden Tunnelportalen kommen. Barometrische Druckdifferenzen können durch unterschiedliche thermodynamische Zustände der Luftsäulen an den jeweiligen Portalen entstehen. Hohe Druckdifferenzen (auf gleiche Höhe bezogen) treten vor allem bei größeren Gebirgsketten auf, welche Gebiete mit unterschiedlichem Wetter trennen. Neben den barometrischen Unterschieden im Luftdruck ist auch der Winddruck auf ein Portal zu berücksichtigen. Bei einer Windgeschwindigkeit von u_w kann der Winddruck maximal gleich dem Staudruck werden. Die wirkende Druckdifferenz zwischen den beiden Tunnelportalen infolge des meteorologischen Einflusses kann durch nachfolgenden Zusammenhang ermittelt werden:

$$\Delta p_{Met} = p_{b,1} + \frac{\rho_{u,1}}{2} \cdot u_{W,1}^2 - p_{b,2} - \frac{\rho_{u,2}}{2} \cdot u_{W,2}^2 \quad (2-9)$$

Die barometrischen Drücke (bezogen auf gleiche Höhe) des Portals 1 ($p_{b,1}$) und des Portals 2 ($p_{b,2}$) sowie die entsprechenden Windverhältnisse an den jeweiligen Portalen werden meist durch geeignete meteorologische Langzeitmessungen ermittelt.

2.3.2.4 Thermische Einflüsse

Aufgrund unterschiedlicher Einflüsse (z. B. geothermische Effekte, Wärmeabgabe der Fahrzeuge, Beleuchtung usw.) stimmt üblicherweise die Temperatur im Verkehrsraum nicht mit der Umgebungstemperatur der Außenluft überein. Da die Wärmezufuhr im Voraus sehr schwer und ungenau vorhersagbar ist, werden in der Praxis Erfahrungswerte für die erwartete Lufttemperatur im Tunnel herangezogen. In [RVS 09.02.31, 2014] wird beispielsweise eine Temperaturerhöhung im Tunnel von 10 °C gegenüber der Temperatur der Außenluft angegeben. Bei Tunneln mit Längsneigung (s) führt der Unterschied zwischen Außen- und Tunnelluft über die gesamte Tunnellänge (L_t) zu einem Auf- oder Abtrieb und kann durch folgenden Druckunterschied ermittelt werden:

$$\Delta p_a = \Delta \rho \cdot g \cdot \frac{s}{100} \cdot L_t \quad (2-10)$$

Unter der Annahme eines idealen Gases und eines konstanten Umgebungsdrucks kann der Druckunterschied anhand der Außen- und Tunnellufttemperatur (T_u und T_t) näherungsweise wie folgt beschrieben werden:

$$\Delta p_a = \rho_u \frac{T_t - T_u}{T_t} \cdot g \cdot \frac{s}{100} \cdot L_t \quad (2-11)$$

2.3.3 Längsgeschwindigkeit im Tunnel

2.3.3.1 Natürliche Längslüftung

Durch Anwendung der bisher angeführten Gleichungen, kann die Druckgleichung für eine natürliche Längslüftung folgendermaßen zusammengefasst werden:

$$\left(1 + \zeta_e + \lambda \frac{L_t}{D_t}\right) \frac{\rho_t}{2} u_t^2 = \Delta p_{Fz} + \Delta p_{Met} + \Delta p_a \quad (2-12)$$

Die rechte Seite der Gleichung enthält die Druckänderung aufgrund des Verkehrs, der meteorologischen Einflüsse und des natürlichen Auftriebes. Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung (2-2), ohne Luftzu- oder -abfuhr kann somit die Strömung der natürlichen Längslüftung berechnet werden.

2.3.3.2 Mechanische Längslüftung

Bei mechanischen Längslüftungen kann die Längsströmung in Tunneln mittels Strahlventilatoren bzw. anhand eines Saccardo- bzw. IK-Systems beeinflusst werden (siehe Kapitel 2.2.2.2). Die dadurch verursachten Druckänderungen im Tunnel werden in den folgenden Kapiteln 2.3.3.2.1 und 2.3.3.2.2 behandelt und ergänzen die rechte Seite der Gleichung (2-12) entsprechend.

2.3.3.2.1 Einfluss der Strahlventilatoren

Strahlventilatoren saugen einen Teil der Tunnelluft an, welche dann mit erhöhter Geschwindigkeit wieder in den Tunnel eingeblasen wird. Dieser Impuls des Treibstrahles wird auf die langsamere umliegende Tunnelströmung übertragen, bis stromabwärts des Strahlventilators wieder eine ungestörte Strömung vorliegt. Diese Impulsübertragung bewirkt einen Druckanstieg stromabwärts des Strahlventilators. Die mathematische Beschreibung der Impulsübertragung eines Strahlventilators in einem Tunnel wurde von [Meidinger, 1964], gefolgt von [Rohne, 1964] und [Kempf, 1965] eingeführt und wird im Folgenden nochmal zusammengefasst.

Nach [Meidinger, 1964] und [Truckenbrodt, 2008] lässt sich der theoretische Druckanstieg (verlustfrei) im Tunnel infolge eines Treibstrahles gemäß Abbildung 2-1 wie folgt formulieren:

$$\Delta p_{sv_th} = \frac{\rho_t}{2} u_s^2 \cdot \left[\left(2 \frac{A_s}{A_t} - 2 \frac{A_s u_t}{A_t u_s} \right) + \frac{\left(\frac{A_s}{A_t} \right)^2 - 2 \left(\frac{A_s}{A_t} \right)^3 + 2 \left(\frac{A_s}{A_t} \right)^3 \frac{u_t}{u_s} - \left(\frac{u_t}{u_s} \right)^2 \left(\frac{A_s}{A_t} \right)^2}{\left(1 - \frac{A_s}{A_t} \right)^2} \right] \quad (2-13)$$

Da eine gewisse Menge der Tunnelluft durch den Strahlventilator strömt, kommt es im unmittelbaren Umfeld des Ventilators zu einer Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel und folglich zu einem Druckabfall. Bei einer freien Strömung ohne Begrenzung durch die Tunnelwand würde dies durch das Nachströmen von Luftmasse kompensiert werden. Der Einfluss durch die Begrenzung der Tunnelwand hängt hauptsächlich vom Flächenverhältnis $\left(\frac{A_s}{A_t}\right)$ ab und wird durch den zweiten Term in der eckigen Klammer der Gleichung (2-13) berücksichtigt. Eine Diskussion dazu kann ebenfalls in [Meidinger, 1964], [Rohne, 1964], [Armstrong, Bennett & Matthews, 1994] und [Tarada & Brandt, 2009] gefunden werden.

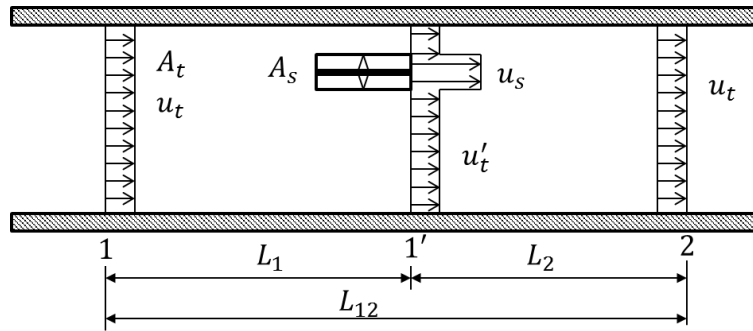


Abbildung 2-1: Schematische Darstellung eines Strahlventilators im Tunnel [Beyer M. , Sturm, Saurwein & Bacher, 2016]

Da das Flächenverhältnis $\left(\frac{A_s}{A_t}\right)$ in der Praxis gering ist, ist es somit für die lüftungstechnische Anwendung üblich, die Gleichung (2-13) durch Vernachlässigung des zweiten Terms in der eckigen Klammer zu vereinfachen (siehe [Meidinger, 1964], [Rohne, 1964] und [Tarada & Brandt, 2009]). Dies führt zu der nachfolgenden Gleichung und entspricht zugleich der Druckerhöhung infolge eines Treibstrahles bei einer freien Strömung gem. [Truckenbrodt, 2008].

$$\Delta p_{SV_{th}} = \rho_t u_s^2 \frac{A_s}{A_t} \cdot \left(1 - \frac{u_t}{u_s}\right) \quad (2-14)$$

Je nach Flächenverhältnis $\left(\frac{A_s}{A_t}\right)$ wird die Druckdifferenz anhand dieser Gleichung zwischen 2 und 4% (bei den üblichen Dimensionen), verglichen zum exakten Ansatz (Gleichung (2-13)), unterschätzt und entspricht folglich einem konservativen Ansatz [HBI Hearter AG, 2010].

In der Realität ist die Impulsübertragung der Strahlventilatoren zur Tunnelströmung mit Strömungsverlusten behaftet. Diese werden maßgeblich durch die erhöhten Wandschubspannungen an der Tunnelwand (bei wandnaher Montage der Strahlventilatoren) und den Reibungsverlusten aufgrund Dissipation bei der Impulsübertragung zwischen der hohen Treibstrahlgeschwindigkeit und der umgebenden Tunnelluft verursacht. Durch die Einführung eines Einbauwirkungsgrades η kann die reduzierte Wirkung des Ventilatorschubes infolge der genannten Einflüsse berücksichtigt werden:

$$\Delta p_{SV} = \frac{\eta}{100} \cdot \rho_t u_s^2 \frac{A_s}{A_t} \cdot \left(1 - \frac{u_t}{u_s}\right) \quad (2-15)$$

Der so definierte Einbauwirkungsgrad wurde anhand von Messungen und numerischen Strömungssimulationen für unterschiedliche Konfigurationen untersucht (siehe Kapitel 4). Da diese Formulierung bei der Ermittlung des Einbauwirkungsgrades herangezogen wurde, ist die zuvor diskutierte Abweichung zwischen Gleichung (2-13) und (2-14) bereits im Einbauwirkungsgrad enthalten. Durch Auswertung und Vergleich der beiden Ansätze (2-13) und (2-14) kann diese Abweichung bei Bedarf auch nachträglich ermittelt werden.

Vom Hersteller wird üblicherweise nur der Standschub F_0 bei einer Referenzdichte ρ_0 bereitgestellt. Der Standschub wird bei einer freien Ausströmung in ruhender Umgebungsluft bestimmt. Durch den Einbau des Strahlventilators kommt es jedoch zu einer Behinderung oder Unterstützung der freien Ausströmung (Behinderung wie z. B. durch die Tunnelwand bei wandnaher bzw. Nischenmontage oder Unterstützung wie z. B. bei mehreren in einem Querschnitt parallel montierten Strahlventilatoren), was zu einer Verschiebung des Betriebspunktes führt. Eine Betriebspunktverschiebung resultiert, verglichen zum Standschub, je nach Beeinflussung der freien Ausströmung in eine Verringerung oder Erhöhung des Ventilatorschubes. Um den Auswirkungen einer solchen Betriebspunktverschiebung Rechnung

zu tragen, wird der Schubkoeffizient k_{op} eingeführt. Der so definierte Schubkoeffizient wurde durch Messungen in realen Tunnelanlagen untersucht (siehe Kapitel 4). Bei Verwendung des Standschubes F_0 kann der Schub des Strahlventilators im eingebauten Zustand $\rho_t u_s^2 A_s$ aus der Gleichung (2-15) wie folgt formuliert werden:

$$F_s = \rho_t u_s^2 A_s = \frac{\rho_t}{\rho_0} \cdot \frac{k_{op}}{100} \cdot F_0 \quad (2-16)$$

2.3.3.2.2 Einfluss eines Saccardo- bzw. IK-Systems

Bei solchen Systemen wird durch das Einbringen von Luftmasse bei erhöhter Geschwindigkeit die Längsströmung im Tunnel einerseits durch die zusätzlich eingebrachte Luftmasse und andererseits die Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung beeinflusst. Die theoretischen Grundlagen solcher Systeme wurden bereits in [Tabarra, Matthews & Kenrick, 2000], [HBI Hearter AG, 2010], [Tarada & Brandt, 2009] und [Sturm, Beyer & Bacher, 2013] behandelt und werden im Folgenden noch einmal zusammengefasst. Da im Rahmen der vorliegenden Arbeit im Speziellen Untersuchungen an IK-Systemen durchgeführt wurden, wird vorwiegend auf dieses System eingegangen. In der nachfolgenden Abbildung 2-2 ist die Impulseinbringung mittels einer Frischluftimpulsklappe schematisch dargestellt:

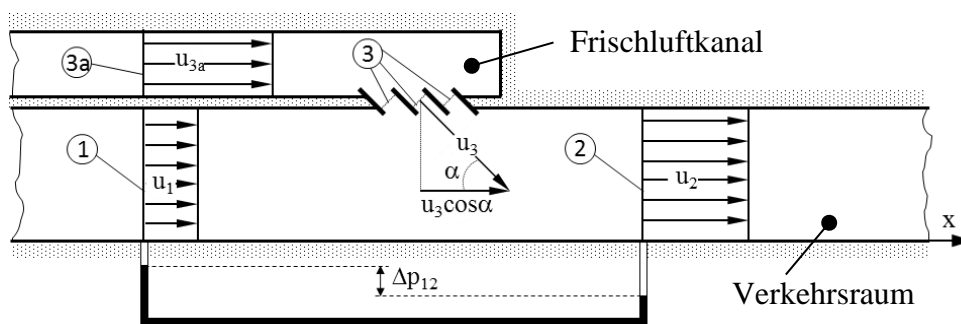


Abbildung 2-2: Schematische Darstellung eines IK-Systems bei einer Impulseinbringung in Strömungsrichtung [Sturm, Beyer & Bacher, 2013]

Das Einströmen der zusätzlichen Luftmasse bewirkt stromabwärts im Tunnel eine höhere Strömungsgeschwindigkeit u_2 , wodurch die Strömungsverluste (infolge von Wandreibung etc.) in diesem Bereich zunehmen. Die in Tunnellängsrichtung resultierende Geschwindigkeitskomponente der einströmenden Luftmasse wirkt als Treibstrahl und resultiert aufgrund der Impulsübertragung in eine Druckdifferenz. Ist die Druckabnahme aufgrund der zusätzlichen Strömungsverluste stromabwärts der Frischlufteinblasung geringer als die positive Druckdifferenz infolge der Impulsübertragung, dann erhöht sich die Geschwindigkeit u_1 stromaufwärts. Halten sich beide Druckdifferenzen im Gleichgewicht, dann bleibt die Strömungsgeschwindigkeit u_1 stromaufwärts unverändert. Ist die Druckdifferenz infolge der Impulsübertragung geringer als jene der zusätzlich zu überwindenden Reibungsverluste, dann verringert sich die Geschwindigkeit stromaufwärts. Je nach Verhältnis der Druckdifferenzen (Impulsübertragung / Reibung) kann die Geschwindigkeit u_1 stromaufwärts soweit verringert werden, dass es zu einer Umkehr der Strömungsrichtung kommt. In diesem Grenzfall kommt es zu einer Aufteilung der eingebrachten Luftmasse und zu einer Strömung in beide Richtungen. Die nachfolgende Abbildung 2-2 zeigt das Strömungsverhalten bei einem derartigen Grenzfall.

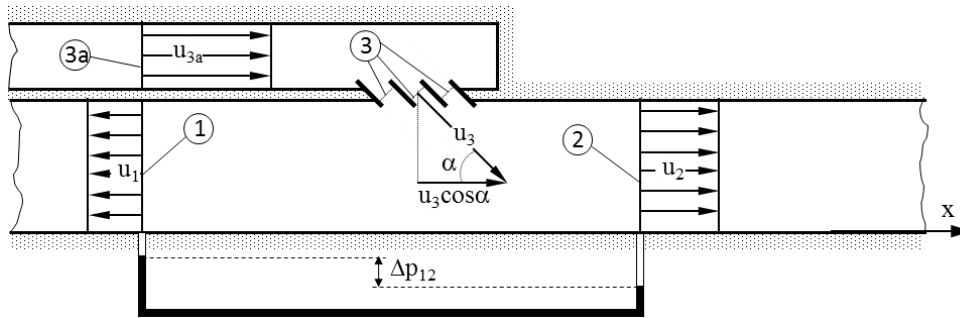


Abbildung 2-3: Schematische Darstellung eines IK-Systems bei einer Impulseinbringung in Strömungsrichtung mit Rückströmung [Sturm, Beyer & Bacher, 2013]

Bei beispielsweise hohen meteorologisch bedingten Druckdifferenzen zwischen den Portalen ist es gegebenenfalls notwendig (siehe Kapitel 2.2.3.2) die Strömung im Tunnel abzubremsen. Dabei wird die Frischluft über die verstellbaren Lamellenklappen in entgegengesetzter Richtung zur Tunnelströmung eingeblasen (siehe Abbildung 2-3). Diese Methode der Strömungsabbremmung ist sehr effizient, da einerseits die erhöhten Reibungsverluste durch die Geschwindigkeitszunahme (infolge der eingebrachten Luftmassen) stromabwärts und andererseits die Druckdifferenz aufgrund der Impulsübertragung auf die Strömung verzögernd wirken. Je nach Druckverhältnis kann es im Grenzfall wie zuvor beschrieben auch hier zu einer Aufteilung der eingebrachten Luftmasse in beide Richtungen kommen.

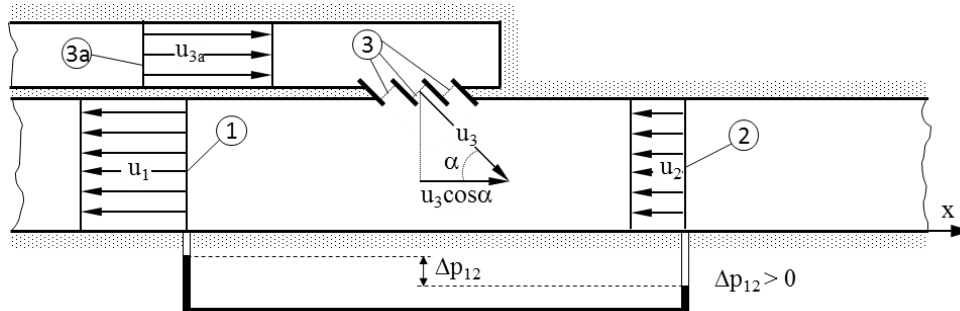


Abbildung 2-4: Schematische Darstellung eines IK-Systems bei einer Impulseinbringung gegen die Strömungsrichtung [Sturm, Beyer & Bacher, 2013]

Der zuvor angeführten Beschreibung zufolge lassen sich somit nachstehende drei stationäre Strömungszustände definieren:

- Impulseinbringung in Strömungsrichtung („Antreiben“)
- Impulseinbringung in Strömungsrichtung mit Rückströmung („Aufteilen“)
- Impulseinbringung gegen die Strömungsrichtung („Behindern“)

Die aufgrund der Einbringung von Luftmasse und der Impulsübertragung verursachte Druckänderung $\Delta p_{IK_{th}}$ kann mittels des Impulssatzes und der Kontinuitätsgleichung ermittelt werden. Ausgehend von einer Impulseinbringung in Strömungsrichtung gem. Abbildung 2-2 bei konstanter Luftdichte und Tunnelquerschnittsfläche kann die Druckänderung wie folgt formuliert werden:

$$\Delta p_{IK_{th}} = (p_2 - p_1) = \rho_t \cdot \left(u_1^2 - u_2^2 + \frac{A_3}{A_t} u_3^2 \cos \alpha \right) \quad (2-17)$$

Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung (2-18) und der Definition der eingebrachten Impulskraft in Tunnellängsrichtung F_{IK} (2-19) kann für die Druckänderung gem. Gleichung (2-17) vereinfacht folgender Zusammenhang definiert werden:

$$u_3 A_3 = (u_2 - u_1) A_t \quad (2-18)$$

$$F_{IK} = A_3 \cdot \rho_t \cdot u_3^2 \cdot \cos \alpha \quad (2-19)$$

$$\Delta p_{IK_th} = \frac{F_{IK}}{A_t} \cdot \left(1 - \frac{u_1 + u_2}{u_3 \cos \alpha} \right) \quad (2-20)^3$$

Unter der Voraussetzung, dass die Richtung der eingebrachten Luftmasse die positive Strömungsrichtung definiert, gilt die angegebene Gleichung (2-20) für alle drei Strömungszustände.

Die Einbringung von Frischluft verursacht Verwirbelungen, welche mit Strömungsverlusten behaftet sind. Zudem treten im Bereich der Einblasung erhöhte Wandschubspannungen (vor allem bei flachen Einströmwinkeln durch das Anlegen des Treibstrahles an der Tunnelwand) auf. Diese Strömungsverluste beeinflussen die Umsetzung der eingebrachten Impulskraft, welche mit einem Impulsumsetzungskoeffizienten k_{MX} wie folgt berücksichtigt werden kann ([Tabarra, Matthews & Kenrick, 2000], [HBI Hearter AG, 2010]):

$$\Delta p_{IK} = (p_2 - p_1) = \rho_t \cdot \left(u_1^2 - u_2^2 + k_{MX} \cdot \frac{A_3}{A_t} u_3^2 \cos \alpha \right) \quad (2-21)$$

In vereinfachter Form kann unter Berücksichtigung des Impulsumsetzungskoeffizienten die Druckänderung folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$\Delta p_{IK} = \frac{F_{IK}}{A_t} \cdot \left(k_{MX} - \frac{u_1 + u_2}{u_3 \cos \alpha} \right) \quad (2-22)^3$$

Anhand des so definierten Zusammenhanges wurde der Impulsumsetzungskoeffizient speziell für IK-Systeme anhand von Messungen und numerischen Simulationen für unterschiedliche Strömungszustände im Tunnel untersucht (siehe Kapitel 5).

Bei Zufuhr von Luftmasse ohne Impulsanteil in Tunnellängsrichtung wird $\cos \alpha$ zu null. Dieser Grenzübergang führt zu Gleichung (2-23) gemäß [Haerter, 1961] (siehe nachfolgendes Kapitel 2.3.4).

2.3.3.3 Mechanische Querlüftung

Die Längsströmung im Tunnel wird bei quergelüftete Tunneln, durch das Einblasen von Frischluft sowie das Absaugen der verbrauchten Tunnelluft, beeinflusst. Diese Geschwindigkeitsänderung längs des Tunnels lässt sich mittels der Kontinuitätsgleichung (2-2) bestimmen. Dabei kann die Dichte mit guter Näherung als konstant angesehen werden. Die lokale Strömungsgeschwindigkeit ist bei der Ermittlung der Strömungsverluste (2-3) sowie des Kolbenschlusses der Fahrzeuge (2-8) entsprechend zu berücksichtigen. Neben den bereits beschriebenen Druckgleichungen ist bei quergelüftete Tunneln zusätzlich die Druckänderung aufgrund der örtlichen Geschwindigkeitsänderung in die Berechnung mit einzubeziehen.

Wird beispielsweise bei einer Vollquerlüftung genau so viel verbrauchte Tunnelluft abgeführt wie Frischluft zugeführt, dann kommt es zu keiner Änderung der Längsströmung im Tunnel. Werden die Luftmengen zusätzlich ohne Impulsanteile in Längsrichtung ausgetauscht, dann

³ [Sturm, Beyer & Bacher, 2013]

kommt es folglich auch zu keiner Druckänderung gem. Gleichung (2-23).

2.3.3.3.1 Druckänderung aufgrund örtlicher Geschwindigkeitsänderung

Bei quergelüfteten Tunneln werden meist gleichverteilt über weite Strecken mittels Abluftkanälen Luftmengen entnommen und mittels Zuluftkanälen Frischluftmengen eingeblasen. Die daraus resultierende örtliche Geschwindigkeitsänderung im Verkehrsraum führt zu einer Druckänderung. Diese kann anhand des Impulssatzes unter der Voraussetzung, dass der Tunnelquerschnitt im betrachteten Element konstant bleibt, mit folgender Gleichung ermittelt werden:

$$dp = -k_t \cdot \rho_t \cdot d \left(\frac{u_t^2}{2} \right) \quad (2-23)$$

Das Absaugen bzw. Einblasen von Luftmengen kann einen bestimmten Impuls in Tunnellängsrichtung (positiv oder negativ) mitbringen. Diese Impulsanteile in Längsrichtung werden durch den Faktor k_t berücksichtigt. Bei zu oder abgeführten Luftmengen, die keinen Impuls in Längsrichtung aufweisen, nimmt der Faktor k_t den Wert 2 an [Haerter, 1961].

2.3.4 **Längsgeschwindigkeit im Zu- und Abluftkanal**

Die Strömungs- und Druckverhältnisse in einem Zu- (Index z) und Abluftkanal (Index a) werden in [Haerter, 1961], [Kempf, 1963] und [Kempf, 1964] ausführlich behandelt. Auf Basis dieser Untersuchungen werden die angeführten Grundgleichungen zur Beschreibung der Strömung an dieser Stelle überblicksmäßig zusammengefasst.

Die örtliche Geschwindigkeit im Zu- (u_z) sowie Abluftkanal (u_a) kann unter der Annahme eines konstanten Kanalquerschnittes mittels der Kontinuitätsgleichung (2-2) bestimmt werden und nimmt demnach folgende Form an:

$$A_{a,z} \frac{du_{a,z}}{dx} = \pm (f' w)_{a,z} \quad (2-24)$$

Sie beschreibt, dass die Volumenstromänderung im Luftkanal gleich der pro dx zuströmenden ($+f'_a w_a$) oder abströmenden Menge ($-f'_z w_z$) ist. Die Variable $f'_{a,z}$ stellt die freie Querschnittsfläche der Abluft- (a) bzw. Zuluftöffnung (z) dar. Diese Öffnungen werden mit der mittleren Ein- (a) bzw. Austrittsgeschwindigkeit (z) $w_{a,z}$ durchströmt.

Die Geschwindigkeiten $w_{a,z}$ sind von der Druckdifferenz zwischen dem Verkehrsraum und dem jeweiligen Luftkanal sowie den Strömungsverlusten durch die entsprechenden Kanalöffnungen abhängig. Sie lassen sich anhand der erweiterten Gleichung von Bernoulli bestimmen. Für eine Abluftöffnung, die in einen Verkehrsraum mit dem dort vorherrschenden statischen Druck p_t (bezogen auf den Außendruck) und praktisch ruhender Luft mündet, kann somit folgende Beziehung formuliert werden:

$$p_t = p_a + (1 + \zeta_a) \frac{\rho_a}{2} w_a^2 \quad (2-25)$$

Der Widerstandsbeiwert ζ_a umfasst die Eintrittsverluste durch die Abluftklappe.

Für eine Zuluftöffnung, durch die Luft in den Verkehrsraum einströmt, kann vereinfacht folgender Zusammenhang gefunden werden:

$$p_z + \frac{\rho_z}{2} u_z^2 = p_t + (1 + \zeta_z) \frac{\rho_z}{2} w_z^2 \quad (2-26)$$

Der Widerstandsbeiwert ζ_z umfasst die Umlenk- sowie Strömungsverluste durch die Zuluftöffnung.

Die Druckgleichung für den Abluft- sowie Zuluftkanal mit konstantem Strömungsquerschnitt

kann nach Gleichung (2-3) und (2-23) wie folgt zusammengefasst werden.

$$dp_{a,z} = -\lambda \frac{1}{D_{a,z}} \frac{\rho_{a,z}}{2} u_{a,z}^2 \cdot dx - k_{a,z} \cdot \rho_{a,z} \cdot d \left(\frac{u_{a,z}^2}{2} \right) \quad (2-27)$$

Der Druckumsetzungskoeffizienten k_a für die Luftzunahme im Abluftkanal sowie k_z für die Luftabnahme im Zuluftkanal wurde bereits von [Haerter, 1961], [Kempf, 1963] und [Kempf, 1964] untersucht.

2.3.5 Einfluss eines Fahrzeugbrandes

Bei einem Brand im Tunnel wird je nach Art der Brandquelle und des Brandverhaltens eine bestimmte Wärmeleistung erzeugt. Diese Brandleistung erhöht die abströmende Lufttemperatur und beeinflusst die Strömung in vielerlei Hinsicht. Unter der Annahme, dass sich das Luft / Rauchgasgemisch gemäß dem Gesetz eines idealen Gases verhält, sinkt die Dichte proportional mit steigender Temperatur bei annähernd konstantem Umgebungsdruck. Unter der Voraussetzung, dass die Tunnelquerschnittsfläche konstant bleibt, erhöht sich infolge der Kontinuitätsgleichung die Strömungsgeschwindigkeit proportional mit der Dichteabnahme. Diese Zusammenhänge nehmen Einfluss auf die Druckberechnung im Tunnel. Im Folgenden wird auf einige wesentliche Bereiche genauer eingegangen.

- Wandreibung
- Fahrzeugwiderstand
- Schubminderung der Strahlventilatoren
- Brandauftrieb
- Druckänderung aufgrund von Dilatation

Der Einfluss der Brandleistung und der Temperaturerhöhung für die Strömung im Abluftkanal wird im Kapitel 3.4 behandelt.

2.3.5.1 Wandreibung

Gemäß der Gleichung (2-3) lässt sich der Druckabfall infolge Reibung wie folgt berechnen:

$$dp = -\lambda \frac{1}{D_t} \frac{\rho}{2} u^2 \cdot dx$$

Die ortsabhängige Dichte ρ und Strömungsgeschwindigkeit u beziehen sich dabei auf die querschnittsgemittelten Werte im Verkehrsraum. Anhand der Zustandsgleichung für ideales Gas kann die Dichte im Tunnel durch den lokalen Druck p und der lokalen Temperatur T im Tunnel wie folgt ausgedrückt werden:

$$\rho = \rho_i \frac{T_i}{T} \cdot \frac{p}{p_i} \quad (2-28)$$

Der Index i bezieht sich auf die Initialzustände im Tunnel, welche stromaufwärts des Brandortes vorherrschen (Zustände vor der Erwärmung). Zusammen mit der Gleichung (2-28) und der Kontinuitätsgleichung (2-1) bei konstantem Tunnelquerschnitt sowie ohne Massezufuhr oder -abfuhr ergibt sich für die Geschwindigkeit im Tunnel folgender Zusammenhang:

$$u = u_i \frac{T}{T_i} \cdot \frac{p_i}{p} \quad (2-29)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (2-28) und (2-29) in die Gleichung (2-3) kann der Druckabfall in Abhängigkeit der Temperatur T im Tunnel gem. [Bohl & Elmendorf, 2005] wie folgt definiert werden:

$$dp = -\lambda \frac{1}{D_t} \frac{\rho_i}{2} u_i^2 \frac{p_i}{T_i} \cdot \frac{T}{p} \cdot dx \quad (2-30)$$

Wie bereits im Kapitel 2.3.2.1 erwähnt ist der Einfluss der Reynoldszahl (Änderung der Reynoldszahl aufgrund der Temperaturabhängigkeit der kinematischen Zähigkeit) auf die Rohrreibungszahl λ vernachlässigbar. Demnach kann die Rohrreibungszahl in Gleichung (2-30) als konstant angenommen werden.

2.3.5.2 Fahrzeugwiderstand

Bei einem Fahrzeugbrand kommen je nach Verkehrsführung (GV oder RV), Verkehrsaufkommen und Behinderung der Fahrbahn die Fahrzeuge an beiden Seiten des Brandortes oder nur stromaufwärts des Brandortes zum Stehen (siehe Kapitel 2.2.3.2). Die stehenden Fahrzeuge im Tunnel verursachen einen Strömungsverlust der anhand der Gleichung (2-6) durch Nullsetzen der Fahrzeuggeschwindigkeit $u_{Fz,1}$ und $u_{Fz,2}$ berechnet werden kann. Die Anzahl der Fahrzeuge im Tunnel N ist unter anderem abhängig von der Verkehrsstärke und der Staulänge L_{st} . Eine Ermittlung der Anzahl der Fahrzeuge und der Staulänge kann beispielsweise in [Asfinag PLaPB-TLü, 2016] gefunden werden. Die Strömungsverluste jener Fahrzeuge, die stromabwärts vom Brandort zum Stehen kommen (N_T), werden von den Temperatureinflüssen beeinflusst. Durch Einsetzen der Gleichungen (2-28) und (2-29) in Gleichung (2-6) kann der Druckabfall infolge der Fahrzeugreibung, welche im Temperaturbeeinflussten Bereich (L_{T_st}) stehen, anhand des nachfolgenden Zusammenhangs ausgedrückt werden:

$$dp = -\frac{N_T \cdot C_{Fz}}{L_{T_st}} \cdot \frac{1}{A_t} \frac{\rho_i}{2} u_i^2 \frac{p_i}{T_i} \cdot \frac{T}{p} \cdot dx \quad (2-31)$$

2.3.5.3 Schubminderung der Strahlventilatoren

Die Druckerhöhung im Tunnel infolge des Treibstrahles eines Strahlventilators bezogen auf den Standschub F_0 und die Referenzdichte ρ_0 gem. Gleichungen (2-15) und (2-16) ist proportional zur Dichte im Tunnel. Bei den stromabwärts vom Brandort befindlichen Strahlventilatoren sinkt aufgrund des Temperatureinflusses die Dichte und somit die Druckerhöhung im Tunnel gemäß folgender Gleichung.

$$\Delta p_{SV} = \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \frac{\eta \cdot k_{op}}{100} \cdot \frac{F_0}{A_t} \cdot \left(1 - \frac{u_t}{u_s}\right) \quad (2-32)$$

Mit der allgemeinen Gasgleichung kann die Druckerhöhung in Abhängigkeit der Temperatur T und des Luftdrucks p im Tunnel am Montageort des Strahlventilators wie folgt ermittelt werden:

$$\Delta p_{SV} = \frac{1}{T} \frac{p}{R \cdot \rho_0} \cdot \frac{\eta \cdot k_{op}}{100} \cdot \frac{F_0}{A_t} \cdot \left(1 - \frac{u_t}{u_s}\right) \quad (2-33)$$

2.3.5.4 Brandauftrieb

Wie bereits im Kapitel 2.3.2.4 beschrieben kommt es durch die Temperaturunterschiede außerhalb und innerhalb des Tunnels zu einer Druckdifferenz. Durch die Wärmefreisetzung bei Tunnelbränden wird die Luft im Tunnel erwärmt. Diese Temperaturerhöhung gegenüber der Umgebungstemperatur T_i im Tunnel (Temperatur stromaufwärts vom Brandort) verursacht, je nach Längsneigung und Strömungsrichtung, einen zusätzlichen Auf- oder Abtrieb, der die Strömung im Tunnel beeinflusst. Die Druckdifferenz aufgrund des durch den Brand verursachten Auf- oder Auftriebs kann gem. (2-11) durch nachfolgende Gleichung ausgedrückt werden:

$$dp = \rho_i \frac{T - T_i}{T} \cdot g \cdot \frac{s}{100} \cdot dx \quad (2-34)$$

2.3.5.5 Druckänderung aufgrund von Dilatation

Infolge der Brandleistung \dot{Q} dehnt sich die Luft aus, wodurch es zu einer örtlichen Geschwindigkeitsänderung kommt. Zudem wird, je nach Brennmedium und Abbrandrate, der Strömung Masse \dot{m}_Q zugeführt. Beides führt beim Durchströmen der Brandzone zu einer Druckänderung infolge einer Impulsänderung. Unter der Voraussetzung, dass die Querschnittsfläche konstant bleibt, kann mittels der Kontinuitätsgleichung (2-1) und des Impulssatzes die Druckänderung gem. Abbildung 2-5 folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$\Delta p_B = \rho_i u_i \left\{ u_i - u_B \left(1 + \frac{\dot{m}_Q}{\dot{m}_i} \right) \right\} \quad (2-35)$$

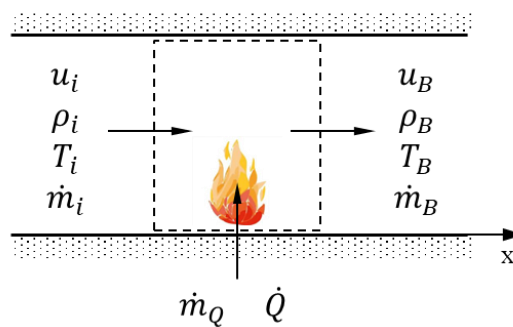


Abbildung 2-5: Kontrollvolumen im Tunnel um die Brandzone bei einer Strömung von links nach rechts

Da im Allgemeinen das Verhältnis $\frac{\dot{m}_Q}{\dot{m}_i}$ sehr gering ($\ll 1$) ist, kann die Massenzufuhr für die Ermittlung der Druckänderung vernachlässigt werden. Dies führt zu folgendem Zusammenhang, welcher von [Flemming, Clark, Meeks & Wicht, 2016] angeführt wurde:

$$\Delta p_B = \rho_i u_i (u_i - u_B) \quad (2-36)$$

Unter Berücksichtigung der Massenerhaltung und durch Hinzunahme der allgemeinen Gasgleichung kann diese Gleichung auch in Abhängigkeit der Temperatur T_B unmittelbar nach dem Brandherd (siehe Gleichung (2-39)) ausgedrückt werden.

$$\Delta p_B = \rho_i u_i^2 \left(1 - \frac{T_B}{T_i} \right) \quad (2-37)$$

Eine andere Methode für die Ermittlung der Druckdifferenz wurde von [Dutrieue & Jacques, 2006] präsentiert. Hierbei wurde anhand von numerischen Strömungssimulationen in Abhängigkeit der Brandleistung, der Strömungsgeschwindigkeit, dem hydraulischen Durchmesser im Tunnel und der empirischen Konstante c_1 ($c_1 \approx 41,5 \cdot 10^{-6}$) folgender empirischer Zusammenhang angegeben:

$$\Delta p_B = - \frac{(\dot{Q} \cdot \eta_{Brand})^{0,8} \cdot u_i^{1,5}}{D_t^{1,5}} c_1 \quad (2-38)$$

Ein Vergleich der beiden Ansätze wird in [Flemming, Clark, Meeks & Wicht, 2016] angegeben. Die ursprüngliche Form der Gleichung (2-38) wurde um den Brandwirkungsgrad η_{Brand} (konvektive Anteil der Wärmeleistung) ergänzt, da nur der konvektive Anteil der Brandleistung

einen Beitrag zur Erwärmung des Fluides leistet (siehe Kapitel 3.2).

2.3.5.6 Bemessung der Gastemperatur im Brandfall

Wie bereits in den vorangegangenen Kapiteln behandelt, ist der Einfluss eines Fahrzeugbrandes von der örtlichen Gastemperatur T_B bzw. von der Temperatur T_B unmittelbar nach dem Brandort abhängig (siehe Gleichung (2-30), (2-31), (2-33), (2-34) und (2-37)). Eine Berechnungsmethode zur Ermittlung der örtlichen Temperatur im Tunnel wurde bereits von [Opstad, Aune & Henning, 1997], [Beyer, Sturm & Höpperger, 2010b] und [Sturm, Bacher, Beyer, Höpperger & Croll, 2011] behandelt. Diese Ausführungen bilden die Grundlage für die Untersuchungen in Kapitel 3 und werden an dieser Stelle nochmal zusammengefasst.

Die Temperatur unmittelbar nach dem Brandort (stromabwärts) lässt sich anhand des Kontrollvolumens in Abbildung 2-5 unter der Vernachlässigung der zugeführten Masse \dot{m}_Q wie folgt berechnen:

$$T_B = \frac{\dot{Q} \cdot \eta_{Brand}}{\dot{m}_i \cdot c_p} + T_i \quad (2-39)$$

Die spezifische Wärmekapazität der Luft bei konstantem Druck c_p ist temperaturabhängig, wonach die mittlere integrale Wärmekapazität entsprechend der Temperatur T_B und T_i verwendet werden sollte. Der Brandwirkungsgrad η_{Brand} berücksichtigt wiederum den konvektiven Anteil der Brandleistung (siehe Kapitel 3.2)

Die so errechnete Gastemperatur am Brandort nimmt stromabwärts aufgrund der konvektiven Wärmeübertragung zur kühleren Tunnelwand ab, bis die Temperatur der Tunnelwand erreicht wird oder die heißen Rauchgase den Verkehrsraum verlassen (durch Absaugung oder Ausströmen beim Tunnelportal). Die Abnahme der Gastemperatur infolge der konvektiven Wärmeübertragung kann mittels der Energiegleichung für eine eindimensionale Strömung wie folgt beschrieben werden:

$$\dot{m}_i \cdot c_p \cdot dT = -U_t \cdot \alpha \cdot (T_i - T) \cdot dx \quad (2-40)$$

Bei diesem Ansatz wird davon ausgegangen, dass die Temperatur der Tunnelwand konstant bleibt und vor den Brand die Lufttemperatur T_i und die Wandtemperatur den gleichen Wert haben. Weiters wird vorausgesetzt, dass der Massenstrom, der Wärmeübergangskoeffizient α , der Umfang des Verkehrsraumes U_t und die spezifische Wärmekapazität c_p (mittlere integrale Wärmekapazität entsprechend T_i und T_B) konstant sind. Unter diesen Annahmen, liefert die Integration der Gleichung (2-40) von $x=0$ (Brandort) bis x entlang der Tunnellängsachse folgenden exponentiellen Temperaturverlauf.

$$T(x) = T_i + (T_B - T_i) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha \cdot U_t}{c_p \cdot \dot{m}_i}\right) \cdot x} \quad (2-41)$$

Die Schwierigkeit bei diesem Ansatz besteht darin, geeignete Wärmeübergangskoeffizienten zu finden, da die Strömung in der Nähe des Brandortes ein stark dreidimensionales Verhalten aufweist. Da es sich bei der Gleichung (2-41) um einen eindimensionalen Ansatz handelt, müssen geeignete Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden, welche die dreidimensionalen Strömungseffekte abbilden, um einen repräsentativen Temperaturverlauf im Tunnel ermitteln zu können. Dazu werden in Kapitel 3 durch die Methode der numerischen Strömungssimulationen entsprechende Untersuchungen durchgeführt.

2.3.6 Eindimensionale Berechnungsprogramme

Für die Berechnung der Tunnelströmung wurden von verschiedenen Institutionen eindimensionale Programme entwickelt, die teilweise auf den zuvor angeführten Grundlagen basieren. Im Folgenden soll ein kurzer Überblick über die weltweit verbreitetsten Modelle zur eindimensionalen Berechnung gegeben werden.

2.3.6.1 CAMATT

Die Software CAMATT [CETU, 2011] wurde in Frankreich am CETU (Zentrum für Tunnelstudien) entwickelt und 2003 eingeführt. Sie kommt hauptsächlich in Frankreich, aber im eingeschränkten Ausmaß auch außerhalb Frankreichs zur Anwendung und eignet sich für die Dimensionierung von unterschiedlichen Lüftungssystemen und die Bewertung von Lüftungsstrategien im Brandfall in Anlehnung an die französischen Richtlinien.

2.3.6.2 IDA

Die Software IDA eignet sich für die Dimensionierung für Straßen- sowie Bahntunnel und wurde von der Firma EQUA Simulation AB in Schweden entwickelt [EQUA Simulation AB, 2012]. Mit dieser Software können Längsgeschwindigkeiten, Druckverläufe, Temperaturverläufe und Schadstoffkonzentrationen komplexer Tunnelnetzwerke berechnet werden. Sie findet international ihre Anwendung.

2.3.6.3 SES

Die Abkürzung SES steht für Subway Environment Simulation und wurde vom US-Verkehrsministerium veröffentlicht [U.S. Department of Transportation, 2001]. Dieses Programm wurde hauptsächlich für die Berechnung der Luftbewegung, der Temperatur und der Luftfeuchtigkeit sowie für Klimatisierungsanforderungen von mehrspurigen U-Bahn-Systemen erstellt. Die zuletzt veröffentlichte Version SES 4.1 wurde standardmäßig für die Lüftungsdimensionierung von U-Bahnen aber auch Verkehrstunnel herangezogen.

2.4 Numerische Strömungssimulation (CFD)

Strömungsvorgänge können mittels der Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls (Navier-Stokes-Gleichungen) und Energie beschrieben werden (siehe Kapitel 2.4.1). Die Beschreibung der Strömung führt im Allgemeinen zu gekoppelten, nichtlinearen, partiellen Differentialgleichungen höherer Ordnung, die außer in einigen Sonderfällen nicht analytisch gelöst werden können. Um dennoch eine Lösung für das jeweilige Strömungsproblem zu erhalten, wird eine Diskretisierungsmethode angewendet, welche die partiellen Differentialgleichungen anhand eines Systems algebraischer Gleichungen annähert. Diese Gleichungen können mithilfe von Rechnern an diskreten Stellen in Raum und Zeit numerisch gelöst werden. Erläuterungen zu den gängigen Diskretisierungsmethoden finden sich im Kapitel 2.4.2.

Reale und vor allem komplexe Strömungsphänomene können kaum mathematisch exakt formuliert und noch viel weniger exakt berechnet werden. Dazu zählen Strömungen, in denen Turbulenz, Wärme- und Stoffübertragung, Verbrennung, unterschiedliche Phasen usw. vorkommen. Eine genaue Beschreibung ist in einigen Fällen nicht möglich bzw. aufgrund der Einschränkung des Rechenaufwandes nicht praktikabel (wie z. B. bei der direkten numerischen Simulation, DNS). Folglich werden bei technischen Anwendungen häufig halbempirische Modelle wie z. B. Turbulenzmodelle (siehe Kapitel 2.4.3.1), Verbrennungsmodelle, Mehrphasenmodelle usw. verwendet, um diese Phänomene zu erfassen. Solche Modelle sowie die Approximation der Erhaltungsgleichungen haben Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse. Die unterschiedlichen Typen dieser systematischen Fehler werden im Kapitel 2.4.6 behandelt.

Für die numerische Lösung komplexer Strömungsvorgänge stehen zahlreiche Softwarepakete zur Verfügung. Für die vorliegenden Untersuchungen wurde zur Lösung der betrachteten dreidimensionalen Strömungsvorgänge im Tunnel die Software ANSYS Fluent herangezogen. Demnach wird in diesem Kapitel auf die in dieser Software implementierten und für die durchgeführten Untersuchungen relevanten numerischen Berechnungsmethoden sowie Anfangs- und Randbedingungen eingegangen.

2.4.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Die allgemeinen Grundgleichungen der dreidimensionalen Strömungsvorgänge stellen die Basis von numerischen Berechnungsmethoden dar und werden im folgenden überblicksmäßig behandelt. Eine detaillierte Herleitung sowie die grundlegenden Eigenschaften dieser Gleichungen können beispielsweise in ([Spurk & Aksel, 2010], [Oertel, 2017], [Oertel, Böhle & Reviol, 2015], [Wendt & Anderson, 1996], [Eckart & Oertel, 2013] etc.) gefunden werden. Die Zielsetzung bei der Lösung von Strömungen ist es, den Geschwindigkeitsvektor \vec{v} (Geschwindigkeitskomponenten in den drei Raumrichtungen u , v und w), den Druck p , die Dichte ρ und die Temperatur T der Strömung in Abhängigkeit von den drei Raumrichtungen x , y und z zu ermitteln. Dies kann durch das Lösen der Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie bewerkstelligt werden. Das dadurch aufgestellte System der partiellen Differentialgleichungen beinhaltet fünf Gleichungen für sechs Unbekannte. In der Aerodynamik wird im Allgemeinen das Gas als ideal angesehen. Die fehlende sechste Gleichung kann somit durch die Zustandsgleichungen idealer Gase gefunden werden. Die nachfolgenden Erhaltungsgleichungen beschreiben die Strömung in einem raumfesten Kontrollvolumen im kartesischen Koordinatensystem und werden in symbolischer bzw. Indexschreibweise angegeben. Bei der Indexschreibweise bezeichnen die Indizes i und j die drei Raumrichtungen x , y und z . Dabei wird über gleiche Indizes in einem Term jeweils summiert.

2.4.1.1 Massenerhaltungsgleichung

Gemäß dem Grundprinzip, dass Masse weder erzeugt noch vernichtet werden kann, lässt sich die Massenerhaltung für ein raumfestes differentielles Kontrollvolumen im kartesischen Koordinatensystem gemäß der Indexschreibweise wie folgt definieren:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2-42)$$

Diese Gleichung besagt, dass, bezogen auf das differentielle Volumen, die zeitliche Änderung der Masse gleich der Summe der einströmenden minus der Summe der ausströmenden Massenströme entspricht. Auf der rechten Seite der Gleichung können durch einen Quellterm (beispielsweise S_m), bezogen auf das Kontrollvolumen, externe Massenquellen oder -senken (wie z. B. bei der Verdampfung von flüssigen Tropfen, Leckagen, Verbrennung etc.) berücksichtigt werden. Mithilfe des Nabla-Operators $\vec{\nabla}$ kann die Kontinuitätsgleichung auch unabhängig vom Koordinatensystem in symbolischer Schreibweise definiert werden. Der Nabla-Operator ist dann entsprechend dem verwendeten Koordinatensystem anzuwenden.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2-43)$$

2.4.1.2 Impulsgleichung

Die Impulsgleichungen basieren auf dem zweiten Newtonschen Axiom, welches besagt, dass die zeitliche Änderung des Impulses eines Körpers gleich der Summe der auf diesen Körper wirkenden Kräfte ist. Ausgehend von einem raumfesten Kontrollvolumen und einem kartesischen Koordinatensystem nimmt die Impulsgleichung in Tensornotation folgende Gestalt an:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2-44)$$

Die linke Seite der Gleichung beschreibt, bezogen auf das Kontrollvolumen, die zeitliche Änderung des Impulses (erster Term) plus die Summe der eintretenden minus jener der austretenden Impulsströme und ist gleich der Summe der auf das Kontrollvolumen wirkenden Volumen- und Oberflächenkräfte. Zu den Volumenkräften zählen die Schwerkraft $\rho \cdot g_i$ und externe modellbezogene Volumenkräfte wie z. B. elektrische und magnetische Kräfte oder Quellterme eines porösen Mediums. Solche Quellterme könnten auf der rechten Seite der Gleichung beispielsweise durch F_i (für die entsprechenden Raumrichtungen F_x , F_y und F_z) berücksichtigt werden. Zu den Oberflächenkräften gehören die auf das Kontrollvolumen wirkenden Scherkräfte und Normalspannungen. Diese werden durch den statischen Druck p und die Komponenten im Spannungstensor τ_{ij} ausgedrückt. Durch den Spannungstensor kommen neben den Unbekannten p , ρ , u , v und w noch weitere neun Unbekannte hinzu. Im Falle eines Newtonschen Fluides, wie es bei Tunnelströmungen der Fall ist, gilt, dass die Spannungen den Formänderungsgeschwindigkeiten proportional sind. Damit können die neun Spannungskomponenten gemäß dem Stokesschen Reibungsgesetz unter Berücksichtigung der Symmetriebedingung (Dualität der Schubspannungen) wie folgt definiert werden [Eckart & Oertel, 2013]:

$$\tau_{ij} = \mu \cdot \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \cdot \delta_{ij} \right] \quad (2-45)$$

Darin ist μ die dynamische Viskosität (Zähigkeit) des betrachteten Fluides. Der dritte Term in der eckigen Klammer (Dilatation) tritt nur bei den Normalspannungen τ_{xx} , τ_{yy} und τ_{zz} auf und wird durch das Kronecker-Delta, welches für $i = j$ den Wert 1 und sonst den Wert 0 annimmt,

berücksichtigt. Im Falle einer inkompressiblen Strömung mit konstanter Dichte verschwindet dieser Term aufgrund der Kontinuitätsgleichung ($\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = \vec{0}$) gänzlich.

Das Einbringen des Spannungstensors (2-45) in die Impulsgleichung (2-44) führt zu den sogenannten Navier-Stokes-Gleichungen.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \cdot \delta_{ij} \right] + \rho g_i \quad (2-46)$$

2.4.1.3 Energiegleichung

Die Energiegleichung beruht auf dem Axiom, dass Energie erhalten bleibt und weder erzeugt noch vernichtet werden kann. Wird ein differentielles Kontrollvolumen betrachtet, dann ist die zeitliche Änderung der Gesamtenergie (kinetische $\rho \vec{v}^2/2$ und innere Energie e) im Kontrollvolumen plus die Summe des austretenden minus jener des eintretenden Energiestromes gleich der Leistung der am Kontrollvolumen angreifenden äußeren Kräfte (Oberflächen- und Volumenkräfte) plus die übertragene Wärmeleistung durch Leitung und die Leistung der inneren Wärmequellen \dot{q}_s . Die Leistung innerer Wärmequellen ist jene Energie pro Zeit, die dem im Kontrollvolumen befindlichen Gas zugeführt wird. Dies kann z. B. durch Wärmestrahlung sowie durch Verbrennungsprozesse und chemische Reaktionen erfolgen.

Die übertragene Wärmeleistung durch Leitung wird gemäß dem Fourierschen Wärmeleitungsgesetz formuliert, welches besagt, dass Wärmeenergie in Richtung abnehmender Temperaturen fließt. Zusammen mit der Wärmeleitfähigkeit λ und dem Wärmeflussvektor pro Fläche \vec{q} (mit den Komponenten \dot{q}_x , \dot{q}_y , und \dot{q}_z) lautet die Gleichung beispielsweise für ein dreidimensionales Wärmeleitungsproblem: $\vec{q} = \lambda \cdot \vec{\nabla} T$. In [Polifke & Kopitz, 2009] kann zu dem Fourierschen Wärmeleitungsgesetzes eine ausführliche Diskussion gefunden werden.

Unter den getroffenen Voraussetzungen und der Anwendung des Nabla-Operators lautet die Energiegleichung in symbolischer Schreibweise wie folgt:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \left(\rho \left[e + \frac{\vec{v}^2}{2} \right] \right)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \left(\rho \vec{v} \left[e + \frac{\vec{v}^2}{2} \right] \right) \\ = -\vec{\nabla} \cdot (p \vec{v}) + \mu \cdot \Phi + \rho (\vec{v} \cdot \vec{g}) - \vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \dot{q}_s \end{aligned} \quad (2-47)$$

Der Term $\mu \cdot \Phi$ steht für die irreversible in Wärme umgewandelte Deformationsarbeit (infolge von Normal- und Schubspannungen) pro Zeit und Volumeneinheit. Darin ist Φ die Dissipationsfunktion. Wird wie bei den Navier-Stokes-Gleichungen von einem Newtonschen Fluid ausgegangen, kann gemäß des Stokesschen Reibungsgesetzes die Dissipationsfunktion anhand der Gleichung (2-45) folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$\begin{aligned} \Phi = 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \\ + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \cdot (\vec{\nabla} \cdot \vec{v})^2 \end{aligned} \quad (2-48)$$

Durch Berücksichtigung der mechanischen Energie (Multiplikation der Impulsgleichung (2-46) der jeweiligen Raumrichtung mit den entsprechenden Geschwindigkeitskomponenten) und der Kontinuitätsgleichung (2-42) lässt sich die Energiegleichung weiter umformen und die kinetische Energie eliminieren. Gemeinsam mit dem Fourierschen Wärmeleitungsgesetz führt dies zu der thermischen Energiegleichung. Eine genaue Herleitung findet sich beispielsweise in [Oertel, Böhle & Reviol, 2015].

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho(\vec{v} \cdot \vec{\nabla} e) = -p(\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) + \mu \cdot \Phi + \vec{\nabla} \cdot (\lambda \cdot \vec{\nabla} T) + \dot{q}_s \quad (2-49)$$

Bei Tunnelströmungen kann von einem thermisch idealen Gas ausgegangen werden. Folglich lässt sich die innere Energie mithilfe der spezifischen Wärmekapazitäten c_p (bei konstantem Druck) und c_v (bei konstantem Volumen) durch die folgenden Zustandsgleichungen ausdrücken:

$$\begin{aligned} e &= c_v \cdot T \\ e &= c_p \cdot T - \frac{p}{\rho} \end{aligned} \quad (2-50)$$

Anhand der thermischen Energiegleichung (2-49) und der zuvor angegebenen Erhaltungsgleichungen (2-42), (2-46) ist es möglich, zusammen mit dem Fließgesetz des Fluids für Newtonsche Fluide (2-45) und der Dissipationsfunktion (2-48) sowie den Zustandsgleichungen des Fluides (2-50), Strömungsprobleme mit den 6 Unbekannten p , ρ , u , v , w und T zu lösen.

2.4.2 Diskretisierungsmethode

Zur Lösung der im Kapitel 2.4.1 beschriebenen Erhaltungsgleichungen muss eine geeignete Diskretisierungsmethode gewählt werden. Dabei werden die Differentialgleichungen durch ein System algebraischer Gleichungen angenähert und die Strömungsgrößen an diskreten Stellen in Raum und Zeit numerisch gelöst. Die gängigsten Diskretisierungsmethoden sind die Finite-Differenzen- (FDM), die Finite-Elemente- (FEM) und die Finite-Volumen-Methode (FVM).

Um eine Diskretisierungsmethode anzuwenden, ist es notwendig, die betrachtete Geometrie in eine finite Anzahl kleiner Teilgebiete (Elemente, Kontrollvolumina usw.) zu unterteilen. An den diskreten Punkten, welche durch das numerische Gitter (sog. Rechengitter) definiert sind, werden dann die Strömungsgrößen berechnet. Je nach Diskretisierungsmethode ist das zu betrachtende Gebiet mit einem geeigneten Gittertyp zu diskretisieren. Eine detaillierte Beschreibung der Diskretisierungsmethoden und der unterschiedlichen Gittertypen kann in [Ferziger & Perić, 2008] gefunden werden.

Die Finite-Volumen-Methode wird aufgrund ihrer Eigenschaften für das Lösen von Strömungsproblemen am häufigsten eingesetzt. Diese Methode wird auch bei der verwendeten Software (ANSYS Fluent) angewendet und folglich etwas näher beschrieben.

Bei der **Finiten-Volumen-Methode** wird das betrachtete Gebiet in eine finite Anzahl von Kontrollvolumina unterteilt und die Erhaltungsgleichung an jedem Kontrollvolumen ausgewertet. Diese Methode ist per Definition konservativ und kann auf jeden Gittertyp angewendet werden, weshalb sie sich auch für komplexe Geometrien eignet. Der Rechenpunkt, an dem die Strömungsgrößen gelöst werden, liegt im Schwerpunkt eines jeden Kontrollvolumens. Um die Strömungsgrößen auf den Oberflächen des Kontrollvolumens mittels der Werte an den Rechenpunkten zu formulieren, müssen entsprechende Interpolationen angewendet werden (siehe Kapitel 2.4.5.2). Die Oberflächen- und Volumenintegrale werden mithilfe des eigenen Rechenpunktes sowie aus einigen benachbarten Kontrollvolumina unter Anwendung passender Quadraturformel angenähert. Da die Erhaltungsgleichungen an einem Kontrollvolumen ausgewertet werden, besitzen alle approximierten Terme eine physikalische Bedeutung. Dies ist der eigentliche Hauptgrund, warum diese Methode vor allem im Ingenieurwesen trotz zunehmender Komplexität bei Verfahren höherer Ordnung häufig zur Anwendung kommt.

2.4.3 Statistische Beschreibung turbulenter Strömung (RANS-Methode)

Bei einer turbulenten Strömung schwanken der Druck und die Geschwindigkeiten in alle drei Raumrichtungen, je nach Turbulenzstärke, sehr rasch und stochastisch. Eine solche Strömung ist somit stark instationär, dreidimensional und enthält sehr viele Wirbel. Vor allem bei technischen Strömungen werden die Wirbel durch Scherströmungen erzeugt. Durch die Haftbedingung an der Wand treten in der Nähe der Wand je nach mittlerer Strömungsgeschwindigkeit hohe Geschwindigkeitsgradienten auf. Durch die Reibung zwischen den Teilchen (Viskosität) werdend diese in Drehung versetzt und üben wiederum ein Reibungsmoment auf weitere Nachbarteilchen aus. Die Winkelgeschwindigkeit eines Wirbels nimmt zu, wenn dieser gestreckt wird [Spurk & Aksel, 2010]. Dieser Effekt ist einer der Hauptmechanismen, durch den sich die Turbulenzintensität erhöht. Neben der molekularen Diffusion, kommt es durch die hohe Anzahl an Wirbeln bei turbulenten Strömungen zu einer deutlichen Verstärkung der Diffusion. Dies wird als turbulente Diffusion bezeichnet. Infolge der Viskosität zerfallen die entstandenen Wirbel in immer kleineren Wirbeln, wodurch die kinetische Energie der Strömung reduziert wird. Dies ist ein dissipativer Prozess, bei dem die Reduzierung der kinetischen Energie die innere Energie im gleichen Maße erhöht.

Wie bereits eingangs erwähnt, ist aufgrund des enormen Rechenaufwandes für technische Anwendungen (z. B. $Re > 10^5$) ein direktes Lösen turbulenter Strömungsprobleme nicht sinnvoll. Eine Diskussion bezüglich des Rechenaufwands bei einer direkten numerischen Simulation (DNS) kann beispielsweise in [Ferziger & Perić, 2008] gefunden werden.

Für technisch relevante turbulente Strömungsprobleme werden die Mittelwerte der gesuchten Strömungsgrößen durch den Reynolds-Ansatz berechnet. Gemäß diesem Ansatz können bei einer statistisch stationären Strömung die Strömungsgrößen (u bzw. p) als Summe eines zeitgemittelten Wertes (\bar{u} bzw. \bar{p}) und einer Fluktuation (u' bzw. p') dargestellt werden.

$$u(x, y, z, t) = \bar{u}(x, y, z) + u'(x, y, z, t)$$

$$\text{mit } \bar{u}(x, y, z) = \frac{1}{T} \int_0^T u(x, y, z, t) \cdot dt$$
(2-51)

$$p(x, y, z, t) = \bar{p}(x, y, z) + p'(x, y, z, t)$$

$$\text{mit } \bar{p}(x, y, z) = \frac{1}{T} \int_0^T p(x, y, z, t) \cdot dt$$

Die Variable t steht hier für die Zeit. Das Mittelungsintervall T muss, verglichen zur typischen Zeitskala der Fluktuationen, groß sein, sodass eine Zunahme vom Mittelungsintervall keine Änderung des zeitgemittelten Wertes zur Folge hat.

Bei kompressiblen Strömungen bzw. Strömungen mit variabler Dichte werden, anstelle der Reynolds-Mittelung massengemittelte Größen eingeführt. Dieser Ansatz wird auch Favre-Mittelung genannt und kann wie folgt formuliert werden:

$$u(x, y, z, t) = \tilde{u}(x, y, z) + u'(x, y, z, t)$$

$$\text{mit } \tilde{u} = \frac{\overline{\rho \cdot u}}{\bar{\rho}} \quad \text{und} \quad \overline{\rho \cdot u} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T (\rho \cdot u) \cdot dt$$
(2-52)

$$p(x, y, z, t) = \bar{p}(x, y, z) + p'(x, y, z, t)$$

$$\rho(x, y, z, t) = \bar{\rho}(x, y, z) + \rho'(x, y, z, t)$$

Bei diesem Ansatz ist eine Massenmittelung des Druckes p und der Dichte ρ nicht erforderlich.

Eine ausführliche Herleitung der Favre-Mittelung sowie deren Implementierung in die Impuls- und Energiegleichung ist in [Oertel, 2017] gegeben.

Für nicht statistisch stationäre Strömungen ist die Anwendung einer Zeitmittelung nicht sinnvoll und wird durch eine Ensemblemittelung ersetzt. Dabei wird der Mittelwert über einen Ensembleumfang N gebildet. Der Ensembleumfang ist entsprechend groß zu wählen, um die Schwankungseffekte zu beseitigen. Eine detaillierte Erläuterung der unterschiedlichen Mittelungsarten kann in [Ferziger & Perić, 2008] gefunden werden.

Wird der Reynolds-Ansatz auf die Navier-Stokes-Gleichungen angewendet, so führt dies zu den sogenannten RANS-Gleichungen (Reynolds gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen). Die Anwendung der Favre-Mittelung (2-52) führt zu den nachfolgenden RANS-Gleichungen für kompressible Strömungen bzw. Strömungen mit variabler Dichte:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j)}{\partial x_j} \\ = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \underbrace{\mu \left[\frac{\partial\tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial\tilde{u}_k}{\partial x_k} \cdot \delta_{ij} \right]}_{\tau_{ij}} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u'_i u'_j}) + \bar{\rho} g_i \end{aligned} \quad (2-53)$$

$k \text{ für } i = j$

Die RANS-Gleichungen haben generell die gleiche Form wie die Navier-Stokes-Gleichungen, jedoch repräsentieren deren zu lösende Strömungsgrößen ensembledgemittelte oder zeitgemittelte Werte. Neben den Spannungskomponenten τ_{ij} (2-45) treten bei turbulenten Strömungen zusätzlich Widerstandsanteile infolge der Geschwindigkeitsfluktuationen auf. Diese durch den Mittelungsansatz zusätzlich entstandenen Terme $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ werden Reynoldsspannungen genannt. Demzufolge kommen weitere 6 Unbekannte (nur 6 der 9 Terme sind wegen der Vertauschbarkeit voneinander unterschiedlich) hinzu, wodurch die RANS-Gleichungen nicht geschlossen sind (Schließungsproblem der Turbulenz). Um die Gleichungen zu schließen, werden die Reynoldsspannungen mithilfe von Turbulenzmodellen (siehe Kapitel 2.4.3.1) beschrieben.

Analog zu den Navier-Stokes-Gleichungen kann der Mittelungsansatz auf die Energiegleichung (2-49) angewendet werden. Hierzu werden anhand der Favre-Mittelung, wie zuvor bei den Geschwindigkeitskomponenten für die Impulsgleichung (2-52), auch für die Temperatur T und die innere Energie e entsprechende Mittelwerte gebildet. Bei der Mittelung der Energiegleichung treten ebenfalls zusätzliche Terme auf, welche als turbulente Wärmeströme \dot{q}_{t_i} bezeichnet werden können.

$$\dot{q}_{t_i} = -c_v \cdot \overline{\rho u'_i T'} \quad (2-54)$$

Eine entsprechende Herleitung der turbulenten Wärmeströme wird in [Oertel, Böhle & Reviol, 2015], [Eckart & Oertel, 2013] und [Oertel, 2017] angegeben.

2.4.3.1 Turbulenzmodellierung

Es gibt eine Vielzahl unterschiedlicher Turbulenzmodelle, die je nach Anwendungsfall Vor- und Nachteile aufweisen. Im folgenden Kapitel wird ausschließlich auf jene Turbulenzmodelle näher eingegangen, welche auch für die Durchführung der vorliegenden Arbeit herangezogen wurden.

Die Reynoldsspannungen beschreiben die durch die turbulente Fluktuation verursachte zusätzliche Diffusion (turbulente Diffusion) und Dissipation (turbulente Dissipation). Die turbulente Diffusion leistet einen wesentlichen Beitrag zur Durchmischung der Strömung, die turbulente Dissipation zur Erhöhung der Zähigkeit.

2.4.3.1.1 Reynolds-Spannungsmodell

Für die Lösung der Reynoldsspannungen besteht die Möglichkeit für jede Komponente des Reynolds-Spannungstensors eine eigene Transportgleichung aufzustellen. Dieser Ansatz wird Reynolds-Spannungsmodell (RSM) genannt. Die notwendigen Transportgleichungen werden aus den Navier-Stokes-Gleichungen abgeleitet. In jeder Transportgleichung treten wieder zusätzliche Terme auf, welche durch empirische Ansätze modelliert werden. Durch das Aufstellen einer Transportgleichung für jede Komponente des Reynolds-Spannungstensors eignet sich dieser Ansatz für stark anisotrope turbulente Strömungen, wie es z. B. bei Strömungen mit starkem Drall (Zyklone) der Fall ist [ANSYS Fluent User's Guide, 2013]. Der große Nachteil dieser Methode besteht darin, dass der Rechenaufwand durch die zusätzlich zu lösenden Gleichungen stark ansteigt und häufig Konvergenzprobleme auftreten [Oertel, Böhle & Reviol, 2015]. Eine Herleitung sowie mathematische Beschreibung des Reynolds-Spannungsmodells ist beispielsweise in [Oertel, 2017] und [Ferziger & Perić, 2008] sowie in [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] zu finden. Eine deutliche Vereinfachung der Beschreibung der Reynoldsspannungen bieten die Wirbelviskositätsmodelle.

2.4.3.1.2 Wirbelviskositätsmodelle

Die Wirbelviskositätsmodelle sind jene Modellansätze, die aufgrund ihres moderaten Aufwandes und ihrer hinreichend genauen Ergebnisse am häufigsten eingesetzt werden. Diese Modelle basieren auf dem Ansatz die Reynoldsspannungen wie eine erhöhte laminare Viskosität zu behandeln. Ausgehend davon werden diese Spannungen gemäß dem Ansatz nach Boussinesq in Analogie zum Stokesschen Reibungsgesetz für Newtonsche Fluide wie folgt berechnet:

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho \cdot k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \cdot \delta_{ij}, \quad k \text{ für } i = j \quad (2-55)$$

Darin ist μ_t die turbulente bzw. Wirbelviskosität. Sie stellt keine Stoffgröße dar, sondern ist vom Strömungszustand (Turbulenzgrad) abhängig. Bei den Strömungsgrößen (u und ρ) handelt es sich um die gemittelten Werte gemäß der Reynolds- bzw. Favre-Mittelung. Mit k wird die turbulente kinetische Energie bezeichnet und lautet:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} = (\overline{u_x' u_x'} + \overline{u_y' u_y'} + \overline{u_z' u_z'}) \quad (2-56)$$

Der Term $\left(\frac{2}{3} \rho \cdot k\right)$ in Gleichung (2-55) ist notwendig, damit die Summe der Diagonalelemente des Reynolds-Spannungstensors aufgrund der Kontinuitätsgleichung nicht zu null wird.

Die turbulente Fluktuation führt zu einer verstärkten Durchmischung, wodurch der molekulare Wärmetransport erheblich erhöht wird. In Analogie zum Ansatz nach Boussinesq können die turbulenten Wärmeströme (2-54) gemäß dem Fourierschen Wärmeleitungsgesetz wie folgt berechnet werden:

$$-c_p \cdot \overline{\rho u_i' T'} = \lambda_t \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad \text{bzw.} \quad -\overline{u_i' T'} = a_t \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad \text{mit} \quad a_t = \frac{\lambda_t}{c_p \cdot \bar{\rho}} \quad (2-57)$$

Die turbulente Wärmeleitfähigkeit λ_t sowie die turbulente Temperaturleitfähigkeit a_t sind keine Stoffgrößen, sondern gleich wie bei der turbulenten Viskosität von der Strömung (Turbulenzgrad) abhängig. Bei inkompressiblen Strömungen ist anstelle von c_p (spezifische Wärmekapazität) c_v zu verwenden. Die turbulente Temperaturleitfähigkeit a_t lässt sich, durch die Definition einer turbulenten Prandtl-Zahl Pr_t , mittels der turbulenten Viskosität berechnen.

$$Pr_t = \frac{\mu_t}{\rho \cdot a_t} \quad (2-58)$$

Die turbulente Prandtl-Zahl Pr_t wird entweder über eine empirische Gleichung oder eine empirisch ermittelte Konstante vorgegeben. Die turbulente Viskosität μ_t , und die kinetische Energie der Turbulenz k sind somit unbekannte Größen und werden durch geeignete Turbulenzmodelle berechnet.

Im Folgenden wird eine Übersicht über die gängigsten Turbulenzmodelle (basierend auf dem Wirbelviskositätsmodell), welche im Softwarepaket ANSYS Fluent zur Verfügung stehen, gemacht.

Tabelle 2-1: Übersicht der gängigsten Wirbelviskositätsmodelle – implementiert im Softwarepaket ANSYS Fluent

Spalart-Allmaras Modell⁴ $\mu_t = f(v_t)$	
Beschreibung ⁵	Das Spalart-Allmaras Modell ist ein relativ einfaches Ein-Gleichungsmodell, bei dem eine modifizierte Transportgleichung für die kinematische turbulente Viskosität $\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}$ gelöst wird. Es wurde speziell für die Luft- und Raumfahrttechnik für Strömungen entlang von Oberflächen (Grenzschichtströmungen) entwickelt. Grundsätzlich ist es notwendig, die Grenzschicht durch das Rechengitter aufzulösen.
Eigenschaften und Anwendungsgebiet ⁵	Dieses Modell ist sehr effizient und gut geeignet für grobe Abschätzungen und Parameterstudien an einem relativ grob aufgelösten Rechengitter. Es liefert gute Ergebnisse für Grenzschichtströmungen an Wänden mit Druckgradienten (z. B. Tragflügel, Flugzeuge, Raketen, Schiffsrümpfe usw.). Bei Strömungen mit „freien“ Grenzschichten (ohne feste Wand) wie z. B. bei zylindrischen bzw. ebenen Freistrahlsproben oder Nachlaufströmungen liefert dieses Modell verhältnismäßig ungenaue Ergebnisse.
Standard k-ε-Modell⁶ $\mu_t = f\left(\frac{\rho k^2}{\varepsilon}\right)$	
Beschreibung ⁵	Das Standard k-ε-Modell ist ein Zwei-Gleichungsmodell bei dem jeweils eine Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie k und die Dissipation ε anhand von empirisch ermittelten Konstanten gelöst wird. Bei der Herleitung des Modelles wurde die Annahme getroffen, dass die Strömung voll turbulent ist, und daher die molekulare Viskosität vernachlässigt werden kann. Dieses Modell ist somit nur für voll turbulente Strömungen gültig.
Eigenschaften und Anwendungsgebiet ⁵	Aufgrund der guten Stabilität, des effizienten Rechenaufwandes und der verhältnismäßig hohen Genauigkeit über weite Bereiche von voll turbulenten Strömungen und Wärmeübertragungsproblemen wird dieses Modell für technische Anwendungen am häufigsten eingesetzt. Es ist hingegen weniger geeignet für komplexe Grenzschichtströmungen mit hohen Druckgradienten und Ablösungen

⁴ [Spalart & Allmaras, 1992]

⁵ [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013], [ANSYS Fluent User's Guide, 2013] und [Martens, 2016]

⁶ [Launder & Spalding, 1972]

	(z. B. Tragflügel) sowie Strömungen mit stark anisotroper Turbulenz (z. B. Zyklon, stark gekrümmte Stromlinien).
RNG k-ε-Modell ⁷ $\mu_t = f\left(\frac{\rho k^2}{\varepsilon}\right)$	
Beschreibung ⁵	Das RNG k-ε-Modell ist eine adaptierte Variante des Standard k-ε-Modell und wurde durch die Verwendung eines statistischen Verfahrens (sog. „renormalization group theory“ kurz RNG) hergeleitet. Die RNG-Theorie stellt eine analytisch abgeleitete Differentialgleichung zur Berechnung der effektiven Viskosität $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$ zur Verfügung und ist dadurch auch für nicht voll turbulente Strömungen geeignet. Dadurch werden die Effekte im wandnahen Bereich (Grenzschichtströmungen) besser wiedergegeben. Durch einen zusätzlichen Term in der Transportgleichung für die Dissipation, soll die Genauigkeit bei Strömungen mit Drall sowie mit hohen Geschwindigkeitsgradienten verbessert werden. Zudem bietet das Modell eine analytische Gleichung für die turbulente Prandtl-Zahl, wohingegen beim Standard k-ε-Modell ein konstanter Wert vorgegeben wird.
Eigenschaften und Anwendungsgebiet ⁵	Dieses Modell eignet sich für komplexe Grenzschichtströmungen mit hohen Druckgradienten und für Strömungen mit leichtem Drall sowie lokaler Transition (z. B. Ablösungen, Raumluftrömungen etc.)
Realizable k-ε-Modell ⁸ $\mu_t = f\left(\frac{\rho k^2}{\varepsilon}\right)$	
Beschreibung ⁵	Das Realizable k-ε-Modell ist eine Weiterentwicklung des Standard k-ε-Modells, bei dem einige mathematische Forderungen des Boussinesq-Ansatzes berücksichtigt wurden. Beispielsweise sind die Normalspannungen des Reynolds-Spannungstensors $u'_i u'_i$ per Definition immer positiv. Gem. dem zweiten Term auf der rechten Seite des Boussinesq-Ansatzes (2-55) können die Normalspannungen bei sehr großen Streckungen $\frac{\partial u_k}{\partial x_k}$ jedoch negativ werden. Um das zu verhindern, wird der Parameter C_μ bei der Berechnung der turbulenten Viskosität in Abhängigkeit von der mittleren Verformung und den Turbulenzwerten (k , ε) variiert. Um die Schwächen sowie Abweichungen bei ebenen oder zylindrischen Freistrahlen zu verbessern, wurde die Transportgleichung für die Dissipation, basierend auf den dynamischen Gleichungen der quadratisch gemittelten Wirbelfluktuationen, adaptiert.
Eigenschaften und Anwendungsgebiet ⁵	Durch die Adaptierungen zeigt das Realizable k-ε-Modell verglichen zu den anderen k-ε-Modellen die genauesten Ergebnisse und verfügt über ähnliche Vorzüge wie das RNG-Modell. Es ist stabiler als das RNG-Modell und sehr gut geeignet für Strömungen mit ebenen oder

⁷ [Yakhot & Orszag, 1986]

⁸ [Shih, Liou, Shabbir, Yang & Zhu, 1995]

	<p>zylindrischen Freistrahlen und liefert zudem vergleichsweise gute Ergebnisse bei Grenzschichtströmungen mit hohen Druckgradienten sowie bei Strömungen mit einem leichten Drall oder mit Ablösungen und Rezirkulation.</p>
<p>Standard k-ω-Modell⁹ $\mu_t = f\left(\frac{\rho k}{\omega}\right)$</p>	
Beschreibung ⁵	<p>Das Standard k-ω-Modell ist ebenfalls ein Zwei-Gleichungsmodell, bei dem jeweils eine Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie k und die spezifische Dissipation ω ($\omega = \frac{\varepsilon}{k}$) anhand von empirisch ermittelten Konstanten gelöst wird. Dieses Modell wurde speziell für Grenzschichtströmungen an Wänden sowie für Strömungen mit Aufweitungen von Grenzschichten oder mit „freien“ Grenzschichten (ohne feste Wand) entwickelt. Die Modellparameter wurden hauptsächlich für nicht voll turbulente Strömungen angepasst.</p>
Eigenschaften und Anwendungsgebiet ⁵	<p>Dieses Modell liefert sehr gute Ergebnisse für Grenzschichtströmungen und nicht voll turbulente Strömungen. Es ist auch gut geeignet für komplexe Grenzschichtströmungen mit hohen Druckgradienten und Ablösungen sowie für Strömungen mit Transitionsvorgängen (Übergang von laminarer zur turbulenter Strömung). Die Ablösungen bei Transitionsvorgängen werden jedoch tendenziell zu früh vorhergesagt.</p>
<p>SST k-ω-Modell¹⁰</p>	
Beschreibung ⁵	<p>Das SST k-ω-Modell wurde entwickelt, um die Stabilität und Genauigkeit vom k-ω-Modell bei wandnahen Strömungen mit der Genauigkeit des k-ε-Modells bei freien Strömungen zu kombinieren. Dabei wurden beide, das Standard k-ω-Modell und ein umformuliertes k-ε-Modell, mit einer Überblendungsfunktion multipliziert und so zu einem Modell kombiniert. Die Überblendungsfunktion ist so definiert, dass diese im wandnahen Bereich den Wert eins annimmt, wodurch das Standard k-ω-Modell aktiviert wird, und weiter weg von der Wand den Wert null annimmt, wodurch das umformulierte k-ε-Modell aktiviert wird. Um die beiden Modelle mit der Überblendungsfunktion zu kombinieren, wurden die Gleichungen des Standard k-ε-Modells so umformuliert, dass diese sich auf k und ω beziehen.</p>
Eigenschaften und Anwendungsgebiet ⁵	<p>Das Modell kombiniert die Vorteile des Standard k-ω-Modells mit jenen des Standard k-ε-Modells vor allem bei Außenströmungen bzw. Umströmungsproblemen und ist demnach sehr gut geeignet für Tragflügelströmungen, Strömungen mit hohen Druckgradienten und für transsonische Strömungen mit Verdichtungsstößen.</p>

⁹ [Wilcox, 1998]

¹⁰ [Menter, 1994]

Aufgrund der typischen Strömungsgeschwindigkeiten im Tunnel (siehe Kapitel 2.2.3.2) und der geometrischen Tunnelparameter treten bei Tunnelströmungen Reynolds-Zahlen in der Größenordnung von 10^7 auf. Demnach können die Strömungen im Tunnel als voll ausgebildete turbulente anliegende Kanalströmungen charakterisiert werden, bei denen weder ein starker Drall noch komplexe Grenzschichtströmungen oder Ablösephänomene zu erwarten sind. Im Zuge der vorliegenden Arbeit werden, wie bereits erwähnt (siehe Kapitel 2.3.2 und 2.3.5), numerische Untersuchungen bezüglich des Einflusses von Strahlventilatoren, IK-Systemen und Fahrzeugbränden auf die Aerodynamik der Tunnelströmung durchgeführt. Demnach kommen jene Turbulenzmodelle infrage, welche hohe Genauigkeiten bei voll turbulenten Strömungen mit Freistrahlen und Wärmeübertragung bieten.

Gemäß Tabelle 2-1 sind somit die k - ε -Modelle das Mittel der Wahl, da die k - ω -Modelle speziell bei Umströmungsproblemen, Nachlaufströmungen sowie zur Vorhersage von Ablösungen bei komplexen Grenzschichtströmungen ihren Einsatz finden. Zudem fordern diese Modelle eine feine Auflösung des Rechengitters innerhalb der Grenzschicht, um die Stärken dieser Modelle ausschöpfen zu können. Dies würde bei den auftretenden Reynolds-Zahlen bei Tunnelströmungen eine Dicke des ersten Wandelements von 100-200 μm erfordern (siehe Kapitel 2.4.3.2). In Anbetracht der typischen Tunnelabmessungen würde das eine enorme Anzahl an Elementen zur Folge haben und wäre aufgrund der eingeschränkten Rechenkapazität auch nicht sinnvoll durchführbar. Außerdem wäre ein Genauigkeitszugewinn aufgrund der vergleichsweise homogenen Grenzschichtströmung bei Kanalströmungen ohnehin nicht gegeben. Da weiter weg von der Wand hohe Reynolds-Zahlen auftreten und die k - ω -Modelle dafür weniger geeignet sind, würden sogar Genauigkeitseinbußen auftreten.

Basierend auf den zuvor getroffenen Überlegungen werden die für die Aufgabenstellung relevanten Turbulenzmodelle im Folgenden näher beschrieben. Das RNG k - ε -Modell wurde nur im Zuge von Vorstudien angewendet, aber aufgrund seiner Schwächen bei Strömungsproblemen mit Wärmeübertragung gegenüber dem Standard k - ε -Modell und dem Realizable k - ε -Modell für die Untersuchungen nicht weiter eingesetzt und wird an dieser Stelle auch nicht näher behandelt. Details dazu können in [Sutterlüty, 2012] gefunden werden.

Standard k - ε -Modell: Die turbulente kinetische Energie und die Dissipation werden durch folgende Transportgleichungen bestimmt:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2-59)^{11}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2-60)^{11}$$

In diesen Gleichungen repräsentiert G_k die Produktion der turbulenten kinetischen Energie infolge der mittleren Geschwindigkeitsgradienten, G_b die Produktion der turbulenten kinetischen Energie infolge von Auftriebseffekten und Y_M den Beitrag der fluktuierenden Dilatation bei kompressibler Turbulenz an der Gesamtdissipation. Bezüglich der genauen Herleitung und Berechnung dieser Einflussgrößen wird auf die Dokumentation [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] verwiesen. Die Terme S_k und S_ε stehen für externe Quellterme entsprechend für k und ε . Bei den Variablen $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ und $C_{3\varepsilon}$ handelt es sich um Modellkonstanten, während es sich bei σ_k und σ_ε um die turbulente Prandtl-Zahl entsprechend

¹¹ [Launder & Spalding, 1972], [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013]

für k und ε handelt.

Die turbulente Viskosität wird schlussendlich durch folgenden Zusammenhang berechnet:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-61)^{11}$$

Darin ist C_μ wiederum eine Modelkonstante. Die Konstanten wurden aus experimentellen Untersuchungen abgeleitet und sind in nachfolgender Tabelle 2-2 angegeben. Der Beitrag der Auftriebseffekte in der Transportgleichung für die Dissipation kann durch die Konstante $C_{3\varepsilon}$ berücksichtigt ($C_{3\varepsilon} = 1$) oder vernachlässigt ($C_{3\varepsilon} = 0$) werden. Standardmäßig werden diese Effekte bei der Gleichung für die Dissipation jedoch nicht berücksichtigt.

Tabelle 2-2: Konstanten des Standard k- ε -Modell gem. [Launder & Spalding, 1972]

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1,44	1,92	0,09	1,0	1,3

Realizable k- ε -Modell: Die turbulente kinetische Energie und die Dissipation werden durch die Transportgleichungen (2-62) und (2-63) bestimmt. Wie bereits in Tabelle 2-1 erwähnt, wurden einige mathematische Forderungen aus dem Boussinesq-Ansatz berücksichtigt. Außerdem wurde verglichen zur Gleichung (2-60) die Transportgleichung für die Dissipation adaptiert. Die Transportgleichung für die kinetische turbulente Energie bleibt jedoch in ihrer Form erhalten. Bezüglich der Beschreibung der einzelnen Terme in dieser Gleichung wird auf die Gleichung (2-61) verwiesen.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2-62)^{12}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (2-63)^{12}$$

Bei den Variablen C_2 und $C_{1\varepsilon}$ handelt es sich wiederum um Modellkonstanten sowie bei σ_k und σ_ε um die turbulente Prandtl-Zahl entsprechend für k und ε . Die Variable $C_{3\varepsilon}$ erfüllt die gleiche Funktion wie bereits zuvor beim Standard k- ε -Modell beschrieben. Die Modellkonstanten wurden von Strömungen mit Freistrahlen abgeleitet.

Bei der Transportgleichung für die Dissipation wurde der Produktionsterm (zweiter Term auf der rechten Seite in Gleichung (2-63)) adaptiert, sodass die Produktion der kinetischen turbulenten Energie k nicht mehr einbezogen wird. Der angepasste Term basiert auf den dynamischen Gleichungen der quadratisch gemittelten Wirbelfluktuationen und wird durch folgende Terme ermittelt:

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2-64)^{12}$$

Des Weiteren wurde der Dissipationsterm (vorletzter Term auf der rechten Seite in Gleichung (2-63)) so geändert, dass dieser keine Singularität mehr aufweist. Der Nenner kann folglich

¹² [Shih, Liou, Shabbir, Yang & Zhu, 1995], [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013]

nicht mehr zu null werden, selbst wenn die kinetische turbulente Energie k zu null wird.

Die turbulente Viskosität wird gleich wie zuvor beim Standard k-ε-Modell berechnet, mit dem Unterschied, dass C_μ nicht mehr konstant ist, sondern in Abhängigkeit von der mittleren Verformung und den Turbulenzwerten (k , ε) variiert. Die detaillierte mathematische Beschreibung von C_μ kann in [Shih, Liou, Shabbir, Yang & Zhu, 1995] bzw. [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] nachgelesen werden.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{2-65}^{12}$$

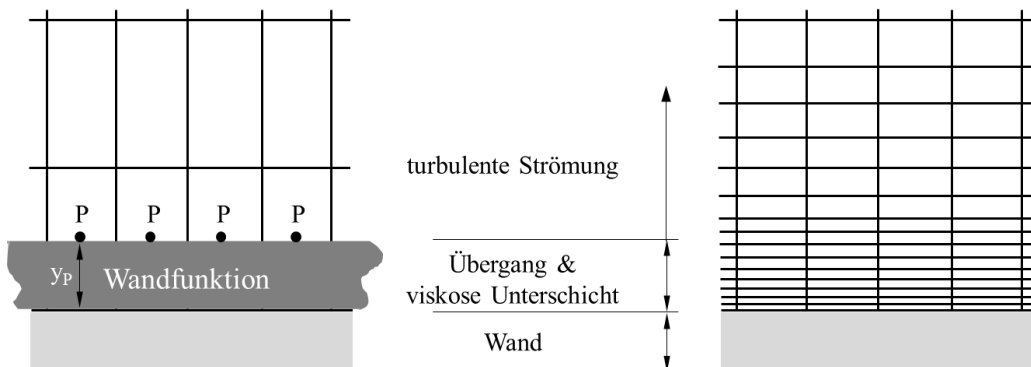
Tabelle 2-3: Konstanten des Realizable k-ε-Modell gem. [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013]

$C_{1\varepsilon}$	C_2	σ_k	σ_ε
1,44	1,9	1,0	1,2

2.4.3.2 Wandbehandlung

Turbulente Strömungen werden maßgeblich durch Wände aufgrund der Haftbedingung beeinflusst. Sehr nahe an der Wand werden durch die viskose Dämpfung die tangentialen Geschwindigkeitsfluktuationen und durch die Begrenzung der Wand die Fluktuationen normal zur Wand reduziert. Weiter in Richtung äußerer Teil der wandnahen Region nimmt die Turbulenz durch die Erzeugung von turbulenter kinetischer Energie aufgrund der großen Gradienten der gemittelten Geschwindigkeiten stark zu. Die Wände sind demnach die Hauptquelle der Wirbel und der Turbulenz, wodurch eine ausreichend genaue Modellierung der wandnahen Region notwendig ist.

Die k-ε-Modelle und das RSM-Modell sind hauptsächlich für voll turbulente Strömungen (Strömungsregionen weiter weg von der Wand) gültig. Um bei diesen Modellen dennoch die Strömung der wandnahen Region ermitteln zu können, sind spezielle Wandfunktionen notwendig. Das Spalart-Allmaras und die k-ω-Modelle wurden gezielt für Grenzschichtströmungen entwickelt und bedürfen keiner Wandfunktionen. Vorausgesetzt wird jedoch, dass das Rechengitter im wandnahen Bereich mit einer ausreichenden Auflösung erstellt wird (siehe Abbildung 2-6).



Die viskose Unterschicht wird nicht aufgelöst und mittels einer Wandfunktion überbrückt

Die viskose Unterschicht wird mittels eines Rechengitters voll aufgelöst. Ein geeignetes Turbulenzmodell ist auszuwählen

Abbildung 2-6: Möglichkeiten der Wandbehandlung [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013]

2.4.3.2.1 Prandtl'sche Mischungswegmodell

Die Wandfunktion wird basierend auf dem Prandtl'schen Mischungswegmodell formuliert. Dabei wird von einer Mischungsweglänge l ausgegangen, welche jene Weglänge darstellte, die ein Turbulenzballen zurücklegt, bis dieser mit seiner Umgebung vollständig vermischt ist. Es wird angenommen, dass durch den Austausch von Turbulenzballen auf Ebenen unterschiedlicher Geschwindigkeiten, die Geschwindigkeitsfluktuationen u' und v' verursacht werden und dass diese proportional zur Mischungsweglänge l sind.

$$u' \sim \pm l \cdot \frac{\partial \tilde{u}}{\partial y} \quad (2-66)$$

$$v' \sim \pm l \cdot \frac{\partial \tilde{u}}{\partial y}$$

Für die Mischungsweglänge l wiederum wird vorausgesetzt, dass diese proportional mit zunehmendem Wandabstand y gemäß folgendem Zusammenhang anwächst:

$$l = \kappa \cdot y \quad (2-67)$$

Der Proportionalitätsfaktor (empirische Konstante) κ wird *von-Karman-Konstante* genannt. Ausgehend von einer ebenen Grenzschichtströmung kann gemäß dem Ansatz von Boussinesq die turbulente Schubspannung $\tau_{xy,t}$ wie folgt angesetzt werden:

$$-\overline{\rho u'v'} = \tau_{xy,t} = \mu_t \frac{\partial \tilde{u}}{\partial y} \quad (2-68)$$

Analog dazu lautet der viskose Anteil der Schubspannung folgendermaßen:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial \tilde{u}}{\partial y} \quad (2-69)$$

Dieser kann zusammen mit der turbulenten Schubspannung zu einer effektiven Schubspannung zusammengesetzt werden:

$$\tau_{xy,eff} = \tau_{xy} + \tau_{xy,t} \quad (2-70)$$

Für die weitere Betrachtung wurde von Prandtl vorausgesetzt, dass die Schubspannung $\tau_{xy,eff}$ konstant ist und überall den Wert τ_w an der Wandoberfläche annimmt ($\tau_{xy,eff} = \tau_w$).

Der Ansatz für die Geschwindigkeitsfluktuationen (2-66) gemeinsam mit den Gleichungen (2-67) bis (2-70) führt schlussendlich zu folgendem Zusammenhang der Wandschubspannung:

$$\tau_w = \mu \frac{d\tilde{u}}{dy} + \rho \cdot \kappa^2 y^2 \left| \frac{d\tilde{u}}{dy} \right| \frac{d\tilde{u}}{dy} \quad (2-71)$$

Der linke Term auf der rechten Seite beschreibt den viskosen und der rechte Term den turbulenten Anteil der Schubspannung. In unmittelbarer Wandnähe (viskose Unterschicht) werden die Geschwindigkeitsfluktuationen durch die Haftbedingung und die Begrenzung der Wand stark eingeschränkt. Hier gilt $\tau_{xy} \gg \tau_{xy,t}$, wodurch der rechte Term der Gleichung (2-71) vernachlässigt werden kann. Weiter weg von der Wand, im turbulenten Bereich, dominieren die Geschwindigkeitsfluktuationen und es gilt $\tau_{xy} \ll \tau_{xy,t}$, wodurch der linke Term vernachlässigt werden kann. Mittels Einführung der Schubspannungsgeschwindigkeit u_τ können die dimensionslosen Größen für den Wandabstand y^+ und die Geschwindigkeit u^+ definiert werden.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad y^+ = \frac{u_\tau y \rho}{\mu}, \quad u^+ = \frac{\tilde{u}}{u_\tau} \quad (2-72)$$

Mit den zuvor angestellten Überlegungen lässt sich, nach Auswertung der Gleichung (2-71), die viskose Unterschicht mit folgender linearer Geschwindigkeitsverteilung in dimensionsloser Form beschreiben:

$$u^+ = y^+ \quad (2-73)$$

Weiter außerhalb, im turbulenten Bereich (Innenschicht), ergibt sich damit das sogenannte logarithmische Wandgesetz und lautet in dimensionsloser Form folgendermaßen:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (2-74)$$

Die empirisch ermittelten Konstanten κ und C sind von der Reynolds-Zahl unabhängig, weshalb es auch das universelle Wandgesetz genannt wird. Sie können gemäß [Eckart & Oertel, 2013] mit $\kappa = 0,41$ und $C = 5,5$ angenommen werden.

Im Übergang von der viskosen Unterschicht zur turbulenten Innenschicht (Übergangsschicht) hat die turbulente Viskosität und die molekulare Viskosität dieselbe Größenordnung, wodurch die Gleichung (2-71) ohne Vernachlässigung eines Terms auszuwerten ist. Dieser Bereich lässt sich mittels der Mischungswegdämpfung nach [Van Driest, 1956] mit guter Näherung beschreiben. Eine algebraische Gleichung für die Beschreibung der Übergangsschicht ist beispielsweise in [Schlichting & Gersten, 2006] oder [Buchner, 2001] angegeben.

Außerhalb der Innenschicht (logarithmisches Wandgesetz) kommt es zu Abweichungen des logarithmischen Wandgesetzes. Die Stärke der Abweichung und die Form des Geschwindigkeitsverlaufes ist abhängig vom Druckgradienten, oder genauer vom Druckgefälle. Je größer das Druckgefälle, desto stärker sind die Abweichungen. Der Übergang von der Innen- zur Außenschicht ist kein universeller Punkt, sondern von der Reynolds-Zahl (Grenzschichtdicke) abhängig. Basierend auf experimentellen Daten wurde von [Coles, 1956] eine mathematische Beziehung zur Beschreibung der Außenschicht angegeben. Das logarithmische Wandgesetz hat im Allgemeinen im Bereich von $30 < y^+ < 300$ seine Gültigkeit ([Oertel, Böhle & Reviol, 2015], [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013]). Je nach Druckgradient und Reynolds-Zahl kann sich der Gültigkeitsbereich jedoch bis $y^+ = 1000$ erstrecken. In nachfolgender Abbildung 2-7 ist der dimensionslose Geschwindigkeitsverlauf innerhalb der wandnahen Region in Abhängigkeit vom dimensionslosen Wandabstand y^+ (im logarithmischen Maßstab) für die unterschiedlichen Schichten innerhalb der Grenzschicht dargestellt.

Der Abstand y_P des Rechenpunktes P (gem. Abbildung 2-6) der wandnächsten Rechenzelle kann durch Abschätzen des Reibungsbeiwerts c_f ¹³ sowie mittels der Strömungsgeschwindigkeit U_∞ und des gewünschten y^+ -Werts (z. B.: $30 < y^+ < 300$) durch folgende Zusammenhänge bestimmt werden:

$$\text{Überströmte Platte: } c_f = \frac{0,072}{Re_L}; \quad \text{Rohrströmung: } c_f = \frac{\lambda}{4} \quad (2-75)$$

$$y_P = \frac{u_\tau y^+ \rho}{\mu} \quad \text{mit } u_\tau = U_\infty \sqrt{\frac{c_f}{2}}$$

¹³ Reibungsbeiwerte gemäß [Spurk & Aksel, 2010] und [Schlichting & Gersten, 2006]

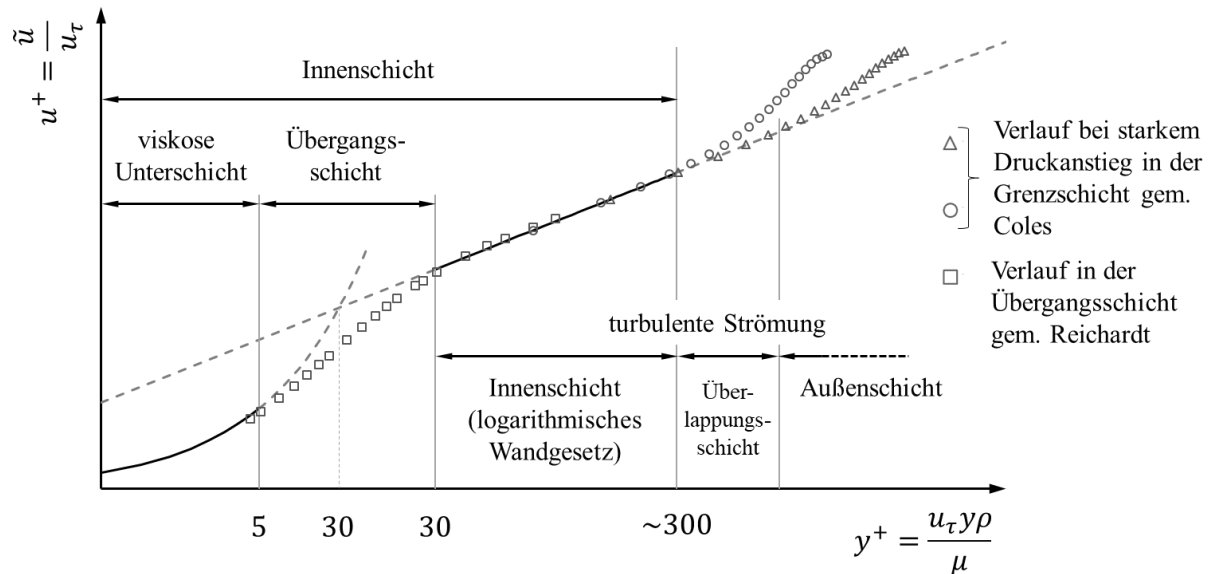


Abbildung 2-7: Dimensionsloser Geschwindigkeitsverlauf innerhalb der Grenzschicht in logarithmischer Darstellung. Verlauf in der Überlappungsschicht und Außenschicht gem. [Coles, 1956] und Verlauf in der Übergangsschicht gem. [Reichardt, 1942].

Zahlreiche experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, dass die Ansätze gem. dem Prandtl'schen Mischungswegmodell bei hohen Re-Zahlen sehr genau sind und auch für Rohrströmungen ihre Gültigkeit besitzen. Dies ist sogar dann der Fall, wenn in einer Grenzschicht ein Druckgradient vorhanden ist [Eckart & Oertel, 2013]. Infolgedessen wird dieser Ansatz als Basis für die Wandfunktionen der Turbulenzmodelle voll turbulenter Strömungen herangezogen.

Bei Strömungen mit Wärmeübertragung (erzwungene Konvektion) besitzt die Temperaturgrenzschicht einen ähnlichen Schichtenaufbau wie die Geschwindigkeitsgrenzschicht. Die Temperaturgrenzschicht besteht ebenfalls aus einer wandnahen Unterschicht, in der die molekulare Wärmeleitfähigkeit λ deutlich größer ist als die turbulente Wärmeleitfähigkeit λ_t (turbulente Diffusion). Genauso gibt es die turbulente Innenschicht, in der der molekulare Anteil gegenüber der turbulenten Wärmeleitfähigkeit eine untergeordnete Rolle spielt. Das Verhältnis der Dicke der beiden Grenzschichten hängt von der Prandtl-Zahl Pr_{ab} . Für $Pr = 1$ ist die Dicke beider Grenzschichten von gleicher Größenordnung (Reynoldssche Analogie), wohingegen für $Pr \gg 1$ die Temperaturgrenzschicht sehr viel dünner als die Geschwindigkeitsgrenzschicht ist¹⁴. Wie in [Schlichting & Gersten, 2006] angegeben, ist die Temperaturverteilung in der thermischen Grenzschicht ebenfalls universell, jedoch von der Prandtl-Zahl abhängig. Innerhalb der turbulenten Innenschicht gilt für die Temperaturverteilung in völliger Analogie zum universellen logarithmischen Wandgesetz das folgende Wärmeübergangsgesetz (vorausgesetzt $Pr > 0,5$):

$$T^+ = \frac{Pr_t}{\kappa} \ln(y^+) + C(Pr) \quad (2-76)^{15}$$

Die Integrationskonstante $C(Pr)$ steht für den Wärmeleitwiderstand der viskosen Unterschicht und ist abhängig von der Prandtl-Zahl. Die turbulente Prandtl-Zahl Pr_t gem. (2-58) ist keine

¹⁴ Die Prandtl-Zahl idealer Gase liegen zw. 0,6 und 0,9 (Luft: $Pr \sim 0,7$). Deren Temperaturgrenzschicht ist nur geringfügig dicker als jene der Geschwindigkeitsgrenzschicht.

¹⁵ Eine Herleitung findet sich in [Steiner, 2016] und [Schlichting & Gersten, 2006]

Stoffgröße, sondern von der Strömung (Turbulenz) abhängig. Die dimensionslose Temperatur T^+ kann durch nachfolgenden Zusammenhang bestimmt werden:

$$T^+ = \frac{\rho c_p u_\tau (T_w - \tilde{T})}{\dot{q}_w} \quad (2-77)^{15}$$

Darin ist die Temperatur der Wand mit T_w , der Wandwärmefluss mit \dot{q}_w und die gemittelte Temperatur (gem. Favre-Mittelung) mit $\tilde{T} = \frac{\rho^* T}{\bar{\rho}}$ bezeichnet.

2.4.3.2.2 Wandfunktionen

Die Simulationssoftware ANSYS Fluent stellt für die Behandlung des Wandbereiches zur Überbrückung der viskosen Unterschicht grundsätzlich folgende drei unterschiedliche Wandfunktionen zur Verfügung.

- Standard Wandfunktion (*Standard Wall Function*)
- Nichtgleichgewichts-Wandfunktion (*Non-Equilibrium Wall Function*)
- Erweiterte Wandbehandlung

Standard Wandfunktion: Die Standard Wandfunktion beruht auf dem Prandtlschen Mischungswegansatz und ist vor allem für anliegende Strömungen mit mäßigen Druckgradienten ohne Grenzschichtablösung geeignet. Im Unterschied zum Prandtlschen Mischungswegansatz wird bei diesem Modell die Schubspannungsgeschwindigkeit u_τ über die turbulente kinetische Energie der wandnächsten Zelle k_p gemäß [Lauder & Spalding, 1974] bzw. [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] mit folgendem Ansatz berechnet:

$$k_p = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad (2-78)$$

Durch die Adaption werden die dimensionslosen Größen y^* und u^* anstelle von y^+ und u^+ eingeführt. Gemäß dieser Notation und zusammen mit der Gleichung (2-78) nimmt das logarithmische Wandgesetz der Standard Wandfunktion folgende Form an.

$$u^* = \frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C \quad (2-79)$$

$$\text{mit } u^* = \frac{\tilde{u}_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho}, \quad y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu}$$

Darin ist \tilde{u}_p die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit der wandnächsten Zelle und y_p der Abstand von der Wand zum Punkt P (siehe Abbildung 2-6). Die Modellkonstante C_μ ist gleich zu jener des jeweiligen Turbulenzmodelles (siehe Gleichung (2-61)¹¹ und (2-65)).

Um die wandnahe Schicht zu approximieren, wird anstelle der Haftbedingung an der Wand die gemittelte Geschwindigkeit der wandnächsten Zelle \tilde{u}_p als Randbedingung berücksichtigt. In dieser Geschwindigkeit ist die Wandschubspannung τ_w implizit enthalten und kann durch die zuvor angeführten Gleichungen (2-78) und (2-79) bestimmt werden. Demnach ist darauf zu achten, dass der Gitterpunkt der wandnächsten Zelle innerhalb des Bereiches liegt, in dem das logarithmische Wandgesetz seine Gültigkeit besitzt ($30 < y^+ < 300$)¹⁶. Wird bei einer gewählten

¹⁶ Die Gleichung für y^+ und y^* sind bei Gleichgewichtsgrenzschichten (wie hier der Fall) gem. [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] annähernd gleich, wodurch der Gitterpunkt mit den y^+ -Wert in guter Näherung bestimmt werden kann.

Gitterkonfiguration $y^+ < 11,225^{16}$ (Schnittpunkt viskose Unterschicht mit logarithmischem Wandgesetz), dann wird die Beziehung gemäß der viskosen Unterschicht für die Bestimmung der Randbedingung herangezogen:

$$u^* = y^* \quad (2-80)$$

Bei Wärmeübergangsproblemen wird je nach definierter Randbedingung an der Wand, in Analogie zur Wandschubspannung, die Wandtemperatur T_w oder der Wandwärmefluss q_w anhand der gemittelten Temperatur im Gitterpunkt gemäß dem Ansatz (2-76) berechnet. Die Standard Wandfunktion beinhaltet zur Bestimmung der thermischen Randbedingung an der Wand zwei Gesetzmäßigkeiten. Je nach Verhältnis der beiden Grenzschichten (Temperatur / Geschwindigkeit) zwischen wird zwischen einem linearen und einem logarithmischen Berechnungsansatz umgeschaltet. Die lineare Funktion kommt in jenem Bereich der Grenzschicht zum Einsatz, in dem die Wärmeleitung eine wichtige Rolle spielt, und die logarithmische Gesetzmäßigkeit jenen Bereichen, in denen die turbulente Wärmeleitung dominierend ist. Die Schubspannungsgeschwindigkeit wird wiederum anhand der Gleichung (2-78) bestimmt. Die genaue Berechnungsmethode und die entsprechenden Gleichungen zur Berechnung der thermischen Randbedingungen an der Wand gem. der Standard Wandfunktion können in [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] gefunden werden.

Die turbulente kinetische Energie k in der wandnächsten Zelle wird ebenfalls basierend auf dem logarithmischen Wandgesetz mittels des Produktionsterms G_k der turbulenten kinetischen Energie in Abhängigkeit der Wandschubspannung der wandnächsten Zelle ermittelt. Dabei wird gemäß der lokalen Gleichgewichtshypothese angenommen, dass die Produktion von k und die Dissipationsrate ε sich in der wandnächsten Zelle im Gleichgewicht befinden (Produktion = Dissipation). Die Gleichungen zur Berechnung der wandnächsten turbulenten kinetischen Energie sind wiederum in [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] angegeben.

Nichtgleichgewichts-Wandfunktion: Ausgehend von dem logarithmischen Wandgesetz gem. der Standard-Wandfunktion (2-79) wird bei der Nichtgleichgewichts-Wandfunktion die gemittelte Strömungsgeschwindigkeit \tilde{u} in Abhängigkeit vom Druckgradienten ermittelt und damit die Wandfunktion auf anstehende Druckgradienten empfindlich gemacht.

Zudem wird bei diesem Ansatz ein Zweischichtkonzept bei der Berechnung der turbulenten kinetischen Energie k in den wandnahen Zellen angewendet, welche als Eingangsgröße für das Lösen der Transportgleichung für k dient. Bei diesem Konzept wird angenommen, dass die wandnächste Zelle aus einer viskosen Unterschicht und einer vollkommen turbulenten Schicht besteht. Durch die Ermittlung des Schichtdickenverhältnisses (viskos / turbulent) lässt sich davon abhängig die Produktion von k sowie die Dissipation ε der wandnächsten Zelle ermitteln. Dies ist nützlich, da diese Werte bei Nichtgleichgewichtsgrenzschichten von Zelle zu Zelle stark variieren können. Auf diese Weise wird die Gleichgewichtsannahme der Standard Wandfunktion (Produktion = Dissipation) etwas aufgelockert. Der detaillierte Rechenweg der Nichtgleichgewichts-Wandfunktion ist in [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] angegeben und kann ansatzweise auch in [Schlichting & Gersten, 2006] gefunden werden.

Entsprechend den getroffenen Adaptierungen ist diese Wandfunktion für komplexe Strömungen, in denen Ablösungsvorgänge auftreten und die mittleren Strömungsgrößen (Geschwindigkeit und Turbulenz) starken und schnell veränderlichen Druckgradienten ausgesetzt sind, geeignet.

Erweiterte Wandbehandlung: Die erweiterte Wandbehandlung kombiniert die beiden Ansätze gemäß Abbildung 2-6. Ist in einem Rechengbiet die wandnahe Schicht inkl. der viskosen Unterschicht durch das Rechengitter vollständig aufgelöst (typischerweise bei $y^+ \approx 1$), dann wird die wandnahe Modellierungsmethode (Abbildung 2-6 rechts) verwendet. In jenen Bereichen im Strömungsgebiet, in denen die Auflösung des Rechengitters nicht ausreicht

($y^+ > 1$), wird die sogenannte Erweiterte-Wandfunktion angewendet.

Bei der wandnahen Modellierungsmethode wird gleich wie bei den Modellen ohne Wandfunktion ein sogenanntes Zweischichtmodell eingesetzt. Dabei werden alle voll turbulenten Regionen bis zur viskosen Unterschicht durch das ausgewählte Turbulenzmodell gem. Tabelle 2-1 abgebildet. Innerhalb der viskosen Unterschicht wird das Ein-Gleichungsmodell von [Wolfstein, 1969] verwendet, so werden die Strömungsgrößen direkt berechnet.

Reicht die Auflösung des Rechengitters nicht aus, um die viskose Unterschicht vollständig aufzulösen und zu berechnen, dann wird die Erweiterte-Wandfunktion angewendet. Diese verfügt über eine Mischfunktion¹⁷, welche je nach Grenzschichtdicke und örtlicher Rechengitterauflösung im wandnahen Bereich fließend von einem viskosen Ansatz für die laminare Unterschicht zum logarithmischen Wandgesetz für den turbulenten Bereich überführt. In diesem Ansatz sind auch entsprechende Terme für die Berücksichtigung von Druckgradienten enthalten.

Die Erweiterte Wandbehandlung ist vor allem bei einem strikt vorgegebenen Rechengitter für komplexe Strömungen mit stark variierenden Grenzschichtdicken und moderaten Reynoldszahlen geeignet.

Eine detaillierte Beschreibung der Erweiterten-Wandfunktion inkl. der entsprechenden Gleichungen ist im [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] angegeben.

2.4.4 Anfangs- und Randbedingungen

Am Rand des Berechnungsgebietes werden durch Anfangs- und Randbedingungen die Strömungs- und thermischen Zustände (Dirichlet-Randbedingung) oder deren Ableitungen (Neumann-Randbedingung) vorgegeben. Durch die Wahl der Anfangs- und Randbedingungen wird bei einem gegebenen Berechnungsgebiet (Geometrie) das eigentliche Strömungsproblem definiert, sodass die Erhaltungsgleichungen gelöst werden können. Bei transienten (zeitabhängigen) Strömungsproblemen ist von Anfangsbedingungen die Rede, da sich die definierten Zustände über die Zeit verändern können.

In diesem Kapitel werden jene Randbedingungen etwas näher behandelt, welche auch bei der numerischen Untersuchung der Tunnelströmung mittels der Simulationssoftware ANSYS Fluent zur Anwendung gekommen sind. Eine detaillierte Beschreibung aller zur Verfügung stehender Randbedingungen ist in [ANSYS Fluent User's Guide, 2013] zu finden.

Bei den Randbedingungen wird grundsätzlich zwischen den folgenden vier Typen unterschieden:

- Ein- und Auslassrandbedingungen an den Strömungsgrenzen
- Randbedingungen an Wänden
- Innenliegende volumenbezogene Randbedingungen
- Innenliegende flächenbezogene Randbedingungen

2.4.4.1 Ein- und Auslassrandbedingungen an den Strömungsgrenzen

Es gibt unterschiedliche Ein- und Auslassrandbedingungen, die es dem Strömungsmedium ermöglichen, in das Berechnungsgebiet einzutreten oder es wieder zu verlassen. Dazu zählen beispielsweise die Geschwindigkeitseinlass-, die Druckeinlass-, die Druckauslass-, die

¹⁷ Mischfunktion gemäß [Kader, 1981], [Huang, Bradshaw & Coakley, 1993] and [White & Christoph, 1971]

Massenstrom- und die Ausflussrandbedingung. Die Massenstromrandbedingung wird speziell für kompressible Strömungen angewendet. Bei inkompressiblen Strömungen mit konstanter Dichte ist durch die Vorgabe einer Einlassgeschwindigkeit (Geschwindigkeitseinlassrandbedingung) bei einem definierten Rand inhärent der Massenstrom fixiert. Die Ausflussrandbedingung ist nur für Auslassgrenzen geeignet, an denen keine Rückströmungen stattfinden (ausgebildete Strömung), da bei dieser Randbedingung angenommen wird, dass die Gradienten normal zur Auslassebene aller Strömungsgrößen (außer dem Druck), verschwinden. Zusätzlich gibt es noch spezielle Randbedingungen, welche das Ein- bzw. Austreten der Strömung durch die Vorgabe eines Totaldruckes und entsprechende Widerstandskoeffizienten definieren.

Bei turbulenten Strömungen müssen bei diesen Randbedingungen, neben den Strömungsgrößen wie Geschwindigkeit und Druck, noch Turbulenzparameter der eintretenden Strömung definiert werden. Hierzu ist die Vorgabe der Turbulenzintensität I und der Längenskala l_k notwendig. Die Turbulenzintensität ist definiert als das Verhältnis zwischen den quadratisch gemittelten Geschwindigkeitsfluktuationen zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit. Eine Turbulenzintensität von 1% wird generell als gering und eine Intensität von 10% als hoch angesehen. In einem modernen turbulenzarmen Windkanal beträgt die Intensität der turbulenten freien Strömung beispielsweise weniger als 0,05%, wohingegen es bei Strömungen nach einer Turbine oder Lochplatte zu Turbulenzintensitäten zwischen 10 und 20% kommen kann. Bei voll entwickelten turbulenten Kanalströmungen (wie es hier der Fall ist) treten Intensitäten von 2 bis 5% auf, welche mit nachfolgender Gleichung in Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re_{D_t} (für Kanalströmungen) abgeschätzt werden können:

$$I = 0,16(Re_{D_t})^{-\frac{1}{8}} \quad (2-81)^{11}$$

Die Längenskala l_k ist eine physikalische Größe, welche sich auf die Abmessung der großen turbulenten Wirbel bezieht. In voll entwickelten turbulenten Kanalströmungen ist l_k durch die Kanalgröße begrenzt, da die turbulenten Wirbel nicht größer sein können als der Kanal selbst. Für solche Strömungen kann die Längenskala in Relation zur Kanalgröße durch nachfolgende Gleichung näherungsweise ermittelt werden:

$$l_k = 0,07L \quad (2-82)^{11}$$

Darin ist L der hydraulische Durchmesser des Kanals gem. der Gleichung (2-4) und der Faktor 0,07 bezieht sich auf die maximale Mischungsweglänge bei voll entwickelten turbulenten Kanalströmungen. Die Längenskala bei einer Strömung nach einer Turbine entspricht etwa 1 – 10% vom Schaufelabstand und nach einer Lochplatte etwa dem Lochdurchmesser.

Bei turbulenten Kanalströmungen sind somit die Turbulenzintensität und der hydraulische Durchmesser bei den Einlassrandbedingungen und jenen Randbedingungen, welche eine Rückströmung zulassen, vorzugeben.

Im Falle von Strömungsproblemen mit Wärmeübertragung ist bei den Ein- und Auslassrandbedingungen als weitere Strömungsgröße die Temperatur des einströmenden bzw. des rückströmenden Mediums (bei Rückströmungen am Auslassrand) zu definieren.

Geschwindigkeitseinlassrandbedingung: Bei dieser Randbedingung können die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten sowie der Betrag der Geschwindigkeitskomponenten definiert werden. Der Betrag der Geschwindigkeit lässt sich entweder normal auf die Einlassfläche oder durch einen Richtungsvektor vorgeben. Zusätzlich können die Geschwindigkeiten auch in Abhängigkeit von den Flächenkoordinaten der Einlassfläche festgelegt werden. So lassen sich beispielsweise voll entwickelte Geschwindigkeitsprofile am Einlassrand vorgeben. Über die Dichte des einströmenden Fluids und die Fläche des Einlassrandes ist bei inkompressiblen Strömungen, wie bereits erwähnt, der Massenstrom definiert. Bei kompressiblen Strömungen

ist stattdessen die Massenstromrandbedingung anzuwenden.

Bei turbulenten Strömungen sind wiederum die Turbulenzparameter der eintretenden Strömung zu spezifizieren; bei Strömungsproblemen mit Wärmeübertragung die Einlasstemperatur.

Druckeinlassrandbedingung: Die Druckeinlassrandbedingung ist für kompressible und inkompressible Strömungen geeignet und kann angewendet werden, wenn der Druck am Einlass bekannt ist, aber die Durchflussrate oder die Geschwindigkeit unbekannt sind. Demzufolge werden bei dieser Randbedingung der Totaldruck des Fluides am Einströmrand sowie die Einströmrichtung (normal zum Einlassrand als Richtungsvektor) vorgegeben.

Gleich wie zuvor sind je nach Notwendigkeit die Turbulenzparameter der eintretenden Strömung sowie die Einlasstemperatur festzulegen.

Druckauslassrandbedingung: Diese Randbedingung erfordert die Angabe des statischen Druckes am Auslassrand und kann auch bei auftretenden Rückströmungen angewendet werden. Der vorgegebene statische Druck entspricht dabei dem gewichteten mittleren Druck am Auslassrand (gewichtet mit Druck der inneren Berechnungszelle).

Für potentiell auftretende Rückströmungen sind geeignete Parameter wie Rückströmungsrichtung und Temperatur des rückströmenden Mediums sowie deren Turbulenzparameter vorzugeben. Die Richtung kann entweder durch einen Richtungsvektor, normal zur Fläche, oder entsprechend der Geschwindigkeitsrichtung der dem Auslassrand nächstgelegenen Berechnungszelle definiert werden. Die Temperaturvorgabe ist nur bei Strömungsproblemen mit Wärmeübertragung notwendig und die Turbulenzparameter können gleich wie zuvor beschrieben definiert werden.

Befindet sich die Strömung am Auslassrand im Überschallbereich, dann wird der vorgegebene statische Druck nicht verwendet und der Druck sowie die anderen Strömungsgrößen werden vom Inneren extrapoliert.

2.4.4.2 Randbedingungen an Wänden

An den Wänden des Strömungsgebietes kann entweder eine Randbedingung für eine feste Wand oder eine Symmetriebedingung bzw. eine periodische Bedingung definiert werden. Symmetrische Randbedingungen werden für spiegelsymmetrische Strömungen und Geometrien verwendet, wohingegen die periodischen Randbedingungen bei sich periodisch wiederholenden Strömungsmustern ihre Anwendung finden.

Wand-Randbedingung: Die Wand-Randbedingung wird verwendet, um Fluidregionen von festen Regionen zu trennen. Standardmäßig gilt bei Wänden die Haftbedingung, wodurch die Geschwindigkeit an der Wand zu null wird. Die Wandrauigkeit wird durch eine zusätzliche Konstante ΔB im logarithmischen Wandgesetz (2-79) berücksichtigt.

$$u^* = \frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C - \Delta B \tag{2-83}^{11}$$

$$\text{mit } \Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln(f_r(K_S, C_S)),$$

Durch die Konstante ΔB (besitzt die gleiche Steigung $\frac{1}{\kappa}$ wie das logarithmische Wandgesetz) wird der Schnittpunkt an der Ordinate verändert. Dies bedeutet, dass mit zunehmender Wandrauigkeit, die dimensionslose Geschwindigkeit abnimmt und demnach die Wandschubspannung entsprechend zunimmt. Die Konstante ΔB ist bei hydraulisch glatten Wänden gleich null und bei rauen Wänden von der Rauheitsfunktion f_r abhängig. Die Rauheitsfunktion wird wiederum in Anlehnung an die Daten von Nikuradse [Cebeci & Bradshaw, 1977] durch die Sandrauheitshöhe K_S und die Rauheitskonstante C_S definiert und ist

somit nur von den Konstanten K_s und C_s abhängig. Diese Konstanten müssen bei Rauen Wänden als Randbedingung vorgegeben werden. Die Sandrauheitshöhe K_s entspricht dem räumlichen Mittelwert der Oberflächenrauigkeit und kann entweder konstant oder in Abhängigkeit von der Oberfläche vorgegeben werden. Gemäß [Schlichting & Gersten, 2006] lässt sich jeder technisch rauen Wandoberfläche eine äquivalente Sandrauheit zuordnen. Angaben zu den äquivalenten Sandrauheiten von technisch rauen Wandoberflächen finden sich in [Schlichting & Gersten, 2006] und [Oertel, Böhle & Reviol, 2015]. Die Rauheitskonstante C_s ist so definiert, dass bei einem Wert von $C_s = 0,5$ (standardmäßig vorgegeben) unter Verwendung der k - ε -Turbulenzmodelle die Widerstandsbeiwerte gem. Nikoradse wiedergegeben werden. Wenn die Oberflächenrauheit stark von der gleichmäßigen Sandrauheit abweicht, kann dies durch das Anpassen der Rauheitskonstante berücksichtigt werden. Zum Beispiel ist bei stark ungleichmäßigen Sandrauheiten ein höherer Wert ($C_s = 0,5 \sim 1$) besser geeignet als der standardmäßig vorgegebene.

Bei Wärmeübertragungsproblemen sind zusätzlich thermische Randbedingungen an den Wänden vorzugeben. In diesem Kontext können folgende Vorgaben definiert werden:

- konstanter Wärmestrom durch die Wand
- konstante Temperatur an der Wand
- konstanter Wärmeübergangskoeffizient in Kombination mit der Temperatur der freien Strömung (der äußeren Wandoberfläche)

All diese Parameter können entweder konstant oder in Abhängigkeit von der Wandoberfläche vorgegeben werden. Bei einer Wärmeübertragung mit Strahlung können noch zusätzliche Parameter (Emissionsgrad, externe Strahlungstemperatur) für die externe Wärmestrahlung (äußere Wandoberfläche) definiert werden.

Symmetrierandbedingung: Diese Randbedingung kann an Symmetrieebenen bei spiegelsymmetrischen Strömungen und Geometrien angewendet werden. Dadurch lassen sich das Berechnungsgebiet sowie das Rechengitter deutlich verkleinern und somit Rechenleistung einsparen. An einer Symmetrierandbedingung sind die Geschwindigkeiten sowie die Gradienten aller Strömungsgrößen normal zum Rand gleich null.

2.4.4.3 Innenliegende volumenbezogene Randbedingungen

An einem speziell definierten Volumen innerhalb des Berechnungsgebietes können folgende volumenbezogene Quellterme definiert werden:

- Massenquelle
- Impulsquelle (entsprechend der drei Raumrichtungen)
- Wärmequelle
- Quellterm für turbulente kinetische Energie
- Quellterm für turbulente Dissipation
- andere benutzerdefinierte skalare Größen

Die oben genannten Quellterme können entweder konstant, über eine physikalische Funktion oder zeitlich abhängig spezifiziert werden. Bei der Definition einer Massenquelle, ohne Impuls und Wärmequelle, tritt diese Masse ohne Impuls und thermische Erwärmung in das Berechnungsgebiet ein. Die zugeführte Masse muss somit von der Strömung beschleunigt und erwärmt werden. Alle Quellterme können sowohl positiv als auch negativ definiert werden.

2.4.4.4 Innenliegende flächenbezogene Randbedingungen

Dazu zählen z. B. die Oberflächen von umströmten Festkörpern, die innerhalb des Berechnungsgebietes liegen. Es können aber auch durchströmbare Oberflächen sein, welche durch die Definition einer geeigneten Randbedingung (Ventilator, Porosität) einen von der Strömungsgeschwindigkeit abhängigen Drucksprung vorgeben. Ein weiteres Beispiel ist, wenn zwei Strömungsgebiete mit unterschiedlichen Rechengitterauflösungen und Topologien aufeinandertreffen. An den aufeinandertreffenden durchströmbaren Oberflächen (sog. Interfaces), können entsprechende Interpolationsvorschriften als Randbedingung definiert werden. Im Falle eines umströmten Festkörpers kann die Wand-Randbedingung wie zuvor beschrieben angewendet werden.

Ventilator-Randbedingung: Bei der Ventilator-Randbedingung kann an einer definierten durchströmbaren Oberfläche eine bekannte, empirisch ermittelte Ventilator Kennlinie vorgegeben werden, welche den Zusammenhang zwischen Druckanstieg und Geschwindigkeit über ein Lüfterrad bestimmt (Mit der Querschnittsfläche der Randbedingung ist somit auch der Volumenstrom definiert). Der Drucksprung Δp wird in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit v an der definierten Fläche (Randbedingung) aufgeprägt, wodurch das Lüfterrad als infinitesimal dünn angenommen wird. Um einen Drall zu erzeugen, können auch radiale und tangential Geschwindigkeitsfelder auf der Lüfterradfläche aufgebracht werden. Die Ventilator Kennlinie kann durch folgende Polynomfunktion definiert werden:

$$\Delta p = a_0 + a_1 \cdot v + a_2 \cdot v^2 + \dots + a_n \cdot v^n \quad (2-84)^{11}$$

Die Konstanten a_0 bis a_n sind die Koeffizienten der Polynomfunktion für den Drucksprung. Je nach Definition kann die Strömungsgeschwindigkeit positiv oder auch negativ sein. Durch diese Randbedingung ist es möglich, den Einfluss eines Ventilators (z. B. Strahlventilator) mit bekannter Charakteristik auf ein umliegendes Strömungsgebiet zu bestimmen.

2.4.5 Numerische Lösungsmethoden

Im folgenden Kapitel wird ein Überblick über die numerischen Lösungsmethoden der Simulationssoftware ANSYS Fluent gegeben, während die zur Anwendung kommenden Lösungsmethoden nur grob umrissen werden.

Ziel ist es, die im Kapitel 2.4.1 bzw. 2.4.3 angegebenen Erhaltungsgleichungen in Kombination mit einer Diskretisierungsmethode sowie ein geeignetes Lösungsverfahren zu lösen. Bei den Erhaltungsgleichungen handelt es sich um nichtlineare partielle Differentialgleichung höherer Ordnung mit mehreren unabhängigen Variablen, wodurch sie generell sehr schwierig zu lösen sind. Je nach Art der Strömung (Unterschall, Überschall, kompressible, inkompressible etc.) ändert sich die Eigenschaft bzw. der Typus der Differentialgleichungen. Abhängig davon sind geeignete Lösungsmethoden auszuwählen, welche für bestimmte Strömungsarten ein gutes Konvergenzverhalten aufweisen.

Bei der Simulationssoftware ANSYS Fluent stehen druckbasierte und dichte basierte Lösungsmethoden zur Verfügung. Im Allgemeinen wurden die druckbasierten Verfahren für inkompressible Strömungen mit geringer Strömungsgeschwindigkeit ($Ma < 0,3$)¹⁸ entwickelt, während die dichte basierten Verfahren hauptsächlich für kompressible Strömungen mit hohen Geschwindigkeiten (schallnahe und Überschallströmungen) eingesetzt werden. Durch die fortlaufende Weiterentwicklung wurden beide Verfahren erweitert, um einen breiteren Bereich

¹⁸ Die Mach-Zahl Ma ist das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit. Bei kleinen Mach-Zahlen verschwindet die relative Änderung der Dichte $\frac{d\rho}{\rho} = -Ma^2 \cdot \frac{du}{u}$. In der Regel ist diese Annahme für $Ma < 0,3$ gültig (siehe [Eckart & Oertel, 2013])

von Strömungsarten auch außerhalb ihres traditionellen Ursprungs zu lösen.

2.4.5.1 Dichtebasierte Lösungsmethoden

Bei den dichtebasierten Lösungsmethoden sind die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie miteinander gekoppelt und werden simultan gelöst. Nach dem Erhalt einer Lösung werden die Transportgleichungen für die Turbulenzmodellierung und andere skalare Transportgleichungen im Anschluss gelöst. Diese Lösungsmethoden eignen sich speziell für instationäre Überschallströmungen bzw. Strömungen im schallnahen Bereich, in denen Verdichtungsstöße und Expansionsfächer auftreten, und werden deshalb auch Riemann-Löser genannt. Typische Riemann-Löser sind z. B. der Roe-Löser oder die *Advection Upstream Splitting Method* (AUSM). Da bei Tunnelströmungen und den betrachteten Strömungsproblemen nur geringe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten ($Ma \ll 0,3$), kann die Strömung grundsätzlich als inkompressibel angesehen werden, weshalb auf die dichtebasierten Lösungsmethoden an dieser Stelle nicht weiter eingegangen wird. Detaillierte Informationen zu diesen Lösungsmethoden können in [Toro, 2009] und [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] gefunden werden.

2.4.5.2 Druckbasierte Lösungsmethoden

Bei den druckbasierten Lösungsmethoden sind die Erhaltungsgleichungen grundsätzlich voneinander entkoppelt. Das Geschwindigkeitsfeld wird dabei ebenfalls über die Impulsgleichungen gelöst und erfüllt im ersten Schritt noch nicht die Kontinuitätsgleichung. Basierend auf dem so erhaltenen Geschwindigkeitsfeld werden über eine Druckkorrekturgleichung das korrekte Druck- und Geschwindigkeitsfeld iterativ berechnet, sodass die Kontinuitätsgleichung erfüllt ist. Im Anschluss daran werden die Energiegleichung und die Transportgleichungen für die Turbulenzmodellierung sowie andere skalare Transportgleichungen gelöst.

Zu der bereits vorgestellten Methode, bei der die einzelnen Gleichungen separat gelöst werden, gibt es eine weitere Methode. Dabei werden die Impulsgleichungen mit der Druckgleichung gekoppelt und simultan gelöst, um die Kontinuitätsgleichung zu erfüllen. Im Anschluss werden wieder die Energiegleichung und die Transportgleichungen gelöst.

Grundsätzlich wird bei beiden Methoden dieselbe Lösung erzielt, sie unterscheiden sich lediglich im Konvergenzverhalten (Geschwindigkeit und Stabilität) und im Speicherbedarf. Durch die Kopplung der Impulsgleichungen mit der Druckgleichung ist im Vergleich zur entkoppelten Methode zwar der Speicherbedarf um das 1,5 bis 2-Fache größer und das Konvergenzverhalten weniger stabil, aber dafür kann schneller eine Lösung erzielt werden. Die gekoppelte Methode ist eine Alternative zu der entkoppelten Methode sowie zu den dichtebasierten Lösungsmethoden und eignet sich speziell für Strömungsprobleme, bei denen das Druckfeld große Auswirkungen auf das Geschwindigkeitsfeld hat (z. B. Strömung in Turbomaschinen).

Bei der entkoppelten Methode gibt es folgende unterschiedliche Druckkorrekturverfahren, um das korrekte Geschwindigkeits- sowie Druckfeld zu erhalten und die Kontinuitätsgleichung zu erfüllen:

- SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*)
- SIMPLEC (*SIMPLE Consistent*)
- PISO (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*)
- FSM (*Fractional Step Method*)

Auch hier wird unabhängig vom gewählten Verfahren immer die gleiche Lösung erzielt. Sie unterscheiden sich wiederum lediglich im Konvergenzverhalten und im Speicherbedarf. Das SIMPLE-Verfahren wird standardmäßig für komplexe turbulente Strömungen verwendet und

ist sehr stabil und genau. Bei sehr einfachen Strömungen (laminar) wird mit dem SIMPLEC-Verfahren ein besseres Konvergenzverhalten erreicht, wodurch schneller eine Lösung gefunden werden kann. Für instationäre Strömungsprobleme, speziell bei der Vorgabe von großen Zeitschritten, kann mittels des PISO-Verfahrens ein stabiles Konvergenzverhalten erzielt werden. Eine Alternative dazu bietet das FSM-Verfahren, welches zu Lasten der Stabilität ebenfalls für instationäre Strömungsprobleme geeignet und weniger rechenintensiv ist. Weiterführende Informationen sowie die genaue mathematische Formulierung der einzelnen Verfahren können in [Ferziger & Perić, 2008], [Fletcher, 2000b] und [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] gefunden werden.

Durch die Diskretisierungsmethode werden für die Berechnung der konvektiven Terme der Erhaltungsgleichungen Strömungsgrößen an den Oberflächen des Kontrollvolumens (Rechenzelle) benötigt. Um die Werte an den Oberflächen ausgehend von den Rechenpunkten (im Schwerpunkt der Rechenzelle) und den benachbarten Rechenzellen zu erlangen, stehen folgende Interpolationsmethoden zur Verfügung:

- Rückwertiger Differenzenquotient erster Ordnung (*First-Order Upwind Scheme*)
- Rückwertiger Differenzenquotient zweiter Ordnung (*Second-Order Upwind Scheme*)
- MUSCL (*Monotone Upstream-Centred Schemes for Conservation Laws*)
- QUICK (*Quadratic Upwind Interpolation*)

Je höher die Ordnung des Interpolationsverfahrens ist, desto genauer, aber rechenintensiver und instabiler ist es. Zur Reduzierung der numerischen Diffusion¹⁹ sind zumindest Interpolationsmethoden zweiter Ordnung zu verwenden. Die MUSCL- und QUICK-Verfahren haben eine Genauigkeit von dritter Ordnung und sollten bei Strömungen mit einem starken Drall verwendet werden.

Zur Erlangung der Druckwerte an den Oberflächen der Rechenzellen, ausgehend von den Rechenpunkten und den benachbarten Zellen, stehen folgende Interpolationsverfahren zur Auswahl:

- *Standard*
- *Second Order*
- *Body Force Weighted*
- PRESTO! (*PREssure STaggering Option*)

Die Interpolationsverfahren für den Druck sind je nach Strömungsart auszuwählen. Die *Standard* Methode liefert für Strömungen mit geringen Druckgradienten gute Lösungen. Bei hohen Druckgradienten und vor allem bei kompressiblen Strömungen ist *Second Order* oder PRESTO! auszuwählen, wobei die PRESTO!-Methode speziell für Strömungen mit hohem Drall und porösen Medien geeignet ist. Die *Body Force Weighted*-Methode kann für Strömungen mit großen Körperkräften verwendet werden.

Weiterführende Informationen zu den zuvor aufgelisteten Interpolationsverfahren können in [Ferziger & Perić, 2008] und [ANSYS Fluent Theory Guide, 2013] gefunden werden.

Für die druckbasierten Lösungsmethoden stehen für die Zeitdiskretisierung ausschließlich implizite Methoden erster und zweiter Ordnung zur Verfügung. Diese sind zwar speicher- und rechenintensiver, haben aber den großen Vorteil, dass sie, unabhängig von der Zeitschrittgröße, stabil sind. Bei der Zeitdiskretisierung zweiter Ordnung ist eine zusätzliche Zeitebene zu

¹⁹ Bei der numerischen Diffusion werden die Gradienten der Strömungsgrößen gleich wie bei der physikalischen Diffusion abgemindert.

speichern, was diese Methode genauer macht, aber auch deutlich speicher- und rechenintensiver.

2.4.6 Genauigkeit

Wie bereits eingangs erwähnt, ist eine analytische Lösung der Erhaltungsgleichungen nur in Sonderfällen möglich, weshalb die partiellen Differentialgleichungen mittels einer Diskretisierungsmethode numerisch gelöst werden. Demnach handelt es sich bei der numerischen Lösung von Strömungs- und Wärmeübergangsproblemen immer nur um Näherungslösungen. Die Fehlerarten bei der Erzielung der numerischen Lösung können in folgende drei Kategorien eingeteilt werden:

- Modellfehler
- Diskretisierungsfehler
- Iterationsfehler

Im Folgenden werden die einzelnen Fehlerarten näher beschrieben. Detailliertere Angaben bezüglich der Genauigkeit und Eigenschaften von numerischen Berechnungsmethoden finden sich in [Eckart & Oertel, 2013], [Ferziger & Perić, 2008] und [Fletcher, Computational Techniques for Fluid Dynamics 1, 2000a].

2.4.6.1 Modellfehler

Der Modellfehler ist als Differenz zwischen der realen Strömung und der exakten Lösung der mathematischen Modellgleichungen definiert. Da reale und vor allem komplexe Strömungsphänomene kaum mathematisch exakt formuliert werden können, werden diese häufig durch halbempirische Modelle wie beispielsweise die Turbulenzmodelle beschrieben. Bei der Definition dieser Modelle werden oftmals Annahmen und Vereinfachungen getroffen, wodurch die Modellfehler sehr groß werden können. Demnach ist bei der Auswahl der entsprechenden Modelle auf deren Einsatzgebiet besonders zu achten. Die Vereinfachung der Geometrie bei der Erstellung des Berechnungsgebietes sowie die Definition von Randbedingungen können weitere Ursachen von Modellfehlern sein. Im Allgemeinen sind diese Fehler im Voraus unbekannt und können erst durch Vergleichen der Ergebnisse mit experimentellen Daten abgeschätzt werden.

2.4.6.2 Diskretisierungsfehler

Der Diskretisierungsfehler ist die Differenz zwischen der exakten analytischen Lösung der Erhaltungsgleichungen und der exakten Lösung des diskretisierten algebraischen Gleichungssystems. Bei einer konvergenten numerischen Methode verringert sich der Diskretisierungsfehler, je kleiner die räumliche und zeitliche Schrittweite definiert wird. Bei infinitesimal kleiner Schrittweite, wird der Diskretisierungsfehler zu null. Die Ordnung einer Diskretisierungsmethode ist ein Maß für die Genauigkeit.

2.4.6.3 Iterationsfehler

Der Iterationsfehler ist definiert als die Differenz zwischen der iterativen Näherungslösung und der exakten Lösung der mathematischen Modellgleichungen. Typischerweise streben die Residuen bei einem Iterationsprozess gegen null. Dies wird jedoch durch Rundungsfehler meist nicht erreicht, weshalb dieser Prozess mittels eines definierten Konvergenzkriteriums abgebrochen werden muss. Die Reduktion dieses Fehlers kann bei großen Rechengebieten mit vielen Rechenzellen mit einem enormen Rechenaufwand verbunden sein. Deshalb ist die Wahl eines optimalen Konvergenzkriteriums von Bedeutung. Die Größenordnung dieses Fehlers sollte jedoch innerhalb des Diskretisierungsfehlers und des Modellfehlers liegen. Üblicherweise wird der Iterationsprozess abgebrochen, wenn das Niveau der Residuen sich um drei bis vier Größenordnungen reduziert hat.

3 Berücksichtigung von Bränden im Verkehrstunnel

3.1 Allgemeines

In der Vergangenheit wurde bei der Belüftung von Tunnelanlagen ein Hauptaugenmerk auf die Einhaltung von Luftqualitätskriterien im Normalbetrieb gelegt. Durch die fortwährende Verschärfung der Abgasnormen und die stetige Erneuerung der Fahrzeugflotte spielt jedoch der Normalbetrieb bei der Dimensionierung der Lüftungsanlage mittlerweile eine untergeordnete Rolle (Ausnahmen sind beispielsweise Schwellen- oder Entwicklungsländer, in denen der Emissionsstandard der Fahrzeugflotte deutlich schlechter ist als in den Industrieländern, bzw. Länder, in denen schärfere Vorgaben der Luftqualitätskriterien vorliegen wie z. B. in Australien). Vor allem in Europa steht demnach heutzutage die Schaffung von Flucht- und Rettungsbedingungen im Falle eines Brandes im Vordergrund (siehe Kapitel 2.2.1). Vorangetrieben wurde dies vor allem durch schwere Brandkatastrophen wie etwa im Mont Blanc Tunnel, im Tauerntunnel etc., welche die Aufnahme und Definition von Dimensionierungsparametern für den Brandfall in zahlreichen Richtlinien zufolge hatten.

Eine bedeutende Rolle spielt dabei die Definition eines Bemessungsbrandes. Darin werden typische Eigenschaften von Bränden (wie maximale Brandleistung, Brandentwicklung, Rauchgasmenge etc.), die für die Bemessung der Tunnelausrüstung, die Erstellung von Notfalleinsatzplänen und die Auswirkungen auf das Tunnelbauwerk herangezogen werden, erfasst. Im Folgenden bezieht sich jedoch der Begriff Bemessungsbrand nur auf die Dimensionierung der Tunnellüftungsanlage sowie die Rettungsbedingungen im Tunnel und nicht auf die Dimensionierung des Tunnelbauwerks.

Die alleinige Angabe einer Brandleistung als Bemessungsbrand in Richtlinien lässt viel Interpretationsspielraum zu und ist daher unzureichend. Es ist also erforderlich, weitere wichtige Parameter wie die Branddauer, den Wärmetransport infolge von Strahlung und Konvektion, die Brandentwicklung usw. zu definieren und in den Dimensionierungsvorgang zu integrieren. Da dies sehr oft nicht der Fall ist, führt das zu der ungünstigen Situation, dass die Dimensionierung der Lüftungsanlage nicht einheitlich durchgeführt wird, sondern stark von der Erfahrung des Planers und den verwendeten Hilfsmitteln abhängig ist.

Um diesem Umstand entgegenzuwirken wurden in den nationalen Richtlinien von Länder wie der Schweiz [ASTRA 13001, 2008] und Österreich [RVS 09.02.31, 2014], Parameter definiert, welche den Brandauftrieb infolge der Wärmefreisetzung beschreiben. Folglich sind die Dimensionierungsparameter für den Brandfall genauer definiert und hängen nicht von der Erfahrung des Planers ab.

Ziel der vorliegenden Untersuchung ist es, die gegebenen Rahmenbedingungen der österreichischen Richtlinien und Vorschriften für das Straßenwesen, RVS 09.02.31, zu überarbeiten, um die Dimensionierungsparameter bei der Bemessung des Brandfalles detaillierter zu spezifizieren und die Ansätze zu erweitern.

Die Ausgangssituation stellt die [RVS 09.02.31, 2008] dar. Darin wird eine Vorgehensweise für die Berücksichtigung des Brandauftriebes bei der Dimensionierung der Lüftungsanlage, basierend auf einer konstanten Temperaturerhöhung über eine bestimmte (fixe) Brandlänge, vorgegeben (siehe Auszug im Kapitel 3.2.2). Dieser Ansatz ist zwar sehr unkompliziert und einfach anzuwenden, aber es werden dabei viele Einflussgrößen wie Strömungsgeschwindigkeit, Querschnittsfläche, Form des Tunnelprofils (Rechteck- oder Hufeisenprofil) nicht berücksichtigt. Wie in Kapitel 2.3.5.6 bereits angeführt, sind jedoch ausgehend von einer bestimmten Brandlast die Temperaturerhöhung sowie die Temperaturverteilung der Tunnelluft jedoch stark von diesen Parametern abhängig (siehe Gleichung (2-39) sowie (2-41)). Des Weiteren wird die Genauigkeit der Druckberechnung (Wandreibung, Fahrzeugwiderstand, Schubminderung etc.) im Tunnel, wie in Kapitel 2.3.5

bereits ausführlich behandelt, von der Temperaturverteilung bestimmt. Die Anwendung einer mittleren Temperaturerhöhung hingegen führt zu mittleren Strömungsverlusten und Schubminderungen der Strahlventilatoren innerhalb des Brandabschnittes (L_{Brand}). Der stärkere Einfluss im brandnahen Bereich, neben den strömungstechnischen und geometrischen Einflussgrößen auf die Temperaturverteilung, wird dabei nicht berücksichtigt. Es gibt auch keine klare und einheitliche Vorgehensweise für den Fall, dass die zu berücksichtigende (fixe) Länge des Brandabschnittes länger ist als die Strecke zwischen dem Brandort und dem Austrittsportal.

Um diese Effekte und Einflussgrößen bei der Lüftungsdimensionierung für längsgelüftete Straßentunnel zu beachten, wird der Temperaturverlauf für unterschiedliche Längsströmungen, Brandlasten, Tunnelquerschnitte und Tunnelprofile mittels numerischer Strömungsberechnungen untersucht. Auf Basis der Ergebnisse dieser Parameterstudie soll hinsichtlich der Anwendbarkeit in der Richtlinie eine unkomplizierte und einfache eindimensionale Berechnungsmethode gefunden werden, welche die dreidimensionalen Effekte mit annehmbarer Genauigkeit einbeziehen.

Neben der Vorgehensweise bei der Berücksichtigung von Bränden bei Längslüftungssystemen, ist auch bei Querlüftungssystemen ein Änderungsbedarf gegeben. Bei diesen Systemen werden im Brandfall die Rauchgase in der Nähe des Brandortes über Abluftklappen konzentriert abgesaugt und über einen Abluftkanal mittels eines Axialventilators ins Freie befördert (siehe Kapitel 2.2.2.2 und 2.2.3.2). Bezüglich der Berücksichtigung der heißen Rauchgase bei der Druckberechnung im Abluftkanal sowie der Auslegung der Abluftventilatoren werden in [RVS 09.02.31, 2008] keine genauen Angaben gemacht (siehe Kapitel 3.2.2). Dies führt ebenfalls bei der Bemessung der Abluftventilatoren zu einem Interpretationsspielraum und ist folglich von den verwendeten Methoden und der Erfahrung des Planers abhängig.

Zur Bewerkstelligung des Bemessungsbrandes ist mittels der Lüftungsanlage an der Absaugstelle im Tunnel ein Volumenstrom von 120 m³/s (bezogen auf 20°C und 1,013 bar) zu erzielen (siehe Kapitel 3.2.2). Dies definiert einen Massenstrom von 144,52 kg/s. Durch die Wärmefreisetzung im Brandfall kommt es zu einer Erhöhung der Temperatur an der Absaugstelle und folglich zu einer Erhöhung des Volumenstromes. Die Temperatur an der Absaugstelle nimmt im Abluftkanal durch den konvektiven Wärmetransport zur kühleren Betonwand in Strömungsrichtung ab. Diese Effekte haben Auswirkungen auf die Strömungsverluste und folglich auf die Druckberechnung im Abluftkanal sowie den Leistungsbedarf der Abluftventilatoren.

Um nun zu analysieren, welchen Einfluss die heißen Rauchgase auf die aerodynamische Dimensionierung der Rauchgasabsaugung von bestehenden und zukünftigen Tunnellüftungsanlagen haben, wurde ebenfalls eine umfangreiche Untersuchung durchgeführt. Ermittelt wurden vor allem die Auswirkungen auf die Strömungsverluste im Abluftkanal und daraus resultierend die Leistungszunahme der Abluftventilatoren sowie die erhöhte Unterdruckbelastung der Zwischendecke, indem die Rauchgasabsaugung der betrachteten Tunnelanlagen sowohl bei konstanter als auch bei variabler Luftdichte bemessen wurde. Ziel ist es in weiterer Folge, wiederum einen einfach anwendbaren Berechnungsansatz für die Berücksichtigung der heißen Rauchgase bei der Bemessung der Rauchgasabsaugung zu erarbeiten.

Die Untersuchungen wurden im Rahmen der Revision der [RVS 09.02.31, 2008] vom Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT) durch Forschungsprojekte teilweise finanziert und in Kooperation mit der Firma ILF Beratende Ingenieure durchgeführt.

Die Ergebnisse der durchgeführten Arbeiten sind in den jeweiligen Forschungsberichten ([Beyer & Sturm, 2010a], [Beyer, Sturm & Höpperger, 2010b] und [Beyer, Sturm & Höpperger,

2011]) sowie in Konferenzbeiträgen ([Sturm, Bacher, Beyer, Höpperger & Croll, 2011] und [Beyer, Höpperger, Sturm, Bacher & Croll, 2012]) dargelegt und werden an dieser Stelle nochmals behandelt.

Die auf Basis dieser Studie ausgearbeiteten Erkenntnisse und Ansätze zur Berücksichtigung von Bränden in längsgelüfteten wie auch quergelüfteten Straßentunneln wurden bereits in die aktuelle Richtlinie [RVS 09.02.31, 2014] aufgenommen.

Im nachfolgenden Kapitel 3.2 werden die gegebenen Parameter des Bemessungsbrandes diskutiert und die Ausgangslage der österreichischen Richtlinie [RVS 09.02.31, 2008] sowie die darin gegebenen Rahmenbedingungen für die Bemessung des Brandfalles dargelegt.

Das Kapitel 3.3 widmet sich der Untersuchung von Bränden bei Längslüftungssystemen (Strömung im Verkehrsraum ohne Absaugung) und das Kapitel 3.4 der Untersuchung von Bränden bei Querlüftungssystemen (Strömung im Abluftkanal).

3.2 Ausgangssituation

3.2.1 Bemessungsbrand

Wie bereits im Kapitel 2.2.1 diskutiert, haben zahlreiche Brandversuche gezeigt, wie stark die Brandlast in Abhängigkeit von der Brandquelle variieren kann. Beispielsweise schwanken die Brandleistungen von rund 5 MW (bei einem PKW-Brand) bis 120 MW und darüber (bei Bränden mit schweren Nutzfahrzeugen beladen mit leicht brennbaren Gütern), während die Branddauer zwischen 20 bis 60 Minuten variiert.

Die österreichische Richtlinie [RVS 09.02.31, 2008] gibt dazu als Bemessungsbrand eine Brandleistung von 30 MW bzw. 50 MW für Tunnel mit einem höheren Risiko (höherer Schwerverkehrsanteil) vor. Ähnliche Größenordnungen finden sich in der Schweizer [ASTRA 13001, 2008] und der Deutschen [RABT, 2016] Richtlinie.

Bei der Auslegung einer mechanischen Lüftungsanlage sind spezielle Randbedingungen zu berücksichtigen. Dies betrifft vor allem die Möglichkeit der technischen Umsetzung und die Rechtfertigung der Ausstattungskosten. Generell verlangte die Berücksichtigung des Brandfalles bei der Lüftungsdimensionierung eine Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Lüftungsanlage und führte zu einer erheblichen Zunahme der Lüfterleistung und im speziellen bei Querlüftungssystemen zusätzlich zu einer Zunahme der Absaugmengen. Eine Anhebung der Brandleistung und der Absaugmengen kann zur Folge haben, dass Anlagen gefordert werden, die entweder unbezahlbar sind oder für die im Tunnel kein Platz zur Verfügung steht (siehe [Sturm, Bacher & Schmölzer, 2009]). In vielen Situationen können jedoch auf der Grundlage einer angemessenen Risikobewertung [RVS 09.03.11, 2015] und [RVS 09.03.12, 2012] alternative Maßnahmen ergriffen werden, welche das Risiko sowie die Folgen eines Vorfalls reduzieren und somit die Erlangung realisierbarer Brandleistungen ermöglichen. Eine interessante Diskussion zu risikomindernden Maßnahmen im Tunnel kann in [Hörhan, 2002] gefunden werden. In den häufigsten Fällen ist demnach eine Brandleistung von 30 bis 50 MW ein angemessener und akzeptabler Wert. Gemäß der EUREKA-Brandversuche [EUREKA 499 Report, 1996] entstehen bei diesen Brandleistungen Rauchgasmengen von 80 bis 120 m³/s.

Bei der Berücksichtigung von Bränden in Tunneln wird davon ausgegangen, dass ein festgelegter Anteil der gesamten freigesetzten Wärme durch Wärmestrahlung an die Umgebung verloren geht. Der übrige Anteil der freigesetzten Wärme wird durch das Fluid abtransportiert und wirkt sich somit auf den Brandauftrieb aus. Numerische Untersuchungen in [Karki, Patankar, Rosenbluth & Levy, 2000] und [Memorial Tunnel Fire Ventilation Test Programm, 1999] haben gezeigt, dass mit diesem Ansatz (Reduzierung der Brandleistung um einen Strahlungsanteil ohne Berücksichtigung der Strahlungseffekte) sehr gute Übereinstimmungen

mit den Realbrandversuchen im Memorial Tunnel hinsichtlich der Temperaturverteilung erzielt werden können. Experimente mit Diffusionsflammen ergaben, dass die Strahlungsanteile im Bereich von 20 bis 40% liegen [Markstein, 1985]. Aus den Brandversuchen des Memorial Tunnels wurde beispielsweise bei Brandleistungen von 30 bis 50 MW ein Strahlungsanteil von 25% abgeleitet [Zumsteg, Steinemann & Hofer, 2002]. Dieser Ansatz zusammen mit einem Strahlungsanteil von 25% findet auch in der Richtlinie [RVS 09.02.31, 2008] seine Anwendung.

Gemäß dieser Diskussion werden die grundlegenden Parameter eines Bemessungsbrandes wie Brandleistung (30 und 50 MW), Rauchgasmenge (120 m³/s) und Strahlungsanteil (25%) für die folgenden Untersuchungen beibehalten.

3.2.2 Rahmenbedingungen für die Bemessung des Brandfalles gem. [RVS 09.02.31, 2008]

Diese Richtlinie gibt, wie einleitend erwähnt, Rahmenbedingungen vor, welche die Wärmefreisetzung im Falle eines Brandes bei der Dimensionierung der Tunnellüftungsanlage berücksichtigt. Ziel dieser Vorgaben ist es, die Auftriebskräfte infolge der Wärmefreisetzung durch unkomplizierte und einfach anwendbare Ansätze zu berücksichtigen, um dadurch eine vergleichbare Dimensionierungsbasis zu gewährleisten.

Ausgehend von vorgegebenen Brandleistungen werden die Auftriebskräfte für den jeweiligen Bemessungsbrand anhand eines empirischen Ansatzes (abgeleitet aus Brandversuchen) ermittelt. Dabei wird je nach Brandleistung eine konstante Temperaturerhöhung ΔT_{Brand} über eine bestimmte Brandabschnittslänge L_{Brand} vorgegeben, woraus der Brandauftrieb Δp_{Brand} im Tunnel über den Höhenunterschied ($L_{Brand} \cdot \frac{s_{Brand}}{100}$) berechnet wird.

Im Kapitel 6 der [RVS 09.02.31, 2008] wird dazu wie folgt ausgeführt:

Die Druckwirkung der Luft im Tunnel durch die Erwärmung im Regelfall als auch im Brandfall ist bei der Bemessung gemäß folgenden Ansätzen zu berücksichtigen:

$$\Delta p_{nat} = (\rho_a \pm \rho_i) \cdot g \cdot L_{Tunnel} \cdot \frac{s}{100} \quad (Pa) \quad (3-1)$$

$$\Delta p_{Brand} = (\rho_i - \rho_{Brand}) \cdot g \cdot L_{Brand} \cdot \frac{s_{Brand}}{100} \cdot \eta_{Brand} \quad (Pa) \quad (3-2)$$

$$\rho = \frac{p}{R_L T} \quad (kg/m^3) \quad (3-3)$$

mit:

Δp_{nat}	Druckwirkung durch den natürlichen Auftrieb (Pa)
Δp_{Brand}	Druckwirkung durch die erwärmte Luft (Brand) (Pa)
ρ	Dichte abhängig von der Temperatur und dem Außendruck (kg/m ³)
L_{Brand}	Länge des Brandabschnittes (m)
s	Längsneigung (%)
s_{Brand}	Längsneigung im Brandabschnitt (L_{Brand}) (%)
η_{Brand}	Brandwirkungsgrad (-)
Index a	Außerhalb des Tunnels

Index i *Im Tunnel ohne Brand*

$$\Delta T_{nat} \quad T_a - T_i \text{ (K)}$$

$$\Delta T_{Brand} \quad T_{Brand} - T_i \text{ (K)}$$

Für Tunnel mit gemischtem PKW/LKW-Verkehr ist der Dimensionierungsbrand mit 30 MW anzusetzen; für reinen PKW-Verkehr mit 5 MW. Für Tunnel mit höherem LKW-Anteil (> 15%) ist die Auswirkung auf die Tunnelsicherheit auf Basis einer Tunnel-Risikoanalyse bzw. einer Risikobewertung darzustellen und als Maßnahme eine Erhöhung der Brandlast zu prüfen.

Für die Bemessungsbrände gelten die in Tabelle 3-1 angegebenen charakteristischen Werte:

Tabelle 3-1: Bemessungsbrände gemäß [RVS 09.02.31, 2008]

<i>Dimensionierungsbrand</i>	<i>5 MW</i>	<i>30 MW</i>	<i>50 MW</i>
<i>ΔT_{Brand} ohne Absaugung</i>	<i>25 K</i>	<i>65 K</i>	<i>90 K</i>
<i>ΔT_{Brand} mit Rauchabsaugung</i>	<i>20 K</i>	<i>40 K</i>	<i>65 K</i>
<i>ΔT_{nat}</i>	<i>10 K</i>	<i>10 K</i>	<i>10 K</i>
<i>L_{Brand}</i>	<i>400 m</i>	<i>800 m</i>	<i>800 m</i>
<i>η_{Brand}</i>	<i>0,85</i>	<i>0,75</i>	<i>0,75</i>

Der natürliche Auftrieb in der [RVS 09.02.31, 2008] wird in Anlehnung an Gleichung (2-10) ermittelt. Die Grundlagen dazu wurden bereits im Kapitel 2.3.2.4 behandelt.

Da für den Brandfall eine mittlere Temperaturerhöhung über eine bestimmte Wirklänge (L_{Brand}) definiert wird, lässt sich der Brandauftrieb auch gemäß Gleichung (2-34) (siehe Kapitel 2.3.5.4) wie folgt formulieren:

$$\Delta p_{Brand} = \rho_i \cdot \frac{\Delta T_{Brand}}{T_i + \Delta T_{Brand}} \cdot g \cdot L_{Brand} \cdot \frac{S_{Brand}}{100} \cdot \eta_{Brand} \quad (3-4)$$

Weitere für die Untersuchung relevante Vorgaben der [RVS 09.02.31, 2008] bezüglich der Bemessung der Lüftungsanlage sind:

- Längslüftung (Kapitel 4.2.1 in [RVS 09.02.31, 2008]): *Die Lüftungsanlage ist so zu bemessen, dass diese in der Lage ist, im Brandfall eine Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s oder einen Luftvolumenstrom von 120 m³/s zu erreichen. Der kritischere der beiden Werte ist für die Lüftungsauslegung maßgebend.*
- Halbquer- und Vollquerlüftungssysteme (Kapitel 4.2.2 und 4.2.3 in [RVS 09.02.31, 2008]): *Die Lüftungsanlage ist so zu bemessen, dass diese in der Lage ist, an jeder Absaugstelle im Tunnel mindestens 120 m³/s (bezogen auf 20°C und 1,013 bar) der Tunnelluft abzusaugen.*

3.3 Numerische Untersuchung von Bränden bei Längslüftungssystemen

Im Brandfall wird die Temperaturverteilung im Tunnel maßgeblich durch die räumliche Auftriebswirkung und die dreidimensionalen Strömungseffekte beeinflusst. Um realistische Temperaturverteilungen von typischen Tunnelgeometrien zu erhalten, wurde mittels der Methode der numerischen Strömungssimulation eine umfangreiche Parameterstudie durchgeführt. Auf Basis dieser Parameterstudie konnten dann Ansätze ausgearbeitet werden, um die erhaltene Temperaturverteilung und den daraus resultierenden Brandauftrieb durch eindimensionale Berechnungsmethoden gem. Kapitel 2.3.5.6 sowie 2.3.5.4 mit guter Genauigkeit wiederzugeben.

Wie bereits eingangs erwähnt, ist es von Bedeutung, mittels des Lüftungssystems gute Fluchtbedingungen für die Selbstrettungsphase zu schaffen. Die Dauer der Selbstrettungsphase wird beispielsweise in [Kohl, Bauer & Hödl, 2004] und [RABT, 2016] angegeben und beträgt je nach Fluchtbedingungen (Abstand der Notausgänge, Sichtbedingungen etc.) zwischen 15 und 20 Minuten. Davon ausgehend wird auch den numerischen Strömungssimulationen eine Branddauer von 20 Minuten zugrunde gelegt und die Temperaturverteilung innerhalb dieser Zeitspanne bestimmt (siehe Kapitel 3.3.3.6).

3.3.1 Berechnungsfälle

Insgesamt wurden zwei unterschiedliche Tunnelprofile (Hufeisen- und Rechteckprofil) betrachtet, welche dem Standard der österreichischen Straßentunnel entsprechen. In der Regel weisen bergmännische Tunnel ein Hufeisenprofil und Tunnel mit offener Bauweise (z. B. Einhausungen) ein Rechteckprofil auf. Beide Profile wurden jeweils für zweispurige (repräsentative Querschnittsfläche von 53 m^2) und dreispurige Tunnel (repräsentative Querschnittsfläche von 70 m^2) bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten untersucht. Dabei wurden folgende drei Geschwindigkeitskategorien ausgewählt (siehe Kapitel 3.3.3.2):

- Regelgeschwindigkeit (u_{Regel})
- Dimensionierungsgeschwindigkeit gem. [RVS 09.02.31, 2014] (u_{Dim})
- Kritische Geschwindigkeit (u_{krit})

Aufgrund der daraus resultierenden hohen Anzahl an Berechnungsfällen und dem damit verbundenen Rechenaufwand wurde die Parameterstudie in Kooperation mit der Fa. ILF Beratende Ingenieure realisiert. In weiterer Folge wird auf alle Simulationsfälle, die das Rechteckprofil betreffen, näher eingegangen. Die Simulationsfälle, das Hufeisenprofil betreffend, wurden in Anlehnung an den nachfolgend beschriebenen Simulationsaufbau von der Fa. ILF durchgeführt. Eine detaillierte Beschreibung zur Rechengittererstellung, zum Simulationsaufbau und zur Auswertung der Berechnungen mit dem Hufeisenprofil kann im entsprechenden Forschungsbericht [ILF, 2010] gefunden werden.

3.3.1.1.1 Regelgeschwindigkeit

Bei längsgelüfteten Tunneln wird lt. [RVS 09.02.31, 2014] die Lüftungsanlage im Brandfall bei Richtungsverkehr auf eine Längsgeschwindigkeit von $1,5 \text{ m/s}$ bis $2,0 \text{ m/s}$ und bei Gegenverkehr auf eine Längsgeschwindigkeit von $1,0 \text{ m/s}$ bis $1,5 \text{ m/s}$ geregelt (siehe Kapitel 2.2.3.2.1). Um beide Gegebenheiten abzudecken, wurde für die Fälle mit konstanter Geschwindigkeit eine Längsgeschwindigkeit von $1,5 \text{ m/s}$ gewählt. Demgegenüber steht der Auslegungsfall, bei dem im Querschnitt entweder ein Volumenstrom von $120 \text{ m}^3/\text{s}$ oder eine mittlere Geschwindigkeit von $2,0 \text{ m/s}$ vorliegen muss.

3.3.1.1.2 Dimensionierungsgeschwindigkeit

Wie bereits eingangs im Kapitel 3.2.2 angegeben, ist die Lüftungsanlage im Brandfall gemäß [RVS 09.02.31, 2014] auf eine mittlere Längsgeschwindigkeit von 2,0 m/s oder einen Volumenstrom von 120 m³/s zu dimensionieren. Demnach ist die Temperaturverteilung für diese Strömungsgeschwindigkeiten von hohem Interesse. Für die gegebenen Querschnittsflächen ergibt sich für die Geometrien mit 53 m² eine Dimensionierungsgeschwindigkeit von 2,26 m/s und für jene mit 70 m² 2,0 m/s.

3.3.1.1.3 Kritische Geschwindigkeit

Die kritische Geschwindigkeit u_{krit} ist in diesem Kontext jene Geschwindigkeit, bei der die Rückströmung von heißen Rauchgasen verhindert wird. Zur Vermeidung einer Rückströmung von heißen Rauchgasen wird gem. [Thomas, 1968] davon ausgegangen, dass die Trägheitskraft der zuströmenden Frischluft gleich wie bzw. größer als die Auftriebskraft der heißen Rauchgase sein muss. Das Verhältnis der beiden Kräfte wird durch die sogenannte kritische Froude-Zahl Fr_c ausgedrückt und ist wie folgt definiert [Ingason, Li & Lönnermark, 2015]:

$$Fr_c = \frac{\Delta\rho \cdot g \cdot H}{\rho_i \cdot u_{krit}^2} \quad (3-5)$$

Die Dichteänderung $\Delta\rho$ infolge der Brandleistung \dot{Q} kann mithilfe der allgemeinen Gasgleichung und der Temperatur am Brandort T_B bestimmen werden [Kennedy, 1996]. Diese Temperatur lässt sich wiederum durch die Energiebilanz ermitteln (siehe Gleichung (2-36) bzw. Kapitel 2.3.5.6). Durch einige Umformungen und die Berücksichtigung der Korrekturfunktion für die Tunnellängsneigung K_g gem. [Bakke & Leach, 1965] kann die kritische Geschwindigkeit durch die nachfolgenden Gleichungen abgeschätzt werden. Sie ist von der Brandleistung \dot{Q} , dem Zustand des Strömungsmediums stromaufwärts des Brandortes (Dichte ρ_i , spezifische Wärmekapazität c_p und Temperatur T_i), der Tunnelquerschnittsfläche A_t , der Tunnelneigung s , der kritischen Froude-Zahl Fr_c und der Höhe vom Brandort bis zur Tunnelfirste H abhängig.

$$u_{krit} = K_1 \cdot K_g \left(\frac{g \cdot H \cdot \dot{Q} \cdot \eta_{Brand}}{\rho_i \cdot c_p \cdot A_t \cdot T_B} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (3-6)^{20}$$

$$\text{mit } K_1 = Fr_c^{-\frac{1}{3}}, \quad K_g = 1 + 0,0374 \cdot \left(\frac{s}{100} \right)^{0,8} \quad \text{und } T_B = \frac{\dot{Q} \cdot \eta_{Brand}}{\rho_i \cdot c_p \cdot A_t \cdot u_{krit}} + T_i$$

Experimentelle Modelluntersuchungen²¹ haben gezeigt, dass die kritische Froude-Zahl Fr_c zwischen 4,5 bis 6,7 variiert. Es wird jedoch lt. [Danzinger & Kennedy, 1982] und [Kennedy, 1996] eine kritische Froude-Zahl von 4,5 empfohlen, da dieser Wert einen konservativen Ansatz darstellt. Auch für die Ermittlung der kritischen Geschwindigkeit wurde dieser Wert vorausgesetzt²². Die Stoffwerte der Luft wurden für die Einlasstemperatur von 15°C gem. [VDI, 2006] bestimmt, während bei der Höhe H die Gesamthöhe von Fahrbahn bis zur Tunnelfirste vorgegeben wurde. In der Tabelle 3-2 sind die Ergebnisse der kritischen Geschwindigkeit für die Berechnungsfälle aufgelistet. Aus den Brandversuchen²⁰ ging hervor, dass die gem. Gleichung (3-6) bestimmte kritische Geschwindigkeit höher ist als die tatsächlich notwendige

²⁰ [Kennedy, 1996] und [Memorial Tunnel Fire Ventilation Test Programm, 1995]

²¹ [Danzinger & Kennedy, 1982], [Kennedy, 1996] und [Lee, Chaiken, & Singer, 1979]

²² Eine Diskussion über alternative Ansätze für die Ermittlung der kritischen Geschwindigkeit kann beispielsweise in [Ingason, Li & Lönnermark, 2015] gefunden werden.

Geschwindigkeit zur Verhinderung einer Rückströmung von heißen Rauchgasen.

Tabelle 3-2: Auflistung der kritischen Geschwindigkeit aller Berechnungsfälle

Brandleistung	Rechteckprofil		Hufeisenprofil ²³	
	53 m ²	70 m ²	53 m ²	70 m ²
30 MW	2,22 m/s	2,08 m/s	2,50 m/s	2,60 m/s
50 MW	2,50 m/s	2,36 m/s	2,80 m/s	3,00 m/s

3.3.1.1.4 Zusammenfassung der Berechnungsfälle

Gemeinsam mit den beiden Querschnittsflächen, den zwei unterschiedlichen Brandlasten und den drei Geschwindigkeitskategorien ergeben sich für das Rechteckprofil sowie das Hufeisenprofil jeweils 12 Berechnungsfälle. Da bei den Simulationsfällen mit Rechteckprofil und 30 MW Brandleistung die kritische Geschwindigkeit und die Dimensionierungsgeschwindigkeit sehr ähnlich sind (2,26 zu 2,22 m/s und 2,0 zu 2,08 m/s), werden diese nur mit der kritischen Geschwindigkeit durchgeführt. Somit ergeben sich für das Rechteckprofil insgesamt 10 Berechnungsfälle. Eine Zusammenfassung der Berechnungsfälle findet sich in Tabelle 3-3.

Tabelle 3-3: Auflistung der Berechnungsfälle für die numerische Untersuchung von Bränden bei Längslüftungssystemen [Beyer, Sturm & Höpferger, 2010b]

	Geschwindigkeits- kategorie	Rechteckprofil		Hufeisenprofil ²³	
		53 m ²	70 m ²	53 m ²	70 m ²
Brandleistung 30 MW	u _{Regel}	1,50 m/s	1,50 m/s	1,50 m/s	1,50 m/s
	u _{Dim}	2,22 m/s	2,08 m/s	2,26 m/s	2,00 m/s
	u _{krit}			2,50 m/s	2,60 m/s
Brandleistung 50 MW	u _{Regel}	1,50 m/s	1,50 m/s	1,50 m/s	1,50 m/s
	u _{Dim}	2,26 m/s	2,00 m/s	2,26 m/s	2,00 m/s
	u _{krit}	2,50 m/s	2,36 m/s	2,80 m/s	3,00 m/s

3.3.2 Geometrie und Berechnungsgebiet

Bei den untersuchten Geometrien handelt es sich um einen zweispurigen und dreispurigen Straßentunnel mit einer rechteckigen Querschnittsfläche von 52 m² bzw. 70 m². Die berücksichtigte Tunnellänge von 2850 m ergab sich aus mehreren Überlegungen. Bei jenen Strömungsgeschwindigkeiten, die geringer sind als die kritische Geschwindigkeit, sind Rückströmungen von heißen Rauchgasen nicht auszuschließen. Um die Ausbreitung einer derartigen Rückströmung erfassen zu können und nicht durch die Randbedingung am Einlassrand ungewollt deren Ausbreitung zu beeinflussen, wurde der Brandort 350 m (etwa 45 bis 50 · D_i) vom Einlassrand entfernt positioniert (siehe Abbildung 3-4). Die übrige Tunnellänge, vom Brandort bis zum Auslassrand, soll genügend Strecke für die spätere

²³ Durchgeführt von der Fa. ILF Beratende Ingenieure [ILF, 2010]

Auswertung und Analyse zur Verfügung stellen. Ziel soll es sein, die gesamte Temperaturverteilung der Luft ausgehend vom Brandort stromabwärts bis zum erneuten Erreichen der Ausgangstemperatur, berechnen zu können.

In der Regel variieren die Längsneigungen von Straßentunneln im Bereich von $\pm 3\%$. In Ausnahmefällen können auch deutlich höhere Werte auftreten. Im Durchschnitt beträgt die Längsneigung jedoch etwa $\pm 1,5\%$, weshalb dieser Wert auch für die Untersuchung gewählt wurde.

Durch die konvektive Wärmeübertragung wird die Betoninnenschale im Tunnel erwärmt. Um diese Erwärmung bei den Berechnungen zu berücksichtigen, wurde zusätzlich zum Strömungsgebiet eine umliegende ideale Betonschicht erstellt. Die Betonschicht wird als homogen, mit konstanten Stoffwerten und einer konstanten Wandstärke von 25 cm angenommen (siehe nachfolgendes Kapitel 3.3.2.1).

Für das Hufeisenprofil gelten die gleichen geometrischen Rahmenbedingungen (Längsneigung, Querschnittsfläche, Tunnellänge und Dicke der Betonschale) wie für das Rechteckprofil.

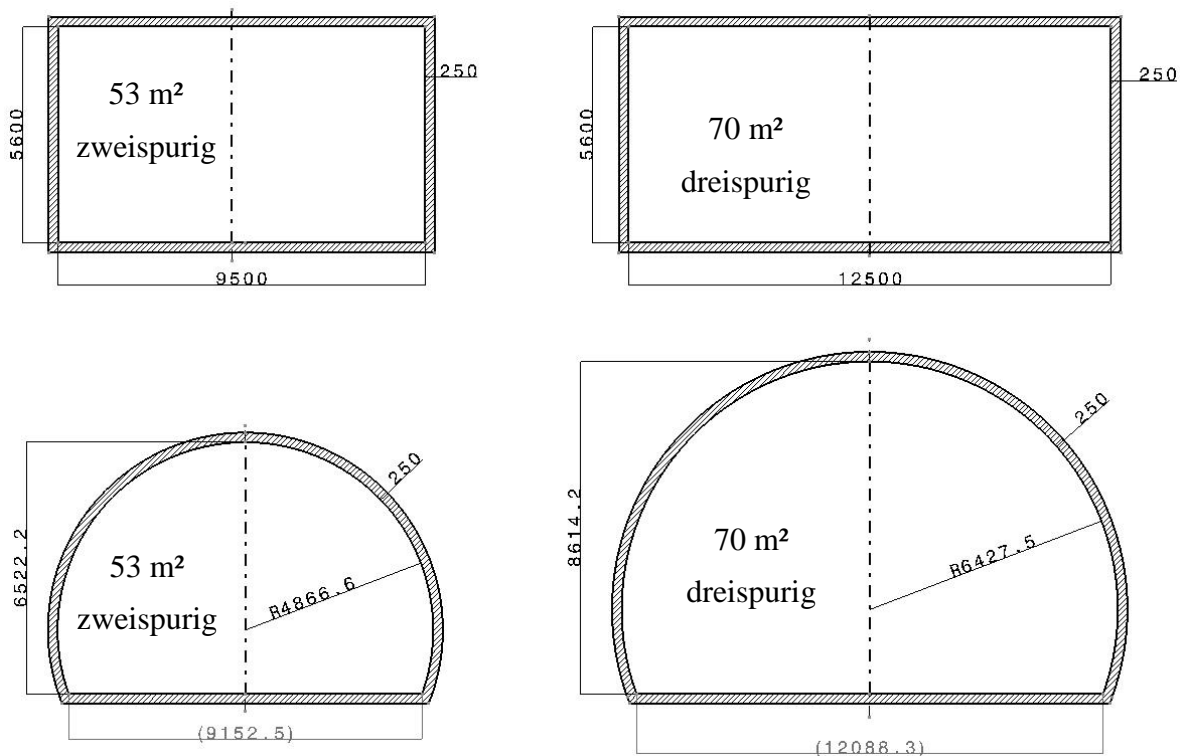


Abbildung 3-1: Darstellung der untersuchten Tunnelprofile [Beyer, Sturm & Höpferger, 2010b]²⁴.

3.3.2.1 Abschätzung der notwendigen Betondicke für die Erstellung des Berechnungsgebietes

Zur Berechnung der stationären Wärmeübertragung sind für die Betonschale eine Anfangs- und eine Randbedingung erforderlich. Als Anfangsbedingung wird eine Temperatur von 15 °C angenommen. Mit dem Ziel das Rechengbiet einzuschränken und nicht den gesamten Schichtaufbau (Betonschale, Isolierung, Gebirgsgestein etc.) im Berechnungsmodell erfassen

²⁴ Die Ergebnisse zu den Berechnungen für die Hufeisenprofile finden sich in [ILF, 2010]

zu müssen, ist am äußeren Rand der Betonschale in Anlehnung an Kapitel 2.4.4 eine passende Randbedingung zu finden. Am geeignetsten ist es, hier gemäß der Anfangsbedingung eine konstante Wandtemperatur von 15 °C vorzugeben (siehe Abbildung 3-2). Um jedoch den Temperaturverlauf in der Betonschale durch diese Randbedingung nicht zu beeinflussen, muss die Betonschale dicker sein als die Temperatureindringtiefe. Bei einer zu geringen Betondicke würde sonst eine künstliche Wärmesenke entstehen, da die Temperatur der äußeren Betonoberfläche aufgrund der Randbedingung gezwungen auf die 15 °C abgesenkt wird.

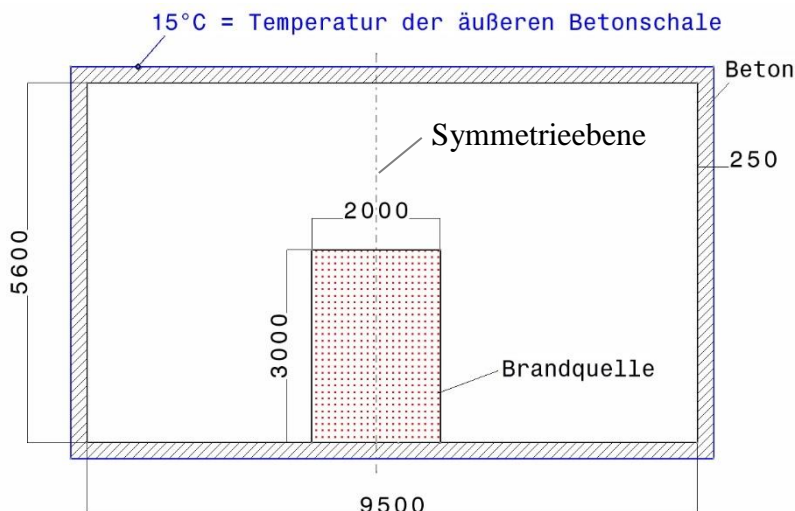


Abbildung 3-2: Darstellung der Randbedingung der äußeren Betonoberfläche anhand des Rechteckprofils mit einer Querschnittsfläche von 53 m² [Beyer & Sturm, 2010a].

Zur Abschätzung der Temperatureindringtiefe nach einer Simulationsdauer von 20 Minuten wurde der Temperaturverlauf in der Betonschale vorab mithilfe der eindimensionalen instationären Wärmeleitungsgleichung numerisch gemäß nachfolgender Gleichung berechnet:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \Delta T, \quad \text{mit } a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (3-7)$$

Die Stoffwerte für die Bestimmung der Temperaturleitfähigkeit a von Beton ist in Tabelle 3-4 aufgelistet. Das Symbol Δ steht in diesem Zusammenhang für den Laplace-Operator und beschreibt die örtliche Temperaturänderung. Die Ableitung nach der Zeit wurde durch den vorderen Differenzenquotienten (erster Ordnung) und die örtliche Ableitung durch den zentralen Differenzenquotienten (zweiter Ordnung) diskretisiert.

Bei der Abschätzung der Temperatureindringtiefe wurde eine möglichst ungünstige Situation angenommen, um die Schichtdicke mit einer ausreichenden Reserve abzuschätzen. Als Anfangs- und Randbedingung wurde somit eine maximal auftretende Temperatur an der inneren Betonoberfläche von 900 °C konstant über die gesamte Simulationsdauer gesetzt. Die Temperatur im Inneren der Betonschale wurde mit 15 °C initialisiert. Die Gesamtdicke der betrachteten Betonschicht beträgt hierbei einen Meter, um sicherzustellen, dass die Randbedingung (konstante Temperatur von 15 °C) an der äußeren Oberfläche der Betonschicht keinen Einfluss auf den eindimensionalen Temperaturverlauf hat.

Gemäß dieser Abschätzung beträgt die Temperatureindringtiefe nach 20 Minuten etwa 0,23 m. Um eine ungewollte Beeinflussung durch die Randbedingung sicher ausschließen zu können, wurde für die Geometrieerstellung schlussendlich eine Betondicke von 0,25 m gewählt. Die Temperatureindringtiefe für das Hufeisenprofil wurde mittels der radialen, instationären

eindimensionalen Wärmeleitung nochmals abgeschätzt. Dabei konnte festgestellt werden, dass der radiale Einfluss aufgrund der geringen Eindringtiefe keine Auswirkungen auf die Temperaturverteilung in der Betonschale aufweist. Die Ergebnisse beider Betrachtungen sind in nachfolgender Abbildung 3-3 dargestellt. Bei der radialen Wärmeleitung entspricht der Nullpunkt an der Abszissenachse einem Radius von 0,43 m.

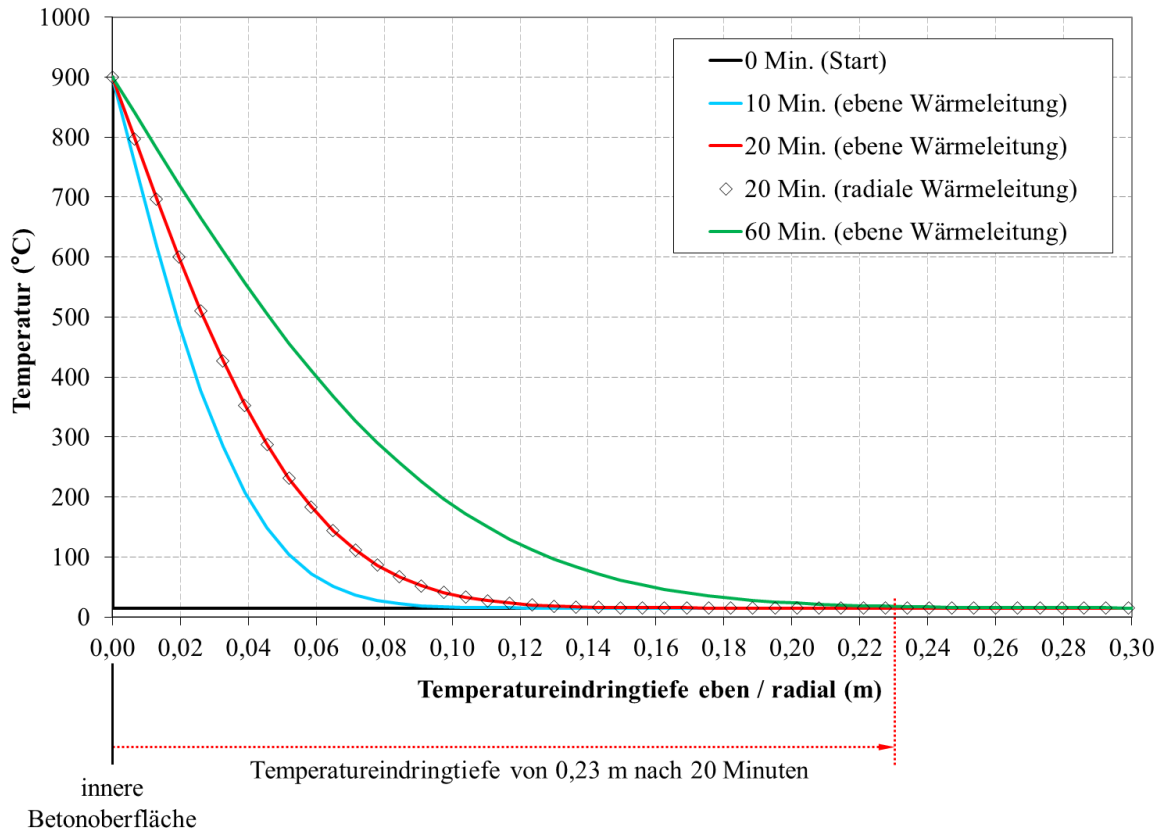


Abbildung 3-3: Temperaturverlauf in der Betonschale gemäß eindimensionaler instationärer Wärmeleitungsgleichung für den ebenen und radialen Fall.

3.3.3 Simulationsaufbau und Randbedingungen

Die Strömung der betrachteten Simulationsfälle kann aufgrund der gegebenen Parameter wie Strömungsgeschwindigkeit (siehe Kapitel 3.3.3.2), Strömungsmedium und Tunnelquerschnitt als hoch turbulente ($Re > 10^7$) Kanalströmung eingeordnet werden. Gemäß den gegebenen Geometrien und den nachfolgenden Randbedingungen treten längs der Strömung keine Krümmungen und Querschnittsveränderungen auf, weshalb hohe Druckgradienten und Grenzschichtablösungen ausgeschlossen werden können. Infolgedessen wurde als Turbulenzmodell das Standard $k-\epsilon$ -Modell und für die Wandbehandlung die Standard-Wandfunktion ausgewählt (siehe Kapitel 2.4.3.1 und 2.4.3.2). So lässt sich eine Vielzahl an Elementen in Wandnähe einsparen, wodurch das gegebene Strömungsproblem mit einem realisierbaren Rechenaufwand gelöst werden kann.

In vorangegangenen Studien (beispielsweise [Karki, Patankar, Rosenbluth & Levy, 2000] und [Memorial Tunnel Fire Ventilation Test Programm, 1999]) wurde bereits versucht, mittels der Methodik der numerischen Strömungssimulation das reale Verhalten von Bränden in Tunneln und die damit verbundene Rauchausbreitung vorherzusagen. Dabei wurde gezeigt, dass mit dem Standard $k-\epsilon$ -Modell sowie der Standard-Wandfunktion gemäß [Lauder & Spalding,

1974] sehr gute Übereinstimmungen mit Realbrandversuchen erzielt werden konnten.

Für die numerische Untersuchung von Bränden in Längslüftungssystemen wurden folgende Randbedingungen verwendet:

- Symmetrierandbedingung
- Einlassrandbedingung (Eintrittsgeschwindigkeit und -temperatur)
- Auslassrandbedingung
- Brandquelle
- Massenquelle
- Zeitlicher Verlauf der Brandentwicklung und Simulationsdauer
- Randbedingung der Betonschale
- Tunnellängsneigung

3.3.3.1 Symmetrierandbedingung

Zur weiteren Vereinfachung der Geometrie und Reduzierung des Rechenaufwandes wurde die Symmetrie des Berechnungsmodelles ausgenutzt und nur eine Hälfte mit einem Rechengitter versehen. Durch das Anwenden der Symmetrierandbedingung an der Symmetrieebene (siehe Abbildung 3-2) muss ebenso nur die Hälfte des Strömungsfeldes gelöst werden. Nähere Informationen zur Symmetrierandbedingung können in Kapitel 2.4.4.2 gefunden werden.

3.3.3.2 Einlassrandbedingung

Für die Definition der gewählten Geschwindigkeitseinlassrandbedingung (siehe Kapitel 2.4.4.1) müssen neben der Strömungsgeschwindigkeit die Eintrittstemperatur und die Turbulenzparameter bekannt sein. Die Temperatur wird im gesamten Berechnungsgebiet und in der Betonschale vor Brandbeginn mit 15°C festgelegt. Daraus ergibt sich bei Standardatmosphäre (Druck = 101325 Pa) eine Luftdichte von $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$. Die Turbulenzparameter wurden gemäß Gleichung (2-81)¹¹ und (2-82)¹¹ und die Strömungsgeschwindigkeiten der jeweiligen Berechnungsfälle gem. Kapitel 3.3.1 bzw. Tabelle 3-3 vorgegeben.

3.3.3.3 Auslassrandbedingung

Am Auslassrand wurde eine Druckauslassrandbedingung mit einem flächengemittelten Referenzdruck von 0 Pa vorgegeben. Details zu dieser Randbedingung können dem Kapitel 2.4.4.1 entnommen werden.

3.3.3.4 Brandquelle

Der Fahrzeugbrand wird als volumenbezogene Wärmeleistung (Volumenbrandmodell) gemäß Kapitel 2.4.4.3 definiert. Zahlreiche Untersuchungen ([Martens & Auth, 2002], [Karki, Patankar, Rosenbluth & Levy, 2000] und [Memorial Tunnel Fire Ventilation Test Programm, 1999]) haben gezeigt, dass durch diese Methode, hinsichtlich Rauchausbreitung, sehr gute Übereinstimmungen mit realen Brandversuchen erzielt werden konnten. In unmittelbarer Brandnähe (< 60 m) können jedoch, je nach Brandverhalten, Abweichungen auftreten. Da das Strömungsverhalten im brandnahen Bereich von sehr vielen Einflussparametern wie z. B. dem tatsächlichen Brennmedium, der Verbrennungseffektivität, der Sauerstoffzufuhr, der örtlichen Ausdehnung der Brandquelle usw. abhängig ist, kann diese nur für ein speziell definiertes Brandszenario adäquat bestimmt werden. Ziel der Untersuchung ist jedoch, unabhängig von diesen Parametern, die Temperaturverteilung unter anderem in Abhängigkeit von definierten Brandleistungen zu ermitteln. Folglich ist die Methode der volumenbezogenen Wärmeleistung

auch gut dafür geeignet.

Die Brandleistung von 30 MW und 50 MW können bei Bränden mit schweren Nutzfahrzeugen (beladen mit leicht brennbaren Gütern) entstehen. Infolgedessen wurde für die Brandquelle ein Volumen entsprechend der Größe eines durchschnittlichen Lastkraftwagens mit den Abmessungen 3 m x 2 m x 18 m (Höhe x Breite x Länge) definiert und mittig im Tunnel positioniert (siehe Abbildung 3-2). Die mittige Positionierung der Brandquelle wurde aus Symmetriegründen gewählt (siehe Kapitel 3.3.3.1). Wie in Kapitel 3.3 ausführlich diskutiert, beträgt der konvektive Anteil der Wärmeleistung 75%. Demgemäß wurde als Randbedingung bei einer Brandleistung von 30 MW eine Wärmeleistung von 22,5 MW und bei 50 MW eine Wärmeleistung von 37,5 MW angesetzt. Die Wärmeleistung wird, unter Berücksichtigung eines bestimmten zeitlichen Verlaufes (siehe Kapitel 3.3.3.6), gleichmäßig über das gesamte definierte Volumen freigesetzt.

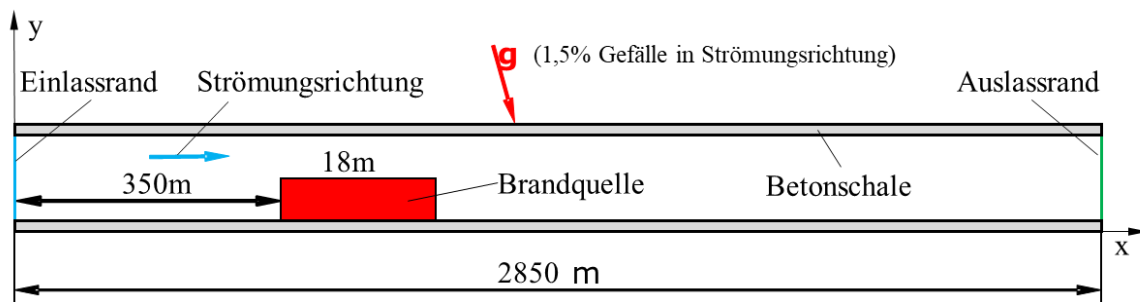


Abbildung 3-4: Schematische Darstellung des Berechnungsgebietes in Seitenansicht.

3.3.3.5 Massenquelle

Abgesehen von der definierten Wärmefreisetzung wird der Strömung Brennstoffmasse zugeführt. Diese wird durch eine volumenbezogene Massenquelle berücksichtigt. Als Quellvolumen wird das gleiche Volumen wie zuvor bei der Brandquelle verwendet. Die Größe der Massenquelle \dot{m}_Q wurde zusammen mit der Brandleistung \dot{Q} und dem Heizwert von leichtem Heizöl²⁵ H_u (42,6 MJ/kg) durch nachfolgenden Zusammenhang vorgegeben:

$$\dot{m}_Q = \frac{\dot{Q}}{H_u} \quad (3-8)$$

Daraus ergibt sich für eine Brandleistung von 30 MW eine Massenquelle von 0,704 kg/s und für 50 MW eine Massenquelle von 1,174 kg/s. Der zeitliche Verlauf der Massenquelle korreliert mit jenem der Brandquelle (siehe Kapitel 3.3.3.6).

3.3.3.6 Zeitlicher Verlauf der Brandentwicklung und Simulationsdauer

Der Verlauf eines Brandes besteht typischerweise aus einer Anfahrphase, einer Anhaltphase und anschließender Abklingphase der Brandleistung. Die Selbstrettungsphase von gefährdeten Personen im Tunnel wird mit 15 bis 20 Minuten angenommen, also sind für die Untersuchung lediglich die Anfahr- und die Anhaltphase der Brandleistung von Interesse. Aus den Brandversuchen im Memorial Tunnel [Memorial Tunnel Fire Ventilation Test Programm, 1995] geht hervor, dass die Brandleistung nahezu linear innerhalb von 3 bis 5 Minuten ansteigt und dann je nach Luftzufuhr und Brandverhalten schwankt. Für die Brandquelle wurde ein

²⁵ Es wird angenommen, dass es sich bei den Brandleistungen um ein Brennmittel mit Kohlenwasserstoffverbindungen handelt. Der Heizwert von leichtem Heizöl repräsentiert einen typischen Wert für solche Brennmittel und wurde deshalb der Bestimmung der Massenquelle zugrunde gelegt.

idealisiertes Brandverlauf definiert, bei dem die Brandleistung linear innerhalb von 5 Minuten auf den Maximalwert ansteigt und anschließend bis zum Ende der Strömungssimulation konstant bleibt. Für die Berechnung der Massenquelle gelten die gleichen Voraussetzungen. Die Simulationsdauer insgesamt beträgt entsprechend der Selbstrettungsphase 20 Minuten.

3.3.3.7 Betonschale

Die Betontemperatur wurde zu Beginn der Strömungssimulation mit 15 °C initialisiert (siehe Kapitel 3.3.2.1). Als Randbedingung für die Wärmeübertragung wurde an der äußeren Betonoberfläche eine konstante Temperatur von 15 °C vorgegeben.

Die innere Oberfläche der Betonschale wurde gemäß Kapitel 2.4.4.2 als Wand mit einer Sandrauheitshöhe K_s von 0,0015 m und einer Rauheitskonstante C_s von 0,5 definiert. Die weiteren Stoffwerte, welche die Berechnung der instationären Wärmeübertragung fordern, sind in Tabelle 3-4 aufgelistet.

Tabelle 3-4: Stoffwerte der Betonschale gem. [ÖNORM EN 12524, 2000-09-01]

Dichte	2400 kg/m ³
Wärmeleitfähigkeit	2,0 W/mK
spezifische Wärmekapazität	1000 J/kgK

3.3.3.8 Tunnellängsneigung

Für die untersuchten Tunnelgeometrien wird eine konstante Längsneigung s von 1,5% angenommen (siehe Kapitel 3.3.2). Um diese Längsneigung im Berechnungsmodell zu berücksichtigen, wurden die Komponenten des Erdbeschleunigungsvektors (g_x und g_y) entsprechend die nachfolgenden Gleichungen so gewählt, dass ein Gefälle von 1,5% in Strömungsrichtung entsteht (siehe Abbildung 3-4).

$$g_x = g \cdot \frac{s}{\sqrt{100^2 + s^2}}$$

$$g_y = g \cdot \frac{100}{\sqrt{100^2 + s^2}} \quad (3-9)$$

3.3.4 Rechengitter

Das Strömungsfeld sowie die Betonschale der beiden Rechteckgeometrien wurden ausschließlich mit Hexaederelementen diskretisiert (siehe Abbildung 3-5). Der dimensionslose Wandabstand y^* sollte bei der verwendeten Wandfunktion zwischen 30 und 300 liegen (siehe Kapitel 2.4.3.2). Nach dieser Vorgabe ergibt sich durch die gegebenen Zusammenhänge in Gleichung (2-75) ein Wandabstand von 0,035 m (entspricht $2 \times y_p$ in Abbildung 2-6). Die Ausdehnung der Elemente in Tunnellängsrichtung, fern von der Brandquelle in Bereichen ausgebildeter Geschwindigkeitsprofile, beträgt maximal 1,5 m. Im brandnahen Bereich wurde diese Länge aufgrund der zu erwartenden höheren Gradienten auf bis zu 0,6 m reduziert. Die Ausdehnung der Elemente quer zur Strömungsrichtung beträgt maximal 0,35 m (siehe Abbildung 3-5). Die Dicke der Betonschale wurde insgesamt in 12 Schichten unterteilt.

Durch die Nutzung der Symmetrie des Strömungsgebietes konnten sehr viele Elemente eingespart werden, sodass schlussendlich für die Diskretisierung der Rechteckgeometrie mit einer Querschnittsfläche von 53 m² ca. 2,8 Millionen und für jene von 70 m² ca. 3,3 Millionen Hexaederelemente ausreichend waren.

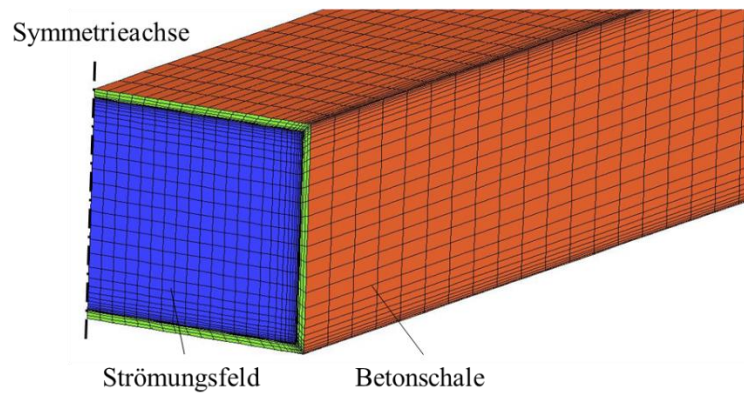


Abbildung 3-5: Rechengitter der Rechteckgeometrie mit einer Querschnittsfläche von 70 m².

Zur Überprüfung der Rechengitterauflösung im wandnahen Bereich wurde der dimensionslose Wandabstand an der inneren Betonoberfläche am Beispiel der Rechteckgeometrie mit 70 m² Querschnittsfläche ausgewertet und in Abbildung 3-6 dargestellt. Gezeigt wird ein Ausschnitt unmittelbar stromabwärts des Brandortes. Darin ist ersichtlich, dass die geforderte Bedingung der Wandfunktion mit dem gewählten Rechengitter eingehalten wird.

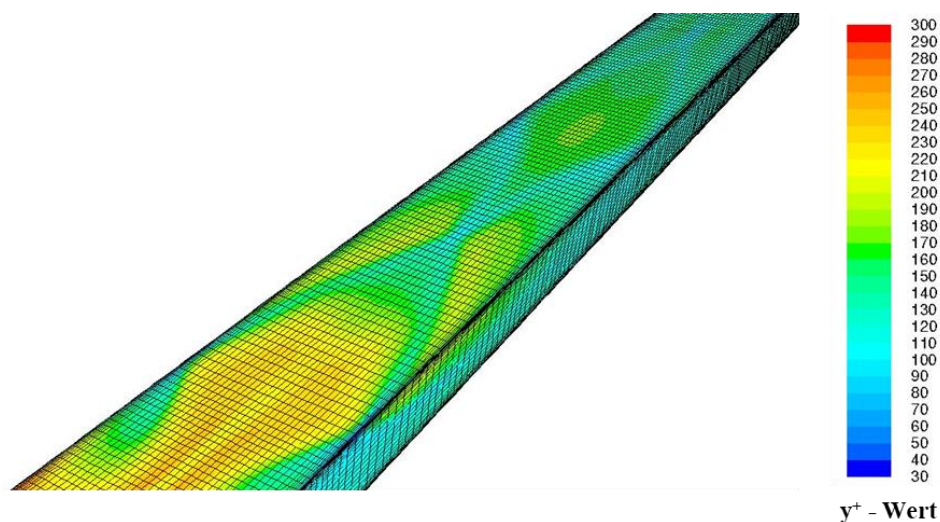


Abbildung 3-6: Darstellung des dimensionslosen Wandabstandes y^+ an der inneren Betonoberfläche der Rechteckgeometrie mit 70 m² Querschnittsfläche.

3.3.5 Lösungsmethode

Aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten ($Ma < 0,3$)¹⁸ kann die Strömung trotz der Kompressibilität der Luft als inkompressibel angenommen werden. Demnach wurde entsprechend der Erläuterungen im Kapitel 2.4.5 eine druckbasierte Lösungsmethode gewählt. Als Druckkorrekturverfahren wurde aufgrund des robusten Konvergenzverhaltens und des effizienten Speicherbedarfes die entkoppelte SIMPLE Methode angewendet. Zur Reduzierung der Interpolationsfehler, kamen für die konvektiven Terme der Erhaltungsgleichungen das *Second-Order Upwind Scheme* und für die Interpolation der Druckwerte das *Second Order* Verfahren zum Einsatz. Für die Zeitdiskretisierung wurde, hinsichtlich der Einschränkung des Speicher- und Rechenaufwandes, ein implizites Verfahren erster Ordnung gewählt. Details zu den entsprechenden Lösungsmethoden können dem Kapitel 2.4.5.2 entnommen werden.

3.3.6 Ergebnisse

Die durchgeführten Strömungssimulationen wurden hinsichtlich des Temperaturverlaufes in Tunnellängsrichtung ausgewertet, um den Einfluss eines Brandes lt. Kapitel 2.3.5 bei der eindimensionalen Auslegung der Lüftungsanlage angemessen berücksichtigen zu können. Zur Ermittlung des Temperaturverlaufes wurden im Abstand von 10 m und weiter weg vom Brandherd von 50 m Auswerteebenen quer zum Tunnel erstellt. An diesen Ebenen konnte dann die mittlere Flächentemperatur ausgewertet und in einem Diagramm über die Tunnellänge aufgetragen werden.

In weiterer Folge wird zuerst die zeitliche Entwicklung des Temperaturverlaufes diskutiert. Danach werden die einzelnen Ergebnisse nach einer Branddauer von 20 Minuten behandelt. Um den Überblick zu bewahren und die Ergebnisse direkt vergleichen zu können, werden alle Berechnungsfälle (Rechteckgeometrien mit 53 m² und 70 m² jeweils bei einer Brandleistung von 30 MW und 50 MW) mit kritischer- und Dimensionierungsgeschwindigkeit zusammengefasst und in einem Diagramm dargestellt. Die Ergebnisse der Berechnungsfälle mit der Regelgeschwindigkeit werden im Anschluss behandelt und in einem eigenen Diagramm abgebildet.

3.3.6.1 Auswirkung der Branddauer auf die mittlere Temperaturerhöhung

Das durch die Brandleistung erwärmte Luft- / Rauchgasgemisch wird infolge der Längsströmung vom Brandort bis zum Strömungsaustritt transportiert. Bei einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von etwa 3 m/s wird für das Zurücklegen dieser Strecke (rund 2500 m) eine Zeit von etwa 14 Minuten benötigt. Durch den konvektiven Wärmetransport zur kühleren umliegenden Betonschale werden die heißen Rauchgase in Strömungsrichtung bis zum Erreichen der Betontemperatur abgekühlt. Die Abbildung 3-7 zeigt die Temperaturverläufe in Tunnellängsrichtung basierend auf den mittleren Flächentemperaturen nach unterschiedlicher Branddauer.

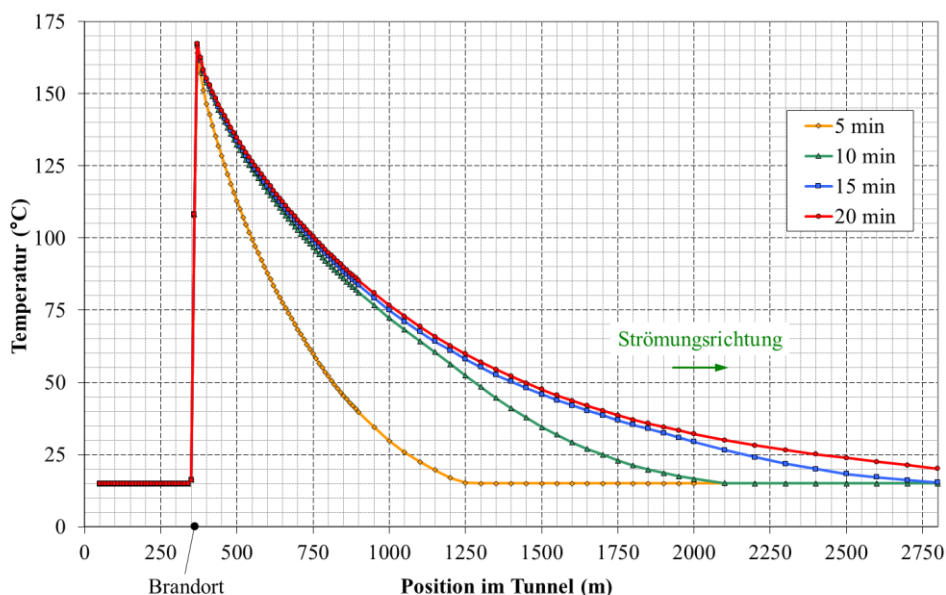


Abbildung 3-7: Temperaturverlauf in Tunnellängsrichtung nach unterschiedlicher Branddauer am Beispiel des Rechteckquerschnittes mit 53 m², einer Brandleistung von 30 MW und einer kritischen Geschwindigkeit von 2,22 m/s²⁶.

²⁶ [Beyer & Sturm, 2010a]

Die Brandquelle befindet sich in Strömungsrichtung 350 m vom Einlassrand (Position 0) entfernt und erstreckt sich über eine Länge von 18 m (siehe Abbildung 3-4). Die maximale Brandleistung wird nach einer Branddauer von 5 Minuten erreicht und bleibt daraufhin konstant (siehe Kapitel 3.3.3.6), wodurch auch gemäß Gleichung (2-39) die mittlere Temperatur am Brandort unverändert bleibt.

Sobald die heißen Rauchgase nach Erreichen der maximalen Brandleistung vom Brandort bis zum Auslassrand transportiert wurden, ist der Temperaturverlauf voll ausgebildet (charakteristischer Temperaturverlauf) und bei den gegebenen Randbedingungen nur mehr von der geringfügigen Erwärmung der Betonschale abhängig. Die Änderung des charakteristischen Temperaturverlaufes nach der Zeit ist demnach sehr gering (siehe Abbildung 3-8).

Bei kürzeren Strecken zwischen Brandort und Strömungsausstritt wird ein charakteristischer Temperaturverlauf früher erlangt. Um dies zu verdeutlichen, wurde die mittlere Temperaturerhöhung $\Delta\bar{T}$ gemäß nachfolgender Gleichung ausgehend vom Brandort x_1 über die Mittelungslänge Δx_m (hier $\Delta x_m = 500$ m) bei unterschiedlicher Branddauer ausgewertet. Dies wurde für alle Berechnungsfälle mit kritischer Geschwindigkeit durchgeführt und in Abbildung 3-8 dargestellt.

$$\Delta\bar{T} = \frac{1}{\Delta x_m} \int_{x_1}^{x_2} T dx - T_i \tag{3-10}$$

Anhand dieser Betrachtung ist zu erkennen, dass sich die mittlere Temperaturerhöhung, nach Erlangung des charakteristischen Temperaturverlaufes (etwa nach 10 Minuten), nicht bedeutend ändert. Somit kann auch bei längerer Branddauer (bei konstanter Brandlast) von einem Temperaturverlauf mit ähnlicher Charakteristik ausgegangen werden.

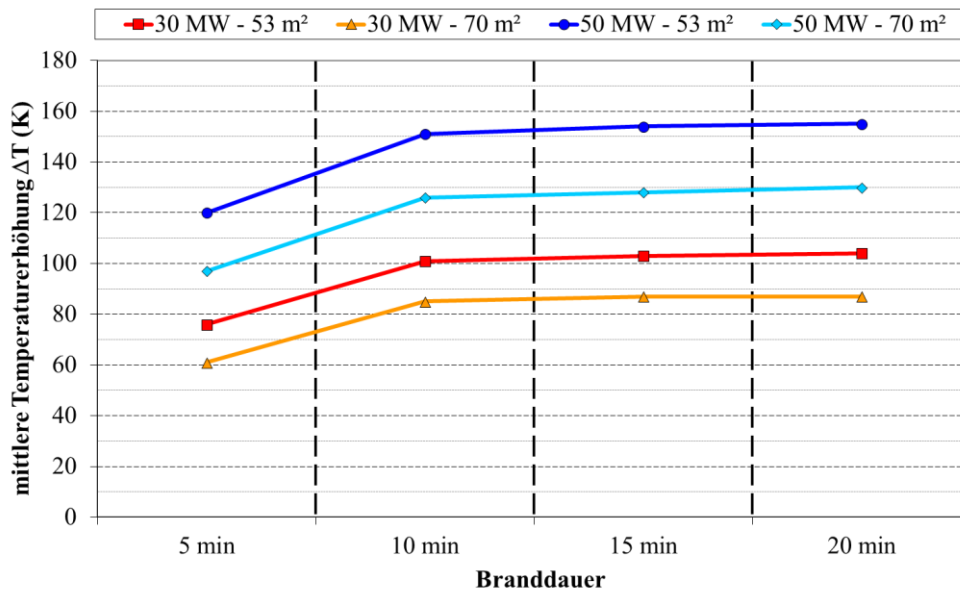


Abbildung 3-8: Zeitliche Änderung der Temperatur gemittelt über eine Länge von 500 m für alle Berechnungsfälle durchgeführt, mit kritischer Geschwindigkeit.

3.3.6.2 Kritische Geschwindigkeit und Dimensionierungsgeschwindigkeit

Die Berechnungen bei kritischer- bzw. Dimensionierungsgeschwindigkeit wurden gem. der Tabelle 3-3 durchgeführt. Die Temperaturverläufe dieser Berechnungsfälle sind nach einer Branddauer von 20 Minuten in Abbildung 3-9 zusammengefasst dargestellt. Gemäß der [RVS

09.02.31, 2014] ergibt sich für den Rechteckquerschnitt mit 53 m² eine Dimensionierungsgeschwindigkeit von 2,26 m/s und bei jenem mit 70 m² von 2,0 m/s (siehe Kapitel 3.3.1.1.2). Da in beiden Fällen mit einer Brandleistung von 30 MW die kritischen Geschwindigkeiten u_{krit} und Dimensionierungsgeschwindigkeiten u_{Dim} annähernd gleich sind, wurden diese nur für u_{krit} durchgeführt.

Die höchsten mittleren Flächentemperaturen treten im unmittelbaren Bereich der Brandquelle auf und variieren je nach Brandleistung und Massenstrom (Tunnelquerschnitt und Geschwindigkeit am Einlassrand) zwischen 140 °C und 265 °C. Je höher der Massenstrom ist, desto höher ist die Kühlleistung und desto geringer fallen die mittleren Flächentemperaturen am Brandort aus.

Gemäß der Definition der kritischen Geschwindigkeit, kommt es bei den jeweiligen Berechnungsfällen nicht zu einer Rückströmung der heißen Rauchgase. Folglich ist unmittelbar stromaufwärts vom Brandort die Ausgangstemperatur von 15 °C gegeben (siehe Abbildung 3-10 sowie Abbildung 3-11). Obwohl in den Fällen u_{Dim} mit 50 MW die kritische Geschwindigkeit nicht erreicht wird, konnte auch hier keine Rückströmung der heißen Rauchgase festgestellt werden. Dies bestätigt, dass die Abschätzung der kritischen Geschwindigkeit gem. Gleichung (3-6) ein eher konservativer Ansatz ist und zu hohe Werte prognostiziert.

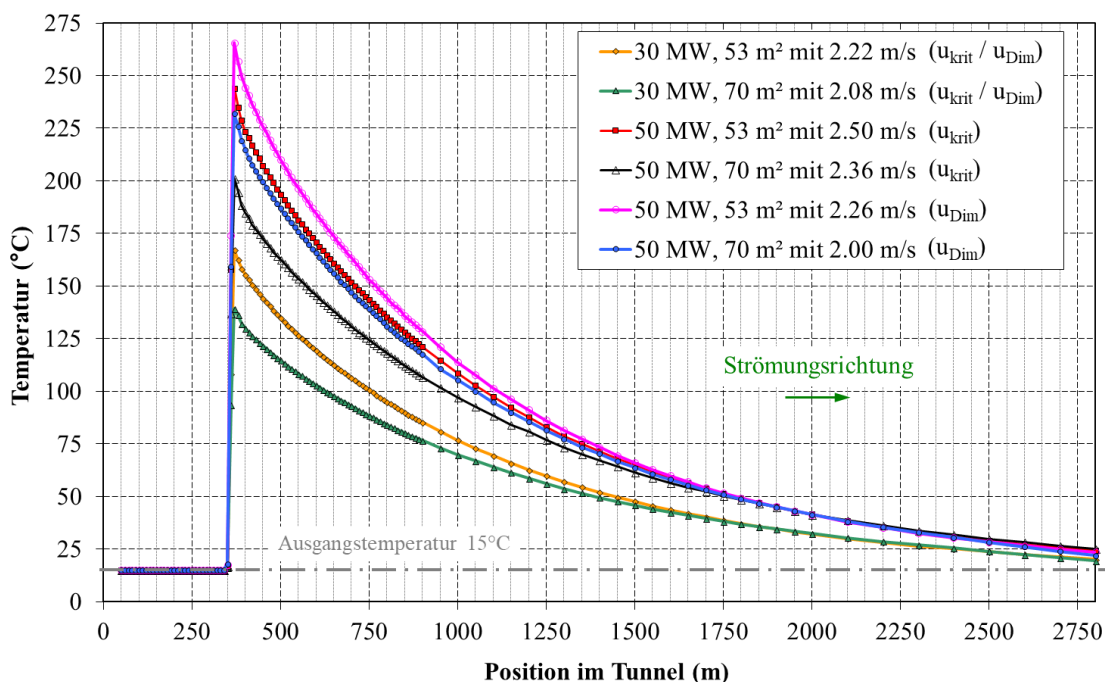


Abbildung 3-9: Temperaturverlauf in Tunnellängsrichtung aller Berechnungsfälle, durchgeführt mit kritischer- und Dimensionierungsgeschwindigkeit nach einer Branddauer von 20 Minuten²⁶.

Zur Veranschaulichung des Strömungsverhaltens in unmittelbarer Nähe der Brandquelle wurden die Temperaturverteilung und die Geschwindigkeitsvektoren in der Symmetrieebene (siehe Abbildung 3-10) sowie in unterschiedlichen Tunnelquerschnitten (siehe Abbildung 3-11) dargestellt. Da das Strömungsverhalten bei all diesen Berechnungsfällen (ohne Rückströmung der heißen Rauchgase) sehr ähnlich ist, wird exemplarisch auf den Fall Rechteckprofil / 53 m² Querschnittsfläche / 30 MW Brandleistung eingegangen. Eine weitere Darstellung (u_{Dim} mit 70 m² und 50 MW) findet sich im Anhang Teil A (Abbildung A-1 und Abbildung A-2).

Die Luft wird durch die Brandquelle erwärmt und strömt durch die Auftriebskräfte nach oben Richtung Tunnelfirste. Die heißen Luftmassen strömen dann entlang der Tunnelfirste quer zur Längsströmung Richtung seitlicher Tunnelwand. Dadurch entsteht eine Sekundärströmung mit zwei gegenläufigen Wirbeln, die sich über die gesamte Tunnelhöhe erstrecken. Zugleich werden die heißen Luftmassen von der Tunnelfirste der Längsströmung folgend nach unten Richtung Fahrbahn und von dort wieder nach oben zur Tunnelfirste befördert. Auf diese Weise ergibt sich die wellenartige Temperaturverteilung in der Symmetrieebene. Aufgrund der stark ausgeprägten Sekundärströmung werden die hohen Lufttemperaturen sehr rasch über den Querschnitt bis hinunter zur Fahrbahn verteilt. Tendenzen zur Beibehaltung einer Rauchgasschichtung sind bei diesen relativ hohen Strömungsgeschwindigkeiten und Brandleistungen nicht zu erkennen.

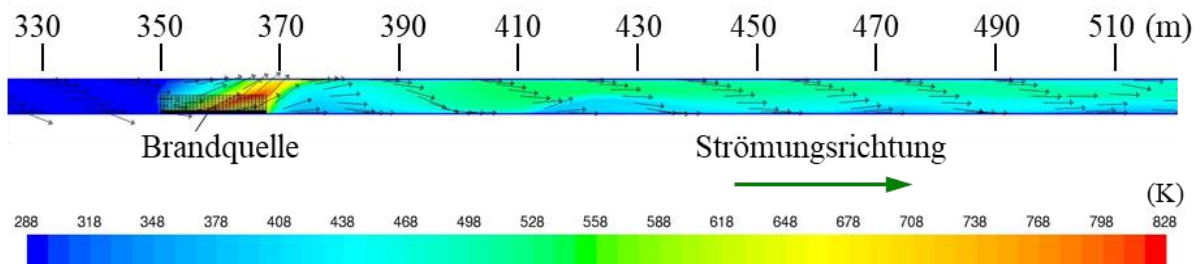


Abbildung 3-10: Temperaturverteilung in der Symmetrieebene des Rechteckprofils mit einer Querschnittsfläche von 53 m^2 bei kritischer Geschwindigkeit und einer Brandleistung von 30 MW^{26} .

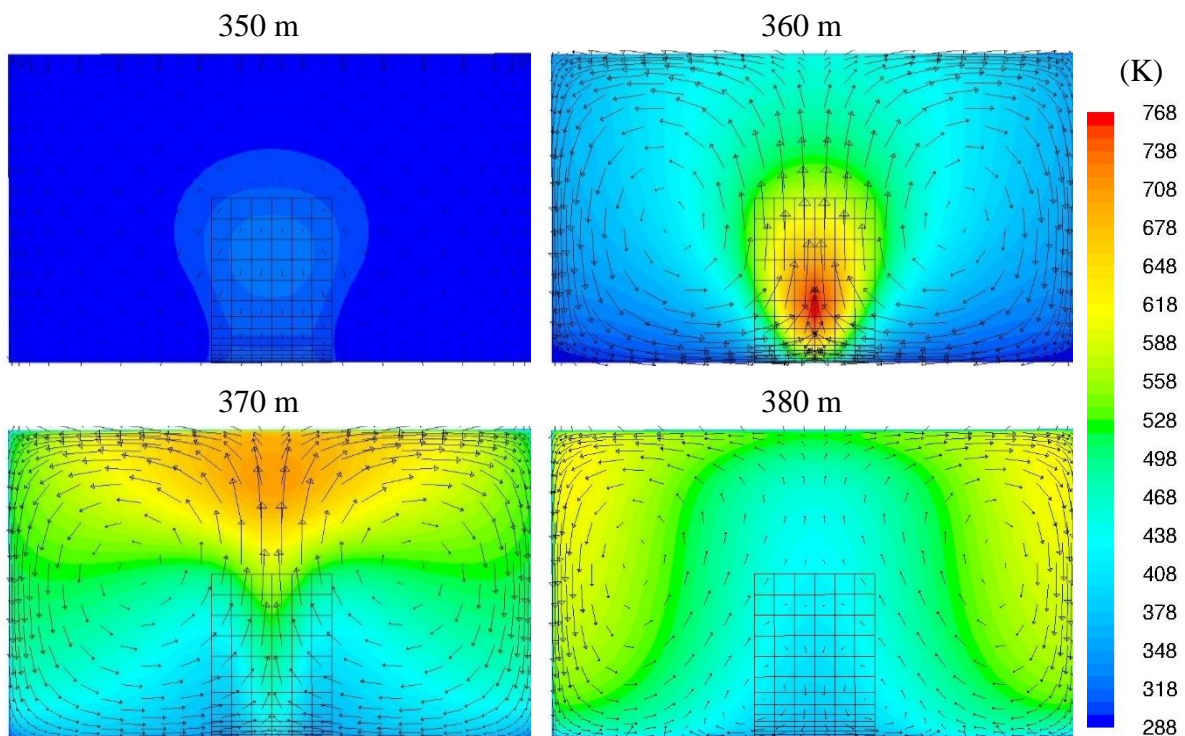


Abbildung 3-11: Temperaturverteilung und Sekundärströmung in den Tunnelquerschnitten mit einer Querschnittsfläche von 53 m^2 in unmittelbarer Umgebung der Brandquell bei kritischer Geschwindigkeit und einer Brandleistung von 30 MW^{26}

3.3.6.3 Regelgeschwindigkeit

Die Temperaturverläufe der Berechnungsfälle mit der Regelgeschwindigkeit von 1,5 m/s (gem. Tabelle 3-3) sind ebenfalls nach einer Branddauer von 20 Minuten in Abbildung 3-12 zusammengefasst dargestellt. Die höchsten mittleren Flächentemperaturen treten erwartungsgemäß in unmittelbarer Umgebung der Brandquelle auf und variieren je nach Brandleistung und Tunnelquerschnitt (Massenstrom) zwischen 270 °C und 470 °C. Da sich bei dem Tunnelprofil mit einer Querschnittsfläche von 70 m² bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit ein höherer Massenstrom und somit eine höhere Kühlleistung als bei der kleineren Querschnittsfläche (53 m²) ergeben, fallen die mittleren Flächentemperaturen am Brandort bei der kleineren Querschnittsfläche etwas höher aus.

Die Regelgeschwindigkeit ist bedeutend geringer als die kritische Geschwindigkeit (siehe Tabelle 3-3), wodurch es zu einer Ausbreitung der heißen Rauchgase stromaufwärts vom Brandort kommt (*back-layering*). Die Länge des sog. *back-layering* ist bei den gegebenen Rahmenbedingungen hauptsächlich von der Brandleistung abhängig und bewegt sich nach einer Branddauer von 20 Minuten zwischen 200 und 300 m.

Durch die lokale Rückströmung im Bereich der Brandquelle kommt es in unmittelbarer Brandnähe zu deutlich höheren mittleren Flächentemperaturen. Verglichen zu den Fällen ohne *back-layering* (siehe Abbildung 3-9) nimmt die Temperatur der heißen Rauchgase stromabwärts durch die Rückströmung der heißen Rauchgase deutlich schneller ab.

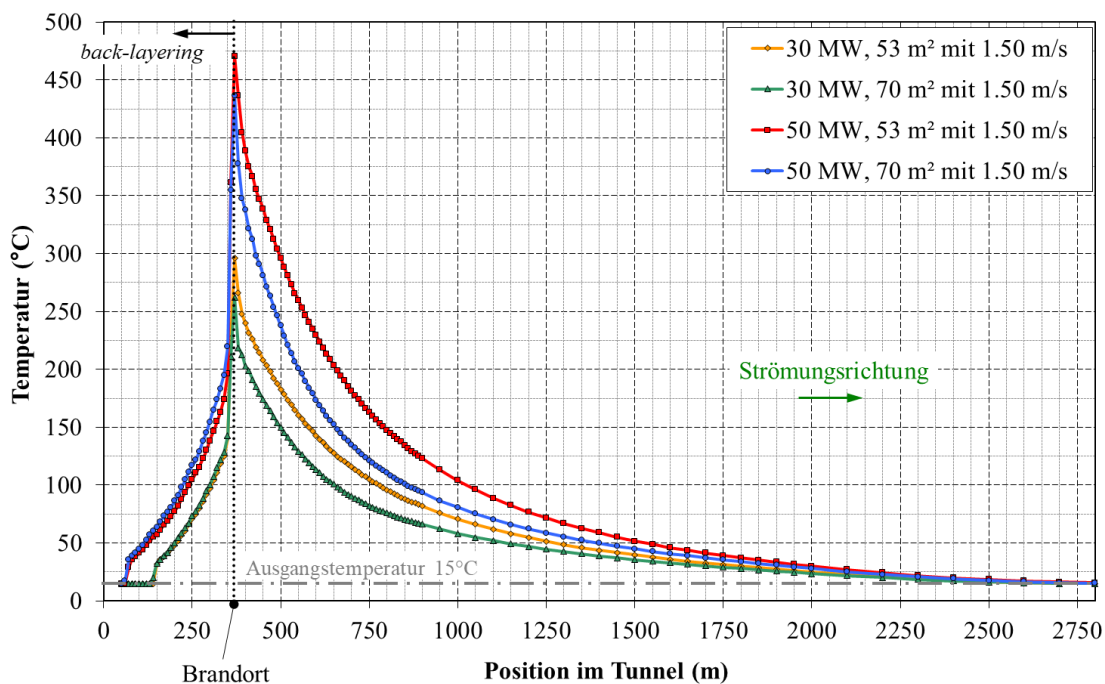


Abbildung 3-12: Temperaturverlauf in Tunnellängsrichtung aller Berechnungsfälle durchgeführt mit der Regelgeschwindigkeit nach einer Branddauer von 20 Minuten²⁶.

In den nachfolgenden Abbildungen (Abbildung 3-13 und Abbildung 3-14) wurde das Strömungsverhalten am Beispiel vom Rechteckprofil mit 53 m² Querschnittsfläche bei einer Brandleistung von 30 MW ausgewertet. Um das *back-layering* zu veranschaulichen, wurde im Vergleich zu den vorangegangenen Abbildungen zusätzlich die Temperaturverteilung stromaufwärts vom Brandort in der Symmetrieebene dargestellt. Ein weiterer Berechnungsfall (u_{Regel} mit 70 m² und 50 MW) findet sich im Anhang Teil A (Abbildung A-3 und Abbildung A-4).

Stromaufwärts vom Brandort strömen die heißen Rauchgase nahezu ungestört entgegen der Längsströmung an der Tunnelfirste entlang, wodurch in diesem Bereich eine gute Schichtung der heißen Rauchgase erhalten bleibt (siehe Abbildung 3-13). Aufgrund dieser Rückströmung verringert sich der freie Strömungsquerschnitt, wodurch die Längsgeschwindigkeit in Fahrbahnnähe deutlich zunimmt. Ein Teil dieser Luftmassen wird von der Brandquelle erwärmt und ein anderer Teil strömt seitlich in Fahrbahnnähe ohne Erwärmung daran vorbei. Infolgedessen wird stromabwärts vom Brandherd, trotz der hohen Brandleistungen, tendenziell eine Schichtung der heißen Rauchgase unterstützt (vgl. Kapitel 2.2.3.2.1). Die Wirbel der Sekundärströmung (siehe Abbildung 3-14) sind weniger ausgeprägt und reichen nicht bis hinunter zur Fahrbahn (vgl. Abbildung 3-11). Durch die relativ geringe Längsströmung und großen Auftriebskräfte ist die wellenartige Temperaturverteilung stärker ausgeprägt (siehe Abbildung 3-13).

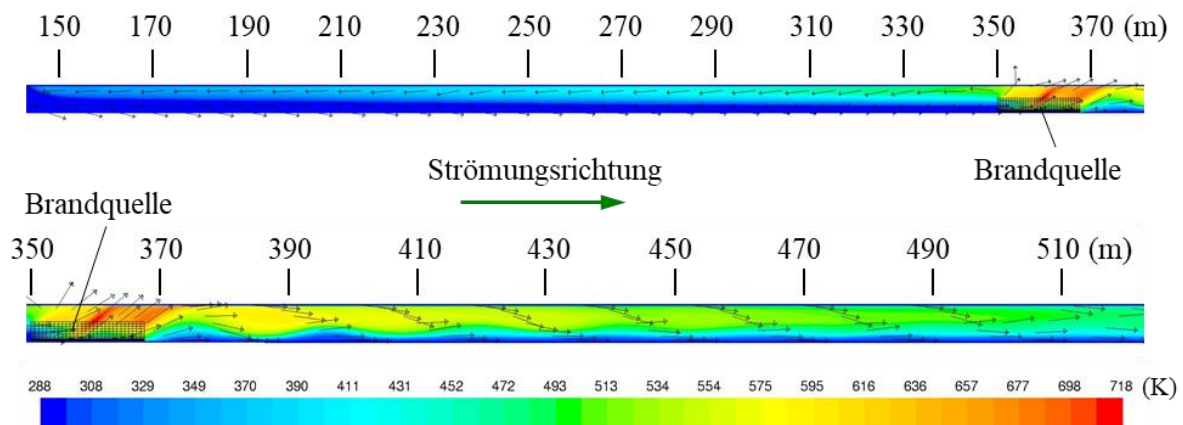


Abbildung 3-13: Temperaturverteilung in der Symmetrieebene des Rechteckprofils mit einer Querschnittsfläche von 53 m² bei Regelgeschwindigkeit und einer Brandleistung von 30 MW²⁶.

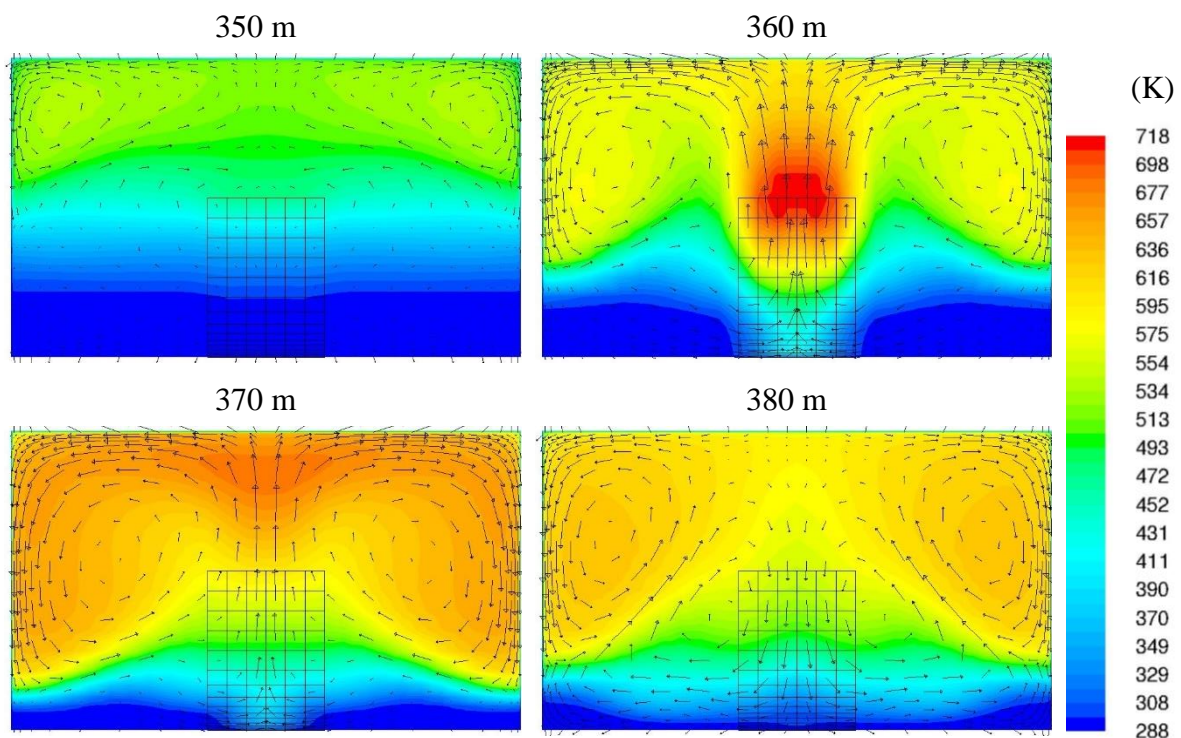


Abbildung 3-14: Temperaturverteilung und Sekundärströmung in den Tunnelquerschnitten

mit einer Querschnittsfläche von 53 m² in unmittelbarer Umgebung der Brandquelle, bei Regelgeschwindigkeit und einer Brandleistung von 30 MW²⁶.

3.3.6.4 Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse

Anhand der Ergebnisse der Berechnungsfälle konnte festgestellt werden, dass es sowohl bei kritischer als auch bei Dimensionierungsgeschwindigkeit nicht zu einer Rückströmung von heißen Rauchgasen kommt. Geringere Strömungsgeschwindigkeiten und große Querschnittsflächen unterstützen im Allgemeinen eine Schichtung der heißen Rauchgase. Dies führt jedoch zu einem *back-layering* und in weiterer Folge zu einem höheren Temperaturniveau im Bereich des Brandortes. Dennoch ist es, wie in [Sturm, Beyer & Raffei, 2017] bzw. in Kapitel 2.2.3.2.1 diskutiert, zielführend, dass die Längsgeschwindigkeit stromaufwärts des Brandortes auf „niedrige Geschwindigkeit“ geregelt wird, um gute Bedingungen für die Selbstrettung zu schaffen (geringe Ausbreitungsgeschwindigkeit sowie gute Schichtung der heißen Rauchgase).

Da die österreichische Richtlinie [RVS 09.02.31, 2014] Rahmenbedingungen für die Dimensionierung der Lüftungsanlage vorgibt, wird in weiterer Folge speziell auf diese Berechnungsfälle näher eingegangen.

3.3.7 1D-Berechnungsmodell zur Anwendung in Richtlinien

Im Folgenden werden Ansätze ausgearbeitet, um einerseits die mittels numerischer Strömungsberechnung erhaltenen Temperaturverläufe und andererseits die daraus resultierende Druckwirkung infolge der Auftriebskräfte durch eindimensionale Berechnungsmethoden mit vertretbarer Genauigkeit zu bestimmen.

3.3.7.1 Temperatur am Brandort

Die Temperatur am Brandort T_B infolge einer Brandleistung \dot{Q} lässt sich durch die Bilanzierung der thermischen Energie an einem Kontrollvolumen in Abhängigkeit von der Querschnittsfläche, der Strömungsgeschwindigkeit und der Ausgangstemperatur gemäß Gleichung (2-39) bestimmen (siehe Kapitel 2.3.5.6). Dabei wird angenommen, dass im Bereich der Brandquelle keine Wärmeenergie an die Wand abgegeben wird und (gleich wie bei der numerischen Strömungsberechnung in Kapitel 3.3.3.4) nur der konvektive Anteil der Brandleistung η_{Brand} einen Beitrag zur Erwärmung der Rauchgase leistet.

$$T_B = \frac{\dot{Q} \cdot \eta_{Brand}}{\dot{m}_i \cdot c_p} + T_i$$

In der Tabelle 3-5 sind die gemittelten Flächentemperaturen unmittelbar nach dem Brandort aus den numerischen Strömungsberechnungen ($T_{B_{3D}}$) mit jenen Temperaturen gem. obenstehender Gleichung ($T_{B_{1D}}$) gegenübergestellt. Darin ist zu erkennen, dass die Temperaturwerte für die Berechnungsfälle mit Dimensionierungs- und kritischer Geschwindigkeit durch diesen Ansatz mit sehr guter Übereinstimmung abgeschätzt werden können. Die geringen Abweichungen von einigen Prozentpunkten können durch die vernachlässigte konvektive Wärmeübertragung innerhalb der Ausdehnung der Brandquelle begründet werden. Bei den Berechnungsfällen mit einem *back-layering* ist die Verweildauer der Rauchgase durch die Rezirkulation und die Rückströmung im Bereich der Brandquelle höher, wodurch sich um bis zu 30% höhere mittlere Flächentemperaturen ergeben (vgl. Abbildung 3-9 mit Abbildung 3-12).

Tabelle 3-5: Gegenüberstellung der gemittelten Flächentemperaturen am Brandort aus den numerischen Strömungsberechnungen mit den Temperaturen gemäß Gleichung (2-39).

		Geschwindigkeit (m/s)		\dot{m}_i (kg/s)	Temperatur am Brandort (°C)		Abweichung (%)	η_{Brand} (-)
					T_{B1D}	T_{B3D}		
30 MW	53 m ²	1,50	u_{Regel}	97,4	242	296	18	0,75
		2,22	u_{Dim}/u_{krit}	144,1	168	167	1	0,75
	70 m ²	1,50	u_{Regel}	128,6	186	262	29	0,75
		2,08	u_{Dim}/u_{krit}	178,4	139	139	0	0,75
50 MW	53 m ²	1,50	u_{Regel}	97,4	393	470	16	0,75
		2,26	u_{Dim}	146,7	266	266	0	0,75
		2,50	u_{krit}	162,3	242	244	1	0,75
	70 m ²	1,50	u_{Regel}	128,6	301	436	31	0,75
		2,00	u_{Dim}	171,5	229	232	1	0,75
		2,36	u_{krit}	202,4	197	201	2	0,75

3.3.7.2 Temperaturabnahme in Strömungsrichtung

Die Gastemperatur am Brandort nimmt stromabwärts aufgrund der konvektiven Wärmeübertragung zur kühleren Tunnelwand ab. Diese Temperaturabnahme kann durch die Energiegleichung für eine eindimensionale Strömung gem. Gleichung (2-41) ermittelt werden (siehe Kapitel 2.3.5.6).

$$T(x) = T_i + (T_B - T_i) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha \cdot U_t}{c_p \cdot \dot{m}_i}\right) \cdot x}$$

Ausgehend von der Temperatur am Brandort T_B ist die Temperaturabnahme in Strömungsrichtung $T(x)$ von der Wandtemperatur, der Strömungsgeschwindigkeit, der Querschnittsfläche, der benetzten Wandoberfläche und dem Wärmeübergangskoeffizienten α abhängig. Bei der Herleitung dieser Gleichung wurde angenommen, dass einerseits diese Größen konstant bleiben und andererseits (gleich wie bei der numerischen Strömungsberechnung in Kapitel 3.3.3.2) die Wandtemperatur sowie die Lufttemperatur im Tunnel vor Brandbeginn den gleichen Wert T_i haben.

Für die Dimensionierung der Lüftungsanlage ist die Dauer der Selbststrettungsphase (15 bis 20 Minuten nach Brandbeginn) von Bedeutung (siehe Kapitel 3.3). In dieser Zeit wird der Temperaturverlauf hauptsächlich durch die Strömung im Tunnel beeinflusst und nicht von der Erwärmung der Betonschale (siehe Kapitel 3.3.3.6 sowie Abbildung 3-8). Auch darüber hinaus, hat die geringe Erwärmung der Betonschale auf den Temperaturverlauf eine unwesentliche Auswirkung. Die Annahme einer konstanten Wandtemperatur bei der eindimensionalen Betrachtung des Temperaturverlaufes (2-41) kann demnach, vor allem für eine kurze Branddauer (Brände welche nicht über mehrere Stunden andauern), als akzeptable Näherung angesehen werden.

In der obenstehenden Gleichung sind bis auf den Wärmeübergangskoeffizienten α alle Einflussgrößen bekannt. Der Wärmeübergangskoeffizient kann beispielsweise über die dimensionslose Kennzahl für den Wärmeübergang Nu_m (mittlere Nußelt-Zahl) bestimmt

werden:

$$\alpha = \frac{Nu_m \cdot \lambda}{D_t} \quad (3-11)$$

Dazu gibt es in der Literatur eine Reihe von empirischen Beziehungen, die sowohl für konstanten Wärmestrom durch die Wand als auch für konstante Wandtemperatur angewendet werden²⁷. Eine typischerweise für ausgebildete turbulente Strömung ($Re > 10^4$) verwendete Beziehung wurde von [Gnielinski, 1976] angegeben²⁸:

$$Nu_m = \frac{\frac{\zeta}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_t}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (3-12)^{27}$$

$$\text{mit: } \zeta = (1,8 \cdot \log_{10} Re - 1,5)^{-2}$$

$$\text{gültig für: } 10^4 \leq Re \leq 10^6; \quad 0,1 \leq Pr \leq 1000; \quad \frac{D_t}{L} \leq 1$$

Die Stoffwerte für die Prandtl-Zahl Pr und die Reynolds-Zahl Re sind bei der mittleren Temperatur $T_m = (T_B - T_A)/2$ zwischen Brandort T_B und Strömungsaustritt T_A zu ermitteln.

Die Strömung im Tunnel weist, vor allem im Bereich der Brandquelle ein stark dreidimensionales Strömungsverhalten auf (siehe Kapitel 3.3.6). Durch die entstehende Sekundärströmung wird die konvektive Wärmeübertragung maßgeblich beeinflusst, sodass durch den empirischen Ansatz gem. Gleichung (3-12) zu geringe Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt werden (siehe Abbildung 3-15 und Abbildung 3-16).

Um dennoch geeignete Werte für den eindimensionalen Ansatz zu finden, wurden die Wärmeübergangskoeffizienten aus den Temperaturverläufen der dreidimensionalen numerischen Strömungsberechnungen abgeleitet. Dabei wurde der Wärmeübergangskoeffizient im eindimensionalen Ansatz durch ein Mittelungsverfahren bestimmt, sodass der Temperaturverlauf sowohl für kurze Strecken zwischen Brandort und Austrittsportal als auch für längere Strecken mit einer vertretbaren Genauigkeit wiedergegeben wird.

In den nachfolgenden Abbildungen (Abbildung 3-15 und Abbildung 3-16) sind die Ergebnisse der einzelnen Berechnungsfälle jeweils für das Rechteckprofil mit 53 m^2 sowie 70 m^2 zusammengefasst dargestellt. Aufgetragen sind die Ergebnisse aus den numerischen Strömungssimulationen und dem eindimensionalen Ansatz mit den abgeleiteten α -Werten (strichlierte Temperaturverläufe). Zusätzlich wurde, jeweils anhand eines Berechnungsfalles, der eindimensional berechnete Temperaturverlauf mittels dem empirisch bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten gem. Gleichung (3-11) und (3-12) aufgetragen.

²⁷ [Baehr & Stephan, 2016], [VDI, 2006], [Langeheinecke, Jany & Thieleke, 2011], [Rohsenow, Hartnett & Cho, 1998]

²⁸ Die Beziehung für die Nußelt-Zahl von [Gnielinski, 1976] wurde aus [VDI, 2006] entnommen.

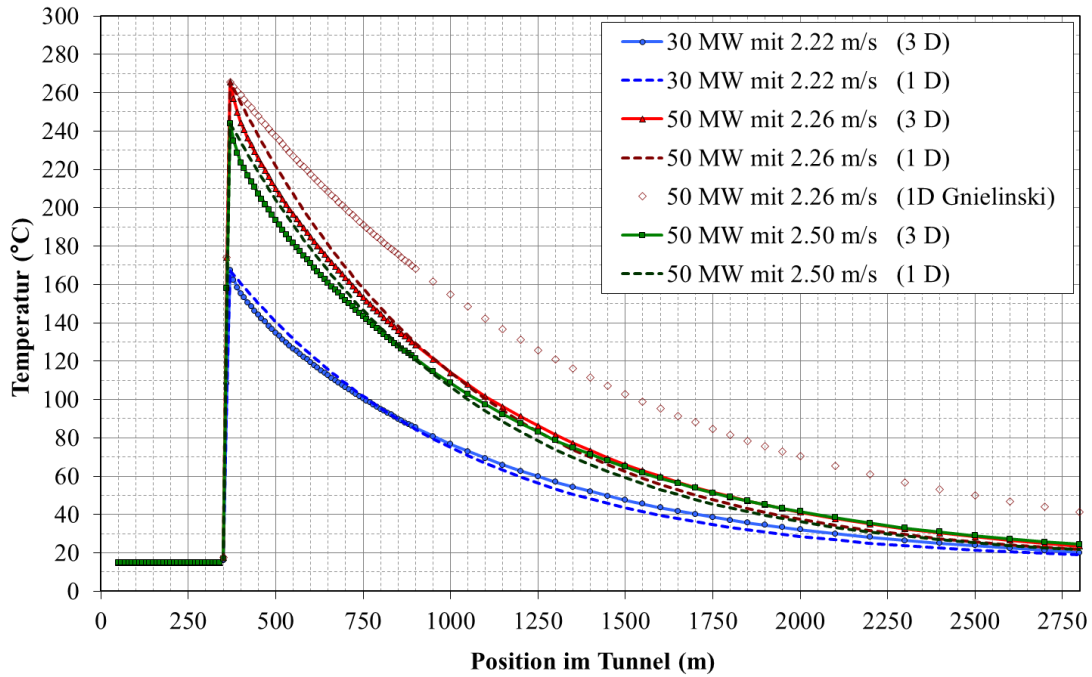


Abbildung 3-15: Temperaturverlauf in Tunnellängsrichtung, ermittelt aus den numerischen Strömungssimulationen (3D) und dem eindimensionalen Ansatz (1D) der Berechnungsfälle mit 53 m² Rechteckquerschnitt nach einer Branddauer von 20 Minuten²⁹

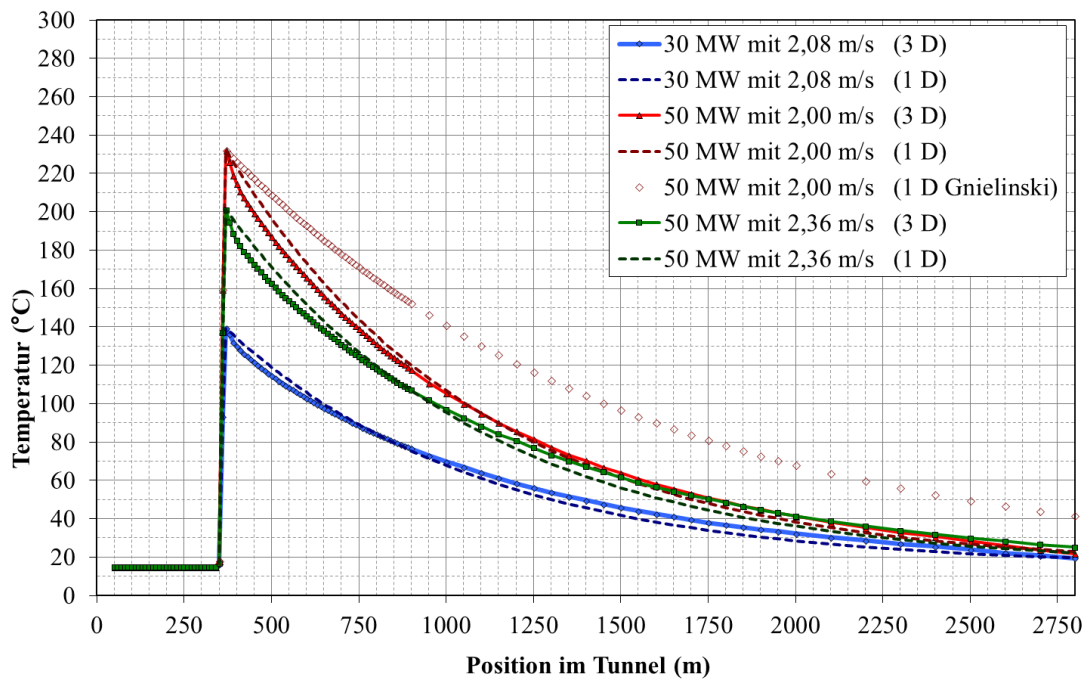


Abbildung 3-16: Temperaturverlauf in Tunnellängsrichtung, ermittelt aus den numerischen Strömungssimulationen (3D) und dem eindimensionalen Ansatz (1D) der Berechnungsfälle mit 70 m² Rechteckquerschnitt nach einer Branddauer von 20 Minuten²⁹

²⁹ [Beyer, Sturm & Höpperger, 2010b] und [Sturm, Bacher, Beyer, Höpperger & Croll, 2011]

Mithilfe des eindimensionalen Ansatzes kann eine Rückströmung der heißen Rauchgase im Temperaturverlauf nicht adäquat berücksichtigt werden, wodurch dieser Ansatz für die Berechnungsfälle mit der Regelgeschwindigkeit von 1,5 m/s nur eingeschränkt gültig ist. Da die Regelgeschwindigkeit für die Dimensionierung der Lüftungsanlage eine untergeordnete Rolle spielt, werden diese Fälle für die weitere Anwendung in der Richtlinie, nicht näher betrachtet.

Die gleiche Herangehensweise für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten wurde bei den Berechnungsfällen mit dem Hufeisenprofil durchgeführt²⁴. In den nachstehenden Abbildungen (Abbildung 3-17 und Abbildung 3-18) sind die Temperaturverläufe der einzelnen Berechnungsfälle, abgeleitet aus den numerischen Strömungssimulationen sowie dem eindimensionalen Ansatz mit den angepassten α -Werten (strichlierte Temperaturverläufe), jeweils für das Hufeisenprofil mit 53 m² sowie 70 m² zusammengefasst dargestellt.

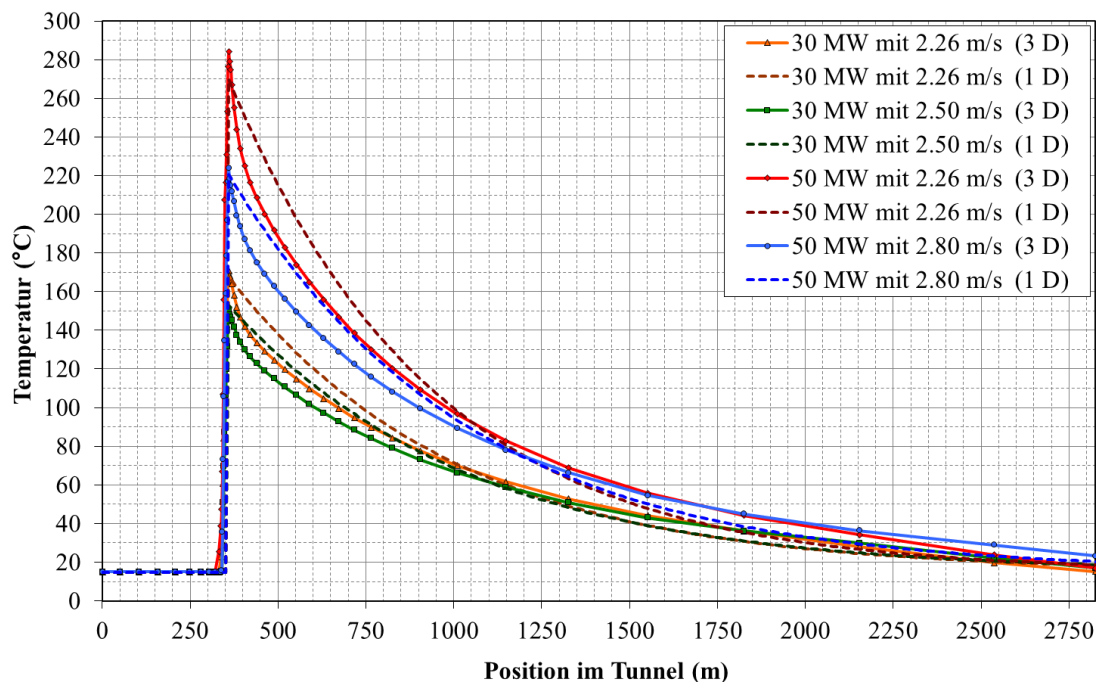


Abbildung 3-17: Temperaturverlauf in Tunnellängsrichtung, ermittelt aus den numerischen Strömungssimulationen (3D) und dem eindimensionalen Ansatz (1D) der Berechnungsfälle mit 53 m² Hufeisenquerschnitt nach einer Branddauer von 20 Minuten³⁰

³⁰ [ILF, 2010], [Beyer, Sturm & Höpperger, 2010b] und [Sturm, Bacher, Beyer, Höpperger & Croll, 2011]

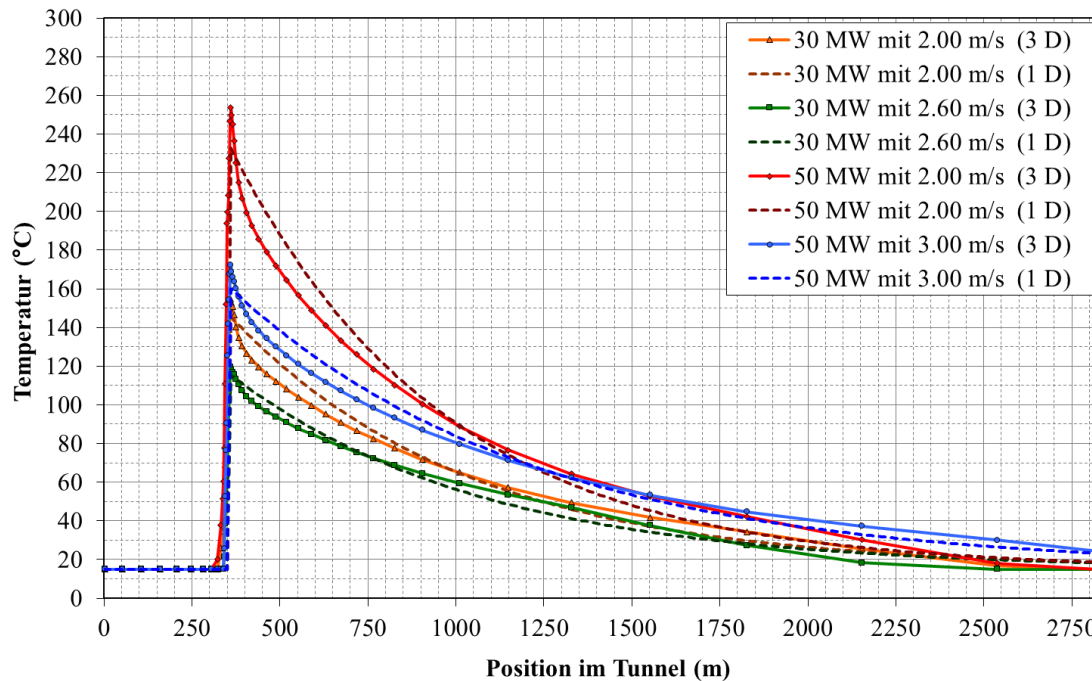


Abbildung 3-18: Temperaturverlauf in Tunnellängsrichtung, ermittelt aus den numerischen Strömungssimulationen (3D) und dem eindimensionalen Ansatz (1D) der Berechnungsfälle mit 70 m² Hufeisenquerschnitt nach einer Branddauer von 20 Minuten³⁰

Die abgeleiteten Wärmeübergangskoeffizienten variieren zwischen 6,6 und 9,7 W/m²K und sind hauptsächlich von der Strömungsgeschwindigkeit und dem Tunnelprofil abhängig. Für das Rechteckprofil wurden tendenziell geringere Werte als für das Hufeisenprofil gefunden. Innerhalb der betrachteten Berechnungsfälle (30 bis 50 MW und 53 bis 70 m²) besteht kaum eine Abhängigkeit von der Querschnittsfläche und der Brandleistung. In der Abbildung 3-19 sind die ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten aller Berechnungsfälle (ohne *back-layering*) jeweils für das Rechteck- und das Hufeisenprofil in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit stromaufwärts vom Brandort aufgetragen. Anhand dieser Auswertung konnte für das jeweilige Tunnelprofil ein linearer Zusammenhang gemäß Gleichung (3-13)²⁹ und (3-14)²⁹ zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten und dem dimensionierungsrelevanten Geschwindigkeitsbereich abgeleitet werden:

$$\text{Rechteckprofil: } \alpha = 2,8 \cdot (u_i - 2,0) + 6,6 \quad \text{für } 2,0 \leq u_i \leq 3,0 \quad (3-13)^{29}$$

$$\text{Hufeisenprofil: } \alpha = 1,15 \cdot (u_i - 2,0) + 8,4 \quad \text{für } 2,0 \leq u_i \leq 3,0 \quad (3-14)^{29}$$

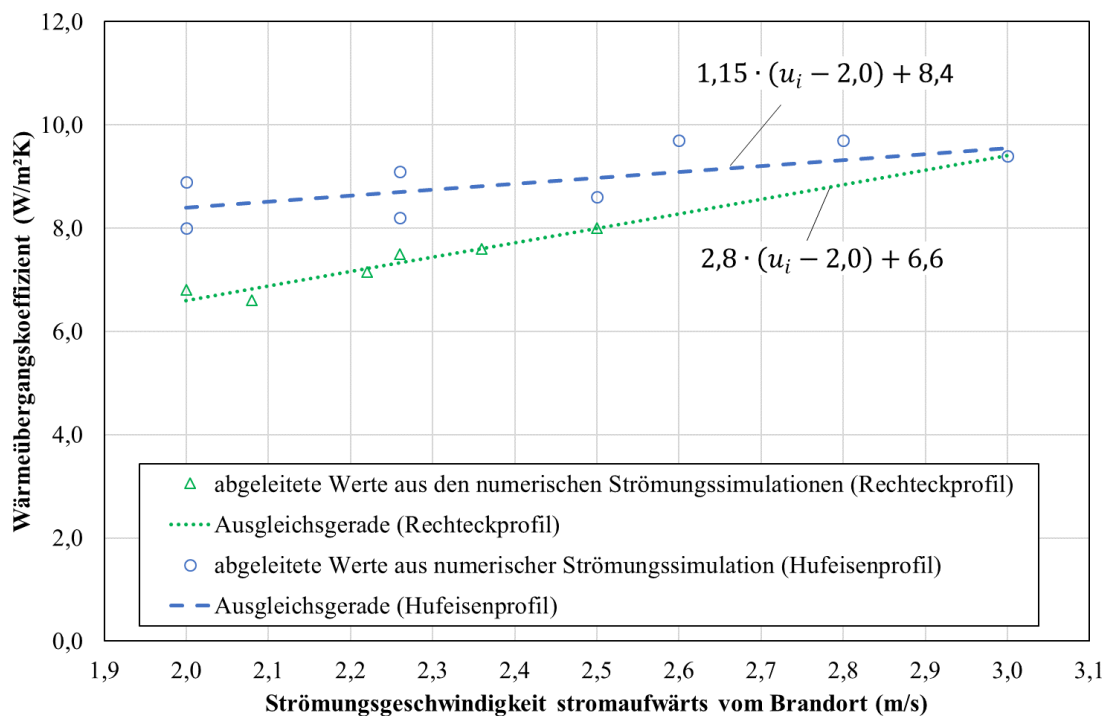


Abbildung 3-19: Darstellung der abgeleiteten Wärmeübergangskoeffizienten aller Berechnungsfälle (ohne einem *back-layering*) in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit stromaufwärts vom Brandort, jeweils für das Rechteck- und das Hufeisenprofil³¹

Durch die ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten ist es möglich, mittels des eindimensionalen Ansatzes gem. den Gleichungen (2-39) und (2-41), den Temperaturverlauf, abhängig von den relevanten Einflussgrößen (Strömungsgeschwindigkeit, Querschnittsfläche, Brandleistung etc.) sowie unter Berücksichtigung der dreidimensionalen Strömungseffekte, mit einer vertretbaren Genauigkeit zu bestimmen. Damit können auch die Strömungsverluste, die Schubminderung der Strahlventilatoren (siehe Kapitel 2.3.5) und der Brandauftrieb für den Brandfall (siehe Kapitel 3.3.7.3) mit einer angemessenen Genauigkeit berechnet werden.

3.3.7.3 Brandauftrieb

Neben dem Temperaturverlauf ist eine Dimensionierungsvorschrift für die Berücksichtigung der Auftriebskräfte infolge einer Wärmefreisetzung zur Anwendung in der Richtlinie von Bedeutung. Demnach wird auf die Lösung der Druckgleichung für den Brandauftrieb unter der Berücksichtigung des ermittelten Temperaturverlaufes in diesem Kapitel näher eingegangen.

Die Differentialgleichung für die Druckänderung aufgrund des Brandauftriebes kann gemäß Gleichung (2-34) wie folgt ausgedrückt werden:

$$dp = \rho_i \frac{T - T_i}{T} \cdot g \cdot \frac{S_{Brand}}{100} \cdot dx$$

Durch das Einführen des exponentiellen Temperaturverlaufs (2-41) lässt sich die obenstehende Differenzialgleichung umformen zu:

³¹ Wärmeübergangskoeffizienten der einzelnen Berechnungsfälle wurden aus [ILF, 2010] entnommen.

$$dp = \rho_i \left[1 - \frac{T_i}{T_i + (T_B - T_i) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha \cdot U_t}{c_p \cdot \dot{m}_i}\right) \cdot x}} \right] \cdot g \cdot \frac{s_{Brand}}{100} \cdot dx \quad (3-15)$$

Die Integration dieser Differentialgleichung von $x=0$ (Brandort) bis zum Ende des Brandabschnittes (Austrittsportal bei Längslüftungen bzw. Absaugstelle bei Querlüftungen) entlang der Tunnellängsachse liefert die resultierende Druckdifferenz Δp_{Brand} infolge einer Wärmefreisetzung im Brandfall. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Längsneigung s , der Umfang des Verkehrsraumes U_t , der Massenstrom, der Wärmeübergangskoeffizient und die spezifische Wärmekapazität c_p (mittlere integrale Wärmekapazität entsprechend T_i und T_B) innerhalb des Brandabschnittes (L_{Brand}) konstant sind.

$$\Delta p_{Brand} = -\frac{\rho_i \cdot g \cdot c_p \cdot \dot{m}_i}{\alpha \cdot U_t} \cdot \frac{s_{Brand}}{100} \cdot \ln \left[\frac{T_i + (T_B - T_i) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha \cdot U_t}{c_p \cdot \dot{m}_i}\right) \cdot L_{Brand}}}{T_B} \right] \quad (3-16)^{32}$$

In einigen Fällen kann es zu wechselnden Längsneigungen im Tunnel und somit innerhalb des Brandabschnittes L_{Brand} kommen. Um für solche Fälle den Brandauftrieb zu bestimmen, ist entweder die Gleichung (3-15) durch eine geeignete Diskretisierungsmethode (siehe Kapitel 2.4.2) numerisch oder durch Zerlegung des Integralbereiches in mehrere Teilintegrale zu lösen. Die Integration der Differentialgleichung ergibt sich dann als Summe der Teilintegrationen. Der Integralbereich erstreckt sich dabei über Abschnitte mit konstanter Längsneigung. Die Lösung so einer Teilintegration ist durch nachfolgende Gleichungen gegeben. Die Abbildung 3-20 zeigt schematisch die Integrationsabschnitte bei wechselnden Längsneigungen innerhalb des Brandabschnittes L_{Brand} .

$$\Delta p = \Delta p_I + \Delta p_{II} + \dots + \Delta p_N \quad N \dots \text{Anzahl der Abschnitte}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_I &= -\frac{\rho_i \cdot g \cdot c_p \cdot \dot{m}_i}{\alpha \cdot U_t} \cdot \frac{s_{Brand_I}}{100} \cdot \ln \left[\frac{T_i + (T_B - T_i) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha \cdot U_t}{c_p \cdot \dot{m}_i}\right) \cdot \Delta x_I}}{T_B} \right] \\ \Delta p_{II} &= -\frac{\rho_i \cdot g \cdot c_p \cdot \dot{m}_i}{\alpha \cdot U_t} \cdot \frac{s_{Brand_{II}}}{100} \\ &\quad \cdot \ln \left[\frac{T_i + (T(x = x_1) - T_i) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha \cdot U_t}{c_p \cdot \dot{m}_i}\right) \cdot \Delta x_{II}}}{T_B} \right] \\ \Delta p_N &= -\frac{\rho_i \cdot g \cdot c_p \cdot \dot{m}_i}{\alpha \cdot U_t} \cdot \frac{s_{Brand_N}}{100} \\ &\quad \cdot \ln \left[\frac{T_i + (T(x = x_N) - T_i) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha \cdot U_t}{c_p \cdot \dot{m}_i}\right) \cdot \Delta x_N}}{T_B} \right] \end{aligned} \quad (3-17)^{29}$$

³² Die Herleitung dieser Gleichung wurde bereits von [Opstad, Aune & Henning, 1997] angeführt und findet sich ebenfalls in [Beyer, Sturm & Höpperger, 2010b] sowie in [Sturm, Bacher, Beyer, Höpperger & Croll, 2011]

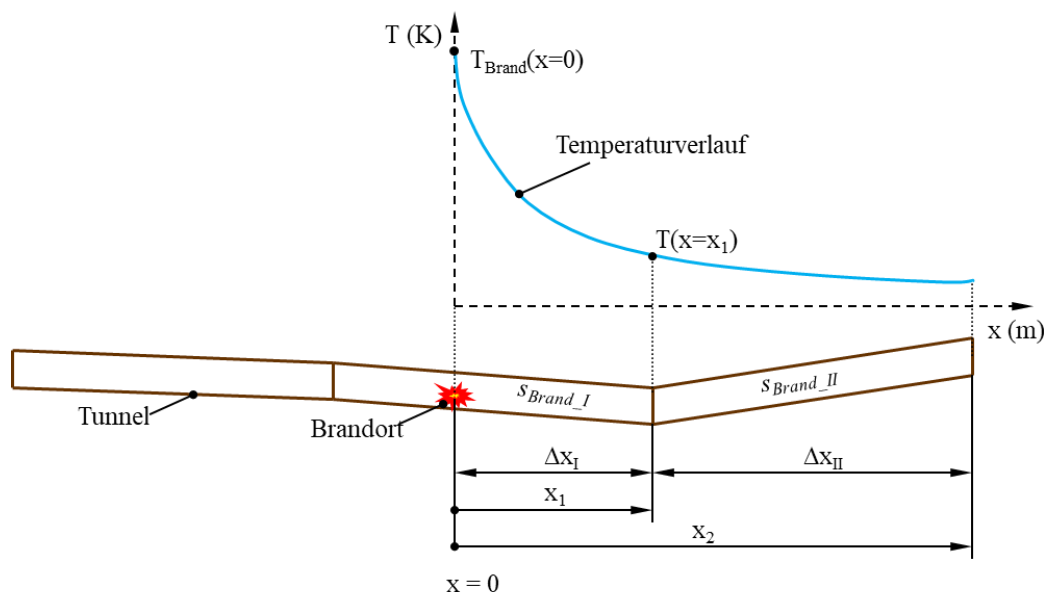


Abbildung 3-20: Darstellung der abgeleiteten Wärmeübergangskoeffizienten aller Berechnungsfälle (ohne *back-layering*) in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit stromaufwärts vom Brandort, jeweils für das Rechteck- und das Hufeisenprofil²⁹

3.3.7.4 Revision der österreichischen Richtlinie für die Dimensionierung der Tunnellüftungsanlagen

Wie einleitend diskutiert (siehe Kapitel 3.1), wird in der österreichischen Richtlinie [RVS 09.02.31, 2008] eine Vorgehensweise für die Berücksichtigung des Brandauftriebes bei der Dimensionierung der Lüftungsanlage angeführt (siehe Auszug im Kapitel 3.2.2), welche einige relevante Einflussgrößen (wie Strömungsgeschwindigkeit, Querschnittsfläche, Tunnelprofil etc.) nicht berücksichtigt. Um dem entgegenzuwirken und dennoch eine einfache Dimensionierungsvorschrift beizubehalten, wurde das zuvor beschriebene Berechnungsverfahren für die Temperaturverteilung im Tunnel (siehe Gleichung (2-39) und (2-41)) und den darauf basierenden Brandauftrieb (siehe Gleichung (3-16) und (3-17)²⁹) unter Verwendung der Gleichungen (3-13)²⁹ und (3-14)²⁹ für den Wärmeübergangskoeffizienten in die aktuelle Version der [RVS 09.02.31, 2014] aufgenommen. Neben dem Brandauftrieb kann durch das Berechnungsverfahren auch der Einfluss der Temperaturverteilung auf die Strömungsverluste und den Schub der Strahlventilatoren adäquat in der Dimensionierung berücksichtigt und eine vergleichbare Dimensionierungsbasis gewährleistet werden.

3.4 Numerische Untersuchung von Bränden bei Querlüftungssystemen

Bei Halbquer- und Vollquerlüftungssysteme werden die heißen Rauchgase, wie schon in den Kapiteln 2.2.2.2 und 2.2.3.2 ausführlich behandelt, konzentriert abgesaugt. Dabei ist es notwendig, einerseits die Geschwindigkeit im Verkehrsraum zu beeinflussen und andererseits, durch eine Rauchgasabsaugung die heißen Rauchgase abzusaugen. Neben den bereits diskutierten Auswirkungen der heißen Rauchgase auf die Dimensionierung der Längslüftung im Brandfall (siehe Kapitel 3.3) nehmen diese auch Einfluss auf die Dimensionierung der Rauchgasabsaugung.

Gemäß der österreichischen Richtlinie (siehe Kapitel 3.2.2) ist als Minimalanforderung an jeder Absaugstelle mittels der Lüftungsanlage ein Volumenstrom von $120 \text{ m}^3/\text{s}$ (bezogen auf 20°C und $1,013 \text{ bar}$) abzusaugen. In der Vergangenheit wurde die Rauchgasabsaugung und die notwendige Leistung der Axialventilatoren gemäß der Minimalanforderung bei konstanter Dichte bemessen. Durch die Annahme einer konstanten Dichte ändert sich der zu fördernde Volumenstrom am Ventilator je nach der Absaugstelle (Kanallänge bis zum Abluftventilator) nur durch die Leckagen. Durch die Wärmefreisetzung im Brandfall erhöht sich jedoch die Dichte der Rauchgase an der Absaugstelle, wodurch sich zur Einhaltung des definierten Massenstroms ($144,52 \text{ kg/s}$) auch der Volumenstrom erhöhen muss. Demnach ändert sich hinsichtlich der Bemessung des Axialventilators der zu fördernde Volumenstrom am Ventilator in Abhängigkeit von der Brandleistung und der Absaugstelle bzw. der Kanallänge deutlich (Temperaturabnahme durch konvektiven Wärmeübergang). Dies führt wiederum zu einer Zunahme der Strömungsgeschwindigkeiten im Abluftkanal und zu einem entsprechenden Anstieg der Strömungsverluste. Um diese Einflüsse und die daraus resultierende Leistungszunahme der Abluftventilatoren sowie die Erhöhung der Unterdruckbelastung der Zwischendecke zu ermitteln, wurde die Rauchgasabsaugung bestehender und zukünftiger Tunnelanlagen, sowohl bei konstanter als auch bei variabler Luftdichte, bemessen. Auf Basis dieser Untersuchung sollen einfache Berechnungsansätze für die österreichische Richtlinie RVS 09.02.31 ausgearbeitet werden, um den Einfluss der heißen Rauchgase auf die Dimensionierung von Rauchgasabsaugungen zukünftig zu berücksichtigen.

Verglichen zum Verkehrsraum im Tunnel können aufgrund der geringeren Querschnittsflächen und der höheren Strömungsgeschwindigkeiten im Abluftkanal die dreidimensionalen Strömungs- bzw. Auftriebseffekte mit guter Näherung vernachlässigt werden. Demnach werden die nachfolgenden Berechnungen mittels eindimensionaler Ansätze durchgeführt.

An dieser Stelle sei noch erwähnt, dass für die Einhaltung der Minimalanforderungen im Brandfall (Absaugmenge) in der Regel Axialventilatoren mit einer Laufschaufelverstellung zum Einsatz kommen. Diese werden im Brandfall innerhalb des stabilen Arbeitsbereiches auf den maximalen Volumenstrom geregelt, wodurch sich je nach Anlagenkennlinie (abhängig vom Brandszenario) ein entsprechender Volumenstrom am Ventilator einstellt. Alternativ dazu wird auch häufig – in Abhängigkeit vom Brandort im Tunnel (Absaugstelle) – ein vordefinierter fixer Schaufelwinkel für den Brandfall vorgegeben. Bei der Wahl des Axialventilators ist schlussendlich darauf zu achten, dass alle Betriebspunkte (abhängig von Absaugstelle etc.) innerhalb des Ventilatorfeldes zu liegen kommen. Vertiefende Informationen zu der Funktionsweise von Axialventilatoren und deren Betriebsverhalten können beispielsweise in [Eck, 1991] und [Schlender & Klingenberg, 1996] gefunden werden.

Für die Beeinflussung der Geschwindigkeit im Verkehrsraum sind in der Bemessung, ähnlich wie bei der Dimensionierung der Längslüftung, ebenfalls die Temperatúrauswirkungen zu beachten. Der Temperaturverlauf im Verkehrsraum und der damit verbundene Brandauftrieb lässt sich jedoch mit dem gleichen Berechnungsmodell wie zuvor bei der Längslüftung erläutern (siehe Kapitel 3.3.7) ermitteln. Die Länge des Brandabschnittes L_{Brand} erstreckt sich dabei nicht vom Brandort bis zum Austrittsportal, sondern vom Brandort bis zur Absaugstelle (bei vollem

Betrieb der Absaugung und nach dem Einschwingen der Längsströmung im Tunnel). Vom Brandbeginn bis zum Hochfahren der Rauchgasabsaugung können sich die heißen Rauchgase jedoch weit über die Absaugstelle hinaus ausbreiten. Die daraus resultierenden Auftriebskräfte sind bei der Bemessung der Strömungsbeeinflussung im Verkehrsraum (siehe Kapitel 2.2.3.2.2) zu berücksichtigen. Die österreichische Richtlinie [RVS 09.02.31, 2014] gibt für Querlüftungssysteme eine zu berücksichtigende Brandabschnittslänge L_{Brand} von 900 m (entspricht einer Hochfahrzeit von 5 Minuten bei einer Ausbreitungsgeschwindigkeit von 3 m/s) vor.

3.4.1 Berechnungsfälle

Die Einflüsse der heißen Rauchgase auf die Dimensionierung von Querlüftungssystemen ist vor allem für bestehende Tunnelanlagen in Österreich von hohem Interesse, insbesondere wie sich dies auf den Leistungsbedarf der Abluftventilatoren auswirkt. Da die bestehenden Tunnelanlagen wie Arlberg- (S 16), Tauern- (A 10), Katschberg- (A 10), Pfänder- (A 14) und Plabutschunnel (A 9) ähnliche Anlagenparameter aufweisen, insbesondere hinsichtlich der Geometrie des Abluftkanals, wurde für die Untersuchung exemplarisch der Katschbergtunnel ausgewählt. Gemäß [RVS 09.02.31, 2008] sowie [RVS 09.03.11, 2015] gilt für die zuvor aufgelisteten Tunnelanlagen eine Bemessungsbrandlast von 30 MW.

Um auch die Auswirkungen auf quergelüftete Tunnelanlagen im Allgemeinen zu ermitteln, wurden hinsichtlich der Geometrie des Abluftkanals zwei Tunnelprofile entsprechend einer Voll- und Halbquerlüftung ausgewählt, welche dem österreichischen Standard entsprechen. Vollquerlüftungssysteme besitzen einen Abluft- und Zuluftkanal, Halbquerlüftungen nur einen Abluftkanal (siehe Kapitel 2.2.2.2.2 sowie 2.2.2.2.3). Folglich fällt die Querschnittsfläche des Abluftkanals einer Vollquerlüftung entsprechend kleiner aus als jene einer Halbquerlüftung. Repräsentativ für Vollquerlüftungssysteme wurde für den Abluftkanal eine Querschnittsfläche von 9 m² und für Halbquerlüftungssysteme eine Querschnittsfläche von 12 m² gewählt. Die Auswirkungen auf die Rauchgasabsaugung wurden für beide Kanalgeometrien jeweils bei einer Brandleistung von 30 MW und 50 MW analysiert.

Zusammen mit den Bestandsanlagen ergeben sich daraus insgesamt fünf Berechnungsfälle, welche in der nachfolgenden Tabelle 3-6 zusammengefasst sind. Jeder dieser Berechnungsfälle wurde sowohl bei konstanter als auch bei variabler Luftdichte durchgeführt. Jenen Fällen mit konstanter Dichte wurde gem. den Vorgaben der [RVS 09.02.31, 2008] eine Dichte von 1,2 kg/m³ (20°C und 1,013 bar) zugrunde gelegt.

Tabelle 3-6: Auflistung der Berechnungsfälle für die numerische Untersuchung von Bränden bei Querlüftungssystemen [Beyer, Sturm & Höpperger, 2011]

Geometrie	Brandlast	
repräsentative Bestandsanlage		
Katschbergtunnel	30 MW	
Parameterstudie		
Halbquerlüftung (9 m ²)	30 MW	50 MW
Vollquerlüftung (12 m ²)	30 MW	50 MW

Die Berechnungen zu der bestehenden Tunnelanlage wurde inklusive der gesamten Kanalführung und Lüftergebäude bis ins Freie durchgeführt. Um vergleichbare Ergebnisse zu erzielen, wurde bei der Parameterstudie nur der Abluftkanal bis zum Axialventilator ohne Längsneigung betrachtet. Da die heißen Rauchgase je nach Brandort an einer beliebigen

Klappenposition (siehe Kapitel 3.4.2.3) im Abluftkanal abgesaugt werden können, wurden die jeweiligen Berechnungsfälle zusätzlich für unterschiedliche Absaugpositionen (Entfernung zwischen Abluftventilator und Absaugposition) analysiert.

3.4.2 Geometrie

3.4.2.1 Katschbergtunnel

Der zweiröhrige Katschbergtunnel liegt auf der Tauern-Autobahn A10 (Grenze zwischen Kärnten und Salzburg) und hat eine Gesamtlänge von rund 5,8 km. Er besitzt über eine Länge von rund 5,4 km einen parallel verlaufenden Abluft- und Zuluftkanal, wobei die Röhre Salzburg in zwei gleich lange Lüftungsabschnitte unterteilt ist. Für die Untersuchung wurde jener Abschnitt herangezogen, der sich hinsichtlich der Längsneigung als der ungünstigere Fall darstellt (ausgehend vom Lüftergebäude am Portal steigt der Abluftkanal mit 1,5% in Richtung Absaugstelle). Im Brandfall werden die heißen Rauchgase über zwei parallellaufende Abluftventilatoren abgesaugt. Somit halbiert sich die Absaugmenge für jeden Ventilator, wohingegen die gesamten Strömungsverluste von beiden Ventilatoren überwunden werden müssen. Das Profil des Abluftkanales ähnelt einem Viertelkreis (siehe Abbildung 3-22 links) und besitzt eine konstante Querschnittsfläche von $9,01 \text{ m}^2$ mit einem Umfang von $12,9 \text{ m}$. Die Länge beträgt insgesamt $2,6 \text{ km}$ und teilt sich danach in zwei gleichgroße Kanäle mit jeweils einer Querschnittsfläche von $8,33 \text{ m}^2$, einer Länge von etwa 100 m und einem Umfang von 11 m auf. Stromabwärts der beiden Abluftkanäle vereint sich der Abluftkanal wieder und führt dann, nach einigen Umlenkungen schlussendlich ins Freie. In der nachfolgenden Abbildung 3-21 ist die betrachtete Geometrie des Katschbergtunnels schematisch dargestellt.

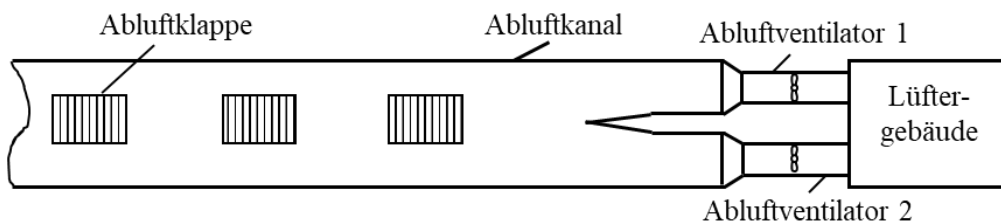


Abbildung 3-21: Abluftsystem vom Katschbergtunnel in schematischer Darstellung³³

3.4.2.2 Parameterstudie

Für die Parameterstudie wurde, wie schon erwähnt, ein Tunnelprofil entsprechend einer Voll- und Halbquerlüftung herangezogen (siehe Abbildung 3-22). Der Abluftkanal der Vollquerlüftung weist eine Querschnittsfläche von 9 m^2 und einen Umfang von $13,13 \text{ m}$ (linkes Profil in Abbildung 3-22) und jener der Halbquerlüftung eine Querschnittsfläche von 12 m^2 und einen Umfang von $17,81 \text{ m}$ (rechtes Profil in Abbildung 3-22) auf. Damit sich das Druckniveau in den Abluftkanälen innerhalb vertretbarer Größenordnungen befindet, wird in der Regel die Länge des Abluftkanales und somit des Lüftungsabschnittes beschränkt. Ausgehend davon wurde für die betrachteten Geometrien die empfohlene maximale Kanallänge gem. [RVS 09.02.31, 2014] von $2,5 \text{ km}$ übernommen.

³³ [Beyer, Sturm & Höpperger, 2011] und [Beyer, Höpperger, Sturm, Bacher & Croll, 2012]

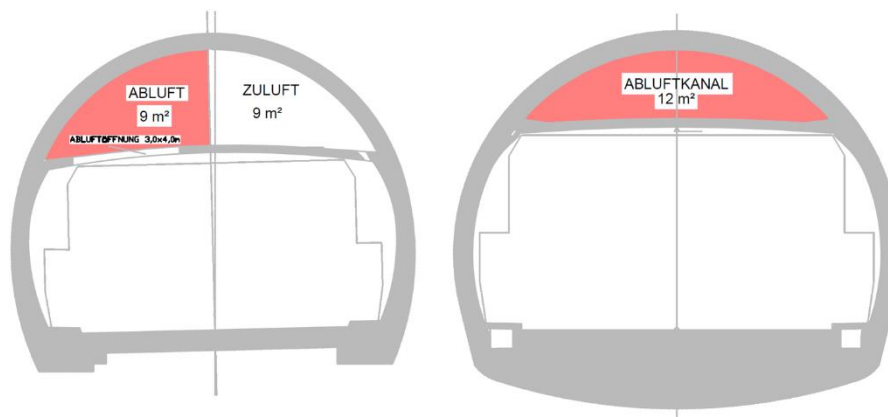


Abbildung 3-22: Typisches Tunnelprofil einer Vollquerlüftung (links) und einer Halbquerlüftung (rechts)³³

3.4.2.3 Abluftklappen

In der Zwischendecke (zw. Verkehrsraum und Abluftkanal) befinden sich, in regelmäßigen Abständen, steuerbare Lamellenklappen (Abluftklappen). Im Brandfall wird der Brandort über Linienbrandmelder detektiert und die dazugehörige Abluftklappe gänzlich geöffnet (siehe Kapitel 2.2.3.2.2). Für die Untersuchung wurde von einer standardmäßig eingebauten Abluftklappengröße von 12 m² (lichte Betonöffnung 3 m x 4 m) ausgegangen. Bei voll geöffneter Klappe (Lamellenwinkel 90°) ergibt sich ein freier Strömungsquerschnitt von 9,6 m² (Versperrung durch Klappenrahmen und Lamellen). Der Abstand zwischen den Abluftklappen in Tunnellängsrichtung wurde mit 100 m angenommen und ist relevant für die Bestimmung der Leckagemengen (siehe Kapitel 3.4.3.4).

3.4.3 Berechnungsmethode und Randbedingungen

Durch die starke Durchmischung und die Verwirbelungen an der Absaugklappe kann im Kanalquerschnitt des Abluftkanals von einer homogenen Temperaturverteilung ausgegangen werden. Des Weiteren können im Abluftkanal, im Gegensatz zum Verkehrsraum, aufgrund der geringen Querschnittsfläche und der deutlich höheren Strömungsgeschwindigkeiten die dreidimensionalen Strömungseffekte mit guter Näherung vernachlässigt werden. Starke Verwirbelungen treten auch nur in unmittelbarer Nähe der Abluftklappe stromabwärts im Abluftkanal auf. Im Verhältnis zur typischen Kanallänge von mehreren hundert Metern, spielen diese Effekte eine untergeordnete Rolle. Auf Basis dieser Analysen, wird, wie schon einleitend erwähnt, die Untersuchung mittels eindimensionalen Berechnungsansätzen gem. Kapitel 2.3 durchgeführt.

Im Folgenden wird auf die nachstehend aufgelisteten Randbedingungen und Berechnungsparameter näher eingegangen:

- Absaugmenge
- Position des Brandortes und mittlere Temperatur an der Absaugstelle
- Wärmeübertragung im Abluftkanal
- Leckagemengen
- Widerstandsbeiwerte

3.4.3.1 Absaugmenge

Bei Querlüftungssystemen ist gem. [RVS 09.02.31, 2014] mittels der Lüftungsanlage an jeder beliebigen Absaugstelle im Tunnel unabhängig von der Brandleistung ein Volumenstrom von $120 \text{ m}^3/\text{s}$ bezogen auf eine Dichte ρ_i von $1,2 \text{ m}^3/\text{s}$ zu erzielen (siehe Kapitel 3.2.2 sowie 2.2.3.2.2). Dies definiert einen Massenstrom \dot{m}_i von $144,52 \text{ kg/s}$, welcher als Grundlage für weitere Untersuchungen und Vergleiche (Bemessung bei konstanter Dichte und variabler Dichte) herangezogen wird. Die Querschnittsfläche des Verkehrsraumes bei Tunneln mit Zwischendecke (siehe Abbildung 3-22) beträgt in der Regel rund 50 m^2 . Durch die definierte Absaugmenge von $144,52 \text{ kg/s}$ ergibt sich eine Strömungsgeschwindigkeit (u_{t1} und u_{t2} in Abbildung 3-23) von beiden Portalen zur Absaugstelle von rund $1,2 \text{ m/s}$ (bei gleicher Aufteilung der Volumenströme von den Portalen, Details siehe Kapitel 2.2.3.2.2). Unter der Annahme eines idealen Gases und der Massenerhaltung erhöht sich die Strömungsgeschwindigkeit im Verkehrsraum stromabwärts des Brandortes proportional zur Temperatur (siehe nachfolgendes Kapitel 3.4.3.2) und infolgedessen dazu der abzusaugende Volumenstrom.

3.4.3.2 Position des Brandortes und mittlere Temperatur an der Absaugstelle

Der Abstand zwischen den einzelnen Abluftklappen beträgt 100 m . Bei Richtungsverkehr wird ausgehend vom Brandort die nächstgelegene Abluftklappe in Fahrtrichtung geöffnet. An dieser Stelle werden die heißen Rauchgase abgesaugt (Details siehe Kapitel 2.2.3.2.2). Demnach beträgt der maximale Abstand zwischen dem Brandort und der Abluftklappe 100 m . Auf dieser Strecke kühlen die heißen Rauchgase im Verkehrsraum in Strömungsrichtung bis zur Abluftklappe aufgrund des konvektiven Wärmetransportes zur kühleren Betonwand etwas ab. Der ungünstigere Fall hinsichtlich der Temperatur an der Absaugstelle und des abzusaugenden Volumenstromes ist somit ein Brandszenario, bei dem die heißen Rauchgase in unmittelbarer Nähe des Brandortes abgesaugt werden. Unter dieser Annahme und der Voraussetzung, dass eine Strömung von beiden Portalen zur Absaugstelle vorherrscht, entspricht die Temperatur an der Absaugstelle gleich der mittleren Temperatur am Brandort und kann entsprechend der Abbildung 3-23 erneut über die Energiebilanz gem. Gleichung (2-39) ermittelt werden (siehe Kapitel 2.3.5.6 sowie 3.3.7.1).

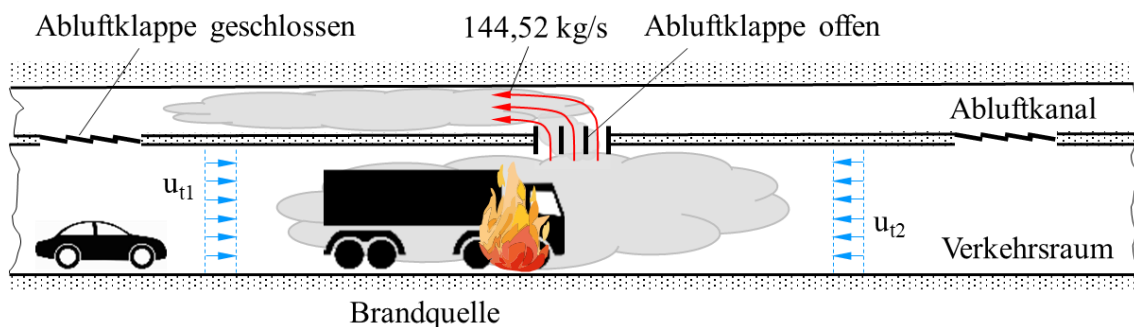


Abbildung 3-23: Schematische Darstellung der Rauchgasabsaugung bei quergelüfteten Tunneln.

Die Temperatur vor Ausbruch des Brandes T_i wurde mit $20 \text{ }^\circ\text{C}$ angenommen. Durch den vorgegebenen Massenstrom an der Absaugstelle und unter Berücksichtigung des Brandwirkungsgrades η_{Brand} von $0,75$ ergibt sich für die Brandleistung von 30 MW eine Temperaturerhöhung von $154 \text{ }^\circ\text{C}$ (mittlere Temperatur von $174 \text{ }^\circ\text{C}$) und für 50 MW eine Temperaturerhöhung von $255 \text{ }^\circ\text{C}$ (mittlere Temperatur von $275 \text{ }^\circ\text{C}$). Die lokal auftretenden Temperaturen jedoch können je nach Strömungssituation und Brandszenario deutlich über den mittleren Temperaturen liegen.

3.4.3.3 Temperaturabnahme im Abluftkanal

Die Temperatur der heißen Rauchgase an der Absaugklappe (gleich der Temperatur am Brandort T_B) nimmt im Abluftkanal in Strömungsrichtung aufgrund der konvektiven Wärmeübertragung zur kühleren umgebenden Betonwand des Abluftkanals kontinuierlich ab. Der Temperaturverlauf lässt sich wie zuvor für den Verkehrsraum (siehe Kapitel 2.3.5.6 sowie 3.3.7.2) mit der Energiegleichung für eine eindimensionale Strömung gem. Gleichung (2-41) bestimmen. Dabei wird erneut angenommen, dass in der Zeit der Selbstrettungsphase (etwa 20 Minuten) die Temperatur der Betonwand konstant bleibt und vor Ausbruch des Brandes gleich der Lufttemperatur T_i ist.

Wie schon eingangs erwähnt, spielen - aufgrund der geringen Querschnittsfläche und der hohen Strömungsgeschwindigkeiten - die lokalen dreidimensionalen Strömungseffekte in der Nähe der Absaugstelle im Verhältnis zur typischen Kanallänge eine untergeordnete Rolle. Infolgedessen wurde der lokale Wärmeübergangskoeffizient (α_x) durch einen algebraischen Ansatz bestimmt. Dieser lässt sich durch die lokale Nußelt-Zahl Nu_x (Differentiation der mittleren Nußelt-Zahl nach [Gnielinski, 1976] gem. Gleichung (3-12)) wie folgt bestimmen:

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda}{D_a} \quad (3-18)$$

$$Nu_x = \frac{\frac{\zeta}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{D_t}{x} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (3-19)^{34}$$

$$\text{mit: } \zeta = (1,8 \cdot \log_{10} Re - 1,5)^{-2}$$

$$\text{gültig für: } 10^4 \leq Re \leq 10^6; \quad 0,1 \leq Pr \leq 1000; \quad \frac{D_t}{L} \leq 1$$

Da der Abluftkanal und die geschlossenen Lamellenklappen nicht vollkommen dicht sind, treten aufgrund der Druckdifferenzen zwischen dem Abluftkanal und dem Verkehrsraum Leckagen auf (siehe Kapitel 3.4.3.4). Durch diese Undichtheiten strömen in Abhängigkeit der Druckdifferenz stromabwärts der Absaugstelle Frischluftmengen vom Verkehrsraum in den Abluftkanal. Diese Leckagemengen \dot{V}_L erhöhen einerseits den Massenstrom und kühlen andererseits die heißen Rauchgase zusätzlich ab. Unter Berücksichtigung dieser Kühlleistung sowie der konvektiven Wärmeübertragung gem. Gleichung (2-40), lässt sich die Temperaturabnahme im Abluftkanal wie folgt berechnen:

$$T^{j+1} = \frac{\dot{m}_i^j \cdot T^j + \rho_i^j \cdot \dot{V}_L^j \cdot T_i}{\dot{m}_i^j + \rho_i^j \cdot \dot{V}_L^j} + \frac{U_a^j \cdot \alpha_x^j}{c_p \cdot (\dot{m}_i^j + \rho_i^j \cdot \dot{V}_L^j)} \cdot (T_i - T^j) \cdot \Delta x \quad (3-20)$$

Da die Leckagemengen vom Druckniveau im Abluftkanal und die Wärmeübergangskoeffizienten von der Kanallänge abhängen, wurde die Energiegleichung mittels einer einfachen Diskretisierungsmethode erster Ordnung gelöst. Die Temperatur wird demnach an diskreten Stellen (j) im Abstand von Δx längs des Abluftkanales mit dem Umfang U_a bestimmt. Für die spezifische Wärmekapazität c_p wurde zur Vereinfachung der Gleichung die mittlere integrale Wärmekapazität entsprechend T^j und T^{j+1} gewählt. Die örtliche Dichte lässt sich durch die Annahme eines idealen Gases zusammen mit der Gleichung (3-20) und dem

³⁴ Die Beziehung für die lokale Nußelt-Zahl von [Gnielinski, 1976] wurde aus [VDI, 2006] entnommen.

örtlichen Druck im Abluftkanal bestimmen.

3.4.3.4 Leckagemengen

Im Folgenden wird auf die Bestimmung der Leckagemengen infolge von Undichtheiten des Bauwerkes sowie der geschlossenen Abluftkappen näher eingegangen. Die Leckagemengen erhöhen, je nach Druckniveau im Abluftkanal, den Massenstrom. Durch die Massenzunahme sowie die Temperaturabnahme kommt es zu einer örtlichen Geschwindigkeitsänderung, welche wiederum Einfluss auf den Druckverlauf nimmt. Die Druckänderung aufgrund der örtlichen Geschwindigkeitsänderung kann mittels der Gleichung (2-23) bestimmt werden (siehe Kapitel 2.3.3.3.1). Dabei wird angenommen, dass die eintretende Leckagemenge keinen Impuls in Strömungsrichtung mitbringt ($k_t = k_a = 2$).

3.4.3.4.1 Leckagemengen der Abluftklappe

Um die Leckagemengen in den Luftkanälen zu beschränken, müssen die steuerbaren Lamellenklappen spezielle Anforderungen erfüllen. Abhängig von einem Prüfdruck Δp_u und der Fläche der Abluftklappe A_{AK} ist die zulässige Leckagemenge bei geschlossener Abluftklappe gemäß [RVS 09.02.31, 2008] durch folgenden empirischen Zusammenhang vorgegeben:

$$\frac{\dot{V}_L^j}{A_{AK}} = 4 \cdot 10^{-5} \cdot (\Delta p_u^j - 2000) + 0,12 \quad \text{für } \Delta p_u^j > 2000 \text{ Pa} \quad (3-21)^{33}$$

$$\frac{\dot{V}_L^j}{A_{AK}} = 2 \cdot 10^{-5} \cdot (\Delta p_u^j - 1000) + 0,10 \quad \text{für } \Delta p_u^j \leq 2000 \text{ Pa}$$

Anhand dieser Gleichungen kann die Leckagemenge \dot{V}_L der geschlossenen Abluftklappen in Abhängigkeit von der örtlichen Druckdifferenz zwischen Verkehrsraum und Abluftkanal Δp_u^j bestimmt werden.

3.4.3.4.2 Leckagemengen des Bauwerkes

Die Leckagemenge des Bauwerks ist ebenfalls beschränkt und darf gem. [RVS 09.02.31, 2008] pro 1000 m Kanallänge $10 \frac{m^3}{s}$ nicht überschreiten. Es wird davon ausgegangen, dass sich die zulässigen Werte auf eine Temperatur von 20 °C beziehen. Die zuströmenden Luftmengen werden in Abhängigkeit von der örtlichen Druckdifferenz zwischen Verkehrsraum und Abluftkanal durch folgenden Zusammenhang bestimmt:

$$\dot{V}_L^j = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_u^j}{\rho_i^j} \cdot \frac{A_L}{\sqrt{\zeta}}} \quad (3-22)^{33}$$

Für die Einhaltung der zulässigen Leckagemenge, bezogen auf die gesamte Kanallänge, wurde die Widerstandsfläche $\frac{A_L}{\sqrt{\zeta}}$ iterativ angepasst, sodass der Wert von $10 \frac{m^3}{s \cdot km}$ für die Berechnungsfälle mit konstanter Dichte eingehalten wird. Die resultierende Widerstandsfläche ist ein Maß für die Dichtigkeit des Kanals und wurde in weiterer Folge für die Berechnungsfälle mit variabler Dichte beibehalten.

3.4.3.5 Widerstandsbeiwerte

In der nachfolgenden Tabelle 3-7 sind die der Untersuchung zugrundeliegenden Widerstandsbeiwerte aufgelistet. Anhand der Gleichung (2-23) lassen sich die Strömungsverluste durch die Abluftklappe bestimmen (siehe Kapitel 2.3.4). Die Strömungsverluste aufgrund der Wandreibung können durch die Gleichung (2-30) sowie die

Gleichung (2-27) ermittelt werden (siehe Kapitel 2.3.4 sowie 2.3.5.1).

Tabelle 3-7: Auflistung der Widerstandsbeiwerte für die numerische Untersuchung von Bränden bei Querlüftungssystemen [Beyer, Sturm & Höpferger, 2011]

Widerstandsbeiwert ζ_a bezogen auf die mittlere Einströmgeschwindigkeit w_a	1,65
Rohrreibungszahl des Abluftkanals λ (Parameterstudie)	0,017
Rohrreibungszahl des Abluftkanals λ (Katschbergtunnel)	0,0175

Bei den Rohrreibungszahlen handelt es sich um Mittelwerte, welche die Strömungsverluste der Klappeneinbauten (Stellantrieb etc.) für einen typischen Klappenabstand von 100 m beschreiben.

3.4.4 Ergebnisse

Um den Einfluss der heißen Rauchgase auf die Dimensionierung der Querlüftungsanlage aufzuzeigen, werden die nachfolgend aufgelisteten dimensionierungsrelevanten Strömungsgrößen sowie der Leistungsbedarf der Abluftventilatoren in Abhängigkeit von der Absaugposition jeweils in eigenen Diagrammen dargestellt.

- Temperatur
- Volumenstrom
- Strömungsverluste
- Ventilatorleistung

Die Berechnungen wurden sowohl bei konstanter Dichte ($1,2 \text{ kg/m}^3$) als auch bei variabler Dichte (gem. (2-39) und (3-20)) durchgeführt. Beide Betrachtungen werden in den jeweiligen Diagrammen zusammengefasst gegenübergestellt.

In weiterer Folge werden zuerst die Ergebnisse der Untersuchung an der bestehenden Tunnelanlage (Katschbergtunnel) diskutiert und im Anschluss wird auf die Ergebnisse der Parameterstudie eingegangen.

Die Ventilatorleistung $P_{k,v}$ bei den Berechnungsfällen mit konstanter Dichte (Index k) sowie variabler Dichte (Index v) ist abhängig von der Druckerhöhung $\Delta p_{VGE_{k,v}}$ und dem Volumenstrom $\dot{V}_{VGE_{k,v}}$ am Ventilator und wird durch nachfolgenden Zusammenhang bestimmt:

$$P_{k,v} = \frac{\Delta p_{VGE_{k,v}} \cdot \dot{V}_{VGE_{k,v}}}{\eta_{VGE}} \quad (3-23)$$

Dabei wird ein Wirkungsgrad der Ventilator-Gesamt-Einheit (VGE) η_{VGE} von 0,7 gem. [RVS 09.02.31, 2008] angesetzt.

3.4.4.1 Bestehende Tunnelanlage (Katschbergtunnel)

Die Strömungsgrößen sowie die erforderliche Ventilatorleistung wurde für sechs unterschiedliche Absaugpositionen jeweils bei konstanter sowie variabler Dichte bestimmt. Die Ergebnisse sind in den nachfolgenden Abbildungen (Abbildung 3-24 bis Abbildung 3-27) dargestellt.

Bei geringen Entfernungen zwischen der Absaugstelle und dem Axialventilator kommt es aufgrund der geringen Kühlstrecke (konvektiver Wärmeübergang zur kühleren Betonwand) nur zu einer geringen Abkühlung der heißen Rauchgase. Folglich ist, verglichen mit jenem Fall ohne Temperaturerhöhung (konstante Dichte), vom Abluftventilator ein höherer Volumenstrom zu fördern. Da beim Katschbergtunnel die heißen Rauchgase von zwei parallellaufenden

Abluftventilatoren abgesaugt werden, halbiert sich die Fördermenge. Demnach sind die Unterschiede in Abbildung 3-25 zwischen den beiden Fällen weniger deutlich ausgeprägt als bei der Temperatur in Abbildung 3-24.

Je weiter die Absaugstelle vom Abluftventilator entfernt ist, desto mehr kühlen die heißen Rauchgase durch die konvektive Wärmeübertragung ab, sodass der zu fördernde Volumenstrom am Ventilator sinkt. Demgegenüber steht die Zunahme der Luftmenge durch die Leckagen, wodurch der leicht parabolische Verlauf in Abbildung 3-25 entsteht. Nach einer Distanz von etwa 1600 m stromabwärts der Absaugstelle erreichen die heißen Rauchgase wieder annähernd die Ausgangstemperatur. Verglichen zu jenem Berechnungsfall mit konstanter Dichte ist trotz des erneuten Erreichens der Ausgangstemperatur bei weiten Entfernungen zwischen Absaugstelle und Ventilator eine etwas höhere Fördermenge notwendig. Dies lässt sich durch die höheren Strömungsverluste (höhere Druckdifferenz) und die daraus resultierenden höheren Leckagemengen begründen. Der Anstieg der Strömungsverluste bei der Betrachtung mit variabler Dichte wird durch die deutlich höheren Strömungsgeschwindigkeiten hervorgerufen (siehe Abbildung 3-26).

Durch diese Zusammenhänge hat der Ventilator bei Berücksichtigung der heißen Rauchgase einen um etwa 4% höheren Volumenstrom und eine um 15% höhere Druckdifferenz zu bewältigen. In Summe führt dies zu einem um etwa 20% höheren Leistungsbedarf der Ventilatoren (siehe Abbildung 3-27).

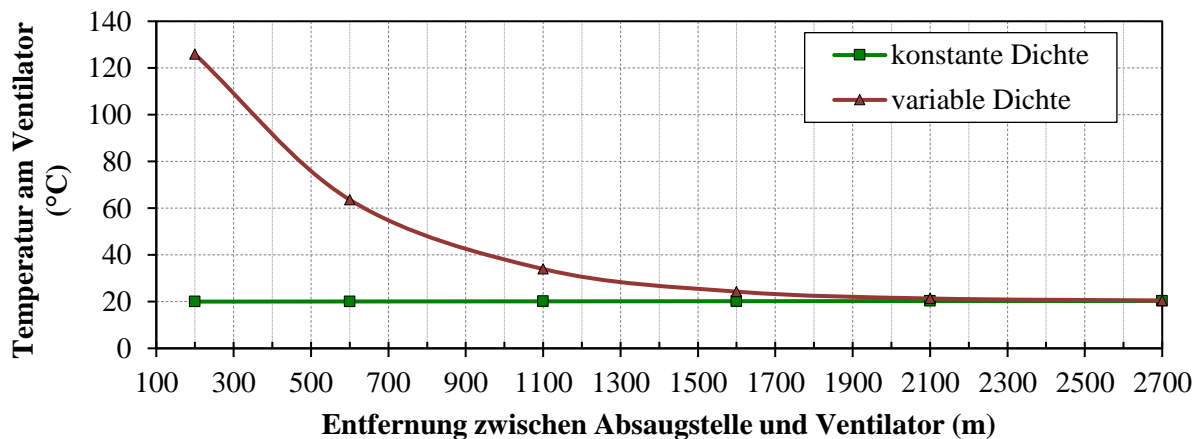


Abbildung 3-24: Temperatur am Abluftventilator in Abhängigkeit von der Absaugstelle für den Katschbergtunnel bei einer Brandleistung von 30 MW³³

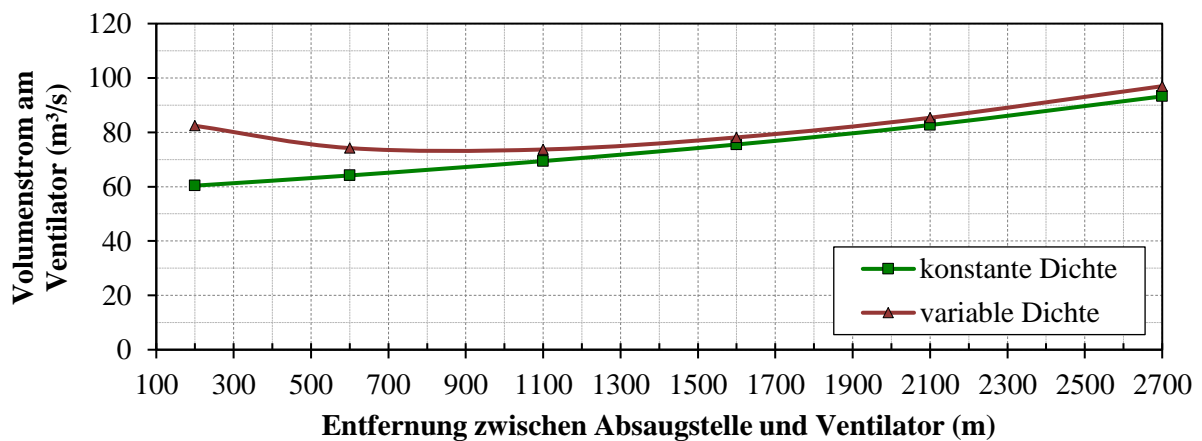


Abbildung 3-25: Volumenstrom am Abluftventilator in Abhängigkeit von der Absaugstelle für den Katschbergtunnel bei einer Brandleistung von 30 MW³³

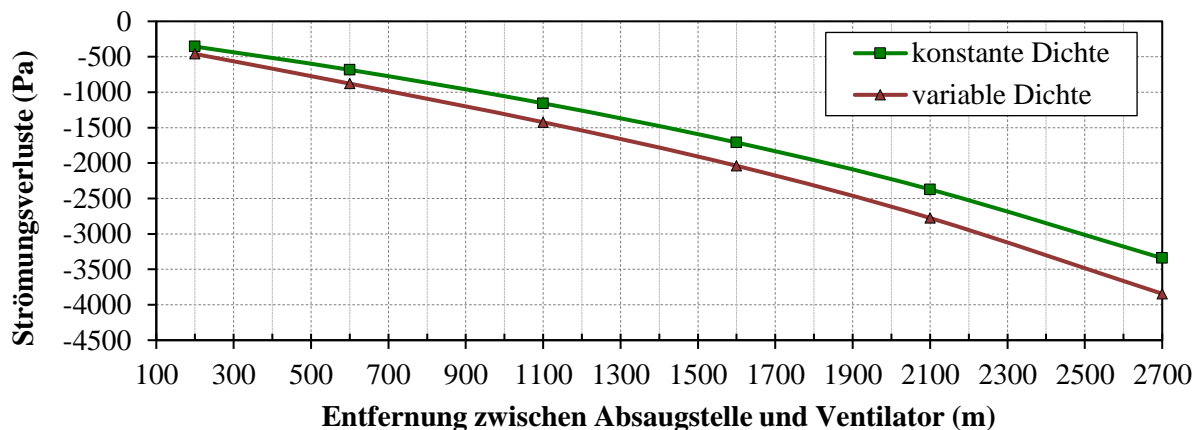


Abbildung 3-26: Strömungsverluste in Abhängigkeit von der Absaugstelle für den Katschbergtunnel bei einer Brandleistung von 30 MW³³

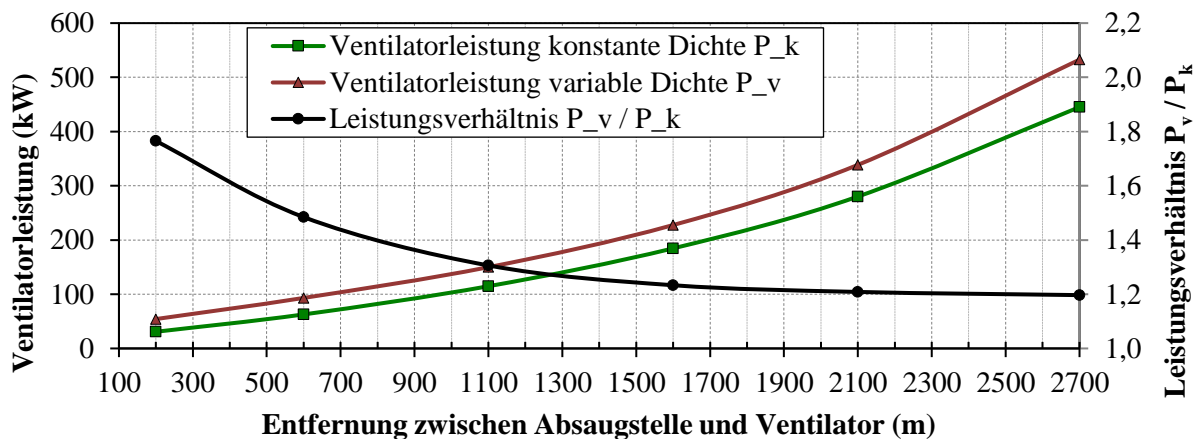


Abbildung 3-27: Ventilatorleistung sowie Leistungsverhältnis (Leistung bei variabler zu konstanter Dichte) in Abhängigkeit von der Absaugstelle für den Katschbergtunnel bei einer Brandleistung von 30 MW³³

3.4.4.2 Parameterstudie (Halb- und Vollquerlüftung)

In den nachfolgenden Diagrammen sind die berechneten Strömungsgrößen und Ventilatorleistungen der verallgemeinerten Berechnungsfälle in Abhängigkeit von der Absaugposition dargestellt. Da bei den Berechnungen nur der Abluftkanal bis zum Abluftventilator ohne spezielle Kanalführung druckseitig vom Ventilator betrachtet wurde, kann die Abszissenachse in den Diagrammen auch als Kanallänge angesehen werden (der Nullpunkt entspricht dabei der Absaugstelle).

Bei allen Berechnungsfällen (siehe Tabelle 3-6) wird an der Absaugstelle der gleiche Massenstrom abgesaugt. Daraus ergibt sich, wie in Kapitel 3.4.3.2 bereits erläutert, abhängig von der Brandleistung die Temperatur an der Absaugstelle (siehe Abbildung 3-28). Durch die konvektive Wärmeübertragung zur umgebenden Betonwand nimmt die Temperatur der heißen Rauchgase in Strömungsrichtung ab, bis diese nach etwa 1500 m wieder annähernd die Anfangstemperatur erreicht.

In Abbildung 3-28 ist zu erkennen, dass die Temperaturabnahme bei beiden Querschnittsflächen (9 m² und 12 m²) mit einer Brandleistung von 50 MW annähernd gleich ist. Gleiches gilt für die Berechnungsfälle mit einer Brandleistung von 30 MW. Dies lässt sich auf die Tatsache zurückführen, dass das Verhältnis der Querschnittsflächen der beiden Fälle fast dem Verhältnis der beiden Umfänge entspricht. Ausgehend von der gleichen Absaugmenge

ergeben sich bei der geringeren Querschnittsfläche (9 m²) höhere Strömungsgeschwindigkeiten und folglich höhere Wärmeübergangskoeffizienten als bei der größeren Querschnittsfläche (12 m²). Die Kanaloberfläche beim größeren Querschnitt ist jedoch entsprechend größer, sodass sich in Bezug auf die konvektive Wärmeübertragung die gleiche Wirkung einstellt.

Durch das Abkühlen der heißen Rauchgase in Strömungsrichtung nimmt auch der zu fördernde Volumenstrom am Abluftventilator mit zunehmender Entfernung zur Absaugstelle ab. Durch die Leckagemengen erhöht sich jedoch die Fördermenge allmählich mit zunehmender Kanalstrecke, sodass wiederum der bereits erwähnte parabolische Verlauf in Abbildung 3-29 entsteht. Werden die beiden Querschnitte mit gleicher Brandleistung verglichen, dann ist zu erkennen, dass bei geringen Kanalstrecken die Volumenströme analog zu den Temperaturen etwa gleich sind, bei größer werdenden Kanalstrecken jedoch zunehmend voneinander abweichen. Da bei dem kleineren Kanalquerschnitt höhere Strömungsgeschwindigkeiten vorzufinden sind (bei gleicher Absaugmenge), treten auch höhere Strömungsverluste auf. Dies führt wiederum zu einem Anstieg der Leckagemengen.

Bei geringen Strömungsquerschnitten und großen Brandlasten treten hohe Strömungsgeschwindigkeiten und Strömungsverluste auf (siehe Abbildung 3-30). Folglich ist bei diesen Fällen auch der Leistungsbedarf der Abluftventilatoren am höchsten (siehe Abbildung 3-31).

Abhängig von der Gesamtlänge des Abluftkanals und der Absaugstelle ist durch die zuvor erläuterten Zusammenhänge bei Berücksichtigung der heißen Rauchgase eine um 15% bis 200% höhere Ventilatorleistung notwendig (siehe Abbildung 3-32). In der Regel weisen Abluftkanäle eine Länge von mindestens 1500 m auf, wodurch in der Praxis der Leistungsbedarf der Ventilatoren maximal um etwa 35% ansteigt.

Neben der Leistungszunahme der Abluftventilatoren kommt es auch zu einer erhöhten Unterdruckbelastung der Zwischendecke. Der Maximalwert liegt etwa bei -3500 Pa und ist somit gegenüber der Dimensionierung mit konstanter Dichte um etwa 20% höher. Da der Unterdruck das Eigengewicht der Zwischendecke verringert, spielt die erhöhte Unterdruckbelastung jedoch eine untergeordnete Rolle.

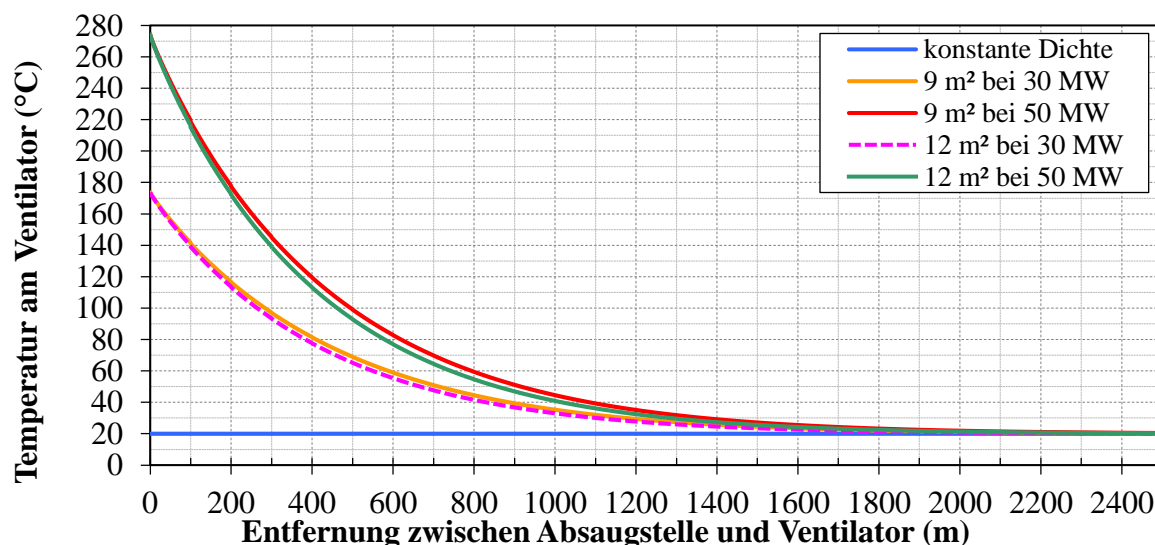


Abbildung 3-28: Temperatur am Abluftventilator in Abhängigkeit von der Absaugstelle³⁵

³⁵ [Beyer, Sturm & Höpperger, 2011] und [Beyer, Höpperger, Sturm, Bacher & Croll, 2012]. Die Berechnungsfälle mit einer Brandleistung von 30 MW wurden neu durchgeführt und nicht aus den angeführten Berichten übernommen.

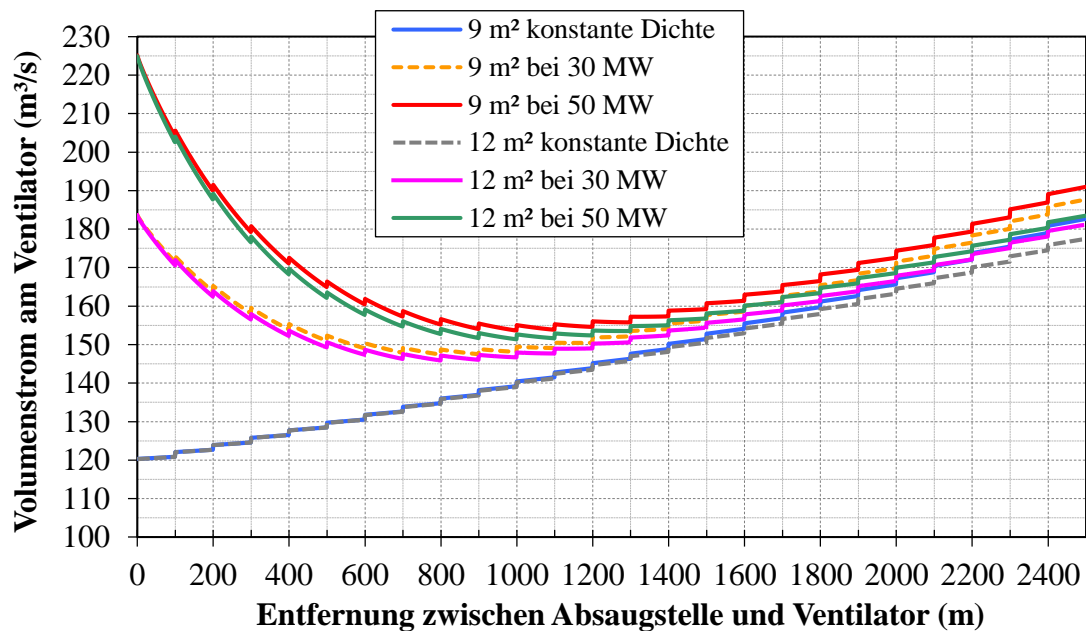


Abbildung 3-29: Volumenstrom am Abluftventilator in Abhängigkeit von der Absaugstelle³⁵

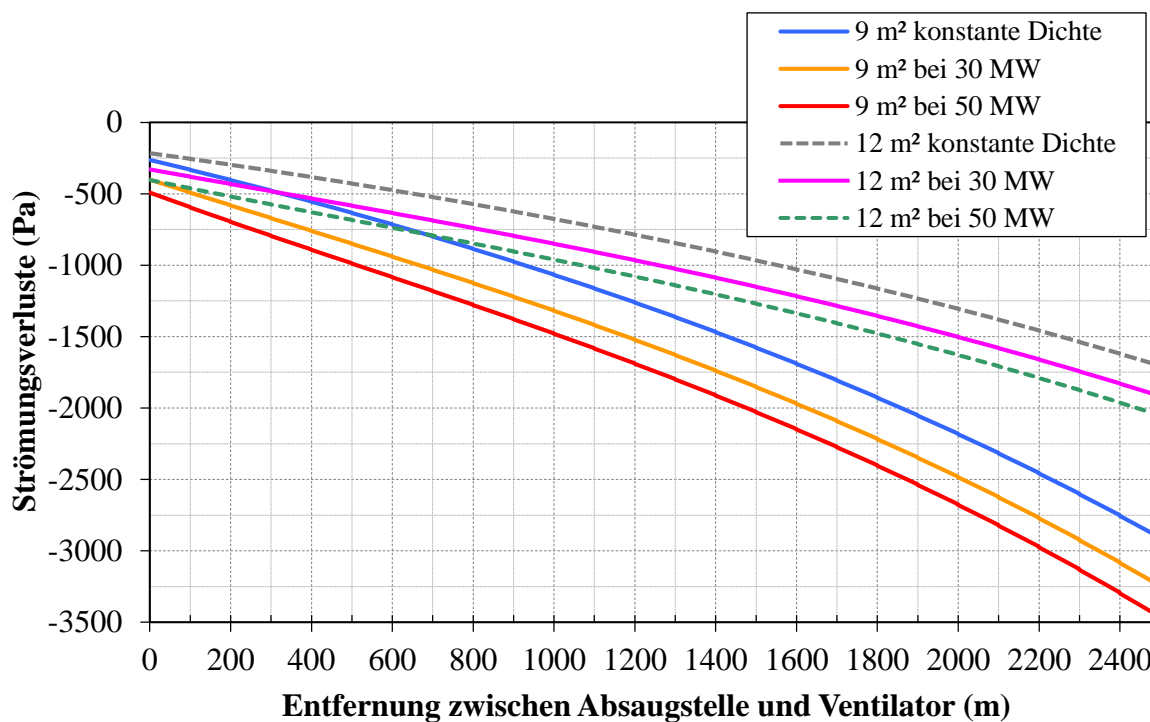


Abbildung 3-30: Strömungsverluste der Rauchgasabsaugung in Abhängigkeit von der Absaugstelle³⁵

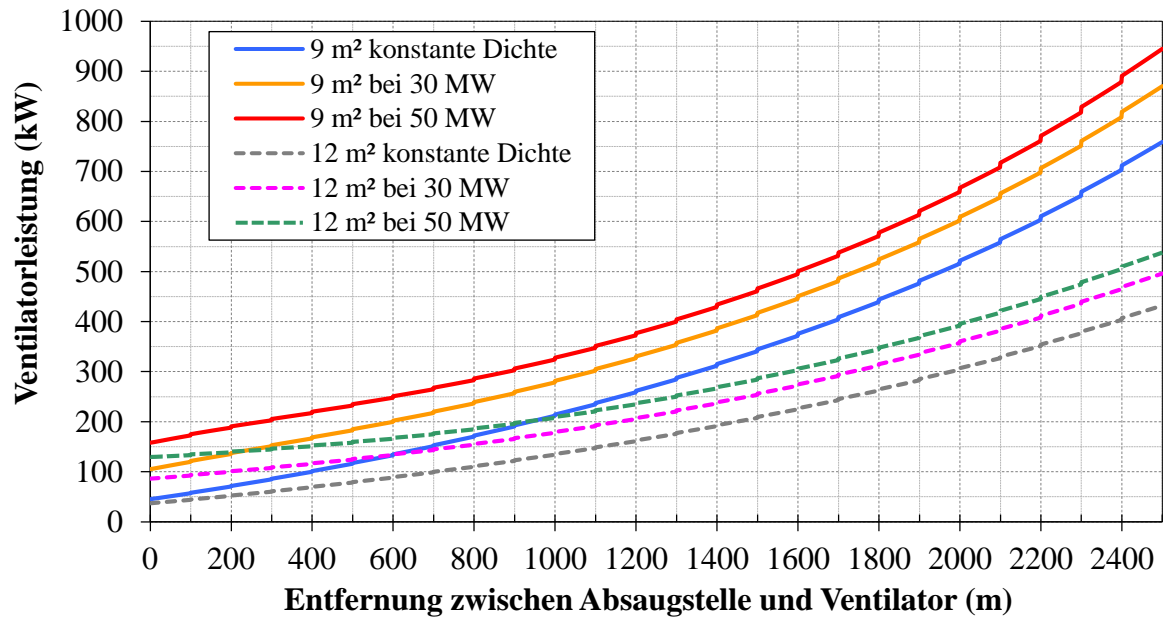


Abbildung 3-31: Ventilatorleistung in Abhängigkeit von der Absaugstelle³⁵

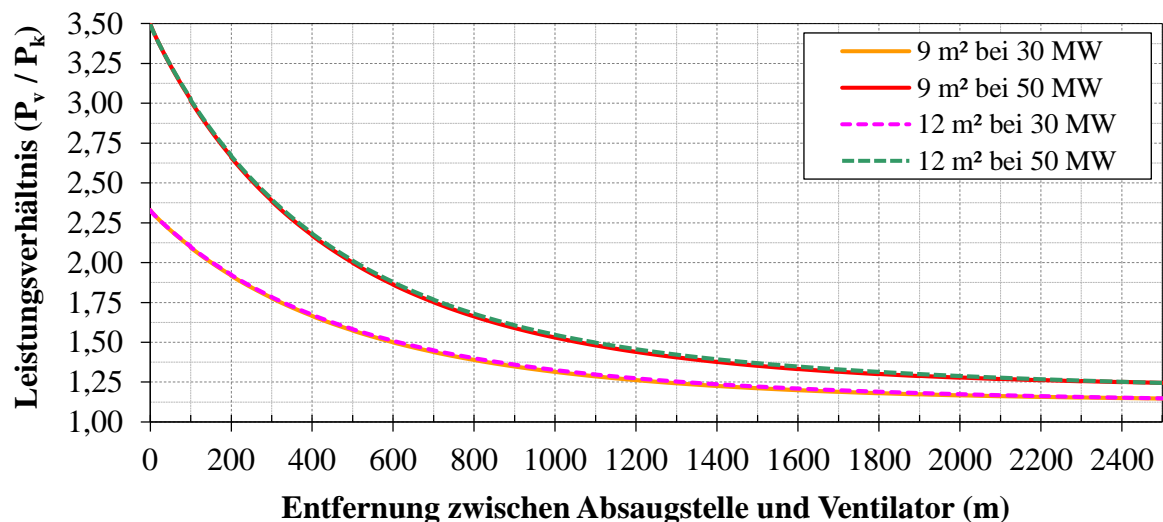


Abbildung 3-32: Leistungsverhältnis (Leistung bei variabler zu konstanter Dichte) in Abhängigkeit von der Absaugstelle³⁵

3.4.5 Berücksichtigung der Temperatureinflüsse bei der Dimensionierung einer Rauchgasabsaugung im Rahmen der Anwendung in Richtlinien

Auf Basis der durchgeführten Untersuchungen wurden Ansätze ausgearbeitet, welche die Temperatureinflüsse bei der Dimensionierung der Rauchgasabsaugung in einer vertretbaren Genauigkeit berücksichtigen. Dabei können der Volumenstrom sowie die Strömungsverluste bei konstanter Dichte ($1,2 \text{ kg/m}^3$) ermittelt werden. Die erforderliche Ventilatorleistung unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses kann dann mittels zwei temperaturabhängiger Korrekturfaktoren bestimmt werden. Beide Korrekturfaktoren wurden von den durchgeführten Untersuchungen abgeleitet, wobei der eine den Temperatureinfluss auf den Volumenstrom und der andere die Erhöhung der Strömungsverluste berücksichtigt.

Der Korrekturfaktor für den Volumenstrom F_V wird durch das Verhältnis der Temperatur am Ventilator T_{AV} zur Initialtemperatur T_i (Temperatur, die der Berechnung mit konstanter Dichte zugrunde gelegt wurde, z. B. 20°C) ermittelt. Dabei wird die geringe Kühlleistung durch die zuströmenden Leckagemengen vernachlässigt.

$$F_V = \frac{T_{AV}}{T_i} \quad (3-24)^{36}$$

Die Temperatur am Ventilator lässt sich mittels der Gleichung (2-41) berechnen. Für die Distanz x ist die Entfernung zwischen der Absaugstelle und dem Ventilator einzusetzen. Der Massenstrom m_i und die Temperatur T_B entsprechen den Werten an der Absaugstelle (siehe Kapitel 3.4.3.1 und 3.4.3.2). Der Wärmeübergangskoeffizient kann vereinfacht mittels des empirischen Zusammenhangs nach [Gnielinski, 1976] gem. Gleichung (3-12) bestimmt werden. Die Stoffwerte sind bei der mittleren Temperatur zwischen Absaugstelle T_B und Initialtemperatur T_i zu bilden.

Der Volumenstrom am Ventilator unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses \dot{V}_v errechnet sich auf Basis des bei konstanter Dichte ermittelten Wertes \dot{V}_k durch folgenden Zusammenhang:

$$\dot{V}_v = \dot{V}_k \cdot F_V \quad (3-25)^{36}$$

Die Erhöhung der Strömungsverluste können durch folgenden Korrekturfaktor berücksichtigt werden:

$$F_p = 1 + \left(\frac{T_{AV}}{T_i} - a \cdot L_{AV} \right) \cdot \left(1 - \frac{T_i}{T_B} \right) \quad (3-26)^{36}$$

Die Temperaturen T_{AV} und T_B lassen sich gleich wie zuvor beschrieben ermitteln. Durch die Konstante a wird der Einfluss der Leckagemengen erfasst. Diese Konstante hängt von der Brandleistung ab und nimmt bei 30 MW einen Wert von $2,8 \cdot 10^{-4} m^{-1}$ und bei 50 MW einen Wert von $2,3 \cdot 10^{-4} m^{-1}$ an. Für die Länge L_{AV} ist die Entfernung zwischen der Absaugstelle und dem Ventilator einzusetzen. Bei Abluftkanälen mit einer Längsneigung sind neben dem Korrekturfaktor noch zusätzlich die Druckdifferenzen infolge von Auftriebskräften zu berücksichtigen. Diese können in Analogie zum Brandauftrieb (3-16) gem. Kapitel 3.3.7.3 berechnet werden. In Gleichung (3-16) ist s_{Brand} die Längsneigung des Abluftkanals und L_{Brand} gleich L_{AV} .

Schlussendlich kann die Druckerhöhung am Ventilator unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses Δp_{VGE_v} auf Basis des bei konstanter Dichte ermittelten Wertes Δp_{VGE_k} durch folgende Gleichung berechnet werden:

$$\Delta p_{VGE_v} = \Delta p_{VGE_k} \cdot F_p + \Delta p_{Brand} \quad (3-27)^{36}$$

Die erforderliche Ventilatorleistung P_v lässt sich mittels der korrigierten Druckerhöhung (3-27) und dem korrigierten Volumenstrom (3-25) durch Gleichung (3-23) ermitteln.

In der nachfolgenden Abbildung 3-33 wurden die Abweichungen zwischen den berechneten Ventilatorleistungen der einzelnen Berechnungsfälle aus der Parameterstudie und den berechneten Ventilatorleistungen aus dem vereinfachten Ansatz dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass diese zwischen $\pm 4\%$ liegen. Bei der Ermittlung der Korrekturfaktoren wurde darauf geachtet, dass einerseits die Abweichungen nicht zu groß und andererseits für typische Kanallängen (> 1500 m) positiv sind und somit für diese Bereiche eine

³⁶ [Beyer, Höpferger, Sturm, Bacher & Croll, 2012]

Dimensionierungsreserve vorhanden ist.

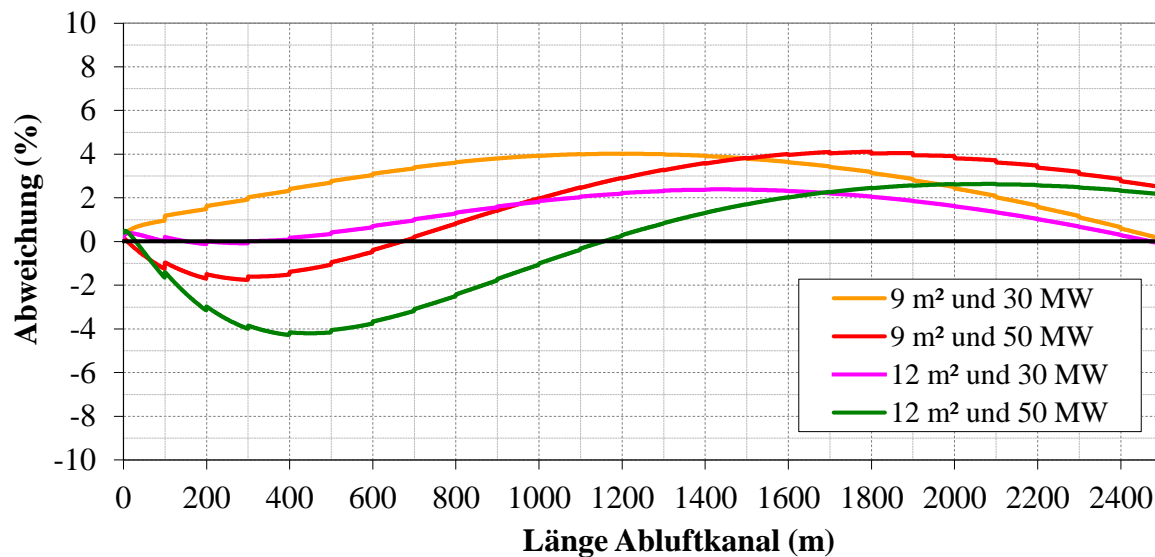


Abbildung 3-33: Abweichung der Ventilatorleistung des vereinfachten Berechnungsansatzes zur ermittelten Ventilatorleistung der eindimensionalen Berechnungen³⁶

Um den Temperatureinfluss bei der Dimensionierung der Rauchgasabsaugung zu berücksichtigen und eine vergleichbare Berechnungsbasis zu schaffen, wurde die hier vorgestellte Berechnungsmethode in die aktuelle Revision der [RVS 09.02.31, 2014] aufgenommen.

3.5 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Bei der Dimensionierung von Tunnellüftungsanlagen steht neben der Einhaltung der Luftqualitätskriterien die Schaffung von Flucht- und Rettungsbedingungen im Falle eines Brandes im Vordergrund. Um die gegebenen Rahmenbedingungen in der österreichischen Richtlinie [RVS 09.02.31, 2008] hinsichtlich der Bemessung des Brandfalles detaillierter zu spezifizieren und die Ansätze zu erweitern, wurden numerische Untersuchungen, sowohl zu Längslüftungs- als auch zu Querlüftungssystemen, durchgeführt. Dabei wurden einfache Berechnungsansätze ausgearbeitet, um einerseits eine vergleichbare Dimensionierungsbasis zu gewährleisten und andererseits viele Einflussfaktoren (wie Strömungsgeschwindigkeit, Querschnittsfläche, konvektive Wärmeübertragung etc.) bei der Dimensionierung einfließen zu lassen. Diese Berechnungsansätze wurden schlussendlich in die aktuelle Version der [RVS 09.02.31, 2014] implementiert.

Die durchgeführten Untersuchungen wurden vom Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT) durch Forschungsprojekte teilweise finanziert und in Kooperation mit der Firma ILF Beratende Ingenieure durchgeführt. Die Ergebnisse wurden bereits durch die jeweiligen Forschungsberichte ([Beyer & Sturm, 2010a], [Beyer, Sturm & Höpperger, 2010b] und [Beyer, Sturm & Höpperger, 2011]) sowie in Konferenzbeiträgen ([Sturm, Bacher, Beyer, Höpperger & Croll, 2011] und [Beyer, Höpperger, Sturm, Bacher & Croll, 2012]) dargelegt.

3.5.1 Numerische Untersuchung von Bränden bei Längslüftungssystemen

Bei einem Brand im Tunnel kommt es je nach Brandleistung und Strömungsbedingung zu einer Erhöhung der Gastemperatur. Die [RVS 09.02.31, 2008] gibt dazu je nach Brandleistung eine konstante Temperaturerhöhung über eine bestimmte Brandabschnittslänge vor. Basierend

darauf wird die Druckdifferenz (Brandauftrieb) infolge der Auftriebskräfte berechnet. Bei diesem Ansatz werden der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit, des Tunnelquerschnittes, Form des Tunnelprofils (Rechteck- oder Hufeisenprofil) sowie der konvektiven Wärmeübertragung nicht berücksichtigt. Die Temperaturverteilung im Tunnel ist jedoch von diesen Einflussfaktoren abhängig und hat wiederum auf die Dimensionierung der Lüftungsanlage (Strömungsverluste, Brandauftrieb, Schubminderung der Strahlventilatoren usw.) Auswirkungen.

Um diese Effekte anhand einer einfachen anwendbaren Berechnungsmethode zu berücksichtigen, wurde anhand von dreidimensionalen numerischen Strömungssimulationen die Temperaturverteilung im Tunnel bei unterschiedlichen Brandlasten (50 MW und 30 MW), Tunnelgeometrien (Rechteck- und Hufeisenprofil jeweils mit einer Querschnittsfläche von 53 m² und 70 m²) und Strömungsgeschwindigkeiten ausgewertet.

Die Untersuchung hat ergeben, dass die Temperatur am Brandort, abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit, der Querschnittsfläche und der Brandleistung durch eine einfache Energiebilanz mit sehr guter Genauigkeit berechnet werden kann. Ausgehend von dieser Temperatur nimmt die Temperatur der Rauchgase in Strömungsrichtung aufgrund der konvektiven Wärmeübertragung zur kühleren Betonwand ab. Dieser Temperaturabfall kann mittels der Energiegleichung für den konvektiven Wärmetransport bei konstanter Wandtemperatur ermittelt werden. Unter anderem ist bei diesem Ansatz der Wärmeübergangskoeffizient vorzugeben. Die Ergebnisse aus den numerischen Strömungssimulationen zeigten, dass die Strömung vor allem im Bereich der Brandquelle ein stark dreidimensionales Strömungsverhalten aufweist. Durch die entstehende Sekundärströmung wird die konvektive Wärmeübertragung maßgeblich beeinflusst, sodass durch empirische Ansätze zu geringe Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden. Um dennoch geeignete Werte für den eindimensionalen Ansatz zu finden, wurden die Wärmeübergangskoeffizienten aus den Temperaturverläufen der dreidimensionalen numerischen Strömungsberechnungen abgeleitet. Dabei wurde der Wärmeübergangskoeffizient im eindimensionalen Ansatz durch ein Mittelungsverfahren bestimmt, sodass die Temperaturverläufe mit einer vertretbaren Genauigkeit wiedergegeben werden können. Die daraus abgeleiteten Wärmeübergangskoeffizienten variieren zwischen 6,6 und 9,7 W/m²K und sind hauptsächlich von der Strömungsgeschwindigkeit und dem Tunnelprofil abhängig. Für den dimensionierungsrelevanten Geschwindigkeitsbereich sind die Wärmeübergangskoeffizienten für das jeweilige Tunnelprofil linear von der Strömungsgeschwindigkeit stromaufwärts vom Brandort abhängig.

Auf Basis dieses Berechnungsansatzes für den Temperaturverlauf und den ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten konnte schlussendlich eine Vorgehensweise für die Bestimmung des Brandauftriebes abgeleitet werden. Die vorgestellte Berechnungsmethode für die Temperaturverteilung sowie den Brandauftrieb wurde als Grundlage für die Dimensionierung der Lüftungsanlage in die Revision der [RVS 09.02.31, 2014] aufgenommen.

Bei den Berechnungsfällen mit geringeren Strömungsgeschwindigkeiten (unterhalb des dimensionierungsrelevanten Bereiches) kam es zu einer Ausbreitung der heißen Rauchgase stromaufwärts vom Brandort. Durch die Rückströmungen kommt es einerseits zu einer deutlich stärkeren Temperaturabnahme der heißen Rauchgase stromabwärts von der Brandquelle und andererseits zu höheren mittleren Flächentemperaturen in unmittelbarer Brandnähe. Aus diesen Gründen lässt sich die Temperaturverteilungen im Tunnel bei abweichenden Rahmenbedingungen mittels des eindimensionalen Berechnungsansatzes nur eingeschränkt bestimmen.

3.5.2 Numerische Untersuchung von Bränden bei Querlüftungssystemen

Die Temperaturerhöhung der Tunnelluft hat gleich wie bei den Längslüftungssystemen auch Auswirkungen auf die Dimensionierung von Querlüftungssystemen. Bei Querlüftungssystemen werden im Brandfall die heißen Rauchgase in der Nähe des Brandortes über Abluftklappen konzentriert abgesaugt. Bezüglich der Berücksichtigung der heißen Rauchgase bei der Druckberechnung im Abluftkanal sowie der Bemessung der Abluftventilatoren werden in [RVS 09.02.31, 2008] keine genauen Angaben gemacht.

Um diesem Umstand entgegenzuwirken, wurde der Einfluss der Temperaturerhöhung an bestehenden und zukünftigen Tunnellüftungsanlagen mittels eindimensionaler Strömungsberechnungen untersucht, und darauf basierend in weiterer Folge ein einfacher anwendbarer Berechnungsansatz für die Berücksichtigung der heißen Rauchgase bei der Bemessung der Rauchgasabsaugung abgeleitet.

Ermittelt wurden vor allem die Auswirkungen auf die Fördermenge, die Strömungsverluste und daraus resultierend die Leistungszunahme der Abluftventilatoren sowie die erhöhte Unterdruckbelastung der Zwischendecke.

Repräsentativ für die bestehenden Tunnelanlagen wurde der Katschbergtunnel ausgewählt. Die Untersuchung ergab, dass beim Katschbergtunnel durch den Einfluss der Temperaturerhöhung der Ventilator einen um etwa 4% höheren Volumenstrom und eine um 15% höhere Druckdifferenz zu bewältigen hat. In Summe ergibt dies einen um etwa 20% höheren Leistungsbedarf der Ventilatoren.

Um auch die Auswirkungen auf quergelüftete Tunnelanlagen im Allgemeinen zu ermitteln, wurden zwei Tunnelprofile entsprechend einer Vollquerlüftung (Querschnittsfläche des Abluftkanals von 9 m²) und Halbquerlüftung (Querschnittsfläche des Abluftkanals von 12 m²) ausgewählt, welche dem österreichischen Standard entsprechen. Beide Geometrien wurden jeweils bei einer Brandleistung von 30 MW und 50 MW betrachtet.

Abhängig von der Gesamtlänge des Abluftkanals und der Absaugstelle ist durch die Temperaturerhöhung infolge eines Brandes eine um 15% bis 200% höhere Ventilatorleistung notwendig. Da die Abluftkanäle in der Regel eine Länge von mindestens 1500 m aufweisen, steigt der Leistungsbedarf der Ventilatoren in der Praxis um maximal 35% an. Der Maximalwert der Unterdruckbelastung bei einer Kanallänge von max. 2500 m erhöht sich durch den Temperatureinfluss um etwa 20%. Da der Unterdruck das Eigengewicht der Zwischendecke verringert, spielt die erhöhte Unterdruckbelastung jedoch eine untergeordnete Rolle.

Ausgehend von dieser Untersuchung wurden temperaturabhängige Korrekturfaktoren abgeleitet. Bei diesem Ansatz können der Volumenstrom sowie die Strömungsverluste bei konstanter Dichte ermittelt werden. Die Temperatureinflüsse auf den Volumenstrom und die Strömungsverluste werden dann durch die jeweiligen Korrekturfaktoren berücksichtigt. Daraus lässt sich schlussendlich die erforderliche Ventilatorleistung in einer vertretbaren Genauigkeit ($\pm 4\%$) berechnen. Für typische Kanallängen (> 1500 m) sind die Abweichungen positiv, wodurch sich für diese Bereiche eine Dimensionierungsreserve ergibt.

Um den Temperatureinfluss bei der Dimensionierung der Rauchgasabsaugung zu berücksichtigen und eine vergleichbare Berechnungsbasis zu schaffen, wurde der aus den durchgeführten Untersuchungen abgeleitete Berechnungsansatz in die aktuelle Revision der [RVS 09.02.31, 2014] aufgenommen.

4 Wirkung der Impulsübertragung bei Strahlventilatoren

Die Notwendigkeit der Beeinflussung der Längsströmung im Tunnel wurde bereits in den Kapiteln 2.2.2.2 und 2.2.3 ausführlich behandelt. Um die Längsströmung sowohl bei Längslüftungs- als auch bei Querlüftungssystemen beeinflussen zu können, kommen häufig Strahlventilatoren zum Einsatz. Die Vorteile der Strahlventilatoren ergeben sich einerseits aus den relativ geringen Baukosten und andererseits daraus, dass damit eine relativ einfache Regelung der Luftströmung ermöglicht werden kann.

Aus Platzgründen werden die Strahlventilatoren meist sehr nahe an der Tunnelwand oder in Lüfternischen montiert. Durch den geringen Abstand zwischen der Tunnelwand und den Strahlventilatoren legt sich der Treibstrahl an der Tunneloberfläche an (*Coanda-Effekt*³⁷). Die daraus resultierenden hohen Wandschubspannungen sowie die auftretenden Reibungsverluste durch Dissipation bei der Impulsübertragung zwischen der hohen Treibstrahlgeschwindigkeit und der umgebenden Tunnelluft reduzieren die Wirkung des Ventilatorschubes und folglich die Druckerhöhung im Tunnel. Die Verluste bei der Impulsübertragung von Strahlventilatoren werden bei der Bemessung der Tunnellüftungsanlage durch einen Einbauwirkungsgrad gem. Gleichung (2-15) berücksichtigt.

Auf Basis der in Kapitel 2.3.3.2.1 dargelegten theoretischen Grundlagen wurde der Einbauwirkungsgrad für typische und spezielle Einbausituationen von Strahlventilatoren anhand von Messungen und numerischen Strömungssimulationen ermittelt. Aufgrund des Umfangs wurden einige Teilpakete der Untersuchung am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik anhand vom Ersteller dieser Dissertation angeleiteten Diplomarbeiten erarbeitet³⁸. Zudem wurden Teile dieser Arbeit bereits durch einen Konferenzbeitrag [Beyer M. , Sturm, Saurwein & Bacher, 2016] veröffentlicht. Die Ergebnisse aus den Diplomarbeiten³⁸ und dem Konferenzbeitrag werden im folgenden Kapitel ausführlich zusammengeführt.

4.1 Stand der Technik und Aufgabenstellung

Zu der Schubminderung infolge erhöhter Wandschubspannungen wurden bereits zahlreiche Modellversuche durchgeführt und entsprechende Werte für die Schubminderungen angegeben. Beispielsweise wurde von [Kempf, 1965] anhand eines Strömungsmodells die Wirkung des Treibstrahles in Wandnähe und in Nischen in einem Rechteckquerschnitt experimentell untersucht. Die Ableitung der darin ermittelten sog. *Strahlwirkungskoeffizienten* basiert auf einen Ansatz, welcher den Einfluss des Flächenverhältnisses zwischen dem Tunnel und dem Strahlventilator bei der Berechnung der Impulsübertragung (Druckerhöhung im Tunnel) berücksichtigt. Abhängig vom Wandabstand des Treibstrahles wurden Abminderungsfaktoren infolge des Wandeinflusses von 1,0 (Kanalmittelpunkt) bis 0,8 (in unmittelbarer Wandnähe) ermittelt. Bei Verwendung dieser Werte in Kombination mit Gleichung (2-15) sind je nach Flächenverhältnis die Abminderungsfaktoren bei den üblichen Dimensionen um 2 bis 4% zu erhöhen (siehe Kapitel 2.3.3.2.1). Darüber hinaus sind noch die Reibungsverluste infolge von Dissipation bei der Impulsübertragung zu berücksichtigen.

Von Rohne ([Rohne, 1979], [Rohne, 1988] und [Rohne, 1991]) wurden ebenfalls Modellversuche mit Strahlventilatoren an einer ebenen und später gewölbten Wand durchgeführt. Untersucht wurde die Erhöhung der Reibungsverluste an der Wand aufgrund des

³⁷ Benannt nach dem rumänischen Luftfahrt-Ingenieur H. O. Coanda. Nähere Informationen zu dem *Coanda-Effekt* finden sich in [Schlichting & Gersten, 2006].

³⁸ [Galehr, 2012], [Saurwein, 2014]

Treibstrahles für unterschiedliche Ventilatoranordnungen und Wandabstände.

Weitere Modellversuche und numerische Untersuchungen an einem kreisrunden sowie Rechteckquerschnitt wurden von [Armstrong, Bennett & Matthews, 1994], [Tabarra, Bennett, Matthews, Armstrong & Smith, 1994] und [Cory, Matthews, Tabarra & Kenrick, 1997] durchgeführt. Darin wurden auf Basis der Gleichung (2-13) je nach Wandabstand des Treibstrahles für den kreisrunden Querschnitt Einbauwirkungsgrade von 72 bis 95% und für den Rechteckquerschnitt Werte von 60 bis 98% ermittelt. Bei Verwendung dieser Werte in Kombination mit Gleichung (2-15) ist wiederum der Einbauwirkungsgrad um 2 bis 4% zu erhöhen, um vergleichbare Druckerhöhungen im Tunnel zu bekommen.

Ziel ist es, die vorgestellten Untersuchungen zu erweitern und Einbauwirkungsgrade von realen Tunnelanlagen und Einbauverhältnissen zu ermitteln. Ausgehend davon wurden Messungen an bestehenden österreichischen Tunnelanlagen durchgeführt (siehe Kapitel 4.2). Der eine Tunnel verfügt über ein Querlüftungssystem, bei dem die Strahlventilatoren in seitlichen Lüfternischen montiert sind. Der zweite Tunnel ist mit einem Längslüftungssystem ausgestattet, bei dem die Strahlventilatoren am der Tunnelfirste in einer Doppelanordnung montiert sind.

Auf Basis dieser Messungen konnten ein numerisches Strömungsmodell erstellt und der Simulationsaufbau sowie die ausgewählten Berechnungsmodelle verifiziert werden (siehe Abbildung 4-1). Damit ließ sich eine umfangreiche Parameterstudie³⁸ mit realen Abmessungen und Einbausituationen von Straßentunneln durchführen (siehe Kapitel 4.3.2). Untersucht wurde der Einbauwirkungsgrad bei unterschiedlichen Tunnelprofilen, Längsgeschwindigkeiten im Tunnel, Strahlventilatorarten, Wandabstände der Strahlventilatoren und Ventilatoranordnungen (Einfach- und Doppelanordnung). Zudem wurde die Wirkung von Umlenklechen bei verschiedenen Winkelstellungen betrachtet.

4.2 Messungen in realen Tunnelanlagen

Zur Ermittlung der Schubminderung von Strahlventilatoren im eingebauten Zustand wurden Untersuchungen im Bosrucktunnel³⁹ und im Niklasdorftunnel⁴⁰ durchgeführt. Im Folgenden werden auf die Messmethode, der Messaufbau und die Auswertemethode im Detail erläutert sowie die erzielten Ergebnisse dargelegt.

Einige Erkenntnisse aus den numerischen Strömungssimulationen konnten auch bei Referenzmessungen (Referenzmessung zur Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit) im Tunnel Flirsch beobachtet werden. Anhand dieser Messungen werden nur Einflüsse von Strahlventilatoren aufgezeigt und keine Einbauwirkungsgrade bestimmt, weshalb der Messaufbau sowie die entsprechenden Ergebnisse nur am Rande abschließend im Kapitel 4.3.2.4.2 dargestellt werden.

4.2.1 Allgemeine Tunnelparameter

4.2.1.1 Bosrucktunnel

Der Bosrucktunnel ist ein zweiröhriger Straßentunnel und befindet sich auf der Pyhrn-Autobahn A9 zwischen Ardning und Spital am Pyhrn (Grenze zwischen Steiermark und Oberösterreich). Aufgrund der Tunnellänge und dem Verkehrsaufkommen sind beide Röhren mit einer Halbquerlüftung ausgestattet. Die Untersuchung wurde in der Weströhre (Fahrtrichtung Ardning) realisiert. Zur Beeinflussung der Längsströmung sind in dieser Röhre

³⁹ [Beyer & Sturm, 2013].

⁴⁰ Die Messung im Niklasdorftunnel wurden im Rahmen der Masterarbeit von [Saurwein, 2014] abgewickelt.

im Verkehrsraum Strahlventilatoren in beidseitigen Lüfternischen montiert (ein Strahlventilator an jeder Seite). Insgesamt gibt es fünf dieser Lüfternischen (10 Strahlventilatoren), die baugleich ausgeführt sind. Die Nischen besitzen eine rechtwinklige Stirnfläche ohne Verzug, wodurch zur Verbesserung der Schubwirkung die Strahlventilatoren beidseitig (da reversibel) mit Umlenklechen mit einem Schaufelwinkel von $13,5^\circ$ ausgestattet sind. Die Strahlventilatoren befinden sich im oberen Drittel der Lüfternische in einer Höhe von 2,6 m (von Fahrbahn bis Ventilatorunterkante). Der geringste Abstand zwischen der Tunnelwand und dem Strahlventilator beträgt bei dieser Einbausituation 0,3 m. Durch die mittige Positionierung der Ventilatoren beträgt der Abstand zwischen Austrittskante des Ventilators und Stirnfläche der Lüfternische in beide Richtungen etwa 12 m. Die relevanten Ventilator- und Tunnelparameter sind in der Tabelle 4-1 aufgelistet.

4.2.1.2 Niklasdorftunnel

Der Niklasdorftunnel ist ebenfalls ein zweiröhriger Straßentunnel und befindet sich auf der Semmeringer Schnellstraße S6 (Steiermark). Die Gesamtlänge beträgt etwa 1,4 km und er ist mit einem Längslüftungssystem ausgestattet. Die Messungen wurden in der Südröhre (Fahrtrichtung Seebenstein) durchgeführt, welche insgesamt mit 8 baugleichen Strahlventilatoren (3 Doppel- und 2 Einzelanordnungen) ausgestattet ist. Diese sind an der Tunnelfirste mit einem minimalen Wandabstand von 0,2 m und einem Achsabstand von 2,8 m ($2 \times D_a$) montiert. Die Ventilator- und übrigen Tunnelparameter finden sich wiederum in der Tabelle 4-1. Alle Strahlventilatoren sind reversibel mit einer Vorzugsrichtung ausgeführt, weshalb diese in Hauptrichtung einen etwas höheren Standschub als in Reversierichtung aufweisen. Um jedoch im Tunnel in beide Richtungen einen ähnlichen Gesamtschub zu erhalten, wurde jeweils ein Ventilator in der Doppelanordnung in Hauptrichtung und der andere in Reversierichtung montiert.

4.2.1.3 Zusammenfassung der Tunnelparameter

In der Abbildung 4-1 ist links die Lüfternische in der Weströhre des Bosrucktunnels sowie die Einbausituation der Strahlventilatoren dargestellt. Rechts davon ist die Montagesituation im Niklasdorftunnel abgebildet.

Wie bereits einleitend erwähnt, wurden in Anlehnung an die Messungen in weiterer Folge numerische Strömungssimulationen durchgeführt (siehe Kapitel 4.3). Die entsprechenden numerischen Strömungsmodelle zu den beiden Tunnelanlagen sind ebenfalls in der Abbildung 4-1 (unten) dargestellt. Die Strömung im Bereich der Strahlventilatoren ist darin anhand von Stromlinien verdeutlicht. In der nachfolgenden Tabelle 4-1 sind die allgemeinen Tunnelparameter sowie die Ventilator- und übrigen Tunnelparameter der untersuchten Anlagen zusammengefasst.

Tabelle 4-1: Allgemeine Tunnelparameter und Ventilatordaten der untersuchten Anlagen⁴¹

Parameter	Bosrucktunnel	Niklasdorftunnel
Regelquerschnitt Tunnel A_t	51,2 m ²	51,0 m ²
Hydraulischer Tunneldurchmesser D_t	7,04 m	7,50 m
Stand Schub bei Referenzdichte F_0	2826 N	884 N (SVS4.1) 899 N (SVS4.2)
Referenzdichte, ρ_0	1,2 kg/m ³	1,2 kg/m ³
Volumenstrom bezogen auf die Referenzwerte	62,5 m ³ /s	26,9 m ³ /s (SVS4.1) 27,2 m ³ /s (SVS4.2)
Innendurchmesser Strahlventilator, D_{s_i}	1,6 m	1,12 m
Außendurchmesser Strahlventilator, D_{s_a}	1,8 m	1,4 m
Freier Strömungsquerschnitt Strahlventilator, A_s	1,658 m ²	0,985 m ²
Länge des Strahlventilators	4,1 m	4,1 m
Schaufelwinkel der Umlenkmale α	13,5°	keine Umlenkmale

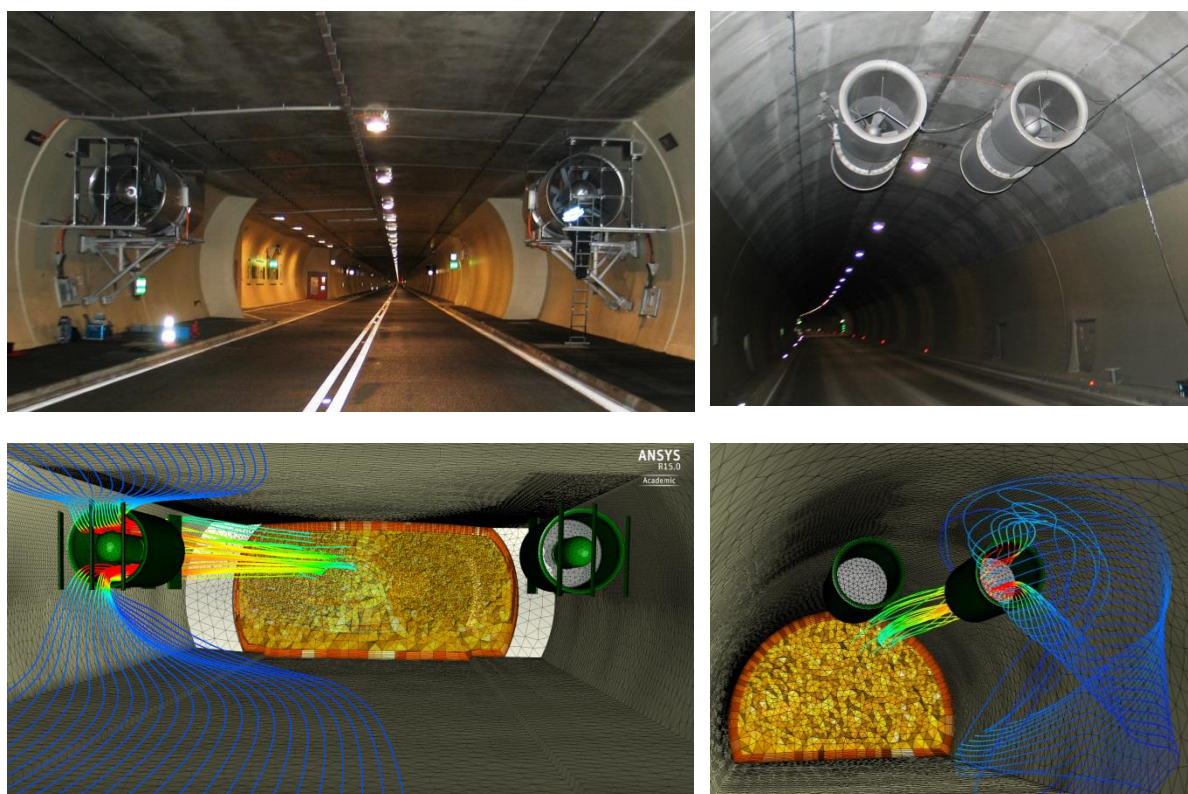


Abbildung 4-1: Ventilatoranordnung in der Weströhre des Bosrucktunnels (links) und in der Südöhre des Niklasdorftunnels (rechts). Jeweils darunter sind die entsprechenden numerischen Strömungsmodelle inkl. Stromlinien dargestellt⁴¹.

⁴¹ [Beyer M. , Sturm, Saurwein & Bacher, 2016]

4.2.2 Messkonzept

Wie einführend im Kapitel 2.3.3.2.1 erläutert, wird die Strömung im Tunnel mittels Strahlventilatoren beeinflusst, indem der Impuls des Treibstrahles auf die langsamere umliegende Tunnelströmung übertragen wird, bis stromabwärts des Strahlventilators wieder eine ungestörte Strömung vorliegt. Diese Impulsübertragung bewirkt einen Druckanstieg stromabwärts des Strahlventilators, welcher sich durch Gleichung (2-15) bestimmen lässt.

$$\Delta p_{sv} = \frac{\eta}{100} \cdot \rho_t u_s^2 \frac{A_s}{A_t} \cdot \left(1 - \frac{u_t}{u_s}\right)$$

Die Druckerhöhung bewirkt eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel. Sind alle Strömungsverluste (Einströmverluste, Wandreibung, Pannenbuchten, Querschläge, Einbauten wie Beleuchtung, Verkehrszeichen etc.) und veränderliche Einflussgrößen auf die Tunnelströmung (meteorologische Verhältnisse an den Portalen, Auftriebskräfte etc.) genau bekannt, dann kann die Schubwirkung und somit der Einbaufaktor über die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit mit guter Genauigkeit ermittelt werden. Da jedoch sehr viele dieser Parameter bei bestehenden Tunnelanlagen mit einer unzureichenden Genauigkeit bekannt sind und diese auch sehr schwer mit einer ausreichenden Exaktheit bestimmt werden können, wird diese Methode meist nur bei Modellversuchen angewendet. Bei Modellversuchen fallen in der Regel die veränderlichen Einflussgrößen weg und lassen sich die Strömungsversuche des Modellaufbaus relativ exakt bestimmen.

Eine weitere Möglichkeit, die Wirkung von Strahlventilatoren zu bestimmen, ist die Druckerhöhung zwischen einer Ebene stromabwärts und stromaufwärts vom Strahlventilator zu messen. Der Vorteil dieser Methode liegt darin, dass nur die Strömungsverluste innerhalb der Messstrecke bekannt sein müssen. Diese Strömungsverluste können auch vor Ort bei bestehenden Anlagen mit einer ausreichenden Genauigkeit ermittelt werden, weshalb dieses Messkonzept bei der Bestimmung der Einbauwirkungsgrade angewendet wurde.

Zur Bestimmung der Relativgeschwindigkeit zwischen der mittleren Austrittsgeschwindigkeit des Strahlventilators und der Tunnelströmung sowie der Strömungsverluste wurde in einiger Entfernung zum aktiven Strahlventilator die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel u_t gemessen (siehe Messpunkt 3 in Abbildung 4-6, Abbildung 4-7 und Abbildung 4-8).

Um die Luftdichte im Tunnel für die Schubmessung zu bestimmen, befanden sich am gleichen Ort entsprechende Messeinrichtungen zur Erfassung der Temperatur T_i und des Absolutdruckes p_{abs} .

Zur Ermittlung der Rohrreibungszahl wurde die Druckdifferenz (siehe Abbildung 4-6) über eine möglichst weite Strecke (etwa 500 m) und bei einer möglichst hohen Strömungsgeschwindigkeit gemessen. Dabei wurde darauf geachtet, dass die Messpunkte im ungestörten Strömungsbereich liegen und sich innerhalb der Messstrecke keine Pannenbuchten, Lüfternischen, Querschnittsänderungen usw. befinden. Die Rohrreibungszahl wird im Wesentlichen für die Erstellung des numerischen Strömungsmodells (siehe Kapitel 4.3.1.2.3) verwendet.

4.2.2.1 Ermittlung des Ventilatorschubes im eingebauten Zustand

Wie schon in Kapitel 2.3.3.2.1 erläutert wurde, stellt sich bei Strahlventilatoren, je nach Montage- und Strömungssituation im Tunnel, ein bestimmter Schub ein, welche unterschiedlich zum Standschub sein kann (Verschiebung des Betriebspunktes). Um den tatsächlichen Schub der Strahlventilatoren im eingebauten Zustand zu ermitteln, wurde für jeden Strahlventilator typ ein eigenes Messgerät angefertigt. Dieses Messgerät beruht auf dem

Messprinzip eines *Prandtl'schen-Staurohrs*⁴², womit bei bekannter Dichte die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Strahlventilator über den mittleren Staudruck (dynamischer Druck) bestimmt werden kann. In Abbildung 2-4 sind ein Ausschnitt der Messsonde und das Messprinzip schematisch dargestellt.

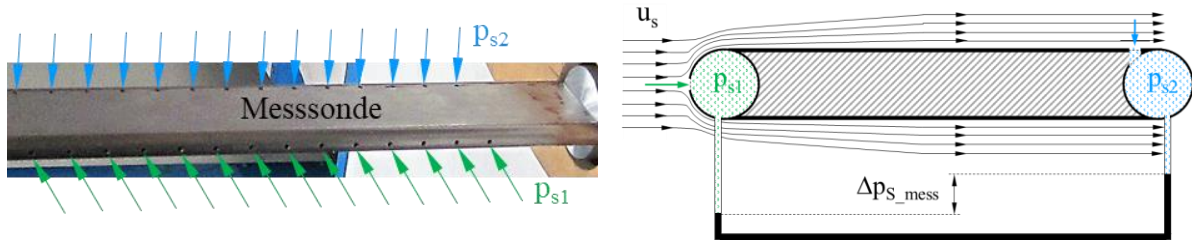


Abbildung 4-2: Detailansicht der angefertigten Messsonde für die Schubermittlung (links) sowie schematische Darstellung des Messprinzips (rechts).

Im Staupunkt der Sonde befinden sich in einem Abstand von etwa 1,5 cm mehrere Bohrungen, durch die im Messrohr der mittlere Totaldruck entlang der Messstrecke gemessen wird. Stromabwärts vom Staupunkt befinden sich am hinteren Ende der Sonde ebenfalls mehrere Bohrungen im gleichen Abstand. Diese Bohrungen sind normal zur Strömungsrichtung ausgerichtet, sodass im stromabwärts gelegenen Messrohr der mittlere statische Druck gemessen wird. Die Druckdifferenz beider Messrohre wurde mittels einer Differenzdruckmessdose erfasst.

Der eingesetzte Strahlventilator im Bosrucktunnel ist so ausgeführt, dass sich die Nabe über die gesamte Ventilatorlänge erstreckt. Die Messsonde wurde saugseitig im Ventilator montiert und an der Nabe und dem Gehäuse befestigt. Damit der mittlere Staudruck über den gesamten Ringquerschnitt erfasst wird, wurden die jeweiligen Messrohre der beiden Messsonden mit Druckschläuchen entsprechend verbunden. Die Abbildung 4-3 (links) zeigt die Messsonde für den Bosrucktunnel im eingebauten Zustand.

Der Strahlventilator im Niklasdorftunnel hingegen besitzt im Bereich des Schalldämpfers keine Nabe. Aus Stabilitätsgründen wurde die Sonde sternförmig mit drei Messschenkel ausgeführt, saugseitig im Ventilator montiert und am Gehäuse befestigt (siehe Abbildung 4-3 rechts). Bei jedem dieser Messschenkel wurden wiederum die entsprechenden Messrohre (jeweils für statische und Totaldruck-Erfassung) durch ein Verbindungsstück in der Mitte der Sonde verbunden, wodurch der mittlere Staudruck im Ventilatorquerschnitt ermittelt wird.

⁴² Das *Prandtl'sche-Staurohr* ist eine von Ludwig Prandtl definierte Kombination von Drucksonde (statische Druckmessung in einer Strömung) und *Pitot-Rohr* (Totaldruckmessung im Staupunkt) und ist relativ unempfindlich gegen Abweichungen der Instrumentenachse von der Strömungsrichtung [Oertel, 2017].

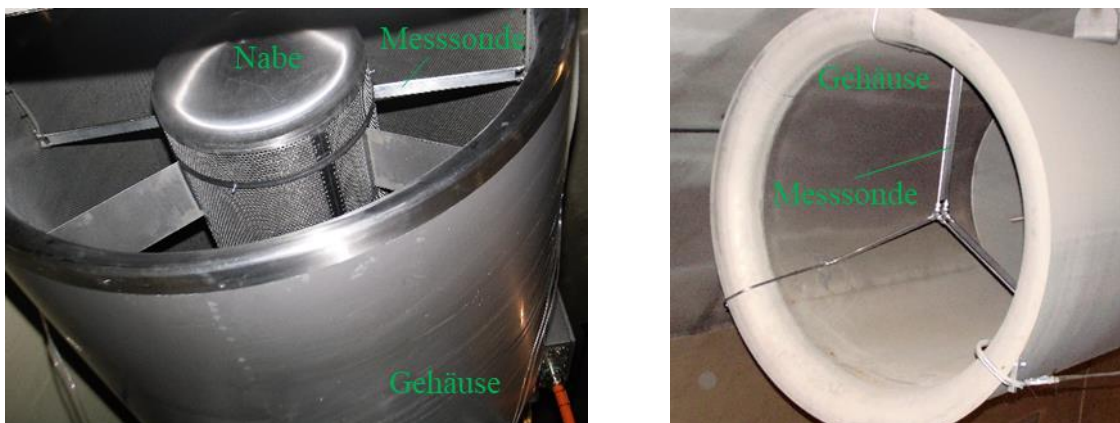


Abbildung 4-3: Messsonde für den Bosrucktunnel (links) und dem Niklasdorftunnel (rechts) im eingebauten Zustand⁴¹.

Die angefertigten Messsonden wurden zusammen mit den verwendeten Differenzdruckmessdosen im Windkanal des Institutes für Strömungsmechanik und Wärmeübertragung der Technischen Universität Graz für den entsprechenden Geschwindigkeitsbereich kalibriert. Der Messaufbau im Windkanal für die eingesetzten Messsonden im Bosrucktunnel (links) und im Niklasdorftunnel (rechts) ist in Abbildung 4-4 gezeigt. Der Kalibrierfaktor der jeweiligen Sonden, wurde aus der Strömungsgeschwindigkeit des Windkanals u_{kal} , dem dazugehörigen Staudruck Δp_{kal} und der gemessenen Druckdifferenz an der Sonde Δp_{S_mess} anhand folgender Gleichung ermittelt:

$$F_{kal} = \frac{p_{kal}}{\Delta p_{S_mess}} \quad \text{mit} \quad p_{kal} = \frac{\rho_{kal}}{2} \cdot u_{kal}^2 \quad (4-1)$$

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Strahlventilators u_S kann dann durch nachstehenden Zusammenhang berechnet und daraus der Ventilatorschub bestimmt werden:

$$u_S = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{dyn_SV}}{\rho_t}} \quad \text{mit} \quad p_{dyn_SV} = F_{kal} \cdot \Delta p_{S_mess} \quad (4-2)$$

Über den vermessenen Geschwindigkeitsbereich konnten für die Messsonden mittlere Kalibrierfaktoren von 0,756 für den Bosrucktunnel und 0,832 für den Niklasdorftunnel gefunden werden. Die entsprechenden Kalibrierprotokolle finden sich im Anhang Teil B.

Durch die Messung des Ventilatorschubes war es einerseits möglich die Differenz zwischen dem Standschub und den tatsächlichen Schub im eingebauten Zustand zu ermitteln und andererseits möglich die entsprechende Randbedingung bei den numerischen Strömungssimulationen zu setzen. Damit konnte auch das numerische Strömungsmodell mit den Messungen adäquat verifiziert werden.

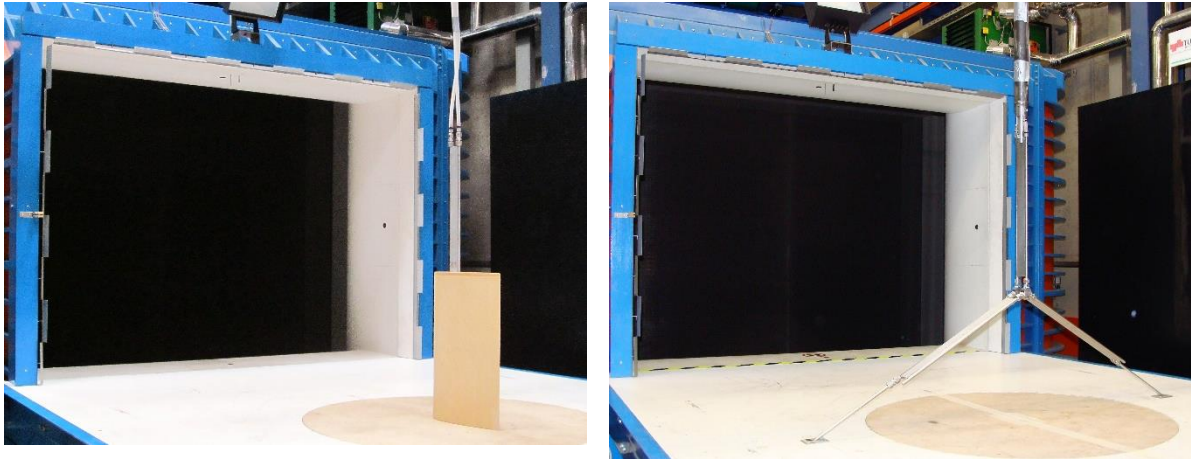


Abbildung 4-4: Messaufbau der Sonden-Kalibrierung im Windkanal vom Institut Strömungslehre und Wärmeübertragung an der Technischen Universität Graz. In der linken Abbildung ist die Sonde vom Bosrucktunnel und rechts jene vom Niklasdorftunnel gezeigt⁴³.

4.2.3 Berechnungs- und Auswertemethode

4.2.3.1 Druckerhöhung und Einbauwirkungsgrad

Der Impuls des Treibstrahles eines Strahlventilators führt aufgrund der Impulsübertragung auf die umgebende Tunnelströmung zu einer Druckerhöhung im Tunnel. Die Übertragung des Impulses des Treibstrahles auf die umgebende Tunnelströmung benötigt eine bestimmte Strecke, bis die volle Druckerhöhung erreicht ist und wieder eine ungestörte Strömung vorliegt. Das Wiedererlangen der ungestörten Strömung stromabwärts eines aktiven Strahlventilators wird nach einer Strecke von etwa 80 bis 160 m erreicht und ist unter anderem vom Tunnelprofil, Strahlventilortyp und Strömungszustand im Tunnel abhängig (siehe [Betta, Cascetta, Musto & Rotondo, 2009] und [Kempf, 1965]). Die Abbildung 4-5 zeigt in Anlehnung an Abbildung 2-1 schematisch einen idealisierten und realen Druckverlauf.

Um die gesamte Druckerhöhung Δp_{SV} zu erfassen sowie reproduzierbare Strömungsbedingungen an den Messstellen zu erhalten, wurde bei der Messung der Druckdifferenz darauf geachtet, dass die Messpunkte stromauf- und stromabwärts im ungestörten Bereich der Strömung liegen (siehe Messpunkt 1 und 2 in Abbildung 4-5). Wie in Abbildung 4-5 ersichtlich, ist die Druckdifferenz an den beiden Messpunkten Δp_{12} aufgrund der Strömungsverluste innerhalb der Messstrecke L_{12} geringer als die tatsächliche Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung Δp_{SV} . Unter Berücksichtigung der Strömungsverluste lässt sich die Druckerhöhung Δp_{SV} anhand der gemessenen Druckdifferenz mittels nachfolgender Gleichung bestimmen:

$$\Delta p_{SV} = \Delta p_{12} + \left(\frac{\lambda \cdot L_{12}}{D_t} + \zeta_N \right) \frac{\rho_t}{2} u_t^2 \quad (4-3)$$

⁴³ [Beyer M. , Sturm, Saurwein & Bacher, 2016] und [Saurwein, 2014]

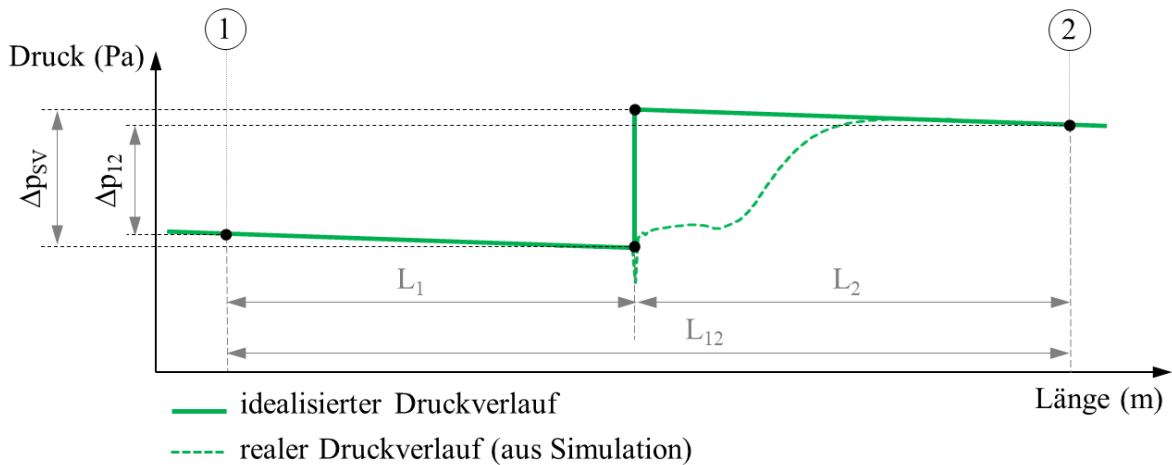


Abbildung 4-5: Realer und idealisierter Druckverlauf im Tunnel infolge eines Treibstrahles in Anlehnung an Abbildung 2-1 aus [Beyer M. , Sturm, Saurwein & Bacher, 2016].

Auf Basis der Gleichung (4-3) und der Gleichung (2-15) kann der Einbauwirkungsgrad durch nachfolgenden Zusammenhang angegeben werden und stellt das Verhältnis zwischen der tatsächlichen und theoretischen⁴⁴ Druckerhöhung im Tunnel infolge aktiver Strahlventilatoren dar:

$$\eta = \frac{\Delta p_{12} + \left(\frac{\lambda \cdot L_{12}}{D_t} + \zeta_N \right) \frac{\rho_t}{2} u_t^2}{n \cdot \rho_t u_s^2 \frac{A_s}{A_t} \cdot \left(1 - \frac{u_t}{u_s} \right)} \cdot 100 \quad (4-4)$$

Mit der Variable n ist die Anzahl der aktiven Strahlventilatoren innerhalb des Messbereiches definiert. In den so definierten Einbauwirkungsgrad sind somit alle Verluste, die bei der Impulsübertragung auftreten (erhöhte Wandschubspannung, Dissipation etc.), enthalten.

Mittels des gemessenen Schubes der installierten Strahlventilatoren können die Abweichungen zum Standschub F_0 (Herstellerangaben bezogen auf Referenzdichte ρ_0 , siehe Tabelle 4-1) nach Gleichung (2-16) wie folgt definiert werden:

$$k_{op} = \frac{\rho_0 u_s^2 A_s}{F_0} \cdot 100 \quad (4-5)$$

Der Schubkoeffizient k_{op} stellt das Verhältnis vom Ventilatorschub im eingebauten Zustand zum Standschub dar und beinhaltet die Abweichungen zum Standschub aufgrund der Betriebspunktverschiebung (bedingt durch die Montage- und Strömungssituation, siehe Kapitel 2.3.3.2.1) sowie aufgrund von Mess- und herstellerepezifischen Bautoleranzen.

4.2.3.2 Luftdichte

Anhand der gemessenen Temperatur t_3 und des Umgebungsdruckes $p_{abs,t}$ kann zusammen mit der allgemeinen Gasgleichung die Dichte im Tunnel ρ_t bestimmt werden:

$$\rho_t = \frac{p_{abs,t}}{R \cdot (t_3 + 273,15K)} \quad (4-6)$$

⁴⁴ Theoretische Druckerhöhung gemäß Gleichung (2-14)

4.2.3.3 Ventilatorschub

Der Schub der Strahlventilatoren errechnet sich dann aus der ermittelten Dichte ρ_t , dem Innendurchmesser der Strahlventilatoren A_s und der mittleren Treibstrahlgeschwindigkeit u_s nach Gleichung (4-2) und (2-16) wie folgt:

$$F_s = \rho_t u_s^2 A_s$$

4.2.3.4 Strömungsverluste

Die Druckdifferenz zur Bestimmung der Rohrreibungszahl Δp_3 lässt sich über eine Messstrecke L_3 bestimmen. Mit anschließender Gleichung kann die Rohrreibungszahl berechnet werden:

$$\lambda = \frac{2 \cdot \Delta p_3 D_t}{L_3 \rho_t u_3^2} \quad (4-7)$$

Die gemessene Druckdifferenz über die Nischen (bei deaktivierten Strahlventilatoren) werden mit den über die Messstrecke L_{12} auftretenden Strömungsverlusten infolge der Wandreibung korrigiert, um die Widerstandsbeiwerte der Nischen zu erhalten:

$$\zeta_N = \frac{2 \cdot \Delta p_{12}}{\rho_t u_t^2} - \frac{\lambda \cdot L_{12}}{D_t} \quad (4-8)$$

Der gesamte Widerstandsbeiwert ζ_g innerhalb der Messstrecke für die Ermittlung der Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung errechnet sich aus der Kombination der Strömungsverluste durch Wandreibung und Nischen anhand folgender Gleichung:

$$\zeta_g = \zeta_N + \frac{\lambda \cdot L_{12}}{D_t} = \frac{2 \cdot \Delta p_{12}}{\rho_t u_t^2} \quad (4-9)$$

4.2.3.5 Bestimmung der Messunsicherheiten

Die Messunsicherheiten der einzelnen Messgrößen wurden bereits in der Tabelle 4-5 angeführt. Die arithmetischen Mittelwerte der gemessenen Größen (wie z. B. der Umgebungsdruck und die Temperatur) und deren Messunsicherheit werden jedoch für die Bestimmung von indirekten Messgrößen (wie z. B. die Dichte) herangezogen. Zur Bestimmung der Messunsicherheit der indirekten Messgrößen wurde das *Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz* (*Variationsfortpflanzungsgesetz*) angewendet. In der nachfolgenden Tabelle 4-2 sind die benötigten Funktionen in allgemeiner Form dargestellt. Die absoluten Δz sowie prozentualen (relativen) Messunsicherheiten $\left| \frac{\Delta z}{z} \right|$ der indirekten Messgrößen wurden durch die Anwendung dieser Gleichungen bestimmt.

Tabelle 4-2: Messunsicherheit des Mittelwertes der benötigten Funktionen in Allgemeiner Form aus [Papula, 2001]

Funktion	Messunsicherheit des Mittelwertes	Messgrößen
$Z = X - Y$	$\Delta z = \sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2}$	$Z = \bar{z} \pm \Delta z$
$Z = X + Y$		
$Z = C \cdot X \cdot Y$	$\left \frac{\Delta z}{\bar{z}} \right = \sqrt{\left \frac{\Delta x}{\bar{x}} \right ^2 + \left \frac{\Delta y}{\bar{y}} \right ^2}$	$X = \bar{x} \pm \Delta x$ $Y = \bar{y} \pm \Delta y$
$Z = C \cdot \frac{X}{Y}$		
$Z = C \cdot X^\alpha \cdot Y^\beta$	$\left \frac{\Delta z}{\bar{z}} \right = \sqrt{\left \alpha \frac{\Delta x}{\bar{x}} \right ^2 + \left \beta \frac{\Delta y}{\bar{y}} \right ^2}$	

$\bar{x}, \bar{y} \dots$ Mittelwert der Messgröße

$\bar{z} \dots$ Mittelwert der indirekten Messgröße

$\Delta x, \Delta y \dots$ Messunsicherheit der Messgröße

$\Delta z \dots$ Messunsicherheit der indirekten Messgröße

$\left| \frac{\Delta x}{\bar{x}} \right|, \left| \frac{\Delta y}{\bar{y}} \right| \dots$ prozentuale (relative) Messunsicherheit der Messgröße

$\left| \frac{\Delta z}{\bar{z}} \right| \dots$ prozentuale (relative) Messunsicherheit der indirekten Messgröße

$C \dots$ Konstante ($C \in \mathbb{R}$)

Mittels dem *Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetz* wurden die Messunsicherheiten der indirekten Messgrößen gem. den nachfolgenden Gleichungen bestimmt. Dabei wurde für die Länge der Messstrecken L eine Messunsicherheit von $\pm 0,1$ m, für den hydraulischen Durchmesser D_t und die Querschnittsflächen A_t bzw. A_s von $\pm 1\%$ angenommen.

$$\left| \frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right| = \sqrt{\left| \frac{\Delta p_{abs_t}}{p_{abs_t}} \right|^2 + \left| \frac{\Delta t_3}{t_3 + 273,15K} \right|^2} \quad (4-10)$$

$$\left| \frac{\Delta \lambda}{\lambda} \right| = \sqrt{\left| \frac{\Delta(\Delta p_3)}{p_3} \right|^2 + \left| \frac{\Delta D_t}{D_t} \right|^2 + \left| -\frac{\Delta L_3}{L_3} \right|^2 + \left| -\frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right|^2 + \left| -2 \frac{\Delta u_t}{u_t} \right|^2} \quad (4-11)$$

$$\left| \frac{\Delta \zeta_g}{\zeta_g} \right| = \sqrt{\left| \frac{\Delta(\Delta p_{12})}{p_{12}} \right|^2 + \left| -\frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right|^2 + \left| -2 \frac{\Delta u_t}{u_t} \right|^2} \quad (4-12)$$

$$\left| \frac{\Delta(\Delta p_{SV})}{\Delta p_{SV}} \right| = \left| \frac{\sqrt{\Delta(\Delta p_{12})^2 + \left(\left| \zeta_g \frac{\rho_t}{2} u_t^2 \right| \sqrt{\left| \frac{\Delta \zeta_g}{\zeta_g} \right|^2 + \left| \frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right|^2} + \left| 2 \frac{\Delta u_t}{u_t} \right|^2 \right)^2}}{\Delta p_{SV}} \right| \quad (4-13)$$

$$\left| \frac{\Delta u_s}{u_s} \right| = \sqrt{\left| \frac{1}{2} \frac{\Delta p_{dyn_SV}}{p_{dyn_SV}} \right|^2 + \left| \frac{1}{2} \frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right|^2} \quad (4-14)$$

$$\left| \frac{\Delta \eta}{\eta} \right| = \sqrt{\left| \frac{\Delta(\Delta p_{SV})}{p_{SV}} \right|^2 + \left| -\frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right|^2 + \left| -2 \frac{\Delta u_s}{u_s} \right|^2 + \left| -\frac{\Delta A_s}{A_s} \right|^2 + \left| \frac{\Delta A_t}{A_t} \right|^2 + \left| \frac{u_t}{u_s} \sqrt{\left| \frac{\Delta u_t}{u_t} \right|^2 + \left| -\frac{\Delta u_s}{u_s} \right|^2} \right|^2} \quad (4-15)$$

$$\left| \frac{\Delta k_{op}}{k_{op}} \right| = \sqrt{\left| 2 \frac{\Delta u_s}{u_s} \right|^2 + \left| \frac{\Delta A_s}{A_s} \right|^2} \quad (4-16)$$

4.2.4 Messaufbau und Messprogramm Bosrucktunnel

4.2.4.1 Messaufbau – Strömungsverluste (Wandreibung)

Für die Bestimmung der Rohrreibungszahl λ und in weiterer Folge der Strömungsverluste der Nischenkombination ζ_N wurde die statische Druckänderung Δp_3 über eine Strecke von 505 m bei einer möglichst hohen Strömungsgeschwindigkeit u_t gemessen. Etwa in der Mitte der Messstrecke befand sich die Messstelle der Strömungsgeschwindigkeit sowie des Umgebungsdruckes p_{abs_t} und der Temperatur t_3 . Gemessen wurde die mittlere Geschwindigkeit über einen Messpfad quer zur Strömungsrichtung etwa in halber Tunnelhöhe (2,8 m). Bei der Druckdifferenzmessung wurde darauf geachtet, dass die Messpunkte im ungestörten Strömungsbereich liegen (weit weg von stromaufwärts positionierten Lüfternischen oder Pannenbuchten) und sich innerhalb der Messstrecke keine Pannenbuchten, Lüfternischen, Querschnittsänderungen usw. befanden. Abbildung 4-6 zeigt den schematischen Messaufbau.

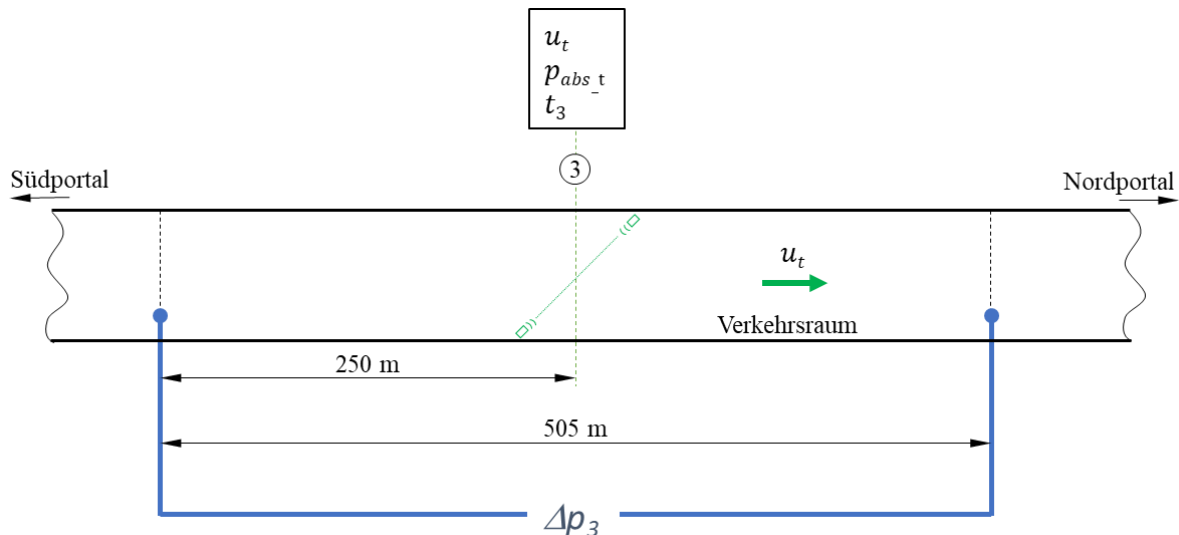


Abbildung 4-6: Schematische Darstellung des Messaufbaus im Bosrucktunnel – Strömungsverluste Wandreibung [Beyer & Sturm, 2013].

4.2.4.2 Messaufbau – Lüfternische

Im Bereich der Lüfternische (Länge ca. 30 m) befindet sich in Fahrtrichtung rechtsseitig vor der Lüfternische eine Pannenbucht (Länge: ca. 50 m). Gegenüber der Pannenbucht ist ein Querschlag zur parallel verlaufenden Tunnelröhre (Notausgang) situiert. Die insgesamt fünf Lüfternischen in der Weströhre sind identisch ausgeführt. Die Messung wurde an der Lüfternische SV-05 durchgeführt. Die Strömungsverluste bei der Impulsübertragung wurden über die Nischenkombination und die gegebene Einbausituation der Strahlventilatoren gemäß der Abbildung 4-7 und Abbildung 4-1 (links) bestimmt.

Bei der Messung der Druckdifferenz über die Nischenkombination wurde darauf geachtet, dass einerseits die gesamte Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung erfasst wird und andererseits die Messpunkte stromauf- und stromabwärts der Strahlventilatoren im ungestörten Strömungsbereich liegen (reproduzierbare Strömungsbedingungen). Das ausgebildete Geschwindigkeitsprofil im Tunnel wird durch den Treibstrahl der Strahlventilatoren und die Nischen gestört. Wie schon in Kapitel 4.2.3.1 erwähnt, wird für das Wiedererlangen einer ungestörten Strömung stromabwärts der aktiven Strahlventilatoren eine Strecke von bis zu 160 m benötigt. Aus diesen Überlegungen heraus wurde bei der Druckdifferenzmessung der Messpunkt (1) 100 m stromaufwärts und der Messpunkt (2) 193 m stromabwärts den Strahlventilatoren positioniert.

Zur Ermittlung des Ventilatorschubes wurden die speziell angefertigten Messsonden (siehe Kapitel 4.2.3.3) in beiden Strahlventilatoren saugseitig montiert (siehe Abbildung 4-3 links).

Der Messpunkt für die Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit, des Umgebungsdruckes und der Temperatur wurde aus dem Messaufbau zur Rohrreibungszahl (siehe Kapitel 4.2.4.1 sowie Abbildung 4-6) übernommen und befindet sich etwa 415 m stromabwärts vom Strahlventilator. Eine schematische Darstellung des Messaufbaus kann in Abbildung 4-7 gefunden werden.

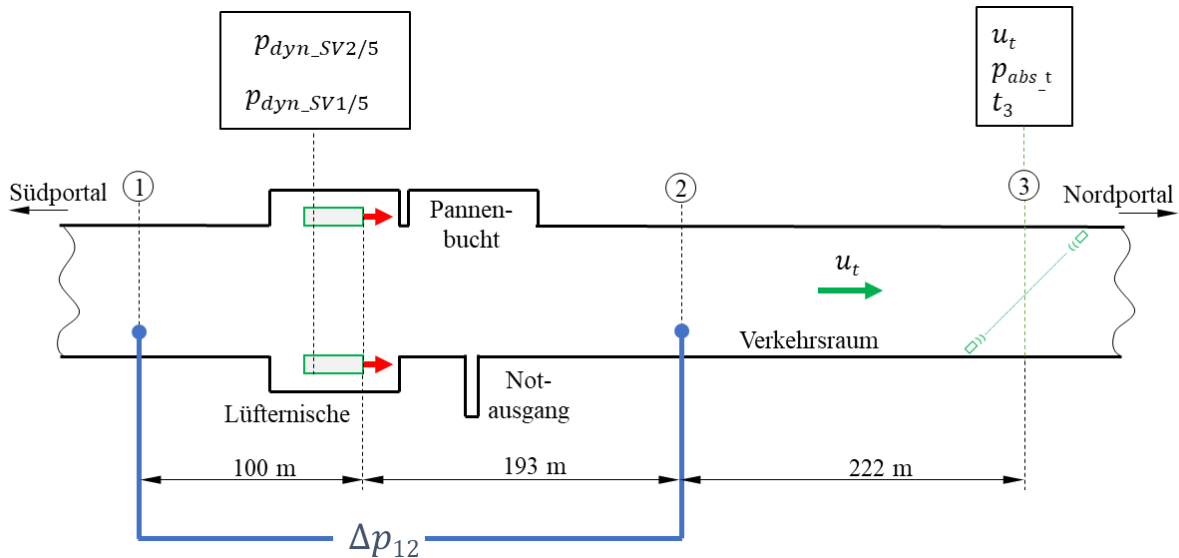


Abbildung 4-7: Schematische Darstellung des Messaufbaus im Bosrucktunnel – Nischenkombination [Beyer M. , Sturm, Saurwein & Bacher, 2016]

4.2.4.3 Messprogramm

Die Messung im Bosrucktunnel wurde in mehreren Schritten durchgeführt. Zuerst wurde die Druckdifferenz Δp_{12} über die Nischenkombination ohne aktive Strahlventilatoren vermessen. Mithilfe der übrigen Strahlventilatoren außerhalb des Messbereiches wurde eine vergleichsweise hohe Strömungsgeschwindigkeit von rund 4,5 m/s eingestellt, um ein möglichst aussagekräftiges Ergebnis bei der Druckmessung zu erhalten. Eine ähnliche Vorgehensweise wurde bei der Druckmessung Δp_3 für die Ermittlung der Rohrreibungszahl gewählt. Dabei wurde mittels der Strahlventilatoren eine Grundströmung von rund 4,3 m/s erzielt. Bei beiden Messungen wurden alle Messwerte, nach Erhalt einer stationären Strömung, über eine Dauer von 20 Minuten aufgezeichnet.

In einem weiteren Schritt wurde einer der beiden Strahlventilatoren in der betrachteten Lüfternische bei voller Drehzahl betrieben und die Druckdifferenz sowie alle anderen Messgrößen nach Erhalt einer stationären Tunnelströmung über eine Dauer von 10 Minuten aufgezeichnet. Im Anschluss wurde die Messung bei gleicher Vorgehensweise mit zwei aktiven Strahlventilatoren (volle Drehzahl) wiederholt. Zur Bewertung der Wirkung der Umlenkbleche wurde die Messung bei zwei aktiven Strahlventilatoren nach dem beidseitigen Entfernen der Umlenkbleche bei gleichen Bedingungen erneut durchgeführt. Um einerseits einen realen Betriebsfall zu vermessen (siehe Kapitel 2.2.3.2.2) und andererseits vergleichbare Messergebnisse zu erhalten, wurde für jeden dieser Tests (Messung der Impulsübertragung) mit den Strahlventilatoren außerhalb des Messbereiches eine Strömungsgeschwindigkeit von etwa 1,5 m/s (Richtung Nordportal) eingestellt und während der Messung konstant gehalten. In der nachfolgenden Tabelle 4-3 sind die durchgeführten Messungen aufgelistet.

Tabelle 4-3: Auflistung der durchgeführten Messungen im Bosrucktunnel

Messung	Strahlventilatoren		u_t m/s ($\pm 0,3$)	Strömungs- richtung
	SV-1/5	SV-2/5		
Strömungsverluste Wandreibung				
BR	aus	aus	4,25	Nord
Strömungsverluste Nischen				
BRN	aus	aus	4,46	Nord
Einbauwirkungsgrad mit Umlenkblechen				
B1	an	aus	1,43	Nord
B2	an	an	1,46	
Einbauwirkungsgrad ohne Umlenkbleche				
B3	an	an	1,36	Nord

4.2.5 Messaufbau und Messprogramm Niklasdorftunnel

4.2.5.1 Messaufbau

Der Messaufbau im Niklasdorftunnel wurde in Anlehnung zu jenem im Bosrucktunnel erstellt. Die Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel wurde diesmal mit insgesamt zwei Strömungsmessgeräten durchgeführt. Damit war es möglich, die mittlere Geschwindigkeit im Tunnel durch zwei Messpfade zu ermitteln. Ein Messpfad wurde quer über das Tunnelprofil aufgespannt, sodass sich ein Messkopf knapp über der Fahrbahn und der zweite Messkopf an der gegenüberliegenden Seite knapp unterhalb des Lichtraumprofils befand (etwa 4 m über der Fahrbahn). Das zweite Messgerät wurde genau gegengleich aufgebaut, sodass schlussendlich zwei sich kreuzende Messpfade im Tunnelprofil entstanden. Die Geschwindigkeitsmessung zusammen mit der Messung des Umgebungsdrucks und der Temperatur wurde etwa 100 m stromabwärts von der Pannenbucht positioniert.

Da das Verhältnis von Standschub zu Tunnelquerschnittsfläche im Niklasdorftunnel deutlich kleiner ist als im Bosrucktunnel, ist pro aktivem Strahlventilator eine geringere Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung zu erwarten. Um dennoch ein aussagekräftiges Ergebnis bei der Druckmessung zu erhalten, wurde der Messaufbau so gestaltet, dass die Druckerhöhung von mehreren aktiven Strahlventilatoren gleichzeitig gemessen werden konnte. Um die Impulsübertragung bei zwei aktiven Strahlventilatoren sowie vier aktiven Strahlventilatoren mit ein- und demselben Messaufbau auswerten zu können, wurden insgesamt zwei Differenzdruckmessungen aufgebaut; eine über zwei doppelt angeordneten Strahlventilatoren Δp_{13} und eine zweite über nur einer Doppelanordnung Δp_{23} . Dieser Aufbau bietet zugleich die Möglichkeit, die gesamten Strömungsverluste der einzelnen Messstrecken ($\zeta_{g_{13}}$ und $\zeta_{g_{23}}$) sowie die einzelnen Strömungsverluste an sich (Pannenbucht und Wandreibung) auszuwerten. Die Rohrreibungszahl lässt sich durch die Differenz von Δp_{23} und Δp_{13} ermitteln, sofern die Strahlventilatoren innerhalb des Messbereiches deaktiviert sind. Auch bei diesem Messaufbau wurde darauf geachtet, dass die Messpunkte im ungestörten Strömungsbereich, also in entsprechender Entfernung von der Pannenbucht und den aktiven Strahlventilatoren, zu liegen kommen. Da sich die Pannenbucht etwa 130 m vom letzten Strahlventilatorpaar entfernt befindet und nach dieser Entfernung eine Beeinflussung der Messung nicht ausgeschlossen werden kann, wurden die Messpunkte der beiden Druckdifferenzmessungen etwa 100 m stromabwärts von der Pannenbucht positioniert und fallen somit mit dem Messpunkt (3) zusammen. Die Messpunkte stromaufwärts von den Strahlventilatoren befinden sich jeweils in

einem Abstand von rund 30 bis 40 m zum Ventilator. Sind alle vier Stahlventilatoren innerhalb des Messaufbaus aktiviert, dann kann eine Beeinflussung des Messpunktes (2) nicht ausgeschlossen werden, weshalb bei diesen Fällen die Impulsübertragung durch die Druckdifferenz Δp_{13} analysiert wurde.

Zur Ermittlung des Ventilatorschubes wurden die speziell angefertigten Messsonden (siehe Kapitel 4.2.3.3) in die beiden Strahlventilatoren SVS4.1/4.2 saugseitig montiert (siehe Abbildung 4-3 rechts). Da die Ventilatoren alle baugleich ausgeführt sind, wird davon ausgegangen, dass der gemessene Schub auch für die beiden Strahlventilatoren SVS3.1/3.2 zutrifft. Die Abbildung 4-8 zeigt eine schematische Darstellung des soeben beschriebenen Messaufbaus.

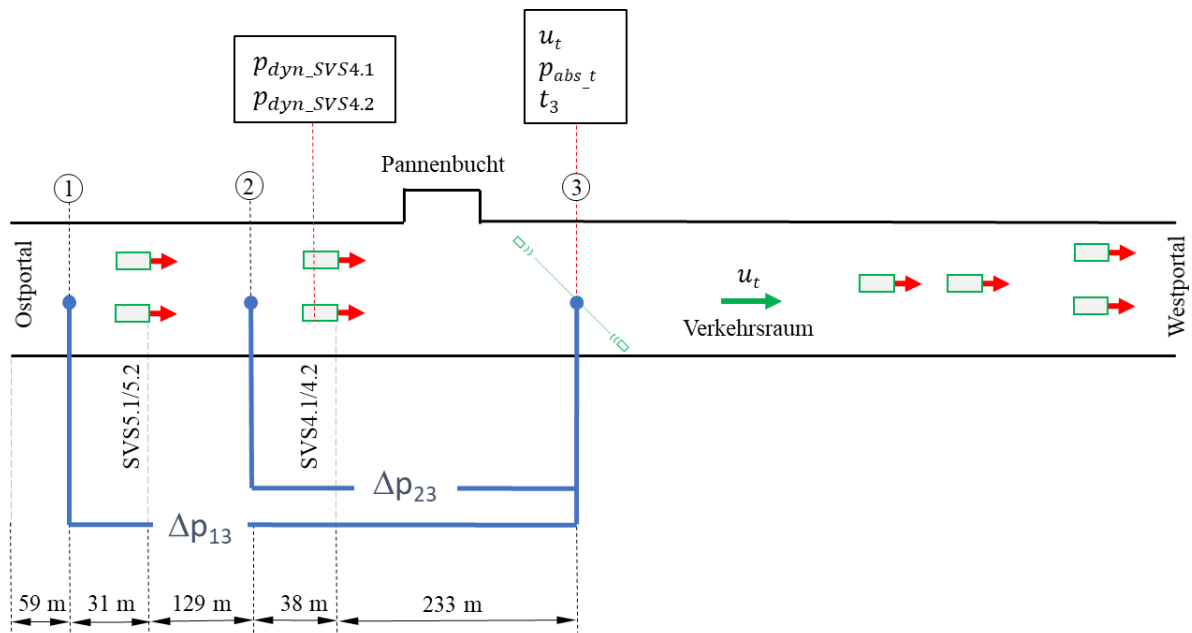


Abbildung 4-8: Schematische Darstellung des Messaufbaus im Niklasdorftunnel [Beyer, Sturm, Saurwein & Bacher, 2016]

4.2.5.2 Messprogramm

Im ersten Schritt wurden die Strömungsverluste innerhalb der beiden Messstrecken Δp_{13} und Δp_{23} bei einer möglichst hohen Strömungsgeschwindigkeit von rund 3,9 m/s bestimmt. Dabei wurden die Strahlventilatoren innerhalb des Messbereiches nicht aktiviert und die beiden Druckdifferenzen sowie die übrigen Messgrößen nach Erreichen eines stationären Strömungszustandes über eine Dauer von etwa 20 Minuten aufgezeichnet. Die Strömungsgeschwindigkeit wurde mit den übrigen Strahlventilatoren am Westportal eingestellt.

Im Zuge der Verifizierung des numerischen Strömungsmodells und der umfangreichen numerischen Parameterstudie wurde festgestellt, dass der Einbauwirkungsgrad, neben anderen Parametern, deutlich von der Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel abhängig ist (siehe Kapitel 4.3.2.4). Um diese Zusammenhänge durch Messungen zu verifizieren, wurden die Impulsübertragung und die daraus resultierende Druckerhöhung im Tunnel zuerst für zwei aktive Strahlventilatoren und dann für vier aktive Strahlventilatoren bei insgesamt drei unterschiedlichen Geschwindigkeitsbereichen im Tunnel gemessen. Die Strömungsgeschwindigkeit konnte wieder mit den Strahlventilatoren außerhalb des Messbereiches eingestellt werden. Jeder dieser Testzyklen wurde nach Erreichen eines

stationären Strömungszustandes für eine Dauer von 10 Minuten aufgezeichnet. Die nachfolgende Tabelle 4-4 gibt einen Überblick über die durchgeführten Messungen.

Tabelle 4-4: Auflistung der durchgeführten Messungen im Niklasdorftunnel

Messung	Strahlventilatoren		u_t m/s ($\pm 0,3$)	Strömungs- richtung
	SV-4.1/4.2	SV-5.1/5.2		
Strömungsverluste				
NR	aus	aus	3,89	West
Einbauwirkungsgrad				
N1	an	aus	3,82	West
N2	an	aus	2,32	
N3	an	aus	1,35	
N4	an	an	3,08	
N5	an	an	1,91	
N6	an	an	0,88	

4.2.6 Eingesetzte Messgeräte

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel wurde mittels eines Strömungsmesssystems ermittelt, welches nach dem Prinzip der Ultraschall-Laufzeitdifferenzmessung funktioniert. Dabei wird durch zwei Messköpfe unter einem bestimmten Winkel (45°) quer zur Tunnelströmung ein Messpfad aufgespannt. Von den Messköpfen werden Schallimpulse entlang des Messpfades abgestrahlt, wobei die Messköpfe abwechselnd einmal als Empfänger und einmal als Sender fungieren. Abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und -richtung wird die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Schallimpulse in die eine Senderichtung erhöht und in die andere verringert. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Laufzeiten, die sich mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit erhöhen. Aus der Differenz der beiden Laufzeiten wird schlussendlich, unabhängig von der Schallgeschwindigkeit (somit unabhängig von Druck- und Temperaturschwankungen), die mittlere Strömungsgeschwindigkeit entlang des Messpfades ermittelt. Für die vorliegende Untersuchung wurde das Strömungsmesssystem der Fa. Sick Maihak GmbH eingesetzt. Die typische Genauigkeit dieses Messgerätes liegt bei $\pm 0,1$ m/s und ist abhängig von der Länge der Messstrecke und dem Messaufbau. Da bei der Untersuchung die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel erforderlich ist, die Geschwindigkeit jedoch quer über den Tunnelquerschnitt entlang des Messpfades gemessen wird, kann es zu geringen Abweichungen kommen. Um diese Abweichungen zu berücksichtigen, wird der Wert der typischen Genauigkeit erhöht und von einer Genauigkeit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit von $\pm 0,3$ m/s ausgegangen (siehe Tabelle 4-5).

Die Druckerhöhung infolge der aktiven Strahlventilatoren im Tunnel wurde mittels Differenzdruck-Messumformer der Fa. Halstrup-Walcher GmbH erfasst. Die Druckdifferenz wird zwischen zwei Messkammern gemessen, welche durch eine Membran hermetisch voneinander getrennt sind. Die Auslenkung der Membran ist ein Maß für die Höhe der Druckdifferenz.

Für die Ermittlung der Druckdifferenz an den Messsonden in den Strahlventilatoren (Erfassung des mittleren Staudrucks im Strahlventilator zur Bestimmung des Schubes) wurden ebenfalls Differenzdruck-Messumformer der Fa. Halstrup-Walcher GmbH sowie der Fa. Jumo GmbH mit selbigem Messprinzip eingesetzt.

Die Temperaturmessung im Tunnel wurde mit einem Messgerät der Fa. Testo SE & Co. KGaA basierend auf einem NTC-Sensor (Widerstand mit negativen Temperaturkoeffizienten) aufgezeichnet. Die Temperatur wird über die Widerstandsänderung des NTC-Sensors, dessen elektrische Leitfähigkeit mit zunehmender Temperatur zunimmt, gemessen.

Zur Erfassung des Umgebungsdruckes im Tunnel wurde ein kapazitiver Drucksensor der Fa. Kroneis GmbH verwendet. Der Druck wird über die Auslenkung einer Membran und die dadurch verursachte Kapazitätsänderung von Kondensatoren ermittelt.

Eine Auflistung der eingesetzten Messgeräte und deren Spezifikationen sind in der nachfolgenden Tabelle 4-5 gegeben.

Tabelle 4-5: Auflistung und Spezifikationen der eingesetzten Messgeräte⁴¹

Messwert	Messgerät	Messbereich	Genauigkeit
u_t	Sick (Flowsic 200)	-20 bis +20 m/s	$\pm 0,3$ m/s
Δp_{12} Δp_{23} Δp_3	Halstrup & Walcher (P26)	+500 bis -500 Pa	$\pm (0,5\% + 0,3$ Pa)
Δp_{13}	Halstrup & Walcher (P26)	0 bis +500 Pa	$\pm (0,5\% + 0,3$ Pa)
$p_{dyn_{SV2/5}}$ $p_{dyn_{SVS4.1}}$	Halstrup & Walcher (P92)	0 bis +5000 Pa	$\pm (0,5\% + 0,3$ Pa)
$p_{dyn_{SV1/5}}$ $p_{dyn_{SVS4.2}}$	Jumo 4304	0 bis +5000 Pa	$\pm (0,5\% + 0,3$ Pa)
t_3	Testo (177-T2)	-40 bis +70 °C	$\pm 0,4$ °C
p_{abs_t}	Kroneis (Barogebir Type 315 K)	850 bis 1050 hPa	$\pm 0,5$ hPa

Alle Messwerte wurden kontinuierlich aufgezeichnet, wobei die Aufzeichnungsfrequenz der Geschwindigkeitsmessung 3 Hz und die der übrigen Messwerte 1 Hz betrug. Die einzelnen Messwerte wurden über die jeweilige Messdauer gemittelt (siehe Kapitel 4.2.4 und 4.2.5) und in weiterer Folge für die Auswertung herangezogen.

4.2.7 Mess- und Berechnungsergebnisse

4.2.7.1 Bosrucktunnel

4.2.7.1.1 Strömungsverluste Nische / Wandreibung

Die Strömungsverluste aufgrund der Ausbuchtungen (Pannenbucht, Lüfternische) und der Wandreibung wurden bei einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa 4,5 m/s durch die Druckdifferenzmessung Δp_3 und Δp_{12} ermittelt. Daraus konnte eine Rohrreibungszahl von $\lambda = 0,0145$ mit einer Messunsicherheit von $\pm 27,7\%$ bestimmt werden. Die Auswertung des Gesamtwiderstandsbeiwertes der Messstrecke L_{12} ergab $\zeta_g = 0,86$ mit einer Messunsicherheit von $\pm 28,1\%$. Die relativ hohen Messunsicherheiten resultieren aus den geringen Druckdifferenzen innerhalb der Messstrecke und der gem. Tabelle 4-5 angegebenen herstellerbezogenen Genauigkeit der verwendeten Messgeräte. Da sich der Widerstandsbeiwert für die Nischenkombination ζ_N aus der Rohrreibungszahl und dem ermittelten Gesamtwiderstand errechnet (siehe Gleichung (4-8)), erhöhen sich entsprechend der Fehlerfortpflanzung die Messunsicherheiten auf über $\pm 100\%$. Aus diesem Grund und aufgrund

der Tatsache, dass sich die Messstrecke innerhalb der einzelnen Messzyklen nicht änderte, wurde für die Bestimmung der Druckerhöhung Δp_{SV} (siehe Gleichung (4-3)) der Gesamtwiderstandsbeiwert ζ_g herangezogen.

Da die Druckänderung infolge der Strömungsverluste während der Messung der Impulsübertragung verglichen zu der gemessenen Druckerhöhung Δp_{12} relativ gering ist (~ 1 Pa), spielt die Messunsicherheit des Gesamtwiderstandes für die weitere Betrachtung eine untergeordnete Rolle.

4.2.7.1.2 Einbauwirkungsgrad

In der Tabelle 4-6 sind die Messergebnisse bei einem und zwei aktiven Strahlventilatoren mit Umlenkmalechen sowie für zwei aktive Strahlventilatoren ohne Umlenkmaleche gegenübergestellt. Grundsätzlich wurden alle Messungen bei sehr ähnlicher Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel durchgeführt, wodurch sich die Ergebnisse miteinander vergleichen lassen. Die Dichte während der Untersuchung ohne Umlenkmaleche (Messung B3) war um etwa 1,8% höher als während der übrigen Messungen. Da sich der ermittelte Ventilatorschub auf die gemessene Dichte bezieht ist dieser bei der Messung B3 auch anteilmäßig höher.

Die Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung wurde mittels der Gleichung (4-3) und (4-9) ausgewertet. Bei zwei aktiven Strahlventilatoren mit Umlenkmalechen konnte eine Druckerhöhung von 74,0 Pa bestimmt werden, bei der Messung ohne Umlenkmaleche eine Druckerhöhung von 47,9 Pa. Dieses Ergebnis zeigt, dass die Umlenkmaleche bei der gegebenen Ausführung der Lüfternische einen erheblichen Einfluss auf den Einbauwirkungsgrad haben und sich dieser mit den Umlenkmalechen um mehr als 50% verbessert. Durch den Vergleich der Messung mit nur einem aktiven Strahlventilator mit jener, bei der beide aktiv waren, ist zu erkennen, dass der Einbaufaktor von der Anzahl der aktiven Strahlventilatoren abhängig ist und dieser sich bei nur einem aktiven Lüfter um etwa 7% verschlechtert. Der Grund liegt darin, dass sich einerseits das Strömungsbild durch die asymmetrische Strömung in der Lüfternische ändert und, dass andererseits die dadurch verursachten Strömungsverluste bei der Impulsübertragung nur einem Strahlventilator zugeschrieben werden.

Die Auswertung und der Vergleich des gemessenen Impulsstromes F_s zum Standschub F_0 (bezogen auf die gleiche Dichte) ergab, dass der Ventilatorschub als Resultat der Betriebspunktverschiebung um bis zu 9% niedriger ausfällt (dargestellt durch k_{op})⁴⁵. Diese Abminderung des Standschubes ergibt sich durch die Behinderung der freien Ausströmung (siehe Kapitel 2.3.3.2.1) und hängt von der Anzahl der aktiven Strahlventilatoren und von der Einbausituation selbst ab (Nische, Abstand zur Wand, Umlenkauflagen etc.). Die Untersuchung dahingehend hat ergeben, dass die Abminderung des Standschubes bei zwei aktiven Strahlventilatoren mit Umlenkmalechen geringer ist als ohne Umlenkmaleche. Dies deutet darauf hin, dass die Behinderung der freien Ausströmung durch die Stirnfläche der Lüfternische und die daraus resultierende Umströmung höher ist als jene aufgrund der Umlenkmaleche bzw. dass sie unter Beachtung der Messunsicherheiten auf ähnlichem Niveau liegen.

Die ermittelten Messunsicherheiten der Einbauwirkungsgrade werden maßgeblich von der Messgenauigkeit der eingesetzten Differenzdruck-Messumformer beeinflusst und nehmen mit zunehmender Druckdifferenz ab. Insgesamt hat sich daraus eine Messunsicherheit von $\pm 3,8\%$ bis $\pm 7,5\%$ ergeben.

⁴⁵ Das Verhältnis vom Ventilatorschub im eingebauten Zustand F_s zum Standschub F_0 beinhaltet neben der Betriebspunktverschiebung auch mögliche Mess- und herstellerepezifische Bautoleranzen.

Tabelle 4-6: Ergebnisse der Messungen im Bosrucktunnel⁴³

Messung	Ventilatoren		u_t (m/s)	ρ_t (kg/m ³)	Δp_{SV} Pa	F_s ⁴⁶		η (%)	k_{op} ⁴⁵ (%)
	SV-1/5	SV-2/5				SV-1/5 (N)	SV-2/5 (N)		
mit Umlenkleche									
B1	an	aus	1,43 ±0,3	1,12 ±0,2%	32,46 ±7,1%	2414 ±2,8%	aus	71,7 ±7,5%	91,3 ±2,8%
B2	an	an	1,46 ±0,3	1,12 ±0,2%	74,00 ±3,1%	2522 ±2,7%	2627 ±2,6%	76,6 ±3,8%	97,2 ±2,0%
ohne Umlenkleche									
B3	an	an	1,36 ±0,3	1,14 ±0,2%	47,86 ±4,8%	2588 ±2,7%	_ ⁴⁷	49,2 ±5,3%	96,4 ±2,7%

4.2.7.2 Niklasdorftunnel

4.2.7.2.1 Strömungsverluste Messstrecke

Die Strömungsverluste (Pannenbucht und Wandreibung) innerhalb der beiden Messstrecken wurden bei einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa 3,9 m/s ermittelt. Daraus ergab sich ein Gesamtwiderstandsbeiwert für die Messstrecke L_{13} von $\zeta_{g-13} = 0,78 \pm 36\%$ und für die Messstrecke L_{23} von $\zeta_{g-23} = 0,46 \pm 57\%$. Aus der Differenz der beiden Druckdifferenzen ($\Delta p_{13} - \Delta p_{23}$) sowie der Differenz der Messstrecke ($L_{13} - L_{23}$) lässt sich theoretisch eine Rohrreibungszahl von $\lambda = 0,015$ berechnen. Da sich durch die Fehlerfortpflanzung die Messunsicherheiten dabei auf über $\pm 100\%$ erhöhen, wurde für die weitere Auswertung der Druckerhöhung Δp_{SV} (siehe Gleichung (4-3)) der jeweilige Gesamtwiderstandsbeiwert der jeweiligen Messstrecke herangezogen.

Da die Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung durch den niedrigeren Schub der Ventilatoren geringer ist als jene im Bosrucktunnel, spielt die Messunsicherheit des Gesamtwiderstandsbeiwertes bei der Auswertung des Einbauwirkungsgrades, insbesondere bei den Messzyklen, bei denen nur zwei Strahlventilatoren aktiv waren, eine etwas größere Rolle. Bei den Messzyklen mit vier Strahlventilatoren, konnte eine ähnliche Druckerhöhung wie im Bosrucktunnel erreicht werden, wodurch sich bei diesen Fällen ähnliche Verhältnisse hinsichtlich der Messunsicherheiten einstellten.

4.2.7.2.2 Einbauwirkungsgrad

Wie bereits im Kapitel 4.2.5.2 erwähnt, wurde im Niklasdorftunnel aufgrund der Erkenntnisse aus den numerischen Strömungssimulationen (siehe Kapitel 4.3.2.4) der Einbauwirkungsgrad bei drei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten (1, 2 und 3 m/s) im Tunnel zuerst bei zwei aktiven und dann bei vier aktiven Strahlventilatoren untersucht. Die Strömungsgeschwindigkeit wurde mithilfe der Strahlventilatoren außerhalb des Messbereiches eingestellt. Da diese keine Drehzahlregelung hatten, konnte der Geschwindigkeitsbereich (1, 2 und 3 m/s) der beiden Messreihen (zwei und vier aktive Ventilatoren) nicht immer genau

⁴⁶ Der gemessene Ventilatorschub F_S bezieht sich auf die gemessene Dichte.

⁴⁷ Aufgrund eines Defektes des Messgerätes, konnte der Schub des zweiten Strahlventilators nicht ausgewertet werden.

eingestellt werden.

In der Tabelle 4-7 sind die Ergebnisse aus den einzelnen Messzyklen angegeben. Anhand der beiden Untersuchungen mit zwei aktiven und vier aktiven Strahlventilatoren ist ersichtlich, dass die Einbauwirkungsgrade zwischen 70% und 90% variieren und stark von der Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel abhängig sind (siehe Kapitel 4.3.2.4). In beiden Fällen nimmt der Einbauwirkungsgrad mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit deutlich ab. Unter Beachtung der etwas abweichenden Strömungsgeschwindigkeiten zwischen den beiden Messreihen und der Messunsicherheiten sind bei den Einbauwirkungsgraden zwischen zwei aktiven und vier aktiven Strahlventilatoren kaum Unterschiede zu verzeichnen.

Durch die Messung des Ventilatorschubes konnte festgestellt werden, dass sich dieser mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel erhöht. Bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten erhöht sich der Staudruck am Eintritt des Strahlventilators. Dies führt zu einer „positiven“ Verschiebung des Betriebspunktes, wodurch der Ventilatorschub verglichen zum Standschub ansteigt. Hinzu kommt, dass sich die Ventilatoren durch die Doppelanordnung und den relativ geringen Abstand zueinander (siehe Abbildung 4-1 rechts) gegenseitig unterstützen und dies zusätzlich, verglichen zum Standschub, zu einer Erhöhung des Ventilatorschubes führt⁴⁵. Beide Effekte zusammen verbessern den Ventilatorschub um etwa 3 bis 12% und werden durch den Schubkoeffizienten k_{op} repräsentiert. Da der Ventilator SVS-4.1 in Reversierichtung montiert und betrieben wurde, ist der gemessene Schub entsprechend geringer (siehe Kapitel 4.2.1.2 bzw. Tabelle 4-5).

Wie schon im vorangegangenen Kapitel 4.2.7.2.1 angedeutet, sind die Messunsicherheiten bei der Messreihe mit zwei aktiven Strahlventilatoren aufgrund der geringeren Druckerhöhung im Tunnel (Genauigkeit der Differenzdruck-Messumformer kommt stärker zum Tragen) deutlich höher als bei der Messreihe mit vier aktiven Strahlventilatoren. Die Messunsicherheit hierbei bewegt sich zwischen $\pm 7,4$ und $\pm 14\%$ und schlägt sich durch die Fehlerfortpflanzung auch im Wert des Einbauwirkungsgrads nieder. Die Messunsicherheit des Einbauwirkungsgrades bei vier aktiven Strahlventilatoren hingegen bewegt sich zwischen $\pm 5,2$ und $\pm 6,9\%$.

Tabelle 4-7: Ergebnisse der Messungen im Niklasdorftunnel⁴³

Messung	Ventilatoren		u_t (m/s)	ρ_t (kg/m ³)	Δp_{SV} (Pa)	F_s ⁴⁶		η (%)	k_{op} ⁴⁵ (%)
	SVS-4.1/4.2	SVS-5.1/5.2				SVS-4.1 (N)	SVS-4.2 (N)		
N1	an	aus	3,82 $\pm 0,3$	1,20 $\pm 0,2\%$	23,69 $\pm 14,0\%$	944 $\pm 4,5\%$	1088 $\pm 4,0\%$	69,1 $\pm 14,4\%$	112,4 $\pm 3,1\%$
N2	an	aus	2,32 $\pm 0,3$	1,20 $\pm 0,2\%$	26,29 $\pm 9,4\%$	950 $\pm 4,5\%$	1041 $\pm 4,1\%$	73,9 $\pm 10,1\%$	110,3 $\pm 3,1\%$
N3	an	aus	1,35 $\pm 0,3$	1,20 $\pm 0,2\%$	31,39 $\pm 7,4\%$	943 $\pm 4,5\%$	991 $\pm 4,3\%$	87,8 $\pm 8,2\%$	107,3 $\pm 3,2\%$
N4	an	an	3,08 $\pm 0,3$	1,20 $\pm 0,2\%$	49,15 $\pm 6,0\%$	941 $\pm 4,5\%$	1019 $\pm 4,2\%$	72,4 $\pm 6,9\%$	108,6 $\pm 2,5\%$
N5	an	an	1,91 $\pm 0,3$	1,20 $\pm 0,2\%$	56,61 $\pm 4,3\%$	940 $\pm 4,5\%$	1031 $\pm 4,2\%$	79,2 $\pm 5,6\%$	109,2 $\pm 2,5\%$
N6	an	an	0,88 $\pm 0,3$	1,20 $\pm 0,2\%$	62,85 $\pm 3,7\%$	892 $\pm 4,8\%$	970 $\pm 4,4\%$	89,8 $\pm 5,2\%$	103,1 $\pm 2,6\%$

4.3 Numerische Strömungssimulation und Parameterstudie

Um die Untersuchungen zu den Einbauwirkungsraden weiter zu vertiefen, wurde im Rahmen von Diplomarbeiten³⁸ ein numerisches Strömungsmodell erstellt und anhand der durchgeführten Messungen der Simulationsaufbau und die ausgewählten Berechnungsmodelle verifiziert. In der Folge konnte damit eine umfangreiche Parameterstudie für unterschiedliche Einbau- und Strömungssituationen von Straßentunneln durchgeführt werden.

Im ersten Schritt wurde die Untersuchung im Bosrucktunnel durch ein numerisches Simulationsmodell nachgebildet und die darin ausgewählten Randbedingungen, Berechnungsmodelle (Turbulenzmodell, Wandfunktion etc.), Lösungsverfahren sowie die angewendeten Parameter für die Rechengittererstellung verifiziert. Der ausgearbeitete Simulationsaufbau und der Vergleich der Ergebnisse aus den numerischen Strömungssimulationen mit den Messungen wurde bereits in [Beyer, Sturm, Saurwein & Bacher, 2016] und [Saurwein, 2014] dokumentiert und wird im Kapitel 4.3.1 nochmals aufgegriffen. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Simulationsparametern (Randbedingungen, Turbulenzmodelle etc.) mit Messergebnissen war unter anderem Hauptbestandteil der durchgeführten Diplomarbeiten und kann in den entsprechenden Arbeiten [Galehr, 2012] und [Saurwein, 2014] gefunden werden.

Basierend auf dem verifizierten numerischen Simulationsmodell konnte eine umfangreiche Parameterstudie durchgeführt werden (siehe Kapitel 4.3.2 sowie [Beyer, Sturm, Saurwein & Bacher, 2016] und [Saurwein, 2014]). Die Ergebnisse aus der Parameterstudie wurden mit den Messungen im Niklasdorftunnel verglichen, um die gefundenen Erkenntnisse nochmals zu verifizieren (siehe Kapitel 4.3.2.4).

4.3.1 Untersuchung Bosrucktunnel

4.3.1.1 Geometrie und Berechnungsgebiet

Um das Berechnungsgebiet und den Rechenaufwand einzuschränken, wurde nur die bereits vermessene Lüfternische SV-05 nachgebildet. Dabei wurde darauf geachtet, dass die Ein- und Auslassrandbedingung keinen Einfluss auf das betrachtete Strömungsfeld nehmen und dass ausreichend Raum für die Auswertung der Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung vorliegt. Um letzteres zu erfüllen, wurde von der Pannenbucht bis zum Auslassrand eine Tunnellänge von 800 m berücksichtigt. Ausgehend vom Einlassrand wird eine bestimmte Einlaufstrecke benötigt, bis eine voll ausgebildete turbulente Kanalströmung vorliegt. Um sicherzustellen, dass stromaufwärts der Lüfternische an der Messposition 1 (siehe Abbildung 4-7) ein ausgebildetes Geschwindigkeitsprofil und somit reproduzierbare sowie vergleichbare Bedingungen vorliegen, wurde bei der Erstellung des Berechnungsgebietes eine Tunnellänge vom Einlassrand bis zur Lüfternische von 600 m berücksichtigt. Die übrigen Tunnelparameter wurden bei der Geometrieeerstellung gem. Tabelle 4-1 übernommen. Da die Untersuchungen bei einer konstanten Dichte durchgeführt wurden, spielt die Längsneigung des Tunnels keine Rolle (keine Druckänderung aufgrund von temperaturbedingten Auftriebskräften).

Wie in Abbildung 4-1 zu sehen ist, besitzt der Strahlventilator vom Einlauf bis zum Austritt eine durchgängige Nabe mit einer Abrundung vorne und hinten und einem Durchmesser von 0,67 m. Der Radius der abgerundeten Einlaufflippen (beidseitig, da reversibel) beträgt 0,1 m. Zur Vereinfachung der Geometrie und der Rechengittererstellung wurden die Leitbleche sowie das Laufrad und das Montagegestell der Ventilatoren nicht berücksichtigt. Anstelle des Laufrades wurde eine eigene Ebene für die Implementierung der Ventilator-Randbedingung (siehe Kapitel 2.4.4.4 sowie 4.3.1.2.4) erstellt. Die Umlenkleche befinden sich in einem Abstand von etwa 20 cm vom Einlauf bzw. Austritt entfernt und wurden ebenfalls vereinfacht (ohne Rahmen und Aufhängung) nachgebildet. Der Grundriss des Berechnungsgebietes ist in

nachfolgender Abbildung 4-9 dargestellt.

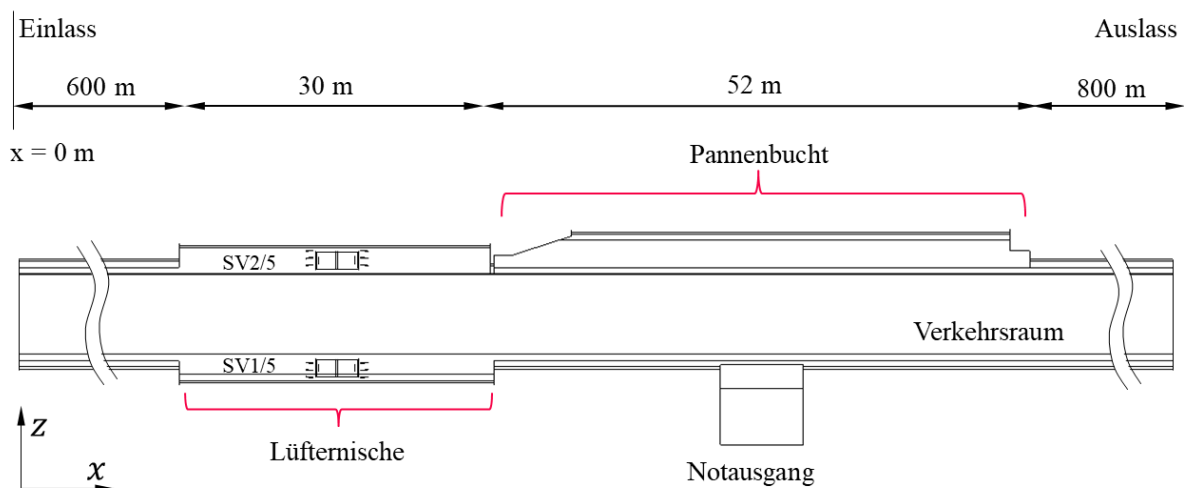


Abbildung 4-9: Grundriss des Berechnungsgebietes – Bosrucktunnel [Saurwein, 2014]

4.3.1.2 Simulationsaufbau und Randbedingungen

Bei der betrachteten Strömung handelt es sich, aufgrund der Strömungsgeschwindigkeit, des Tunnelquerschnitts und des Treibstrahls der Strahlventilatoren, um eine hoch turbulente anliegende Kanalströmung mit einem zylindrischen Freistrah. Da bei der betrachteten Untersuchung ein Hauptaugenmerk auf der Übertragung des Impulses von Treibstrahlen auf die Tunnelströmung liegt, wurde gem. den Ausführungen in den Kapiteln 2.4.3.1 und 2.4.3.2 als Turbulenzmodell das Realizable k - ϵ -Modell und für die Wandbehandlung die Standard-Wandfunktion ausgewählt. Gemäß [Schlichting & Gersten, 2006] gilt bei turbulenten Wandstrahlen für die turbulente Innenschicht ebenfalls das logarithmische Wandgesetz (siehe 2.4.3.2.1 sowie Abbildung 2-7), wodurch sich die Standard-Wandfunktion sehr gut eignet. Das Realizable k - ϵ -Modell wurde gewählt, da dieses Modell unter anderem speziell für Strömungen mit ebenen bzw. zylindrischen Frei- bzw. Wandstrahlen entwickelt wurde und damit, wie bereits in [Shih, Liou, Shabbir, Yang & Zhu, 1995] gezeigt, die typischen Charakteristika solcher Strömungen mit ausreichender Exaktheit wiedergegeben werden können (Aufweitung des Strahles, Geschwindigkeitsverteilung etc.). Durch die Vergleiche der Ergebnisse unterschiedlicher Turbulenzmodelle mit Messungen konnte dies ebenfalls bestätigt werden (siehe [Galehr, 2012] sowie [Saurwein, 2014]).

Für die numerische Untersuchung der Impulsübertragung im Bosrucktunnel wurden folgende Randbedingungen verwendet:

- Einlassrandbedingung (Eintrittsgeschwindigkeit)
- Auslassrandbedingung
- Randbedingung der Wand
- Ventilator-Randbedingung

4.3.1.2.1 Einlassrandbedingung (Eintrittsgeschwindigkeit)

Da die im Berechnungsgebiet berücksichtigte Tunnellänge deutlich kürzer ist als in der Realität, würde sich aufgrund der Druckerhöhung infolge der Strahlventilatoren eine wesentlich höhere Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel einstellen (bedingt durch geringere Strömungsverluste)

als während der Messungen aufgezeichnet wurde. Um jedoch ein vergleichbares Strömungsverhalten zu erlangen, wurde am Einlassrand die mittlere Strömungsgeschwindigkeit gemäß den jeweiligen Messzyklen (siehe Tabelle 4-6) vorgegeben. Das sich dabei einstellende Druckniveau ist, aufgrund der Auswertung einer Druckdifferenz, unerheblich. Die Turbulenzparameter wurden gemäß Gleichung (2-81)¹¹ und (2-82)¹¹ vorgegeben.

Im gesamten Berechnungsgebiet wurde für den jeweiligen Strömungsfall die gemessene Luftdichte vorgegeben und als konstant angenommen (siehe Kapitel 4.3.1.4).

4.3.1.2.2 Auslassrandbedingung

Am Auslassrand wurde eine Druckauslassrandbedingung mit einem flächengemittelten Referenzdruck von 0 Pa vorgegeben. Details zu dieser Randbedingung können dem Kapitel 2.4.4.1 entnommen werden.

4.3.1.2.3 Randbedingung der Wand

Für die Bestimmung der Strömungsverluste aufgrund der Wandreibung (Wandschubspannung) ist die Definition der Wandrauheit von Bedeutung. Um hier bezogen auf die Messungen vergleichbare Bedingungen für die Tunnelwand zu erlangen, wurden die Werte für die Wandrauheit der gemessenen Rohrreibungszahl entsprechend angepasst (siehe Kapitel 4.2.7.1.1). Gemäß der Gleichung von Nikuradse⁴⁸ (für den Übergangsbereich zwischen hydraulisch glatten und rauen Wänden) konnte daraus eine Sandrauheitshöhe K_S von 0,0015 m mit einer Rauheitskonstante C_S von 0,5 definiert werden.

Da die Strömungsverluste im Inneren des Strahlventilators durch die Ventilator-Randbedingung (siehe Kapitel 4.3.1.2.4) und die Wandreibung der äußeren benetzten Oberfläche des Ventilators bei den Strömungsverlusten im Tunnel eine untergeordnete Rolle spielen, wurde die gesamte Oberfläche des Strahlventilators als hydraulisch glatt angenommen. Demnach wurde hier eine Sandrauheitshöhe von $K_S = 0,0$ m vorgegeben.

4.3.1.2.4 Ventilator-Randbedingung

Die Definition der Ventilator-Randbedingung wurde bereits im Kapitel 2.4.4.4 behandelt. Damit lässt sich das Laufrad durch eine zuvor definierte Ebene ersetzen. An dieser Ebene kann durch die Vorgabe einer Kennlinie der Zusammenhang zwischen Druckanstieg und Geschwindigkeit definiert werden. Um die Wirkung des Strahlventilators hinsichtlich der Impulsübertragung im Tunnel nachbilden zu können, ist es erforderlich, den gemessenen Ventilator Schub und die Austrittsgeschwindigkeit möglichst genau vorzugeben. Da die Geometrie des Strahlventilators etwas vereinfacht wurde und die exakte Ventilator kennlinie nicht bekannt ist, wurden mittels der Ventilator-Randbedingung die relevanten Eigenschaften des Ventilators modelliert. Dazu wurde eine Ventilator kennlinie definiert - welche annähernd unabhängig von der notwendigen Druckerhöhung im Ventilator - den gemessenen Ventilator Schub (über die Strömungsgeschwindigkeit im Ventilator sowie dessen Durchmesser und die definierte Luftdichte) wiedergibt. Um dies umzusetzen, wurde eine sehr steile Ventilator kennlinie durch eine Gerade (Polynomfunktion 1. Grades) mit den Koeffizienten a_0 und a_1 gem. Gleichung (2-84)¹¹ vorgegeben, sodass auch bei großen Druckänderungen im Ventilator die Strömungsgeschwindigkeit annähernd konstant bleibt.

Um den Drall (induziert durch das Laufrad) zu reduzieren, werden in der Regel Leitbleche im Strahlventilator montiert, wodurch der Treibstrahl im Tunnel nahezu drallfrei ist. Insofern

⁴⁸ Gleichung von Nikuradse findet sich beispielsweise in [Oertel, Böhle & Reviol, 2015]

wurden bei der Ventilator-Randbedingung auch keine radialen und tangentialen Geschwindigkeitsfelder berücksichtigt und daher, wie bereits erwähnt (siehe Kapitel 4.3.1.1), der Ventilator ohne Leitbleche nachgebildet.

4.3.1.3 Rechengitter

Das Strömungsfeld wurde im Einlass- (400 m ab Portal) und Auslassbereich (600 m bis Auslassrand) mit Hexaederelementen diskretisiert. Zur lokalen Verfeinerung des Rechengitters im Bereich der Strahlventilatoren wurden hier Tetraederelemente verwendet. Die maximale Größe der Elemente beträgt 0,6 m und wurde im direkten Umfeld der Nischenkombination auf eine maximale Größe von 0,4 m reduziert. Im unmittelbaren Bereich der Strahlventilatoren und des Treibstrahles wurde, aufgrund der zu erwartenden hohen Geschwindigkeitsgradienten, die Auflösung des Rechengitters nochmals deutlich erhöht (maximale Elementgröße von 0,1 m).

Der dimensionslose Wandabstand y^+ sollte bei der verwendeten Wandfunktion (gemäß Kapitel 2.4.3.2) > 30 sein und je nach Druckgradient und Reynolds-Zahl bei maximal 300 bis 1000 liegen. Nach dieser Vorgabe ergibt sich gemäß Gleichung (2-75) an der inneren Oberfläche des Strahlventilators sowie an der Oberfläche der Umlenkbleche (durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten) ein Wandabstand von 0,004 mm und an der äußeren Ventilatoroberfläche sowie der Tunnelwand (durch die geringen Geschwindigkeiten im Tunnel) ein Wandabstand von 0,015 m. Um diese Vorgaben in Kombination mit Tetraederelementen umzusetzen, wurden an den Oberflächen Prismaelemente mit dreieckiger Grundfläche eingesetzt. Insgesamt wurde das Berechnungsgebiet mit 6,2 Millionen Elementen aufgelöst. Die Abbildung 4-10 zeigt das Rechengitter im Bereich der Nischenkombination und der Strahlventilatoren.

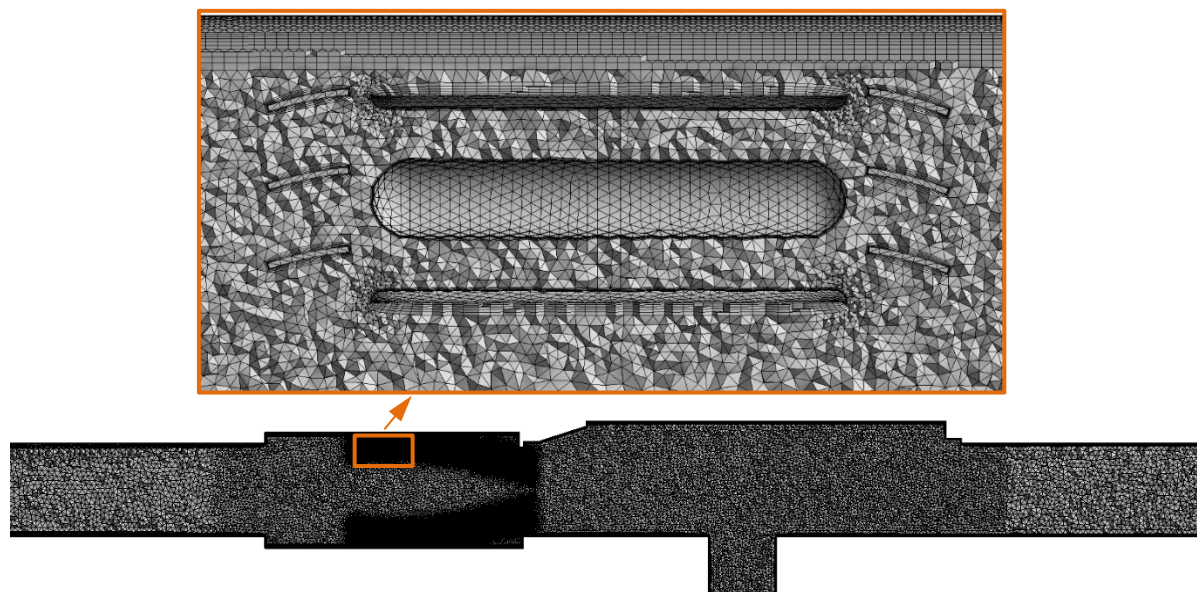


Abbildung 4-10: Rechengitter des Bosrucktunnels im Bereich der Nischenkombination (unten) und der Strahlventilatoren (oben), dargestellt in der Symmetrieebene des Ventilators [Saurwein, 2014]

4.3.1.4 Lösungsmethoden

Aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten ($Ma < 0,3$)¹⁸ kann die Kompressibilität der Luft vernachlässigt und die Strömung bei konstanter Dichte betrachtet werden. Demnach wurde entsprechend der Erläuterungen im Kapitel 2.4.5 eine druckbasierte Lösungsmethode gewählt. Als Druckkorrekturverfahren wurde aufgrund des robusten Konvergenzverhaltens und des effizienten Speicherbedarfes die entkoppelte SIMPLE Methode angewendet. Zur Reduzierung der Interpolationsfehler kamen für die konvektiven Terme der

Erhaltungsgleichungen das *Second-Order Upwind Scheme* und für die Interpolation der Druckwerte das *Second Order* Verfahren zum Einsatz. Details zu den ausgewählten Lösungsmethoden können wiederum dem Kapitel 2.4.5.2 entnommen werden.

4.3.1.5 Ergebnisse Untersuchung Bosrucktunnel

Die Berechnungen wurden jeweils für zwei aktive Strahlventilatoren in Anlehnung an die Messungen (siehe Tabelle 4-6) bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit mit und ohne Umlenkleche durchgeführt und entsprechend der Messungen (siehe Kapitel 4.2.3) ausgewertet. In der Tabelle 4-8 sind die Ergebnisse aus der Messung mit jenen aus der numerischen Strömungssimulation gegenübergestellt. Im Allgemeinen konnte mit dem numerischen Simulationsmodell und dem gewählten Simulationsaufbau eine gute Übereinstimmung zu den Messergebnissen erzielt werden. Bei den Berechnungsfällen mit Umlenklechen und zwei aktiven Strahlventilatoren beträgt die Abweichung des Einbauwirkungsgrades 1,7% und bei jenem Fall ohne Umlenkleche 2,4%. Ein Vergleich der Messergebnisse mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen und Randbedingungen kann [Saurwein, 2014] entnommen werden.

Im Zuge der Verifizierung des Simulationsmodells wurden für das Modell mit Umlenklechen noch zwei weitere Berechnungen mit höherer Strömungsgeschwindigkeit (2,0 m/s und 5,1 m/s) durchgeführt. Die übrigen Parameter wurden dabei gleich belassen. Basierend auf dieser Untersuchung konnte festgestellt werden, dass der Einbauwirkungsgrad neben der Einbausituation stark von der Geschwindigkeit im Tunnel abhängig ist und sich mit zunehmender Geschwindigkeit verschlechtert.

Tabelle 4-8: Gegenüberstellung der Ergebnisse aus den numerischen Strömungssimulationen mit den Messergebnissen – Bosrucktunnel⁴³

Messung	Ventilatoren		u_t (m/s)	ρ_t (kg/m ³)	Δp_{SV} Pa	F_s ⁴⁶		η (%)
	SV-1/5	SV-2/5				SV-1/5 (N)	SV-2/5 (N)	
mit Umlenkleche								
Messung B2	an	an	1,46 ±0,3	1,12 ±0,2%	74,00 ±3,1%	2522 ±2,7%	2627 ±2,6%	76,6 ±3,8%
Simulation S2	an	an	1,50	1,12	71,43	2545	2518	75,3
Simulation S2.1	an	an	2,00	1,12	69,22	2534	2624	72,6
Simulation S2.2	an	an	5,08	1,12	55,25	2521	2612	63,9
ohne Umlenkleche								
Messung B3	an	an	1,36 ±0,3	1,14 ±0,2%	47,86 ±4,8%	2588 ±2,7%	₋₄₇	49,2 ±5,3%
Simulation S3	an	an	1,36	1,14	47,04	2465	2548	48,0

Die Abbildung 4-11 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung (Betrag) in der Symmetrieebene der Strahlventilatoren (3,5 m über der Fahrbahn) für die unterschiedlichen Berechnungsfälle.

Bei 1,5 m/s beträgt der Luftvolumenstrom im Tunnel rund 77 m³/s. Die beiden Strahlventilatoren zusammen fördern jedoch einen Volumenstrom von rund 120 m³/s, wodurch es zu deutlichen Rückströmungen von Luftmassen im Bereich der Lüfternische kommt. Diese Rückströmungen erhöhen die Effektivität der Impulsübertragung (größere Relativgeschwindigkeit zw. u_s und u_t), welche sich positiv auf die Druckerhöhung auswirkt. Bei zunehmender Geschwindigkeit im Tunnel reduzieren sich die rückströmenden Luftmassen entsprechend und somit auch die Effektivität bei der Impulsübertragung (geringere

Druckerhöhung). Folglich kommt es auch zu einer Abminderung des Einbauwirkungsgrades (vergleiche Simulation S2 und S2.1).

Beim Berechnungsfall mit 5,08 m/s ist der Volumenstrom im Tunnel deutlich größer als jener der Ventilatoren, wodurch Rückströmungen vermieden werden. Durch die hohen Geschwindigkeiten wird jedoch der Ventilatorstrahl in die Länge gezogen, sodass eine Kernströmung mit erhöhten Geschwindigkeiten entsteht. Diese Strömung verursacht innerhalb der Pannenbucht einen gegenläufigen Wirbel, sodass der Strahl an die gegenüberliegende Tunnelwand ausweicht und sich dort anlegt. Dies führt in diesen Bereichen zu erhöhten Wandschubspannungen und zusätzlichen Reibungsverlusten in Strömungsrichtung. In der Folge reduziert sich die Druckerhöhung und somit der Einbauwirkungsgrad (siehe Simulation S2.2).

In Abbildung 4-11 unten ist die Geschwindigkeitsverteilung für den Fall ohne Umlenkleche dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass die Wirkung des Treibstrahls durch den hohen Wandkontakt und den Aufprall an der Stirnwand der Lüfternische deutlich abgemindert wird.

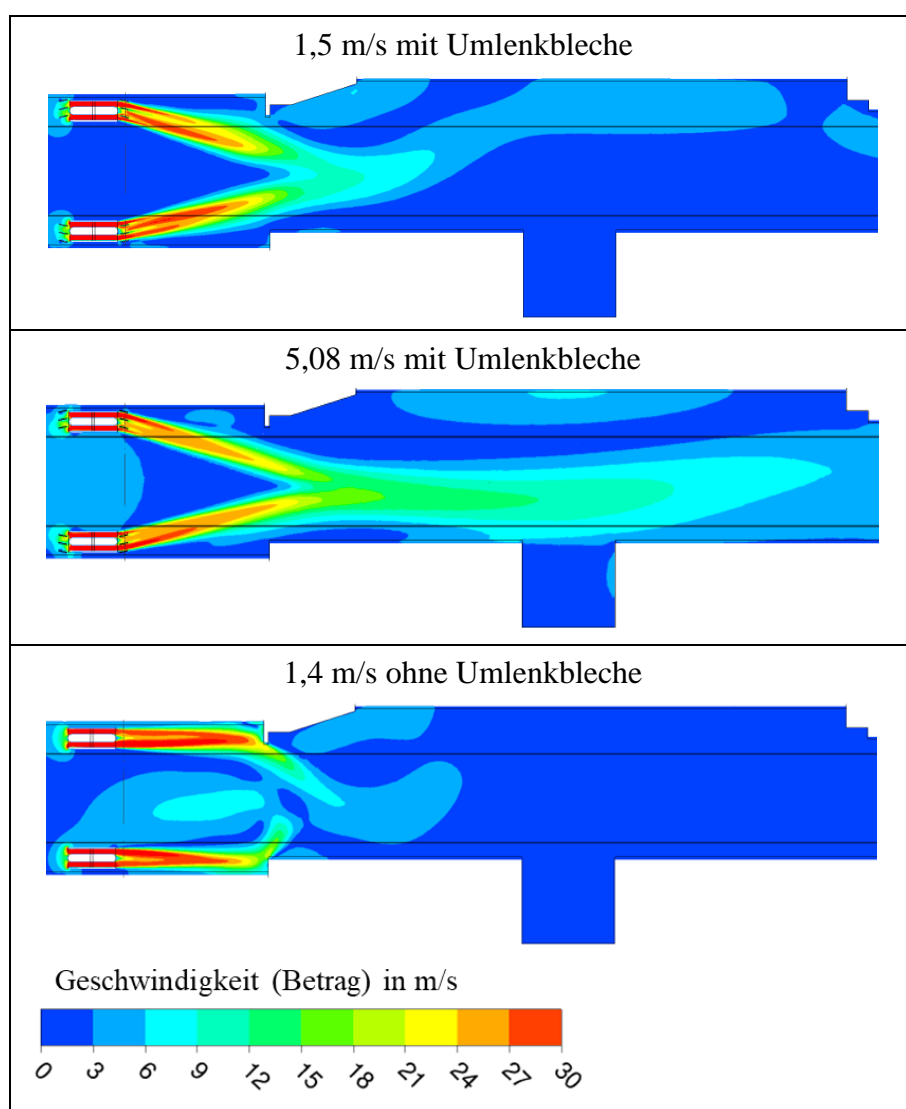


Abbildung 4-11: Geschwindigkeitsverteilung in der Symmetrieebene der Strahlventilatoren (3,5 m über der Fahrbahn) bei zwei aktiven Strahlventilatoren mit Umlenklechen und einer Tunnelgrundströmung von 1,5 m/s (oben) und 5,1 m/s (mittig) sowie bei 1,4 m/s ohne Umlenkleche (unten) - Bosrucktunnel [Beyer, Sturm, Saurwein & Bacher, 2016], [Saurwein, 2014]

4.3.2 Parameterstudie

Auf Basis des verifizierten Strömungsmodells und der Erkenntnisse aus den Messungen sowie den bereits durchgeführten Berechnungen wurde eine umfangreiche Parameterstudie durchgeführt, um eine Auswahl von Einbauwirkungsgraden für typische Konfigurationen und Einbausituationen zu erhalten. Für die Untersuchung wurden die Simulationsparameter aus der Untersuchung zum Bosrucktunnel (siehe Kapitel 4.3.1.2, 4.3.1.3 und 4.3.1.4) übernommen. Demnach wird im Kapitel 4.3.2.3 nur auf dazu abweichende Vorgaben eingegangen. Zur nochmaligen Verifizierung wurden einige Fälle aus der Parameterstudie mit den Messergebnissen vom Niklasdorftunnel verglichen.

4.3.2.1 Berechnungsfälle

Für die Untersuchung wurden wiederum ein Hufeisen- und Rechteckprofil ausgewählt. In Kombination mit dem Hufeisenprofil wurden zwei unterschiedliche Braugrößen von Strahlventilatoren (JF835 und JF2000 siehe Tabelle 4-9) bei einer Einzel- sowie Doppelanordnung mit und ohne Umlenkleche jeweils für unterschiedliche Abstände zur Tunnelwand a_v und zueinander ($x \cdot D_{s,a}$) betrachtet. Beim Rechteckprofil wurden die Einbauwirkungsgrade für Strahlventilatoren mit und ohne Umlenkleche in einer Einzel- sowie Doppelanordnung und unterschiedlichen Entfernungen horizontal (y_v) und vertikal (a_v) zur Tunnelwand ausgewertet. Da in der Regel beim Rechteckquerschnitt außerhalb des Lichtraumprofiles (siehe strichlierte Linie in Abbildung 4-13) für die Montage der Strahlventilatoren weniger Platz zur Verfügung steht als beim Hufeisenquerschnitt, werden diese meist in den Ecken montiert. Ausgehend davon wurde die Doppelanordnung im Rechteckprofil mit einer geringeren Ventilatorbaugröße (JF763 siehe Tabelle 4-9) betrachtet und auch nur bei diesen Fällen die Auswirkungen von Umlenklechen untersucht. Für beide Tunnelprofile wurde die Wirkung der Strahlableitung für unterschiedliche Schaufelwinkel α (von 7° bis $15,8^\circ$) und bei der Doppelanordnung noch zusätzlich die Winkelstellung β (von 30° bis 120°) analysiert (siehe Abbildung 4-14). Derartige Umlenkleche kommen nur bei sehr geringen Wandabständen (y_v und a_v) zum Einsatz, weshalb sich die untersuchten Fälle auf einen Wandabstand von 0,1 bis 0,2 m beschränken.

Aufgrund der Erkenntnisse aus den Berechnungen zum Bosrucktunnel wurden alle Fälle zusätzlich für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten (1,0 m/s bis 3,0 m/s) analysiert. Eine Übersicht aller Berechnungsfälle kann in Abbildung 4-12 gefunden werden.

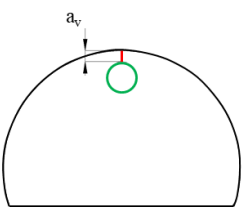
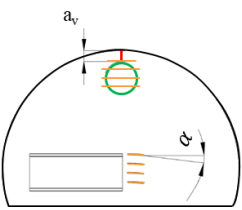
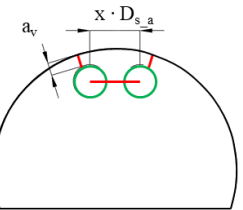
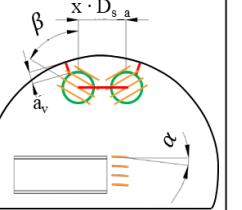
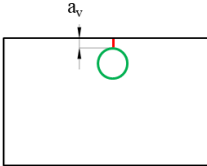
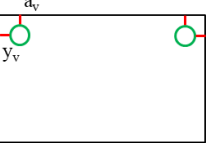
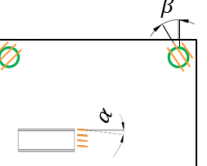
	Einfachanordnung		Doppelanordnung	
Hufeisenprofil	 <p>a_v (m): 0,1 bis 0,7 u_t (m/s): 1; 2; 3 2 Ventilatorgrößen</p>	 <p>a_v (m): 0,1 bis 0,2 u_t (m/s): 2; 3 2 Ventilatorgrößen Variierende Winkel α</p>	 <p>a_v (m): 0,1 bis 0,7 u_t (m/s): 1; 2; 3 2 Ventilatorgrößen x (-): 1 bis 2</p>	 <p>a_v (m): 0,1 bis 0,2 u_t (m/s): 2; 3 2 Ventilatorgrößen Variierende Winkel α, β</p>
Rechteckprofil	 <p>a_v (m): 0,1 bis 0,7 u_t (m/s): 1; 2; 3 2 Ventilatorgrößen</p>		 <p>a_v (m): 0,1 bis 0,5 y_v (m): 0,1 bis 2,0 u_t (m/s): 2; 3 1 Ventilatorgröße</p>	 <p>a_v (m): 0,1 y_v (m): 0,1 u_t (m/s): 2; 3 1 Ventilatorgröße Variierende Winkel α, β</p>

Abbildung 4-12: Übersicht der Berechnungsfälle – Parameterstudie Einbauwirkungsgrad⁴¹

4.3.2.2 Geometrie und Berechnungsgebiet

Bei den Tunnelgeometrien handelt es sich um typische zweispurige Rechteck- bzw. Hufeisenprofile. Das Rechteckprofil weist eine Querschnittsfläche von 57,5 m² mit einem hydraulischen Durchmesser von 7,92 m und das Hufeisenprofil eine Querschnittsfläche von 58,2 m² mit einem hydraulischen Durchmesser von 7,41 m auf. Eine Darstellung der beiden Tunnelprofile findet sich in Abbildung 4-13.

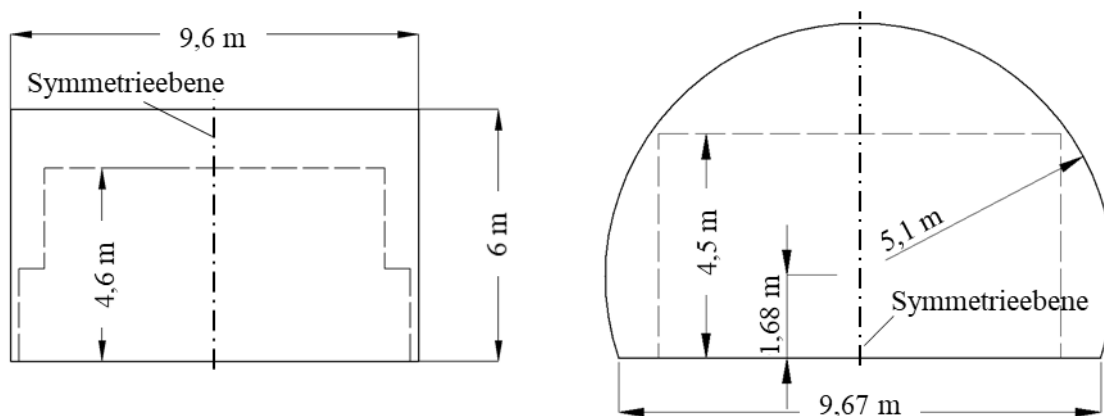


Abbildung 4-13: Darstellung der verwendeten Tunnelprofile – Parameterstudie Einbauwirkungsgrad [Saurwein, 2014]

Die Daten der verwendeten Strahlventilatoren wurden aus [Asfinag PLaPB-TLü, 2016] entnommen und kommen sehr häufig in österreichischen Straßentunneln zum Einsatz. Die relevanten Ventilatorgrößen sind in der nachfolgenden Tabelle 4-9 aufgelistet. Die Ventilatoren wurden zur Vereinfachung der Geometrie ohne Nabe, Antriebsmotor, Laufrad, Leitbleche und Aufhängung konstruiert. Da die herangezogenen Baugrößen von Strahlventilatoren meist ohne durchgängige Nabe ausgeführt sind, bezieht sich die Austrittsgeschwindigkeit auf den

Innendurchmesser $D_{s,i}$ (Querschnittsfläche gemäß $D_{s,i}$). Durch die Wahl der Randbedingung (siehe Kapitel) hat die Vernachlässigung der geometrischen Komponenten im Inneren des Ventilators (wie Nabe, Leitbleche etc.) keine Auswirkungen auf die Untersuchung.

Tabelle 4-9: Daten der verwendeten Strahlventilatoren für die Parameterstudie [Beyer, Sturm, Saurwein & Bacher, 2016]

Beschreibung	$D_{s,a}$ (m)	$D_{s,i}$ (m)	u_s (m/s)	F_0 (N) ⁴⁹
JF2000	1,66	1,40	32,90	2000
JF835	1,40	1,20	24,80	835
JF763	0,88	0,71	40,07	763

Das Berechnungsgebiet wurde ähnlich wie bei der Untersuchung zum Bosrucktunnel aufgebaut, sodass die Tunnelgeometrie insgesamt eine Länge von 1100 m aufweist. Die Strahlventilatoren (Einzel- und Doppelanordnung) wurden etwa 350 m vom Einlassrand entfernt positioniert. Um für die Parameterstudie einiges an Rechenleistung einzusparen wurde die Symmetrie des Berechnungsgebietes ausgenutzt und nur eine Hälfte des jeweiligen Profils erstellt.

Die Umlenkleche setzten sich aus vier Einzelblechen zusammen und wurden ebenfalls ohne Montagevorrichtung konstruiert. Für die Untersuchung im Hufeisenprofil wurden Umlenkleche mit einer Strahlableitung α von 7° , 10° und $15,8^\circ$ konstruiert. Für das Rechteckprofil hingegen sind Strahlableitungen mit einem Schaufelwinkel von 14° und 19° erstellt worden. Neben der Strahlableitung wurde zusätzlich die Winkelstellung β der Umlenkleche um die Achse der Ventilatoren variiert, um die Wirkung der Winkelstellung einerseits bei den in der Ecke montierten Ventilatoren und andererseits bei der Doppelanordnung im Hufeisenprofil zu untersuchen. Bei der Doppelanordnung im Hufeisenprofil wurden Winkelstellungen von 0° , 60° , 90° und 120° und beim Rechteckprofil von 0° , 30° , 45° und 60° analysiert. Eine Übersicht der betrachteten Einbausituationen mit den Umlenklechen kann der Abbildung 4-14 entnommen werden.

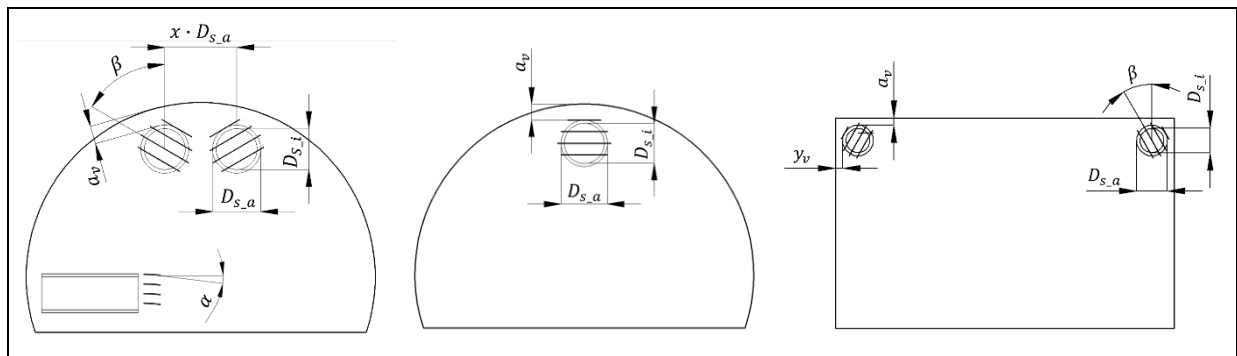


Abbildung 4-14: Betrachtete Einbausituationen mit Umlenklechen – Parameterstudie Einbauwirkungsgrad [Beyer, Sturm, Saurwein & Bacher, 2016]

4.3.2.3 Simulationsaufbau, Rechengitter und Lösungsmethoden

Das Turbulenzmodell sowie die Randbedingungen am Einlass, Auslass, an den Wänden und jene für den Schub wurden gem. Kapitel 4.3.1.2 übernommen. An der Symmetrieebene (siehe Abbildung 4-13 wurde die Symmetrierandbedingung (siehe Kapitel 2.4.4.2) vorgegeben. Am Einlassrand wurde dem jeweiligen Berechnungsfall entsprechend (siehe Abbildung 4-12) eine

⁴⁹ Bezogen auf eine Referenzdichte von $1,2 \text{ kg/m}^3$

konstante Strömungsgeschwindigkeit bei einer konstanten Dichte von $1,2 \text{ kg/m}^3$ festgelegt. Die Ventilator Kennlinie für die Ventilator-Randbedingung wurde in Anlehnung an Kapitel 4.3.1.2.4 für den jeweiligen Ventilator typ so definiert, dass die gem. Tabelle 4-9 angegebenen Ventilator daten eingehalten werden. Die ermittelten Einbauwirkungsgrade beziehen sich somit auf die in Tabelle 4-9 angegebenen Standschübe. Da sich jedoch der Betriebspunkt des Ventilators je nach Einbausituation (Wandabstand, Nischenmontage, Ventilatoranordnung, Umlenkleche etc.) verschieben kann, sind die Auswirkungen in der Impulsübertragung durch den Schubkoeffizienten k_{op} zusätzlich zu berücksichtigen (siehe Kapitel 4.2.6). Kommen Umlenkleche zum Einsatz, dann wird der Standschub meist mit Berücksichtigung der Umlenkleche angegeben bzw. vermessen.

Die bereits verwendeten Lösungsmethoden (siehe Kapitel 4.3.1.4) wurden für die Parameterstudie übernommen.

Aufgrund der Symmetrierandbedingung wurde nur eine Hälfte der Geometrie mit einem Rechengitter erstellt. Im Bereich der Strahlventilatoren (etwa 200 m) wurde das Berechnungsgebiet zur lokalen Verfeinerung des Rechengitters mit Tetraederelementen diskretisiert. Im übrigen Bereich (Einlass- und Auslassbereich) wurden Hexaederelemente eingesetzt. Die Elementgrößen sowie die Auflösung in wandnahen Regionen wurden in Anlehnung an die Untersuchung zum Bosrucktunnel (siehe Kapitel 4.3.1.3) vorgegeben. Insgesamt konnte das Berechnungsgebiet mit etwa 3 Millionen Elementen aufgelöst werden.

4.3.2.4 Ergebnisse Parameterstudie und Untersuchung Niklasdorftunnel

Die ermittelten Einbauwirkungsgrade sind für alle durchgeführten Berechnungen tabellarisch (siehe Tabelle 4-11 bis Tabelle 4-15) dargestellt. Für jede Konfiguration (Einfach- und Doppelanordnung mit und ohne Umlenkleche) sind die jeweiligen Einbauwirkungsgrade in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit und dem Wandabstand in separaten Tabellen angegeben. Bei jenen Konfigurationen mit Umlenklechen wurde zusätzlich der Einbauwirkungsgrad in Abhängigkeit von Schaufelwinkel und Winkelstellung ergänzt.

An dieser Stelle sei nochmals erwähnt, dass sich die Einbauwirkungsgrade auf den tatsächlichen Schub der Strahlventilatoren F_s gem. Gleichung (2-15) und nicht auf den Standschub F_0 beziehen. Der Schub F_s lässt sich unter der Berücksichtigung der Betriebspunktverschiebung (durch k_{op}) mittels Gleichung (2-16) wie folgt berechnen:

$$F_s = \rho_t u_s^2 A_s = \frac{\rho_t}{\rho_0} \cdot \frac{k_{op}}{100} \cdot F_0$$

Durch Umformungen ergibt sich daraus die Strahlgeschwindigkeit der Ventilatoren im eingebauten Zustand:

$$u_s = \sqrt{\frac{k_{op} F_0}{100 \rho_0 A_s}} \quad (4-17)$$

Wie bereits bei den numerischen Strömungsberechnungen des Bosrucktunnels und bei den Messungen im Niklasdorftunnel wurde auch im Zuge der Parameterstudie festgestellt, dass der Einbauwirkungsgrad stark von der Tunnelgrundströmung abhängig ist. In der Abbildung 4-15 ist einerseits der Geschwindigkeitsverlauf in Seitenansicht in einer Ebene mittig durch den Strahlventilator und andererseits die Verteilung der Wandschubspannung in der Draufsicht an der Tunnelwand jeweils bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten dargestellt. Ausgewertet wurde dies am Beispiel einer Doppelanordnung der Ventilatoren JF835 im Hufeisenprofil mit einem Achsabstand von $2 \cdot D_{s,a}$ und einem Wandabstand von $a_v = 0,1 \text{ m}$.

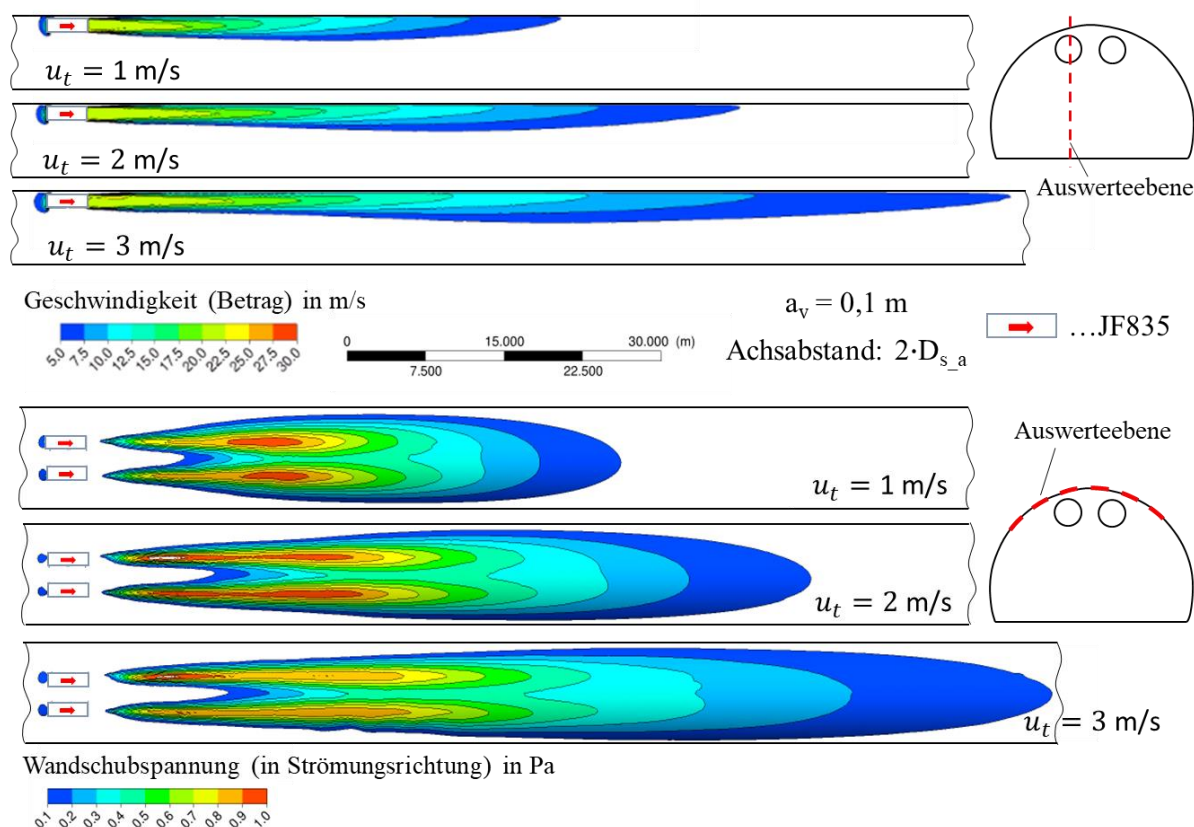


Abbildung 4-15: Geschwindigkeitsverteilung in einer Ebene mittig durch den Strahlventilator (oben) und Verteilung der Wandschubspannung an der Tunnelwand (unten) für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten – Doppelanordnung im Hufeisenprofil bei einem Achsabstand von $2 \cdot D_{s_a}$ und einem Wandabstand von $a_v = 0,1 \text{ m}$ [Beyer, Sturm, Saurwein & Bacher, 2016], [Saurwein, 2014]

Der Treibstrahl legt sich an die Tunnelwand an und strömt dann an dieser entlang (*Coanda-Effekt*³⁷). Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel wird dieser Effekt unterstützt, sodass der Treibstrahl über eine längere Strecke an der Wand anliegt (Ausdehnung des Treibstrahles in Strömungsrichtung siehe Abbildung 4-15 oben) und dadurch die Flächen mit erhöhter Wandschubspannung deutlich zunehmen (Abbildung 4-15 unten). Da mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit der Schub der Ventilatoren gleich bleibt, sich aber die Reibungsverluste erhöhen, kommt es zu einer entsprechenden Verringerung der Einbauwirkungsgrade. Die Ausdehnung des Treibstrahls mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit konnte auch bei Messungen beobachtet werden (siehe Kapitel 4.3.2.4.2).

Speziell beim Hufeisenprofil hat die Untersuchung ergeben, dass der Einbauwirkungsgrad bei einer Doppelanordnung durchwegs besser ausfällt als bei einer Einzelanordnung. Bei einer Doppelanordnung kommt es in Strömungsrichtung zu einer Überlagerung und Vereinigung der beiden Treibstrahlen, so dass die Fläche mit erhöhter Wandschubspannung pro Strahlventilator geringer ist, als es bei einer Einzelanordnung der Fall ist.

Die Variation des Achsabstandes der Doppelanordnung im Hufeisenprofil hat ergeben, dass sich der Einbauwirkungsgrad ab einem Abstand von $1,3 \cdot D_{s_a}$ nur geringfügig ändert. Bei geringerem Achsabstand erhöhen sich die Wandschubspannungen an der Tunnelwand durch die Überlagerung der beiden Strahlen. Bei größeren Abständen erweitern sich die Flächen mit erhöhter Wandschubspannung, wohingegen sich das Niveau der Wandschubspannung um ein ähnliches Maß reduziert. Da sich diese beiden Effekte annähernd im Gleichgewicht halten,

bleiben auch die Einbauwirkungsgrade im Bereich von $1,3 \cdot D_{s,a}$ bis $2,0 \cdot D_{s,a}$ nahezu unverändert [Saurwein, 2014]. Auch bei größeren Abständen konnte nur eine geringfügige Abnahme des Einbauwirkungsgrades festgestellt werden [Galehr, 2012]. Ein Abstand von weniger als $1,3 \cdot D_{s,a}$ ist jedoch nicht empfehlenswert, da dies, neben der Verschlechterung des Einbauwirkungsgrades, auch zu einem Luftmangel an der Saugseite der Strahlventilatoren führen kann.

In den Fällen mit Einzelanordnung (im Bereich der Mitte an der Tunnelfirste ohne Einfluss der seitlichen Begrenzung) ist, verglichen zum Rechteckprofil, beim Hufeisenprofil die vom Treibstrahl beeinflusste Wandfläche aufgrund der kubischen Form des Tunnelprofils größer. Im Allgemeinen führt dies zu einer Verschlechterung des Einbaufaktors um 1,5% [Galehr, 2012].

Unabhängig von der Profilform und dem Wandabstand führt eine größere Baugruppe von Strahlventilatoren zu einer Verbesserung des Einbauwirkungsgrades. Des Weiteren wurde beobachtet, dass sich bei einer gegebenen Ventilatorgröße der Einbauwirkungsgrad mit zunehmender Strahlgeschwindigkeit (zunehmendem Schub) verbessert [Saurwein, 2014]. Von [Armstrong, Bennett & Matthews, 1994] wurde eine lineare Beziehung zwischen der Änderung des Einbauwirkungsgrades und der Änderung der Strahlgeschwindigkeit gemäß nachfolgender Gleichung abgeleitet:

$$\Delta\eta = 2,2 \cdot (u_s - u_{s,ref}) \cdot \frac{D_{s,i}}{D_t} \quad (4-18)^{50}$$

Die Ergebnisse aus den numerischen Strömungssimulationen zeigen eine gute Übereinstimmung zu diesem Ansatz (siehe Tabelle 4-10). Falls der Einbauwirkungsgrad für eine gegebene Einbausituation und Strahlgeschwindigkeit $u_{s,ref}$ bekannt ist, lässt sich mit dieser Gleichung die Änderung des Einbauwirkungsgrades bei geringfügig anderen Strahlgeschwindigkeiten u_s mit guter Näherung bestimmen.

Tabelle 4-10: Variation der Strahlgeschwindigkeit bei einer Einfachanordnung im Hufeisenprofil und Vergleich des Einbauwirkungsgrades gemäß Gleichung (4-18).

JF835 ⁵¹			berechnet gem. (4-18)
u_s	F_s	η	$\eta + \Delta\eta$
(m/s)	(N)	(-)	(-)
24,8	835	71,9	Referenz
26,2	928	72,3	72,4
27,7	1043	72,4	72,9
34,8	1653	75,3	75,5

Des Weiteren zeigte die Studie wie erwartet, dass die Einbauwirkungsgrade bei allen untersuchten Konfigurationen abnehmen, wenn sich die Strahlventilatoren der Tunnelwand nähern. Vor allem bei einem Rechteckprofil, bei dem die Ventilatoren in den äußeren Ecken montiert sind, wird der Treibstrahl von zwei Seiten durch die Wand begrenzt, wodurch die Wirkung des Treibstrahles stark abgemindert wird (stärker als beim Hufeisenprofil). Diese Verschlechterung der Impulsübertragung kann bis zu einem gewissen Grad durch die Verwendung von Umlenkblechen ausgeglichen werden. Um jedoch eine optimale Wirkung zu

⁵⁰ [Armstrong, Bennett & Matthews, 1994]

⁵¹ Daten entnommen aus [Saurwein, 2014]

erzielen, sind Schaufelwinkel und Winkelstellung der Umlenkleche von Bedeutung. Die größten Verbesserungen des Einbauwirkungsgrades bei Strahlventilatoren, die sich in den äußeren Ecken eines rechteckigen Tunnelprofils befinden, konnten durch Umlenkleche mit einem Schaufelwinkel von $\alpha = 19^\circ$ und einer Winkelstellung von $\beta = 60^\circ$ erzielt werden. Durch diese Konfiguration ließ sich der Einbauwirkungsgrad um bis zu 20% verbessern. Bei einem Hufeisenprofil mit einer Einzelanordnung kann durch Umlenkleche der Einbauwirkungsgrad um bis zu 8% (optimaler Winkel: $\alpha = 7^\circ$ und $\beta = 0^\circ$) und bei der Doppelanordnung um bis zu 5% (optimaler Winkel: $\alpha = 10^\circ$ und $\beta = 120^\circ$) verbessert werden.

Die Strahlablenkung von Strahlventilatoren wurde bereits mittels numerischer Strömungssimulation für ein Hufeisenprofil (Einfachordnung mittig) in [Betta, Cascetta, Musto & Rotondo, 2009] und mittels Modellversuchen für ein Rechteckprofil (Einfachordnung mittig) in [Jacques & Wauters, 1999] untersucht. In beiden Arbeiten wurde eine optimale Strahlablenkung von 6° bis 8° angegeben (vergleichbar mit den hier erzielten Ergebnissen).

Die Einbauwirkungsgrade wurden schon wie in Kapitel 4.1 angeführt durch vorangegangene Modellversuche bzw. numerische Strömungssimulationen analysiert. Werden die darin angegebenen Werte (siehe Kapitel 4.1) mit jenen in den Tabellen (Tabelle 4-11 bis Tabelle 4-15) verglichen, dann ist zu erkennen, dass sich diese (trotz teilweise unbekannter Strömungsgeschwindigkeit) in einer ähnlicheren Größenordnung bewegen. Größere Abweichungen sind bei den Untersuchungen von Kempf⁵² und Rohne⁵³, zu verzeichnen, da darin nur Auswirkungen der Wandeffekte auf den Treibstrahl und die daraus resultierenden erhöhten Reibungsverluste analysiert wurden. Bei der Impulsübertragung treten jedoch neben der erhöhten Wandreibung, wie schon erwähnt, zusätzlich Reibungsverluste aufgrund der Dissipation zwischen der hohen Treibstrahlgeschwindigkeit und der umgebenden Tunnelluft auf. Diese Dissipationsverluste können je nach Ventilatorgröße und Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel die Wirkung der Impulsübertragung um bis zu 20% reduzieren. In der nachfolgenden Abbildung 4-16 sind beispielhaft die von Kempf⁵² abgeleiteten Strahlwirkungskoeffizienten η_K mit jenen aus den numerischen Strömungssimulationen abgeleiteten gegenübergestellt (Konfiguration mit einem Strahlventilator der Baugröße JF835 ohne Umlenkleche im Hufeisenprofil).

Für diese Darstellung wurden die numerischen Berechnungen gemäß dem Vorschlag von Kempf und nicht gemäß der Gleichung (4-4) ausgewertet. Werden die Werte von Kempf⁵² mit den Werten aus den Berechnungen und den Messungen (siehe Tabelle 4-7) verglichen, dann treten, je nach Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel, Abweichungen von bis zu 20% auf.

⁵² [Kempf, 1965]

⁵³ [Rohne, 1991], [Rohne, 1988] und [Rohne, 1979]

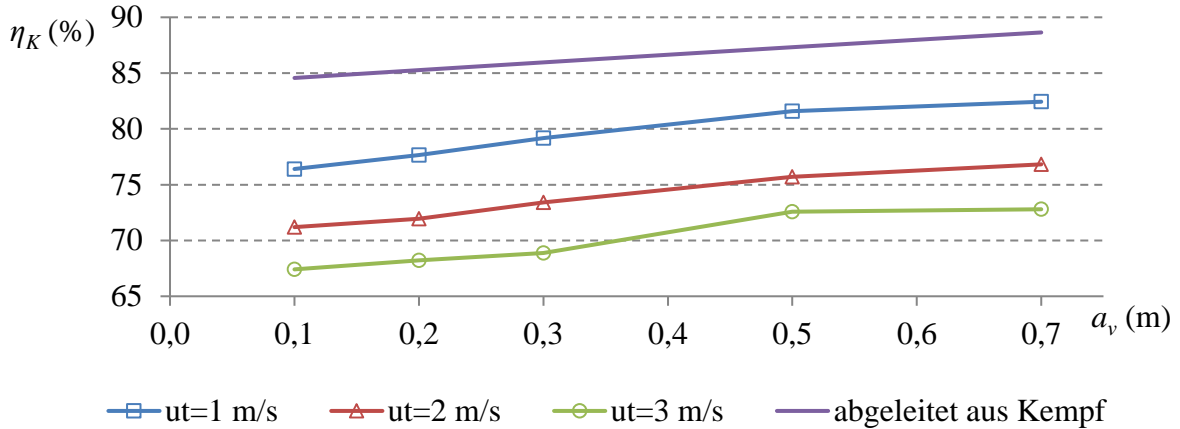


Abbildung 4-16: Gegenüberstellung der Strahlwirkungskoeffizienten in Abhängigkeit des Wandabstandes a_v , abgeleitet aus [Kempf, 1965] mit den Werten der numerischen Strömungssimulationen. Zur Gegenüberstellung wurden die Einbauwirkungsgrade gemäß dem Vorschlag von Kempf ausgewertet [Beyer, Sturm, Saurwein & Bacher, 2016].

Tabelle 4-11: Einbauwirkungsgrade für ein Hufeisenprofil mit Strahlventilatoren in einer Doppelanordnung

		JF835			JF2000					
		$1,3 \cdot D_{s,a} - 4,0 \cdot D_{s,a}$								
		u_t (m/s)								
a_v (m)		1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0			
0,1		81	77	73	82	81	78			
0,2		81	78	73	82	82	78			
0,4		82	80	76	83	82	81			
0,7		84	81	76	85	84	81			

		JF835								
		$1,0 \cdot D_{s,a}$			$1,5 \cdot D_{s,a}$			$2,0 \cdot D_{s,a}$		
		u_t (m/s)								
a_v (m)		1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0
0,1		77	72	68	81	77	73	81	77	72
0,2		-	-	-	81	78	73	-	-	-
0,4		82	79	76	83	80	76	83	81	76
0,7		85	81	76	84	81	76	84	81	77

Tabelle 4-12: Einbauwirkungsgrade für ein Hufeisenprofil mit Strahlventilatoren in einer Doppelanordnung und mit Umlenkleche

		JF835				JF2000			
		$1,5 \cdot D_{s,a}$				$1,5 \cdot D_{s,a}$			
a_v	α	β	u_t (m/s)		a_v	α	β	u_t (m/s)	
(m)	(°)	(°)	2,0	3,0	(m)	(°)	(°)	2,0	3,0
0,1	X	X	77	73	0,1	X	X	81	78
0,1	15,8	90	-	72	0,1	15,8	90	-	78
0,1	10,0	90	81	79	0,1	10,0	90	82	81
0,1	10,0	60	81	78	0,1	10,0	60	81	83
0,1	10,0	120	82	78	0,1	10,0	120	84	83
0,2	X	X	82	79	0,2	X	X	81	79
0,2	10,0	90	81	73	0,2	10,0	90	83	81
0,2	10,0	60	80	79	0,2	10,0	60	82	80
0,2	10,0	120	82	79	0,2	10,0	120	84	81
X... ohne Umlenkleche					0,1	7,0	90	81	82
					0,1	7,0	60	77	78
					0,1	7,0	120	82	80

Tabelle 4-13: Einbauwirkungsgrade für ein Hufeisen- und Rechteckprofil mit Strahlventilatoren in einer Einzelanordnung

		JF835			JF2000		
		u_t (m/s)					
a_v (m)		1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0
0,1		77	72	68	81	78	75
0,2		78	73	69	82	79	75
0,3		80	74	69	83	81	77
0,5		82	76	73	83	81	78
0,7		83	78	74	86	83	80

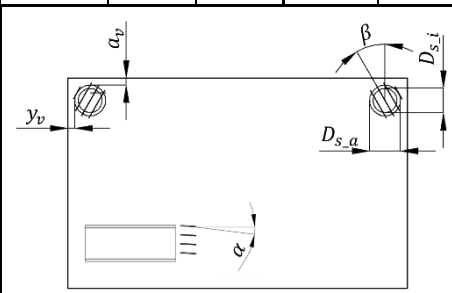
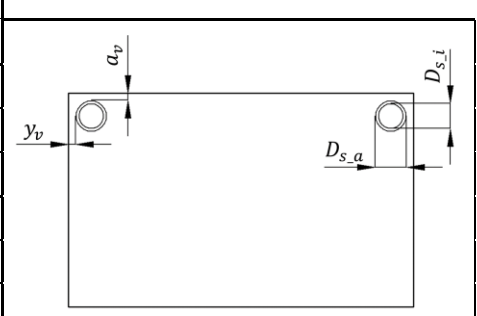
alle Werte +1,5%

Tabelle 4-14: Einbauwirkungsgrade für ein Hufeisenprofil mit Strahlventilatoren in einer Einzelanordnung und mit Umlenklechen

		JF835		JF2000	
		u_t (m/s)			
a_v (m)	α (°)	2,0	3,0	2,0	3,0
0,1	X	72	68	78	75
0,1	10,0	80	74	-	-
0,1	7,0	81	79	83	81

X... ohne Umlenkleche

Tabelle 4-15: Einbauwirkungsgrade für ein Rechteckprofil mit Strahlventilatoren in einer Doppelanordnung mit und ohne Umlenkleche

		JF763						JF763			
		u_t (m/s)						u_t (m/s)			
y_v (m)	a_v (m)	2,0	3,0	y_v (m)	a_v (m)	β (°)	α (°)	2,0	3,0		
0,1	0,1	61	57	0,1	0,1	X	X	61	57		
0,1	0,2	62	58	0,1	0,1	0,0	19,0	75	72		
0,1	0,3	64	60	0,1	0,1	0,0	14,0	74	72		
0,1	0,5	67	62	0,1	0,1	45,0	19,0	80	78		
0,2	0,1	63	59	0,1	0,1	60,0	19,0	81	79		
0,2	0,2	64	60	0,1	0,1	30,0	19,0	68	64		
0,2	0,3	66	61								
0,2	0,5	68	63								
0,3	0,1	64	60								
0,3	0,2	66	61								
0,3	0,3	67	62								
0,3	0,5	69	65								
0,5	0,1	66	62								
0,5	0,2	67	63								
0,5	0,3	68	64								
0,5	0,5	71	66								
1	0,1	71	67								
2	0,1	76	71								
3	0,1	77	72								
2	0,2	77	71								
2	0,5	81	76								
2	0,7	84	79								

X... ohne Umlenkleche

4.3.2.4.1 Verifizierung der Ergebnisse mittels der Messungen im Niklasdorftunnel

Die aus der Untersuchung gewonnene Erkenntnis, dass der Einbauwirkungsgrad, neben anderen Parametern, im Allgemeinen deutlich von der Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel abhängig ist, wurde durch die Messungen im Niklasdorftunnel (siehe Kapitel 4.2.5 sowie 4.2.7.2) nochmals verifiziert. Dazu wurden die Ergebnisse aus den Messungen mit jener aus der Parameterstudie (Hufeisenprofil mit Strahlventilatoren der Baugruppe JF835 in Doppelanordnung) gegenübergestellt (siehe Tabelle 4-16). Die Einbauwirkungsgrade wurden im Zuge der Parameterstudie nur bei Strömungsgeschwindigkeiten von 1,0 m/s, 2,0 m/s und 3,0 m/s ermittelt. Um diese Werte mit den Messungen zu vergleichen, sind die Einbauwirkungsgrade entsprechend der gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten inter- bzw. extrapoliert worden.

Bei den Vergleichen ist zu Beachtung, dass der Strahlventilator JF835 etwas weniger Schub als jener im Niklasdorftunnel aufweist und die Querschnittsflächen etwas unterschiedlich sind (Messung: 51,0 m² und Berechnung: 58,2 m²).

Durch die Messungen können sowohl die Größenordnung der Einbauwirkungsgrade als auch die Tendenzen bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten verifiziert werden. Die Zunahme des Einbauwirkungsgrades bei geringeren Strömungsgeschwindigkeiten ist sogar bei den Messungen deutlicher zu erkennen als bei den Berechnungen. Die etwas größeren Abweichungen zwischen der Messung und den Berechnungen bei den geringeren Strömungsgeschwindigkeiten u_t (N3 vs. S_N3 und N6 vs. S_N6) können einerseits durch die Messungenauigkeit bei der Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit (wirkt sich bei geringeren Geschwindigkeiten deutlich mehr aus als bei höheren Geschwindigkeiten) und andererseits durch den kleineren Tunnelquerschnitt begründet werden. Durch den geringeren Querschnitt kommt es bei annähernd gleicher Fördermenge der Ventilatoren (vgl. Messung / Berechnung) zu mehr Rückströmungen. Ähnlich wie bereits beim Bosrucktunnel diskutiert (siehe Kapitel 4.3.1.5), erhöhen die Rückströmungen die Effektivität der Impulsübertragung (größere Relativgeschwindigkeit zw. u_s und u_t). Die Unterschiede in den Druckerhöhungen Δp_{SV} können ebenfalls durch die unterschiedlichen Querschnittsflächen begründet werden.

Tabelle 4-16: Gegenüberstellung der Ergebnisse aus den numerischen Strömungssimulationen mit den Messergebnissen - Niklasdorftunnel⁴³

Messung	Ventilatoren		u_t (m/s)	ρ_t (kg/m ³)	Δp_{SV} (Pa)	F_s ⁴⁶		η (%)
	SVS-4.1/4.2	SVS-5.1/5.2				SVS-4.1 (N)	SVS-4.2 (N)	
Messergebnisse								
N1	an	aus	3,82 ±0,3	1,20 ±0,2%	23,69 ±14,0%	944 ±4,5%	1088 ±4,0%	69,1 ±14,4%
N2	an	aus	2,32 ±0,3	1,20 ±0,2%	26,29 ±9,4%	950 ±4,5%	1041 ±4,1%	73,9 ±10,1%
N3	an	aus	1,35 ±0,3	1,20 ±0,2%	31,39 ±7,4%	943 ±4,5%	991 ±4,3%	87,8 ±8,2%
N4	an	an	3,08 ±0,3	1,20 ±0,2%	49,15 ±6,0%	941 ±4,5%	1019 ±4,2%	72,4 ±6,9%
N5	an	an	1,91 ±0,3	1,20 ±0,2%	56,61 ±4,3%	940 ±4,5%	1031 ±4,2%	79,2 ±5,6%
N6	an	an	0,88 ±0,3	1,20 ±0,2%	62,85 ±3,7%	892 ±4,8%	970 ±4,4%	89,8 ±5,2%
Berechnungsergebnisse								
S_N1	an	aus	3,82	1,20	16,8	835	835	69,2
S_N2	an	aus	2,32	1,20	19,8	835	835	76,3
S_N3	an	aus	1,35	1,20	21,7	835	835	80,1
S_N4	an	an	3,08	1,20	36,6	835	835	72,7
S_N5	an	an	1,91	1,20	41,4	835	835	78,2
S_N6	an	an	0,88	1,20	45,2	835	835	81,7

4.3.2.4.2 Messung im Tunnel Flirsch

Der Tunnel Flirsch ist ein einröhriger längsgelüfteter Straßentunnel mit 3 Fahrspuren und einer Länge von rund 900 m. Insgesamt befinden sich in diesem Tunnel 7 Strahlventilatoren. Im Zuge der Abnahmemessungen wurde nach Beendigung der Sanierungsarbeiten die installierten

Strömungsmessgeräte referenziert. Die eingebauten Messgeräte basieren auf dem Prinzip der Ultraschall-Laufzeitdifferenzmessung (siehe Kapitel 4.2.6), wobei sich der Messpfad oberhalb des Lichtraumprofils in Höhe der Strahlventilatoren befindet. Die Referenzmessung (2 Messgeräte mit gekreuzten Messpfaden) basiert auf dem gleichen Prinzip und wurde fern vom Einflussbereich der Ventilatoren aufgebaut. Die Messung wurde ähnlich wie in Kapitel 4.2.5.1 beschrieben aufgebaut.

In der Abbildung 2-5 ist die gemessene Strömungsgeschwindigkeit des eingebauten Messgerätes LG 1 mit der Geschwindigkeit aus der Referenzmessung (der graue Bereich stellt die Messunsicherheit von $\pm 0,3$ m/s dar) gegenübergestellt. Darunter befindet sich eine Prinzipskizze des Tunnels. Die Messstelle LG 1 befindet sich etwa 150 m vom Strahlventilator SV 2 (Einzelanordnung) entfernt. Im Diagramm ist zu erkennen, dass der Treibstrahl des Ventilators SV 2 die Messstelle LG 1 bei Strömungsgeschwindigkeiten zwischen 4 und 5 m/s nur geringfügig beeinflusst. Mit ansteigender Geschwindigkeit weichen die beiden Messungen zunehmend voneinander ab und an der Messstelle LG 1 wird eine höhere Strömungsgeschwindigkeit gemessen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Treibstrahl, wie bereits bei den numerischen Strömungssimulationen diskutiert (siehe Kapitel 4.3.2.4), mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit mehr in die Länge gestreckt wird und somit an der Messstelle LG 1 eine erhöhte Geschwindigkeit gemessen wird. Durch diese Gegenüberstellung konnten die bereits analysierten Erkenntnisse nochmals verifiziert werden.

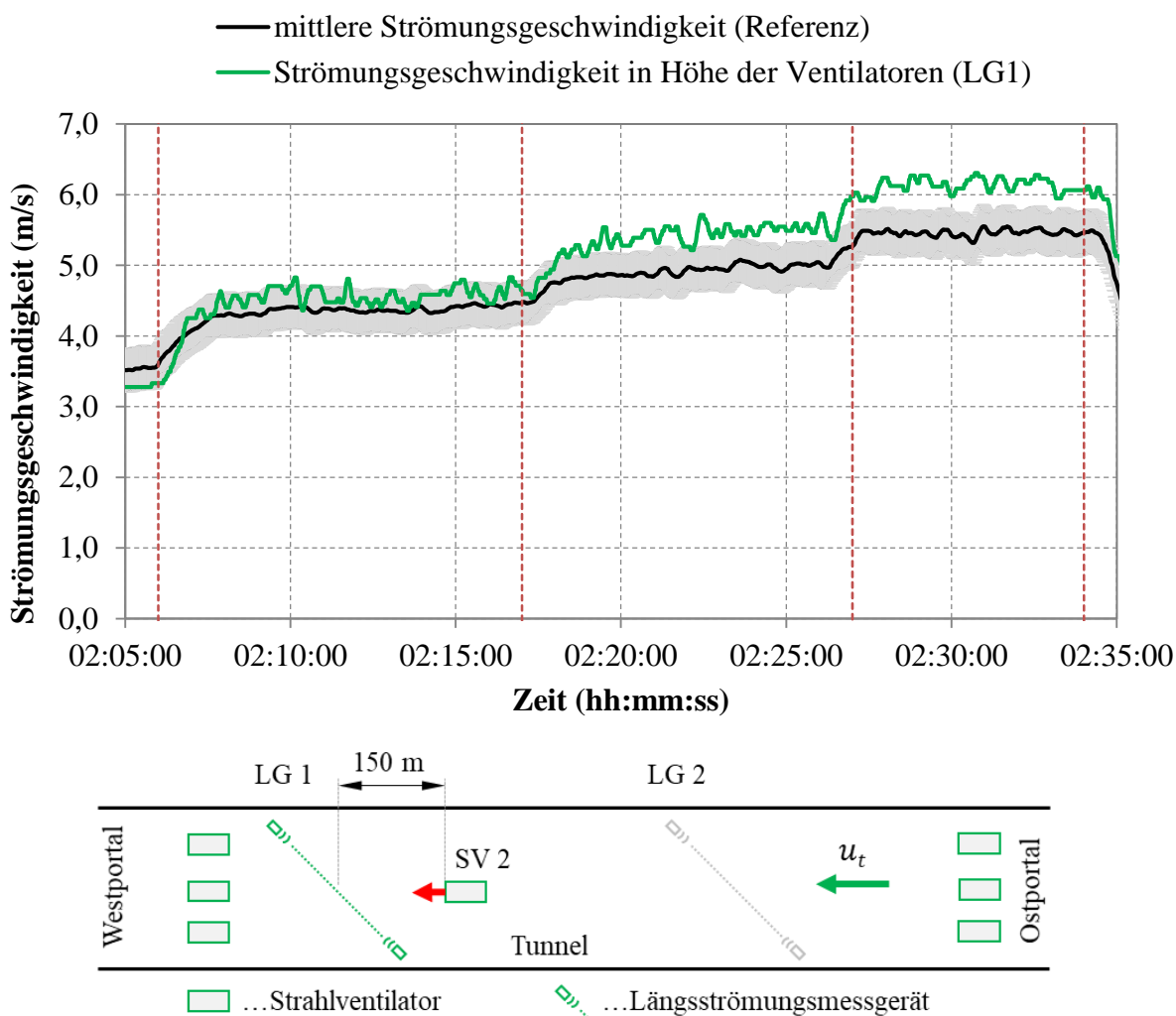


Abbildung 4-17: Gegenüberstellung der Strömungsgeschwindigkeit aus der Referenzmessung und dem installierten Messgerät LG 1 (oben) und Prinzipskizze des Tunnels Flirsch (unten) [Beyer & Schmölzer, 2017].

4.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Zur Beeinflussung der Längsströmung sowohl bei Längslüftungs- als auch bei Querlüftungssystemen kommen, aufgrund der geringen Baukosten und des einfachen Betriebes, sehr häufig Strahlventilatoren zum Einsatz.

Durch die beengten Verhältnisse im Tunnel werden die Ventilatoren meist sehr nahe an der Tunnelwand oder in Nischen montiert. Dadurch wird der Treibstahl des Ventilators teilweise massiv abgeschwächt, wodurch die Wirkung des Ventilatorschubes und folglich die Druckerhöhung im Tunnel entsprechend reduziert wird. Diese Verluste werden bei der Bemessung der Tunnellüftungsanlage durch einen Einbauwirkungsgrad berücksichtigt.

Die Schubminderung bzw. Einbauwirkungsgrade wurden bereits durch Modellversuche und numerische Strömungssimulationen analysiert (siehe Kapitel 4.1). Um die bereits durchgeführten Untersuchungen zu ergänzen und Einbauwirkungsgrade von realen Tunnelanlagen und Einbauverhältnissen zu erhalten, wurden Messungen in bestehenden Tunneln, sowohl für ein Längslüftungs- (Niklasdorftunnel) als auch für ein Querlüftungssystem (Bosrucktunnel) durchgeführt. Beim Bosrucktunnel befinden sich die Strahlventilatoren (mit Umlenklechen) in seitlichen Lüfternischen und beim Niklasdorftunnel sind sie in einer Doppelanordnung (ohne Umlenkleche) an der Tunnelfirste montiert.

Auf Basis dieser Messungen wurde ein numerisches Strömungsmodell erstellt und der Simulationsaufbau sowie die ausgewählten Berechnungsmodelle verifiziert. Damit wurde im Rahmen mehrerer Diplomarbeiten⁵⁴ umfangreiche Parameterstudien zu den Einbauwirkungsgraden mit realen Abmessungen und Einbausituationen von Straßentunneln verwirklicht.

Speziell bei der Montagesituation der Strahlventilatoren im Bosrucktunnel (Montage in seitlichen Lüfternischen) ergibt sich durch die Behinderung der freien Ausströmung eine Abminderung des Standschubes. Anhand der Messung des Ventilatorschubes im eingebauten Zustand wurde verglichen zum Standschub (Schub bei freier Ausblasung) eine Schubminderung von bis zu 9% ermittelt. Die Messungen im Bosrucktunnel haben ergeben, dass der Einbauwirkungsgrad bei nur einem aktiven Strahlventilator um etwa 7% schlechter ist als bei zwei aktiven Strahlventilatoren und dass Umlenkleche (im Spezialfall Bosruck) den Einbauwirkungsgrad um mehr als 50% verbessern. Durch den gewählten Messaufbau und die verwendeten Messgeräte ergab sich eine Messunsicherheit von maximal $\pm 7,5\%$.

Auf Basis der Untersuchung im Bosrucktunnel wurde ein numerisches Strömungsmodell erstellt. Anhand der durchgeführten Messungen wurden der Simulationsaufbau und die ausgewählten Berechnungsmodelle verifiziert. Damit konnten durchwegs gute Übereinstimmungen mit den Messungen erzielt werden (maximale Abweichung von 2,4%). Weitere Untersuchungen mit dem numerischen Modell haben gezeigt, dass sich der Einbauwirkungsgrad mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel deutlich verschlechtert.

Unter Beibehaltung des Simulationsaufbaus und der ausgewählten Berechnungsmodelle wurden Einbauwirkungsgrade für zahlreiche Einbausituationen (unterschiedliche Wandabstände, mit und ohne Umlenkleche bei unterschiedlichen Schaufelwinkeln, Einfach- und Doppelanordnung von Strahlventilatoren etc.) im Hufeisen- und Rechteckprofil sowie unterschiedliche Ventilatorgrößen und Tunnelgrundströmungen analysiert. Bei dieser Untersuchung wurde, ähnlich wie beim Bosrucktunnel, festgestellt, dass der Einbauwirkungsgrad, neben anderen Parametern, deutlich von der Strömungsgeschwindigkeit

⁵⁴ [Galehr, 2012] und [Saurwein, 2014]

im Tunnel abhängig ist. Die Auswertung der Berechnungen hat ergeben, dass mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit der Treibstrahl des Ventilators in Strömungsrichtung gestreckt wird, woraus größere Flächen mit erhöhter Wandschubspannung (Reibungsverluste) resultieren.

Um diese Erkenntnis zu verifizieren, wurden gezielte Messungen im Niklasdorftunnel durchgeführt. Dabei wurde der Einbauwirkungsgrad für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten ermittelt und mit den Ergebnissen aus den numerischen Strömungsberechnungen verglichen. Unter der Beachtung, dass der Ventilator Schub sowie die Querschnittsflächen zwischen Messung und Berechnung etwas unterschiedlich sind, konnte eine gute Übereinstimmung mit einer maximalen Abweichung von 9% gefunden werden. Durch die Messungen konnte die Abhängigkeit des Einbauwirkungsgrades von der Tunnelgrundströmung bestätigt werden. Hierbei ist zu erwähnen, dass bei der Definition des Einbauwirkungsgrades die Schubabnahme bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten aufgrund der geringeren Relativgeschwindigkeit (zw. Treibstrahl und Tunnelgrundströmung) schon einberechnet ist.

Bei der Parameterstudie wurden Einbauwirkungsgrade von 57 bis 87% ermittelt, welche in der Größenordnung von vergleichbaren Untersuchungen liegen (siehe Kapitel 4.1). Da bei der Untersuchung von Kempf⁵⁵ nur die Auswirkungen der Wandeffekte auf den Treibstrahl und die daraus resultierenden erhöhten Reibungsverluste analysiert wurden, sind die angegebenen Werte von Kempf⁵⁵ um bis zu 20% höher. Dieser Unterschied entspricht etwa den zusätzlich auftretenden Strömungsverlusten (neben der Abschwächung durch die Tunnelwand) bei der Impulsübertragung.

Im Allgemeinen wurde festgestellt, dass die Einbauwirkungsgrade bei einer Einfachanordnung im Rechteckprofil (mittig über der Fahrbahn)⁵⁶ um etwa 1,5% besser sind als beim Hufeisenprofil und dass bei dieser Konfiguration im Hufeisenprofil durch Umlenkmale der Wirkungsgrad um bis zu 8% (bei einem Schaufelwinkel von 7°) verbessert werden kann. Beim Hufeisenprofil konnten bei der Doppelanordnung durchwegs höhere Werte als bei der Einfachanordnung ermittelt werden. Die Umlenkmale haben bei der Doppelanordnung im Hufeisenprofil eine geringere Wirkung, sodass diese die Einbausituation um bis zu 5% (bei einem Schaufelwinkel von 10° und einer Winkelstellung von 120°) verbessern. Durch den starken Einfluss der Tunnelwand bei Strahlventilatoren in den äußeren Ecken eines Rechteckprofils fallen hier die Einbauwirkungsgrade am schlechtesten aus. Durch Umlenkmale lassen sich diese jedoch um bis zu 20% (bei einem Schaufelwinkel von 19° und einer Winkelstellung von 60°) verbessern.

⁵⁵ [Kempf, 1965]

⁵⁶ Diese Anordnung ist im Rechteckprofil eher selten anzufinden, weshalb die Ergebnisse in der Praxis eine untergeordnete Rolle spielen.

5 Wirkung der Impulsübertragung bei Frischluftimpulsklappen (IK-Systeme)

Zur Erhöhung der Tunnelsicherheit und Einhaltung der Richtlinien wurden viele bestehende Tunnellüftungsanlagen umgerüstet. Besonders bei langen quergelüfteten Tunneln, welche einen parallel verlaufenden Zu- und Abluftkanal aufweisen, wird infolge des Platzmangels für Strahlventilatoren das Zuluftsystem genutzt, um im Brandfall die Längsströmung im Tunnel beeinflussen zu können (siehe Kapitel 2.2.2.2.3 sowie 2.2.3.2.2). Im Normalbetrieb wird der Zuluftkanal für die Einblasung von Frischluft über die gesamte Tunnellänge verwendet. Durch eine Kanalabsperrrklappe (siehe Abbildung 5-1 rechts) wird der Kanal von der Luftzufuhr (für den Normalbetrieb) getrennt und die Frischluft konzentriert über eine steuerbare Lamellenklappe (Frischluftimpulsklappe) mit erhöhter Geschwindigkeit in den Verkehrsraum eingeblasen (siehe Abbildung 5-1 links). Dadurch wird die Längsströmung im Verkehrsraum einerseits durch die zusätzliche Luftmasse und andererseits durch die Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung (siehe Kapitel 2.3.3.2.2) beeinflusst. Mittels der steuerbaren Lamellen kann bei diesem System der Einblaswinkel verändert und so die Längsströmung in beide Richtungen beeinflusst werden. Die Einbringung der Zuluft durch Frischluftimpulsklappen ist eine Adaptierung des Saccardo-Systems und wurde in Österreich patentiert [Österreich Patentnr. AT 411919, 2004]. In weiterer Folge wird zur Vereinfachung diese Methode als IK-System bezeichnet.



Abbildung 5-1: Beispiel eines IK-Systems mit der Frischluftimpulsklappe links und der Kanalabsperrrklappe rechts [Sturm, Beyer, Bacher & Schmölzer, 2012].

Die Impulsübertragung bei IK-Systemen ist, ähnlich wie bei den Strahlventilatoren, mit Verlusten behaftet (siehe Kapitel 2.3.3.2.2). Um bei der Bemessung von solchen Anlagen die Wirkung der Impulsübertragung im Verkehrsraum adäquat berücksichtigen zu können, wurden Impulsumsetzungskoeffizienten (siehe Gleichung (2-22)) für unterschiedliche Strömungszustände im Tunnel durch Messungen in bestehenden Tunnelanlagen (siehe Kapitel 5.2) sowie numerische Strömungssimulationen (siehe Kapitel 5.3) ermittelt. Die Erstellung des numerischen Simulationsmodells wurde unter anderem im Rahmen einer betreuten Diplomarbeit⁵⁷ am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführt. Teile der durchgeführten Messungen und der numerischen Strömungssimulation wurden schon durch einen Konferenzbeitrag [Sturm, Beyer & Bacher, 2013] veröffentlicht und werden an dieser Stelle nochmal angeführt.

⁵⁷ [Sutterlüty, 2012]

5.1 Stand der Technik und Aufgabenstellung

In einigen vorangegangenen Untersuchungen wurde bereits die Impulsübertragung von Saccardo-Systemen durch Messungen, Modellversuche und numerische Strömungssimulationen analysiert. Ein guter Überblick darüber wird beispielsweise in [Tabarra, Matthews & Kenrick, 2000] gegeben. Die darin angegebenen Studien wurden an Saccardo-Systemen ohne Klappen mit unterschiedlichen Düsenformen, Öffnungsgrößen, Einblaswinkeln etc. durchgeführt. Dabei konnten je nach Volumenstromverhältnis (zw. Einblasung und Tunnel), Düsenform und den Strömungsverhältnissen im Tunnel Impulsumsetzungskoeffizienten von 0,7 bis 1,2 gefunden werden.

Eine weitere umfangreiche Studie zu solchen Systemen ist in [HBI Hearter AG, 2010] sowie [ILG & Pospisil, 2010] angeführt und diese Systeme mittels Messungen und numerischen Strömungssimulationen (2D-Modell) untersucht. In diesem Zusammenhang konnten Impulsumsetzungskoeffizienten von gerundet 0,93 bis 1,09 ermittelt werden.

Speziell für die Durchströmung der Frischluftimpulsklappe bei IK-Systeme wurden überwiegend Widerstandsbeiwerte durch Messungen und numerische Strömungssimulationen ([Sturm, Bacher, Schmölder & Beyer, 2010], [Brandl, 2007]) bestimmt. Diese Widerstandsbeiwerte dienen hauptsächlich der Ermittlung der Anlagenkennlinie für die Bemessung der Frischluftventilatoren und bewegen sich gem. [Sturm, Bacher, Schmölder & Beyer, 2010], je nach Klappenausführung, Lamellenwinkel, Volumenstrom etc., zwischen 0,75 und 2,22 (bezogen auf die Strömungsgeschwindigkeit durch den freien Strömungsquerschnitt der Frischluftimpulsklappe).

Da die IK-Systeme insbesondere in Österreich ihre Anwendung finden, ist es das Ziel die vorangegangenen Untersuchungen zu erweitern und Impulsumsetzungskoeffizienten für die Impulsübertragung bei Frischluftimpulsklappen durch Messungen in bestehenden Tunneln für unterschiedliche Strömungssituationen im Tunnel (siehe Abbildung 2-2 bis Abbildung 2-4) zu ermitteln. Im Rahmen der Arbeit von [Sutterlüty, 2012] bot sich unter anderem die Möglichkeit, ein numerisches Simulationsmodell zu erstellen und den darin gewählten Aufbau mit den Messungen zu verifizieren.

In Anlehnung an diese Untersuchungen und die nachfolgend erläuterten Methoden wurden im Zuge der Arbeit von [Schmölder, 2016] im Rahmen der Inbetriebnahme der Bestandsröhre des Karawankentunnels ebenfalls Messungen durchgeführt. Dabei wurden Impulsumsetzungskoeffizienten für einen Einströmwinkel von 30° und 145° (Komplementärwinkel zu 35°) bei unterschiedlichen Strömungszuständen im Tunnel untersucht. Bei dieser Arbeit konnten Impulsumsetzungskoeffizienten von 0,88 bis 1,25 ermittelt werden.

5.2 Messungen in realen Tunnelanlagen

Zur Ermittlung der Impulsumsetzungskoeffizienten von IK-Systemen für unterschiedliche Strömungssituationen im Tunnel, wurden Untersuchungen im Felbertauerntunnel und im Pfändertunnel durchgeführt. Die Messkampagne im Felbertauerntunnel wurde in Zusammenarbeit mit der Felbertauerntunnel AG im Februar 2013 realisiert [Sturm, Beyer & Bacher, 2013]. Die Abnahmemessungen im Pfändertunnel boten im Mai 2013 die Gelegenheit, weiterführende Untersuchungen in der bereits sanierten Oströhre vorzunehmen.

5.2.1 Allgemeine Tunnelparameter

5.2.1.1 Felbertauerntunnel

Der Felbertauerntunnel ist ein einröhriger Straßentunnel im Gegenverkehrsbetrieb mit einer Gesamtlänge von etwa 5,3 km. Er befindet sich auf der Felbertauern-Straße (B 108) und verbindet die beiden Bundesländer Salzburg und Tirol. Aufgrund der Tunnellänge, des Verkehrsaufkommens und der Verkehrsführung (GV) ist der Tunnel mit einer Vollquerlüftung (siehe Kapitel 2.2.2.2.3 sowie 2.2.3.2.2) ausgestattet. Insgesamt verfügt der Tunnel über zwei Lüftungsabschnitte, welche über die jeweiligen Tunnelportale versorgt werden. Für die Beeinflussung der Längsströmung befinden sich an beiden Tunnelportalen Frischluftventilatoren und Frischluftimpulsklappen mit einer Größe von rund 21,8 m² (8,4 x 2,6 m) und einem maximalen Öffnungswinkel von 38°. Damit kann im Brandfall Frischluft mit erhöhter Geschwindigkeit in Richtung Tunnelmitte eingeblasen und so eine konzentrierte Rauchgasabsaugung gewährleistet werden (siehe Kapitel 2.2.3.2.2). Beide Zuluftventilatoren an den Portalen weisen eine Fördermenge von 130 m³/s auf. Aufgrund einer internen Betriebsvorgabe wurde jedoch während der Messungen eine Fördermenge von 70 m³/s nicht überschritten.

5.2.1.2 Pfändertunnel

Beim Pfändertunnel handelt es sich um einen zweiröhrigen Straßentunnel mit einer Gesamtlänge von rund 6,7 km. Er dient als Umfahrung sowie verkehrstechnische Entlastung der Landeshauptstadt Bregenz und befindet sich auf der Rheintal/Walgau-Autobahn (A 14). Ähnlich wie beim Felbertauerntunnel ist der Pfändertunnel mit einer Vollquerlüftung ausgestattet. Aufgrund der Tunnellänge verfügt er über insgesamt vier etwa gleich lange Lüftungsabschnitte mit jeweils einer Länge von rund 1,7 km. Versorgt werden diese über zwei unterirdische Lüfterkavernen und Lotschächte (in etwa 1,7 km Entfernung von den jeweiligen Portalen), welche sich zwischen den Lüftungsabschnitten 1 und 2 sowie 3 und 4 befinden. In unmittelbarer Nähe zu den Kavernen und den Zuluftventilatoren befinden sich pro Röhre insgesamt zwei Frischluftimpulsklappen, mittels derer im Brandfall Frischluft mit erhöhter Geschwindigkeit in beide Richtungen (Tunnelmitte und Portal) eingeblasen werden kann. Damit lässt sich zur Gewährleistung einer konzentrierten Rauchgasabsaugung die Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel beeinflussen. Zur Trennung der Frischlufteinbringung im Normalbetrieb und dem IK-System im Brandfall befindet sich einige Meter stromabwärts von der Impulsklappe eine Kanalabsperrklappe. Die Frischluftimpulsklappe hat eine Größe von rund 8,9 m² (4,9 m x 1,8 m) und einen maximalen Öffnungswinkel von 150°. Der Zuluftventilator erreicht eine maximale Fördermenge von etwa 100 m³/s.

5.2.1.3 Zusammenfassung der Tunnelparameter

Die relevanten Tunnelparameter der untersuchten Tunnelanlagen sind zusammengefasst in Tabelle 5-1 dargestellt.

Tabelle 5-1: Allgemeine Tunnelparameter und Ventilatordaten der untersuchten Anlagen⁴¹

Parameter	Felbertauerntunnel	Pfändertunnel
Regelquerschnitt Tunnel A_t	41,85 m ²	46,36 m ²
Hydraulischer Tunneldurchmesser D_t	6,14 m	6,69 m
Max. Fördermenge Zuluftventilator \dot{V}_{VGE}	130 m ³ /s	100 m ³ /s
Querschnittsfläche Frischluftimpulsklappe	21,8 m ²	8,9 m ²
Maximaler Öffnungswinkel α	38°	150°
Maximaler freier Strömungsquerschnitt der Frischluftimpulsklappe	11,66 m ² ($\alpha = 38^\circ$)	7,73 m ² ($\alpha = 90^\circ$)

5.2.2 Messkonzept

Beim IK-System kann im Brandfall durch das Einbringen von Luftmasse bei erhöhter Geschwindigkeit die Längsströmung im Tunnel einerseits durch die zusätzliche Luftmasse und andererseits die Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung beeinflusst werden. Die Grundlagen dazu sind im Kapitel 2.3.3.2.2 zu finden. Der Impuls der eingebrachten Luftmasse wird, ähnlich wie beim Treibstrahl der Strahlventilatoren, auf die langsamere umliegende Tunnelluft übertragen. Dies bewirkt in Richtung der Einblasung einen Druckanstieg im Tunnel und kann mittels der Gleichung (2-21) bestimmt werden:

$$\Delta p_{IK} = (p_2 - p_1) = \rho_t \cdot \left(u_1^2 - u_2^2 + k_{MX} \cdot \frac{A_3}{A_t} u_3^2 \cos \alpha \right)$$

Wie in Kapitel 2.3.3.2.2 schon ausführlich beschrieben, können je nach dem Druckverhältnis im Tunnel folgende drei stationäre Strömungszustände definiert werden:

- Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung („Antreiben“)
- Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung mit Rückströmung („Aufteilen“)
- Frischlufteinbringung gegen die Strömungsrichtung („Behindern“)

Um die Wirkung des IK-Systems sowie den Impulsumsetzungskoeffizienten k_{MX} zu bestimmen, wurde ein ähnliches Messkonzept wie bei der Messung der Einbauwirkungsgrade von Strahlventilatoren angewendet (siehe Kapitel 4.2.2) und die Druckdifferenz zwischen einer Ebene vor und nach der Frischluftimpulsklappe gemessen. Da sich durch das Einbringen von zusätzlicher Luftmasse die Strömungsgeschwindigkeiten vor und nach der Impulsklappe voneinander unterscheiden, ist es notwendig, die mittlere Strömungsgeschwindigkeit an beiden Seiten zu messen (siehe Messpunkt 1 bzw. 1a und 2a in Abbildung 5-3 bzw. Abbildung 5-4). Am Ort der Geschwindigkeitsmessung wurden auch entsprechende Messeinrichtungen zur Erfassung der Temperatur $T_{i,1,2}$ und des Absolutdruckes $p_{abs,1,2}$ und somit der Luftdichte vor und nach der eingebrachten Frischluft angebracht.

Zur Ermittlung der Rohrreibungszahl wurde wiederum die Druckdifferenz (siehe Abbildung 5-3 bzw. Abbildung 5-4) über eine möglichst weite Strecke L_{2a} (etwa 500 m) bei einer möglichst hohen Strömungsgeschwindigkeit gemessen. In der Mitte dieser Messstrecke befand sich zugleich eine der beiden Messtationen für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit.

5.2.2.1 Eingesetzte Messgeräte

Für die Messung der Impulsübertragung wurden teilweise die gleichen Geräte bzw. Geräte mit gleichem Messprinzip, wie in Kapitel 4.2.6 angeführt und beschrieben, verwendet. Die verwendeten Geräte zur Erfassung der relevanten Messgrößen sind in der Tabelle 5-2 aufgelistet.

Tabelle 5-2: Auflistung und Spezifikation der eingesetzten Messgeräte

Messwert	Messgerät	Messbereich	Genauigkeit
u_1	Sick (Flowsic 200)	-20 bis +20 m/s	$\pm 0,3$ m/s
u_2	Durag (D-FL 210T)	-20 bis +20 m/s	$\pm 0,3$ m/s
Δp_{12}	Halstrup & Walcher (P26)	+500 bis -500 Pa	$\pm (0,5 \% + 0,3 \text{ Pa})$
Δp_{2a}	Halstrup & Walcher (P26)	0 bis +500 Pa	$\pm (0,5 \% + 0,3 \text{ Pa})$
t_1	Testo (177-T2)	-40 bis +70 °C	$\pm 0,4$ °C
t_2			
$p_{abs,1}$	Kroneis (Barogebir Type 315 K)	850 bis 1050 hPa	$\pm 0,5$ hPa

p_{abs_2}	Digitron (2025P)	0 bis 2000 hPa	± (0,15% + 3,1 hPa)
--------------	------------------	----------------	---------------------

Der Volumenstrom des Zuluftventilators \dot{V}_{VGE} wurde durch die gemessene Differenz aus dem statischen Druck (am Umfang des Ventilators) und dem Totaldruck (Staupunkt der Nabe) im Ventilator, dem Ventilatorquerschnitt und der gemessenen Luftdichte (Temperatur und Absolutdruck) bestimmt.

5.2.3 Berechnungs- und Auswertungsmethode

5.2.3.1 Druckänderung und Impulsumsetzungskoeffizient

Ähnlich wie bei der Messung der Druckerhöhung von Strahlventilatoren, wird für die Impulsübertragung der eingeblasenen Frischluft eine bestimmte Strecke benötigt, bis die volle Druckänderung ausgeprägt ist und wieder eine annähernd ungestörte Strömung vorliegt. Durch die Einbringung von zusätzlichen Luftmassen kommt es zu einer stärkeren Durchmischung und somit in Strömungsrichtung zu einer schnelleren Abminderung der hohen Geschwindigkeitsgradienten als es beim Treibstrahl von Strahlventilatoren der Fall ist.

Um die gesamte Druckänderung für die unterschiedlichen Strömungszustände im Tunnel zu erfassen, wurden die Messpunkte der Druckdifferenzmessung in entsprechender Entfernung vor und nach der Impulsklappe positioniert (siehe Messpunkt 1 und 2 in Abbildung 5-2). Wie in Abbildung 5-2 schematisch dargestellt, weicht die Druckdifferenz an den beiden Messpunkten Δp_{12} aufgrund der Strömungsverluste innerhalb der Messstrecke L_{12} von der Druckdifferenz infolge der Impulsübertragung Δp_{IK} ab. Je nach Strömungszustand im Tunnel kann die gemessene Druckdifferenz Δp_{12} sowohl höher als auch geringer als die Druckänderung Δp_{IK} sein. Beim Strömungszustand „Aufteilung“ können die beiden Druckdifferenzen in Sonderfällen auch gleich groß sein. Da die Geschwindigkeiten vor und nach der Frischlufteinbringung in ihrer Richtung und Größe unterschiedlich sind, treten auch entsprechend abweichende Strömungsverluste in den beiden Strecken L_1 und L_2 auf (siehe Abbildung 5-2). Unter Berücksichtigung, dass die Richtung der eingebrachten Luftmasse (siehe $u_3 \cos \alpha$ in Abbildung 2-2 bis Abbildung 2-4) als positive Strömungsrichtung definiert ist (siehe Kapitel 2.3.3.2.2), lässt sich die Druckänderung Δp_{IK} anhand der gemessenen Druckdifferenz Δp_{12} mittels nachfolgender Gleichung für alle drei Strömungszustände im Tunnel wie folgt bestimmen:

$$\Delta p_{IK} = \Delta p_{12} + \frac{\rho_t \lambda}{2D_t} [L_1 u_1^2 \operatorname{sgn}(u_1) + L_2 u_2^2 \operatorname{sgn}(u_2)] \quad (5-1)$$

Um die Richtungsabhängigkeit zu verdeutlichen, wurde die Vorzeichenfunktion $\operatorname{sgn}()$ eingeführt und ist wie folgt definiert:

$$\operatorname{sgn}(u_1) := \begin{cases} +1 & \text{für "Antreiben"} \\ -1 & \text{für "Behindern" und "Aufteilen"} \end{cases} \quad (5-2)$$

$$\operatorname{sgn}(u_2) := \begin{cases} +1 & \text{für "Antreiben" und "Aufteilen"} \\ -1 & \text{für "Behindern"} \end{cases}$$

Gemeinsam mit Gleichung (5-1) und Gleichung (2-21) lässt sich schlussendlich der Impulsumsetzungskoeffizient k_{MX} durch nachfolgenden Zusammenhang berechnen:

$$k_{MX} = \frac{\Delta p_{IK} + \rho_t [u_2^2 - u_1^2]}{\frac{A_3}{A_t} \rho_t u_3^2 \cos \alpha} \quad (5-3)$$

Die Tunnelquerschnittsfläche ist vor und nach der Impulsklappe gleich groß sodass $A_t = A_1 = A_2$ gilt.

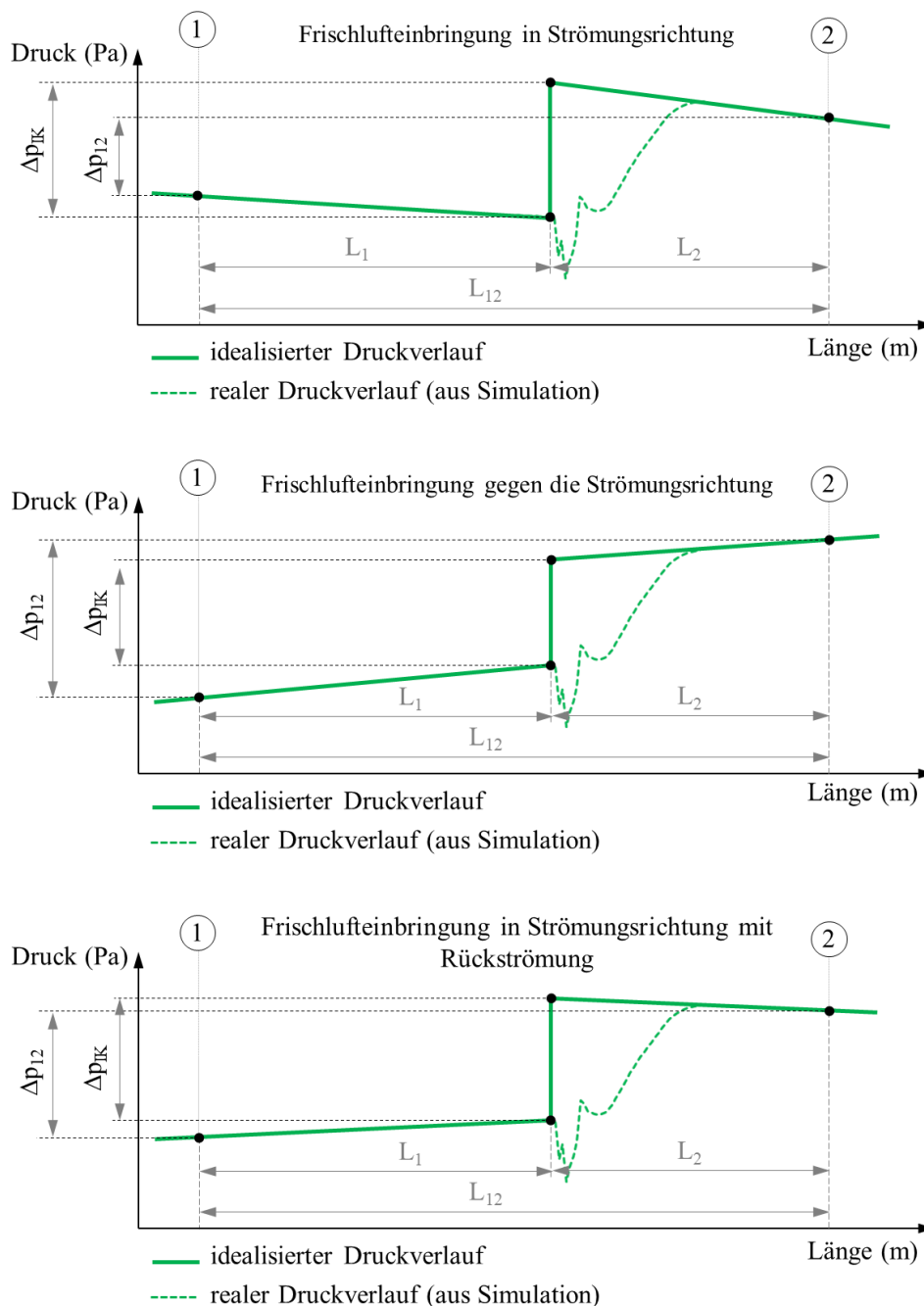


Abbildung 5-2: Realer und idealisierter Druckverlauf im Tunnel infolge einer Frischluft einblasung (IK-System) für die drei Strömungszustände „Antreiben“ (oben), „Behindern“ (Mitte) und „Aufteilen“ (unten) in Anlehnung an Abbildung 2-2 bis Abbildung 2-4.

5.2.3.2 Luftdichte

Die Luftdichte im Tunnel wurde vor und nach der Impulsklappe an den Stellen 1 bzw. 1a und 2a bestimmt (siehe Abbildung 5-3 bzw. Abbildung 5-4), um festzustellen, ob sich die Dichte durch die eingebrachte Luftmasse maßgeblich ändert. Die Auswertung der Dichte sowohl bei der Messung im Felbertauerntunnel als auch im Pfändertunnel hat ergeben, dass sich die Dichtewerte an den beiden Messorten kaum unterscheiden ($<1\%$). Deshalb wurde für die weitere Betrachtung die Luftdichte ρ_t als konstant angesehen und der Mittelwert anhand der

gemessenen Werte gemäß nachfolgendem Zusammenhang gebildet:

$$\rho_t = \frac{1}{2R} \left[\frac{p_{abs,1}}{(t_1 + 273,15K)} + \frac{p_{abs,2}}{(t_2 + 273,15K)} \right] \quad (5-4)$$

Die Abweichung der beiden Dichtewerte (<1%) wurde bei der Ermittlung der Messunsicherheiten als systematischer Fehler berücksichtigt.

5.2.3.3 Strömungsverluste

Die Druckdifferenz zur Bestimmung der Rohrreibungszahl Δp_{2a} lässt sich über eine Messstrecke L_{2a} (Messstrecke um den Messpunkt 2a gem. Abbildung 5-3 bzw. Abbildung 5-4) bestimmen. Mit nachfolgender Gleichung kann die Rohrreibungszahl berechnet werden:

$$\lambda = \frac{2 \cdot \Delta p_{2a} D_t}{L_{2a} \rho_2 u_2^2} \quad (5-5)$$

5.2.3.4 Bestimmung der Messunsicherheiten

Die Messunsicherheiten der indirekten Messgrößen wurde in Anlehnung an das Kapitel 4.2.3.5 und auf Basis der Messunsicherheiten gem. Tabelle 5-2 wiederum mittels dem *Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetzes* (*Variationsfortpflanzungsgesetz*) bestimmt. Die Messunsicherheiten für die Dichte und die Rohrreibungszahl konnten nach Gleichung (4-10) und Gleichung (4-11) ermittelt werden und jene für die gemessene Druckänderung im Tunnel sowie den Impulsumsetzungskoeffizienten wurden in Anlehnung an Tabelle 4-2 mittels der nachfolgenden Gleichungen bestimmt. Hierbei wurde für die Länge der Messstrecken L_1 , L_2 und L_3 eine Messunsicherheit von $\pm 0,1$ m, für den hydraulischen Durchmesser D_t sowie die Querschnittsflächen A_t ($A_t = A_1 = A_2$) bzw. $A_{3,90^\circ}$ (A_3 bei 90°) von $\pm 1\%$, für den Lamellenwinkel (Öffnungswinkel) α von $\pm 3^\circ$ und für die Volumenstrommessung am Frischluftventilator von $\pm 2\%$ angenommen.

$$\frac{\Delta(\Delta p_{IK})}{\Delta p_{IK}} = \sqrt{\frac{\Delta(\Delta p_{12})^2 + \left(\frac{\rho_t \lambda}{2D_t} [A_1 + A_2] \sqrt{\left| \frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right|^2 + \left| \frac{\Delta \lambda}{\lambda} \right|^2 + \left| \frac{\Delta D_t}{D_t} \right|^2 + \left| \frac{\Delta A_1^2 + \Delta A_2^2}{A_1 + A_2} \right|^2} \right)^2}{\Delta p_{12} + \frac{\rho_t \lambda}{2D_t} [A_1 + A_2]}} \quad (5-6)$$

$$A_1 := L_1 u_1^2 \operatorname{sgn}(u_1); \quad \Delta A_1 = |L_1 u_1^2| \sqrt{\left| \frac{\Delta L_1}{L_1} \right|^2 + \left| 2 \frac{\Delta u_1}{u_1} \right|^2}$$

$$A_2 := L_2 u_2^2 \operatorname{sgn}(u_2); \quad \Delta A_2 = |L_2 u_2^2| \sqrt{\left| \frac{\Delta L_2}{L_2} \right|^2 + \left| 2 \frac{\Delta u_2}{u_2} \right|^2}$$

$$\frac{\Delta A_3}{A_3} = \sqrt{\left| \frac{\Delta A_{3,90^\circ}}{A_{3,90^\circ}} \right|^2 + \left| -\frac{\cos \alpha \cdot \Delta \alpha \frac{\pi}{180^\circ}}{\sin \alpha} \right|^2} \quad (5-7)$$

$$\frac{\Delta k_{MX}}{k_{MX}} = \sqrt{\left| \frac{\Delta C}{C} \right|^2 + \left| \frac{\Delta A_3}{A_3} \right|^2 + \left| \frac{\Delta A_t}{A_t} \right|^2 + \left| \frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right|^2 + \left| 2 \frac{\Delta u_3}{u_3} \right|^2 + \left| -\frac{\sin \alpha \cdot \Delta \alpha \frac{\pi}{180^\circ}}{\cos \alpha} \right|^2}$$

$$B_1 := u_1^2 \operatorname{sgn}(u_1); \quad \Delta B_1 = 2 \Delta u_1 u_1$$

$$B_2 := u_2^2 \operatorname{sgn}(u_2); \quad \Delta B_2 = 2 \Delta u_2 u_2$$

$$C := \Delta p_{IK} + \rho_t [B_2 - B_1]$$

$$\Delta C = \sqrt{\Delta (\Delta p_{IK})^2 + \left(\rho_t [B_2 - B_1] \sqrt{\left| \frac{\Delta \rho_t}{\rho_t} \right|^2 + \left| \frac{\sqrt{(\Delta B_2)^2 + (\Delta B_1)^2}}{B_2 - B_1} \right|^2} \right)^2}$$

5.2.4 Messaufbau und Messprogramm Felbertauerntunnel

In der Abbildung 5-3 ist eine Skizze des Tunnelabschnitts im Bereich der betrachteten Frischluftimpulsklappe sowie des Messaufbaus dargestellt. Für die Bestimmung der Strömungsverluste innerhalb der Messstrecke Δp_{12} wurde die Rohrreibungszahl λ durch die statische Druckänderung Δp_3 über eine Strecke von 500 m und bei einer relativ hohen Strömungsgeschwindigkeit ermittelt. Die Strömungsgeschwindigkeit sowie die Luftdichte und -temperatur wurden jeweils vor und nach der Frischluftimpulsklappe aufgezeichnet. Gemessen wurde die mittlere Geschwindigkeit über einen Messpfad quer zur Strömungsrichtung etwa in halber Tunnelhöhe (2,8 m).

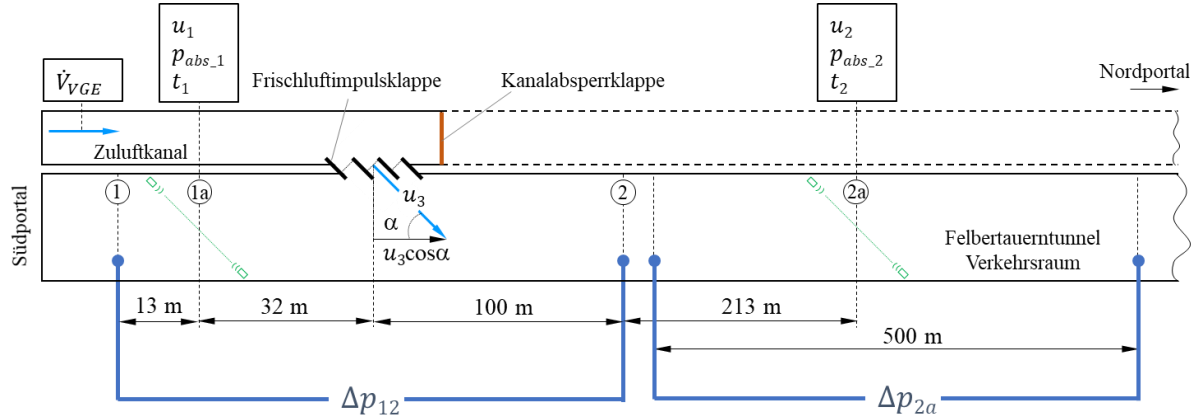


Abbildung 5-3: Schematische Darstellung des Messaufbaus im Felbertauerntunnel [Sturm, Beyer & Bacher, 2013]

Die eingebrachte Luftmenge wurde durch den aufgezeichneten Volumenstrom des Frischluftventilators und die gemessene mittlere Luftdichte ρ_t bestimmt. Der Öffnungswinkel der Lamellenklappe α sowie der freie Strömungsquerschnitt A_3 wurden vor der jeweiligen Messung ermittelt.

Durch die vorherrschenden meteorologischen Bedingungen stellte sich im Tunnel eine Strömungsgeschwindigkeit von 3,5 m/s bis 4,5 m/s vom Süd- zum Nordportal ein. Demnach konnte im Zuge der Messung nur die Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung untersucht werden. Die Druckänderung infolge der Frischlufteinbringung wurde insgesamt für drei verschiedene Klappenwinkel α und jeweils zwei unterschiedliche Luftmengen mittels der Druckdifferenzmessung Δp_{12} in einer Ebene stromauf- (1) und stromabwärts (2) der

Impulsklappe erfasst.

Die Messgrößen wurden für jeden Messzyklus nach Erhalt eines stationären Strömungszustandes über eine Dauer von 10 Minuten aufgezeichnet. Eine Übersicht über die durchgeführten Messzyklen findet sich in Tabelle 5-3. Aufgrund einer internen Betriebsvorgabe war es nicht möglich, die Strömungsversuche bei höheren Fördermengen durchzuführen.

Tabelle 5-3: Auflistung der durchgeführten Messungen im Felbertauerntunnel [Sturm, Beyer & Bacher, 2013]

Messung	Klappenwinkel α (°)	Volumenstrom des Frischluftventilators \dot{V}_{VGE} (m ³ /s)	Strömung
F1	38	71	„Behindern“
F2		53	
F3	25	73	
F4		51	
F5	15	72	
F6		52	

5.2.5 Messaufbau und Messprogramm Pfändertunnel

Der Messaufbau im Pfändertunnel gestaltete sich gleich wie beim Felbertauerntunnel und ist in Abbildung 5-4 schematisch dargestellt. Betrachtet wurde die Frischluftimpulsklappe im Bereich der Kaverne Süd in der Oströhre. Die Strömungsgeschwindigkeit sowie die Zustandsgrößen (Absolutdruck und Temperatur) wurden wiederum vor und nach der Frischluftimpulsklappe erfasst, wobei die mittlere Geschwindigkeit über einen Messpfad quer zur Strömungsrichtung etwa in halber Tunnelhöhe (2,8 m) gemessen wurde.

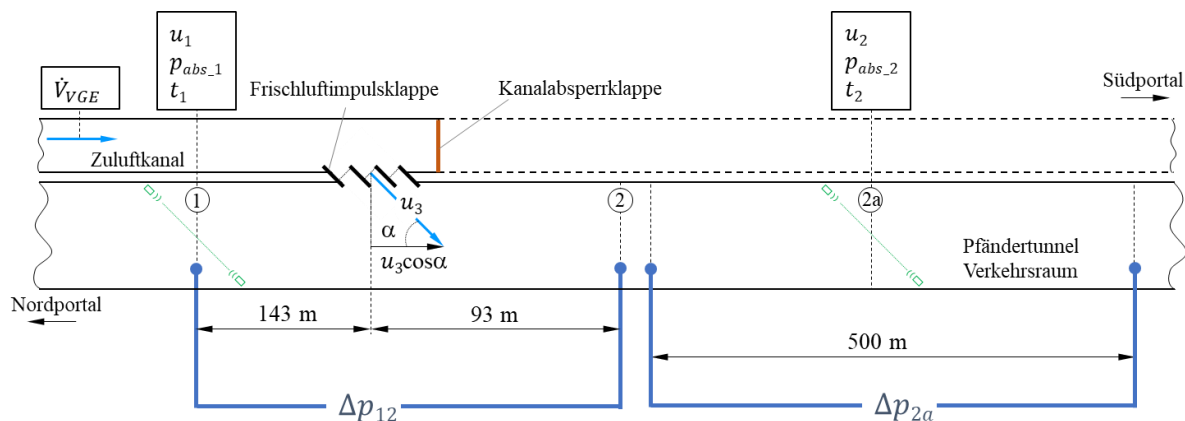


Abbildung 5-4: Schematische Darstellung des Messaufbaus im Pfändertunnel

Die geometrischen Parameter der Frischluftimpulsklappe sowie die eingebrachte Luftmenge wurden ähnlich wie bei der Messung im Felbertauerntunnel bestimmt.

Da der Tunnel insgesamt mit zwei IK-Systemen ausgestattet ist (siehe Kapitel 5.2.1.2), konnten mittels des zweiten IK-Systems die Strömungsbedingungen im Tunnel derart beeinflusst

werden, dass es möglich war, alle drei stationären Strömungszustände („Behindern“, „Antreiben“ und „Aufteilen“) messtechnisch zu erfassen. Die Druckänderung infolge der Frischlufteinbringung wurde dabei für unterschiedliche Klappenwinkel α bei annähernd gleicher Frischluftmenge mittels der Druckdifferenzmessung Δp_{12} in einer Ebene vor (1) und nach (2) der Impulsklappe gemessen.

Die Messgrößen wurden für jeden Messzyklus nach Erhalt eines stationären Strömungszustandes über eine Dauer von 10 Minuten aufgezeichnet. Eine Übersicht über die durchgeführten Messzyklen ist in nachfolgender Tabelle 5-3 gegeben. Der Schaufelwinkel sowie die Drehzahl der Frischluftventilatoren wurde für jeden Messzyklus beibehalten. Da sich bei den geringen Öffnungswinkeln α der Impulsklappe deutlich höhere Strömungsverluste als bei größeren Winkeln ergaben, änderte sich der Betriebspunkt des Ventilators entsprechend. Demnach ergab sich bei den kleineren Öffnungswinkeln eine etwas geringere Fördermenge als bei den größeren Winkeln. Der Öffnungswinkel der Impulsklappe wurde über die Klappensteuerung und den Stellantrieb durch die Leittechnik vorgegeben und anschließend manuell mittels eines Winkelmessers vermessen. Für die jeweiligen Messzyklen wurden immer die gleichen Winkelwerte vorgegeben. Durch die relativ große Hysterese zwischen dem Öffnen und dem Schließen der Klappe ergaben sich die uneinheitlichen Winkelstellungen.

Tabelle 5-4: Auflistung der durchgeführten Messungen im Pfändertunnel

Messung	Klappenwinkel α (°)	Volumenstrom des Frischluftventilators \dot{V}_{VGE} (m ³ /s)	Strömung
P1.1	12	82	„Antreiben“
P1.2	16	99	
P1.3	20	109	
P1.4	30	111	
P1.5	36	113	
P2.1	14	81	„Behindern“
P2.2	18	99	
P2.3	22	103	
P2.4	32	103	
P2.5	38	101	
P3.1	18	99	„Aufteilen“
P3.2	22	101	
P3.3	22	101	

5.2.6 Mess- und Berechnungsergebnisse

Im Folgenden wird auf die Ergebnisse der Messungen im Felbertauerntunnel sowie im Pfändertunnel und die daraus ermittelten Impulsumsetzungskoeffizienten von IK-Systemen für unterschiedliche Strömungszustände im Tunnel näher eingegangen. Zur Beschreibung des Strömungszustandes im Tunnel wird das Volumenstromverhältnisses ε gem. [HBI Hearter AG, 2010] eingeführt:

$$\epsilon = \frac{\dot{V}_{VGE}}{u_2 A_t} \tag{5-9}$$

$0 < \epsilon \leq 1$: "Antreiben"
 $\epsilon < 0$: "Behindern"
 $\epsilon > 1$: "Aufteilen"

Der gem. Gleichung (2-21) definierte Impulsumsetzungskoeffizient k_{MX} ist ein Maß für die Wirkung des Impulses der eingebrachten Frischluft in Tunnellängsrichtung. Er beinhaltet die zusätzlichen Strömungsverluste aufgrund der erhöhten Wandschubspannungen im Bereich der Frischlufteinbringung, der Dissipationsverluste bei der Impulsübertragung sowie die Effekte durch Rückströmungen im Bereich des Treibstrahls. Im Falle der Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung („Antreiben“) reduzieren diese dreidimensionalen Strömungseffekte die Wirkung des Treibstrahles, sodass die Werte des Impulsumsetzungskoeffizienten $k_{MX} < 1$ werden (siehe Tabelle 5-6).

Durch die zusätzlich eingebrachte Luftmasse erhöht sich die Strömungsgeschwindigkeit u_2 stromabwärts der Impulsklappe und somit die Strömungsverluste (aufgrund von Wandreibung etc.) in diesem Bereich. Ist die Druckerhöhung infolge der Impulsübertragung geringer als die zusätzlich zu überwindenden Strömungsverluste, dann kommt es zu einer Aufteilung der eingebrachten Luftmassen (siehe Abbildung 2-3 sowie Kapitel 2.3.3.2.2). In dieser Situation bewirken die dreidimensionalen Strömungseffekte zusätzliche Strömungsverluste in beide Strömungsrichtungen (ausgehend von der Impulsklappe), wodurch der Impulsumsetzungskoeffizient ebenfalls Werte von $k_{MX} < 1$ annimmt (siehe Tabelle 5-6).

Bei der Frischlufteinbringung gegen die Strömungsrichtung hingegen wird versucht, mittels des Treibstrahles die Strömung im Tunnel abzubremesen. Die dabei auftretenden Strömungsverluste und erhöhten Wandschubspannungen wirken der Tunnelgrundströmung zusätzlich entgegen, wodurch die Wirkung der Impulsübertragung verstärkt wird. Demnach ergeben sich für solche Strömungszustände, je nach Verhältnis der Strömungsverluste zum Impulsstrom ($\dot{V}_{VGE} \cdot \rho_t \cdot u_3 \cos\alpha$), Impulsumsetzungskoeffizienten um den Wert 1 bzw. von $k_{MX} > 1$ (siehe Tabelle 5-5 sowie Tabelle 5-6).

Weiterführende Details und eine Diskussion zu den dreidimensionalen Strömungseffekten bei IK-Systemen finden sich in den späteren Kapiteln 5.3.6.1.1 bis 5.3.6.1.3.

5.2.6.1 Felbertauerntunnel

5.2.6.1.1 Strömungsverluste Wandreibung

Zur Ermittlung der Rohrreibungszahl wurde die Druckdifferenz Δp_{2a} innerhalb der Messstrecke L_{2a} (500 m) während jedes einzelnen Messzyklus aufgezeichnet und bei der Strömungsgeschwindigkeit u_2 (siehe Tabelle 5-5) ausgewertet. Daraus konnte eine mittlere Rohrreibungszahl von $\lambda = 0,016$ mit einer Messunsicherheit von $\pm 21,2\%$ bestimmt und in weiterer Folge die tatsächliche Druckänderung Δp_{IK} gem. Gleichung (5-1) und Abbildung 5-2 errechnet werden.

5.2.6.1.2 Impulsumsetzungskoeffizient

Die gemessene Druckänderung im Tunnel Δp_{IK} und der daraus resultierende Impulsumsetzungskoeffizient k_{MX} wurden für unterschiedliche Einblaswinkel α und Frischluftmengen ($\sim 50 \text{ m}^3/\text{s}$ und $\sim 70 \text{ m}^3/\text{s}$) bei annähernd ähnlichem Strömungszustand ϵ („Behindern“) bestimmt. Die Messergebnisse sind in der Tabelle 5-5 zusammengefasst aufgelistet.

Durch den relativ großen freien Strömungsquerschnitt der Impulsklappe (siehe Tabelle 5-1) zusammen mit den geringen Volumenströmen konnten vor allem bei einem Öffnungswinkel von 38° und einem Volumenstrom von 50 m^3 nur geringe Druckänderungen von rund 17 Pa erfasst werden. Folglich ergaben sich hier bei den Impulsumsetzungskoeffizienten entsprechend große Messunsicherheiten von bis zu $\pm 50\%$. Mit flacher werdendem Einblaswinkel und höheren Volumenströmen nahm der Impulsstrom der eingebrachten Luftmengen und demnach die Druckänderung im Tunnel zu, wodurch bei diesen Fällen deutlich geringere Messunsicherheiten erzielt werden konnten.

Trotz der relativ großen Messunsicherheiten konnten, wie schon bei vorangegangenen Untersuchungen festgestellt (siehe Kapitel 5.1), bei dem untersuchten IK-System ebenfalls durchwegs Werte von $k_{MX} > 1$ ausgewertet werden. Der Impulsumsetzungskoeffizient bezieht sich auf den Impulsstrom der eingebrachten Luftmenge. Anhand der Messergebnisse in Tabelle 5-5 ist zu erkennen, dass sich mit zunehmendem Öffnungswinkel die anteilmäßige Umsetzung des Impulsstromes in eine Druckänderung verbessert. Bei flacherem Einblaswinkel nimmt der Impulsstrom (durch die Verringerung des freien Strömungsquerschnittes) deutlich mehr zu als die Effizienz der Impulsübertragung abnimmt (niedrigere k_{MX} -Werte), sodass hierbei die höchsten Druckänderungen zu verzeichnen sind.

Abgesehen von den deutlich erhöhten Strömungsverlusten durch die Impulsklappe (relevant für die Bemessung des Frischluftventilators) und der geringen Effizienz bei der Impulsübertragung im Tunnel ($k_{MX} = 1,02$), lässt sich bei einem Verzögerungsvorgang der Tunnelströmung somit bei einem Einblaswinkel von 15° und einem Volumenstrom von $70 \text{ m}^3/\text{s}$ bei diesem IK-System die beste Wirkung erzielen.

Tabelle 5-5: Ergebnisse der Messung im Felbertauerntunnel [Sturm, Beyer & Bacher, 2013]

Messung	α ($^\circ$)	\dot{V}_{VGE} (m^3/s)	Δp_{IK} (Pa)	$\Delta p_{IK_{th}}$ (Pa)	ρ_t (kg/m^3)	u_1 (m/s)	u_2 (m/s)	$u_3 \cos \alpha$ (m/s)	k_{MX} (-)	ε (-)	„Behindern“
F1	38°	70,6 $\pm 2,0\%$	27,6 $\pm 9,3\%$	21,9 $\pm 11,1\%$	1,05 $\pm 0,5\%$	4,1 $\pm 0,3$	2,9 $\pm 0,3$	4,8 $\pm 5,6\%$	1,68 $\pm 25,3\%$	-0,57 $\pm 10,7\%$	
F2		52,6 $\pm 2,0\%$	16,8 $\pm 15,3\%$	14,5 $\pm 16,0\%$	1,05 $\pm 0,5\%$	4,6 $\pm 0,3$	3,1 $\pm 0,3$	3,6 $\pm 5,6\%$	1,49 $\pm 49,7\%$	-0,41 $\pm 10,2\%$	
F3	25°	72,6 $\pm 2,0\%$	31,4 $\pm 8,2\%$	29,6 $\pm 9,3\%$	1,05 $\pm 0,5\%$	4,3 $\pm 0,3$	3,0 $\pm 0,3$	8,5 $\pm 7,9\%$	1,12 $\pm 22,0\%$	-0,58 $\pm 10,6\%$	
F4		51,3 $\pm 2,0\%$	19,1 $\pm 13,6\%$	18,2 $\pm 14,3\%$	1,05 $\pm 0,5\%$	4,7 $\pm 0,3$	3,4 $\pm 0,3$	6,0 $\pm 7,9\%$	1,11 $\pm 43,0\%$	-0,36 $\pm 9,2\%$	
F5	15°	71,6 $\pm 2,0\%$	40,2 $\pm 6,4\%$	39,6 $\pm 10,8\%$	1,05 $\pm 0,5\%$	4,1 $\pm 0,3$	2,4 $\pm 0,3$	15,5 $\pm 13,2\%$	1,02 $\pm 17,7\%$	-0,72 $\pm 13,0\%$	
F6		51,7 $\pm 2,0\%$	25,3 $\pm 10,1\%$	24,1 $\pm 12,4\%$	1,05 $\pm 0,5\%$	4,3 $\pm 0,3$	3,1 $\pm 0,3$	11,2 $\pm 13,2\%$	1,08 $\pm 25,6\%$	-0,40 $\pm 10,3\%$	

5.2.6.2 Pfändertunnel

5.2.6.2.1 Strömungsverluste Wandreibung

Ähnlich wie beim Felbertauerntunnel wurde die Rohrreibungszahl mittels der Druckdifferenz Δp_{2a} innerhalb der Messstrecke L_{2a} (500 m) ermittelt. Um repräsentative Werte zu erlangen, wurden jene Messzyklen mit verhältnismäßig hohen Strömungsgeschwindigkeiten u_2 herangezogen (P1.1 bis P1.5 „Antreiben“). Daraus konnte eine mittlere Rohrreibungszahl von $\lambda = 0,0102$ mit einer Messunsicherheit von $\pm 21,2\%$ bestimmt und in weiterer Folge die tatsächliche Druckänderung Δp_{IK} gem. Gleichung (5-1) und Abbildung 5-2 errechnet werden.

Durch die geringere Strömungsgeschwindigkeit und die damit verbundene höhere Messunsicherheit, verglichen zur Messung im Felbertauerntunnel, ergab sich auch bei der Rohrreibungszahl eine höhere Messunsicherheit von $\pm 45,8\%$. Da jedoch aufgrund der deutlich geringeren Abmessung der Impulsklappe und der höheren Luftmenge \dot{V}_{VGE} , auch entsprechend größere Druckänderungen Δp_{IK} im Tunnel erfasst werden konnten, spielt die relativ große Messunsicherheit bei der Rohrreibungszahl eine untergeordnete Rolle (siehe Tabelle 5-6).

5.2.6.2.2 Impulsumsetzungskoeffizient

Durch das zweite IK-System im Bereich der Kaverne Nord konnte die Strömung im Tunnel so vorgegeben werden, dass es möglich war, die Impulsübertragung bei allen drei stationären Strömungszuständen und unterschiedlichen Öffnungswinkeln α der Impulsklappe zu vermessen.

Bei der Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung („Antreiben“) konnten je nach Öffnungswinkel α Impulsumsetzungskoeffizienten k_{MX} von 0,86 bis 0,96 ermittelt werden. Anhand der Werte in der Tabelle 5-6 ist zu erkennen, dass die Effektivität der Impulsübertragung (ausgedrückt durch k_{MX}) mit geringer werdendem Einblaswinkel deutlich abnimmt. Bei flachem Einblaswinkel ist anzunehmen, dass sich der Treibstrahl durch den *Coanda-Effekt*³⁷ an der Tunnelrinne anlegt, sodass in Kombination mit den erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten die Wandschubspannungen in diesem Bereich und somit auch die Strömungsverluste zunehmen. Dennoch nehmen bei geringer werdendem Öffnungswinkel die Verluste bei der Impulsübertragung weniger stark zu als der Impulsstrom der eingebrachten Luftmenge. Die beste Wirkung (größte Druckänderung im Tunnel) konnte somit bei einem Einblaswinkel zwischen 16° und 20° (P1.2 und P1.3) erlangt werden. Bei einem geringeren Öffnungswinkel (12°) kommt es, aufgrund der hohen Strömungsverluste durch die Impulsklappe, zu einer Verringerung der Fördermenge des Frischluftventilators (Betriebspunktverschiebung durch Änderung der Anlagenkennlinie). Dies führt zu einer Abnahme des Impulsstroms der eingebrachten Luftmenge, während die Strömungsverluste (Wandschubspannungen bei 12° Einblaswinkel) zunehmen, sodass sich die Wirkung der Impulsübertragung bei den gegebenen Anlagenverhältnissen wieder reduziert. Im Allgemeinen ist der Impulsumsetzungskoeffizient abgesehen von den bereits erwähnten Strömungseffekten (Einblaswinkel, Wandschubspannung etc.) auch vom Volumenstromverhältnis ε abhängig (siehe Tabelle 5-10 Berechnungsfall S1.1 bis S1.5).

Bei der Frischlufteinbringung gegen die Strömungsrichtung im Tunnel („Behindern“) konnten gleiche Tendenzen wie bei der Messung im Felbertauerntunnel beobachtet werden. Die Effizienz der Impulsübertragung steigt auch hier mit zunehmendem Öffnungswinkel und es konnten Impulsumsetzungskoeffizienten k_{MX} von 1,04 bis 1,16 ermittelt werden. Trotz der geringeren Effizienz der Impulsübertragung konnte bei einem Öffnungswinkel von 16° bis 22° (P2.2 und P2.3) die beste Wirkung (größte Druckänderung) festgestellt werden.

Die Impulsübertragung beim Strömungszustand „Aufteilen“ wurde für zwei Winkelstellungen 18° und 22° untersucht, wobei bei letzterem zwei unterschiedliche Volumenstromverhältnisse ε analysiert wurden. Die Messungen ergaben, dass - unabhängig von den beiden Winkelstellungen und von ε - annähernd gleiche Impulsumsetzungskoeffizienten k_{MX} von 0,93 bis 0,94 errechnet wurden. Die Strömungssimulationen ergaben hingegen, dass die k_{MX} -Werte bei abnehmendem ε geringer werden (siehe Kapitel 5.3.6.1.3 sowie Tabelle 5-13). Dies lässt vermuten, dass dieser Zusammenhang bei den Messungen durch die gegebenen Messunsicherheiten weniger deutlich zum Vorschein kommt. Die beste Wirkung der Impulsübertragung konnte jedoch wiederum beim geringeren Öffnungswinkel von 18° festgestellt werden.

Aufgrund des relativ hohen Impulsstromes (infolge der Klappenfläche und der eingebrachten

Frischluftmenge) konnten im Pfändertunnel höhere Druckänderungen als beim Felbertauerntunnel erfasst werden. Dies wirkt sich positiv auf die Messgenauigkeit aus, sodass für die Ermittlung der Impulsumsetzungskoeffizienten Werte von $\pm 8,2\%$ bis maximal $\pm 17,1\%$ erlangt werden konnten. Da sich die Messunsicherheit von $\pm 2^\circ$ bei den geringeren Öffnungswinkeln deutlich stärker auswirkt als bei den größeren Öffnungswinkeln, sind bei den entsprechenden k_{MX} -Werten auch höhere Messunsicherheiten zu verzeichnen.

Tabelle 5-6: Ergebnisse der Messung im Pfändertunnel

Messung	α (°)	\dot{V}_{VGE} (m ³ /s)	Δp_{IK} (Pa)	$\Delta p_{IK_{th}}$ (Pa)	ρ_t (kg/m ³)	u_1 (m/s)	u_2 (m/s)	$u_3 \cos \alpha$ (m/s)	k_{MX} (-)	ε (-)	
P1.1	12 $\pm 2^\circ$	81,7 $\pm 2,0\%$	77,7 $\pm 3,3\%$	91,4 $\pm 18,5\%$	1,16 $\pm 0,5\%$	1,4 $\pm 0,3$	3,2 $\pm 0,3$	49,5 $\pm 16,6\%$	0,86 $\pm 17,1\%$	0,55 $\pm 9,7\%$	„Antreiben“
P1.2	16 $\pm 2^\circ$	99,2 $\pm 2,0\%$	82,2 $\pm 3,1\%$	97,1 $\pm 14,3\%$	1,16 $\pm 0,5\%$	1,5 $\pm 0,3$	3,6 $\pm 0,3$	44,2 $\pm 12,4\%$	0,86 $\pm 13,0\%$	0,59 $\pm 8,6\%$	
P1.3	20 $\pm 2^\circ$	108,9 $\pm 2,0\%$	80,4 $\pm 3,3\%$	94,3 $\pm 11,5\%$	1,16 $\pm 0,5\%$	1,0 $\pm 0,3$	3,3 $\pm 0,3$	38,8 $\pm 9,9\%$	0,87 $\pm 10,7\%$	0,71 $\pm 9,3\%$	
P1.4	30 $\pm 2^\circ$	111,2 $\pm 2,0\%$	57,4 $\pm 4,7\%$	61,3 $\pm 8,2\%$	1,16 $\pm 0,5\%$	0,5 $\pm 0,3$	2,9 $\pm 0,3$	25,4 $\pm 6,8\%$	0,95 $\pm 8,2\%$	0,83 $\pm 10,7\%$	
P1.5	36 $\pm 2^\circ$	112,5 $\pm 2,0\%$	46,9 $\pm 7,6\%$	49,3 $\pm 7,1\%$	1,16 $\pm 0,5\%$	0,1 $\pm 0,3$	2,6 $\pm 0,3$	20,2 $\pm 5,9\%$	0,96 $\pm 9,0\%$	0,94 $\pm 11,9\%$	
P2.1	14 $\pm 2^\circ$	80,6 $\pm 2,0\%$	92,6 $\pm 2,8\%$	89,2 $\pm 13,5\%$	1,15 $\pm 0,5\%$	-2,4 $\pm 0,3$	-0,6 $\pm 0,3$	41,4 $\pm 14,2\%$	1,04 $\pm 14,7\%$	-2,25 $\pm 38,9\%$	„Behindern“
P2.2	18 $\pm 2^\circ$	99,3 $\pm 2,0\%$	108,2 $\pm 2,7\%$	102,5 $\pm 10,6\%$	1,15 $\pm 0,5\%$	-2,4 $\pm 0,3$	-0,2 $\pm 0,3$	38,9 $\pm 11,0\%$	1,06 $\pm 11,6\%$	-7,16 $\pm 100,3\%$	
P2.3	22 $\pm 2^\circ$	102,6 $\pm 2,0\%$	98,6 $\pm 2,8\%$	91,8 $\pm 8,2\%$	1,15 $\pm 0,5\%$	-2,7 $\pm 0,3$	-0,5 $\pm 0,3$	32,8 $\pm 8,6\%$	1,08 $\pm 9,5\%$	-3,96 $\pm 53,7\%$	
P2.4	32 $\pm 2^\circ$	102,8 $\pm 2,0\%$	73,5 $\pm 4,7\%$	67,8 $\pm 5,8\%$	1,15 $\pm 0,5\%$	-3,6 $\pm 0,3$	-1,4 $\pm 0,3$	21,6 $\pm 6,2\%$	1,10 $\pm 9,0\%$	-1,47 $\pm 20,1\%$	
P2.5	38 $\pm 2^\circ$	101,2 $\pm 2,0\%$	62,8 $\pm 5,1\%$	55,9 $\pm 5,5\%$	1,15 $\pm 0,5\%$	-3,8 $\pm 0,3$	-1,6 $\pm 0,3$	16,9 $\pm 5,6\%$	1,16 $\pm 9,4\%$	-1,28 $\pm 17,7\%$	
P3.1	18 $\pm 2^\circ$	99,4 $\pm 2,0\%$	97,7 $\pm 2,6\%$	103,6 $\pm 11,2\%$	1,16 $\pm 0,5\%$	-1,1 $\pm 0,3$	1,1 $\pm 0,3$	41,8 $\pm 11,0\%$	0,94 $\pm 11,5\%$	2,59 $\pm 36,4\%$	„Aufteilen“
P3.2	22 $\pm 2^\circ$	100,6 $\pm 2,0\%$	75,0 $\pm 3,3\%$	81,1 $\pm 9,5\%$	1,14 $\pm 0,5\%$	-0,7 $\pm 0,3$	1,5 $\pm 0,3$	33,4 $\pm 9,0\%$	0,93 $\pm 9,8\%$	1,51 $\pm 21,0\%$	
P3.3	22 $\pm 2^\circ$	100,7 $\pm 2,0\%$	80,4 $\pm 3,2\%$	85,8 $\pm 8,9\%$	1,14 $\pm 0,5\%$	-1,7 $\pm 0,3$	0,5 $\pm 0,3$	33,5 $\pm 9,0\%$	0,93 $\pm 9,8\%$	5,44 $\pm 75,2\%$	

5.3 Numerische Strömungssimulation

Im Rahmen einer Diplomarbeit [Sutterlüty, 2012] am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik ergab sich unter anderem die Möglichkeit, ein numerisches Simulationsmodell eines IK-Systems zu erstellen. Damit wurden bei einem Öffnungswinkel von 35° die Impulsumsetzungskoeffizienten für die Strömungszustände „Antreiben“ und „Behindern“ (siehe Gleichung (5-9)) untersucht. Diese Untersuchung wurde im Zuge der vorliegenden Arbeit erweitert und die Wirkung der Impulsübertragung für alle drei Strömungszustände für die Öffnungswinkel von 35° und 30° analysiert. Anhand der durchgeführten Messungen besteht nun die Möglichkeit, das Simulationsmodell (Randbedingung, Berechnungsmodell, Lösungsverfahren und Parameter der

Rechengittererstellung) im Nachhinein zu verifizieren.

Im Folgenden wird ein Überblick über den gewählten Aufbau des numerischen Strömungsmodells gegeben. Im Anschluss werden die Ergebnisse aus den Strömungssimulationen den Messergebnissen sowie den Werten aus vergleichbaren Untersuchungen gegenübergestellt.

5.3.1 Berechnungsfälle

Wie schon angedeutet, wurde die Wirkung der Impulsübertragung bei zwei unterschiedlichen Klappenstellungen (35° und 30°) für unterschiedliche Volumenstromaufteilungen ε analysiert. Eine Übersicht aller Berechnungsfälle kann der nachfolgenden Tabelle entnommen werden. Die Simulationen S1.1 bis S2.1 wurde im Zuge der Arbeit von [Sutterlüty, 2012] durchgeführt.

Tabelle 5-7: Auflistung der Berechnungsfälle für die numerische Untersuchung eines IK-Systems

Simulation	α ($^\circ$)	\dot{V}_{VGE} (m^3/s)	u_1 (m/s)	u_2 (m/s)	ε (-)	
S1.1 ⁵⁷	35°	133,8	6,40	9,32	0,33	„Antreiben“
S1.2 ⁵⁷			2,98	5,9	0,50	
S1.3 ⁵⁷			1,50	4,42	0,66	
S1.4 ⁵⁷			0,48	3,40	0,85	
S1.5 ⁵⁷			0,00	2,92	1,00	
S2.1 ⁵⁷	35°	133,8	-4,42	-1,5	-1,95	„Behindern“
S2.2	30°	100	-2,76	-0,57	-3,83	
S2.3	35°		-3,71	-1,52	-1,44	
S2.4	30°		-3,92	-1,73	-1,26	
S2.5	35°					
S2.6	30°					
S2.7	35°					
S3.1	30°		100	0,73	1,46	1,50
S3.2	35°	1,35		0,84	2,60	
S3.3	30°	1,75		0,41	5,32	
S3.4	35°					
S3.5	30°					
S3.6	35°					

5.3.2 Geometrie- und Berechnungsgebiet

Für die Untersuchung wurde ein repräsentativer Tunnelabschnitt mit einem IK-System (Zuluftkanal, Impulsklappe und Verkehrsraum) nachgebildet. Um in weiterer Folge die Größe des Rechengitters und den damit verbundenen Rechenaufwand einzuschränken, wurde das Berechnungsgebiet auf eine Gesamtlänge von 200 m begrenzt. Die Frischluftimpulsklappe ist vom Rand T1 100 m entfernt positioniert, wodurch in beide Richtungen im Tunnel genügend Raum für die Erfassung der Druckänderung infolge der Impulsübertragung besteht. Vom Einlassrand des Zuluftkanals bis zur Impulsklappe wurde eine Einlaufstrecke von 50 m

berücksichtigt. Eine schematische Darstellung des Berechnungsgebietes sowie des Regelquerschnittes kann in Abbildung 5-5 und Abbildung 5-6 gefunden werden.

Für die Frischluftimpulsklappe wurde eine gängige Geometrieform mit einer Gesamtfläche von $10,5 \text{ m}^2$ gewählt. Die generelle Form der Klappe und der Lamellenelemente sowie deren Abmessungen sind in der Abbildung 5-6 angegeben. Die Geometrie wurde einmal mit einem Öffnungswinkel von 35° und einmal mit 30° erstellt. Die allgemeinen Parameter des Berechnungsgebietes sind in der Tabelle 5-8 zusammengefasst.

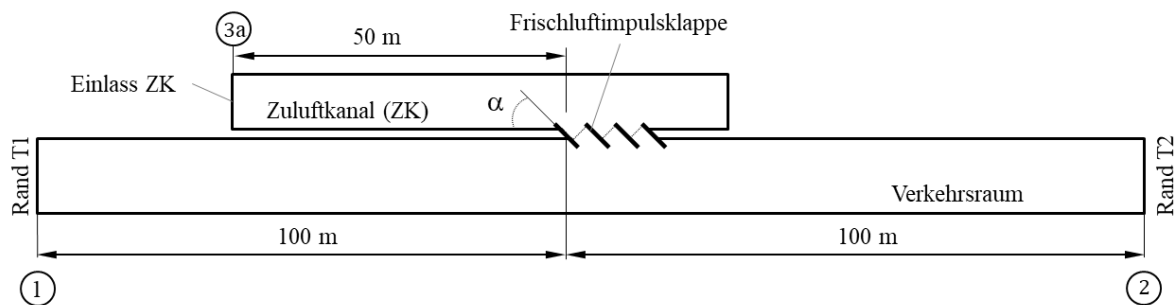


Abbildung 5-5: Schematische Darstellung des Berechnungsgebietes - IK-System [Sutterlüty, 2012]

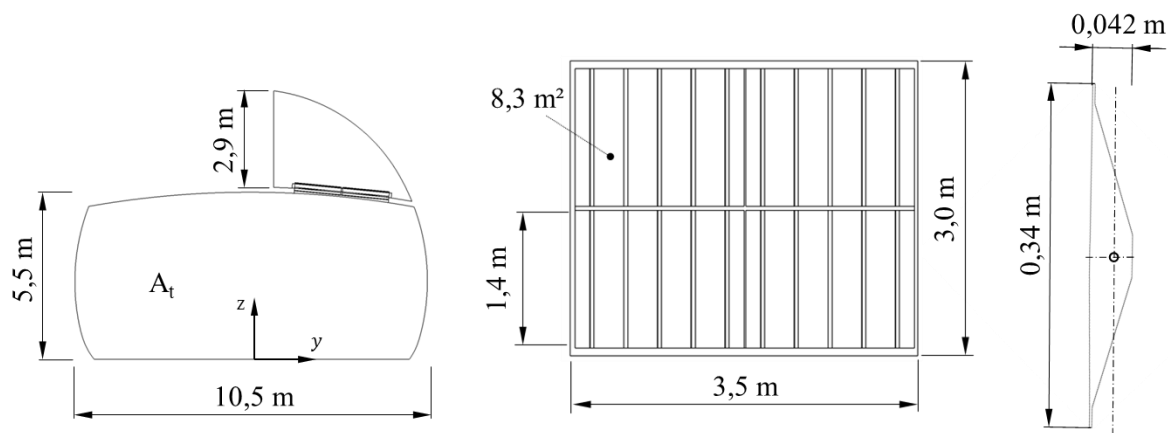


Abbildung 5-6: Geometrische Darstellung des Regelquerschnittes und der Frischluftimpulsklappe [Sutterlüty, 2012]

Tabelle 5-8: Allgemeine Parameter des Berechnungsgebietes

Parameter	Berechnungsgebiet
Regelquerschnitt Tunnel A_t	$45,8 \text{ m}^2$
Hydraulischer Tunneldurchmesser D_t	$6,5 \text{ m}$
Querschnittsfläche Frischluftimpulsklappe	$10,5 \text{ m}^2$
Öffnungswinkel α	30° bzw. 35°
Maximaler freier Strömungsquerschnitt der Frischluftimpulsklappe	$8,3 \text{ m}^2$ ($\alpha = 90^\circ$)

5.3.3 Simulationsaufbau und Randbedingungen

Aufgrund der ähnlichen Parameter wie bei den vorangegangenen Untersuchungen

(Tunnelquerschnitt und Strömungsgeschwindigkeit) handelt es sich bei diesem Strömungsproblem ebenfalls um eine hoch turbulente Kanalströmung. Die Einblasung von Frischluft über die Impulsklappe mit erhöhter Geschwindigkeit kann gleich wie bei den Strahlventilatoren als Freistrahл angesehen werden. Demnach wurde auch hier gem. den Ausführungen in den Kapiteln 2.4.3.1 und 2.4.3.2 als Turbulenzmodell das Realizable k-ε-Modell und für die Wandbehandlung die Standard-Wandfunktion ausgewählt (siehe ebenfalls 4.3.1.2). Durch die Vergleiche der Ergebnisse unterschiedlicher Turbulenzmodelle mit Messungen konnten auch bei der Betrachtung von IK-Systemen mit diesem Turbulenzmodell gute Übereinstimmungen gefunden werden (siehe [Sutterlüty, 2012]).

Für die numerische Untersuchung der Wirkung der Impulsübertragung bei IK-Systemen wurden folgende Randbedingungen verwendet:

- Ein- und Auslassrandbedingung
- Randbedingung der Wand

5.3.3.1 Ein- und Auslassrandbedingung

Um die Impulsübertragung bei definierten Volumenstromverhältnissen unabhängig von der resultierenden Druckänderung im Tunnel analysieren zu können, wurde an den Rändern T1 und T2 (siehe Abbildung 5-5) je nach gewünschtem Strömungszustand die mittlere Strömungsgeschwindigkeit (Geschwindigkeitseinlassrandbedingung siehe Kapitel 2.4.4.1) bzw. ein mittlerer Referenzdruck von 0 Pa (Druckauslassrandbedingung siehe Kapitel 2.4.4.1) vorgegeben. Da für die Ermittlung der Impulsumsetzungskoeffizienten die Druckdifferenz Δp_{12} ausgewertet wird, spielt das sich einstellende Druckniveau im Berechnungsgebiet (abhängig von Druckrandbedingung, Tunnellänge, Strömungsverluste und Druckänderung infolge der Impulsübertragung) eine untergeordnete Rolle.

Im gesamten Berechnungsgebiet wurde die Luftdichte vorgegeben und als konstant angenommen (siehe Kapitel 5.3.5).

Tabelle 5-9: Definition der Ein- und Auslassrandbedingung in Abhängigkeit des Strömungszustandes

Strömungszustand	Rand T1	Rand T2
„Antreiben“	u_1 gem. Tabelle 5-7	Druck-Randbedingung
„Behindern“	Druck-Randbedingung	u_2 gem. Tabelle 5-7
„Aufteilen“	Druck-Randbedingung	u_2 gem. Tabelle 5-7

5.3.3.2 Randbedingung der Wand

Für die Untersuchung der Impulsübertragung ist die Definition der Wandrauheit der Tunnelwand von Bedeutung. Eine repräsentative Rohrreibungszahl von $\lambda = 0,015$ wurde bereits von [Pokorny, Weiss & Krönke, 1981] angegeben und konnte durch die Messungen (siehe Kapitel 4.2.7.1.1, 4.2.7.2.1 und 5.2.6.1.1) bestätigt werden. Auf Basis dieser Rohrreibungszahl und der Gleichung von Nikuradse⁴⁸ konnte eine Sandrauheitshöhe K_s von 0,0015 m bis 0,002 m mit einer Rauheitskonstante C_s von 0,5 für die Tunnelwand definiert werden.

5.3.4 Rechengitter

Das Strömungsfeld wurde zur lokalen Verfeinerung im Bereich der Impulsklappe mit Tetraederelementen und an den festen Oberflächen mit Prismaelementen (für die Wandbehandlung) diskretisiert. Die maximale Größe der Elemente beträgt 0,7 m (etwa 50 m

bis Rand T1 bzw. T2) und wurde im direkten Umfeld der Impulsklappe geometriebedingt auf eine maximale Größe von 0,015 m reduziert. Im Bereich des Treibstrahles wurde das Rechengitter aufgrund der zu erwartenden hohen Geschwindigkeitsgradienten auf eine maximale Elementgröße von 0,15 m verdichtet.

Gemäß der Anforderung hinsichtlich der verwendeten Wandfunktion (siehe Kapitel 2.4.3.2 bzw. 4.3.1.3), sollte der dimensionslose Wandabstand zwischen 30 und 1000 liegen. Nach dieser Bedingung ergibt sich gemäß Gleichung (2-75) an der Oberfläche der Impulsklappe ein Wandabstand von 0,002 m und an der Tunnelwand von 0,02 m. Diese Vorgabe wurde durch den Einsatz von Prismaelementen umgesetzt. Insgesamt besteht das Berechnungsgebiet aus 6,5 Millionen Elementen. Die Abbildung 5-7 und Abbildung 5-8 zeigen das Rechengitter im Bereich der Frischlufteinbringung und der Impulsklappe.

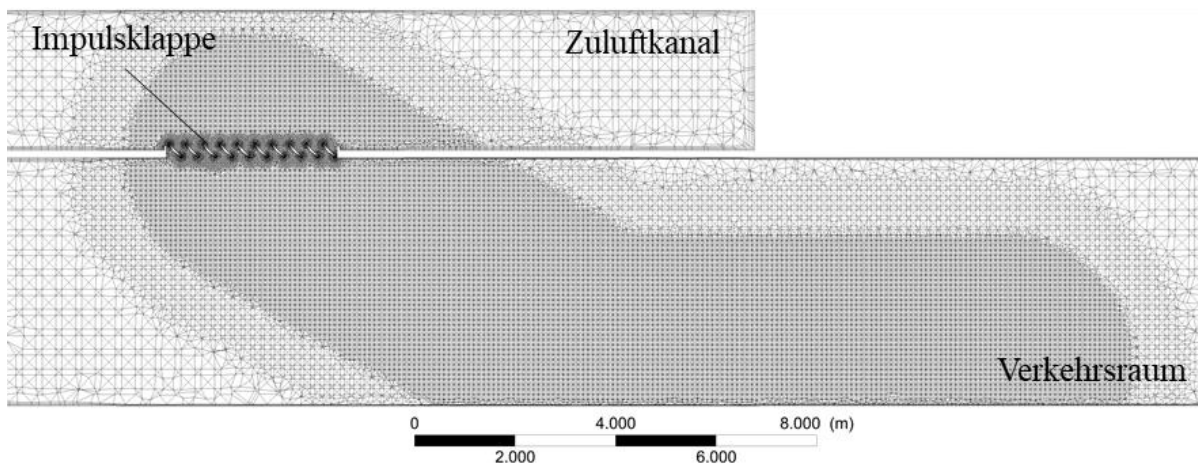


Abbildung 5-7: Rechengitter im Bereich der Frischlufteinbringung und der Impulsklappe [Sutterlüty, 2012]

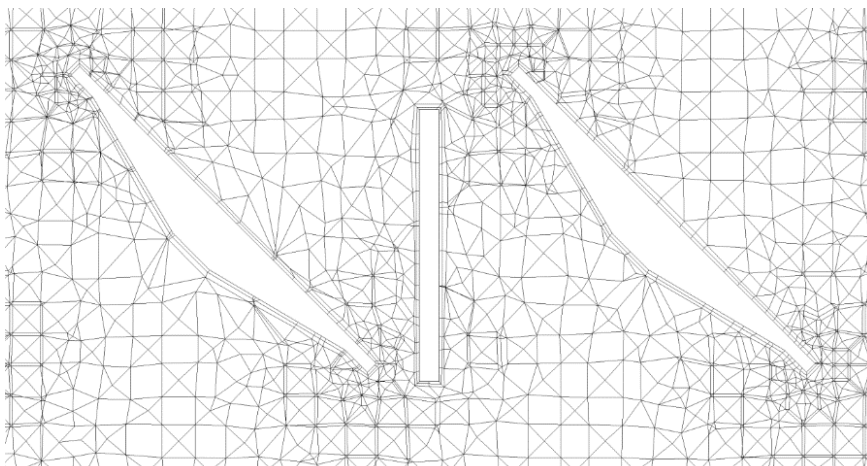


Abbildung 5-8: Detailansicht des Rechengitters im Bereich der Impulsklappe [Sutterlüty, 2012]

5.3.5 Lösungsmethoden

Da die Strömungscharakteristik ähnlich ist wie jene bei der Untersuchung zur Impulsübertragung von Strahlventilatoren, wurden die dabei definierten Lösungsmethoden gemäß Kapitel 4.3.1.4 auch bei der vorliegenden Untersuchung angewendet.

5.3.6 Ergebnisse der numerischen Strömungssimulation – IK-System

Die Impulsumsetzungskoeffizienten aller durchgeführten Berechnungen sind in Abhängigkeit

des Strömungsverhältnisses ε und des Einströmwinkels α in der nachfolgenden Tabelle 5-10 aufgelistet. Die Ergebnisse der einzelnen Strömungsfälle werden im Anschluss diskutiert.

Tabelle 5-10: Ergebnisse der numerischen Strömungssimulation – IK-System

Simulation	α (°)	\dot{V}_{VGE} (m³/s)	Δp_{IK} (Pa)	$\Delta p_{IK,th}$ (Pa)	ρ_t (kg/m³)	u_1 (m/s)	u_2 (m/s)	$u_3 \cos \alpha$ (m/s)	k_{MX} (-)	ε (-)	
S1.1 ⁵⁷	35°	133,8	21,5	36,0	1,08	6,0	8,9	26,3	0,83	0,33	„Antreiben“
S1.2 ⁵⁷			42,1	55,1		3,0	5,9		0,84	0,50	
S1.3 ⁵⁷			54,3	64,4		1,5	4,4		0,88	0,66	
S1.4 ⁵⁷			64,2	70,9		0,5	3,4		0,92	0,85	
S1.5 ⁵⁷			68,3	73,9		0,0	2,9		0,93	1,00	
S2.1 ⁵⁷	35°	133,8	106,6	101,8	1,08	4,4	1,5	26,3	1,06	-1,95	„Behindern“
S2.2	30°	100,0	70,1	68,3	1,15	2,8	0,6	23,9	1,03	-3,83	
S2.3	35°		61,5	57,8		19,7	1,07	-1,44			
S2.4	30°		75,7	73,1		23,9	1,05	-1,44			
S2.5	35°		70,4	62,6		19,7	1,16	-1,26			
S2.6	30°		77,2	74,2		23,9	1,06	-1,26			
S2.7	35°		69,7	63,6		19,7	1,12	-1,26			
S3.1	30°		100,0	52,8		58,1	1,15	0,7	1,5	23,9	0,91
S3.2	35°	42,0		47,6	19,7	0,89		2,60			
S3.3	30°	57,4		61,2	23,9	0,94		2,60			
S3.4	35°	47,9		50,7	19,7	0,94		2,60			
S3.5	30°	61,2		63,3	23,9	0,96		5,32			
S3.6	35°	51,3		52,7	19,7	0,97		5,32			

5.3.6.1.1 Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung („Antreiben“)

Beim Strömungszustand „Antreiben“ wurden die Frischluftmenge sowie der Öffnungswinkel der Abluftklappe beibehalten und lediglich die Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel variiert. Anhand dieser Untersuchung ist zu erkennen, dass ähnlich wie bei den Einbauwirkungsgraden der Strahlventilatoren (siehe Kapitel 4.2.7.2 sowie 4.3.1.5 und 4.3.2.4) die k_{MX} -Werte mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel abnehmen. Die Abbildung 5-9 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf in einer Ebene parallel zur Fahrbahn (etwa 2,5 m über der Fahrbahn) für zwei unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten im Tunnel (S1.2 mit $\varepsilon = 0,5$ und S1.4 mit $\varepsilon = 0,85$). Um zusätzlich den Impulsstrom zu verdeutlichen, sind in dieser Abbildung alle Geschwindigkeitswerte >10 m/s durch ein eingefärbtes Volumen dargestellt. Durch die asymmetrische Einblasung legt sich der Treibstrahl an der seitlichen Tunnelwand an und strömt daran entlang (*Coanda-Effekt*³⁷). In der Gegenüberstellung in Abbildung 5-9 ist zu erkennen, dass sich der Treibstrahl mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel mehr in Strömungsrichtung ausdehnt. Folglich nehmen, ähnlich wie beim Treibstrahl der Strahlventilatoren, auch die Flächen mit erhöhter Wandschubspannung und somit die Reibungsverluste zu (siehe Abbildung 5-9 unten). Durch die Einbringung von Luftmassen mit erhöhter Geschwindigkeit werden die umliegenden Luftmassen stromabwärts der Impulsklappe mitgerissen und beschleunigt. Dies würde zu einem höheren Luftmassenstrom führen, als sich

durch die Massenerhaltung ergibt, weshalb es im Bereich der Impulsklappe zu lokalen Rückströmungen von Luftmassen kommt (vor allem bei geringer mittlerer Strömungsgeschwindigkeit u_1 , siehe Abbildung 5-9 rechts). Diese Rückströmungen erhöhen wiederum die Effektivität der Impulsübertragung (größere Relativgeschwindigkeit), welche sich, neben den geringeren Flächen von erhöhten Wandschubspannungen, zusätzlich positiv auf die Druckänderung im Tunnel auswirkt (höherer K_{MX} -Werte). Die beste Wirkung und somit größte Druckänderung bei einem Öffnungswinkel von 35° konnte bei den geringsten Strömungsgeschwindigkeiten u_1 (S1.5) erzielt werden.

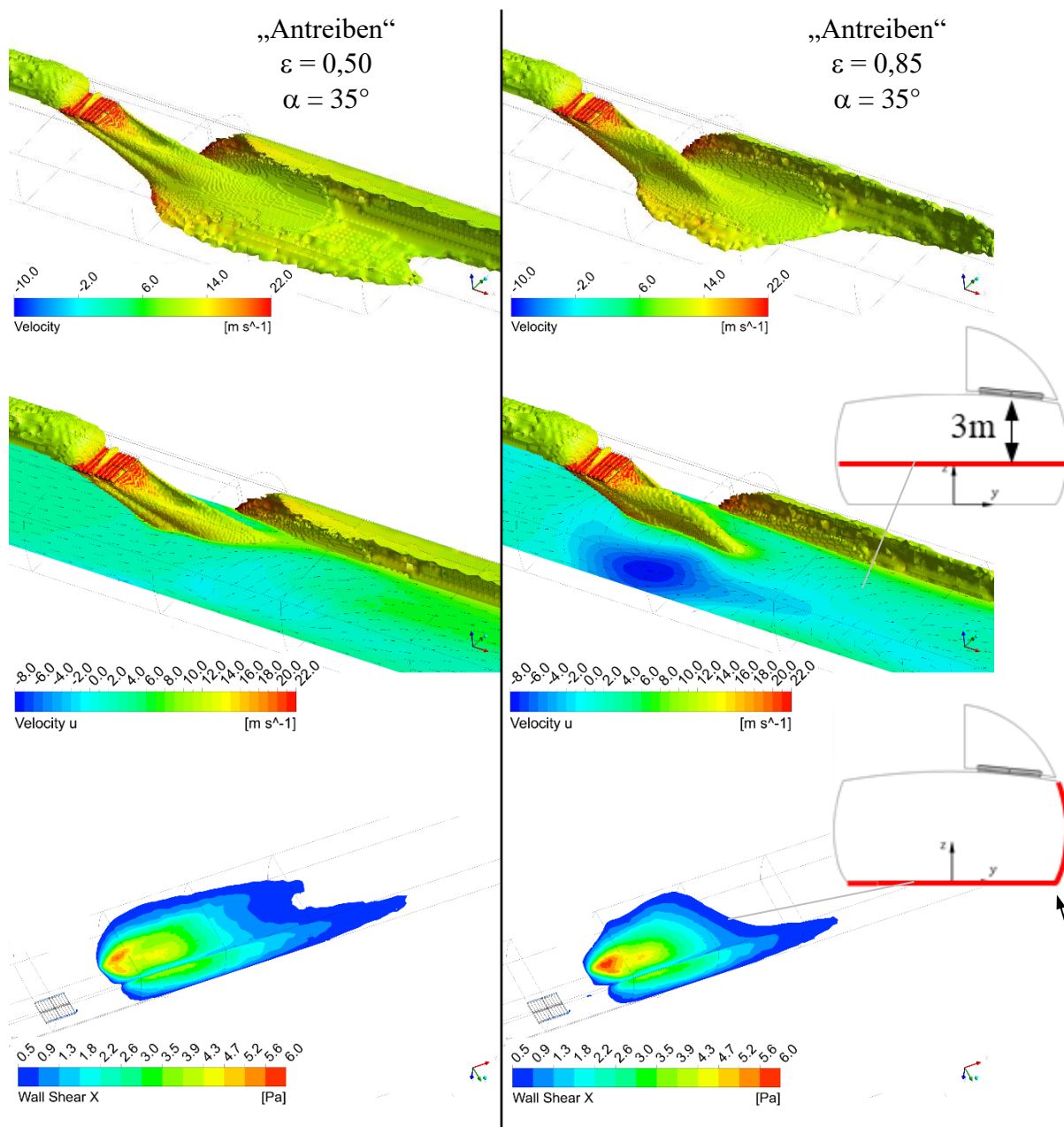


Abbildung 5-9: Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung in einer Ebene parallel zur Fahrbahn sowie der Geschwindigkeitswerte $> 10 \text{ m/s}$ anhand eines eingefärbten Volumens für den Strömungsfall „Antreiben“ bei $\varepsilon = 0,5$ (S1.2 gem. Tabelle 5-10) und $\varepsilon = 0,85$ (S1.4 gem. Tabelle 5-10). Darunter sind die Bereiche mit erhöhter Wandschubspannung auf der Fahrbahn und der seitlichen Tunnelwand für beide Fälle dargestellt.

Für die Verifizierung der Berechnungsergebnisse wurden aus der Messserie vom Pfändertunnel jene Messungen ausgewählt, welche hinsichtlich der Winkelstellung und dem Strömungszustand vergleichbare Werte zu den durchgeführten Berechnungen aufweisen. In Tabelle 5-11 sind die Messungen den entsprechenden Berechnungsergebnissen gegenübergestellt. Verglichen zu den Messungen ist die eingebrachte Luftmenge bei den Berechnungen etwas höher, wodurch der Impulsstrom und die Verluste bei der Impulsübertragung ebenfalls etwas höher ausfallen. Dadurch sind die k_{MX} -Werte der Berechnung etwas niedriger. Unter Beachtung dieser Unterschiede und der Messunsicherheiten, konnte mit dem Simulationsmodell eine gute Übereinstimmung mit einer Abweichung von rund 3% erzielt werden.

Tabelle 5-11: Gegenüberstellung der Messergebnisse (P) mit den Berechnungsergebnissen (S) für den Strömungszustand „Antreiben“

Bezeichnung	α (°)	\dot{V}_{VGE} (m ³ /s)	ε (-)	$u_3 \cos \alpha$ (m/s)	k_{MX} (-)		Abweichung
					Messung	Simulation	
P1.4 ⁵⁷	30 ±2°	111,2 ±2,0%	0,83 ±10,7%	25,4 ±6,8%	0,95 ±8,2%	-	3,2%
S1.4	35	133,8	0,85	26,3	-	0,92	
S1.5	35	133,8	1,00	26,3	-	0,93	3,1%
P1.5 ⁵⁷	36 ±2°	112,5 ±2,0%	0,94 ±11,9%	20,2 ±5,9%	0,96 ±9,0%	-	

5.3.6.1.2 Frischlufteinbringung gegen die Strömungsrichtung („Behindern“)

Um wiederum die Frischlufteinbringung zu veranschaulichen, wurden anhand des Berechnungsfalles S2.5 (siehe Tabelle 5-10) in Abbildung 5-10 alle Geschwindigkeitswerte > 10 m/s durch ein eingefärbtes Volumen dargestellt. Zusätzlich wurde darin die Geschwindigkeitsverteilung in einer Ebene parallel zur Fahrbahn (etwa 2,5 m über der Fahrbahn) inkl. normierter Geschwindigkeitsvektoren eingetragen. Durch die Einbringung der Frischluft entgegen der Tunnelgrundströmung reduziert sich der freie Strömungsquerschnitt für die vorbeiströmende Tunnelluft deutlich, wodurch es zu einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im Bereich des Treibstrahles kommt. Die eingebrachten Luftmassen werden in Einblasrichtung allmählich abgebremst, bis sie sich mit der Tunnelgrundströmung vermischen und abtransportiert werden. Da dieser Vorgang mehrere Meter vor der Impulsklappe passiert, müssen auch die eingebrachten Luftmassen am Treibstrahl (reduzierter Strömungsquerschnitt) vorbeiströmen, wodurch sich die Strömungsgeschwindigkeiten nochmals bedeutend erhöhen. Diese hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich des Treibstrahls erhöhen wiederum die Effektivität der Impulsübertragung (größere Relativgeschwindigkeit) deutlich. Zudem wirken die auftretenden Strömungsverluste und erhöhten Wandschubspannungen der Tunnelgrundströmung entgegen, wodurch die Wirkung der Impulsübertragung hierbei zusätzlich verstärkt wird. (siehe Kapitel 5.2.6). In Summe führen diese Effekte bei diesem Strömungszustand zu Impulsübersetzungskoeffizienten größer eins.

In der Abbildung 5-11 ist zusätzlich die Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Frischlufteinblasung inkl. normierter Geschwindigkeitsvektoren sowie die Druckverteilung in der Seitenansicht (Ebene mittig durch die Abluftklappe) dargestellt. Anhand der Druckverteilung ist zu erkennen, dass die Frischlufteinbringung gegen die Strömungsrichtung

innerhalb einer relativ kurzen Distanz (<50 m) in eine Druckänderung resultiert.

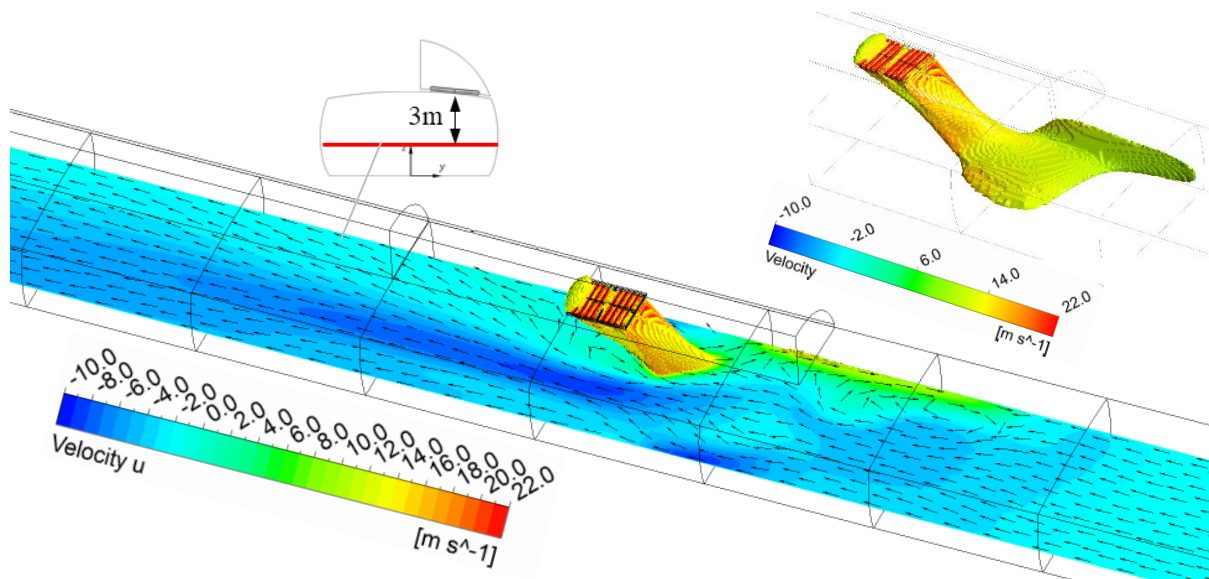


Abbildung 5-10: Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung in einer Ebene parallel zur Fahrbahn sowie der Geschwindigkeitswerte > 10 m/s anhand eines eingefärbten Volumens für den Strömungsfall „Behindern“ bei $\varepsilon = -1,44$ und $\alpha = 35^\circ$ (S2.5 gem. Tabelle 5-10).

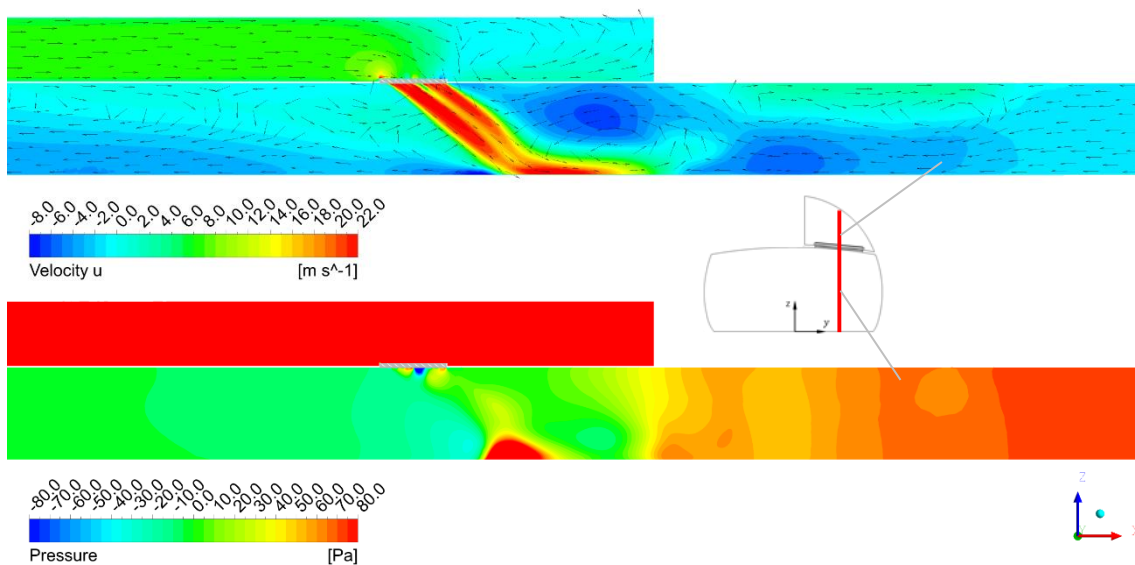


Abbildung 5-11: Geschwindigkeitsverteilung und Druckverteilung im Bereich der Frischlufteinblasung in der Seitenansicht (Ebene mittig durch die Impulsklappe) für den Strömungsfall „Behindern“ bei $\varepsilon = -1,44$ und $\alpha = 35^\circ$ (S2.5 gem. Tabelle 5-10).

Zur Verifizierung der Berechnungsergebnisse sind diese in Tabelle 5-12 wiederum mit den vergleichbaren Messergebnissen aus dem Pfändertunnel (hinsichtlich Winkelstellung und Strömungszustand) gegenübergestellt. Der bereits analysierte Zusammenhang, dass die k_{MX} -Werte mit zunehmendem Öffnungswinkel der Impulsklappe zunehmen, konnte auch mittels der Berechnungen bestätigt werden (vergleiche S2.4 bzw. S2.6 mit S2.5 bzw. S2.7). Unter Beachtung des etwas unterschiedlichen Impulsstromes (bedingt durch die Differenzen in der

Klappengröße und der Winkelstellung) und der Messunsicherheiten, konnten auch bei diesem Strömungszustand mit dem numerischen Simulationsmodell gute Übereinstimmungen bei den Impulsumsetzungskoeffizienten gefunden werden. Die maximale Abweichung zu den Messungen beträgt rund 5,5%.

Anhand des Simulationsmodells konnten beim Strömungszustand „Behindern“ unabhängig vom Klappenwinkel und dem Verhältnis ε (gleich wie bei den Messungen) durchwegs Impulsumsetzungskoeffizienten k_{MX} von > 1 ermittelt werden.

Tabelle 5-12: Gegenüberstellung der Messergebnisse mit den Berechnungsergebnissen für den Strömungszustand „Behindern“

Bezeichnung	α (°)	\dot{V}_{VGE} (m ³ /s)	ε (-)	$u_3 \cos \alpha$ (m/s)	k_{MX} (-)		Abweichung
					Messung	Simulation	
P2.3	22 ±2°	102,6 ±2,0%	-3,96 ±53,7%	32,8 ±8,6%	1,08 ±9,5%	-	
S2.2	30	100,0	-3,83	23,9	-	1,03	4,6%
S2.4			-1,44			1,05	4,5%
S2.6			-1,26			1,06	5,5%
P2.4	32 ±2°	102,8 ±2,0%	-1,47 ±20,1%	21,6 ±6,2%	1,10 ±9,0%	-	
S2.5	35	100,0	-1,44	19,7	-	1,16	5,5%
S2.7			-1,26			1,12	
P2.5	38 ±2°	101,2 ±2,0%	-1,28 ±17,7%	16,9 ±5,6%	1,16 ±9,4%	-	

5.3.6.1.3 Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung mit Rückströmung („Aufteilen“)

Bei diesem Strömungszustand wird mittels der Frischlufteinbringung versucht die Strömung im Tunnel anzutreiben. Bedingt durch die Druckverhältnisse im Tunnel (abhängig von den meteorologischen Verhältnissen an den Portalen, den Strömungsverlusten beidseitig der Einbringung, den Auftriebseffekten etc.) wird jedoch ein Teil der eingebrachten Luftmengen abgebremst und strömt in weiterer Folge entgegen der Einblasrichtung an dem Treibstrahl vorbei. Durch die Rückströmung wird, ähnlich wie beim Strömungszustand „Behindern“, die Effektivität der Impulsübertragung (größere Relativgeschwindigkeit) erhöht, wodurch, verglichen zum Strömungszustand „Antreiben“ tendenziell höhere k_{MX} -Werte ermittelt wurden. Zudem werden durch die Rückströmung die Ausdehnung des Treibstrahls (vergleiche Abbildung 5-9 mit Abbildung 5-12) eingedämmt und somit die Flächen mit erhöhten Wandschubspannungen reduziert. Der Anteil der rückströmenden Luftmenge ist grundsätzlich vom Druckverhältnis im Tunnel abhängig und wird durch das Volumenstromverhältnis ε ausgedrückt. Je größer der ε -Wert wird desto höher ist der Anteil der rückströmenden Luftmengen, wodurch die Effektivität der Impulsübertragung zunimmt (größere k_{MX} -Werte siehe Tabelle 5-10).

Gleich wie bereits bei den Messungen beobachtet, wurden auch hier kaum Abhängigkeiten vom jeweiligen Einblaswinkel (30° und 35°) festgestellt. Dies bedeutet, dass die Verluste bei der Impulsübertragung annähernd proportional mit dem Impulsstrom abnehmen (bei ein und demselben Strömungszustand ε).

Zur Veranschaulichung der erläuterten Strömungsvorgänge sind anhand des Berechnungsfalles S3.2 (siehe Tabelle 5-10) die Geschwindigkeitsverteilung und der Impulsstrom (in Analogie zu den vorangegangenen Illustrationen) in Abbildung 5-12 sowie Abbildung 5-13 dargestellt. In den Abbildungen lassen sich die erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten der rückströmenden Luftmengen im Bereich des Treibstrahls erkennen. In Abbildung 5-13 ist neben der Geschwindigkeitsverteilung in der Seitenansicht ebenfalls die Druckverteilung im Bereich der Frischlufteinbringung dargestellt. Daran ist zu erkennen, dass sich die Impulsübertragung in diesem Strömungsfall, verglichen zur Frischlufteinbringung entgegen der Strömungsrichtung, im Allgemeinen über eine größere Distanz erstreckt.

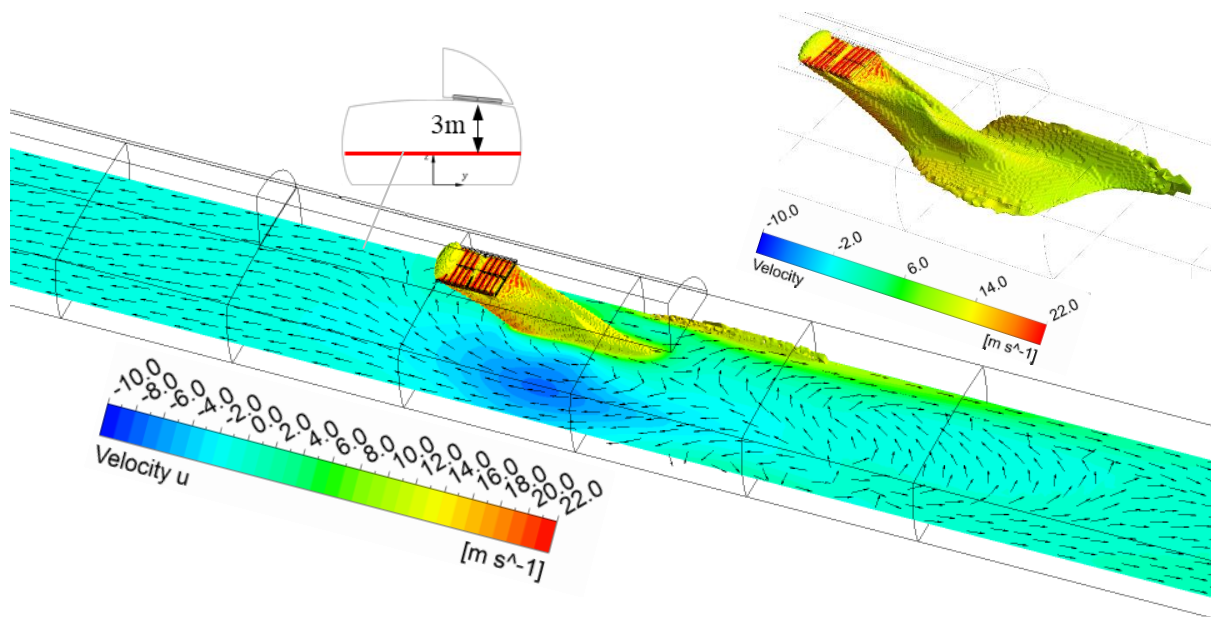


Abbildung 5-12: Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung in einer Ebene parallel zur Fahrbahn sowie der Geschwindigkeitswerte > 10 m/s anhand eines eingefärbten Volumens für den Strömungsfall „Aufteilen“ bei $\varepsilon = 1,50$ und $\alpha = 35^\circ$ (S3.2 gem. Tabelle 5-10).

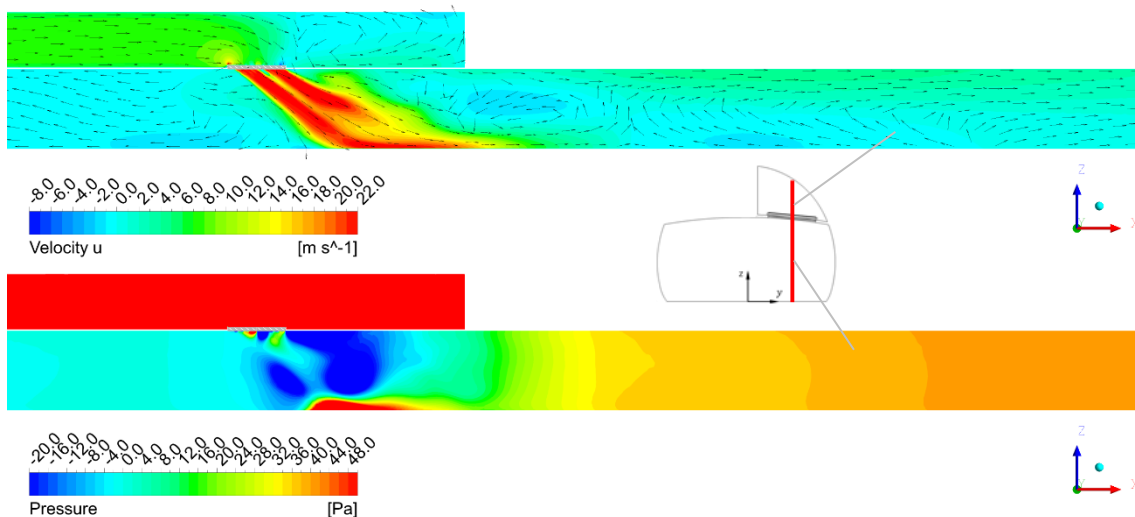


Abbildung 5-13: Geschwindigkeitsverteilung und Druckverteilung im Bereich der Frischlufteinblasung in der Seitenansicht (Ebene mittig durch die Impulsklappe) für den Strömungsfall „Aufteilen“ bei $\varepsilon = 1,50$ und $\alpha = 35^\circ$ (S3.2 gem. Tabelle 5-10).

Auch für diesen Strömungszustand werden die entsprechenden Berechnungsergebnisse mit den Messergebnissen aus dem Pfändertunnel (siehe Tabelle 5-6) anhand der nachfolgenden Tabelle 5-13 verglichen. Da der k_{MX} -Wert kaum Abhängigkeiten vom Öffnungswinkel der Impulsklappe (Impulsstrom) aufweist, konnte bei den Berechnungen trotz des relativ großen Unterschiedes im Impulsstrom eine gute Übereinstimmung mit den Messungen (max. Abweichung von 3,2%) erzielt werden. Wie bereits analysiert, steigt die Effizienz der Impulsübertragung mit zunehmendem ε an. Dieser Zusammenhang kommt bei den Messergebnissen durch die gegebenen Messunsicherheiten jedoch nicht zum Vorschein.

Tabelle 5-13: Gegenüberstellung der Messergebnisse mit den Berechnungsergebnissen für den Strömungszustand „Aufteilen“

Bezeichnung	α (°)	\dot{V}_{VGE} (m³/s)	ε (-)	$u_3 \cos \alpha$ (m/s)	k_{MX} (-)		Abweichung
					Messung	Simulation	
P3.2	22 ±2°	100,6 ±2,0%	1,51 ±21,0%	33,4 ±9,0%	0,93 ±9,8%	-	2,2% 3,2%
P3.3		100,7 ±2,0%	5,44 ±75,2%	33,5 ±9,0%	0,93 ±9,8%		
S3.1	30	100,0	1,50	23,9	-	0,91	
S3.5			5,32			0,96	

5.3.6.1.4 Vergleich der ermittelten Impulsumsetzungskoeffizienten mit Werten aus der Literatur

Die nachfolgende Tabelle 5-14 gibt eine Zusammenfassung der ermittelten Impulsumsetzungskoeffizienten. Darin sind auch Werte aus ähnlichen Untersuchungen eingetragen. Bei dieser Zusammenstellung wurden die Ergebnisse aus den numerischen Strömungssimulationen und den Messungen berücksichtigt. Die Ergebnisse mit einer Messunsicherheit von >20% sind darin nicht erfasst. Die Impulsumsetzungskoeffizienten gem. [HBI Hearter AG, 2010] wurden durch zweidimensionale Strömungssimulationen ermittelt, wodurch einige dreidimensionale Strömungseffekte vernachlässigt werden. Dennoch sind die Werte sehr ähnlich zu den hier ermittelten Impulsumsetzungskoeffizienten und geben für die jeweiligen Strömungszustände im Tunnel ähnliche Zusammenhänge wieder (z. B. $k_{MX} > 1$ bei „Behindern“, k_{MX} steigt mit zunehmendem Winkel). Auch bei der Messung im Karawankentunnel [Schmölzer, 2016] konnten, unter Beachtung der höheren Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel (u_1 ca. 2 m/s bei „Aufteilen“ und u_2 ca. -2 m/s bei „Behindern“), ebenfalls vergleichbare Werte gefunden werden.

Werden die Impulsumsetzungskoeffizienten der betrachteten Untersuchungen gem. Tabelle 5-14 für die jeweiligen Strömungszustände unabhängig von der Klappenstellung zusammengefasst, dann ergeben sich für den stationären Zustand „Antreiben“ Werte von 0,83 bis 0,97, für „Behindern“ 1,03 bis 1,25 und für „Aufteilen“ 0,89 bis 0,98.

Die für Saccardo-Systeme ermittelten k_{MX} -Werte gemäß [Tabarra, Matthews & Kenrick, 2000] liegen in einem ähnlichen Bereich wie jene der IK-Systeme, aber sind tendenziell etwas niedriger.

Tabelle 5-14: Zusammenfassung der ermittelten Impulsumsetzungskoeffizienten aus den Messungen und der Strömungssimulation und Vergleich der Werte aus der Literatur.

Strömungs- zustand	α (°)	k_{MX} (-)			[Tabarra, Matthews & Kenrick, 2000]
		Tabelle 5-5 ⁵⁸ , Tabelle 5-6 ⁵⁸ und Tabelle 5-10	[HBI Hearter AG, 2010]	[Schmölzer, 2016]	
„Antreiben“	12 - 16	0,86	0,93	-	0,7 - 1,2
	20	0,87	-		
	30	0,95	0,93	0,88 - 0,92	
	35	0,83 - 0,96	-	-	
	45	-	0,97		
	145 (-35)		-	-	
	Bereich: 0,83 - 0,97				
„Behindern“	14 - 18	1,04 - 1,06	1,06	-	0,7 - 1,2
	~30	1,03 - 1,10	1,07	1,16 - 1,18	
	~20	1,08	-	-	
	35	1,07 - 1,16			
	~40	1,16	1,08	-	
	45	-			
	145 (-35)	-	-	1,24 - 1,25	
Bereich: 1,03 - 1,25					
„Aufteilen“	15	-	0,96	-	0,7 - 1,2
	~20	0,93 - 0,94	-		
	30	0,91 - 0,96	0,98		
	35	0,89 - 0,97	-		
	45	-	0,98		
	Bereich: 0,89 - 0,98				

⁵⁸ Messungen mit Messunsicherheiten >20% wurden ausgeschlossen.

5.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Neben der Nutzung von Strahlventilatoren bietet sich vor allem bei quergelüfteten Tunneln die Möglichkeit, die Längsströmung im Tunnel durch ein IK-System (Einblasung von Frischluft über eine Lamellenklappe mit erhöhter Geschwindigkeit) zu beeinflussen. Diese Systeme kommen insbesondere bei der Umrüstung von bestehenden quergelüfteten Tunnelanlagen aus ökonomischen Gründen und bei Platzmangel zum Einsatz.

Mittels der steuerbaren Lamellen der Frischluftimpulsklappe lässt sich der Einblaswinkel einstellen und so die Längsströmung im Brandfall in beide Längsrichtungen beeinflussen. Die Einbringung der Zuluft durch Frischluftimpulsklappen ist eine Adaptierung des Saccardo-Systems und wurde in Österreich patentiert [Österreich Patentnr. AT 411919, 2004]. Die Wirkung und Effektivität der Impulsübertragung von derartigen Systemen wird durch die Strömungsverluste sowie die dreidimensionalen Strömungseffekte im Bereich der Frischlufteinblasung beeinflusst.

In vorangegangenen Untersuchungen wurde bereits die Impulsübertragung von Saccardo-Systemen für unterschiedliche Düsengeometrien, Frischluftmengen und Strömungsverhältnisse im Tunnel durch Messungen, Modellversuchen und numerische Untersuchungen analysiert und sogenannte Impulsumsetzungskoeffizienten eruiert.

Um auch bei der Bemessung von IK-Systemen die Wirkung der Impulsübertragung im Verkehrsraum adäquat berücksichtigen zu können und die vorangegangenen Untersuchungen zu ergänzen bzw. zu erweitern, wurden Impulsumsetzungskoeffizienten k_{MX} von IK-Systemen für unterschiedliche Strömungszustände im Tunnel einerseits durch Messungen im Felbertauerntunnel und im Katschbergtunnel (siehe Kapitel 5.2) und andererseits durch numerische Strömungssimulationen (siehe Kapitel 5.3) ermittelt. Das numerische Strömungsmodell wurde im Rahmen einer Diplomarbeit⁵⁷ am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik erstellt.

Im Zuge der Messungen und Berechnungen wurden unterschiedliche Einblaswinkel (12° bis 39°) bei den folgenden drei stationären Strömungszuständen analysiert:

- Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung („Antreiben“ bei $\epsilon \leq 1$)
- Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung mit Rückströmung („Aufteilen“ bei $\epsilon > 1$)
- Frischlufteinbringung gegen die Strömungsrichtung („Behindern“ bei $\epsilon < 0$)

Aufgrund der vorherrschenden meteorologischen Bedingungen im Felbertauerntunnel konnte bei diesen Messungen nur die Frischlufteinbringung gegen die Strömungsrichtung untersucht werden. Insgesamt ließen sich hierbei Impulsumsetzungskoeffizienten bei drei unterschiedlichen Klappenwinkeln (38° , 25° und 14°) und jeweils zwei unterschiedliche Frischluftmengen (rund 70 und 50 m³/s) ermitteln. Da mit diesem System nur ein vergleichsweise geringer Impulsstrom erzielt werden konnte (bedingt durch die begrenzte Größe der Impulsklappe und der relativ geringen Frischluftmengen) und daraus folglich nur geringe Druckänderungen im Tunnel resultierten, sind die ermittelten k_{MX} -Werte mit hohen Messunsicherheiten (von bis zu $\pm 50\%$) beaufschlagt.

Die Messung im Pfändertunnel gestaltete sich umfangreicher. Hierbei wurden Impulsumsetzungskoeffizienten für unterschiedliche Einblaswinkel (12° bis 39°) jeweils für alle drei Strömungszustände im Tunnel eruiert. Aufgrund der wesentlich geringeren Querschnittsfläche der Impulsklappe und der höheren Frischluftmenge (rund 100 m³/s), konnte ein deutlich höherer Impulsstrom erzeugt und eine daraus folgende höhere Druckänderung im Tunnel erfasst werden. Dies wirkte sich positiv auf die Messunsicherheit bei der Ermittlung der Impulsumsetzungskoeffizienten aus, wodurch annehmbare Werte von $\pm 8,2\%$ bis max. $\pm 17,1\%$ erzielt werden konnten.

Anhand der Messungen konnten das numerische Strömungsmodell und der Simulationsaufbau sowie die ausgewählten Berechnungsmodelle verifiziert werden. Es konnte eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messungen mit einer maximalen Abweichung von 5,5% erlangt werden. Die Strömungssimulationen boten zudem die Möglichkeit, das dreidimensionale Strömungsverhalten im Bereich der Frischlufteinbringung auszuwerten und im Detail zu analysieren.

Die Untersuchung ergab, dass bei dem Strömungszustand „Antreiben“ k_{MX} -Werte von 0,83 bis 0,96 erzielt werden können. In [HBI Hearer AG, 2010] wird auch ein etwas höherer Wert von 0,97 angegeben. Mittels der Messungen und der Strömungssimulation wurde festgestellt, dass die k_{MX} -Werte mit geringerem Öffnungswinkel der Impulsklappe abnehmen. Der Impulsstrom nimmt stärker zu als die Verluste bei der Impulsübertragung, wodurch bei den flachen Öffnungswinkeln (zwischen 16° und 20°) die beste Wirkung (größte Druckänderung) festgestellt werden konnte. Bei gleichem Öffnungswinkel aber zunehmender Strömungsgeschwindigkeit im Tunnel verringert sich die Effizienz der Impulsübertragung (geringere k_{MX} -Werte). Dies konnte dadurch begründet werden, dass sich mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit der Treibstrahl verstärkt in Strömungsrichtung ausdehnt und damit auch die Flächen mit erhöhten Wandschubspannungen zunehmen (höhere Reibungsverluste).

Beim Strömungszustand „Behindern“ wurden k_{MX} -Werte in einem Bereich von 1,03 bis 1,16 - bei der Untersuchung von [Schmölzer, 2016] auch höhere Werte von bis zu 1,25 - ermittelt. Durch das Einbringen von Frischluft mit erhöhter Geschwindigkeit entgegen der Tunnelgrundströmung verringert sich in diesem Bereich der freie Strömungsquerschnitt. Zudem müssen die eingebrachten Luftmassen ebenfalls in weiterer Folge an der Engstelle vorbei. Folglich kommt es zu einer erheblichen Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der Frischlufteinbringung, sodass die Effektivität der Impulsübertragung deutlich zunimmt (höhere Relativgeschwindigkeit). Des Weiteren wirken die auftretenden Strömungsverluste und erhöhten Wandschubspannungen der Tunnelgrundströmung entgegen, wodurch die Wirkung der Frischlufteinbringung zusätzlich verstärkt wird. In Summe führen diese Effekte bei diesem Strömungszustand zu Impulsumsetzungskoeffizienten >1 . Gleich wie beim Strömungszustand „Antreiben“ konnte auch hier festgestellt werden, dass die Wirkung der Impulsübertragung zunimmt, während die Impulsumsetzungskoeffizienten mit geringerem Öffnungswinkel abnehmen (Der Impulsstrom nimmt stärker zu als die Verluste bei der Impulsübertragung). Somit ergibt sich die beste Wirkung (größte Druckänderung) ebenfalls bei den flachen Öffnungswinkeln zwischen 16° und 22° .

Bei der Frischlufteinbringung in Strömungsrichtung mit Rückströmung („Aufteilen“) variieren die k_{MX} -Werte zwischen 0,89 und 0,97. In [HBI Hearer AG, 2010] wird für den stationären Strömungszustand „Aufteilen“ auch ein etwas höherer Wert von 0,98 angeführt. Ein Teil der eingebrachten Luftmenge strömt entgegen der Einblasrichtung am Treibstrahl (Engstelle) vorbei, wodurch sich, ähnlich wie bei dem Strömungszustand „Behindern“, die Strömungsgeschwindigkeiten in diesem Bereich erhöhen. Dies verbessert wiederum die Effektivität der Impulsübertragung (größere Relativgeschwindigkeit), wodurch, verglichen zum Strömungszustand „Antreiben“, tendenziell höhere k_{MX} -Werte ermittelt wurden. Je größer der ε -Wert, desto höher ist der Anteil der rückströmenden Luftmengen, wodurch die Effektivität der Impulsübertragung entsprechend zunimmt (größere k_{MX} -Werte). Im Allgemeinen konnte anhand der Messungen und der Strömungssimulationen festgestellt werden, dass der Impulsumsetzungskoeffizient nahezu unabhängig vom Öffnungswinkel ist. Dies bedeutet, dass die Verluste bei der Impulsübertragung annähernd proportional zum Impulsstrom abnehmen (bei ein und demselben Strömungszustand ε). Auch bei diesem Strömungszustand konnte die beste Wirkung (größte Druckänderung) bei einem flachen Öffnungswinkel von 18° eruiert werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Bei Verkehrstunneln ist die Gewährleistung eines hohen Schutzniveaus bei einer gleichzeitig hohen Streckenverfügbarkeit ein zentrales Thema. Zum einen sind die im Tunnel befindlichen Personen vor zu hohen Schadstoffkonzentrationen zu schützen, zum anderen sind in Straßentunneln ausreichende Sichtverhältnisse zur Minimierung des Unfallrisikos zu gewährleisten. Im Falle eines Fahrzeugbrandes ist durch geeignete Maßnahmen die Temperatur- und Rauchbelastung zu reduzieren, um in erster Linie für flüchtende Personen gute Fluchtbedingungen zu schaffen und in zweiter Linie Brandbekämpfungsbedingungen zu erwirken sowie das Bauwerk zu schützen.

Zur Erfüllung all dieser Anforderungen werden die Tunnel in den häufigsten Fällen mit einem mechanischen Lüftungssystem ausgestattet. Damit kann im Normalbetrieb für einen ausreichenden Luftaustausch sowie im Brandfall für einen kontrollierten Abtransport der heißen Rauchgase gesorgt werden. Um solch eine Tunnellüftungsanlage zu bemessen und geeignete Lüftungsstrategien zu entwickeln, bedarf es adäquater und genauer Berechnungsmethoden.

In der vorliegenden Arbeit wurden umfangreiche Messungen unterstützt durch numerische Strömungssimulationen in Straßentunneln durchgeführt, um einerseits ein besseres Verständnis der dreidimensionalen Strömungseffekte im Tunnel zu erlangen und andererseits die Genauigkeit der eindimensionalen Auslegung von Tunnellüftungsanlagen zu erhöhen. Im Detail wurden dazu folgende drei Themenbereiche behandelt:

- Berücksichtigung von Bränden im Verkehrstunnel
- Wirkung der Impulsübertragung bei Strahlventilatoren
- Wirkung der Impulsübertragung bei Frischluftimpulsklappen (IK-Systeme)

Einleitend zu dieser umfangreichen Studie wurde in den theoretischen Grundlagen ein Überblick über die Aufgaben der Lüftungsanlagen von Verkehrstunneln gegeben. Im Anschluss wurden die unterschiedlichen Lüftungssysteme und die ihnen zugrunde liegenden -strategien behandelt, um sodann auf die für die vorliegende Arbeit relevanten eindimensionalen Berechnungsansätze und -methoden näher einzugehen und die behandelten Fragestellungen hervorzuheben. In weiterer Folge wurden die verwendeten Methoden der numerischen Strömungssimulation angeführt und im Detail beschrieben.

Berücksichtigung von Bränden im Verkehrstunnel

Mittels der Tunnellüftungsanlage sind unter anderem im Brandfall ausreichende Flucht- und Rettungsbedingungen zu schaffen. Bei der Auslegung von Tunnellüftungsanlagen sind demnach die Auswirkungen von Bränden und die daraus resultierenden Effekte (Temperaturerhöhung, Strömungsverluste, temperaturbedingte Auftrieb etc.) entsprechend zu berücksichtigen. Zur Gewährleistung einer einheitlichen und vergleichbaren Dimensionierungsbasis werden durch nationale Richtlinien - in Österreich etwa durch die [RVS 09.02.31, 2014] - Rahmenbedingungen für die Berücksichtigung der temperaturbedingten Auftriebskräfte infolge der Wärmefreisetzung im Brandfalle vorgegeben. Ziel der im Kapitel 3 dargestellten Untersuchung war es, die gegebenen Rahmenbedingungen der RVS 09.02.31 zu überarbeiten und die Ansätze zu erweitern, um wichtige Einflussgrößen bei der Dimensionierung von längs- und quergelüfteten Tunneln zukünftig zu berücksichtigen. Unterstützt wurden diese Untersuchungen durch teilfinanzierte Forschungsprojekte vom Bundesministerium für Verkehr Innovation und Technologie (BMVIT).

Die Ausgangssituation gestaltete sich so, dass in der [RVS 09.02.31, 2008], je nach Brandleistung, eine konstante Temperaturerhöhung über eine bestimmte Brandabschnittslänge im Verkehrsraum vorgegeben und basierend darauf die Druckdifferenz (Brandauftrieb) infolge

der temperaturbedingten Auftriebskräfte berechnet wurde. Bei diesem Ansatz wurden der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit, des Tunnelquerschnittes, der Form des Tunnelprofils (Rechteck- oder Hufeisenprofil) sowie der konvektiven Wärmeübertragung nicht berücksichtigt. All diese Faktoren beeinflussen jedoch die Temperaturverteilung (stromabwärts vom Brandort) im Verkehrsraum maßgeblich, was sich wiederum auf die Dimensionierung der Lüftungsanlage (Strömungsverluste, Brandauftrieb, Schubminderung der Strahlventilatoren usw.) auswirkt.

Um dieser Ungenauigkeit entgegen zu wirken, wurden das Strömungsverhalten sowie die Temperaturverteilung bei einem Fahrzeugbrand mittels dreidimensionaler Strömungssimulationen im Rahmen eines Forschungsprojektes analysiert. Untersucht wurden verschiedene Geometrien bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten und Brandleistungen. Anhand dieser umfangreichen Parameterstudie konnte festgestellt werden, dass sich die dabei ermittelten Temperaturverläufe in Strömungsrichtung prinzipiell sehr gut durch die eindimensionale Energiegleichung für den konvektiven Wärmetransport berechnen lassen. Bei verwendeten empirischen Ansätzen wurden jedoch zu geringe Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt, weshalb diese von den Temperaturverläufen (Auswertung der dreidimensionalen numerischen Strömungssimulationen) abgeleitet wurden. Somit konnten für die Bemessungsbrände (30 MW und 50 MW), für die betrachteten Geometrien und für den dimensionierungsrelevanten Geschwindigkeitsbereich Gleichungen zur Abschätzung der Wärmeübergangskoeffizienten angegeben werden. Auf Basis des eindimensionalen Berechnungsansatzes für den Temperaturverlauf und den ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten ließ sich schlussendlich eine einfache Vorgehensweise für die Bestimmung des temperaturabhängigen Brandauftriebes ableiten. In weiterer Folge ist es nun auch möglich, die temperaturbedingten Einflüsse auf die Strömungsverluste, den Schub der Strahlventilatoren etc. adäquat zu bestimmen. Beispielsweise war es bei dem bestehenden Ansatz mit einer konstanten Temperaturerhöhung (stromabwärts vom Brandort) hinsichtlich der Schubminderung unerheblich, in welcher Entfernung sich die Strahlventilatoren vom Brandort befanden. Durch die Berechnung des Temperaturverlaufes werden die Schubminderung in Abhängigkeit des Brandortes und die Situierung der Strahlventilatoren im Tunnel berücksichtigt, wodurch schon bei der Auslegung der Lüftungsanlage auf eine optimale Verteilung der Strahlventilatoren eingegangen werden kann. Aufgrund des relativ einfach anzuwendenden Ansatzes und der Möglichkeit, dadurch viele Einflussfaktoren schon bei der Dimensionierung der Lüftungsanlage zu berücksichtigen, wurde die in Kapitel 3.3.7 vorgestellte Berechnungsmethode (Temperaturverlauf und Brandauftrieb) in die aktuelle Version der [RVS 09.02.31, 2014] implementiert.

Neben der Vorgehensweise bei der Berücksichtigung von Bränden bei Längslüftungssystemen, war auch bei der Bemessung der Rauchgasabsaugung bei Querlüftungssystemen Änderungsbedarf gegeben. In der [RVS 09.02.31, 2008] gab es hinsichtlich der Berücksichtigung der heißen Rauchgase bei der Druckberechnung im Abluftkanal sowie der Auslegung der Abluftventilatoren keine genauen Angaben. Um zu analysieren, welchen Einfluss die heißen Rauchgase auf die aerodynamische Dimensionierung der Rauchgasabsaugung von bestehenden und zukünftigen Tunnellüftungsanlagen haben, wurde dazu ebenfalls eine umfangreiche Untersuchung im Zuge eines weiteren Forschungsprojektes durchgeführt. Dabei wurde die Rauchgasabsaugung der betrachteten Tunnelanlagen sowohl bei konstanter als auch bei variabler Luftdichte bemessen. Ein Vergleich der Ergebnisse beider Ansätze für unterschiedliche Brandleistungen, Kanalgeometrien und -längen (Absaugpositionen) zeigte, dass für typische Abluftkanallängen (Gesamtlänge > 1500 m) durch den Einfluss der Temperaturerhöhung an der Absaugstelle ein um etwa 20 bis 35% höherer Leistungsbedarf der Abluftventilatoren vorliegt (bedingt durch höhere Druckdifferenz und Volumenstrom am Axialventilator). Bei einer geringeren Gesamtlänge des Abluftkanals wurde auch eine weitaus höhere Zunahme der Ventilatorleistung ermittelt. Ausgehend von dieser

Untersuchung konnten temperaturabhängige Korrekturfaktoren abgeleitet werden, anhand welcher die Temperatureinflüsse auf den Volumenstrom und die Druckerhöhung am Ventilator in einer angemessenen Genauigkeit auf relativ einfache Art und Weise berücksichtigt werden können. In weiterer Folge wurden die hierbei ausgearbeiteten Ansätze ebenfalls in die aktuelle Revision der [RVS 09.02.31, 2014] aufgenommen.

Durch die beiden Forschungsprojekte konnte ein wesentlicher Beitrag zur Verbesserung der Vorgehensweise bei der Berücksichtigung von Bränden im Tunnel und zur Erhöhung der Genauigkeit bei der Auslegung von Tunnellüftungsanlagen, sowohl bei Längslüftungs- als auch Querlüftungssystemen, geleistet werden. Durch die Aufnahme der abgeleiteten Berechnungsansätze in die aktuelle Version der [RVS 09.02.31, 2014] sind die hier gewonnenen Erkenntnisse bereits in die Dimensionierung zahlreicher Tunnellüftungsanlagen eingeflossen und sollen auch in Zukunft eine einheitliche und vergleichbare Dimensionierungsbasis gewährleisten.

Dennoch bedarf es einer stetigen Anpassung und Weiterentwicklung der Berechnungsansätze sowie der Richtlinien, um auf veränderliche Rahmenbedingungen im Wandel der Zeit Rücksicht zu nehmen. In naher Zukunft könnten beispielsweise die Auswirkungen der zunehmenden Elektrifizierung der Fahrzeugflotte oder das autonome Fahren (LKW-Platooning) bezüglich der Dimensionierung von Tunnellüftungsanlagen (Wärmefreisetzung im Brandfall etc.) interessante Forschungsfragen aufwerfen.

Wirkung der Impulsübertragung bei Strahlventilatoren und Frischluftimpulsklappen (IK-Systemen)

Um die Längsströmung im Tunnel gezielt beeinflussen zu können gibt es unterschiedliche Methoden, wobei die Verwendung von Strahlventilatoren sowie das Einbringen von Frischluft mit erhöhter Geschwindigkeit über Impulsklappen (IK-System) die gängigsten sind. Der zweite Teil dieser Arbeit beschäftigte sich demnach mit der Wirkung der Impulsübertragung bei Strahlventilatoren sowie IK-Systemen. Diese wurde durch umfassende Messungen in realen Tunnelanlagen sowie durch dreidimensionale numerische Strömungssimulationen im Detail analysiert und basierend darauf wurden entsprechende Korrekturfaktoren für die Berücksichtigung der Strömungsverluste sowie der dreidimensionalen Strömungseffekte bei eindimensionaler Auslegung der Tunnellüftungsanlage ausgewertet.

Durch die Messungen im Tunnel war es unter anderem möglich, ein numerisches Strömungsmodell (Simulationsaufbau und Wahl der Berechnungsmodelle) zu entwickeln und den damit verbundenen Simulationsaufbau (Rechengitter, Randbedingungen etc.) und die ausgewählten Berechnungsmodelle (Turbulenzmodell, Wandfunktion etc.) zu verifizieren. Speziell für die Untersuchung zu den Strahlventilatoren wurde der tatsächliche Schub der betrachteten Ventilatoren im eingebauten Zustand durch eigens dafür entwickelte und angefertigte Messsonden bestimmt. Dadurch war es möglich, den entsprechenden Schub gem. der Messung als Randbedingung bei den numerischen Strömungssimulationen vorzugeben (ohne Annahmen über Fertigungstoleranzen, Drehzahlabweichungen und Betriebsverhalten, bezogen auf den Standschub, treffen zu müssen).

Mittels des verwendeten Simulationsaufbaus und der ausgewählten Berechnungsmodelle konnten durchwegs gute Übereinstimmungen mit den Messergebnissen erzielt, und aufbauend darauf umfangreiche Parameterstudien sowohl zu der Wirkung von Strahlventilatoren als auch von IK-Systemen durchgeführt werden.

Im Zuge der Untersuchung zu den Strahlventilatoren konnten schlussendlich Einbauwirkungsgrade für zahlreiche Einbausituationen (unterschiedliche Wandabstände, mit und ohne Umlenkleche bei unterschiedlichen Schaufelwinkel, Einfach- und Doppelanordnung

von Strahlventilatoren) im Hufeisen- und Rechteckprofil sowie unterschiedliche Ventilatorgrößen und Tunnelgrundströmungen ermittelt werden.

Die Messungen sowie die numerischen Strömungssimulationen zeigten, dass die Verluste bei der Impulsübertragung und somit die Einbauwirkungsgrade, abgesehen vom Wandabstand und anderen Einflussfaktoren (wie Ventilatorgröße, und -anordnung, Tunnelprofil etc.), auch deutlich von der Tunnelgrundströmung abhängig sind. Zudem stellte sich heraus, dass die hier ermittelten Einbauwirkungsgrade, verglichen mit den gängig verwendeten Literaturwerten wie z. B. [Kempf, 1965], um bis zu 20% geringer sind.

Durch die messtechnische Erfassung des tatsächlichen Schubes der untersuchten Strahlventilatoren konnte des Weiteren beobachtet werden, dass sich bezogen auf den Standschub der tatsächliche Schub je nach Einbausituation verringert bzw. erhöht. Bei der Einbausituation in der Nische (im Spezialfall Bosrucktunnel) nimmt der Schub durch die Behinderung der freien Ausströmung (Stirnfläche der Lüfternische) ab, wohingegen dieser bei Ventilatoren in einer Doppelanordnung an der Tunnelfirste (im Spezialfall Niklasdorftunnel), durch die gegenseitigen Unterstützung zunimmt.

Im Rahmen der experimentellen und numerischen Untersuchungen zu den IK-Systemen wurden für unterschiedliche Klappenstellungen und Strömungszustände im Tunnel Impulsumsetzungskoeffizienten ermittelt, womit dreidimensionale Strömungseffekte bei der Wirkung der Impulsübertragung adäquat berücksichtigt werden können. Unabhängig vom Strömungszustand im Tunnel konnte die beste Wirkung (größte Druckänderung) bei IK-Systemen durchwegs bei flachen Öffnungswinkeln (zwischen 16° und 20°) festgestellt werden. Die daraus resultierenden hohen Strömungsverluste (Impulsklappe und Impulsübertragung) müssen dabei jedoch in Kauf genommen werden.

Insgesamt konnte durch die umfangreiche Studie zu der Wirkung von Strahlventilatoren und IK-Systemen ein relevanter Beitrag geleistet werden, um die bislang in der Planung verwendeten Erfahrungs- oder Literaturwerte bezüglich der Wirkung bei der Impulsübertragung zu erweitern und somit die Genauigkeit der eindimensionalen Auslegung von Tunnellüftungsanlagen zu erhöhen.

Die im Zuge der Untersuchung ausgearbeiteten Messaufbauten sowie Messkonzepte konnten mit relativ geringem Aufwand vor Ort umgesetzt und lieferten sehr gute Ergebnisse mit geringen Messunsicherheiten. Diese Messkonzepte zusammen mit dem verwendeten Simulationsaufbau und den numerischen Berechnungsmodellen bieten eine gute Grundlage, um darauf aufbauend zukünftig durch weitere Untersuchungen bzw. ähnliche Studien den Erfahrungsbereich von Einbauwirkungsgraden und Impulsumsetzungskoeffizienten stetig zu erweitern und die Genauigkeit der Berechnungsmethoden zu verbessern.

Literaturverzeichnis

- ANSYS, I. (2013). *ANSYS Fluent Theory Guide* (Release 15.0 Ausg.). U.S.A.
- ANSYS, I. (2013). *ANSYS Fluent User's Guide* (Release 15.0 Ausg.). U.S.A.
- Armstrong, J., Bennett, E. & Matthews, R. (1994). Three-Dimensional Flows in a Circular Section Tunnel Due to Jet Fans. *BHR Group ISAVVT 8*, (S. 743-756).
- Asfinag PLaPB-TLü. (2016). *Tunnel - Lüftung (TLü) - Technische Richtlinie*. Version 3.0 vom 01.01.2016, Dokument-Nr. 800.542.1000, Technisches Planungshandbuch der Asfinag, AT.
- ASTRA 13001. (2008). *Lüftung der Strassentunnel - Systemwahl, Dimensionierung und Ausstattung*. Richtlinie, Bundesamt für Strassen ASTRA, Bern, CH.
- Bacher, M. & Sturm, P. (2014). Upgrading Existing TERN Road Tunnels to Current Needs, Taking the Arlbergtunnel as an Example. *7th International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation'*, (S. 28-37). Graz, AT.
- Baehr, H. D. & Stephan, K. (2016). *Wärme- und Stoffübertragung* (9. Ausg.). Berlin, Heidelberg: Springer.
- Bakke, P. & Leach, S. J. (1965). Turbulent diffusion of a buoyant layer at a wall. *Applied Scientific Research*, S. 97-136.
- Beard, A. & Carvel, R. (2012). *Handbook of Tunnel Fire Safety* (2. Ausg.). London: ICE Publishing.
- Betta, V., Cascetta, F., Musto, M. & Rotondo, G. (2009). Numerical Study of the Optimization of the Pitch Angle of an Alternative Jet Fan in a Longitudinal Tunnel Ventilation System. *Tunneling and Underground Space Technology*(24), S. 164-172.
- Beyer, M. & Schmörlzer, G. (2017). LG-Referenzierung und Ermittlung des Realschubs von Strahlventilatoren. 2. *JES Tunnelsymposium*. Schlierbach, AT.
- Beyer, M. & Sturm, P. (2010a). *Forschungsprojekt - Auswirkungen des Temperaturverlaufs auf die Dimensionierung von längsgelüfteten Straßentunnel*. Forschungsprojekt im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie, FVTmbH, Verkehr und Umwelt, Graz, AT. Abgerufen am 6. Juni 2018 von https://www.bmvit.gv.at/service/publikationen/verkehr/strasse/downloads/tunnel_laengslueftung.pdf
- Beyer, M. & Sturm, P. (2013). *Vermessung der Schubeinbringung der Strahlventilatoren im Bosrucktunnel - Neubauröhre*. FVT-47/13/BE V&U 2008/33/6400 V3.0, FVTmbH, Verkehr und Umwelt, Graz, AT.
- Beyer, M., Höpperger, B., Sturm, P., Bacher, M. & Croll, J. (2012). Impact of the Consideration of Hot Smoke Gases in the Design of Transverse Ventilation Systems. *6th International Conference "Tunnel Safety and Ventilation"*, 95, S. 211-221. Graz, AT.
- Beyer, M., Sturm, P. & Höpperger, B. (2010b). *Betrachtung der Wärmefreisetzung im Brandfall*. Forschungsprojekt im Auftrag des Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, FVTmbH, Verkehr und Umwelt, Graz, AT. Abgerufen am 6. Juni 2018 von https://www.bmvit.gv.at/service/publikationen/verkehr/strasse/downloads/tunnel_laengslueftung.pdf

- Beyer, M., Sturm, P. & Höpperger, B. (2011). *Forschungsprojekt - Auswirkungen der Berücksichtigung der Temperaturerhöhung im Brandfall auf die Dimensionierung von quergelüfteten Straßentunneln*. Forschungsprojekt im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie, FVTmbH, Verkehr und Umwelt, Graz, AT. Abgerufen am 6. Juni 2018 von https://www.bmvit.gv.at/service/publikationen/verkehr/strasse/downloads/tunnel_querlueftung.pdf
- Beyer, M., Sturm, P. J., Saurwein, M. & Bacher, M. (2016). Evaluation of Jet Fan Performance in Tunnels. *8th International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation'*, (pp. 289-314). Graz, AT.
- Bohl, W. & Elmendorf, W. (2005). *Technische Strömungslehre* (13. Ausg.). Würzburg: Vogel Buchverlag.
- Brandl, A. (2007). *Berechnung der Strömung durch eine Frischluftimpulsklappe*. Diplomarbeit, Institut für Strömungsmechanik und Wärmeübertragung, Technische Universität Wien, AT.
- Buchner, F. (2001). *Berechnung von turbulenten Plattengrenzschichten mittels algebraischem Turbulenzmodell*. Diplomarbeit, Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, Technische Universität Wien, AT.
- Cebeci, T. & Bradshaw, P. (1977). *Momentum Transfer in Boundary Layers*. New York, USA: Hemisphere Publishing Corporation.
- CETU. (2011). *CAMATT 2.20 User's guide*. Bron-Frankreich: Tunnels Study Centre. Von <http://www.cetu.developpement-durable.gouv.fr/new-release-of-camatt-software-a759.html> abgerufen
- Coles, D. (1956). The Law of the Wake in the Turbulent Boundary Layer. *Journal of Fluid Mechanics*, 1(2), S. 191-226.
- Cory, W. T., Matthews, R. D., Tabarra, M. & Kenrick, B. (1997). The Effects of Jet Plume Configuration on the Installation Efficiency of Jet Fans. *9th International Symposium on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels BHRA*, (S. 57-76). Italien.
- Danzinger, N. H. & Kennedy, W. D. (1982). Longitudinal Ventilation Analysis for the Glenwood Canyon. *4th International Symposium on the Aerodynamics & Ventilation of Vehicle* (S. 169-186). York, UK: BHRA Fluid Engineering.
- DiNenno, P. J. (2008). *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering* (4. Ausg.). Quincy Massachusetts, USA.
- Dutrieue, R. & Jacques, E. (2006). Pressure loss caused by fire in a tunnel. *BHR Group ISAVVT 12*, (S. 77-84). Slowenien.
- Eck, B. (1991). *Ventilatoren - Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren* (5. Ausg.). Berlin, DE: Springer.
- Eckart, L. & Oertel, H. (2013). *Numerische Strömungsmechanik - Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit* (5. Ausg.). Wiesbaden, DE: Springer Fachmedien.

- EQUA Simulation AB. (2012). *IDA Tunnel Theoretical Reference*. Stockholm, Schweden. Abgerufen am 10. Mai 2018 von <https://www.equa.se/de/tunnel>
- EUREKA 499 Report. (1996). *Fires in transport tunnels, Report on full scale tests*. Düsseldorf: Studiengesellschaft Stahlanwendungen e.V.
- Ferziger, J. H. & Perić, M. (2008). *Numerische Strömungsmechanik*. Berlin, Heidelberg, DE: Springer-Verlag.
- Flemming, C., Clark, G., Meeks, K. & Wicht, T. (2016). The Threatment of the Throrrling Effect in Incompressible 1D Flow Solvers. *8th International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation'*, (S. 141-148). Graz, AT.
- Fletcher, C. (2000a). *Computational Techniques for Fluid Dynamics 1* (2. Ausg., Bd. 1). Berlin, Heidelberg, DE: Springer.
- Fletcher, C. (2000b). *Computational Techniques for Fluid Dynamics 2* (2. Ausg., Bd. 2). Berlin, Heidelberg, DE: Springer.
- Freibauer, B. (1978). *Bemessungsgrundlagen für die Lüftung von Straßentunneln*. Straßenforschung Heft 87. Wien, AT: Bundesministerium für Bauten und Technik.
- Fruhwirt, D., Bacher, M., Sturm, P. & Steiner, H. (2018). Change in Thermal Conditions during Construction and Operation of a Long Railway Tunnel - Taking the Koralmtunnel as an Example. *9th International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation'*, (S. 30-45). Graz, AT.
- Galehr, J. (2012). *Effektivität der Schubeinbringung durch Strahlventilatoren in Tunneln*. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, AT.
- GKV. (2011). *Verordnung des Bundesministers für Arbeit, Soziales und Konsumentenschutz über Grenzwerte für Arbeitsstoffe sowie über krebserregende und über fortpflanzungsgefährdende (reproduktionsstoxische) Arbeitsstoffe (Grenzwertverordnung - GKV 2011)*. Stammfassung: BGBl.II Nr. 253/2001, Österreich.
- Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Journal of Chemical Engineering*(16), S. 359-368.
- Haerter, A. (1961). *Theoretische und experimentelle Untersuchungen über die Lüftungsanlagen von Straßentunneln*. Zürich: Dissertationsdruckerei Leemann AG.
- HBI Hearter AG. (2010). *Beeinflussung der Luftströmung in Straßentunneln im Brandfall*. Forschungsprojekt ASTRA2007/002, Schweiz.
- Hörhan, R. (2002). Tunnel Accident and their Impact on Relevant Guidelines in Austria. *International Conference "Tunnel Safety and Ventilation"*, (S. 1-8). Graz, AT.
- Huang, P., Bradshaw, P. & Coakley, T. (1993). Skin Friction and Velocity Profile Family for Compressible Turbulent Boundary Layers. *AIAA Journal*, 31(9), S. 1600-1604.
- Idelchik, I. (1989). *Flow Resistance: A Design Guide for Engineers*. New York, USA: Hemisphere Publishing Corporation.
- ILF. (2010). *RVS-Forschungsauftrag: Temperaturkurven stromab eines Brandes im Tunnel*. Forschungsprojek, ILF Beratende Ingenieure, Innsbruck, AT. Abgerufen am 6. Juni 2018 von

- https://www.bmvit.gv.at/service/publikationen/verkehr/strasse/downloads/tunnel_laengslueftung.pdf
- ILG, L. & Pospisil, P. (2010). Investigations about Methods to Control Airflow in Road Tunnels. *5th International Conference "Tunnel Safety and Ventilation"*, (S. 28-38). Graz, AT.
- Ingason, H. & Lönnemark, A. (2005). Heat Release Rates from Heavy Goods Vehicle Trailers in Tunnels. *Fire Safety Journal*, 40, S. 646-668.
- Ingason, H., Li, Y. Z. & Lönnemark, A. (2015). *Tunnel Fire Dynamics*. New York: Springer Science+Business Media.
- Jacques, E. & Wauters, P. (1999). Improving the Ventilation Efficiency of Jet Fans in Longitudinally Ventilated Rectangular Ducts. *Proceedings of the 8th US Mine Ventilation Symposium*, (S. 503-507). University of Missouri-Rolla, USA.
- Kader, B. (1981). Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers. *In: Journal Heat and Mass Transfer*, 24(9), S. 1541-1544.
- Karki, K. C., Patankar, S. V., Rosenbluth, E. M. & Levy, S. S. (2000). *CFD Modeler for Jet Fan Ventilation Systems*. BHR Group 10th ISAVVT, Boston, USA. Von <http://www.tunnelfire.com/JetFanModel.pdf> abgerufen
- Kempf, J. (1963). Rechnerische und experimentelle Untersuchung des Frischluft-Sekundärkanals des Bernhardin-Tunnels: ein Beitrag zur Aerodynamik der Tunnellüftung. *Schweizerische Bauzeitung, Band 81*(Heft 38), S. 664-668. Abgerufen am 6. Juni 2018 von <https://www.e-periodica.ch/digbib/view?pid=sbz-002:1963:81#3915>
- Kempf, J. (1964). Untersuchungen an einem Abluftsystem: ein Beitrag zur Aerodynamik der Tunnellüftung. *Schweizerische Bauzeitung, Band 82*(Heft 11), S. 175-181. Abgerufen am 6. Juni 2018 von <https://www.e-periodica.ch/digbib/view?pid=sbz-002:1964:82#1583>
- Kempf, J. (1965). Einfluss der Wandeffekte auf die Treibstrahlwirkung eines Strahlgebläses: ein Beitrag zur Aerodynamik der Tunnellüftung. *Schweizerische Bauzeitung, Band 83*(Heft 4), S. 47-52. Abgerufen am 6. Juni 2018 von <https://www.e-periodica.ch/digbib/view?pid=sbz-002:1965:83#1099>
- Kennedy, W. D. (1996). Critical velocity: Past, Present and Future. *Seminar of Smoke and Critical* (S. 305-322). London, UK: JFL Lowndes.
- Kohl, B., Bauer, F. & Hödl, R. (2004). Self Rescue in Railway Tunnels - Evacuation Simulation Results. *International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation'*, (S. 59-68). Graz, AT.
- Krajewski, G. (2014). Air barriers used for separating smoke free zones in case of fire in tunnel. *7th International Conference 'Tunnel Safety and ventilation'*, (S. 110-117). Graz, AT.
- Langeheinecke, K., Jany, P. & Thieleke, G. (2011). *Thermodynamik für Ingenieure* (7. Ausg.). (K. Langeheinecke, , Hrsg.) Wiesbaden, DE: Vieweg+Teubner Verlag.
- Launder, B. E. & Spalding, D. B. (1972). *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. London, UK: Academic Press.
- Launder, B. E. & Spalding, D. B. (1974). The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, S. 269-289.

- Lee, C. K., Chaiken, R. F. & Singer, J. M. (1979). Interaction between duct fires and ventilation flow. *Combustion Science and Technology*, 20, S. 59-72.
- Markstein, G. H. (1985). Relationship between smoke point and radiant emission from buoyant turbulent and laminar diffusion flames. *20th Symposium (International) on Combustion*, 20, S. 1055-1061. Michigan; USA. Abgerufen am 6. Juni 2018 von [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(85\)80595-6](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(85)80595-6)
- Martens, S. & Auth, M. (2002). Numerische Strömungssimulation (CFD) zur Berechnung der Rauchausbreitung im Brandfall - Möglichkeiten und potentielle Fehlerquellen. 9. VDI - Brandschutztagung. Frankfurt, Mörfelden, DE.
- Martens, S. (2016). *Strömungsmechanik und Stoffaustausch*. Vorlesungsskript, Technische Universität Graz, AT.
- Meidinger, U. (1964). Längslüftung von Autotunneln mit Strahlgebläse. *Schweizerische Bauzeitung*, Band 82(Heft 28), S. 498-501. Abgerufen am 6. Juni 2018 von <https://www.e-periodica.ch/digbib/view?pid=sbz-002:1964:82#3059>
- Memorial Tunnel Fire Ventilation Test Programm. (1995). *Test Report*. Massachusetts Highway Department and Federal Highway Administration, Massachusetts, USA.
- Memorial Tunnel Fire Ventilation Test Programm. (1999). *Phase IV Report*. Massachusetts Highway Department and Federal Highway Administration, Massachusetts, USA.
- Menter, F. R. (August 1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering. *AIAA Journal*, 32(8), S. 1598-1605.
- NFPA 502. (2014). *Standard for Road Tunnels, Bridges, and Other Limited Access Highways*. National Fire Protection Association (NFPA), Massachusetts, USA.
- Oertel, H. (2017). *Prandtl-Führer durch die Strömungslehre* (14. Ausg.). (H. Oertel, Hrsg.) Wiesbaden, DE: Springer Vieweg.
- Oertel, H., Böhle, M. & Reviol, T. (2015). *Strömungsmechanik für Ingenieure und Naturwissenschaftler* (7. Ausg.). Wiesbaden, DE: Springer.
- ÖNORM EN 12524. (2000-09-01). *Baustoffe und -produkte - Wärme- und feuchteschutztechnische Eigenschaften - Tabellierte Bemessungswerte*. Norm, Österreichisches Normungsinstitut, Wien, AT.
- Opstad, K., Aune, P. & Henning, J. (1997). Fire emergency ventilation capacity for road tunnels with considerable slope. *BHR Group Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels, 9th International Conference*, (S. 535-543).
- Papula, L. (2001). *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler* (4. Ausg., Bd. 3). Braunschweig/Wiesbaden, DE: Vieweg.
- PIARC (C3.3). (2007). *Systems and Equipment for Fire and Smoke Control*. (P. C. (C3.3), Hrsg.) World Road Association (PIARC).
- PIARC (C3.3). (2011). *Operational Strategies for Emergency Ventilation*. (P. C. (C3.3), Hrsg.) World Road Association (PIARC).

- PIARC (C4). (2012). *Road Tunnels: Vehicle Emissions and Air Demand for Ventilation*. (P. T. C4, Hrsg.) La Defense cedex, France: World Road Association (PIARC).
- PIARC (C5). (1999). *Fire and Smoke Control in Road Tunnels*. (P. C. (C5), Hrsg.) World Road Association (PIARC).
- Pischinger, R. (2004). *Österreich Patentnr. AT 411919*. Abgerufen am 6. Juni 2018 von <https://at.espacenet.com>
- Pokorny, W., Weiss, H. & Krönke, I. (1981). *Theoretische und praktische Untersuchungen zur Lüftung von Straßentunneln*. Straßenforschung Heft 171. Wien, AT: Bundesministerium für Bauten und Technik.
- Polifke, W. & Kopitz, J. (2009). *Wärmeübertragung - Grundlagen, analytische und numerische Methoden* (2. Ausg.). München, DE: Pearson Studium.
- Preterhofer, G. (2005). *Tunnelbelüftung und Brandsicherheit*. Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Verkehr und Umwelt. Graz, AT: Technische Universität Graz.
- RABT. (2016). *Richtlinie für die Ausstattung und den Betrieb von Straßentunnel (RABT)*. Richtlinie, Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen, Arbeitsgruppe Verkehrsführung und Verkehrssicherheit, DE.
- Reichardt, H. (1942). Gesetzmäßigkeiten der freien Turbulenz. *VDI-Forschungsheft 414, 13(B)*, S. 22.
- Reynolds, W. C. (1987). *Fundamentals of turbulence for turbulence modeling and simulation*. Lecture Notes for Van Karman Institute Agard Report No. 755, Belgien.
- Richtlinie 2004/54/EG. (2004). *des Europäischen parlamentes und des Rates vom 29. April 2004 über Mindestanforderung an die Sicherheit von Tunneln im transeuropäischen Straßennetz*.
- Rigert, S. & Bettelini, M. (2013). New findings on the use of flexible curtains for smoke management in road tunnels. *BHR Group 2013 ISAVFT 15*, (S. 147-159). Barcelona, ES.
- Rohne, E. (1964). Über die Längslüftung von Autobahntunneln mit Strahlventilatoren. *Schweizerische Bauzeitung, Band 82*(Heft 48), S. 840-844. Abgerufen am 6. Juni 2018 von <https://www.e-periodica.ch/digbib/view?pid=sbz-002:1964:82#4687>
- Rohne, E. (1979). The Friction Losses on Walls Caused by the Jet Flows of Booster Fans. *3th International Symposium on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels BHRA*, (S. 57-70). Sheffield, England.
- Rohne, E. (1988). The Friction Losses on Walls Caused by a Row of Four Parallel Jet Flows. *6th International Symposium on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels BHRA*, (S. 151-164). Durham, England.
- Rohne, E. (1991). Friction Losses of a Single Jet Due to Its Contact with a Vaulted Ceiling. In E. S. Ltd (Hrsg.), *7th International Symposium on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels BHRA*, (S. 679-687). London, UK.
- Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P. & Cho, Y. I. (1998). *Handbook of Heat Transfer* (3. Ausg.). New York, USA: McGraw-Hill.
- RVS 09.02.31. (2008). *Tunnel / Tunnelausrüstung / Belüftung - Grundlagen*. Richtlinie, Österreichische Forschungsgesellschaft Straße - Schiene - Verkehr, Wien, AT.

- RVS 09.02.31. (2014). *Tunnel / Tunnelausrüstung / Belüftung - Grundlagen*. Richtlinie, Österreichische Forschungsgesellschaft Straße - Schiene - Verkehr, Wien, AT.
- RVS 09.02.32. (2010). *Tunnel / Tunnelausrüstung / Belüftung - Luftbedarfsrechnung*. Richtlinie, Österreichische Forschungsgesellschaft Straße - Schiene - Verkehr, Wien, AT.
- RVS 09.03.11. (2015). *Tunnel-Risikoanalysemodell*. Richtlinie, Österreichische Forschungsgesellschaft Straße - Schiene - Verkehr, Wien, AT.
- RVS 09.03.12. (2012). *Risikobewertung von Gefahrguttransporten in Straßentunneln*. Richtlinie, Österreichische Forschungsgesellschaft Straße - Schiene - Verkehr, Wien, AT.
- Saccardo, M. (1898). *Großbritannien Patentnr. GB 189802026 (A)*. Abgerufen am 6. Juni 2018 von <https://worldwide.espacenet.com>
- Saurwein, M. (2014). *Beurteilung der Effektivität der Schubeinbringung durch Strahlgebläse in Tunneln mit Hilfe numerischer Modelle und Messungen*. Masterarbeit, Technische Universität Graz, AT.
- Schlender, F. & Klingenberg, G. (1996). *Ventilatoren im Einsatz - Anwendung in Geräten und Anlagen*. Düsseldorf, DE: VDI-Verlag.
- Schlichting, H. & Gersten, K. (2006). *Grenzschicht-Theorie* (10. Ausg.). Berlin, Heidelberg, DE: Springer-Verlag.
- Schmölzer, G. (2016). *Tunnellüftungsanlagen und deren Regelung - Messungen und Untersuchungen für eine erfolgreiche Inbetriebnahme*. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Verkehr und Umwelt. Graz, AT: Technische Universität Graz.
- Schmölzer, G., Sturm, P., Zettl, D., Koppensteiner, W. & Wierer, A. (2016). Ventilation Control in the Case of Fire: A Practical Approach to the Implementation of PI Controllers. *8th International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation'*, (S. 220-229). Graz, AT.
- Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. & Zhu, J. (1995). A New k-e Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. *Computers Fluids*, 24(3), S. 227-238.
- Spalart, P. R. & Allmaras, S. (1992). *A one-equation model for aerodynamic flows*. Technical Report AIAA-92-0439., American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- Spurk, J. H. & Aksel, N. (2010). *Strömungslehre - Einführung in die Theorie der Strömungen* (8. Ausg.). Berlin, Heidelberg, AT: Springer-Verlag.
- Steiner, H. (2016). *Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung*. Vorlesungsskriptum, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz, AT.
- Steiner, H., Beyer, M. & Sturm, P. (2018). Requirements for Escape Doors in the Tunnels of the Koral Railway Line - Special Focus on Thermal Loads during Fire. *9th International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation'*, (S. 25-35). Graz, AT.
- STSG. (2013). *Straßentunnel-Sicherheitsgesetz*. Bundesgesetz über die Sicherheit von Straßentunneln, BGB1. I Nr. 54/2006, Änderungen: 1. Novelle BGB1. I Nr. 111/2010; 2. Novelle BGB1. I Nr. 96/2013, Österreich.

- Sturm, P., Bacher, M. & Schmölzer, G. (2009). The Challenges of Upgrading Existing Road Tunnels. *BHR Group ISAVVT 13*, (S. 127-137). New Brunswick, USA.
- Sturm, P., Bacher, M., Beyer, M., Höpperger, B. & Croll, J. (2011). Fire loads and their influence on ventilation design: A simple model for use in regulations. *BHR Group ISAVT 14*, (S. 293-307). Dundee, UK.
- Sturm, P., Bacher, M., Schmölzer, G. & Beyer, M. (2010). Ventilation Design Tools and Validation. *5th International Conference "Tunnel Safety and Ventilation"*, (S. 173-180). Graz, AT.
- Sturm, P., Beyer, M. & Bacher, M. (2013). Consideration of a Saccardo nozzle system for tunnel ventilation applications: A simple calculation method for a one dimensional approach. *BHR Group ISAVFT 15*, (S. 105-119). Barcelona, ES.
- Sturm, P., Beyer, M. & Rafiei, M. (2017). On the problem of ventilation control in case of a tunnel fire event. *Case Studies in Fire Safety*, S. 26-43.
- Sturm, P., Beyer, M., Bacher, M. & Schmölzer, G. (2012). The Influence of Pressure Gradients on Ventilation Design - Special Focus on Upgrading Long Tunnels. *6th International Conference "Tunnel Safety and Ventilation"*, 95, S. 90-99. Graz, AT.
- Sturm, P., Beyer, M., Schölzer, G., Bacher, M., & . (2018). TEST.
- Sutterlüty, M. (2012). *Vergleich unterschiedlicher methodischer Ansätze zur Dimensionierung von Tunnelbelüftungsanlagen*. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, AT.
- Tabarra, M., Bennett, E. C., Matthews, R. D., Armstrong, J. & Smith, W. T. (1994). Eccentricity Effects on Jet Fan Performance in Longitudinally Ventilated Rectangular Tunnels. *Fans for hazardous applications, IMechE Seminar Puplication*, (S. 11-16). London, UK.
- Tabarra, M., Matthews, R. & Kenrick, B. (2000). The Revival of Saccardo Ejectors: History, Fundamentals and Applications. *BHR Group ISAVVT 10*. Boston, USA.
- Tarada, F. & Brandt, R. (2009). Impulse Ventilation for Tunnels - A State of the Art Review. *BHR Group ISAVVT 13*, (S. 95-107). New Brunswick, USA.
- Thomas, P. H. (1968). The Movement of Smoke in Horizontal Passages Against an Air Flow. *Fire Research Note No. 723. Fire Research Station, Boreham Wood*.
- Toro, E. F. (2009). *Riemann solvers and numerical methods for fluid dynamics - a practical introduction* (3. Ausg.). (Springer, Hrsg.) Berlin, DE.
- Truckenbrodt, E. (2008). *Fluidmechanik: Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide* (4. Auflage 1996, Nachdruck in veränderter Ausstattung 2008 Ausg., Bd. 1). DE: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- TSI-SRT-1303. (2014). *Verordnung (EU) Nr. 1303/2014 der Kommission vom 18. November 2014 über die technische Spezifikation für die Interoperabilität bezüglich der "Sicherheit in Eisenbanttunneln" im Eisenbahnsystem der Europäischen Union*.
- TSI-WAG-1302. (2014). *Verordnung (EU) Nr. 1302/2014 der Kommission vom 18. November 2014 über eine technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems "Fahrzeuge - Lokomotiven und Personenwagen" des Eisenbahnsystems der Europäischen Union*.

- U.S. Department of Transportation. (2001). SES Version 4.1 User's Manual. Springfield, Virginia, USA: früher vom National Technical Information Service NTIS erhältlich.
- Van Driest, E. R. (1956). On turbulent flow near a wall. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 23(11), S. 1007-1011.
- VDI. (2006). *VDI-Wärmeatlas* (10. Ausg.). (Verein Deutscher Ingenieure, VDI Gesellschaft, Hrsg.) Berlin, Deutschland: Springer.
- Wendt, J. & Anderson, J. (1996). *Computational Fluid Dynamics - An Introduction* (2. Ausg.). Berlin, DE: Springer.
- White, F. & Christoph, G. (1971). *A Simple New Analysis of Compressible Turbulent Skin Friction Under Arbitrary Conditions*. Technical Report AFFDL-TR-70-133.
- Wilcox, D. C. (1998). *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc., La Canada, California, USA.
- Wolfstein, M. (1969). The Velocity and Temperature Distribution of One-Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient. *Int. Journal Heat and Mass Transfer*, 12, S. 301-318.
- Yakhot, V. & Orszag, S. A. (1986). Renormalisation Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory. *Journal of Scientific Computing*, 1(1), S. 1-51.
- Zumsteg, F., Steinemann, U. & Hofer, A. (2002). Ventilation of Road Tunnels - The New Swiss Directive. *International Conference 'Tunnel Safety and Ventilation'*, (S. 239-246). Graz, AT.

Anhang

A. Numerische Untersuchung von Bränden bei Längslüftungssystemen – Temperaturverteilung und Geschwindigkeitsvektoren einiger Berechnungsfälle

Dimensionierungsgeschwindigkeit mit 70 m² und 50 MW:

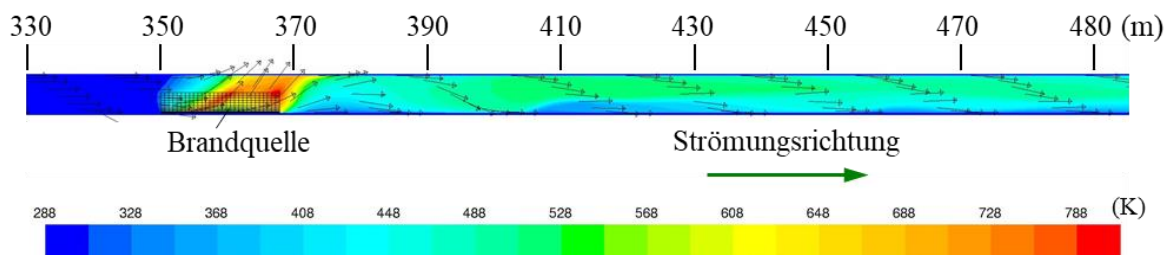


Abbildung A-1: Temperaturverteilung in der Symmetrieebene des Rechteckprofils mit einer Querschnittsfläche von 70 m² bei Dimensionierungsgeschwindigkeit und einer Brandleistung von 50 MW [Beyer & Sturm, 2010a].

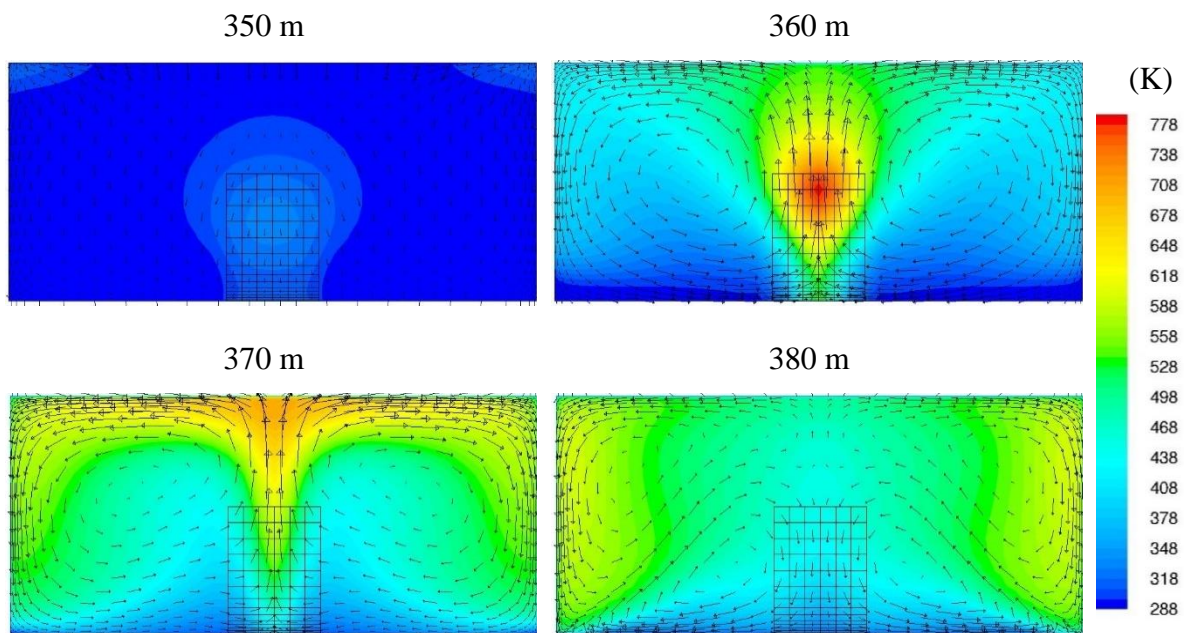


Abbildung A-2: Temperaturverteilung und Sekundärströmung in den Tunnelquerschnitten mit einer Querschnittsfläche von 70 m² in unmittelbarer Umgebung der Brandquelle, bei Dimensionierungsgeschwindigkeit und einer Brandleistung von 50 MW [Beyer & Sturm, 2010a].

Regelgeschwindigkeit bei 70 m² und 50 MW:

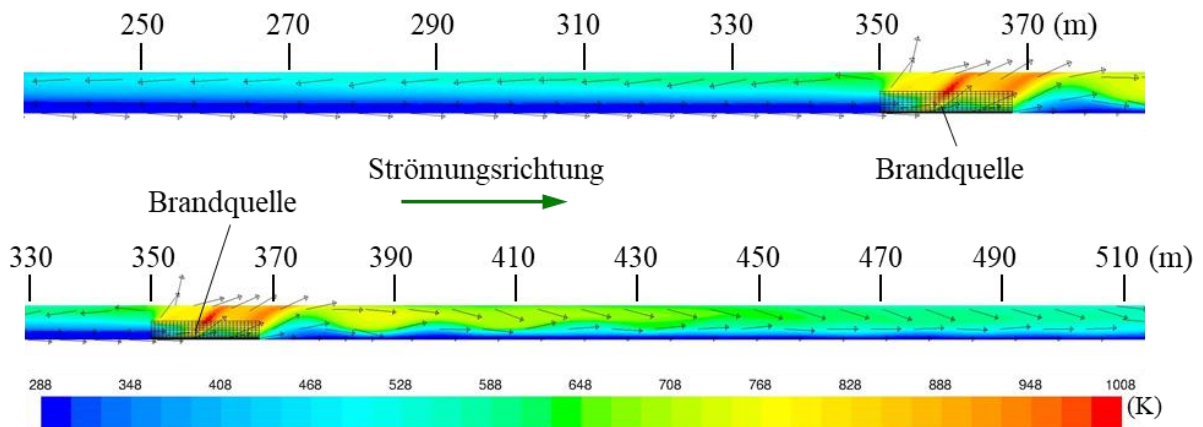


Abbildung A-3: Temperaturverteilung in der Symmetrieebene des Rechteckprofils mit einer Querschnittsfläche von 70 m² bei Regelgeschwindigkeit und einer Brandleistung von 50 MW [Beyer & Sturm, 2010a].

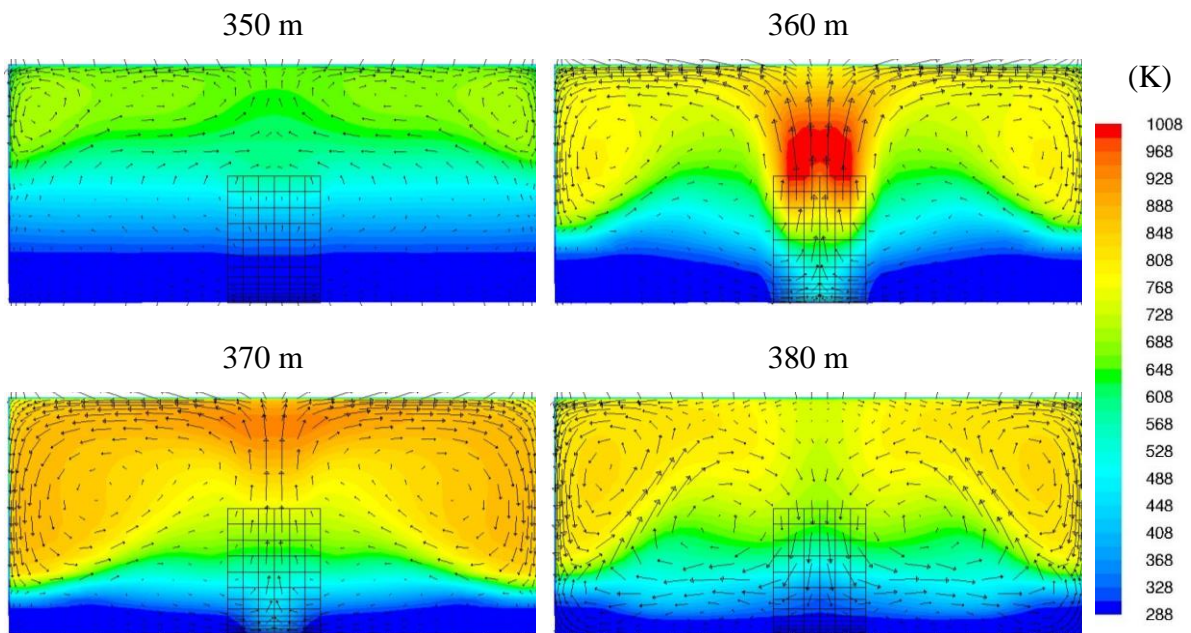


Abbildung A-4: Temperaturverteilung und Sekundärströmung in den Tunnelquerschnitten mit einer Querschnittsfläche von 70 m² in unmittelbarer Umgebung der Brandquelle, bei Regelgeschwindigkeit und einer Brandleistung von 50 MW [Beyer & Sturm, 2010a].

B. Wirkung der Impulsübertragung bei Längslüftungssystemen – Kalibrierprotokolle der Messonden

Kalibrierung der Messonden für die Schubmessung im Bosrucktunnel am 22. 07. 2013

Durchgeführt im Windkanal vom Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung an der Technischen Universität Graz

Kalibrierung Sonde 1			
Strömungsgeschwindigkeit Windkanal (m/s) u_{kal}	Staudruck Windkanal (Pa) Δp_{kal}	Gemessene Druckdifferenz an Sonde (Pa) Δp_{S_mess}	Kalibrierfaktor (-) K_{kal}
25,09	353,19	465,43	0,759
30,05	505,19	666,46	0,758
34,06	647,46	854,55	0,758
36,02	722,18	953,23	0,758
38,01	802,62	1061,86	0,756
40,07	889,99	1176,43	0,757
mittlere Kalibrierfaktor			0,757

Kalibrierung Sonde 2			
Strömungsgeschwindigkeit Windkanal (m/s) u_{kal}	Staudruck Windkanal (Pa) Δp_{kal}	Gemessene Druckdifferenz an Sonde (Pa) Δp_{S_mess}	Kalibrierfaktor (-) K_{kal}
25,04	349,04	464,73	0,751
30,13	504,59	673,52	0,749
34,04	642,84	860,34	0,747
36,00	717,68	948,68	0,757
38,09	801,69	1044,70	0,767
39,97	881,39	1150,07	0,766
mittlere Kalibrierfaktor			0,756

Kalibrierung der Messonden für die Schubmessung im Niklasdorftunnel am 01. 12. 2014

Durchgeführt im Windkanal vom Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung an der Technischen Universität Graz

Kalibrierung Sonde 4.1			
Strömungsgeschwindigkeit Windkanal (m/s) u_{kal}	Staudruck Windkanal (Pa) Δp_{kal}	Gemessene Druckdifferenz an Sonde (Pa) Δp_{s_mess}	Kalibrierfaktor (-) K_{kal}
22,01	273,48	326,10	0,839
26,08	383,69	460,06	0,834
28,06	443,60	533,28	0,832
30,05	508,13	613,29	0,829
32,03	576,41	697,83	0,826
34,02	649,10	787,54	0,824
mittlere Kalibrierfaktor			0,831

Kalibrierung Sonde 4.2			
Strömungsgeschwindigkeit Windkanal (m/s) u_{kal}	Staudruck Windkanal (Pa) Δp_{kal}	Gemessene Druckdifferenz an Sonde (Pa) Δp_{s_mess}	Kalibrierfaktor (-) K_{kal}
22,05	276,07	328,74	0,840
26,03	380,95	454,98	0,837
28,00	444,31	534,50	0,831
30,06	510,86	616,60	0,829
32,05	579,67	700,97	0,827
33,99	650,80	788,14	0,826
mittlere Kalibrierfaktor			0,832