

Vogel Fachbuch

Kamprath-Reihe

Bohl/Elmendorf

Strömungs- maschinen 1

Aufbau und Wirkungsweise

Willi Bohl/Wolfgang Elmendorf

Strömungsmaschinen 1

Kamprath-Reihe

Prof. Dipl.-Ing. Willi Bohl
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Elmendorf

Strömungsmaschinen 1

Aufbau und Wirkungsweise

11., überarbeitete Auflage

Vogel Buchverlag

Prof. Dipl.-Ing. WILLI BOHL

Jahrgang 1936. Nach dem Abitur 1955 und anschließendem Industriepraktikum studierte er bis 1960 Maschinenbau an der Technischen Hochschule Karlsruhe (heute Universität) mit abschließendem Diplom. Einer zweijährigen Industrietätigkeit folgte die Dozentur an der Hochschule Heilbronn. Prof. Bohl betreute bis 1999 die Vorlesungen und Übungen für Strömungslehre und Strömungsmaschinen und war Leiter des Labors Strömungsmaschinen.

Prof. Dipl.-Ing. WILLI BOHL und
Prof. Dr.-Ing. WOLFGANG ELMENDORF
sind Autoren folgender Vogel Fachbücher:

Strömungsmaschinen 1
Technische Strömungslehre

Prof. Dipl.-Ing. WILLI BOHL
ist Autor des Vogel Fachbuchs:

Strömungsmaschinen 2

Prof. Dr.-Ing. WOLFGANG ELMENDORF

Jahrgang 1960. Nach dem Abitur 1979 und dem Wehrdienst studierte er bis 1986 Maschinenbau an der RWTH Aachen. Während der nachfolgenden wissenschaftlichen Tätigkeit am Institut für Strahlantriebe der RWTH beschäftigte sich Wolfgang Elmendorf insbesondere mit Transsonik- und Überschallverdichtern. Nach der Promotion 1994 arbeitete er bei der Siemens AG KWU zunächst in der Verdichterentwicklung und übernahm später die Verantwortung für die Anlagenbewahrung und Rotordynamik der Gasturbinen.

Prof. Dr.-Ing. W. Elmendorf, seit 1999 Nachfolger von Prof. W. Bohl an der Hochschule Heilbronn, ist dort für Vorlesungen und Labore im Bereich Strömungstechnik, Strömungsmaschinen und CFD (Computational Fluid Dynamics) verantwortlich.

Weitere Informationen: www.vogel-buchverlag.de



<http://twitter.com/vogelbuchverlag>



www.facebook.com/vogel.buchverlag



www.vogel-buchverlag.de/rss/buch.rss

ISBN 978-3-8343-3288-2

11. Auflage, 2013

Alle Rechte, auch der Übersetzung, vorbehalten.
Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form
(Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder einem anderen
Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des
Verlages reproduziert oder unter Verwendung
elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt
oder verbreitet werden. Hiervon sind die in
§§ 53, 54 UrhG ausdrücklich genannten
Ausnahmefälle nicht berührt.

Printed in Germany

Copyright 1980 by Vogel Business Media
GmbH & Co. KG, Würzburg

Vorwort

Dieses Fachbuch ist aus den Vorlesungen über «Strömungsmaschinen» entstanden, die Prof. Dipl.-Ing. Willi Bohl von 1963 bis 1999 und Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Elmendorf seit 1999 im Studiengang Maschinenbau an der Fachhochschule Heilbronn gehalten haben. Die berücksichtigten nationalen und internationalen Richtlinien wurden aktualisiert und entsprechen dem Stand der Technik.

Diese zusammenfassende Darstellung von Aufbau und Wirkungsweise **aller** Strömungsmaschinen in **einem** Buch konzentriert die **Grundlagen** in der Ingenieurausbildung. Das Buch wendet sich zwar in erster Linie an Studierende der Fachrichtung Maschinenbau, bietet aber auch dem Ingenieur in der Praxis die entsprechenden **Grundkenntnisse** der Strömungsmaschinen.

Zum Verständnis gemeinsamer physikalischer Grundlagen, von Wirkungsweise, konstruktivem Aufbau und Betriebsverhalten werden die Grundkenntnisse in Mathematik, Strömungslehre, Thermodynamik und technischer Mechanik vorausgesetzt. Differential- und Integralrechnung werden nur wenig gebraucht. Die abgeleiteten oder aus anderen Quellen übernommenen Gleichungen und Formeln sind, von wenigen Ausnahmen abgesehen, **Größengleichungen**, sie gelten unabhängig vom Maßsystem. Die Beispiele wurden durchweg im Internationalen Einheitensystem (SI-Einheiten) gehalten.

Der ebenfalls im Vogel Buchverlag erschienene Band 2 der Strömungsmaschinen – Berechnung und Konstruktion – behandelt strömungstechnische und festigkeitsbezogene Berechnungen sowie die konstruktive Gestaltung der einzelnen Bauteile von Strömungsmaschinen, wie Laufräder, Leiträder, Wellen, Gehäuse, Dichtungen und Lager.

Wir bedanken uns beim Vogel Buchverlag für die fachmännische Beratung und Unterstützung bei der Erstellung des Manuskriptes sowie die sorgfältige Drucklegung. Weiterer Dank gilt Kollegen, Mitarbeitern, Studierenden und den im Buch genannten Industriefirmen, deren Mitwirkung es ermöglicht hat, Details im Buch besonders effektiv hervorzuheben.

Resonanz zum Buch ist uns stets willkommen, weil eine lebendige Wissensvermittlung Forschungs- und Lehrbetrieb immer wieder neu motivieren und inspirieren können.

Den schnellsten Kontakt zu den Autoren Prof. Dipl.-Ing. W. Bohl und Prof. Dr.-Ing. W. Elmendorf erfüllt eine E-Mail an: wolfgang.elmendorf@hs-heilbronn.de

Heilbronn

Willi Bohl
Wolfgang Elmendorf

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	5
Die wichtigsten Formelzeichen und Einheiten	13
1 Einleitung	15
2 Hauptbetriebsdaten von Strömungsmaschinen	19
2.1 Massenstrom (Massendurchfluss)	19
2.2 Volumenstrom	19
2.3 Spezifische Stutzenarbeit	21
2.4 Leistung	35
2.5 Wirkungsgrad	39
2.6 Drehzahl	39
3 Energieumsetzung im Laufrad	45
3.1 Einleitung	45
3.2 Geschwindigkeitsplan	45
3.3 Euler'sche Strömungsmaschinen-Hauptgleichung	48
4 Modellgesetze und Kennzahlen	61
4.1 Einleitung	61
4.2 Ähnlichkeitsbedingungen	61
4.3 Ähnlichkeitsbeziehungen zwischen den Hauptbetriebsdaten geometrisch ähnlicher Maschinen	62
4.3.1 Maßstabfaktoren	62
4.3.2 Ähnlichkeitsbeziehung für den Volumenstrom V	63
4.3.3 Ähnlichkeitsbeziehung für die spezifische Stutzenarbeit Y	63
4.3.4 Ähnlichkeitsbeziehung für die Leistung P	64
4.3.5 Ähnlichkeitsbeziehung für das Drehmoment M	65
4.4 Aufwertformeln	66
4.5 Kennzahlen	71
4.5.1 Einleitung	71
4.5.2 Kennzahlen zur Charakterisierung des Betriebsverhaltens	71
4.5.2.1 Durchflusszahl φ	71
4.5.2.2 Druckzahl ψ	72
4.5.2.3 Drosselzahl τ	73
4.5.2.4 Leistungszahl λ	73
4.5.3 Kennzahlen zur Typisierung und Auslegung	74
4.5.3.1 Laufzahl σ	74
4.5.3.2 Durchmesserzahl δ	75
4.5.4 Physikalische Kennzahlen	75
4.5.4.1 Reynolds-Zahl Re	75
4.5.4.2 Mach-Zahl M	76
4.5.4.3 Thoma-Zahl Th	76
4.5.4.4 Einlaufziffer ϵ	76
4.5.4.5 Strouhal-Zahl St	77
4.5.5 Spezielle Kennzahlen	77
4.5.6 Zusammenfassung	78
4.6 Cordier-Diagramm	79
4.7 Aufteilung der spezifischen Stutzenarbeit und des Volumenstroms auf mehrere Laufräder	83

5	Kavitation	85
5.1	Einleitung	85
5.2	Physikalische Grundlagen	85
5.2.1	Vereinfachte Erklärung des Kavitationsvorganges	85
5.2.2	Einige kurze Ausführungen zur Blasendynamik	86
5.2.3	Kavitationsbeginn und Kavitationszahl	89
5.2.4	Auswirkungen der Kavitation	90
5.3	Spezifische Halteenergie	91
5.3.1	Einleitung	91
5.3.2	Spezifische Halteenergie der Anlage	92
5.3.3	Spezifische Halteenergie von Kreiselpumpen und Wasserturbinen	95
5.4	Kavitationskennzahlen	99
5.4.1	Thoma-Zahl	99
5.4.2	Dimensionslose Saugkennzahl S_q nach PETERMANN	103
5.5	<i>NPSH</i> -Wert von Kreiselpumpen	104
5.5.1	Einleitung	104
5.5.2	<i>NPSH</i> -Wert der Anlage	106
5.5.3	Kavitationskriterien	108
5.5.4	<i>NPSH</i> -Wert der Kreiselpumpe (<i>NPSHR</i>)	110
5.5.5	Messung des <i>NPSHR</i> -wertes	118
5.5.6	Besondere Einflüsse auf den <i>NPSHR</i> -Wert	120
5.5.6.1	Einleitung	120
5.5.6.2	Temperatureinfluss	120
5.5.6.3	Einfluss des Gasgehaltes	121
5.5.6.4	Spalteinfluss	124
5.6	Inducer	125
5.7	Werkstofffragen	127
6	Überschallströmung in Turbomaschinen	131
6.1	Einleitung	131
6.2	Überschallströmung in Verdichtern	131
6.2.1	Kritische Mach-Zahl	133
6.2.2	Sperrmachzahl	135
6.2.3	Strömung im Verdichtergitter bei Unterschallanströmung	136
6.2.4	Strömung im Verdichtergitter bei Überschallanströmung	137
6.2.5	Schallkennzahl nach PFELEIDERER	141
6.3	Überschallgrenze bei Dampf- und Gasturbinen	143
6.3.1	Einfluss der Mach-Zahl auf die Schaufelverluste	143
6.3.2	Sperrungserscheinungen in der Endstufe großer Kondensationsdampfturbinen	144
6.3.3	Strahlablenkung	147
7	Wasserturbinen	149
7.1	Einleitung	149
7.2	Wasserkraftwerke in der Übersicht	151
7.3	Wasserturbinenarten und ihr Einsatzbereich in der Übersicht	153
7.4	Freistrahlturbine (Pelton-Turbine)	155
7.5	Francis-Turbine	159
7.6	Kaplan-Turbine	162
7.6.1	Kaplan-Spiralturbine	162
7.6.2	Kaplan-Rohrturbine	164
7.7	Diagonalturbine	166
7.8	Durchströmturbine (Ossberger-Turbine)	167
7.9	Pumpturbine	167
8	Dampfturbinen	173
8.1	Einleitung	173
8.2	Dampfturbinen als Teil des Dampfkraftprozesses	173

8.2.1	Kondensationsturbine	173
8.2.2	Gegendruckturbine	174
8.2.3	Entnahmeturbine	174
8.3	Arbeitsweise und Bauformen von Dampfturbinen	176
8.3.1	Einleitung	176
8.3.2	Reaktionsgrad	176
8.3.3	Vergleich zwischen Gleichdruck- und Überdruckstufe	177
8.3.4	Vergleich zwischen Kammerturbine und Trommelturbine	179
8.3.5	Radialturbinen	179
8.4	Kraftwerksturbinen	180
8.4.1	Konstruktiver Aufbau	180
8.4.2	Grenzen im Dampfturbinenbau	185
8.5	Industrieturbinen	188
8.6	Regelung und Überwachungs-(Sicherheits-)einrichtungen	191
8.6.1	Regelung	191
8.6.2	Sicherheits- und Überwachungseinrichtungen	194
9	Gasturbinen	195
9.1	Einleitung	195
9.2	Gasturbinen-Kreisprozesse	196
9.2.1	Offener Gasturbinen-Kreisprozess ohne Wärmetausch	196
9.2.2	Offener Gasturbinen-Kreisprozess mit Wärmetausch	199
9.2.3	Geschlossener Gasturbinen-Kreisprozess	200
9.3	Bauteile einer Gasturbinenanlage	201
9.3.1	Einleitung	201
9.3.2	Brennkammer	201
9.3.3	Turbine	205
9.4	Einsatzgebiete der Gasturbine	207
9.4.1	Ortsfeste Anlagen	207
9.4.2	Ortsbewegliche Anlagen	210
10	Windturbinen	215
10.1	Einleitung	215
10.2	Aktueller Stand der Windenergie	216
10.3	Energieumsetzung in der Windturbine	218
10.3.1	Strahltheorem nach FROUDE / RANKINE und Theorie nach BETZ	218
10.3.2	Drall und Verluste	222
10.4	Bauformen von Windturbinen	225
10.5	Aerodynamik der Windturbine	230
10.6	Konstruktiver Aufbau von Windkraftanlagen	235
10.7	Regelung und Betriebsverhalten	241
10.8	Ertrag von Windkraftanlagen	246
11	Kreiselpumpen	249
11.1	Einleitung	249
11.2	Lauftradformen	252
11.3	Pumpenbauarten	257
11.3.1	1-stufige, 1-flutige Radialpumpen	257
11.3.2	Mehrstufige Rumpen	264
11.3.3	2-flutige Radialpumpen	267
11.3.4	Diagonalpumpen	268
11.3.5	Axialpumpen	269
11.4	Verluste in Kreiselpumpen	271
11.4.1	Leistungsbilanz	271
11.4.2	Strömungsführungsverluste (hydraulische Verluste)	272
11.4.3	Radseitenreibungsverluste	274
11.4.4	Spaltverluste (Volumenverluste)	277

11.4.5	Sekundärströmungen (Rezirkulation)	281
11.5	Wirkungsgradpotential	283
11.6	Dimensionierung	287
12	Ventilatoren, Gebläse, Verdichter	291
12.1	Einleitung	291
12.2	Radformen	291
12.3	Ventilatoren und Niederdruckgebläse	295
12.3.1	Einleitung	295
12.3.2	Radialgebläse und Radialventilatoren	295
12.3.3	Axialgebläse und Axialventilatoren	297
12.3.4	Querstromgebläse	305
12.4	Turboverdichter	307
12.4.1	Einleitung	307
12.4.2	Radialverdichter	308
12.4.3	Axialverdichter	313
12.4.4	Kombinierter Axial-/Radialverdichter	316
13	Hydrodynamische Kupplungen, Bremsen und Drehmomentwandler (Föttinger-Getriebe)	319
13.1	Einleitung	319
13.2	Hydrodynamische Kupplung (Föttinger-Kupplung)	320
13.3	Hydrodynamische Bremse (Retarder)	324
13.4	Drehmomentwandler (Föttinger-Wandler)	324
14	Betriebsverhalten von Strömungsmaschinen (Kennfelder)	329
14.1	Einleitung	329
14.2	Kennfelder der Strömungskraftmaschinen	329
14.2.1	Wasserturbinen	329
14.2.2	Dampfturbinen	331
14.2.3	Gasturbinen	335
14.3	Kennfelder der Strömungsarbeitsmaschinen	335
14.3.1	Rohrleitungskennlinie	335
14.3.2	Drosselkurve	341
14.3.2.1	Theoretische Herleitung der Drosselkurve	341
14.3.2.2	Theoretische Herleitung der Leistungskurve	344
14.3.2.3	Gemessene Drosselkurve	345
14.3.2.4	Stabile und instabile Drosselkurven	345
14.3.3	Kennfelder	349
14.3.3.1	Darstellung des vollständigen Kennfeldes	349
14.3.3.2	Bestimmung des Betriebspunktes	352
14.3.3.3	Messwesen und Normen	353
14.3.3.4	Toleranzen und Gewährleistungen	354
14.3.4	Anpassung und Regelung	357
14.3.4.1	Kennfeld bei variabler Drehzahl	357
14.3.4.2	Abdrehen von radialen Laufrädern	357
14.3.4.3	Zuschärfen der Schaufelenden	359
14.3.4.4	Verändern der Laufschaufelzahl bei Axialmaschinen	359
14.3.4.5	Laufschaufelverstellung	361
14.3.4.6	Vordrallregelung	361
14.3.4.7	Nachdrallregelung	361
14.3.4.8	Bypassregelung	363
14.3.4.9	Parallelschaltung	367
14.3.4.10	Reihenschaltung (Hintereinanderschaltung)	369
14.3.4.11	Vergleich der verschiedenen Regelverfahren	371
14.3.5	Einfluss der Viskosität der Förderflüssigkeit auf die Kennlinien von Kreiselpumpen	371

14.3.6	Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen in Kreiselpumpen	373
14.3.7	Förderung von Feststoffen	375
14.3.8	Anlaufen und Auslaufen von Strömungsarbeitsmaschinen	376
14.3.9	Kreiselpumpen in Turbinenbetrieb	379
14.3.10	Mindestförderstrom	381
14.4	Kennfelder der hydrodynamischen Kupplungen und Wandler	382
14.4.1	Kennlinien der hydrodynamischen Kupplung	382
14.4.2	Kennlinien der hydrodynamischen Bremse (Retarder)	383
14.4.3	Kennlinien des Drehmomentwandlers	384
 Anhang		 387
 Literaturverzeichnis		 391
 Stichwortverzeichnis		 409

Die wichtigsten Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	empfohlene Einheit	Bedeutungen
A	m^2	Fläche, Querschnitt
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
C_P		Leistungsbeiwert, Ausnutzungsgrad bei Windturbinen
C_S		Schubbelastungsgrad
C_P		Druckbeiwert
c	m/s	Geschwindigkeit, Absolutgeschwindigkeit
c_a		Auftriebsbeiwert
c_w		Widerstandsbeiwert
c_p	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
D	m	Durchmesser
d	m	Profildicke, Durchmesser
E_R	J/kg	Reibungsenergie
F	N	Kraft
f		Faktor
f	Hz	Frequenz
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
H	m	Fallhöhe, Förderhöhe
h	J/kg	spezifische Enthalpie
k		Faktor, Maßstabsfaktor
L	dB	Geräuschpegel
l	m	Länge
M		Mach-Zahl
M	$N \cdot m$	Drehmoment
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	s^{-1}, min^{-1}	Drehzahl
n_q	min^{-1}	spezifische Drehzahl
P	W	Leistung, Leistungsbedarf
p	Pa	Druck
p		Polpaarzahl
Q	$m^3/s;$ m^3/h	Förderstrom, Wasserstrom
q	J/kg	spez. Wärmemenge
R	m	Radius
Re		Reynolds-Zahl
R_i	$J/(kg \cdot k)$	spezifische Gaskonstante
r	m	Radius
r		Reaktionsgrad
S_q		Saugkennzahl, Schallkennzahl
Sr		Strouhal-Zahl
s		Schlupf
T	K	Temperatur
Th		Thoma-Zahl
t	m	Teilung
t	$^{\circ}C$	Temperatur
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit

14 Die wichtigsten Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	empfohlene Einheit	Bedeutungen
V	m^3	Volumen
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
v	m^3/kg	spezifisches Volumen
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
w	J/kg	Nutzarbeit
Y	J/kg	spezifische Stutzenarbeit
y	m	Höhendifferenz
Z		Realgasfaktor
z	m	Höhenkote
z		Zahl, Anzahl
α	grad	Winkel
β	grad	Winkel
γ	grad	Staffelungswinkel
δ	grad	Anstellwinkel
δ		Durchmesserzahl
ε		Gleitzahl
ε		Einlaufziffer, Schluckzahl
ϑ		Turbinenlaufzahl
ζ		Widerstandsbeiwert, Profilverlustbeiwert
η		Wirkungsgrad
κ		Isentropenexponent
λ		Leistungszahl, Rohrreibungszahl, Beiwert
μ		Minderleistungszahl, Durchflusszahl, Wandlung
ν		kinematische Viskosität, Polytropenverhältnis
ρ	kg/m^3	Dichte
π		Druckverhältnis, Kreiszahl
σ		Laufzahl
τ	s	Zeit
τ		Drosselzahl
ψ		Druckzahl
φ		Durchflusszahl
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit
ω		Verlustbeiwert

1 Einleitung

Strömungsmaschinen gehören wie die Kolbenmaschinen (Verdrängermaschinen) zu den **Fluidenergiemaschinen**, die als **Kraftmaschinen** verschiedene Energiearten (z.B. thermische Energie) in mechanische Energie umwandeln oder als **Arbeitsmaschinen** zugeführte mechanische Energie in andere Energiezustände umsetzen.

Der Begriff «Kraftmaschine» ist historisch bedingt und stammt noch aus einer Zeit, wo man zwischen den physikalischen Größen «Kraft» und «Energie» noch nicht sauber unterscheiden konnte.

In Strömungsmaschinen erfolgt die Energieumsetzung nahezu **pulsationsfrei** zwischen einem annähernd **kontinuierlich** strömenden Fluid (Flüssigkeit, Gas, Dampf) und einem mit **Schaufeln** besetzten gleichförmig umlaufenden **Rotor**, während bei Verdrängermaschinen die Energieübertragung zwischen Arbeitsmittel und oszillierenden Kolben oder Membranen bzw. umlaufenden Verdrängerkörpern, wie z.B. Zahnrädern, je nach Dreh-

zahl und konstruktivem Aufbau der Maschine sowie Rückwirkung der Anlage mehr oder minder pulsierend abläuft.

Bei **Strömungskraftmaschinen** (Turbinen) entsteht durch die Wirkung von Druck und Geschwindigkeit des Arbeitsmittels auf die Schaufeln des Rotors ein Drehmoment an der Welle, das z.B. als Antrieb eines elektrischen Generators genutzt werden kann. Das Fluid strömt vom hohen Energieniveau am Druckstutzen zum niedrigen Energieniveau am Austrittsstutzen (Bild 1.1).

Bei **Strömungsarbeitsmaschinen** (Pumpen, Verdichter, Ventilatoren) wird durch das an der Welle, z.B. durch einen Elektromotor, aufgebrauchte Drehmoment dem Fluid über die Rotorbeschaufelung Druck- und Geschwindigkeitsenergie zugeführt.

Dabei strömt das Arbeitsmittel vom niedrigen Energieniveau des Saugstutzens zum höheren Energieniveau des Druckstutzens. Strömungsmaschinen dienen in Energieanlagen der Umsetzung von Kreisprozessen, so

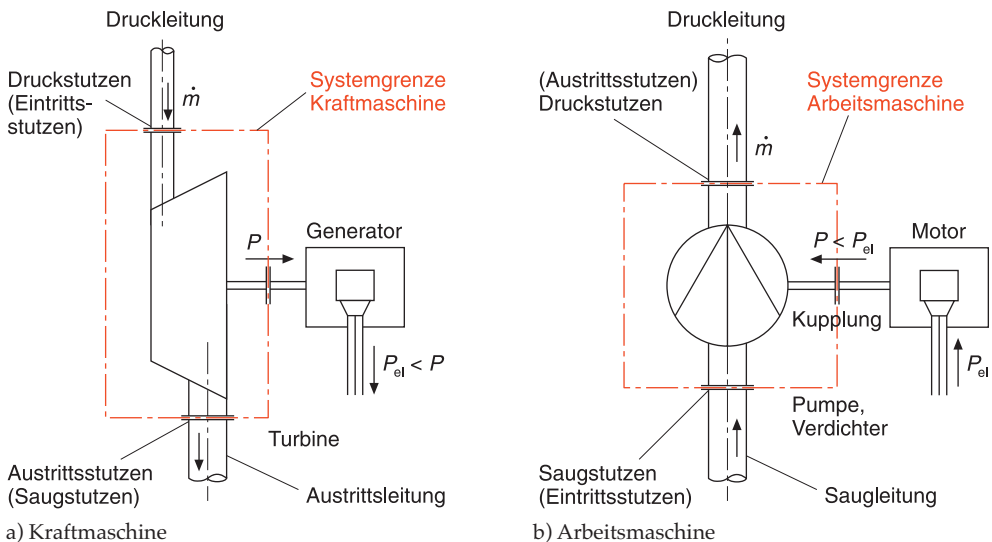
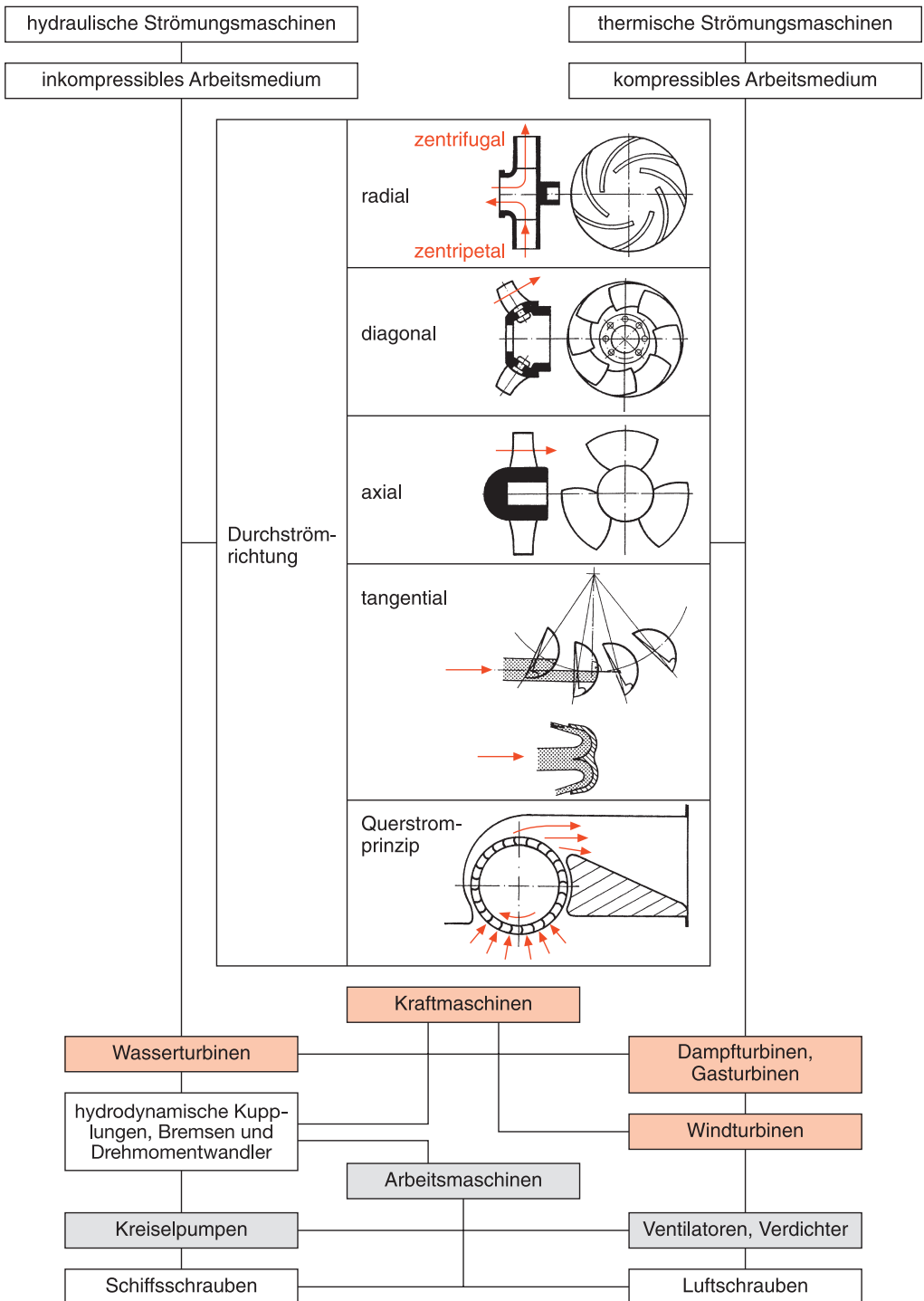


Bild 1.1 Prinzip Kraftmaschine – Arbeitsmaschine

Tabelle 1.1 Einteilung der Strömungsmaschinen nach verschiedenen Merkmalen



enthält z.B. eine Dampfkraftanlage eine oder mehrere Dampfturbinen, Kesselspeisepumpen, Kondensatpumpen, Kühlwasserpumpen, Ventilatoren usw., eine Gasturbinenanlage, eine Gasturbine und einen Turboverdichter als Hauptmaschinen. Hydrodynamische Kupplungen, Bremsen und Drehmomentwandler sind Kombinationen von Kraft- und Arbeitsmaschinen.

Strömungsmaschinen können nach verschiedenen Gesichtspunkten eingeteilt bzw. einander zugeordnet werden: nach dem durch die Maschine strömenden Fluid, nach dem Arbeitsprinzip oder nach der äußeren, geometrischen Form des Laufrads, insbesondere der Beschaufelung.

Tabelle 1.1 enthält eine vereinfachte Übersicht über die «klassischen» Turbomaschinen. (Aus der für Strömungsmaschinen charakteristischen, gleichförmig rotierenden Bewegung der Laufschaufeln leitet sich aus dem lateini-

schen «turbare» (drehen) die synonym verwendete Bezeichnung Turbomaschine ab.)

Manche Strömungsmaschinenarten stehen in vielen Einsatzgebieten im Wettbewerb mit nach dem Verdrängerprinzip arbeitenden oszillierenden oder rotierenden Kolbenmaschinen bzw. Verdrängermaschinen oder mit Fluidenergiemaschinen, die nach dem Wirkprinzip des Impulsaustausches arbeiten, wie z.B. Strahlpumpen oder Seitenkanalpumpen.

Besonders bemerkbar macht sich diese Wettbewerbssituation im Bereich der Flüssigkeitspumpen und bei Verbrennungsmotoren im kleinen und mittleren Leistungsbereich als Alternative zu Gas- und Dampfturbinen.

Trotzdem sind fast alle Gebiete der Technik, insbesondere Energietechnik, Verfahrenstechnik, Verkehrstechnik und Gebäudetechnik ohne den vielfältigen Einsatz von Strömungsmaschinen gar nicht vorstellbar.

2 Hauptbetriebsdaten von Strömungsmaschinen

2.1 Massenstrom (Massendurchfluss)

Unter dem Massenstrom (Massendurchfluss) einer Strömungsmaschine versteht man die **zeitlich** durch die Maschine strömende **Masse** des Arbeitsfluids.

Sieht man von den meist geringen äußeren Leckageverlusten ab, ist der aus der Maschine austretende Massenstrom gleich dem in die Maschine eintretenden Massenstrom und bleibt für einen bestimmten Betriebspunkt konstant.

Als **Formelzeichen** wird nach VDI 2045 oder VDI 2044 \dot{m} , als **Einheit** kg/s eingeführt.

$$\dot{m} = \frac{m}{\tau} \quad (\text{Gl. 2.1})$$

- \dot{m} Massenstrom
- m Masse
- τ Zeit

Mit dem Begriff des Massenstroms wird insbesondere bei **thermischen Turbomaschinen**, d.h. bei Dampfturbinen, Gasturbinen, Turboverdichtern und Hochdruckventilatoren, gearbeitet.

In anderen Regelwerken werden teilweise andere Bezeichnungen, eventuell auch andere Einheiten benutzt, wie sie auszugsweise in Tabelle 2.1 zusammengestellt sind.

2.2 Volumenstrom

Bei **hydraulischen Strömungsmaschinen, Niederdruckventilatoren und Windturbinen** kann die Strömung in den meisten praktischen Fällen als **inkompressibel** angesehen werden, d.h., die Dichte bleibt konstant. Anstelle des Massenstroms wird deshalb in der Praxis meist der Begriff Volumenstrom verwendet.

In Anlehnung an VDI 2044 wird als **Formelzeichen** \dot{V} , als **Einheit** m³/s vorgeschlagen:

$$\dot{V} = \frac{V}{\tau} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \dot{m} \cdot v \quad (\text{Gl. 2.2})$$

- \dot{V} Volumenstrom
- V Volumen
- τ Zeit
- \dot{m} Massenstrom
- ρ Dichte
- v spezifisches Volumen

Tabelle 2.1 Bezeichnungen, Formelzeichen und Einheiten für den Massenstrom

Strömungsmaschinenart	Quelle	Bezeichnung	Formelzeichen	Einheit
Flüssigkeitspumpen	DIN EN 12 723	Massenstrom	g	kg/h
Ventilatoren	DIN EN ISO 5801	Mass flowrate	q_m	kg/s
Verdichter	ISO 5389	Mass rate of flow	q_m	$\frac{\text{Masse}}{\text{Zeit}}$
Gasturbinen	ISO 2314	Mass rate	m	kg/s
Messungen an Strömungsmaschinen	EN 24006	Massendurchfluss	q_m oder q	kg/s
Durchflussmessung	DIN EN ISO 5167-1	Massendurchfluss	q_m	kg/s
Durchflussmessung				

Wie beim Massenstrom \dot{m} sind auch beim Volumenstrom \dot{V} andere Bezeichnungen, Formelzeichen und Einheiten in den verschiedenen Sparten des Turbomaschinenbaus gebräuchlich, wovon einige wichtige Begriffe in Tabelle 2.2 aufgeführt sind.

Bei **thermischen Turbomaschinen** ändern sich Dichte und Volumenstrom beim Durchströmen der Maschine abhängig von Druck und Temperatur. Bei der Expansionsströmung in Turbinen nimmt der Volumenstrom in Strömungsrichtung zu, bei Kompressionsströmung in Verdichtern ab. An einer Stelle i (Bild 2.1) einer thermischen Strömungsmaschine beträgt der Volumenstrom \dot{V}_i :

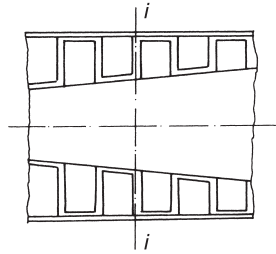


Bild 2.1 Schnitt durch die Beschauelung einer thermischen Strömungsmaschine (Prinzip)

Tafel 1 im Anhang des Buches) abhängig von Druck und Temperatur.

Anstelle von Tabellen oder Diagrammen kann man auch EDV-Programme benutzen.

Sind keine Tabellen, Diagramme oder EDV-Programme vorhanden, können v_i und ρ_i auch über die **Gasgleichung berechnet** werden:

a) für **ideale Gase**:

$$v_i = \frac{1}{\rho_i} = \frac{R_i \cdot T_i}{p_i} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

v_i spezifisches Volumen

ρ_i Dichte

R_i spezifische Gaskonstante

T_i thermodynamische Temperatur

p_i Absolutdruck

$$\dot{V}_i = \dot{m} \cdot v_i = \frac{\dot{m}}{\rho_i} \quad (\text{Gl. 2.3})$$

\dot{V}_i örtlicher Volumenstrom an der Stelle i

\dot{m} Massenstrom

v_i spezifisches Volumen = $f(p_i, T_i, x)$

ρ_i örtliche Dichte = $f(p_i, T_i, x)$

p_i Absolutdruck an der Stelle i

T_i Temperatur an der Stelle i

x Dampfnaesse

Das spezifische Volumen v_i oder die Dichte ρ_i entnimmt man für das betreffende Fluid einer **Tabelle** (z.B. VDI-Wasserdampftafel) oder einem **Diagramm** (z.B. Mollier-(h - s -)Diagramm,

Tabelle 2.2 Bezeichnungen, Formelzeichen und Einheiten für den Volumenstrom

Strömungsmaschinenart	Quelle	Bezeichnung	Formelzeichen	Einheit
Wasserturbinen	CEI IEC 41 CEI IEC 193 IEC 60041 Ed. 3.0 IEC 60041 Ed. 2.0	Wasserstrom Rate of Flow Discharge Débit (franz.)	Q	m^3/s (ft^3/s)
Kreiselpumpen	DIN EN 12 723	Volumenstrom oder Förderstrom	Q	m^3/h
Ventilatoren	DIN EN ISO 5801 DIN EN ISO 5802	Volume flowrate	q_v	m^3/s
Durchflussmessung	DIN EN ISO 5167-1	Volumendurchfluss	q_v	m^3/s

b) für reale Gase

$$v_i = \frac{1}{\rho_i} = \frac{Z \cdot R_i \cdot T_i}{p_i} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

v_i spezifisches Volumen

ρ_i Dichte

R_i spezifische Gaskonstante

T_i thermodynamische Temperatur

p_i Absolutdruck

Z Realgasfaktor (siehe VDI 2045 oder [2.1])

VDI-Richtlinie VDI 2044 und [2.1] enthalten Angaben über die physikalisch richtige Mittelwertbildung von Geschwindigkeiten und Drücken über dem Querschnitt A .

Bei exakter Rechnung muss bei **feuchten Gasen** noch der **Feuchtegehalt** bei der Bestimmung des spezifischen Volumens v_i bzw. der Dichte ρ_i berücksichtigt werden [2.14, 2.15].

2.3 Spezifische Stutzenarbeit

Unter der spezifischen Stutzenarbeit Y einer Strömungsmaschine versteht man bei Kraftmaschinen das **spezifische Energiegefälle** zwischen Ein- und Austrittsstutzen, bei Arbeitsmaschinen zwischen Aus- und Eintrittsstutzen (Bild 1.1).

Fehlen Ein- und/oder Austrittsstutzen, z. B. bei einem Wandventilator oder einer Windturbine, werden entsprechende Ein- und Austrittsquerschnitte in der «freien» Zu- und Abströmung als Energieschnittstellen definiert.

Als kohärente **Einheit** wird

$$\text{J/kg} \left(\triangleq \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kg}} \triangleq \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right) \text{ eingeführt.}$$

Da 1 J/kg einer sehr kleinen Energiemenge entspricht, wird die spezifische Stutzenarbeit in der Praxis oft in kJ/kg angegeben.

Neben dem im Buch für **alle Strömungsmaschinen** gemeinsam verwendeten Begriff der spezifischen Stutzenarbeit Y werden in den verschiedenen Branchen des Strömungsmaschinenbaus oft noch andere Bezeichnungen verwendet, wie z. B. **Fallhöhe** H bei Wasserturbinen, **Förderhöhe** H bei Kreiselpumpen, Förderarbeit bei Ventilatoren, **Enthalpieänderung** Δh bei Gas- und Dampfturbinen bzw. Verdichtern.

Auch bei der Wahl der Symbole und Zeichen für die einzelnen physikalischen Größen, wie Druck, Geschwindigkeit oder Höhenkote, wurde eine weitgehende Vereinheitlichung getroffen, wobei bei der in Tabelle 2.3 definierten spez. Stutzenarbeit von hydraulischen Strömungsmaschinen überwiegend die DIN EN 12723 [2.2] für Flüssigkeitspumpen zugrunde gelegt wurde.

Bei den in Tabelle 2.4 zusammengestellten Definitionen der spez. Stutzenarbeit von thermischen Turbomaschinen wurden im Wesentlichen die Richtlinien VDI 2044 [2.14], VDI 2045 [2.11] und DIN 4319/Teil 1 [2.6] benutzt.

Tabelle 2.5 enthält eine zusammengefasste Darstellung der Druckerhöhung und spez. Stutzenarbeit von Ventilatoren nach VDI 2044 [2.14] und DIN EN ISO 5801 [2.15].

Die letztlich gewählten Begriffe und Bezeichnungen stellen immer einen Kompromiss dar, zwischen Anlehnung an die detaillierten Einzelheiten der branchenspezifischen Normen und Richtlinien und einer vereinfachten Darstellung für Lehr- und Lernzwecke.

Dem in der Praxis arbeitenden Ingenieur wird empfohlen, sich die einschlägigen nationalen und internationalen Regelwerke in der jeweils gültigen neuesten Fassung zu beschaffen und seinen Arbeiten zugrunde zu legen.

Tabelle 2.3 Spezifische Stutzenarbeit von hydraulischen Strömungsmaschinen

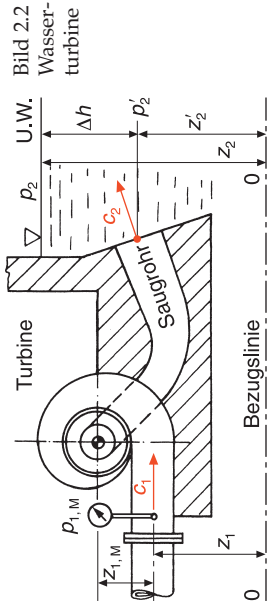
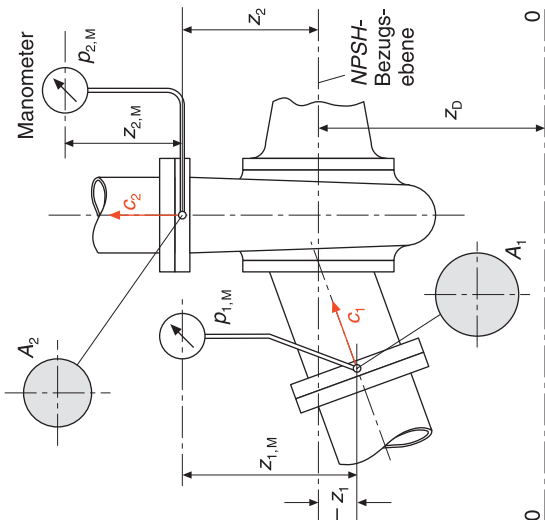
Wasserturbinen	Kreiselumpen
<p>a) bezogen auf Druck- und Saugstutzen der Turbine: Die spezifische Energie am Druckstutzen (Eintrittsstutzen) beträgt (Bild 2.2):</p> $g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2}$  <p>Bild 2.2 Wasserturbine</p>	<p>a) bezogen auf Druck- und Saugstutzen der Pumpe Die spezifische Energie beträgt am Saugstutzen (Eintrittsstutzen):</p> $g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2}$ <p>und am Druckstutzen (Austrittsstutzen):</p> $g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2}$  <p>Bild 2.4 Kreiselpumpe (in Anlehnung an [2.2])</p>
<p>und am Saugrohrenende (Austrittsstutzen):</p> $g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2}$ <p>Eigentlich müsste p_2' anstelle von p_2 und z_2' anstelle von z_2 eingesetzt werden, aber da</p> $p_2' = p_2 + \rho \cdot g \cdot \Delta h$ <p>und $z_2' = z_2 - \Delta h$ sind,</p> <p>können praxisgerecht besser der Absolutdruck p_2 auf dem Unterwasser und die Höhenkote z_2 des Unterwasserspiegels U.W. (Unterwasser) direkt verwendet werden.</p> <p>Die spezifische Stutzenarbeit Y ergibt sich als Energiedifferenz:</p>	<p>Die spezifische Stutzenarbeit Y der Pumpe ergibt sich als Differenz der spezifischen Energien:</p>

Tabelle 2.3 (Fortsetzung)

Wasserturbinen	Kreiselumpen
<p>$Y = g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$ (Gl. 2.6)</p> <p> Y spezifische Stutzenarbeit g Erdbeschleunigung = 9,81 m/s² z_1 Höhenkote des Eintrittsstutzens z_2 Höhenkote des Unterwasserspiegels p_1 Absolutdruck im Eintrittsstutzen $p_1 = p_{1,M} \pm \rho \cdot g \cdot z_{1,M}$ $\left\{ \begin{array}{l} + \text{ Manometer sitzt höher als Eintrittshöhenkote } z_1 \\ - \text{ Manometer sitzt tiefer als Eintrittshöhenkote } z_1 \end{array} \right.$ p_2 Absolutdruck auf dem Unterwasser (Luftdruck) ρ Dichte des Wassers ($\rho \approx 1000 \text{ kg/m}^3$) c_1 mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Eintrittsstutzen (In DIN EN 12723 [2.2] werden die Strömungsgeschwindigkeiten mit U bezeichnet. Hier wird davon abgewichen, da der Buchstabe u für die Umfangsgeschwindigkeit reserviert ist und absolute Strömungsgeschwindigkeiten mit c bezeichnet werden.) $c_1 = \dot{V}_1 / A_1$ ($A_1 =$ Querschnittsfläche des Eintrittsstutzens) $c_2 =$ mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Austritt des Saugrohres $c_2 = \dot{V}_2 / A_2$ ($A_2 =$ Strömungsquerschnitt des Austritts) Nach CEI/IEC-Regel 41 [2.3] und IEC 60041 [2.4] wird anstelle der spezifischen Stutzenarbeit Y nach wie vor der Begriff der Fallhöhe H benutzt. </p> <p>$H = \frac{Y}{g}$ (Gl. 2.7)</p> <p>H hat die Einheit m (Meter).</p>	<p>$Y = g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ (Gl. 2.10)</p> <p> Y spezifische Stutzenarbeit g Erdbeschleunigung = 9,81 m/s² z_2 Höhenkote des Austrittsstutzens z_1 Höhenkote des Eintrittsstutzens p_2 Absolutdruck am Druckstutzen = $p_{2M} \pm \rho \cdot g \cdot z_{2M}$ $p_{2,M}$ am Manometer gemessener Druck ausgedrückt als Absolutdruck $z_{2,M}$ Höhenkote $\left. \begin{array}{l} + \text{ Manometer oberhalb der Druckstutzenebene des Manometers} \\ - \text{ Manometer unterhalb der Druckstutzenebene} \end{array} \right\}$ p_1 Absolutdruck am Saugstutzen = $p_{1M} \pm \rho \cdot g \cdot z_{1M}$ $p_{1,M}$ am Manometer gemessener Druck, ausgedrückt als Absolutdruck $z_{1,M}$ Höhenkote des $\left. \begin{array}{l} + \text{ Manometer oberhalb der Saugstutzenebene} \\ - \text{ Manometer unterhalb der Saugstutzenebene} \end{array} \right\}$ Manometers Anstelle des Begriffes der spez. Stutzenarbeit Y bzw. der spezifischen Förderarbeit Y wird in der Praxis häufig noch der Ausdruck Förderhöhe H gebraucht (vgl. DIN EN 12723 [2.2]). Zwischen H und Y besteht der in Gl. 2.7 ausgedrückte Zusammenhang. Anmerkung: Die Höhenkote z_0 der <i>NPSH</i>-Bezugsebene wird in Kapitel 5 Kavitation gebraucht. </p> <p>b) bezogen auf die Pumpenanlage: Die spezifische Stutzenarbeit Y ergibt sich als Differenz der spezifischen Energie zwischen Druck- und Saugbehälter unter Berücksichtigung der Reibungsverluste in der Saug- und Druckleitung:</p> <p>$Y = g \cdot (z_{A2} - z_{A1}) + \frac{p_{A2} - p_{A1}}{\rho} + \frac{c_{A2}^2 - c_{A1}^2}{2} + E_R$ (Gl. 2.11)</p> <p>Y spezifische Stutzenarbeit</p>

Tabelle 2.3 (Fortsetzung)

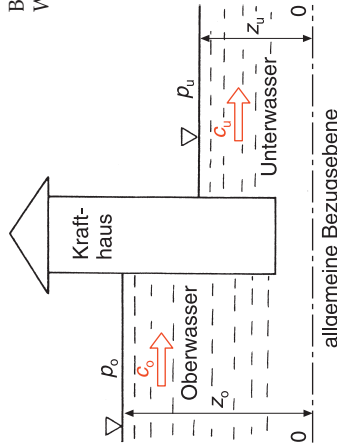
Wasserturbinen

Die speziellen Definitionen von H für die verschiedenen Turbinentypen und baulichen Varianten können aus [2.3 und 2.4] entnommen werden.

b) bezogen auf die **Wasserkraftanlage**:

Die von der Turbine verarbeitete spezifische Stutzenarbeit entspricht der Differenz der spezifischen Energie zwischen Ober- und Unterwasser, abzüglich der Reibungsverluste in den Rohrleitungen, mit Ausnahme der Saugrohrverluste, da das Saugrohr integraler Bestandteil der Turbine ist

Bild 2.3
Wasserkraftanlage



$$Y = g \cdot (z_0 - z_u) + \frac{p_0 - p_u}{\rho} + \frac{c_0^2 - c_u^2}{2} - E_R \quad (\text{Gl. 2.8})$$

mit:

- Y spezifische Stutzenarbeit
- g Erdbeschleunigung = 9,81 m/s²
- z_0 Höhenkote des Oberwasserspiegels

Kreiselpumpen

z_{A2} Höhenkote des Flüssigkeitsspiegels im Druckbehälter
 z_{A1} Höhenkote des Flüssigkeitsspiegels im Saugbehälter
 Die Höhenkoten z_{A2} und z_{A1} sind positiv, wenn die Flüssigkeitsspiegel über der NPSH-Bezugsebene liegen; sie sind negativ, wenn sie unter der NPSH-Bezugsebene liegen.

p_{A2} Absolutdruck auf dem Flüssigkeitsspiegel im Druckbehälter
 p_{A1} Absolutdruck auf dem Flüssigkeitsspiegel im Saugbehälter
 q Dichte der Förderflüssigkeit
 c_{A2} Abströmgeschwindigkeit im Druckbehälter
 c_{A1} Zuströmgeschwindigkeit im Saugbehälter
 E_R Reibungsverluste in Druck- und Saugleitung

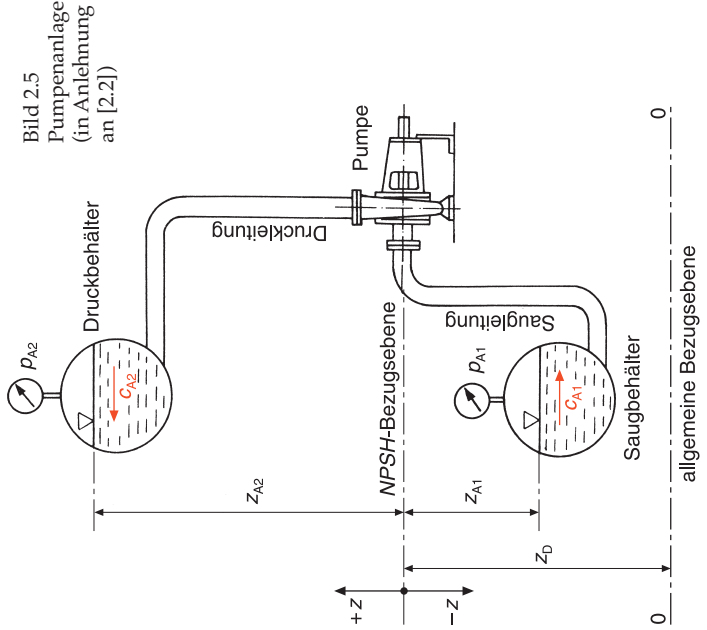


Bild 2.5
Pumpenanlage
(in Anlehnung an [2.2])

Tabelle 2.3 (Fortsetzung)

<p>Wasserturbinen</p> <p>z_u Höhenkote des Unterwasserspiegels p_o Luftdruck auf dem Oberwasserspiegel p_u Luftdruck auf dem Unterwasserspiegel ρ Dichte c_o mittlere Zströmgeschwindigkeit des Oberwassers c_u mittlere Abströmgeschwindigkeit des Unterwassers E_R Reibungsverluste in den Zuführleitungen zwischen Oberwasser und Turbineneintritt</p> <p>Da der Druckunterschied $p_o - p_u$ gegenüber dem Höhenunterschied $z_o - z_u$ meist vernachlässigbar ist und auch die kinetische Energie $\frac{c_o^2 - c_u^2}{2}$ kaum ins Gewicht fällt, kann mit guter Näherung für Mittel- druck- und Niederdruckanlagen geschrieben werden:</p> $Y \approx g \cdot (z_o - z_u) - E_R \quad (\text{Gl. 2.9})$	<p>Kreiselpumpen</p> <p>Anmerkung: Die Strömungsgeschwindigkeiten c_{A2} und c_{A1} beziehen sich auf die Behälterquerschnitte und nicht auf die Anschlussquer- schnitte der Druck- und Saugleitung. Sie können in den meisten An- wendungsfällen zu 0 gesetzt werden, da die Behälterquerschnitte meist sehr groß sind.</p> <p>Dadurch vereinfacht sich Gl. 2.11 wie folgt:</p> $Y \approx g \cdot (z_{A2} - z_{A1}) + \frac{p_{A2} - p_{A1}}{\rho} + E_R \quad (\text{Gl. 2.12})$ <p>Bei einer als Umwälzpumpe eingesetzten Pumpe verbleibt als spezi- fische Stutzenarbeit Y nur noch der Reibungsverlust E_R (vgl. auch Tabelle 14.1).</p> <p>Achtung: In DIN EN 12 723 [2.2] werden insgesamt 21 Druckbegriffe benützt, die teilweise als Überdrücke, teilweise als Absolutdrücke bezeichnet werden.</p> <p>Um Fehler vermeiden zu helfen, werden in diesem Buch konsequent nur Absolutdrücke verwendet.</p> <p>Weitere Einzelheiten zur Energieumsetzung in hydraulischen Strö- mungsmaschinen können in [2.5] nachgelesen werden.</p>
---	---

Tabelle 2.4 Spezifische Stutzenarbeit von thermischen Turbomaschinen

Dampf- und Gasturbinen

Die Definition der spezifischen Stutzenarbeit Y erfolgt in Anlehnung an DIN 4319 [2.6].

Da die in einer thermischen Turbine ablaufende reale Expansionsströmung mathematisch schwer zu beschreiben ist, werden 2 idealisierte Vergleichsprozesse herangezogen:

- a) die isentrope Expansionsströmung,
- b) die polytrope Expansionsströmung.

In Bild 2.6 sind beide Expansionsströmungen in ein Enthalpie-Entropie-Diagramm (h - s -Diagramm) eingetragen:

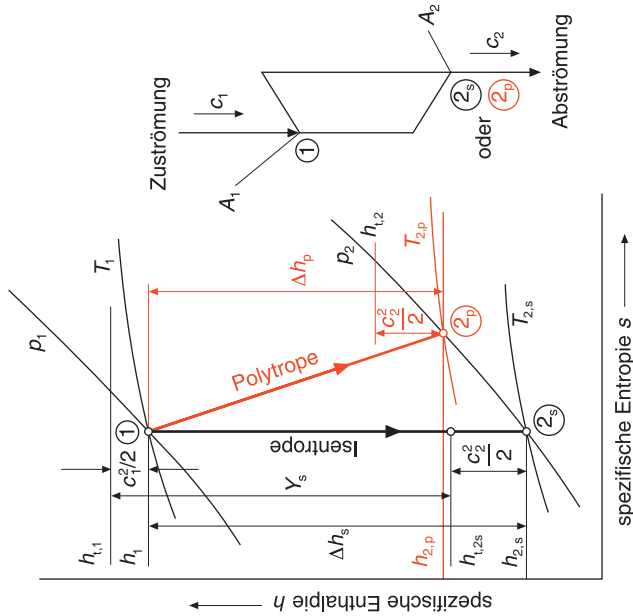


Bild 2.6 h - s -Diagramm thermische Turbine

Verdichter

Unter einem Turboverdichter versteht man eine Strömungsarbeitsmaschine, die Gas oder Dampf auf ein Druckverhältnis $p_2/p_1 \geq 1,3$ komprimiert.

Strömungsarbeitsmaschinen zur Förderung von Luft oder Gasen mit Druckverhältnissen $p_2/p_1 < 1,3$ werden als **Ventilatoren** bezeichnet, ihre spezifische Stutzenarbeit wird in Tabelle 2.5 behandelt. Die unterschiedlich definierten Begriffe für die spezifische Stutzenarbeit von Verdichtern werden unter gewissen Vereinfachungen und Verkürzungen aus VDI 2045 [2.11] entnommen.

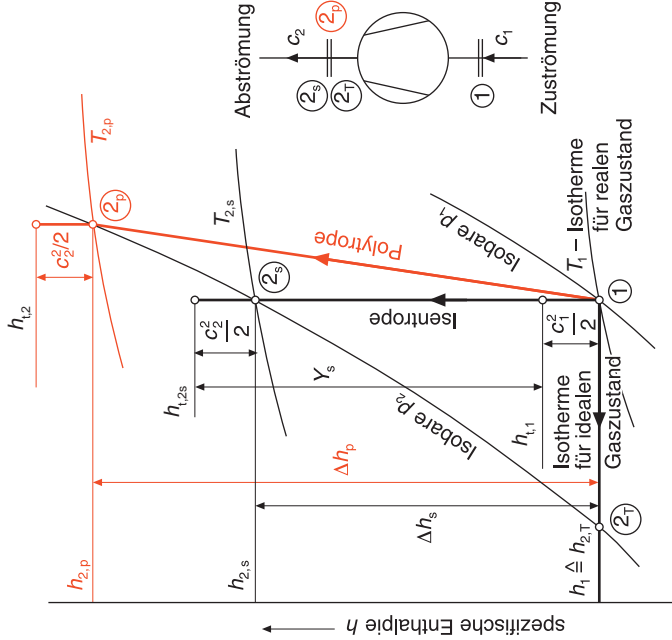


Bild 2.7 h - s -Diagramm Verdichter

Tabelle 2.4 (Fortsetzung)

Dampf- und Gasturbinen	Verdichter
<p>Die isentropische Stutzenarbeit Y_s einer Dampf- oder Gasturbine ist als Differenz der spezifischen Totalenthalpie zwischen Druck- und Saugstutzen bei isentropischer Expansion des Arbeitsmittels definiert:</p> $Y_s = \Delta h_{t,s} = h_{t,1} - h_{t,2s}$ $h_{t,1} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$ $h_{t,2s} = h_{2,s} + \frac{c_2^2}{2}$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 10px 0;"> $Y_s = h_1 - h_{2,s} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.13})$ </div> <p>Y_s isentropische Stutzenarbeit h_1 spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen $h_{2,s}$ spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei isentropischer Expansion c_1 mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Eintrittsstutzen $c_1 = V_1 / A_1$ V_1 eintretender Volumenstrom = $\dot{m} \cdot v_1$ A_1 Strömungsquerschnitt des Eintrittsstutzens c_2 mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Austrittsstutzen $c_2 = V_2 / A_2$ V_2 austretender Volumenstrom = $\dot{m}_2 \cdot v_2$ A_2 Strömungsquerschnitt des Austrittsstutzens</p> <p>Die Enthalpiedifferenz $h_1 - h_{2,s}$ entnimmt man, falls keine Rechenprogramme vorhanden sind, einem Enthalpie-Entropie-Diagramm des Arbeitsmittels, z. B. bei Wasserdampf dem Mollier-(<i>h-s</i>)-Diagramm, das in Tafel 1 im Anhang des Buches vereinfacht dargestellt ist. Für genauere Berechnungen empfiehlt sich die Verwendung der VDI-Wasserdampftabelle [2.7].</p>	<p>In Bild 2.7 sind die 3 wichtigsten Vergleichsprozesse für die Kompression idealer Gase in einem Enthalpie-Entropie-Diagramm (<i>h-s</i>-Diagramm) dargestellt. Üblicherweise werden für Verdichter 3 Vergleichsprozesse heran-gezogen:</p> <p>a) Isentrope Verdichtung für ungekühlte ein- und mehrstufige Turboverdichter, insbesondere bei mäßigen Druckverhältnissen. Die isentropische Verdichtungsarbeit bei idealem Gasverhalten und konstantem Isentropenexponenten ist als Differenz der spezifischen Totalenthalpie zwischen Saug- und Druckstutzen bei isentropischer Verdichtung festgelegt.</p> $Y_s = \Delta h_{t,s} = h_{t,2s} - h_{t,1}$ $h_{t,2s} = h_{2,s} + \frac{c_2^2}{2}$ $h_{t,1} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 10px 0;"> $Y_s = h_{2,s} - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.21})$ </div> <p>Y_s isentropische Stutzenarbeit (Förderarbeit) $h_{2,s}$ spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei isentropischer Kompression h_1 spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen c_2 mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Austrittsstutzen $c_2 = V_2 / A_2$ V_2 austretender Volumenstrom = $\dot{m}_2 \cdot v_2$ A_2 Strömungsquerschnitt des Austrittsstutzens c_1 mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Eintrittsstutzen $c_1 = V_1 / A_1$ V_1 eintretender Volumenstrom = $\dot{m}_1 \cdot v_1$ A_1 Strömungsquerschnitt des Eintrittsstutzens</p>

Tabelle 2.4 (Fortsetzung)

Dampf- und Gasturbinen	Verdichter
<p>Für ideale Gase und Dämpfe lässt sich die Enthalpiedifferenz Δh_s auch rechnerisch bestimmen:</p> $\Delta h_s = h_1 - h_{2,s} = c_p \cdot (T_1 - T_{2,s})$ <p>bekanntlich ist</p> $T_{2,s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$	<p>Die Enthalpiedifferenz $h_{2,s} - h_1$ entnimmt man einem h-s-Diagramm bzw. berechnet sie nach folgender, an sich nur für ideales Gasverhalten gültiger Beziehung:</p> $h_{2,s} - h_1 = c_p \cdot (T_{2,s} - T_1)$ <p>mit der isentropen Endtemperatur</p> $T_{2,s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
$\Delta h_s = h_1 - h_{2,s} = c_p \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$ <p>(Gl. 2.14)</p> <p>h_1 spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen $h_{2,s}$ spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei isentroper Expansion c_p spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck Werte für einige Gase siehe Tafel 2 im Anhang oder [2.1] Tafeln 22, 23 und 24 T_1 Eintrittstemperatur p_2 Absolutdruck im Austrittsstutzen p_1 Absolutdruck im Eintrittsstutzen κ Isentropenexponent = c_p/c_v $\kappa - 1$ Werte für einige Gase siehe Tafel 3 im Anhang oder [2.1] Tafeln 25 und 26</p>	$\Delta h_s = h_{2,s} - h_1 = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$ <p>(Gl. 2.22)</p> <p>$h_{2,s}$ spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei isentroper Expansion h_1 spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen c_p isobare spezifische Wärmekapazität T_1 Eintrittstemperatur p_2 Absolutdruck im Austrittsstutzen p_1 Absolutdruck im Eintrittsstutzen κ Isentropenexponent</p> <p>Mit den Ausdrücken $c_p - c_v = R_1$ und $\kappa = c_p/c_v$, lässt sich Gl. 2.22 variieren:</p>
<p>Mit den bekannten Beziehungen der Thermodynamik [2.1]</p> $c_p - c_v = R_1 \text{ und } \kappa = c_p/c_v$ <p>kann die Enthalpiedifferenz $\Delta h_s = h_1 - h_{2,s}$ auch durch andere Zustandsgrößen ausgedrückt werden:</p> $\Delta h_s = h_1 - h_{2,s} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_1 \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$ <p>(Gl. 2.15)</p>	$\Delta h_s = h_{2,s} - h_1 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_1 \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$ <p>(Gl. 2.23)</p> $\Delta h_s = h_{2,s} - h_1 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$ <p>(Gl. 2.24)</p> <p>R_1 spezifische Gaskonstante T_1 Eintrittstemperatur</p>

Tabelle 2.4 (Fortsetzung)

Dampf- und Gasturbinen	Verdichter
$\Delta h_s = h_1 - h_{2,s} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 \cdot v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (\text{Gl. 2.16})$ <p> R_1 spezifische Gaskonstante T_1 Eintrittstemperatur v_1 spezifisches Volumen am Eintrittsstutzen p_1 Absolutdruck am Eintrittsstutzen p_2 Absolutdruck am Austrittsstutzen κ Isentropenexponent </p> <p>Zur Formulierung der polytropen spezifischen Stutzenarbeit Y_p einer thermischen Turbine wird das Polytropenverhältnis ν eingeführt.</p> $\nu = \frac{dh}{v \cdot dp}$	<p> v_1 spezifisches Volumen am Eintrittsstutzen p_1 Absolutdruck am Eintrittsstutzen p_2 Absolutdruck am Austrittsstutzen κ Isentropenexponent </p> <p>In VDI 2045/Blatt 2 [2.11], Abschnitt 2.5.3 ist auch eine empirische Beziehung zur Berechnung der isentropen Stutzenarbeit bei realem Gasverhalten angegeben.</p> <p>b) Polytrope Verdichtung Für ungekühlte Turboverdichter, insbesondere bei höheren Druckverhältnissen und realem Gasverhalten. Die Ein- und Austrittszustände des Vergleichsprozesses stimmen mit dem wirklichen Kompressionsprozess überein.</p> <p>Bei idealem Gasverhalten und konstantem Polytropenverhältnis ν ist die polytrope spezifische Stutzenarbeit analog zu Gl. 2.17 definiert (VDI 2045 [2.11]):</p> $Y_p = \frac{1}{\nu} \cdot (h_{2,p} - h_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.25})$
$Y_p = \frac{1}{\nu} \cdot (h_1 - h_{2,p}) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.17})$ <p> h_1 spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen $h_{2,p}$ spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei polytropen Expansion c_1 mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Eintrittsstutzen $c_2 = V_2 / A_2$ V_1 eintretender Volumenstrom = $\dot{m}_1 \cdot v_1$ A_1 Strömungsquerschnitt des Eintrittsstutzens $c_2 = V_2 / A_2$ V_2 austretender Volumenstrom = $\dot{m}_2 \cdot v_2$ A_2 Strömungsquerschnitt des Austrittsstutzens ν Polytropenverhältnis </p>	<p> $h_{2,p}$ spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei polytropen Kompression h_1 spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen c_2 mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Austrittsstutzen c_1 mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Eintrittsstutzen ν Polytropenverhältnis </p> <p>Die polytrope Enthalpieerhöhung $\Delta h_p = h_{2,p} - h_1$ kann entsprechend berechnet werden:</p> $\Delta h_p = h_{2,p} - h_1 = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\nu - 1}{\nu}} - 1 \right] = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{Gl. 2.26})$

Tabelle 2.4 (Fortsetzung)

	Verdichter
<p>Dampf- und Gasturbinen</p> <p>Die Strömungsgeschwindigkeit c_2 bei polytroper Expansion ist größer als die Strömungsgeschwindigkeit bei isentroper Expansion, da $v_{2,p} > v_{2,s}$.</p> <p>Durch Einsetzen der Endtemperatur $T_{2,p}$ der polytropen Expansion</p> $T_{2,p} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ <p>mit n als Polytropenexponent</p> $\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = \frac{\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right) \ln\left(\frac{T_1}{T_{2,p}}\right)}{\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) - \ln\left(\frac{T_1}{T_{2,p}}\right)}$ <p>erhält man folgenden Ausdruck für die Enthalpiedifferenz</p> $\Delta h_p = h_1 - h_{2,p}$	<p>Für die polytrope spezifische Stutzenarbeit folgt:</p> $Y_p = \frac{n}{n-1} \cdot R_1 \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \tag{Gl. 2.27}$ $Y_p = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \tag{Gl. 2.28}$ <p>c_p isobare spezifische Wärmekapazität T_1 Eintrittstemperatur p_2 Absolutdruck am Austrittsstutzen p_1 Absolutdruck am Eintrittsstutzen R_1 spezifische Gaskonstante v_1 spezifisches Volumen am Eintrittsstutzen n Polytropenexponent</p>
$\Delta h_p = h_1 - h_{2,p} = c_p \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = c_p \cdot (T_1 - T_{2,p}) \tag{Gl. 2.18}$ <p>h_1 spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen $h_{2,p}$ spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei polytroper Expansion c_p spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck T_1 Eintrittstemperatur $T_{2,p}$ Austrittstemperatur p_2 Absolutdruck im Austrittsstutzen p_1 Absolutdruck im Eintrittsstutzen n Polytropenexponent</p> <p>Mit Hilfe der Beziehung</p> $\frac{n}{n-1} = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1}$	$n = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(v_1/v_2)} = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(p_2/p_1) - \ln(T_{2,p}/T_1)} = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_{2,p}}\right)}$ $\frac{n}{n-1} = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1}$ <p>In VDI 2045/Blatt 2 [2.11] – Abschnitt 2.5.4 wird auch ein empirisches Verfahren zur Bestimmung der polytropen spez. Stutzenarbeit Y_p bei realem Gasverhalten und variablem Polytropenexponenten angegeben.</p> <p>c) Isotherme Verdichtung für gekühlte Verdichter Die isotherme Verdichtung bei idealem Gasverhalten verläuft bekanntlich nach dem Boyle-Mariotte'schen Gesetz</p> $p \cdot v = p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 = R_1 \cdot T_1 = \text{konst}$ $(T_2 = T_1 = \text{konst})$