

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://www.vogel-buchverlag.de)



<http://twitter.com/vogelbuchverlag>



[www.facebook.com/vogel.buchverlag](http://www.facebook.com/vogel.buchverlag)



[www.vogel-buchverlag.de/rss/buch.rss](http://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](mailto: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<br>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 $\varphi$   | 71 |
| 4.5.2.2 Druckzahl $\psi$   | 72 |
| 4.5.2.3 Drosselzahl $\tau$   | 73 |
| 4.5.2.4 Leistungszahl $\lambda$  | 73 |
| 4.5.3 Kennzahlen zur Typisierung und Auslegung   | 74 |
| 4.5.3.1 Laufzahl $\sigma$  | 74 |
| 4.5.3.2 Durchmesserzahl $\delta$   | 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 $\epsilon$   | 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<br>Laufräder   | 83 |

|          |  |     |
|----------|--|-----|
| <b>5</b> | <b>Kavitation</b>  | 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 |
| <b>6</b> | <b>Überschallströmung in Turbomaschinen</b>                              | 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 |
| <b>7</b> | <b>Wasserturbinen</b>  | 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 |
| <b>8</b> | <b>Dampfturbinen</b>   | 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        |
| <b>9</b>  | <b>Gasturbinen</b>  | <b>195</b> |
| 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        |
| <b>10</b> | <b>Windturbinen</b>                                       | <b>215</b> |
| 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        |
| <b>11</b> | <b>Kreiselpumpen</b>                                      | <b>249</b> |
| 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 Pumpen  | 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        |
| <b>12</b> | <b>Ventilatoren, Gebläse, Verdichter</b>  | <b>291</b> |
| 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        |
| <b>13</b> | <b>Hydrodynamische Kupplungen, Bremsen und Drehmomentwandler (Föttinger-Getriebe)</b> | <b>319</b> |
| 13.1      | Einleitung  | 319        |
| 13.2      | Hydrodynamische Kupplung (Föttinger-Kupplung)   | 320        |
| 13.3      | Hydrodynamische Bremse (Retarder)   | 324        |
| 13.4      | Drehmomentwandler (Föttinger-Wandler)   | 324        |
| <b>14</b> | <b>Betriebsverhalten von Strömungsmaschinen (Kennfelder)</b>                          | <b>329</b> |
| 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 im 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 |
| <b>Anhang</b> . . . . .               |   | 387 |
| <b>Literaturverzeichnis</b> . . . . . |   | 391 |
| <b>Stichwortverzeichnis</b> . . . . . |   | 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  |
| $n$           | $s^{-1}, \text{min}^{-1}$ | Drehzahl   |
| $n_q$         | $\text{min}^{-1}$         | spezifische Drehzahl                               |
| $P$           | $W$                       | Leistung, Leistungsbedarf                          |
| $p$           | $Pa$                      | Druck  |
| $p$           |                           | Polpaarzahl  |
| $Q$           | $m^3/s;$<br>$m^3/h$       | 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                                     |
| $\alpha$      | $grad$             | Winkel   |
| $\beta$       | $grad$             | Winkel   |
| $\gamma$      | $grad$             | Staffelungswinkel                                |
| $\delta$      | $grad$             | Anstellwinkel                                    |
| $\delta$      |                    | Durchmesserzahl                                  |
| $\varepsilon$ |                    | Gleitzahl  |
| $\varepsilon$ |                    | Einlaufziffer, Schluckzahl                       |
| $\vartheta$   |                    | Turbinenlaufzahl                                 |
| $\zeta$       |                    | Widerstandsbeiwert, Profilverlustbeiwert         |
| $\eta$        |                    | Wirkungsgrad                                     |
| $\kappa$      |                    | Isentropenexponent                               |
| $\lambda$     |                    | Leistungszahl,<br>Rohrreibungszahl, Beiwert      |
| $\mu$         |                    | Minderleistungszahl, Durchflusszahl,<br>Wandlung |
| $\nu$         |                    | kinematische Viskosität, Polytropenverhältnis    |
| $\rho$        | $kg/m^3$           | Dichte   |
| $\pi$         |                    | Druckverhältnis, Kreiszahl                       |
| $\sigma$      |                    | Laufzahl   |
| $\tau$        | $s$                | Zeit   |
| $\tau$        |                    | Drosselzahl                                      |
| $\psi$        |                    | Druckzahl  |
| $\varphi$     |                    | Durchflusszahl                                   |
| $\omega$      | $s^{-1}$           | Winkelgeschwindigkeit                            |
| $\omega$      |                    | 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

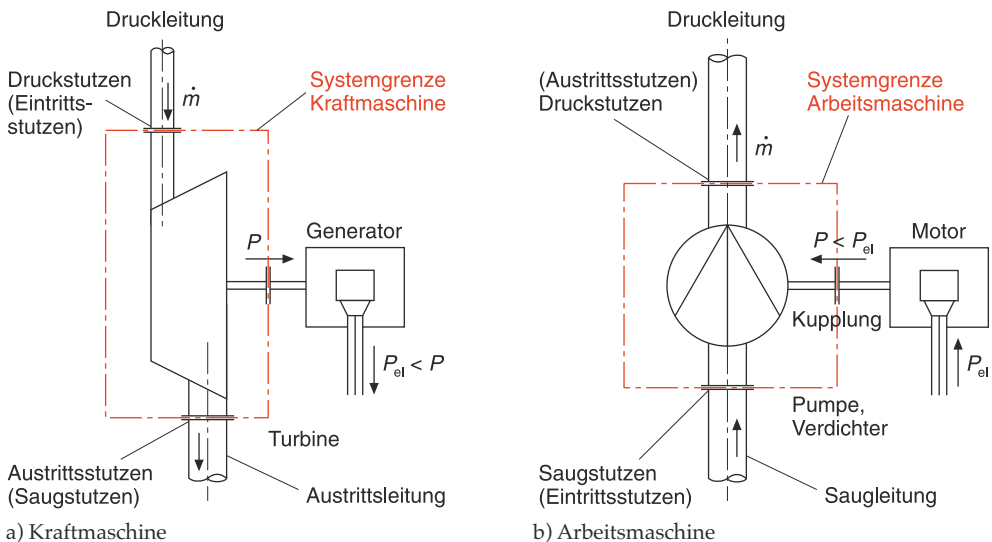
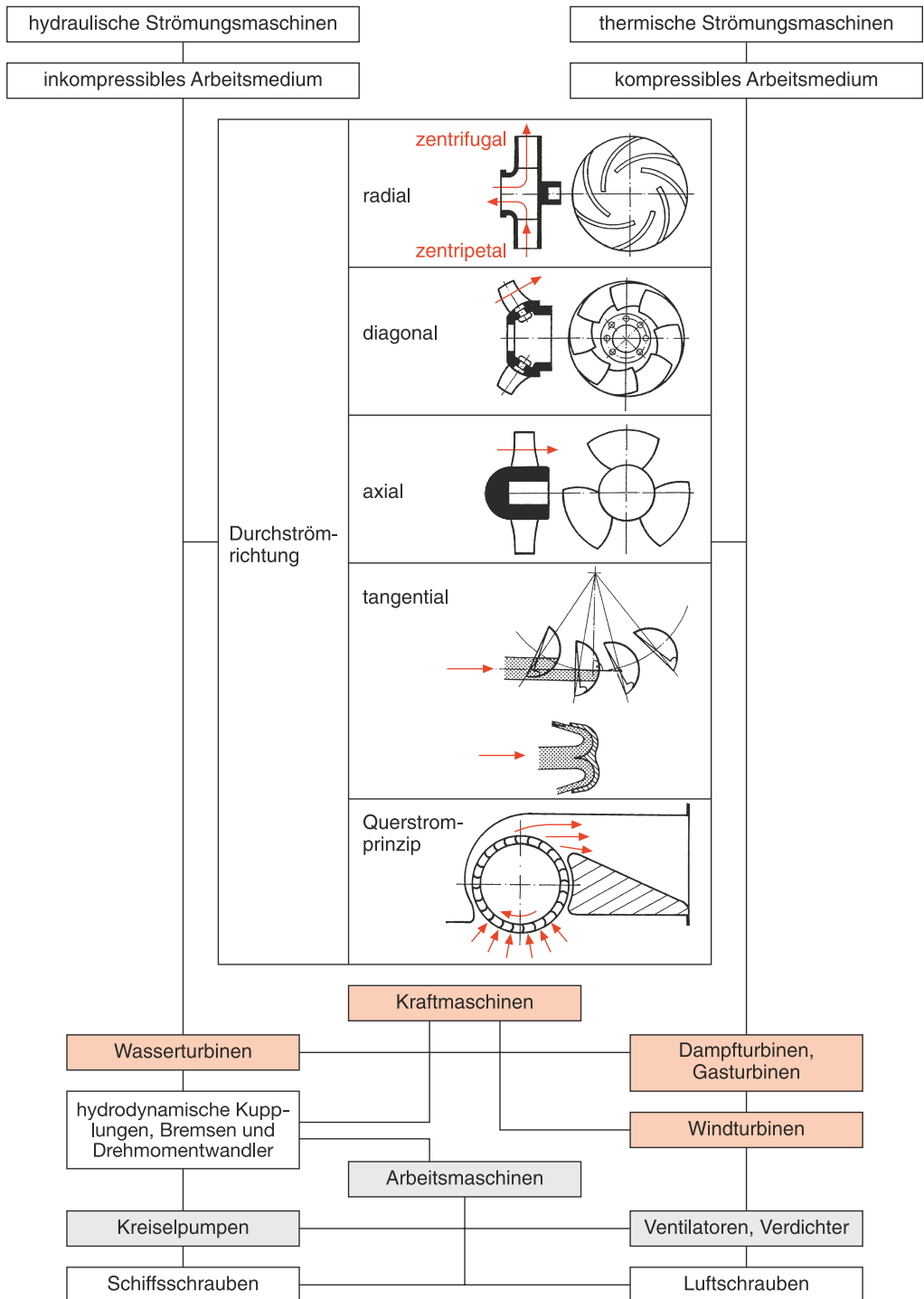


Bild 1.1 Prinzip Kraftmaschine – Arbeitsmaschine

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
- $\tau$  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** m<sup>3</sup>/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
- $\tau$  Zeit
- $\dot{m}$  Massenstrom
- $\rho$  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  $\dot{V}_i$ :

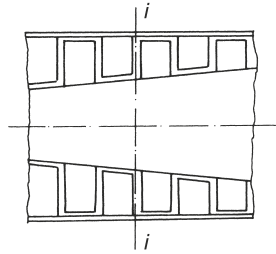


Bild 2.1 Schnitt durch die Beschaufelung einer thermischen Strömungsmaschine (Prinzip)

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

- $\dot{V}_i$  örtlicher Volumenstrom an der Stelle  $i$
- $\dot{m}$  Massenstrom
- $v_i$  spezifisches Volumen =  $f(p_i, T_i, x)$
- $\rho_i$  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  $\rho_i$  entnimmt man für das betreffende Fluid einer **Tabelle** (z.B. VDI-Wasserdampfptafel) oder einem **Diagramm** (z.B. Mollier-( $h$ - $s$ -)Diagramm,

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  $\rho_i$  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
- $\rho_i$  Dichte
- $R_i$  spezifische Gaskonstante
- $T_i$  thermodynamische Temperatur
- $p_i$  Absolutdruck

Tabelle 2.2 Bezeichnungen, Formelzeichen und Einheiten für den Volumenstrom

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

## 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

$\rho_i$  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  $\rho_i$  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**  $\Delta h$  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

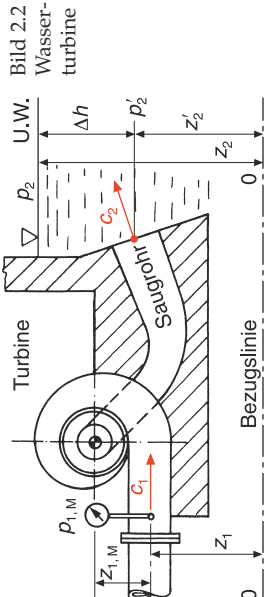
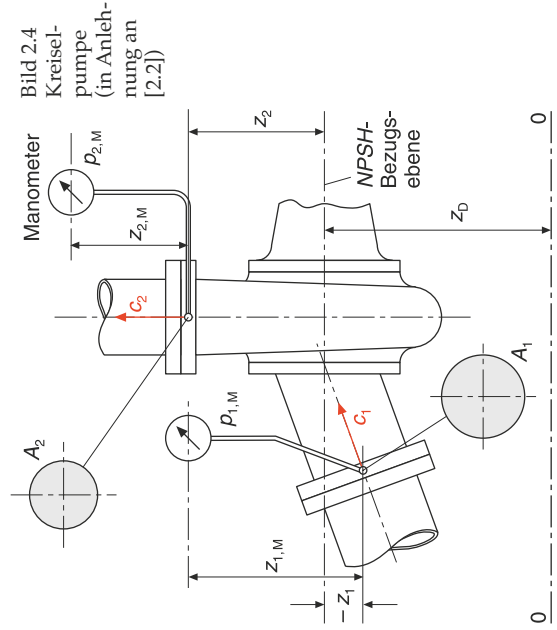
| Wasserturbinen  | Kreiselumpen  |
|---|---|
| <p>a) bezogen auf Druck- und Saugstutzen der Turbine:<br/>Die spezifische Energie am Druckstutzen (Eintrittsstutzen) beträgt (Bild 2.2):</p> $g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2}$  <p>und am Saugrohrende (Austrittsstutzen):</p> $g \cdot z_2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

Tabelle 2.3 (Fortsetzung)

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

Tabelle 2.3 (Fortsetzung)

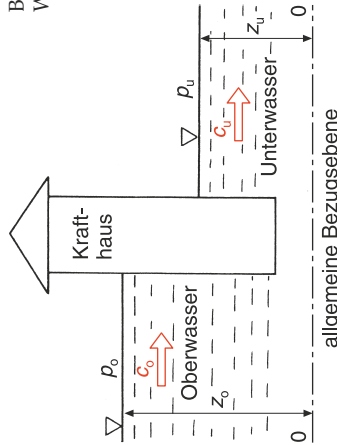
**Wasserturbinen**

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/s<sup>2</sup>
- $z_0$  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

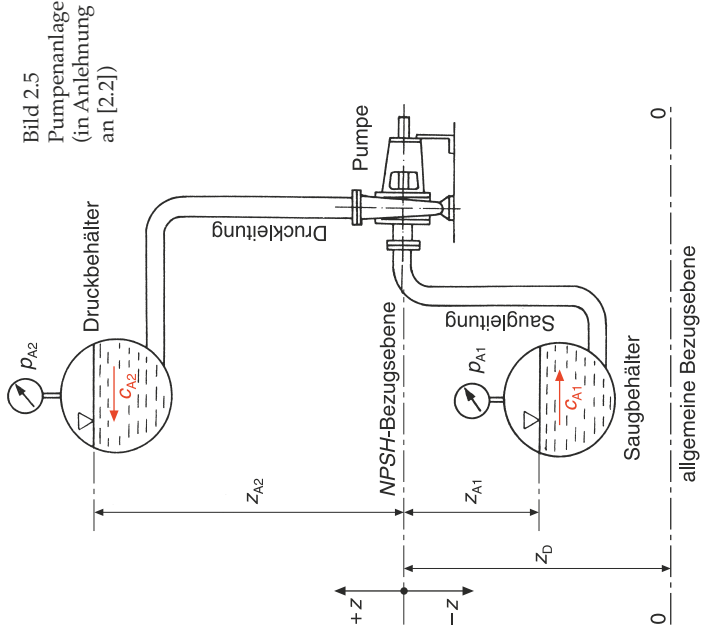


Bild 2.5  
Pumpenanlage  
(in Anlehnung an [2.2])



Tabelle 2.3 (Fortsetzung)

|  |   |
|--|---|
| <p><b>Wasserturbinen</b></p> <p><math>z_u</math> Höhenkote des Unterwasserspiegels<br/> <math>p_o</math> Luftdruck auf dem Oberwasserspiegel<br/> <math>p_u</math> Luftdruck auf dem Unterwasserspiegel<br/> <math>\rho</math> Dichte<br/> <math>c_o</math> mittlere Zuströmgeschwindigkeit des Oberwassers<br/> <math>c_u</math> mittlere Abströmgeschwindigkeit des Unterwassers<br/> <math>E_R</math> Reibungsverluste in den Zuführleitungen zwischen Oberwasser und Turbineneintritt</p> <p>Da der Druckunterschied <math>p_o - p_u</math> gegenüber dem Höhenunterschied <math>z_o - z_u</math> meist vernachlässigbar ist und auch die kinetische Energie <math>\frac{c_o^2 - c_u^2}{2}</math> 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><b>Kreiselpumpen</b></p> <p>Anmerkung: Die Strömungsgeschwindigkeiten <math>c_{A2}</math> und <math>c_{A1}</math> beziehen sich auf die <b>Behälterquerschnitte</b> und <b>nicht</b> auf die Anschlussquerschnitte der Druck- und Saugleitung. Sie können in den meisten Anwendungsfällen 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 <b>Umwälzpumpe</b> eingesetzten Pumpe verbleibt als spezifische Stutzenarbeit <math>Y</math> nur noch der Reibungsverlust <math>E_R</math> (vgl. auch Tabelle 14.1).</p> <p><b>Achtung:</b> 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 Strömungsmaschinen 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:

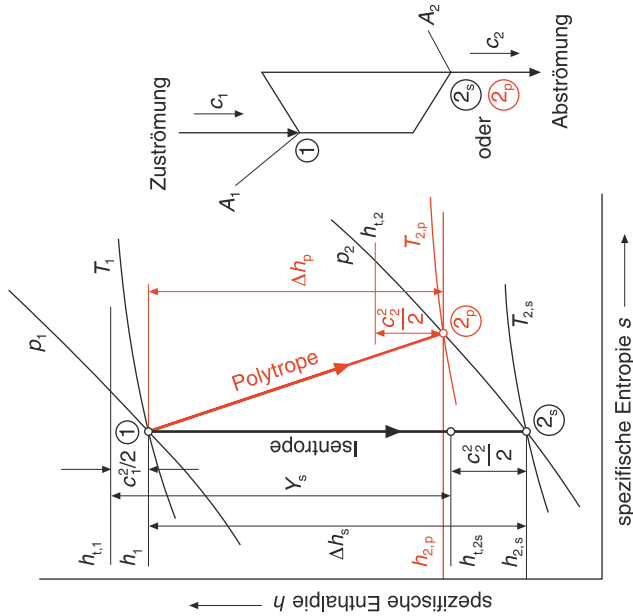


Bild 2.6  $h$ - $s$ -Diagramm thermische Turbine

**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.

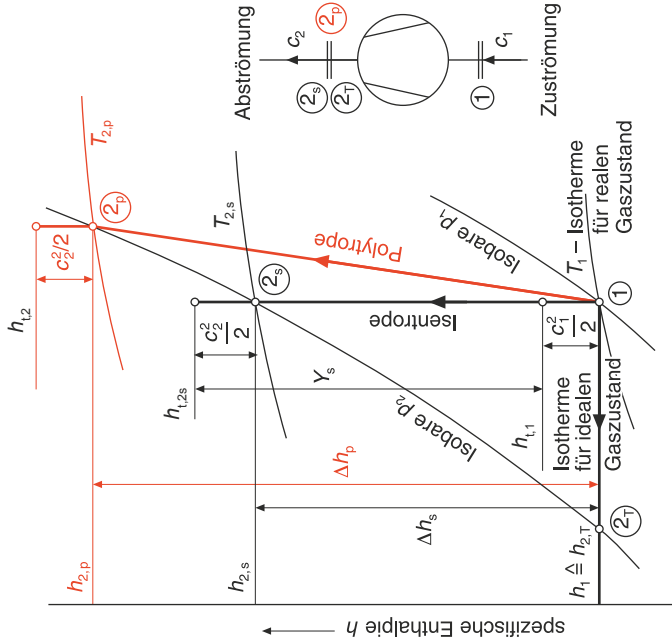


Bild 2.7  $h$ - $s$ -Diagramm Verdichter

Tabelle 2.4 (Fortsetzung)

| Dampf- und Gasturbinen   | Verdichter  |
|--|---|
| <p>Die <b>isentropische Stutzenarbeit</b> <math>Y_s</math> einer Dampf- oder Gasturbine ist als <b>Differenz der spezifischen Totalenthalpie</b> zwischen Druck- und Saugstutzen bei <b>isentropischer Expansion</b> 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;"> <math display="block">Y_s = h_1 - h_{2,s} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.13})</math> </div> <p><math>Y_s</math> isentropische Stutzenarbeit<br/> <math>h_1</math> spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen<br/> <math>h_{2,s}</math> spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei isentropischer Expansion<br/> <math>c_1</math> mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Eintrittsstutzen<br/> <math>c_1 = V_1/A_1</math><br/> <math>V_1</math> eintretender Volumenstrom = <math>\dot{m} \cdot v_1</math><br/> <math>A_1</math> Strömungsquerschnitt des Eintrittsstutzens<br/> <math>c_2</math> mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Austrittsstutzen<br/> <math>c_2 = V_2/A_2</math><br/> <math>V_2</math> austretender Volumenstrom = <math>\dot{m}_2 \cdot v_2</math><br/> <math>A_2</math> Strömungsquerschnitt des Austrittsstutzens</p> <p>Die Enthalpiedifferenz <math>h_1 - h_{2,s}</math> 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.<br/>         Üblicherweise werden für Verdichter 3 Vergleichsprozesse herangezogen:</p> <p>a) <b>Isentrope Verdichtung</b> für ungekühlte ein- und mehrstufige Turboverdichter, insbesondere bei mäßigen Druckverhältnissen.<br/>         Die <b>isentropische Verdichtungsarbeit</b> bei idealem Gasverhalten und konstantem Isentropenexponenten ist als <b>Differenz der spezifischen Totalenthalpie</b> zwischen Saug- und Druckstutzen bei <b>isentropischer Verdichtung</b> 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;"> <math display="block">Y_s = h_{2,s} - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (\text{Gl. 2.21})</math> </div> <p><math>Y_s</math> isentropische Stutzenarbeit (Förderarbeit)<br/> <math>h_{2,s}</math> spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei isentropischer Kompression<br/> <math>h_1</math> spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen<br/> <math>c_2</math> mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Austrittsstutzen<br/> <math>c_2 = V_2/A_2</math><br/> <math>V_2</math> austretender Volumenstrom = <math>\dot{m}_2 \cdot v_2</math><br/> <math>A_2</math> Strömungsquerschnitt des Austrittsstutzens<br/> <math>c_1</math> mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Eintrittsstutzen<br/> <math>c_1 = V_1/A_1</math><br/> <math>V_1</math> eintretender Volumenstrom = <math>\dot{m}_1 \cdot v_1</math><br/> <math>A_1</math> Strömungsquerschnitt des Eintrittsstutzens</p> |

Tabelle 2.4 (Fortsetzung)

| Dampf- und Gasturbinen   | Verdichter  |
|--|---|
| <p>Für <b>ideale Gase und Dämpfe</b> lässt sich die Enthalpiedifferenz <math>\Delta h_s</math> 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 <math>h_{2,s} - h_1</math> entnimmt man einem <math>h</math>-<math>s</math>-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><math>h_1</math> spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen<br/> <math>h_{2,s}</math> spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei isentroper Expansion<br/> <math>c_p</math> spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck<br/>                 Werte für einige Gase siehe Tafel 2 im Anhang oder [2.1]<br/>                 Tafeln 22, 23 und 24<br/> <math>T_1</math> Eintrittstemperatur<br/> <math>p_2</math> Absolutdruck im Austrittsstutzen<br/> <math>p_1</math> Absolutdruck im Eintrittsstutzen<br/> <math>\kappa</math> Isentropenexponent = <math>c_p/c_v</math><br/> <math>\kappa - 1</math> Werte für einige Gase siehe Tafel 3 im Anhang oder [2.1]<br/>                 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><math>h_{2,s}</math> spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei isentroper Expansion<br/> <math>h_1</math> spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen<br/> <math>c_p</math> isobare spezifische Wärmekapazität<br/> <math>T_1</math> Eintrittstemperatur<br/> <math>p_2</math> Absolutdruck im Austrittsstutzen<br/> <math>p_1</math> Absolutdruck im Eintrittsstutzen<br/> <math>\kappa</math> Isentropenexponent</p> <p>Mit den Ausdrücken <math>c_p - c_v = R_1</math> und <math>\kappa = c_p/c_v</math>, 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 <math>\Delta h_s = h_1 - h_{2,s}</math> 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><math>R_1</math> spezifische Gaskonstante<br/> <math>T_1</math> 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> <math>R_1</math> spezifische Gaskonstante<br/> <math>T_1</math> Eintrittstemperatur<br/> <math>v_1</math> spezifisches Volumen am Eintrittsstutzen<br/> <math>p_1</math> Absolutdruck am Eintrittsstutzen<br/> <math>p_2</math> Absolutdruck am Austrittsstutzen<br/> <math>\kappa</math> Isentropenexponent                 </p> <p>Zur Formulierung der <b>polytropen spezifischen Stutzenarbeit</b> <math>Y_p</math> einer thermischen Turbine wird das Polytropenverhältnis <math>\nu</math> eingeführt.</p> $\nu = \frac{dh}{v \cdot dp}$   | <p> <math>v_1</math> spezifisches Volumen am Eintrittsstutzen<br/> <math>p_1</math> Absolutdruck am Eintrittsstutzen<br/> <math>p_2</math> Absolutdruck am Austrittsstutzen<br/> <math>\kappa</math> 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) <b>Polytrope Verdichtung</b><br/>                 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 <math>\nu</math> ist die <b>polytrope spezifische Stutzenarbeit</b> 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> <math>h_1</math> spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen<br/> <math>h_{2,p}</math> spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei polytroper Expansion<br/> <math>c_1</math> mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Eintrittsstutzen<br/> <math>c_2 = V_1/A_1</math> eintretender Volumenstrom = <math>\dot{m}_1 \cdot v_1</math><br/> <math>A_1</math> Strömungsquerschnitt des Eintrittsstutzens<br/> <math>c_2 = V_2/A_2</math> mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Austrittsstutzen<br/> <math>V_2</math> austretender Volumenstrom = <math>\dot{m}_2 \cdot v_2</math><br/> <math>A_2</math> Strömungsquerschnitt des Austrittsstutzens<br/> <math>\nu</math> Polytropenverhältnis                 </p> | <p> <math>h_{2,p}</math> spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei polytroper Kompression<br/> <math>h_1</math> spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen<br/> <math>c_2</math> mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Austrittsstutzen<br/> <math>c_1</math> mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Eintrittsstutzen<br/> <math>\nu</math> Polytropenverhältnis                 </p> <p>Die polytrope Enthalpieerhöhung <math>\Delta h_p = h_{2,p} - h_1</math> 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><b>Dampf- und Gasturbinen</b></p> <p>Die Strömungsgeschwindigkeit <math>c_2</math> bei polytropen Expansion ist größer als die Strömungsgeschwindigkeit bei isentroper Expansion, da <math>v_{2,p} &gt; v_{2,s}</math>.</p> <p>Durch Einsetzen der Endtemperatur <math>T_{2,p}</math> der polytropen Expansion</p> $T_{2,p} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ <p>mit <math>n</math> als <b>Polytropenexponent</b></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><math>h_1</math> spezifische Enthalpie am Eintrittsstutzen</p> <p><math>h_{2,p}</math> spezifische Enthalpie am Austrittsstutzen bei polytropen Expansion</p> <p><math>c_p</math> spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck</p> <p><math>T_1</math> Eintrittstemperatur</p> <p><math>T_{2,p}</math> Austrittstemperatur</p> <p><math>p_2</math> Absolutdruck im Austrittsstutzen</p> <p><math>p_1</math> Absolutdruck im Eintrittsstutzen</p> <p><math>n</math> Polytropenexponent</p> <p>Mit Hilfe der Beziehung</p> $\frac{n}{n-1} = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1}$  | <p><math>c_p</math> isobare spezifische Wärmekapazität</p> <p><math>T_1</math> Eintrittstemperatur</p> <p><math>p_2</math> Absolutdruck am Austrittsstutzen</p> <p><math>p_1</math> Absolutdruck am Eintrittsstutzen</p> <p><math>R_1</math> spezifische Gaskonstante</p> <p><math>v_1</math> spezifisches Volumen am Eintrittsstutzen</p> <p><math>n</math> Polytropenexponent</p> $n = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(v_1/v_2)} = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(p_2/p_1) - \ln(T_{2,p}/T_1)} = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln\left(\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_{2,p}}\right)}$ $\frac{n}{n-1} = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1}$ <p>In VDI 2045/Blatt 2 [2.11] – Abschnitt 2.5.4 wird auch ein empirisches Verfahren zur Bestimmung der polytropen spez. Stutzenarbeit <math>Y_p</math> bei realem Gasverhalten und variablem Polytropenexponenten angegeben.</p> <p>c) <b>Isotherme Verdichtung für gekühlte Verdichter</b></p> <p>Die isotherme Verdichtung bei idealem Gasverhalten verläuft bekanntlich nach dem <b>Boyle-Mariotte'schen Gesetz</b></p> $p \cdot v = p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 = R_1 \cdot T_1 = \text{konst}$ $(T_2 = T_1 = \text{konst})$ |