

**С.П. ОСТРОВСКАЯ
М.К. СОКОЛОВА**

НЕМЕЦКИЙ ЯЗЫК

STRÖMUNGSMASCHINEN

Учебно-методическое пособие

**Санкт-Петербург
2018**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

**С.П. ОСТРОВСКАЯ
М.К. СОКОЛОВА**

НЕМЕЦКИЙ ЯЗЫК

STRÖMUNGSMASCHINEN

Учебно-методическое пособие

**Санкт-Петербург
2018**

УДК 803.0(075)

ББК 81.2 Нем.

О 776

Островская С.П., Соколова М.К. Немецкий язык.
Strömungsmaschinen: учебно-методическое пособие для магистрантов
и аспирантов института энергетики и автоматизации/ВШТЭ СПбГУПТД.
– СПб., 2018. – 41 с.

Настоящее пособие предназначено для магистрантов и аспирантов института энергетики и автоматизации, обучающихся по направлению 13.00.00 «Электро- и теплоэнергетика» с целью усовершенствования знаний, полученных за годы обучения в бакалавриате. Данные тексты можно также использовать для подготовки к поступлению в аспирантуру.

Пособие состоит из трех разделов, каждый из которых представляет тексты по соответствующей тематике.

Рецензент: зав. кафедрой иностранных языков ВШТЭ СПбГУПТД,
канд. филол. наук, профессор В.В. Кириллова

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом
ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебно-методического пособия.

© Островская С.П., Соколова М.К.,
2018

© Высшая школа технологии
и энергетики СПбГУПТД, 2018

THEMA 1. Strömungsmaschinen

Text A

Allgemeine Grundlagen. Einleitende Betrachtung von Strömungsmaschinen

Eine Strömungsmaschine hat die Aufgabe, entweder als Kraftmaschine eine von der Natur uns dargebotene Energie in mechanische Arbeit umzuwandeln oder als Pumpe einem Fluid¹ Energie zuzuführen, um es beispielsweise aus einem Raum niedrigen Druckes in einen Raum höheren Druckes zu fördern. Arbeitet eine Strömungsmaschine als Kraftmaschine, so nennt man sie Turbine.

Die von der Natur uns dargebotenen Energiequellen sind sehr verschiedenartig. Deshalb gibt es verschiedene Turbinenarten. Die Wasserkräfte, d.h. die Lageenergie des Wassers, werden in Wasserturbinen in mechanische Arbeit umgewandelt. Die kinetische Energie des Windes kann in der Windturbine, die auch Windrad genannt wird, ausgenutzt werden. Die Wärmeenergie, d.h. die Energie der Brennstoffe oder die Kernenergie, wird in Wärmekraftmaschinen ausgenutzt, zu denen die Dampfturbine und die Gasturbine gehören.

Bei den Pumpen kann das zu fördernde Fluid flüssig oder gasförmig sein. Pumpen für Flüssigkeiten werden meist als Kreiselpumpen bezeichnet. Pumpen zur Gasförderung bezeichnet man als Kreiselerdichter oder auch als Turboerdichter, wobei diese Maschinen je nach der Größe des erzeugten Druckverhältnisses auch Ventilatoren (Druckverhältnis bis etwa 1,1), Gebläse (Druckverhältnis bis etwa 1,1 bis 3) bzw. Turbokompressoren (Druckverhältnis größer 3) genannt werden.

Wenn man das Arbeitsgebiet der Strömungsmaschinen mit dem Arbeitsgebiet der Kolbenmaschinen vergleicht, so kann man eine erhebliche Überdeckung feststellen. Zur Verdichtung von Gasen dienen Kolbenverdichter und Kreiselerdichter; zur Wasserförderung dienen Kolbenpumpen und Kreiselpumpen; die Gasturbine steht im Wettbewerb mit dem Verbrennungsmotor; in einem Dampfkessel erzeugter Dampf kann

¹ Unter einem Fluid werden eine Flüssigkeit, ein Gas oder ein Dampf verstanden.

sowohl in einer Kolbendampfmaschine als auch in einer Dampfturbine mechanische Arbeit leisten.

In diesem Wettbewerb zwischen Kolbenmaschine und Strömungsmaschine zeichnet sich das Bild klar ab. Bei großen Volumenströmen überwiegen die Vorteile der Strömungsmaschinen, während bei einem kleineren durch die Maschine strömenden Volumenstrom die Kolbenmaschine der Strömungsmaschine oft überlegen ist. Nach unten ist das Arbeitsgebiet der Strömungsmaschinen also durch das Arbeitsgebiet der Kolbenmaschinen begrenzt. Eine Begrenzung des Arbeitsgebietes nach oben gibt es für Strömungsmaschinen von Seiten der Konstruktion praktisch nicht. Je größer der gewünschte Volumenstrom, d.h. die gewünschte Leistung der Maschine ist, desto günstiger wird der Wirkungsgrad der Strömungsmaschine und desto geringer werden in der Regel auch die Herstellungskosten, wenn man diese auf eine Leistungseinheit bezieht. In der Praxis erfolgt die Begrenzung des Arbeitsgebietes der Strömungsmaschinen nach oben durch die Wünsche der Benutzer.

Es ist der Strömungsmaschine vorbehalten, große Leistungen umzusetzen, wobei das Maschinengewicht und der Raumbedarf im Vergleich zur Kolbenmaschine sehr gering sind. Die Technik entwickelt sich nach immer größeren Leistungseinheiten hin. So ist es zu erklären, daß die Bedeutung der Strömungsmaschinen laufend im Steigen ist.

Das Kennzeichen der Strömungsmaschine ist das umlaufende, mit einem Kranz von Schaufeln besetzte Rad und das stetige Umströmen dieser Schaufeln durch ein Fluid als Energieträger. Der hierbei entstehende Strömungsdruck auf die Schaufeln bewirkt die Arbeitsleistung. Er beruht in der Hauptsache auf der Trägheitswirkung der Masse des Fluids infolge der Ablenkung durch die Schaufeln und hat also die gleiche Ursache wie der Auftrieb beim Tragflügel eines Flugzeuges.

Ein jedermann sichtbares Beispiel sind die Windräder. Der Wind, d.h. die strömende Luft wird durch die Schaufeln (Flügel) abgelenkt und übt dadurch eine Kraft aus, die das Rad in Bewegung setzt. Der umgekehrte und ebenfalls sichtbare Vorgang spielt sich ab beim Propeller eines Flugzeuges oder Schiffes, der angetrieben wird, und wobei der entstehende Schaufeldruck die Vortriebskraft zur Fortbewegung liefert.

Bei diesen im freien Raum umlaufenden Schaufelrädern hat die austretende Strömung eine kreisende Bewegung, die nach dem Impulssatz den Gegenwert des übertragenen Drehmomentes darstellt. Diese kreisende

Bewegung ist unerwünscht, weil sie verlorene Energie bedeutet. Wir wollen aber nur solche Strömungsmaschinen behandeln, bei denen das Schaufelrad von einem Gehäuse umschlossen ist und die Strömung in Rohren oder Kanälen zu- und abgeleitet wird. Hier kann das erwähnte Kreisen der Austrittsströmung unterbunden werden durch ein ruhendes Schaufelgitter, das Leitrad, welches meist an der Druckseite des Laufrades eingebaut wird und der Strömung einen gegensinnig gerichteten Drall verleiht, also im Wesentlichen das vom Laufrad übertragene Drehmoment aufnimmt.

In der Turbine entzieht das Laufrad der Strömung Energie wie beim Windrad. Der Arbeitsvorgang unterscheidet sich im wesentlichen nur

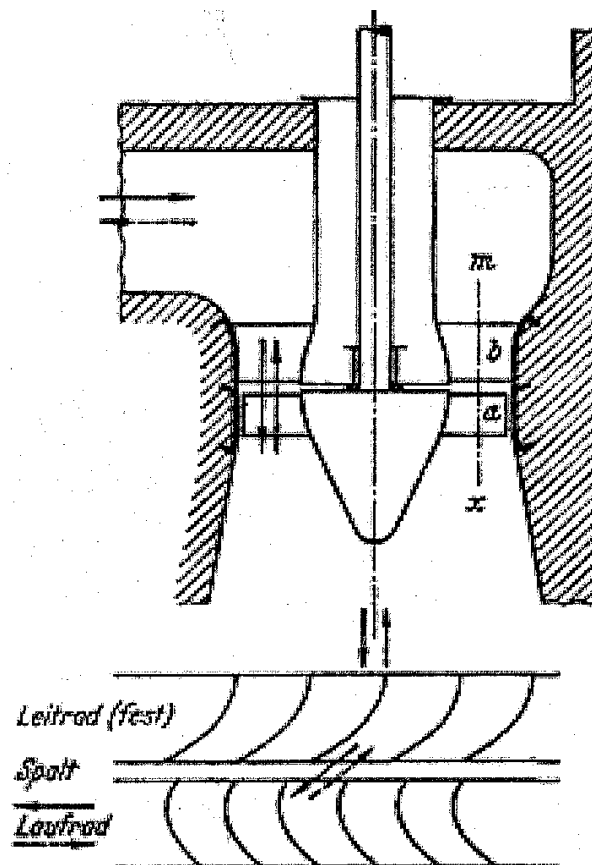


Abb. 1.1. Schema der Beschauflung einer Strömungsmaschine
oben: Axialschnitt (Meridianschnitt);
unten: Abwicklung des Zylinderschnittes nach $m - x$.
Fall der Turbine: ganz gezeichnete Pfeile,
Fall der Pumpe: gestrichelt gezeichnete Pfeile
 a - Laufrad; b - Leitrad

dadurch, daß das erwähnte ruhende Leitschaufelgitter b die Strömung an das Laufrad a heranzuführt (Abb. 1.1). Bei den Wasserturbinen ist der Energieträger das an einem hochgelegenen Punkt verfügbare Wasser. Die dargebotene Energie ist also Lageenergie. Bei der Dampfturbine tritt an die Stelle des Wassers der mit Wärme beladene und gespannte Wasserdampf und bei der Gasturbine das ebenfalls erhitzte und gespannte Gas (so daß ein Dampf- bzw. Gaswind auf die Schaufeln wirkt). In allen Turbinen handelt es sich um die Ausnutzung eines Druckgefälles.

Das Wasserrad (Abb. 1.2) zählt nicht zu den Strömungsmaschinen, weil es sich hier nicht um das stetige Umströmen von Schaufeln, sondern um das Auffüllen und Entleeren von Schaufelzellen handelt, die also nur einseitig offen zu sein brauchen. Das Wasser tritt an der gleichen Schaufelkante ein und aus. Die auf die Schaufeln wirkende Kraft ist hier nicht die Massenkraft einer die Schaufeln stetig abgelenkten Strömung, sondern im wesentlichen nur die Gewichtskraft des Wassers. Die örtliche Fallbeschleunigung hat also beim Wasserrad einen direkten Einfluß auf die Schaufelkraft.

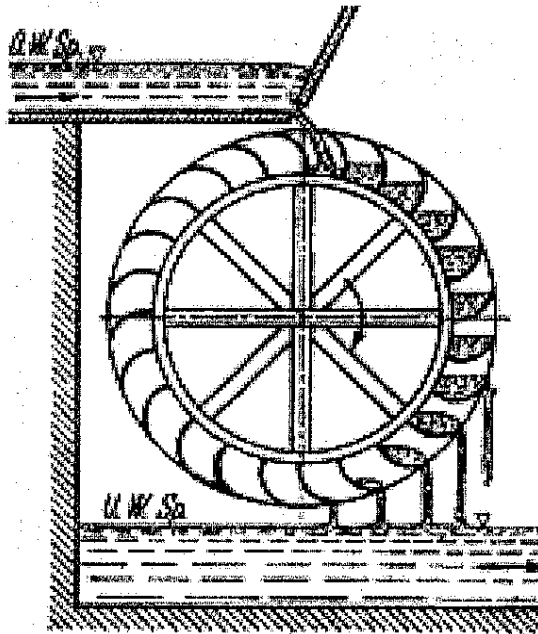


Abb. 1.2. Wirkungsweise des Wasserrades

Bei der Strömungsmaschine dagegen sind die Schaufelkräfte, wie bereits erwähnt, auf die Trägheitswirkung der Masse des Fluids zurückzuführen, und diese Trägheitswirkung ist von der örtlichen

Fallbeschleunigung völlig unabhängig. Die örtliche Fallbeschleunigung kann sich bei einer Strömungsmaschine nur indirekt auf die Schaufelkräfte auswirken; bei einer Wasserturbine wird beispielsweise die später besprochene spezifische Stutzenarbeit Y durch das Produkt aus Fallhöhe mal örtlicher Fallbeschleunigung vorgegeben.

Die Kreiselpumpen haben häufig die Aufgabe, ein Fluid aus einem Raum niederen Druckes in einen Raum höheren Druckes zu fördern. Sie formen Energie im umgekehrten Sinn um wie die Turbinen. Die von den umlaufenden Schaufeln a (Abb. 1.1) auf das strömende Fluid ausgeübte Kraft überträgt Arbeit auf das Fluid, ähnlich wie bei dem oben erwähnten Propeller. Dadurch steigen sowohl Druck wie Geschwindigkeit dieses Fluids an. Um auch die Steigerung der Geschwindigkeit für die Druckzunahme nutzbar zu machen, wird die aus dem Rad tretende Strömung in den bereits erwähnten, ruhenden und sich erweiternden Kanälen b verlangsamt, so daß die oben bei der Turbine erwähnten Leitkanäle auch hier an der gleichen Stelle und in grundsätzlich gleicher Gestalt vorhanden sind, aber im umgekehrten Sinn wirken, da sie ja im umgekehrten Sinn durchflossen werden (Abb. 1.1).

Zur Veranschaulichung zeigen Abb. 1.4 und 1.5c Bilder und Abb. 1.1., 1.3 und 1.5a und b Zeichnungen von Strömungsmaschinen, und zwar beziehen sich Abb. 1.1, 1.3 und 1.4 auf Wasserturbinen, die aber bei Umkehr der Drehrichtung auch als Pumpen arbeiten können, Abb. 1.5 auf Dampfturbinen.

Die Verschiedenheit der Schaufelform wird sich später aus der Verschiedenheit der Aufgabe von selbst ergeben.

Wichtig ist die besondere Art der zeichnerischen Darstellung der Schaufelräder im Schnitt durch die Drehachse (*Meridianschnitt*), die jeweils in Abb. 1.1, 1.3 und 1.5a angegeben ist. Die Projektion eines Punktes auf diese Schnittebene erfolgt nämlich nicht orthogonal, wie sonst im Maschinenzeichnen üblich, sondern zirkular, d.h. durch „Umklappen“ des Punktes um die Drehachse des Rades auf eine zur Zeichenebene parallele Ebene, so daß nur die Endkanten der Schaufeln gezeichnet sind. Dies vereinfacht die Darstellung, weil die Schaufeln in Rotationshohlräumen liegen.

Man spricht von radialer Beaufschlagung, also Radialrädern, wenn die Zirkularprojektion $m - x$ der Stromlinien im Meridianschnitt, die wir Flußlinien nennen, im Laufrad meist radial verlaufen. In Abb. 1.3 sieht man,

daß dann auch die Leitschaufeln radial beaufschlagt sind. (Abb. 1.3 läßt erkennen, daß in diesem Fall die Leitschaufeln b um vertikale Bolzen e durch das Gestänge d gedreht werden können.)

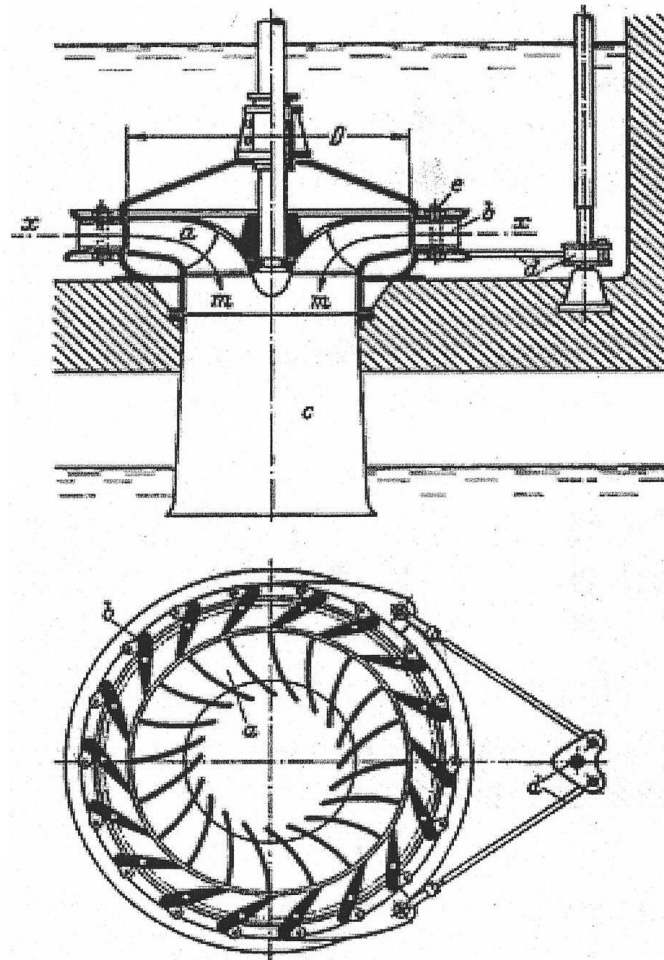


Abb. 1.3. Radialturbine mit einem Laufrad ähnlich Abb. 1.4
 oben: Axialschnitt (Meridianschnitt);
 unten: Schnitt nach $m - x$ (Grundriß)
 a - Laufrad; b - Leitrad; c - Saugrohr; d - Mechanismus zur
 Verstellung der Leitschaufeln; e - Leitschaufelzapfen

Man spricht ferner von axialer Beaufschlagung und Axialrädern, wenn diese Flußlinien $m - x$ im Meridianschnitt axial verlaufen (Abb. 1.1 und 1.5a). Daneben gibt es Zwischenformen, bei denen die Flußlinien an der Druckkante der Schaufeln radial beginnen und dann in die axiale Richtung übergehen, die Schaufel also doppelt gekrümmt ist (Abb. 1.6 Francis-Rad).

Das im Abb. 1.1, 1.3 und 1.5b gezeichnete Schaufelgitter ist dadurch entstanden, daß das Rad durch die mit der Flußlinie $m - x$ gebildete Rotationsfläche (Flußfläche) geschnitten worden ist. Diese Flußfläche ist beim Radialrad Abb. 1.3 nahezu eine Ebene senkrecht zur Achse, beim Axialrad ein Kreiszylinder, durch dessen Abwicklung das in Abb. 1.1 (unten) und 1.5b gezeichnete geradlinige Schaufelgitter entsteht.

Die Wirkung des Axialrades kann man sich also vergegenwärtigen, wenn man das geradlinig gezeichnete Laufschaufelgitter eine geradlinige Bewegung in der Laufrichtung des Gitters ausführen läßt (unterer Teil der Abb. 1.1).

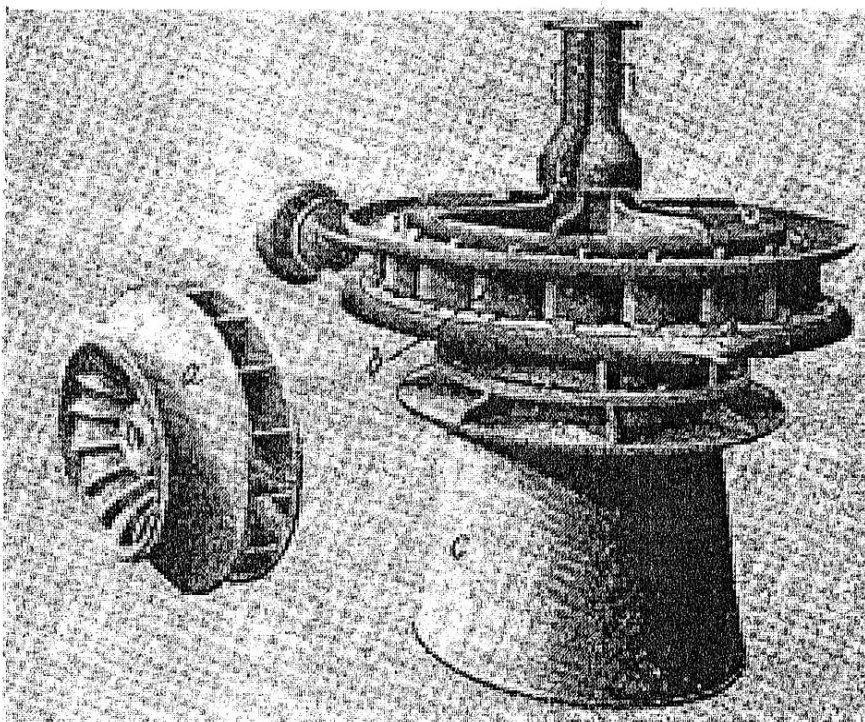


Abb. 1.4. Teile einer Wasserturbine ähnlich Abb. 1.3:
 a - Laufrad; b - Leitrad; c - Saugrohr

Wir wollen – wie schon erwähnt – vor allem Turbinen und Pumpen behandeln. Dabei soll das Wort *Pumpe* oder *Kreiselpumpe* sich sowohl auf die Förderung von Wasser als auch Gas beziehen, also den Verdichter mit einschließen, ebenso wie das Wort *Turbine* nicht bloß Wasser-, sondern auch Dampf- oder Gasturbinen umfaßt. Wird von einem „Fluid“ oder einer „Flüssigkeit“ gesprochen, so kann diese sowohl tropfbar wie gasförmig sein.

Diese Strömungsmaschinen haben offenbar die gleichen Hauptbestandteile, nämlich:

1. Das mit Schaufeln besetzte Laufrad, das mit gleichbleibender Geschwindigkeit umläuft,
2. das Leitrad, das ebenfalls mit Schaufeln besetzt, aber in Ruhe ist.

Bei der Turbine wird bisweilen nicht der ganze Umfang des Laufrades vom Fluid beaufschlagt und deshalb nur zum Teil durch Leitkanäle besetzt, wie beispielweise in Abb. 1.5a und 1.5c. Man spricht dann von teilweiser oder partieller Beaufschlagung im Gegensatz zur vollen Beaufschlagung der Abb. 1.3. Bei der Pumpe ist partielle Beaufschlagung nicht gebräuchlich. (In Abb. 1.5c ist das Leitrad in einzelne getrennte Leitkanäle (Düsen) aufgelöst.)

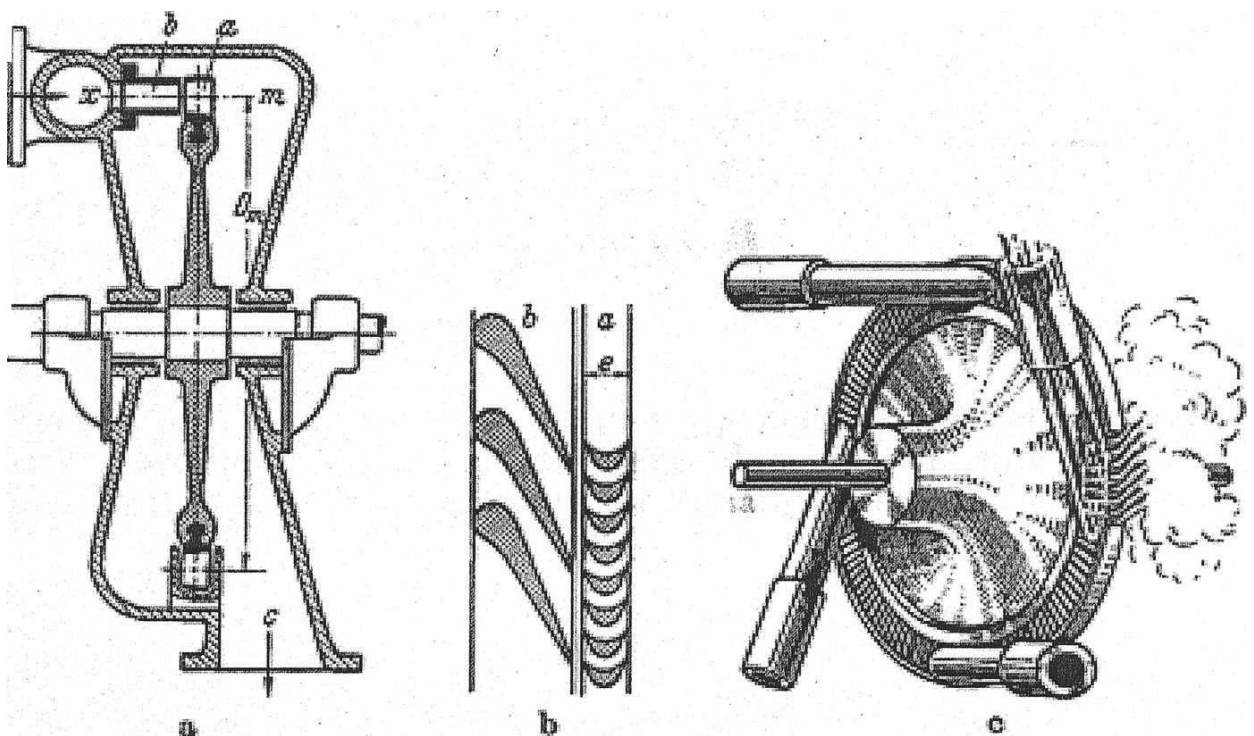


Abb. 1.5a und b. Axial beaufschlagte einstufige Dampfturbine nach *De Laval* (ähnlich Abb. 1.5c, aber mit zusammenhängenden Leitkanälen)

a) Axialschnitt (meridianschnitt);

b) Abwicklung des Zylinderschnittes nach $m - x$

a - Laufrad; b - Leitrad; c - Saugrohr (Abdampfstutzen)

Abb. 1.5c. Laufrad und Düsen einer einstufigen Dampfturbine mit axialer Beaufschlagung durch getrennte Leitkanäle (Laval-Turbine)

Das Leitrad wirkt sich nach dem oben Gesagten dahin aus, daß es bei den Turbinen Druck in Geschwindigkeit, bei den pumpen Geschwindigkeit in Druck verwandelt, wobei die Umsetzung stets in erster Linie die kreisende Komponente (Umfangskomponente) der Geschwindigkeit betrifft. Bei den Pumpen har es die aus dem Laufrad mit großer Geschwindigkeit tretende Strömung zu verlangsamen. Bei der Turbine sitzt es räumlich an der gleichen Stelle, aber wegen der Strömungsumkehr vor dem Laufrad, dem es Fluid mit der gewünschten Geschwindigkeit und in der gewünschten Richtung zuführt. Pumpe und Turbine stimmen also baulich überein. Nur die Geschwindigkeitsrichtung einschließlich der Drehrichtung des Rades sind entgegengesetzt. Tatsächlich arbeitet jede voll beaufschlagte Kreispumpe bei Umkehr des Durchflusses als Turbine, wovon auch hin und wieder Gebrauch gemacht wird.

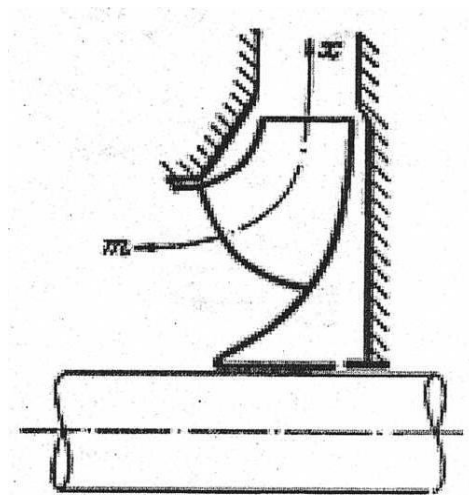


Abb. 1.6. Laufrad mit axialer Flußlinie im Saugmund m und radialer Flußlinie im Druckbereich x (Francis-Rad)

Die Berechtigung zur gemeinsamen Behandlung der Turbinen und Pumpen leiten wir aus der Tatsache ab, daß das Strombild einer idealen Flüssigkeit, d.h. die Verteilung der Drücke und der Absolutwerte der Geschwindigkeit, unabhängig davon ist, in welcher Richtung sich die Strömung bewegt. Nur wenn Zähigkeitswirkungen eine Rolle spielen, insbesondere Anhäufungen der Grenzschicht, also Toträume auftreten, ist es notwendig, das Vorzeichen der Geschwindigkeit zu beachten. Da wir vom Fall der reibungsfreien Strömung ausgehen müssen, werden wir den Stoff

weitgehend so darstellen können, daß wir die Richtung der Ströme, d.h. die Frage ob eine Turbine oder Pumpe vorliegt, nicht betonen. Wir sprechen deshalb im folgenden möglichst auch nicht von der Eintritts- oder Austrittskante der Schaufeln, sondern – weil diese bei der Turbine und Pumpe ihre Rolle vertauschen – von der *Druckkante* oder *Saugkante* und verstehen unter der Druckkante der Laufschaufel die dem Leitrad benachbarte Schaufelkante (vgl. z. B. Abb. 1.1 und 1.3), an der also die Strömung mit der umzusetzenden Energie beladen ist, und unter Saugkante die andere Schaufelkante, die an der Stelle umläuft, an der die Strömung nicht mit der umzusetzenden Energie beladen ist und an der das sogenannte „Saugrohr“ anschließt.

Strömungsmaschinen können nach verschiedenen Verfahren behandelt und berechnet werden. Das erste und älteste Verfahren geht von der Vorstellung aus, als ob unendlich viele, also sehr dicht stehende Schaufeln (die dann offenbar auch unendlich dünn sein müssen) vorliegen würden, und berücksichtigt die tatsächlich vorhandene Schaufelauseinanderstellung durch eine Näherungsbetrachtung. Ein zweites Berechnungsverfahren hat die entgegengesetzte Vorstellung als Grundlage. Es geht aus von der einzelnen Schaufel im unbegrenzten Raum und berücksichtigt den Einfluß der benachbarten Schaufeln ebenfalls auf dem Weg der Annäherung. Dieses Verfahren stützt sich dann auf die beim Tragflügel des Flugzeuges gewonnenen Ergebnisse. Da sich dieser geradlinig bewegt, ist es in seiner Anwendung auf das Axialrad beschränkt, das nach dem oben Gesagten in der Abwicklung ein geradliniges Schaufelgitter ergibt. Weitere Verfahren behandeln mittels der mathematischen Verfahren der Hydromechanik die Strömungsvorgänge unter Vernachlässigung oder auch unter Beachtung der Reibung des Fluids.

Im Rahmen dieses Textes werden wir uns vor allem mit den beiden zuerst genannten Betrachtungsweisen befassen und die mathematischen Verfahren der Strömungsmechanik zur Berechnung der Strömungsmaschinen nur kurz behandeln. Wir werden je nach Lage des Falles entweder von der Vorstellung unendlich dicht stehender Schaufeln oder des Einzelflügels im begrenzten Raum ausgehen. Die letztere Betrachtungsweise führt aber – wie erwähnt – nur bei axialer Beaufschlagung zu brauchbaren Ergebnissen und wird deshalb ausschließlich behandelt, wenn auch nicht zu verkennen ist, daß seine Behandlungsweise auch auf den andern Teil ausstrahlt. Die weitaus größte

Bedeutung hat das erstgenannte Verfahren, das von der „schaufelkongruenten Strömung“ ausgeht und im größten Teil des Buches die Grundlage bildet.

Text B

Kavitation

In dem folgenden Abschnitt sollen einige besondere physikalische Eigenschaften des durch die Maschine strömenden Fluids berücksichtigt werden. Bei Wasser ist dies die Verdampfbarkeit, d. h. die Möglichkeit der Entstehung dampferfüllter Hohlräume in der Strömung, bei Luft die Erreichung der Schallgeschwindigkeit und damit gleichfalls der Übergang auf ein anderes Verhalten der Strömung, insbesondere die Inkaufnahme der Gefahr des Verdichtungsstoßes.

Unter Kavitation versteht man das Entstehen mit nachfolgendem Zusammenbrechen dampfgefüllter Hohlräume in der Flüssigkeitsströmung. Der Dampfdruck (d. h. der Druck, bei dem der Übergang von dem flüssigen auf den dampfförmigen Zustand bzw. umgekehrt erfolgt) hängt von der Temperatur ab. Für Wasser gilt:

Wassertemperatur	20	40	60	80	100
Dampfdruck p_r	= 0,0234	0,0738	0,199	0,474	1,013 bar.

Weitere Werte und auch die Dampfdrücke für andere Flüssigkeiten als Wasser können aus der Literatur entnommen werden.

Wird nun der statische Absolutdruck in der Flüssigkeitsströmung gleich oder kleiner als der Dampfdruck, so bilden sich Dampfblasen, die von der Strömung mitgerissen werden. Die Dampfblasen entstehen meist an der Kanalwand, da bei einem gekrümmten Kanal in einer wirbelfreien Strömung der kleinste Druck stets an einer Wand vorhanden ist. Bei ansteigendem statischem Druck in der Strömung brechen die Dampfblasen zusammen, sobald der Dampfdruck überschritten wird. Das Zusammenbrechen erfolgt sehr rasch, und die Flüssigkeitsteilchen schlagen mit sehr großer Geschwindigkeit auf die Wand.

Durch das Aufschlagen der Flüssigkeit auf die Wand wird der Werkstoff der Wand mechanisch sehr stark beansprucht, was oft eine Zerstörung des Werkstoffes zur Folge hat. Durch Kerben, Bearbeitungsunebenheiten oder andere kleine Vertiefungen wird die örtliche Auftreffgeschwindigkeit

des Wassers noch gesteigert und die zerstörende Wirkung vergrößert. Falls die Anwendung eines gegen Kavitation widerstandsfähigen Werkstoffes notwendig ist, muß eine gute Polierbarkeit verlangt werden. Die Praxis zeigt außerdem, daß durch chemische Verunreinigungen des Wassers die Kavitationsanfressungen erheblich verstärkt werden können.

Eine weitere unerwünschte Folge von Kavitation ist ein Abfall des Wirkungsgrades und der Nutzleistung, was auf die Verkleinerung des für den Durchfluß nutzbaren Querschnittes und auf die unvollständige Wiederumsetzung der Übergeschwindigkeit in Druck zurückzuführen ist.

Bei mittlerer und starker Kavitation sind die durch das Zusammenfallen der Dampfblasen entstehenden Schläge des Wassers auf die Kanalwand hörbar. Die bei schwacher Kavitation entstehenden Druck- und Schallwellen sind mit Hilfe der Mikroelektronik meßbar.

Um die Ursachen der Kavitation zu erkennen, ist es notwendig, den Druckverlauf in den Schaufelkanälen näher zu betrachten:

Die Verfolgung des Druckverlaufes um die Laufschaufel einer Axialpumpe hat gezeigt, daß an der Rückseite der Laufschaufel eine Stelle vorhanden ist, an der die Stromröhren enger und somit die Geschwindigkeit größer und der Druck kleiner sind als im Saugmund des Rades. Wegen der am Laufschaufelkanaleintritt längs der Schaufelrückseite zunächst vorhandenen Geschwindigkeitssteigerung fällt dort der Druck etwas ab. Die durch Kavitation am stärksten gefährdeten Stellen (d.h. die Stellen kleinsten Druckes) in einer Strömungsmaschine befinden sich deshalb innerhalb der Laufschaufelkanäle. Die Dicke der Schaufeln und die Krümmung der Seitenwand vergrößern die örtlichen Strömungsgeschwindigkeiten und verstärken somit die Kavitationsgefahr.

Wasserturbinen und große Wasserpumpen laufen meist an der Grenze der Kavitation, teils weil man möglichst hohe Drehzahlen verwenden muß, um den Materialaufwand zu senken und den Wirkungsgrad zu steigern, teils weil man große Saughöhen anstrebt, um den Erdaushub zu vermindern.

Wasserpumpen und Wasserturbinen werden nämlich meist über dem Unterwasserspiegel aufgestellt, weil so die Maschine leicht entleert, also zugänglich gemacht werden kann und Einbaukosten gespart werden. Das Laufrad ist also mit dem Unterwasser durch ein Saugrohr verbunden (falls das Rad voll beaufschlagt ist). Bei der Inbetriebnahme der Turbine wird die

darin vorhandene Luft durch die Strömung sofort entfernt, weil die Steiggeschwindigkeit von Luftblasen im Saugrohr viel kleiner ist als die entgegengesetzt gerichtete Wassergeschwindigkeit. Bei der Pumpe müssen Saugrohr und Gehäuse vor der Inbetriebnahme mit Wasser gefüllt werden.

Bei der Turbine hat das Saugrohr noch die weitere wichtige Aufgabe, die Energie der Austrittsgeschwindigkeit zurückzugewinnen, also den Auslaßverlust zu verkleinern.

Die folgenden Untersuchungen sollen nicht bloß die rechnerische Verfolgung des Kavitationseintritts ermöglichen, sondern auch optimale Verhältnisse ausfindig machen. Dabei wird sich zeigen, daß der Größe des Strömungswinkels β_0 an der Saugkante besondere Bedeutung zukommt. Wir erhalten also gleichzeitig wertvolle Anhaltspunkte für die Wahl günstiger Winkel β_0 zur möglichststen Vermeidung der Dampfbildung (bzw. der Schallgeschwindigkeitsnähe). Der Einfluß der Parameter wie Schaufelform, Wandungsführung und Wandrauigkeit wird in der empirischen Saugkennzahl S_4 zusammengefaßt, weil dieser Einfluß rechnerisch nicht in zuverlässiger Weise zu erfassen ist. Diese Kennzahl ist so gewählt, daß sie unabhängig ist von der Radart und nur abhängig von der Güte der Konstruktion und der Sorgfalt des Herstellers und naturgemäß davon, ob eine Turbine oder Pumpe vorliegt.

THEMA 2. Entwurf des Laufrades

Festigkeit und Formgebung von Welle und Laufrad

Text A

Welle

Die angenäherte Festlegung der Bohrung für die Welle geht — mindestens beim Radialrad — der Schaufelberechnung voraus. Bei dieser vorläufigen Bestimmung begnügt man sich mit der Zugrundelegung einer Drehungsbeanspruchung τ_{zul} , die niedrig zu wählen ist. Dort, wo die Rücksicht auf Formänderung der Welle, insbesondere die kritische Drehzahl wichtig ist, muß deren Bestimmung nachgeholt und τ_{zul} besonders vorsichtig gewählt werden. Bei Turbinen ist noch zu beachten, daß das Drehmoment mit fallender Drehzahl stark ansteigt. Hier ist ferner

die größte Steueröffnung maßgebend, also die Leistung $P_{1/1}$ zu berücksichtigen. Bei Pumpen nimmt man sinngemäß für P den bei der vorliegenden Drehzahl auftretenden Größtwert, der aber nicht beim größten Förderstrom zu liegen braucht.

Der Wellendurchmesser d ergibt sich aus dem durch die Welle zu übertragenden Drehmoment M_d und der zulässigen Drehungsbeanspruchung τ_{zul}

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{M_d}{\tau_{zul}}} . \quad (2.1)$$

Mit Rücksicht darauf, daß in der Praxis heute noch meist bei der Ermittlung des Wellendurchmessers mit Zahlenwertgleichungen gearbeitet wird, soll nachstehend ausnahmsweise eine Zahlenwertgleichung benutzt werden.

Mit der Leistung P und der Drehzahl n ist das Drehmoment $M_d \sim P/n$. An Stelle von Gl. (2.1) wird in der Praxis zur Bestimmung des Wellendurchmessers oft benutzt

$$d = c \sqrt[3]{\frac{P}{n}} . \quad (2.2)$$

Mit d in cm, P in kW und n in U/min sind für c in Abhängigkeit von τ_{zul} folgende Werte einzusetzen:

τ_{zul} in N/mm ²	10	15	20	30	40
	17,1	14,9	13,0	11,8	10,8

Im Mittel kann für die erste Überschlagsrechnung gewählt werden: Bei einstufigen Turbinen und Pumpen $\tau_{zul} = 20$ bis 40 N/mm² entsprechend $c = 11$ bis 14 .

Bei mehrstufigen Maschinen, deren Lagerabstand größer ist und bei denen deshalb die Gefahr unzulässiger Nachgiebigkeit der Welle besteht, nimmt man τ_{zul} kleiner bis herab zu 12 N/mm², so daß also c sich zwischen 11 bis 16 bewegt, wachsend mit der Zahl der Stufen.

Zu beachten ist, daß beim gleichen Rad P mit n^3 und daher d mit $n^{2/3}$ wächst. Auf die vorläufige Rechnung muß nach vollendetem Entwurf des

Läufers die Bestimmung der resultierenden Beanspruchung sowie der Formänderung (Verdrehung oder Durchbiegung) und insbesondere der kritischen Drehzahl folgen.

Lange Wellen, die bei vielen Stufen (z.B. Druckluftherzeugung, Eingehäuse-Kondensationsturbinen) nötig sind, kommen bei dieser Rechnung unter Umständen auf so tief liegende kritische Drehzahlen 1.Ordnung, daß sie überkritisch, d.h. über der Eigenschwingungszahl 1.Ordnung laufen müssen, daß also bei der Ingangsetzung die erste kritische Drehzahl zu durchlaufen ist. Bei Kreiselpumpen für tropfbare Flüssigkeiten wirken die Spaltdichtungen der Laufräder und die Stufendichtungen als Hilfslager, wodurch insbesondere bei mehrstufigen Pumpen die kritische Drehzahl sehr stark nach oben verschoben wird.

Lage der Welle. Die Welle kann waagrecht, senkrecht oder schräg gestellt sein. Die waagrechte Welle ermöglicht die bequemste Bedienung und den einfachsten Zusammenbau. Trotz des erhöhten Bedarfs an Grundfläche ist sie deshalb bei ortsfesten Maschinen stets in Verwendung, wenn nicht die Rücksicht auf eine Saughöhe oder die Führung des strömenden Energieträgers zum Übergang auf die senkrechte Welle zwingen, also stets bei gasförmigem Arbeitsmittel (Dampf- und Gasturbinen, Verdichtern). Schiffskreiselpumpen haben wegen der Forderung nach kleiner Grundfläche meist eine senkrechte Welle. Die ortsfeste Wasserpumpe wird meist mit waagerechter Welle ausgeführt; wenn nicht tiefliegende Saugwasserspiegel oder erhöhte Kavitationsempfindlichkeit (Speicherpumpe) zu vertiefter Aufstellung und damit zum Übergang auf die senkrechte Welle zwingen. Wasserturbinen kleiner Leistung haben meist eine waagrechte Welle, während bei mittleren und größeren Leistungen stets die senkrechte Welle zu finden ist. Bei der Pelton-Turbine können bei waagerechter Welle bis zu 2 Düsen und bei senkrechter Welle bis zu 6 Düsen am Laufrad angeordnet werden. Kleinere Francis-Turbinen werden wegen der guten Zugänglichkeit mit waagerechter Welle ausgeführt. Kleinere Kaplan-Turbinen haben als Rohrturbine eine etwas schräg liegende Welle. Francis- und Kaplan-Turbinen mittlerer und großer Leistung müssen dagegen zur Erzeugung einer guten Wasserführung im Saugrohr und zur Vermeidung von Kavitation, ferner zur Vereinfachung der Fundamente und Verringerung des Erdaushubs mit senkrechter Welle ausgeführt werden unter Inkaufnahme einer großen Bauhöhe des ganzen Maschinen-Aggregates und einer verringerten Übersichtlichkeit.

Text B

Lauftrad

Die Laufschaufeln werden durch Fliehkräfte und den Strömungsdruck beansprucht. Die Beanspruchung durch Fliehkräfte überwiegt bei gasförmigen Energieträgern. Der Strömungsdruck, der in erster Linie das übertragene Drehmoment hervorruft, ist für die Beanspruchung des Radkörpers nur bei flüssigen Energieträgern und auch hier nur bei schnellläufigen Maschinen von Bedeutung, und zwar ist die Beanspruchung um so größer, je höher die spezifische Drehzahl ist. Der Ort der größten Beanspruchung liegt an der Einspannstelle zwischen Schaufel und tragender Wand. Diese Ecke ist deshalb gut abzurunden, wenn Schaufel und Rad aus einem Stück gegossen werden, wie dies bei Wasserströmung oft der Fall ist. (Eingegossene Blehschaufeln sind in den Eingußflächen vorher gut zu reinigen und möglichst zu verzinnen.)

Die größtzulässige Umfangsgeschwindigkeit eines Rades (mit Ausnahme langsamläufiger Radialräder) ist bei Wasserströmung jedoch in der Regel nicht durch die Festigkeit, sondern durch die Kavitation bedingt. Bei Gasströmung ist dagegen die Festigkeit maßgebend, sofern es sich um Turbinen für Dampf oder Gas handelt. Jedoch überwiegt beim Axialverdichter die Rücksicht auf Überschall.

Bei Gasströmung verlangen die hohen Umfangsgeschwindigkeiten zusammen mit der meist vorliegenden Übertemperatur des Radkörpers gegenüber der Welle eine Spannungsverbindung, die entweder durch warmes Aufziehen oder Eintreiben geschützter konischer Buchsen (Abb. 4.1 und 4.2) herbeigeführt wird. Die Spannungsverbindung läßt sich vermeiden, wenn statt der glatten Welle die Keilwelle (nach DIN 5462 und 5 463) verwendet und für genaues Passen von Welle und Bohrung an den Flanken der Keile gesorgt wird.

Bei Wasser Strömung genügt Schiebe- oder Festsitz in Verbindung mit Paßfedern. Hier werden meist bei großen Rädern Nabe und Kranz getrennt gegossen, um Gußspannungen zu vermeiden, weil die dicke Nabe später erkaltet als die dünneren Radwände.

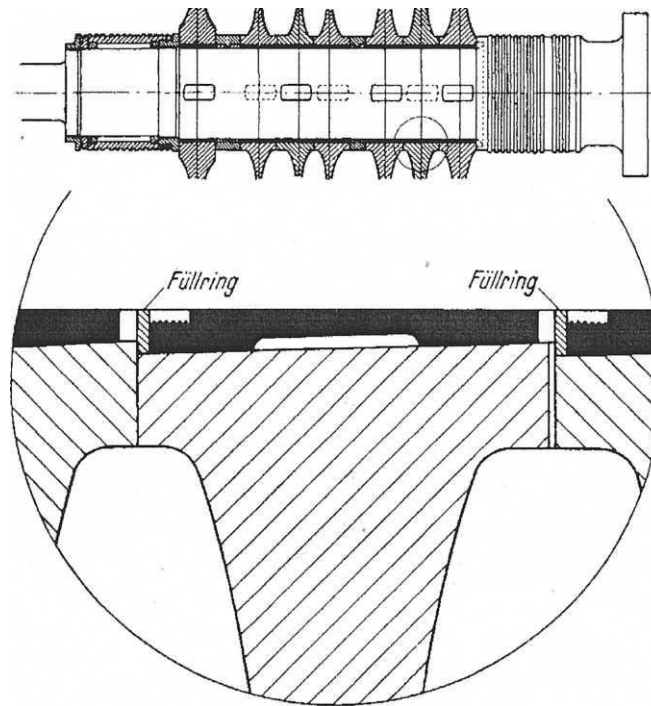


Abb. 2.1 Aufschrupfen der Laufräder von Dampfturbinen auf geschlitzte Tragbuchsen, Abziehen mittels des in der Buchse sichtbaren Muttergewindes

Die Formgebung der Radscheiben im Hinblick auf die Beanspruchung durch Fliehkräfte schließt sich im ersten Entwurf an die Scheibe gleicher Festigkeit an, so daß also die axiale Dicke vom Umfang nach der Nabe hin wächst (Abb. 2.1). Die endgültige Form muß den konstruktiven und fertigungstechnischen Bedingungen unter Beachtung der zusätzlichen Belastung durch die Schaufeln angepaßt und ihre Beanspruchung nach den einschlägigen Verfahren genau untersucht werden. Der Nabenquerschnitt ist symmetrisch zur Mittelebene zu verteilen, was aber nur beim Axialrad möglich ist.

Beim Radialrad (Abb. 2.2) liegen 2 seitliche Scheiben vor, von denen die eine die Nabe enthält, während die andere durch die Saugöffnung geschwächt wird und dementsprechend trotz des am inneren Rand anzubringenden Versteifungswulstes höher beansprucht ist. Da sie sich also stärker dehnt, müssen die Schaufelfliehkräfte von der anderen Scheibe getragen werden, was bei der Rechnung zu beachten ist. Die biegende Wirkung infolge der konischen Form der Radscheibe darf nicht unbeachtet

bleiben, ebenso die Schwächung durch Nietlöcher eingienieteter Blehschaufeln. Ferner ist zu beachten, daß die Laufschaufeln von Radialrädern auf Biegung beansprucht werden, sobald der Schaufelwinkel β größer oder kleiner als 90° ist.

Beim Axialrad ist nur eine Scheibe vorhanden, die dazu noch symmetrisch zu einer achsensenkrechten Mittelebene ausgebildet ist. Die Schaufelfliehkkräfte wirken ebenfalls meist symmetrisch zum Radquerschnitt, rufen also keine biegenden Momente hervor, so daß die Rechnung leicht durchgeführt werden kann. Gegebenenfalls ist der Einfluß von Temperaturänderungen innerhalb des Radkörpers zu berücksichtigen.

Bei allen Scheiben muß in Kauf genommen werden, daß die Tangentialspannungen maßgebend und in Nabennähe höher sind als am äußeren Rand. Dies wird aus dem Grund nicht als bedenklich angesehen, weil die sich dann eventuell einstellenden bleibenden Dehnungen den inneren, hoch beanspruchten Scheibenteil auf Kosten des äußeren entlasten. Es ist eine alte Erfahrung, daß umlaufende Scheiben wesentlich höhere Umfangsgeschwindigkeiten ertragen als auf Grund der Rechnung zulässig wäre. Notwendig ist allerdings, daß die fertigen Räder bei einer Überdrehzahl von mindestens 20 % über Betriebsdrehzahl geschleudert werden.

Die Fliehkraftbeanspruchung der Schaufeln muß besonders an ihrer Befestigungsstelle untersucht werden, weil hier Biegungseinwirkung nicht zu vermeiden ist. Man muß allgemein beachtet werden, daß die Schwerpunkte der Schaufelquerschnitte auf einer durch den Schwerpunkt der Anlagefläche des Schaufelfußes gehenden Achssenkrechten liegen sollen.

Als zulässige Beanspruchung bei Betriebsdrehzahl gilt etwa das 1/2,5fache der Streckgrenze des Werkstoffes. Bei hohen Temperaturen, wie sie in den ersten Stufen von Dampf- oder Gasturbinen auftreten, ist die Abhängigkeit der Bruchspannung nicht bloß von der Temperatur, sondern auch von der Dauer der Belastung, d.h. die Zeitfestigkeit zu berücksichtigen. Bei einer veranschlagten Lebensdauer von nur 250 Std. (z.B. nur kurzzeitig benutzte Versuchsgasturbine) kann bei gleichem Werkstoff und gleicher Temperatur eine bis zu 2- bis 3mal so hohe Spannung zugelassen werden wie bei 100000 Std. (Kraftwerksturbine für Dauerbetrieb).

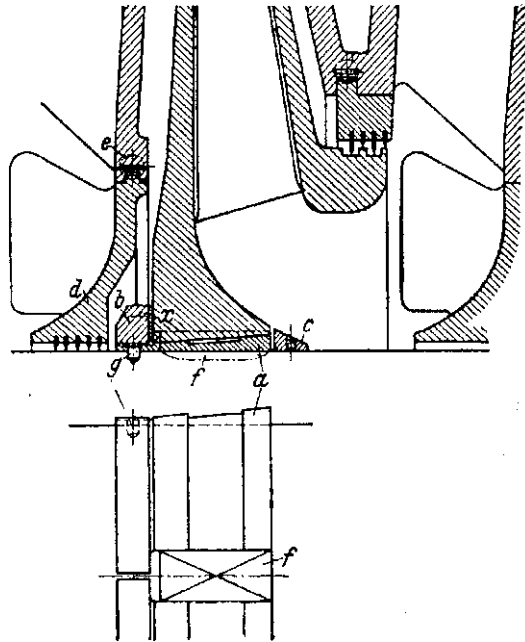


Abb. 2.2. Befestigung eines Gebläserades mittels geschlitzter, konischer Buchens *a* - (AEG); *b* - Befestigungsmutter; *c* - Luftführungsring; *d* - Wellendichtung; *e* - Halteschraube; *f* - Paßfeder; *g* - Haltestift; *x* - Sicherungsblech

Zu der bisher betrachteten statischen Belastung tritt noch eine Beanspruchung durch Schwingungen, deren Untersuchung besonders bei den Schaufeln notwendig ist.

Text C

Umrechnungsregeln für Festigkeitsbeanspruchung durch Fliehkräfte bei geometrischer Ähnlichkeit

Die Umrechnung der Beanspruchung durch Fliehkräfte läßt sich bei Gleichheit der Poissonschen Zahl m (= Verhältnis der Längsdehnung zur Querkontraktion) leicht beurteilen, weil an gleichgelegenen Punkten von

Modell und Hauptausführung die dimensionslose Kennzahl σ/qu^2 den gleichen Wert hat. Darin ist σ die Beanspruchung an dem betrachteten Punkt, u die Umfangsgeschwindigkeit eines Bezugspunktes, am besten des Radumfanges, und Q die Dichte des Radmaterials.

Man kann dieses Gesetz auch folgendermaßen ausdrücken:

Für geometrisch ähnliche Räder ist die Beanspruchung an irgendeiner, z.B. der meistgefährdeten Stelle $\sigma = kQ u^2/2$, wobei der Beiwert k von der Radform abhängt.

Geometrisch ähnliche Räder haben bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit in ähnlich gelegenen Punkten die gleiche Beanspruchung,

Bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit können sowohl die radialen als auch die axialen Abmessungen eines Rades (einschließlich Schaufeln) in beliebigem, aber überall gleichem Verhältnis verändert werden, ohne daß die Beanspruchung in ähnlich gelegenen Punkten sich verändert.

Die Festigkeit eines Werkstoffes gegen Fliehkräfte läßt sich durch den Wert σ_{zul}/Q kennzeichnen. In der Praxis wird statt dessen die "Reißlänge" σ_{zB}/Qg benutzt, wobei σ_{zB} die Bruchspannung und $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ die Fallbeschleunigung bedeuten. Die Reißlänge gibt die Länge des Drahtes aus dem vorliegenden Werkstoff an, dessen Eigengewicht den Drahtquerschnitt mit der Bruchspannung belastet. Sie kennzeichnet die Eignung des betreffenden Werkstoffes im Fall der Beanspruchung durch Trägheitskräfte (d.h. auch durch Fliehkräfte) der eigenen Masse.

Ihre Größe ist für einige Werkstoffe aus nachstehender Zusammenstellung zu ersehen.

Reißlänge σ_{zB}/Qg einiger Werkstoffe in km

Grauguß	nicht leg. Stahl	Feder- stahl leg.	Alumi- nium leg.	Titan leg.	Glasfaser verstärkter Kunststoff
2,5	4,7	16,5	20	25	32

Bemerkenswert sind die hohen Werte von Leichtmetall und mit Glasfasern verstärktem Kunststoff. Leichtmetalle haben bei Strömungsmaschinen für gasförmige Energieträger, insbesondere für Verdichter eine große Bedeutung, sofern die Temperaturen nicht zu hoch sind.

Text D

Der allgemeine Gang der Berechnung der Laufradschaufel, erläutert am Langsamläufer

Vorgeschrieben seien Volumenstrom $\dot{V}$ in m^3/s , spez. Stutzenarbeit Y in $\text{m}^2/\text{s}^2 = \text{Nm}/\text{kg} = \text{J}/\text{kg}$ und Drehzahl n je Sekunde. Man bestimmt zunächst die spezifische Drehzahl $n_q = 333n \sqrt{\dot{V}/Y^{3/4}}$ und erhält damit Aufschluß über die zu erwartende Radform. Liegt diese unter der untersten Grenze, so ist Y zu unterteilen, also zur Mehrstufigkeit überzugehen oder partielle Beaufschlagung (letztere nur bei Turbinen) anzuwenden. Außerdem kann man im Fall der Wasserströmung sofort nach Abschätzung der Saugkennzahl S_q , der Wassertemperatur und der Saugrohrverluste Z_s die größtmögliche geodätische Saughöhe ausrechnen und mit der verlangten vergleichen. Im Fall der Luftförderung kann man mittels der Schallkennzahl S_q die Schallgeschwindigkeitsnähe prüfen, wenn sie von Wichtigkeit ist, was insbesondere beim Axialverdichter der Fall ist. Diese sind nötig, um gegebenenfalls rechtzeitig die Drehzahl anpassen zu können.

Im vorliegenden Fall liege ein Langsamläufer vor ($n_q = 10$ bis 30), dessen innere Schaufelkante wir, wie es häufig geschieht, achsparallel anordnen. Da auch die äußere Schaufelkante parallel zur Achse ist, so liegt eine einfach gekrümmte Radialschaufel vor, deren Anfangs- und Endverlauf wir zu bestimmen haben. Diese Radformen kommen nur bei Pumpen (einschl. Verdichtern) und in Sonderfällen auch bei Wasserturbinen vor.

Durch das Laufrad einer Pumpe fließt die Summe aus Nutzförderstrom $\dot{V}$ und Spaltverluststrom $\dot{V}_{sp}$, die wir mit $\dot{V}'$ bezeichnen. Je nach der Höhe des zu erwartenden Spaltverluststromes schätzen wir $\dot{V}'$ um etwa 1 bis 5% größer als $\dot{V}$. Bei Pumpen ist also $\dot{V}' = \dot{V} + \dot{V}_{sp} \approx (1,01 \dots 1,05) \dot{V}$.

Text E

Das Schaufelende an der Druckkante

Bei der Bemessung des Laufschaufelendes an der Druckkante ist unbedingt darauf zu achten, daß die Hauptgleichung erfüllt wird.

Das Geschwindigkeitsdreieck an der Druckkante verlangt drei Bestimmungsstücke, wobei zwei voneinander unabhängige Größen gewählt und die dritte Größe mittels der Hauptgleichung berechnet werden.

Die Meridiangeschwindigkeit $c_{2m} = c_2 \sin \alpha_2$ wird, in der Regel geschätzt, wobei $c_{2m} \approx c_0$ gesetzt wird. (Nur in Sonderfällen schreibt man zur Festlegung von c_{2m} den Leitschaufelwinkel α_3 oder die Schaufelbreite b_2 des Laufrades vor.)

Als zweite anzunehmende Größe kann die Umfangsgeschwindigkeit u_2 an der Druckkante durch Heranziehung der Druckzahl geschätzt werden. In diesem Fall ist dann die Umfangskomponente c_{2m} und damit der Schaufelwinkel β_2 mittels der Hauptgleichung zu bestimmen.

Beim dem hier vorliegenden langsamläufigen Radialrad wählt man in der Regel den Schaufelwinkel β_2 (also bei Francis-Turbinen $\beta_2 \leq 90^\circ$, bei Wasserpumpen $\beta_2 = 20$ bis 40° , bei Verdichtern $\beta_2 = 50$ bis 70 , in Sonderfällen bis 90°) und bestimmt dann die Umfangsgeschwindigkeit u_2 durch die Hauptgleichung aus

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + Y_{Sch=}} \quad (2.3)$$

bzw., wenn α_0 von 90° verschieden ist, aus

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + Y_{Sch=} + u_1 c_{0u}} \quad (2.4)$$

Man berücksichtigt bei Turbinen die Auseinanderstellung der Schaufeln nicht, setzt also $Y_{Sch\infty} = Y_{Sch} = Y_{\eta_h}$, während bei Pumpen $Y_{Sch\infty} = Y_{Sch} (1+p) = Y (1+p)/\eta_h$ ist. Der Schaufelwirkungsgrad η_h ist in Anlehnung an den Gesamtwirkungsgrad η mit $\eta_h \approx \eta$ zu schätzen (üblicher Mittelwert bei kleineren Pumpen ist $\eta_h \approx 0,85$).

Mit $D_2 = u_2/\pi n$ ist die Radbreite aus

$$b_2 = \frac{\dot{V}'}{\pi D_2 c_{2m}} \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} \quad (2.5)$$

gegeben.

Der Einfluß der Schaufeldicke ist an der Druckkante gering, so daß meist $t_2/(t_2 - \sigma_2) = 1$ gesetzt werden kann.

Der Radquerschnitt kann nun gezeichnet werden. Es genügt bei diesen einfachen Radialrädern, wenn der Verlauf der Seitenwände nach Schätzung so eingetragen wird, daß kleine Krümmungsradien vermieden werden und der Auslauf der Wände am äußeren Umfang radial erfolgt.

Bei gasförmigen Energieträgern kann die Dichteänderung im Rad in *weitem* Bereich unberücksichtigt bleiben, wenn mäßige spez. Arbeiten übertragen werden.

Beim Rechnungsgang der langsamläufigen, also einfach gekrümmten Axialschaufel, die nur in Dampf- und Gasturbinen vorkommt, wird an Stelle des Winkels β_2 die Druckzahl ψ vorgeschrieben, weil hier die Vorsorge gegen überhöhte Umfangsgeschwindigkeit wichtig ist, die auch zuweilen zum Verzicht auf Drallfreiheit im Saugraum ($c_{0u} < 0$, $\alpha_0 > 90^\circ$) zwingt. Außerdem bringt natürlich die Gleichheit der Durchmesser auf Saug- und Druckseite der Schaufel gewisse Vereinfachungen.

THEMA 3. Entwicklung einer Dampfturbine kleiner Leistung mit mechatronischer Kopplung an das elektrische Netz

Text A

Zusammenfassung

In diesem Forschungsvorhaben wurde von Dezember 2001 bis November 2005 eine Versuchsanlage zur dezentralen Energieerzeugung durch Kraft-Wärme-Kopplung entwickelt, konzipiert und im Heizkraftwerk Dresden Reick errichtet, dass durch drehzahlvariablen Betrieb eines hochdrehenden Dampfturbogenerators den Betrieb der Dampfturbine bei maximalem Wirkungsgrad im Teillastbereich ermöglicht.

Der neuartige Turbogenerator besteht aus einer einstufigen Dampfturbine und einem permanent erregten Synchrongenerator (Abb. 3.1). Beide Komponenten bilden eine konstruktive Einheit ohne mechanisches Übersetzungsgetriebe, dass bei konventionellen Anlagen zur Anpassung der Drehzahl zwischen hochtouriger Dampfturbine und niedertourigem Synchrongenerator benötigt wird. Die elektrische Nennleistung des Generators beträgt 500 kW bei einer Nenndrehzahl von 20000 min^{-1} . Durch Regelung der Drehzahl mittels Dampfbregelventil kann diese im Arbeitsbereich von 16000 min^{-1} bis 20000 min^{-1} variiert werden.

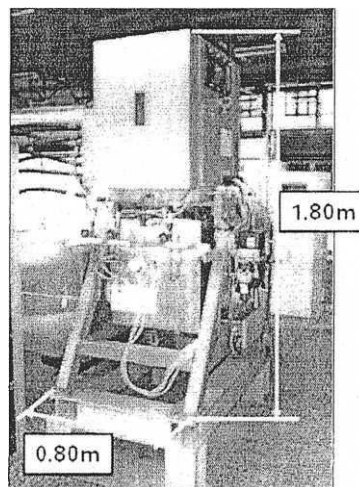


Abb. 3.1. Turbogenerator im Heizkraftwerk Dresden Reick

Für die Umformung der AC-Generatorausgangsspannung wird ein gepulster dreiphasiger IGBT-Gleichrichter verwendet, der den Gleichspannungs-zwischenkreis des Umrichters speist. Die Einspeisung in das dreiphasige Niederspannungsnetz erfolgt durch einen quasi baugleichen IGBT-Wechselrichter mit Neutralleiteranschluss (Abb. 3.2). Beide Teilstromrichter sind für eine Nennleistung von 400 kW ausgelegt. Prinzipiell wird durch den Umrichter die Entkopplung der hohen elektrischen Generatorfrequenz im Bereich von 533 Hz bis 667 Hz von der starren Netzfrequenz realisiert. Ein in der Gleichrichtersoftware implementierter digitaler PI-Regler zur Regelung der Zwischenkreisleistung gibt die Sollwerte für die unterlagerten Stromregelschleifen vor, die dann die Generator-ströme mit entsprechender Amplitude und Phasenlage ($\cos\varphi \approx 1$) einprägen. Die Zwischenkreisspannung wird über den netzseitigen Stromrichter auf einen konstanten Wert geregelt, so dass, bei idealer Betrachtungsweise, die in den Zwischenkreis eingespeiste Leistung vollständig in das Netz eingespeist wird. Im Abschlussbericht wird auf den Entwurf und die Implementierung der dafür notwendigen Gleichrichterregelung, auf die Konfiguration der leistungselektronischen Stellglieder, das realisierte Steuer- und Regelungskonzept der Gesamtanlage sowie auf die bei der Inbetriebnahme aufgetretenen technischen Probleme eingegangen.

Eine Kennliniensteuerung für die optimale Turbinendrehzahl als Funktion der Turbinenleistung gewährleistet bei Vorgabe eines entsprechenden Leistungssollwertes (P_{Soll} bzw. $P_{\text{ZK_Soll}}$) die Ausgabe des jeweils optimalen Drehzahlsollwertes an die Drehzahlregelung. Für 4 verschiedene Gegendrucke zwischen 2.4 und 3.0 bar_A wurde das Kennfeld der Turbine bezüglich des Wirkungsgrades in Abhängigkeit von Drehzahl und Leistung ermittelt. Mit den experimentellen Ergebnissen und den theoretischen Vorbetrachtungen wurde eine Kennlinie der optimalen Drehzahl über der Turbinenleistung ermittelt.

Durch die drehzahlunabhängige Belastung gemäß der ermittelten Kennlinie, wird der Wirkungsgrad der Turbine bei Teillast gegenüber dem Betrieb mit fester Drehzahl verbessert. Im konkreten Fall konnten durch diese Betriebsart bis zu 12 % des eingesetzten Brennstoffs (Erdgas) bei $0,1 \cdot P_{\text{Nenn}}$ gegenüber dem Betrieb der Turbine mit Nenndrehzahl und Teillast eingespart werden.

Energieressourcen so effizient wie möglich zu nutzen und den Einsatz regenerativer Energiequellen in geeignetem Maße zu forcieren.

Eine anerkannt effiziente Möglichkeit der Umwandlung von Primärenergie in die elektrische und thermische Energie ist die Kraft - Wärme- bzw. der Kraft - Wärme - Kälte - Kopplung (KWK bzw. KWKK).

Verschiedene Versuche wurden und werden unternommen, Biomasse und Sonderbrennstoffe effizient zu nutzen. Es zeigt sich jedoch, dass Verfahren, wie die Vergasung, die Pyrolyse oder die Vergärung erhebliche technische Schwierigkeiten mit sich bringen. Als technisch ausgereifte Möglichkeit stellt die Erzeugung von heißem Dampf durch Verbrennung eine Alternative dar. Der Dampf kann in einer Dampfturbine entspannt werden, wobei die thermische Energie in mechanische Energie umgewandelt wird und der Abdampf z.B. für Heizungszwecke verwendbar ist.

Bekannte Anlagen mit Dampfturbinen in der Kraft-Wärme-Kopplung weisen i.d.R. eine elektrische Leistung von mehr als 1 MW auf. Häufig sind Angebot an nutzbarem Brennstoff und Nachfrage nach Wärme- bzw. Elektroenergie jedoch geringer, um derartige Anlagen wirtschaftlich betreiben zu können. In diesem Fall wird häufig nur ein einfacher, preiswerter Heizkessel installiert, mit dem ausschließlich Wärme erzeugt werden kann. Der Bedarf an Elektroenergie wird dann meist durch fossil befeuerte Großkraftwerke gedeckt. Aus energetischer und umweltsichtpolitischer Sicht ist die schlichte Verbrennung der Primärenergieträger ohne KWK eine unbefriedigende Lösung. Darüber hinaus existieren eine Reihe von fossil befeuerten Altanlagen, die Prozessdampf erzeugen, der aber nur zu Heizzwecken genutzt wird. Hier wird das Druckpotenzial des Dampfes gedrosselt ohne dessen Nutzung. Durch Einsatz einer Dampfturbine anstelle des Drosselventils, kann eine vorteilhafte Kraft-Wärme-Kopplung erreicht werden, welche die im Dampf vorhandene Energie besser ausnutzt. Meist ergeben sich auch hier Leistungen deutlich kleiner 1 MW_{el}.

Vielversprechend ist somit der Ansatz einer kompakten und kostengünstigen Anlage mit einer elektrischen Leistung von ca. 500 kW, die dezentral beim Erzeuger von Biomasse oder Sonderbrennstoffen aufgestellt werden kann.

Der Ausbau der KWK - Technik im Bereich kleiner Leistungen führt zu einer dezentralen Verwertung der angebotenen Energieträger in der Nähe

ihrer Erzeugung. Diese "Vor - Ort – Verwertung" senkt den Transportaufwand und dadurch die Emission der transportbedingten Schadstoffe (CO_2 , Ruß, Staub, Schwefel, etc.).

Dampfturbinen kleiner Leistung müssen mit hoher Drehzahl ($>10000 \text{ min}^{-1}$) betrieben werden. In konventionellen Anlagen rotiert der direkt mit dem Netz verbundene Generator hingegen mit vergleichsweise kleiner Drehzahl (1500 min^{-1} , 3000 min^{-1}). Zur Anpassung der Turbinendrehzahl an die Generatordrehzahl wird ein mechanisches Getriebe verwendet. Prinzipiell ist somit die Drehzahl konventioneller KWK-Systeme aufgrund der an die Netzfrequenz gebundenen Generatordrehzahl konstant. Die resultierenden großen mechanischen Getriebe bisheriger Anlagen haben die Problematik des Schmiermittelverbrauchs (i.a. Öl). Mechanische Getriebe benötigen viel Schmieröl, welches in regelmäßigen Abständen ausgetauscht und dann entsorgt werden muss. Zusätzlich wird noch Antriebsenergie für den Aufbau des Öldrucks und den Ölumlaufl benötigt. Nahezu ölfreie Anlagen besitzen kein umwelttechnisches Gefährdungspotenzial. Sie zeichnen sich durch einen verringerten Wartungsaufwand aus, so dass längere Betriebszeiten zu erwarten sind. Der Ölinhalt für eine Turbine mit mechanischem Getriebe variiert in einem Bereich von 150 bis 500 Litern, je nach Ausführung. Es ist hierbei eine mindestens jährliche Analyse des Öls notwendig. Im Durchschnitt muss das Öl alle 3 Jahre komplett ausgetauscht werden. Bei einer Betriebszeit von 15 Jahren fallen somit 750 bis 2500 Liter Altöl pro Anlage an, die zu entsorgen sind. Bedenkt man hierbei den Grad der Verunreinigung, der schon durch einen Liter Öl verursacht wird, so zeigt sich speziell bei Standorten in der Nähe von Flüssen oder Trinkwasserreservoirien, das durch eine ölfreie Anlage das Umweltgefährdungspotenzial vermindert werden kann.

Ziel des Projektes war die Entwicklung einer Anlagentechnik, die sich dadurch auszeichnet, dass die Dampfturbine direkt mit dem elektrischen Energiewandler mechanisch verbunden ist. Aus der direkten mechanischen Kopplung von Dampfturbine und elektrischem Generator resultiert eine Maschinendrehzahl von etwa 20000 min^{-1} . Bei hoher Drehzahl reduziert sich das Bauvolumen des Generators und kommt somit der Forderung nach einem geringen Bauvolumen nach.

Diese neue Maschinenstruktur kann in der Praxis nur realisiert werden, wenn es gelingt, ein leistungselektronisches Stellglied zwischen Generatorausgang und Last bzw. Netz so zu qualifizieren, dass alle

Arbeitsbereiche statisch und dynamisch beherrscht werden. Durch Rückwirkungen der einzelnen Komponenten auf das Systemverhalten, kommt der System- bzw. Prozessregelung eine besondere Bedeutung zu. Der Entwicklungsstand der Leistungselektronik wird durch die Verfügbarkeit leistungselektronischer Bauelemente und durch den Einsatz moderner Prozessortechnik geprägt. Im vorliegenden Leistungs- und Frequenzbereich können lediglich IGBT's (Insulated Gate Bipolar Transistor) eingesetzt werden. Die Topologie des leistungselektronischen Stellgliedes selbst sind in anderen, nur zum Teil vergleichbaren Anwendungen unterschiedliche Varianten genutzt worden. Ein selbstgeführtes System (gepulster Gleich- und Wechselrichter) mit Spannungszwischenkreis spiegelt den Stand der Antriebstechnik wieder und stellt aus heutiger Sicht für die Zielstellung das technologische Optimum dar. Somit erfolgt die drehzahlunabhängige Belastung des Generators und die Netzanbindung durch ein gepulstes Umrichtersystem mit Gleichspannungszwischenkreis.

Ein Vorteil dieser Anlage ist damit die Möglichkeit des drehzahlvariablen Betriebs der Turbine durch Entkopplung der Turbinendrehzahl von der el. Netzfrequenz.

Es wird erwartet, dass im Teillastbetrieb der Wirkungsgrad der Energieumsetzung durch die dargestellte Prozessführung erheblich verbessert werden kann. Ein wichtiger Arbeitsschritt ist deshalb die theoretische Aufarbeitung der Drehzahloptimierung und die Vermessung des Wirkungsgradkennfeldes der Anlage in Abhängigkeit von Drehzahl und Leistung. Die anschließende Auswertung bildet die Grundlage für die Festlegung der Kennlinie einer solchen Anlage und die Basis für die Weiterführung der Entwicklungsarbeiten der industriellen Partner auf dem Weg zu einer marktfähigen Serienanlage.

Die Projektziele lassen wie folgt zusammenfassen:

- Entwurf und Simulation von Steuer-, Regelungs- und Sicherheitskonzepten für die jeweiligen Einzelkomponenten (netzseitiger und maschinenseitiger Stromrichter, Drehzahlregler, SPS) und das Gesamtsystem.
- Entwicklung, Bau und Erprobung eines Dampfturbogenerators mit einer el. Ausgangsleistung von ca. 500 kW bei einer Drehzahl von 20000 min^{-1} .
- Entwicklung, Bau / Modifikation und Erprobung einer Umrichtertechnik gleicher Leistungsgröße, durch die eine drehzahlunabhängige Belastung des Generators möglich ist und die Anbindung an das Niederspannungsnetz erfolgt.

- Inbetriebnahme der gesamten Versuchsanlage in einem Dampfheizkraftwerk als Ersatz für ein derzeit vor Ort vorhandenes Dampfreduzierventil.
- Experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung der optimalen Drehzahl-Leistungs-Charakteristik der Dampfturbine als Grundlage für den drehzahlvariablen Betrieb des Turbogenerators.

Speziell auf dem Gebiet der Dampfturbinentechnik existieren noch keine vergleichbaren Anlagen in dieser Leistungsklasse. Die Herausforderung der neuen Technik liegt einerseits in der Beherrschung aller Komponenten und andererseits in der optimalen Nutzung des zusätzlich gewonnenen Freiheitsgrades Drehzahl der Energiemaschine. Das Vorhaben verbindet in ungewöhnlicher Weise industrielle Entwicklung und anwendungsbezogene Forschung in einem interdisziplinären Projekt.

Text C

Projektidee

Konventionelle Dampfturbinenanlagen zur Elektroenergieerzeugung bestehen derzeit im Wesentlichen aus einer hochdrehenden Dampfturbine und einem niedertourigen Synchrongenerator, die beide über ein mechanisches Übersetzungsgetriebe starr miteinander verbunden sind (Abb. 3). Bekannte Anlagen mit Dampfturbinen in der Kraft-Wärme-Kopplung besitzen meist eine elektrische Leistung von mehr als einem MW. Häufig sind jedoch das Angebot an nutzbarem Brennstoff und die Nachfrage nach elektrischer Energie geringer, um Anlagen mit dem Leistungspotenzial größer einem MW wirtschaftlich betreiben zu können. Vielversprechend erschien somit der Ansatz, ein System mit einer elektrischen Leistung von ca. 500 kW zu entwickeln, das dezentral beim Erzeuger von Biomasse oder Sonderbrennstoffen aufgestellt werden kann. Durch die, vor allem bei Biomasse, oft unterschiedliche Verfügbarkeit des Brennstoffs müssen derartige Anlagen auch im Teillastbereich einen guten Wirkungsgrad aufweisen. Besonders im Teillastbereich ist aufgrund der Turbinencharakteristik bei konstanter Turbinendrehzahl mit Wirkungsgradeinbußen zu rechnen. Um den Wirkungsgrad der Dampfturbine bei Teillast zu verbessern zu können, muss die Turbinendrehzahl entsprechend der geforderten mechanischen Leistung anpassbar sein.

Eine Projektidee war somit der drehzahlvariable Betrieb der Dampfturbine durch Einsparung des mechanischen Getriebes (Abb. 3.3). Hierfür sollte ein neuartiger Turbogenerator entwickelt werden, der die einstufige Dampfturbine und einen permanent erregten Synchrongenerator konstruktiv vereinigt. Durch die hohe Drehzahl kann ein Maximum an Kompaktheit und Leistungsdichte erzielt werden.

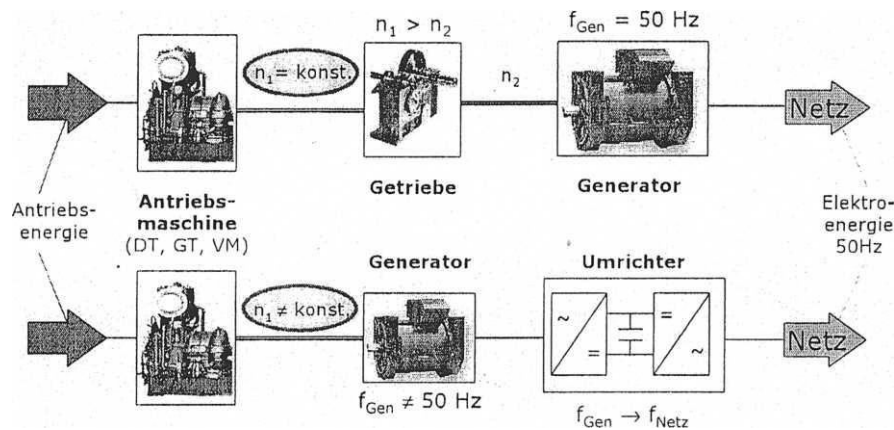


Abb. 3.3. Gegenüberstellung der Systemkonfiguration mit (oben) und ohne (unten) mechanischem Getriebe

Zur Netzanbindung des Turbogenerators ist ein leistungselektronisches Stellglied nötig, dass den Turbogenerator unabhängig von seiner aktuellen Drehzahl belasten kann und dabei die elektrische Leistung in das Niederspannungsnetz abführt.

Zusammen mit den Projektpartnern Piller Power Systems GmbH Osterode, AG Kühnle, Kopp und Kausch Frankenthal und der DREWAG Stadtwerke Dresden GmbH wurde im September 2001 die Untersuchung, Entwicklung und Errichtung einer umrichtergespeisten Energieversorgungsanlage mit einer elektrischen Leistung von bis zu 500 kW bei der Deutschen Bundestiftung Umwelt Osnabrück beantragt.

Text D

Aufbau der Versuchsanlage.

Vorbetrachtungen zur Ermittlung der optimalen Turbinendrehzahl

In Dampfturbinenanlagen treten bei der Umwandlung der chemischen Energie des Brennstoffes in elektrische Energie eine Reihe von Verlusten in den einzelnen Prozessstufen auf. Sie vermindern die real erreichbare technische Arbeit und treten in aller Regel als Wärme- und/oder Stoffströme auf. In Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung, die hier im Vordergrund stehen, wird ein Teil dieser Verluste als "Abwärme" des Prozesses nutzbar, da die Verlustwärme eine Anhebung der Enthalpie des Abdampfes zur Folge hat. Ein großer Teil der Verluste geht direkt in die umgebende Umwelt und ist somit für den Gesamtprozess verloren.

Basierend auf der Analyse vorhandener Literaturquellen ergeben sich im einzelnen folgende Verlustarten:

- Verluste im Dampferzeuger und den Rohrleitungen
- Drosselverluste im Dampfregeventil
- Umfangs- und Spaltverluste
- Radreibungs- und Ventilationsverluste
- Feuchteverluste
- Mechanische und elektrische Verluste

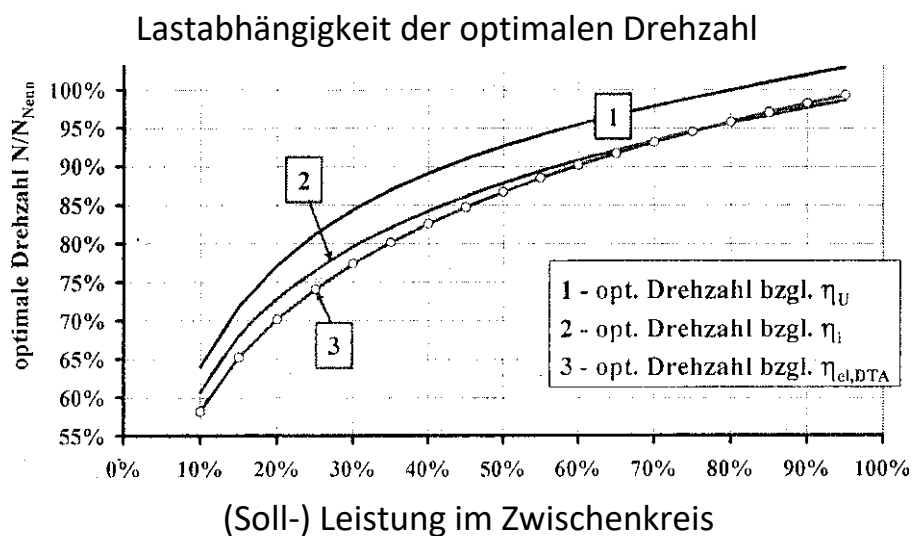


Abb. 3.4. Verlauf der wirkungsgradspezifischen optimalen Drehzahlen in Abhängigkeit von der Last (auf Nennwerte bezogen)

Eine Analyse dieser Verluste und ggf. spezieller Anteile ist ausführlich in vorhandenen Literaturquellen beschrieben, so dass an dieser Stelle darauf verzichtet werden soll. Die Berechnung aller Verluste und der hieraus resultierenden Wirkungsgrade ergibt für jeden Lastfall eine optimale Drehzahl, wobei die Auslegungsparameter bekannt sein müssen. Der Verlauf der optimalen Drehzahl über der Leistung variiert hierbei bezüglich des Optimierungszieles.

Für die Gesamtanlage ist somit die Kurve 3 von Bedeutung (Abb. 3.4). Die Untersuchungen lassen darüber hinaus die Bewertung zu, dass die Anpassung der Drehzahl an die vorgegebene Leistung ohne Zweifel positive Effekte bezüglich des Anlagenwirkungsgrades bringt. Für sich allein genommen sind sie allerdings in ihrer Größenordnung keine Revolution des Dampfturbinenbaus, jedoch ein weiterer Baustein zu einer optimalen Ausnutzung der bestehenden Ressourcen. Anzuwenden ist die Variation der Drehzahl immer dann, wenn die Drehzahl ohnehin aktiv geregelt werden muss. Die erzielbaren Verbesserungen rechtfertigen in jedem Fall den geringen Aufwand für die Ermittlung der Kennlinie. In Weiterführung dieser hier dargestellten Untersuchungen ist eine Vielzahl von Turbinen in Ihren Anwendungsfeldern zu betrachten mit dem Ziel, den Verlauf der optimalen Drehzahl über der Last bezogen auf die Nennparameter zu parametrieren, d.h. eine empirische Kennfunktion zu ermitteln. Dies konnte aus den wenigen zur Verfügung stehenden Daten und Zusammenhängen nicht ermittelt werden. Der Berechnungsgang basiert bezüglich des Umfangswirkungsgrades ebenfalls auf empirischen Daten, was die Ermittlung einer generellen theoretischen Berechnungsformel verhindert. Prinzipiell kann jedoch durch sensitive Analyse festgestellt werden, dass der funktionelle Zusammenhang zwischen der Drehzahl und der Leistung mit folgender allgemeingültiger Gleichung nachgebildet werden kann:

$$\frac{n_{\text{Soll}}(P)}{n_{\text{Soll}}(P_{\text{Nenn}})} = A \cdot \ln\left(\frac{P}{P_{\text{Nenn}}}\right) + B \quad . \quad (3.1)$$

Für die angenommenen Randbedingungen, die sich weitestgehende an der Versuchsanlage orientieren, ergeben sich die in Gl. (3.1) enthaltenen Koeffizienten wie folgt: $A \approx 0,19$; $B = 1,0$.

Da der Logarithmus von 1 den Wert 0 annimmt, entspricht B dem Wert der Drehzahl bei 100 % Last. Diese muss unter der Voraussetzung einer optimalen Auslegung somit zwangsläufig relativ zur Auslegungsdrehzahl den Wert 1 (100 %) haben. Verschiebt sich die optimale Drehzahl im Auslegungspunkt, wie dies bei veränderten Dampfparametern der Fall ist, so muss sich zwangsläufig der Parameter B entsprechend ändern.

Text E

Regelungskonzepte zum Betrieb der Anlage und Auswahl

1. Die übergeordnete Steuerung

Für den Betrieb der Gesamtanlage ist der Entwurf und die Umsetzung eines Steuer-, Regel- und Sicherheitskonzeptes zwingend notwendig. Die Regelung der Anlage erfolgt durch Soll-Ist-Wert - Vergleiche entsprechend festgelegter Kenngrößen und daraus resultierend Einwirkung auf vorhandene Regelorgane. Für darüber hinaus gehende Aufgaben wird eine übergeordnete Steuerung benötigt. In der Versuchsanlage wurde die übergeordnete Steuerung durch eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) realisiert. Die technische Realisierung erfolgte durch ein spezialisiertes Ingenieurbüro unter Vorgabe der notwendigen Funktionalitäten.

Die wichtigsten Aufgaben der SPS können wie folgt zusammengefasst werden:

- Signalaufnahme' und -Verarbeitung aller für den Betrieb und die Überwachung der Anlage notwendigen Meßsignale.
- Automatischer Ablauf des An- und Abfahrens des Turbogenerators unter normalen Betriebsbedingungen.
- Sicherheitsgerichtete Überwachung und ggf. Abschaltung der Anlage.
- Kommunikation und Datenfernübertragung mit der zentralen Leitwarte.
- Vor-Ort Bedienung der Anlage sowie Messdatenanzeige über ein Display.
- Berechnung der Solldrehzahl aus der Sollleistung über eine eingespeicherte Kennlinie.

Im Schaltschrank der SPS sind des Weiteren der Drehzahlregler (SC800, KK&K) und die Datenübertragung an die Messdatenerfassung integriert.

2. Freiheitsgrade der Regelung

Das Regelkonzept der Anlage ergibt sich aus der Nutzung der vorhandenen Freiheitsgrade. Mit der Regelung wird der Anlagen-zustand so beeinflusst, wie es durch intern oder extern vorgegebene Sollwertgrößen gewünscht wird. Sollwerte können hierbei nur für Kenngrößen vergeben werden, die von außen verändert werden können oder die mit von außen veränderbaren Kenngrößen direkt in Zusammenhang stehen.

Es stellt sich die Frage, welche und wie viele Kenngrößen an der neuen Anlage „frei“ wählbar sind und wie diese durch entsprechende Stellorgane beeinflusst werden können. Hierzu soll als erstes einmal ein konventioneller Turbogenerator betrachtet werden (Abb. 3.5).

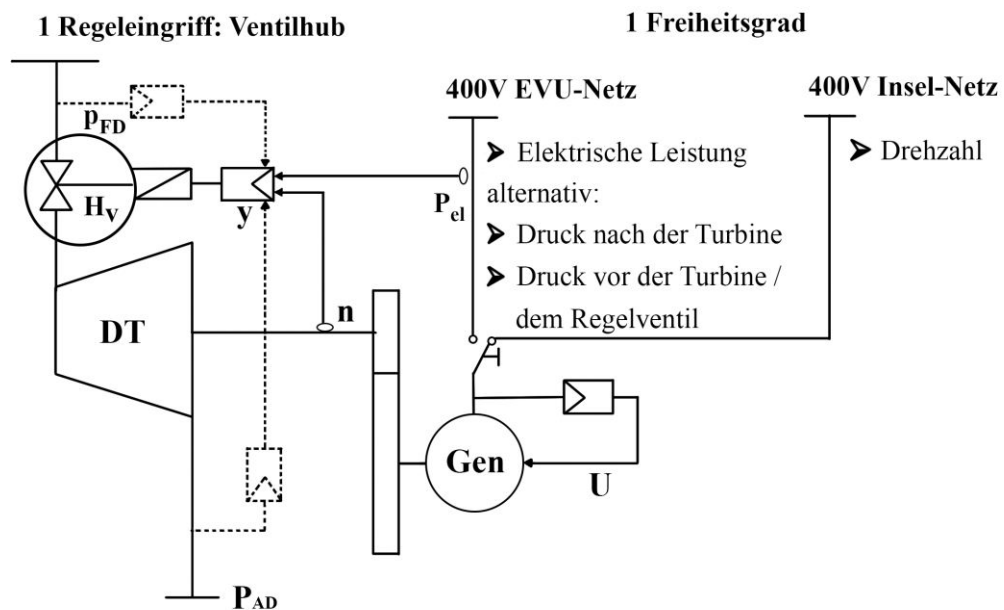


Abb. 3.5. Regelung eines konventionellen Dampfturbogenerators-Schema

Wird eine Getriebedampfturbine zur Stromerzeugung in Netz-parallelschaltung zu einem vorhandenen Netz betrieben, gibt das Netz die Frequenz vor. D.h. nach der Synchronisation mit dem Netz dreht der Generator entsprechend seiner Polpaarzahl mit einer konstanten Drehzahl von z.B. 1500 min^{-1} . Durch die starre Kopplung der Turbine an den

Generator über das mechanische Getriebe muss diese somit ebenfalls mit konstanter Drehzahl arbeiten. Die Drehzahl ist fest von außen vorgegeben und nicht beeinflussbar. Über den von verschiedenen Einflussfaktoren abhängigen Wirkungsgrad ist somit die Leistung der Turbine durch Veränderung der Energiezufuhr zur Turbine variierbar. Eine weitere Größe kann im Betrieb der Anlage unabhängig von der Leistung (vom Ventilhub) nicht verändert werden, es ergibt sich ein einziger Freiheitsgrad für diese Anlage.

Übersteigt die geforderte Leistung das Angebot an thermischer Energie, führt die weitere Abforderung der Leistung zu einer Druckabsenkung im Frischdampf und damit zum Kesselausfall. Ebenso verändert sich der Gegendruck stark, wenn die Wärmemenge des Abdampfes vom Bedarf verschieden ist. Daher kann eine ggf. der Leistungsregelung überlagerte Regelung dieser beiden Drücke eingeführt werden. Der Freiheitsgrad ist dann der jeweilige Druck, es kann aber immer nur eine dieser 3 Größen gezielt beeinflusst werden, die anderen beiden ergeben sich.

Im Inselbetrieb fehlt das starke Netz, welches die Frequenz und damit die Drehzahl vorgibt. Hier muss die Turbine die Drehzahl so konstant halten, dass Laständerungen im Netz nicht zu unzulässigen Frequenzabweichungen führen. Die Ansprüche an die Regelung sind im Inselbetrieb aufgrund der geforderten Genauigkeit und der möglicherweise hohen Änderungsgeschwindigkeiten bedeutend höher als im Netzparallelbetrieb. Eine Druckregelung wie im Netzparallelbetrieb ist im Inselbetrieb nicht möglich. Es bleibt weiterhin bei nur einem Freiheitsgrad.

Was ändert sich mit der neuen Technologie? Durch den Wegfall des Getriebes dreht der Generator mit Turbinendrehzahl und erzeugt eine hohe Frequenz. Für die Umformung der AC-Generatorausgangsspannung wird ein gepulster dreiphasiger Gleichrichter verwendet, der den Gleichspannungszwischenkreis des Umrichters speist. Die Einspeisung in das dreiphasige Niederspannungsnetz erfolgt durch einen quasi baugleichen Wechselrichter mit Neutralleiteranschluss. Durch den Umrichter wird der Turbogenerator vom Netz entkoppelt.

Die Drehzahl steht nun als Freiheitsgrad zur Verfügung, unabhängig von der Leistung. Der Zwischenkreisstrom kann durch einen Stromregler aktiv beeinflusst werden. Gleiches gilt für den ins Netz eingespeisten Strom.

Die Spannung ist vom Netz vorgegeben (im Netzparallelbetrieb), so dass sich hiermit eine bestimmte Leistung einstellt unter Berücksichtigung der Effektivwerte für Strom und Spannung und der Phasenverschiebung zwischen beiden.

Das neue System hat damit 3 voneinander unabhängige Variablen und somit 3 Freiheitsgrade. Es sind folgende 3 Eingriffsmöglichkeiten vorhanden:

- Regelventil im Frischdampfstrom - H_{RV}
- Stromregler im Gleichrichter - I_{MSR}
- Stromregler im Wechselrichter - I_{NSR}

Mit diesen werden folgende Zielregelgrößen beeinflusst:

- Drehzahl des Turbogenerators n
- Eingespeiste elektrische Leistung P_{el}
- Spannung im Gleichstromzwischenkreis U_{ZK}

Da diese jeweils auf verschiedenem Wege beeinflusst werden können, ergeben sich 3 technisch sinnvolle Regelungsvarianten. Theoretisch sind es doppelt so viele ($3! = 6$), die andere Hälfte ist technisch nicht relevant.

3. Regelungsvarianten

Die Regelung der Anlage basiert in jedem Fall auf der ständigen Erfüllung des Leistungsgleichgewichtes in allen Komponenten. Störgrößen für diese Gleichgewichte sind Regeleingriffe durch Sollwertveränderungen und Änderungen der äußeren Bedingungen. Die 3 technisch sinnvollen Varianten ergeben sich aus den in Tabelle 3.1 dargestellten Kombinationen von Regelgröße und Regeleingriffsmöglichkeit.

Tabelle 3.1. Technisch sinnvolle Regelungsvarianten der Anlage

Variante	N-1			N-2			N-3		
Regelgröße	N	U_{ZK}	P_{el}	N	U_{ZK}	P_{el}	N	U_{ZK}	P_{el}
Regeleingriff	H_{RV}	I_{MSR}	I_{NSR}	I_{MSR}	I_{NSR}	H_{RV}	H_{RV}	I_{NSR}	I_{MSR}

Eine dieser Varianten ist in der Versuchsanlage umzusetzen. Hierbei spielen verschiedene Faktoren eine Rolle, die nachfolgende etwas näher betrachtet werden.

Bezüglich der Bewertung der einzelnen Systeme und Festlegung des letztendlich zu realisierenden wurden einzelne Kriterien bewertet und entsprechend der Eignung 1 (sehr schlecht) bis 5 Punkte (sehr gut) vergeben.

Tabelle 3.2. Bewertungstabelle für die einzelnen Regelungsvarianten

Kriterium	Variante:	N-1	N-2	N-3
Umschaltung Insel – Netzparallel		5	1	3
Umschaltung Leistung – Druck		5	5	5
Regeldynamik		5	5	5
Schwinggefahr / Stabiler Betrieb		5	1	5
Havarieverhalten		5	1	5
Startverhalten		5	3	5
Erstinbetriebnahme		4	2	5
Nutzung vorhandener Komponenten		3	4	5
Reglereinstellung / Prototyp		3	2	5
	Summe:	40	24	43

In Tabelle 3.2 zeigt es sich, dass die Variante "N-2" eindeutige Nachteile aufweist. Variante "N-1" und "N-3" sind nahezu gleichwertig. Werden aber die einzelnen Kriterien gewichtet, und zwar so, dass für das Produkt die Umschaltung von Netzparallel auf Insel und zurück Priorität hat, für das erste Funktionsmuster aber die Nutzung vorhandener Komponenten und die getrennte Erprobung und Test, so ergibt sich die Variante "N-1" als eindeutiges Ziel des Entwicklungsprojektes. Die Variante "N-3" ist aber der Weg zu diesem Ziel, da sich mit ihr die Testmöglichkeiten deutlich verbessern und die Integration vorhandener leistungselektronischer Komponenten deutlich vereinfacht.

Inhalt

Thema 1. Strömungsmaschinen	3
Text A. Allgemeine Grundlagen. Einleitende Betrachtung von Strömungsmaschinen	3
Text B. Kavitation.	13
Thema 2. Entwurf des Laufrades. Festigkeit und Formgebung von Welle und Laufrad	15
Text A. Welle	15
Text B. Laufrad.	18
Text C. Umrechnungsregeln für Festigkeitsbeanspruchung durch Fliehkräfte bei geometrischer Ähnlichkeit	21
Text D. Der allgemeine Gang der Berechnung der Laufradschaufel, erläutert am Langsamläufer.	23
Text E. Das Schaufelende an der Druckkante.....	24
Thema 3. Entwicklung einer Dampfturbine kleiner Leistung mit mechatronischer Kopplung an das elektrische Netz	26
Text A. Zusammenfassung.....	26
Text B. Einleitung.....	28
Text C. Projektidee	32
Text D. Aufbau der Versuchsanlage. Vorbetrachtungen zur Ermittlung der optimalen Turbinendrehzahl	34
Text E. Regelungskonzepte zum Betrieb der Anlage und Auswahl.....	36
1. Die übergeordnete Steuerung	36
2. Freiheitsgrade der Regelung.....	37
3. Regelungsvarianten.....	39

Учебное издание

Светлана Павловна Островская
Маргарита Константиновна Соколова

НЕМЕЦКИЙ ЯЗЫК

STRÖMUNGSMASCHINEN

Учебно-методическое пособие

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2018 г., поз.78

Подп. к печати 25.09.18. Формат 60x84/16. Бумага тип. №1.
Печать офсетная. Объем 2,75 печ. л., 2,75 уч.-изд. л. Тираж 50 экз.
Изд. № 78. Цена «С». Заказ

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна, 198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.