

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 87 (1969)
Heft: 43

Artikel: Hydrodynamische Kraftübertragung
Autor: Gsching, G.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-70804>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 01.07.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Mittagessen an gedeckten Tischen und führte uns indessen nach Evian, wo man an Land ging. Nur knapp hielt der graue Himmel den Regen zurück, und der noch keineswegs zur Saison erwachte Ort lud nicht zum Verweilen ein. Um so wärmer war der Empfang auf dem Schloss Chillon, dem man anschliessend entgegenfuhr. Als Gäste des Kantons Waadt und der Stadt Montreux wurden wir gruppenweise durch das Schloss geführt und mit einem Ehrenwein beglückt, zu dem die «Chanson de Montreux» frische und auch zartgestimmte Lieder beisteuerte. Als Höhepunkt des Samstags fand abends das Galadiner im Casino statt, dem sich ein

farbenfrohes Tanzen anschloss. Joséphine Baker, gewinnend wie je, bat als Kontrastfigur – obwohl sie das gar nicht nötig gehabt hätte – den Berichterstatte auf das Tanzpodium...

Die Ausflüge vom Sonntag (Les Diablerets, Flughafen Cointrin, Kraftwerk Hongrin, Kraftwerk Chavalon, Gaswerk Aigle oder Autobahn N9) wickelten sich bei gutem Wetter zur Freude aller Teilnehmer ab. Mit diesem der Vortage würdigen Ende des Festes in Montreux haben sich die Organisatoren – vor allem Ing. Albert Jaquet und Arch. Igor Boudkov – und ihre Helfer den Dank des SIA verdient.

W. J.

Hydrodynamische Kraftübertragung

DK 621–8:532.5

Zusammenfassung

Die vor mehr als 60 Jahren von Prof. Föttinger geschaffenen Strömungs-Wandler und -Kupplungen haben in den letzten Jahrzehnten eine ungeahnt grosse Bedeutung für automatische Kraftübertragungen, insbesondere im Fahrzeugbau, erlangt. Neben dem grossen Vorteil der absoluten Berührungsfreiheit und daher vollkommenen Verschleisslosigkeit der leistungsübertragenden Teile und der Eigenschaft, Schwingungen weitgehend zu absorbieren sowie Stösse zu dämpfen, macht die Fähigkeit, sich selbsttätig an veränderliche Widerstände anzupassen, Strömungsgetriebe zur idealen Kraftübertragung

in vielen Verwendungsfällen, ganz besonders beim Fahrzeugantrieb.

Im folgenden werden die hydrodynamischen Elemente solcher Getriebe, die Strömungsvorgänge in diesen und deren Auswirkungen auf die Eigenschaften dieser Kraftübertragungen behandelt. Nach einem Überblick über die verschiedenen Arten von Föttinger-Wandlern und -Kupplungen werden einige Beispiele der zahlreichen Ausführungsformen von Strömungsgetrieben für Schienen- und Strassenfahrzeuge und stationäre Anlagen beschrieben. Abschliessend wird über die zweckmässigsten Einsatzfälle und die Betriebserfahrungen mit solchen Getrieben berichtet.

1. Teil: Grundlagen und strömungstechnische Elemente hydrodynamischer Getriebe

Von Dr.-Ing. Wilhelm Gsching, Heidenheim/Brenz

1.1 Das Föttinger-Prinzip

Die wesentlichen Bestandteile hydrodynamischer Getriebe sind sog. Strömungskreisläufe, die nach Prof. Föttinger – ihrem Erfinder – auch Föttinger-Wandler bzw. -Kupplungen genannt werden. In diesen meistens mit einem Mineralöl gefüllten Kreisläufen wird mit Hilfe von entsprechend beschauften Kreiselrädern mechanische Energie in hydraulische Energie und diese wieder in mechanische Energie verwandelt, wobei zum Unterschied von hydrostatischen Getrieben der Druckanteil oder statische Energieanteil nur eine unwesentliche Rolle gegenüber dem Strömungsanteil bzw. kinetischen Energieanteil spielt. (Der potentielle Energieanteil kann gänzlich unberücksichtigt bleiben.) Dabei wird die physikalische Eigenschaft von Strömungen ausgenutzt, durch Richtungsänderungen entsprechende Kraftwirkungen auszulösen und umgekehrt. Auf diese Weise ergibt sich eine Möglichkeit, Drehzahl und Drehmoment einer Antriebsmaschine stetig zu verändern.

Demgemäss dienen hydrodynamische Getriebe zur Anpassung des gegebenen Drehmoment-Drehzahlverlaufes (Kennung) einer Antriebsmaschine (Motor) an die geforderte Kennung einer Arbeitsmaschine oder eines Fahrzeugantriebs. Dabei erfolgt die Anpassung zum Beispiel an die veränderlichen Widerstände eines Fahrzeuges zum Unterschied von hydrostatischen Getrieben weitgehend selbsttätig.

1.2 Grundsätzlicher Aufbau eines Strömungskreislaufes

1.2.1 Der Strömungswandler

Die erfinderische Leistung Föttingers besteht darin, eine Kreiselpumpe und eine Turbine so zweckmässig und eng in einem geschlossenen Kreislauf innerhalb eines feststehenden Gehäuses anzuordnen,

dass die Rohrleitungen wegfallen, Bild 1. Das mit dem Antriebsmotor verbundene Pumpenrad und das über eine Abtriebswelle beispielsweise ein Fahrzeug treibende Turbinenrad sowie ein als Reaktionsteil dienendes feststehendes Leitrad sind in einem torodialen Rotationsraum so hintereinandergereiht, dass nur kleine unbeschauelte Hohlräume verbleiben. Damit werden die Strömungswege verkürzt und die Strömungsverluste auf ein Mindestmass beschränkt, was gute Wirkungsgrade ermöglicht.

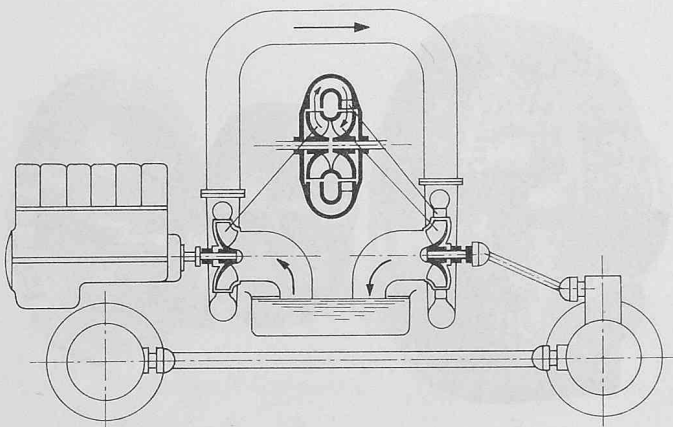
Das vom Pumpenrad aufgenommene Drehmoment M_P und das über die Abtriebswelle des Turbinenrades an die Arbeitsmaschine abgegebene Drehmoment M_T können verschieden sein. Das Momentenverhältnis M_T/M_P wird als Momentenwandlung bezeichnet, und man spricht daher von einem Drehmomentenwandler. Da die arithmetische Summe aller Drehmomente in einem Getriebe gleich 0 sein muss, gilt für den Drehmomentwandler als Gleichung für das Drehmomentengleichgewicht

$$M_P + M_T + M_R = 0.$$

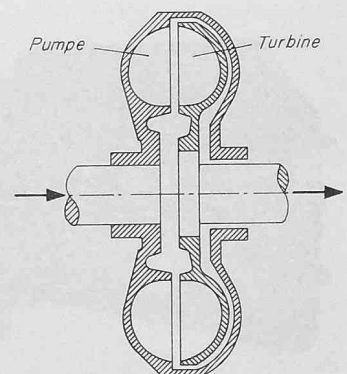
Darin bedeutet M_R das vom Leitrad aufgenommene Reaktionsmoment. Bei den Vorzeichen ist der Drehsinn, der Drehmomente entsprechend, zu beachten.

Das feststehende Leitrad hat somit ein Drehmoment M_R aufzunehmen, das gleich ist der Differenz von Turbinenrad- und Pumpenradmoment. Das Leitrad wird daher auch als *Reaktionsglied* bezeichnet.

Ein Drehmomentwandler enthält also mindestens drei voneinander unabhängige beschauelte Teile, von denen einer feststehend sein muss. Es können aber auch mehr Schaufelräder vorhanden sein, von denen wieder einzelne aus mehreren Schaufelkränzen bestehen



Links:
Bild 1. Schematische Darstellung der Entstehung des Föttinger-Wandlers



Rechts:
Bild 2. Föttinger-Kupplung (Anordnungsschema)

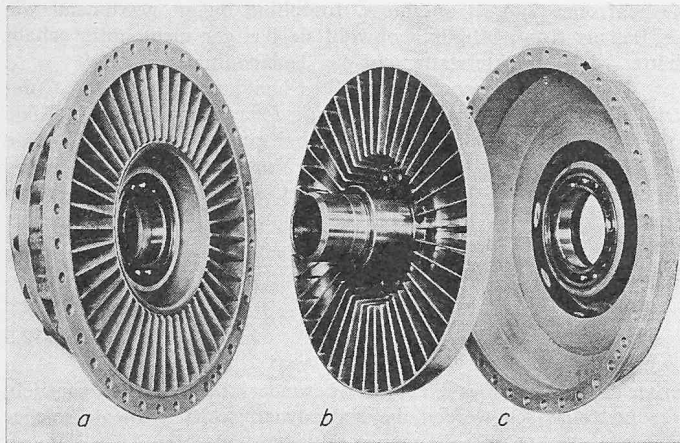


Bild 3. Läufer Teile einer Strömungskupplung
a Primärrad (Pumpenrad), b Sekundärrad (Turbinenrad), c Primärschale

können. Je nach der Reihenfolge und Lage derselben innerhalb eines Kreislaufer ergeben sich sehr unterschiedliche Eigenschaften und Kennungen.

1.2.2 Die Strömungskupplung

Fehlt in einem hydrodynamischen Kreislauf der Reaktionsteil, dann ist $M_R = 0$ und daher $M_P = -M_T$. Auf diese Weise entsteht eine Kupplung, die als Schlupfkupplung nur einen Drehzahlunterschied zwischen Antriebs- und Abtriebswelle ermöglicht. Die Bilder 2 und 3 zeigen den Aufbau einer solchen Föttinger-Strömungskupplung und die Laufräder mit ihrer Beschaukelung. Mit dem Pumpenrad ist eine sog. Primärschale verbunden, die mitrotiert und mittels einer Dichtung an der Abtriebswelle den Kreislauf öldicht abschliesst. Zwischen diesen beiden Teilen liegt das Turbinen- oder Sekundärrad.

Das übertragbare Drehmoment ist bei konstanter Antriebsdrehzahl entsprechend der in Bild 4 dargestellten Kennlinie abhängig vom Drehzahlverhältnis n_T/n_P bzw. dem Schlupf

$$s = \frac{n_P - n_T}{n_P}$$

Der Verlauf dieser Kennlinie oder die Charakteristik einer solchen Strömungskupplung kann durch verschiedene Mittel, zum Beispiel Drosselblenden, besondere Ausbildung des Kupplungsprofils bzw. der Laufräder, durch Kürzen der Schaufeln usw., beeinflusst werden.

Föttinger-Kupplungen – von Voith auch unter der Bezeichnung Voith-Turbokupplungen eingeführt – finden ausser in Fahrzeuggetrieben, zum Beispiel in Voith-Turbogetrieben, auch in stationären Anlagen in grossem Masse Verwendung als Anfahr-, Stossdämpfungs- und Stellkupplungen (früher Regelkupplungen genannt).

1.2.3 Die Strömungsbremse

Macht man das Turbinenrad einer Strömungskupplung zu einem feststehenden Bestandteil eines Föttinger-Kreislaufer, so erhält man eine Strömungsbremse. Bild 5 zeigt die beschaukelten Teile einer solchen hydrodynamischen Bremse mit einem Doppelkreislauf. Das angetriebene Doppelpumpenrad (Rotor) ist zweiseitig beschaukel

Bild 5. Beschaukelte Teile (Rotor und Stator) einer doppelflutigen Voith-Strömungsbremse für Schienenfahrzeuge

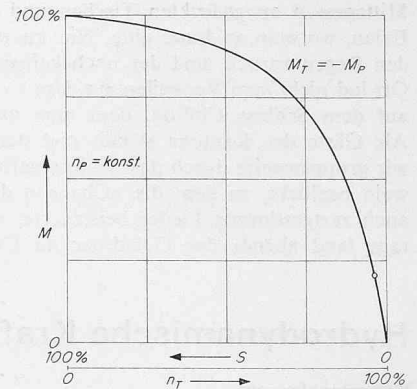
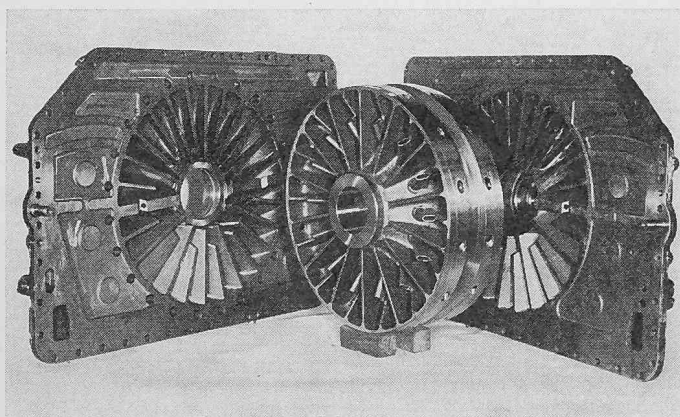


Bild 4. Kennlinie einer Föttinger-Turbo-kupplung
(Drehmoment-Schlupf-Charakteristik)

und bildet mit den jeweils gegenüber angeordneten, feststehenden Beschaukelungen des Stators zwei nebeneinanderliegende Strömungskreisläufe. Die Bremswirkung wird eingeleitet und geregelt, indem man mehr oder weniger Öl in die beschaukelten Hohlräume einleitet (Füllungsregelung). Bei ausgeschalteter Bremse, das heisst bei vollkommen entleerten Bremskreisläufen, bleiben bei hohen Antriebsdrehzahlen noch beträchtliche Restbremsmomente infolge der Luftströmung zwischen den Beschaukelungen zurück, die bei Verwendung solcher Bremsen für Fahrzeuge sehr nachteilig sind. Um diese Luft-

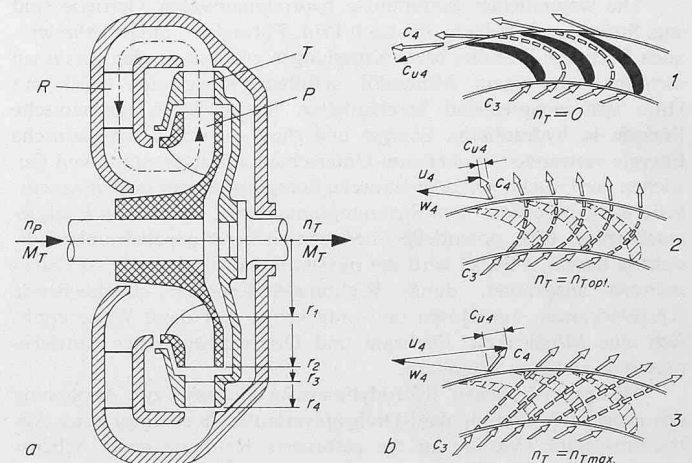


Bild 6. Einstufiger Föttinger-Wandler
a Schematische Darstellung des Aufbaues
b Schematische Darstellung der Strömung in der Turbinenbeschaukelung bei den Betriebszuständen: 1 Stillstand, 2 bester Wirkungsgrad, 3 Durchgangsdrehzahl

Bild 7. Beschaukelte Teile eines Föttinger-Wandlers nach Bild 6
a Leitradgehäuse (a Reaktionsteil R), b Pumpenrad P, c Turbinenrad T

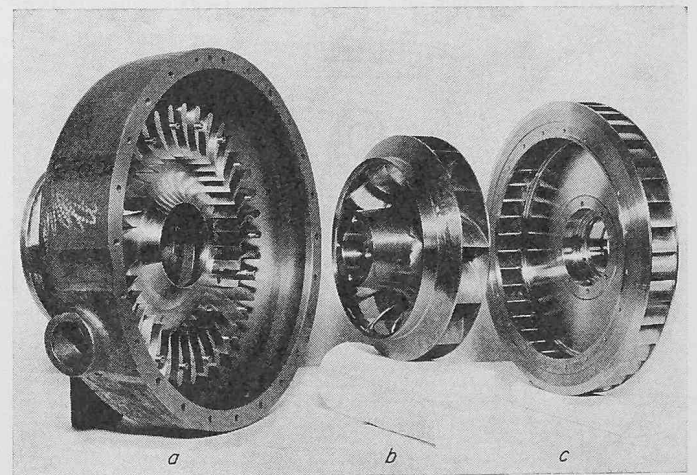


Bild 8. Originalkennlinien eines Föttinger-Wandlers mit konstanter Leistungsaufnahme nach Bild 6

Kenngrösse	Bezeichnung	Dimension	Pumpe	Turbine	Reaktionsteil
Drehzahl	n	U s^{-1}	n_P	n_T	0
Winkelgeschwindigkeit	ω	s^{-1}	ω_P	ω_T	0
Drehmoment	M	mkp	M_P	M_T	M_R
Leistung	P	mkps ⁻¹	P_P	P_T	0
Wirkungsgrad	η	1	$\eta = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_P \cdot n_P}$		

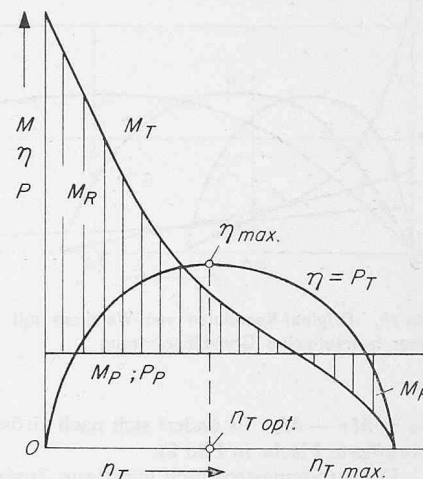


Bild 9. Dimensionsloses Kennlinien-Diagramm zu Bild 8

Drehzahlverhältnis
Drehmomentverhältnis

$$\nu = n_T / n_P = \omega_T / \omega_P$$

$$\mu = M_T / M_P$$

Wirkungsgrad

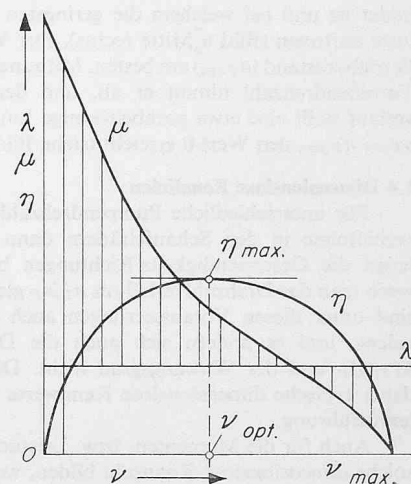
$$\eta = P_T / P_P = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot \nu$$

spezifische Leistungszahl

$$\lambda = \frac{M_P}{\rho \cdot D^5 \cdot \omega_P^2}$$

Dichte der Betriebsflüssigkeit

$$\rho = \gamma / g$$



wirbelverluste zu vermeiden, werden bei der Voith-Strömungsbremse blendenartige Schieber zwischen Rotor- und Statorbeschaufelung geschoben. Solche Strömungsbremsen eignen sich besonders gut als Dauerbremsen (Verzögerer) für Diesellokomotiven bzw. -Triebwagen und für schwere Strassenfahrzeuge.

1.3 Wirkungsweise und Kennlinien eines Föttinger-Wandlers

Die Strömungsvorgänge in den Wandlerbeschaufelungen und deren Auswirkungen auf die Momenten- und Drehzahlwandlung werden an einem Wandler, wie er in Bild 6 schematisch dargestellt ist, erläutert. Pumpen- und Turbinenrad liegen konzentrisch übereinander in einer Ebene und werden zentrifugal, der Leitschaukelkranz (Reaktionsteil) aber zentripetal durchströmt. Das feststehende Leitrad sorgt für eine unabhängig von der Turbinendrehzahl stets gleichbleibende Zuströmrichtung zum Pumpenrad. In diesem wird der Drall $\Gamma_1 = \rho \cdot \dot{V} \cdot r_1 \cdot c_{u1}$ der zuströmenden Flüssigkeitsmenge der Beschaufelung entsprechend erhöht. Setzt man voraus, dass die Antriebsdrehzahl n_P konstant und die im Kreislauf je Zeiteinheit zirkulierende Ölmenge – Volumenstrom $\dot{V} [\text{m}^3/\text{s}]$ – angenähert unabhängig von der Turbinendrehzahl n_T ist – also c_1 nach Richtung und Grösse unveränderlich bleibt – dann ist das aufgenommene Drehmoment, das nach der Eulerschen Gleichung

$$M_P = \Delta \Gamma_P = \frac{\gamma}{g} \cdot \dot{V} \cdot (r_1 \cdot c_{u1} - r_2 \cdot c_{u2})^1$$

gleich der Dralländerung ist, nahezu konstant. Das heisst, das aufgenommene Drehmoment und damit auch die aufgenommene Leistung ist über den gesamten Abtriebsdrehzahlbereich angenähert unveränderlich (konstante Leistungsaufnahme).

Das mit stets gleicher Geschwindigkeit c_3 angeströmte Schaufelgitter der Turbine lenkt die Strömung je nach der Ausbildung der Beschaufelung und der Turbinendrehzahl n_T mehr oder weniger stark um. Das Turbinendrehmoment M_T ergibt sich wieder aus der Dralländerung nach der Gleichung:

$$M_T = \Delta \Gamma_T = \frac{\gamma}{g} \cdot \dot{V} \cdot (r_3 \cdot c_{u3} - r_4 \cdot c_{u4})$$

Die stärkste Richtungsänderung erfährt die Strömung bei stillstehendem Turbinenrad ($n_T = 0$). Wie Bild 6 rechts oben zeigt, ist die Umfangskomponente c_{u4} von c_4 entgegengesetzt gerichtet zur Drehrichtung (c_{u4} ist negativ). Aus diesem Grunde ist das Anfahr- bzw. Festbremsdrehmoment der Turbine M_{T0} stets am grössten.

Beginnt sich das Turbinenrad unter dem Einfluss dieses grossen Drehmomentes zu drehen, dann nimmt die Umfangskomponente der Ausströmgeschwindigkeit aus dem Turbinenschaufelgitter infolge der zunehmenden Umfangsgeschwindigkeit ab, bzw. geht in die positive Drehrichtung über, da die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_4 durch geometrische Addition der unter den gemachten Voraussetzungen stets gleichbleibenden relativen Austrittsgeschwindigkeit w_4 aus der Turbinenbeschaufelung und der Umfangsgeschwindigkeit u_4 ist ($c_4 = w_4 \hat{+} u_4$). Die Dralländerung $\Delta \Gamma_T$ und damit das auf die Turbine ausgeübte Drehmoment M_T nimmt mit zunehmendem n_T stetig ab und erreicht den Wert 0 bei der höchstmöglichen Turbinendrehzahl, der sog. Durchgangsdrehzahl n_{Tmax} . Dabei geht die Strömung unverändert und wirkungslos durch das Turbinenschaufelgitter durch (Bild 6 rechts unten). Auf diese Weise ergibt sich ein Drehmomentverlauf M_T über n_T , wie er für eine konstante Antriebsdrehzahl n_P in dem Kennlinien-Diagramm in Bild 8 dargestellt ist. Das mit abnehmender Abtriebsdrehzahl n_T selbständig und stetig ansteigende Turbinendrehmoment M_T macht den Strömungswandler zu einem idealen Getriebe für den Fahrzeugantrieb.

Das Leitrad lenkt die je nach Turbinendrehzahl verschieden ankommende Strömung stets in die richtige Zuströmrichtung zur Pumpe um. Die Dralländerung $\Delta \Gamma_R$ entspricht der Differenz von $\Delta \Gamma_T$ und $\Delta \Gamma_P$, und das vom Leitrad aufzunehmende Reaktionsmoment ist

¹⁾ Darin bedeuten:

ρ = Dichte der Betriebsflüssigkeit

γ = spez. Gewicht der Betriebsflüssigkeit

g = Erdbeschleunigung

r = Achsabstand der Schaufelein- bzw. Austrittskanten

c_u = Umfangskomponente der absoluten Geschwindigkeit c

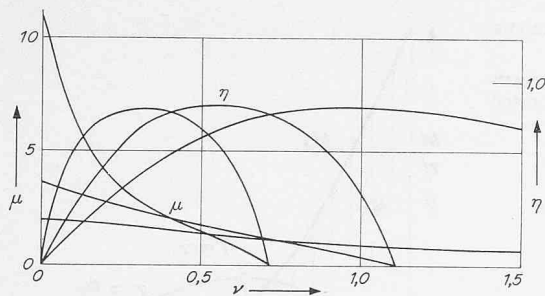


Bild 10. Original-Kennlinien von Wandlern mit verschiedener hydraulischer Grundübersetzung

$M_R = M_T - M_P$. Es ändert sich nach Grösse und Richtung mit n_T (schraffierte Fläche in Bild 8).

Der strömungstechnisch günstigste Zustand ergibt sich im mittleren Turbinendrehzahlbereich, für welchen die Beschaukelung ausgebildet ist und bei welchem die geringsten Strömungs- und Stossverluste auftreten (Bild 6 Mitte rechts). Der Wirkungsgrad ist in diesem Betriebszustand ($n_{T\text{opt}}$) am besten. Mit zunehmender und abnehmender Turbinendrehzahl nimmt er ab, und der Wirkungsgrad-Drehzahlverlauf stellt eine etwa parabelförmige Linie dar, die bei $n_T = 0$ und $n_T = n_{T\text{max}}$ den Wert 0 erreicht (siehe Bild 8).

1.4 Dimensionslose Kennlinien

Für unterschiedliche Pumpendrehzahlen bleiben die Strömungsverhältnisse in den Schaufelrädern dann geometrisch ähnlich, das heisst die Geschwindigkeits-Richtungen bzw. -Winkel unverändert, wenn man das Drehzahlverhältnis n_T/n_P gleich hält. Dementsprechend sind unter diesen Voraussetzungen auch die Kraftwirkungen äquivalent, und es ändern sich auch die Drehmomentverhältniswerte M_T/M_P und der Wirkungsgrad nicht. Diese Verhältniszahlen sind daher typische dimensionslose Kennwerte für eine bestimmte Wandlerausführung.

Auch für die Momenten- bzw. Leistungsaufnahme lässt sich eine solche dimensionslose Kennzahl bilden, wenn man die folgenden aus der schon erwähnten Eulerschen Gleichung hervorgehenden und für alle hydraulischen Maschinen geltenden Beziehungen berücksichtigt: für äquivalente Strömungszustände, das heisst für gleiche Drehzahlverhältniswerte, sind die Drehmomente proportional der Dichte der

Flüssigkeit $\rho = \gamma/g$, dem Quadrat der Drehzahl n_P bzw. der Winkelgeschwindigkeit der Pumpe $\omega_P = \frac{\pi \cdot n_P}{30}$ und der fünften Potenz der

Grösse des Kreislaufes, für welchen zweckmässigerweise der äussere Profildurchmesser D gewählt wird. Bezeichnet man diese dimensionslose Kennzahl für die Leistungs- bzw. Momentenaufnahme²⁾ mit λ , dann gelten folgende Gleichungen für

das Pumpendrehmoment: $M_P = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_P^2$ [mkp] bzw. für die Pumpenleistung: $P_P = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_P^3$ [mkp s⁻¹]³⁾

Trägt man diese dimensionslosen Kennwerte μ , λ und η über ν in einem Diagramm auf – wie in Bild 9 – dann erhält man ein für einen bestimmten Wandler typ unabhängig von Grösse und Antriebsdrehzahl sowie Betriebsflüssigkeit praktisch mit genügender Genauigkeit geltendes dimensionsloses Kennfeld. Es wird in der Regel aus den an einem Modellwandler im Versuch unmittelbar gemessenen Werten berechnet oder durch Umrechnung aus einem für eine bestimmte Antriebsdrehzahl und Wandlergrösse geltenden Kennliniendiagramm (wie das in Bild 8) bestimmt.

1.5 Wandler mit «sekundärer Rückwirkung»

Darunter versteht man Wandler, die zum Unterschied von den bisher behandelten Wandlern mit etwa konstantem Leistungsaufnahmewert eine mit dem Drehzahlverhältnis ν veränderliche Momenten- bzw. Leistungsaufnahme aufweisen. Die Belastungsverhältnisse auf der Abtriebs- oder Sekundärseite wirken daher auf das von der Pumpe aufgenommene Drehmoment und damit auf den Antriebsmotor zurück. Bei Verbrennungsmotoren ergibt sich somit bei unveränderter Brennstoffzufuhr eine Abhängigkeit der Motor- bzw. Pumpendrehzahl von der Turbinen- oder Abtriebsdrehzahl (sekundäre Rückwirkung).

Je nach Anordnung und Ausführung der Beschaukelung kann man Wandler mit steigender oder mit fallender λ, ν -Linie konstruieren (Bild 11). Eine der Möglichkeiten hierfür ist, den im Kreislauf zirkul-

²⁾ gemäss den in Vorbereitung befindlichen künftigen VDI-Richtlinien, nach denen auch die Kurzzeichen für das Drehzahlverhältnis n_T/n_P mit ν und M_T/M_P mit μ festgelegt sind.

³⁾ Die bisher übliche spezifische Leistungsaufnahmezahl K war definiert durch die Beziehung $N_P = K \cdot D^5 \cdot n_P^3 \cdot 10^{-3}$, worin N_P die von der Pumpe aufgenommene Leistung in PS bedeutete. K stellte die Leistungsaufnahme eines Wandlers mit 1 m Profildurchmesser und 1000 U/min Antriebsdrehzahl in PS dar.

Bild 11. Zusammenstellung der Hauptarten hydrodynamischer Drehmomentwandler

Lfd. Nr.	1	2	3	4
Bezeichnung	Rückwirkungsfreier Wandler	Kupplungs – Wandler	drückender Wandler	Gegenlaufwandler
Aufbau – schema				
Verlauf des λ – Wertes (spez. Leistungsaufnahme)				
Eigenschaften und Eignung	Hohes Wandlungsverhältnis möglich. Geeignet für Motoren, die keine Drehzahl drückung vertragen	Leistungsaufnahme vermindert bei hoher Fahrgeschwindigkeit, daher keine Überhitzungsgefahr. Umgekehrte Leistungsübertragung beschränkt möglich. (Kupplungscharakter)	Motor wird bei niedriger Geschwindigkeit gedrückt; Brennstoffersparnis. Motordrehzahl gibt akustische Kontrollmöglichkeit für sekundärseitige Belastung	Hoher Wandlungsbereich; λ-Verlauf wirkt stark drückender Charakteristik bei Leistungsteilung entgegen
Bisherige Haupt-Einsatzgebiete	Diesellokomotiven und Triebwagen. Stationäre Antriebe mit Elektromotoren. Differentialwandlergetriebe für Fahrzeuge und Baumaschinen.	Strassenfahrzeuge	Baumaschinen, Rangierlokomotiven	Differentialwandlergetriebe für Fahrzeuge und Baumaschinen

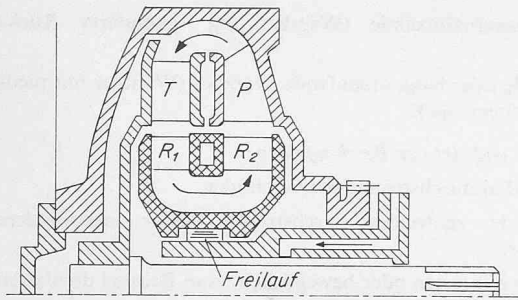


Bild 12. Aufbauschema eines Wandlers mit sekundärer Rückwirkung (Voith-Wandler Typ T)

lierenden Volumenstrom $\dot{V}$ abhängig von der Turbinendrehzahl zu machen. Dies kann beispielsweise dadurch erreicht werden, dass man den Durchmesserunterschied zwischen Ein- und Austritt der Strömung im Turbinenrad – wie bei einer Strömungskupplung – sehr gross ausführt (Kupplungs-Wandler Bild 11/2).

Eine andere Möglichkeit ist, die Turbine in Strömungsrichtung unmittelbar vor dem Pumpenrad anzuordnen, so dass sich der mit v stark ändernde Drall am Turbinenaustritt ungeändert auf die Pumpe auswirken kann (Bild 11/3 und 11/4). Des weiteren wird der λ , v -Linienverlauf von der Höhe der spezifischen Drehzahl der Pumpe beeinflusst.

1.5.1 Kupplungs-Wandler (auch Trilok- oder T-Wandler)

Bildet man den Turbinenschaufelkranz so aus, dass er, wie in einer Strömungs-Kupplung ein grosses Halbmesserverhältnis r_3/r_4 aufweist und zentripetal durchströmt wird (Bild 11/2 und 12), dann wird die Umwälzung im Kreislauf bei steigender Turbinendrehzahl infolge der zunehmenden Fliehkraftwirkung der Turbine abgebremst. Der Volumenstrom $\dot{V}$ und damit die Leistungsaufnahmezahl λ nehmen daher mit steigendem v ab. Dies hat zur Folge, dass die Belastung des Motors bei $v = 0$ am grössten ist, was sich beim Fahrzeugantrieb durch Verbrennungsmotoren insofern vorteilhaft auswirkt, als die Motordrehzahl beim Anfahren zum Beispiel auf etwa 70 bis 80% der Volldrehzahl «gedrückt» wird. Damit kann das meist höhere Drehmoment und der geringere spezifische Kraftstoffverbrauch des Motors in diesem Drehzahlbereich ausgenutzt und die Wirtschaftlichkeit innerhalb der Motorökonomie erhöht werden. Auch die Wirkungsgradlinie des Wandlers wird dadurch nach vorne gezogen, das heisst verbreitert. Günstig wirkt sich schliesslich auch aus, dass die beim Anfahren aufgenommene Motorleistung, die restlos in Wärme umgewandelt wird, am kleinsten ist (siehe Bild 13).

Das Leitrad dieser Wandler befindet sich am achsnächsten inneren Teil des Kreislaufes. Es wird als ein achsial durchströmtes, einteiliges Schaufelgitter ausgeführt (Bild 11/2) oder besteht aus zwei auf einer gemeinsamen Nabe befestigten ebenen Schaufelkränzen, von denen das erste Schaufelrad zentripetal, das zweite zentrifugal durchströmt wird (Bild 12). Es kann mittels eines Freilaufes so gegen das

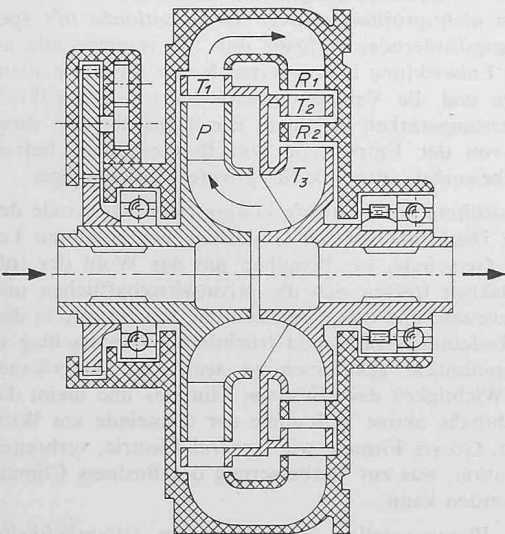


Bild 14. Aufbauschema eines dreistufigen Strömungswandlers

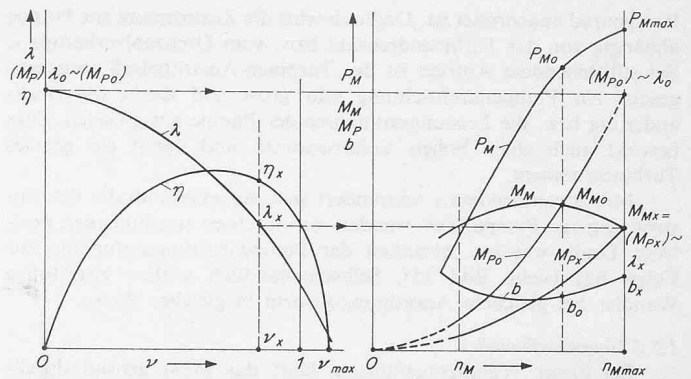


Bild 13. Zusammenarbeit eines Wandlers mit sekundärer Rückwirkung mit einem Verbrennungsmotor

Bezeichnungen:

M_M Motordrehmoment bei voller Füllung

P_M Motorleistung bei voller Füllung

b spezifischer Kraftstoffverbrauch bei voller Füllung

n_M Motordrehzahl

Index:

x Auslegungszustand für $n_{M \max}$

0 Anfahrzustand (n_T bzw. $v = 0$)

feststehende Gehäuse abgestützt sein, dass es bei Überschreitung des Drehzahlverhältnisses, bei dem sich das Reaktionsmoment auf das Leitrad umkehrt, frei drehbar wird, wodurch sich der Wandler in eine Kupplung verwandeln kann (Zwei-phasiger Wandler). Der beste Wirkungsgrad dieser Wandler liegt in der Nähe des synchronen Drehzahlverhältnisses ($v_{\text{opt}} = 1$).

Mit sog. Mehrphasenwandlern, z.B. solchen, bei welchen auch das Pumpenrad aus mehreren Schaufelkränzen besteht, die sich über Freiläufe in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis vom Hauptpumpenradkranz ablösen und sich entweder am Gehäuse oder an einem Turbinenschaufelkranz abstützen können, lassen sich ähnliche Wirkungen erzielen.

1.5.2 Wandler mit Turbine vor Pumpe

Bild 14 zeigt einen dreistufigen Wandler, dessen Turbinenläufer aus drei Schaufelkränzen besteht, von denen der letzte mit räumlich gekrümmten Schaufeln in Strömungsrichtung unmittelbar vor dem

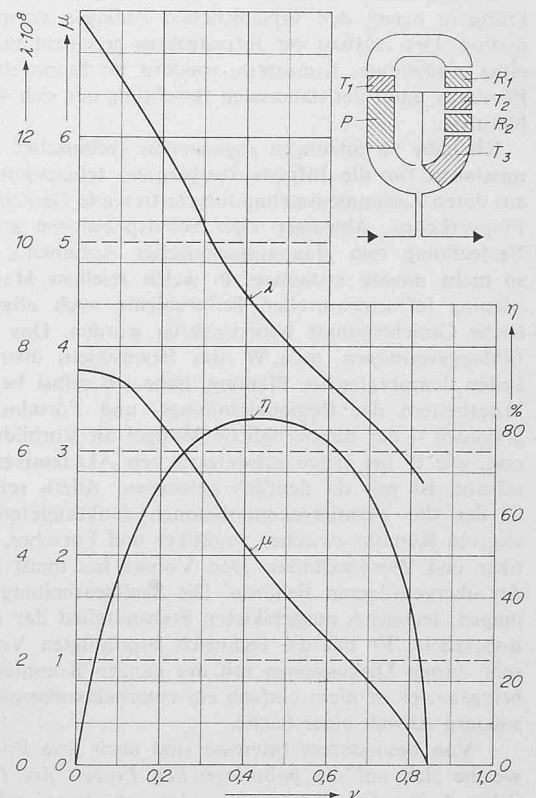


Bild 15. Originalkennlinie eines dreistufigen Wandlers nach Bild 14 für $n_P = \text{konst.}$

Pumpenrad angeordnet ist. Dadurch wird die Zuströmung zur Pumpe abhängig von der Turbinendrehzahl bzw. vom Drehzahlverhältnis ν . Bei stillstehendem Abtrieb ist der Turbinen-Austrittsdrall entgegengesetzt zur Pumpendrehrichtung sehr gross und damit die Dralländerung bzw. die Leistungsaufnahme der Pumpe am grössten. Dies bewirkt auch einen hohen Volumenstrom und damit ein grosses Turbinenmoment.

Mit zunehmendem ν vermindert sich der «Gegendrall» der Zuströmung zur Pumpe, bzw. wandelt sich in einen zunehmenden positiven Drall, was ein Absinken der Pumpenleistungsaufnahme zur Folge hat (siehe Bild 15). Selbstverständlich wirken zweistufige Wandler bei gleichem Anordnungsprinzip in gleicher Weise.

1.5.3 Gegenlaufwandler

Bei dieser Wanderausführung läuft das meist achsial durchströmte, im innersten Teil des Kreislaufprofils angeordnete Turbinenrad in zur Pumpe entgegengesetzter Drehrichtung um (Bild 11/4). Dies ergibt eine mit steigender Turbinendrehzahl zunehmende Leistungsaufnahme, was in Verbindung mit Leistungsteilung über einen Planetensatz für gewisse Fälle vorteilhafte Wirkungen haben kann. Das Konstruktionsdrehzahlverhältnis ist mit 1,5 und mehr sehr hoch, die Anfahrwandlung dementsprechend klein. Trotzdem ergibt sich ein recht günstiger Wirkungsgradverlauf mit einer hohen Völligkeit der Wirkungsgradkurve.

1.6 Einteilungsmöglichkeiten verschiedener Wandlerarten

1.6.1 Nach ihrer Kennlinie (Kennung):

- a) Wandler mit horizontaler Leistungsaufnahmelinie (mit konstantem Leistungsaufnahmewert), oder Wandler mit steigender oder fallen-

der Leistungsaufnahmelinie (Wandler mit sekundärer Rückwirkung).

- b) Schnellaufende oder langsamlaufende Wandler (Wandler mit niedrigem oder hohem ν_{opt}).

1.6.2 Nach Lage und Art der Beschauelfung:

- a) Axial oder radial durchströmte Schaufelräder.
- b) Zentrifugal oder zentripetal durchströmte Räder, insbesondere Turbinenräder.
- c) Schaufelräder mit festen oder beweglichen, zum Beispiel drehbaren Schaufeln (Stellwandler).

1.6.3 Nach Zahl und Anordnung der Schaufelkränze:

- a) Ein- oder mehrstufige Wandler.
- b) Turbine bzw. letzte Turbinenstufe oder Leitrad bzw. letzte Leitradstufe in Strömungsrichtung vor der Pumpe.
- c) Gleich- oder Gegenlaufwandler (Turbinendrehrichtung gleich oder entgegengesetzt zur Pumpendrehrichtung).
- d) Mehrphasenwandler (zum Beispiel Trilok-Wandler mit Leitradfreilauf).

1.6.4 Nach Herstellungsart.

- a) Schaufelräder gegossen bzw. gefräst oder Beschauelfung eingeknetet, eingelötet bzw. eingeschweisst oder Blechschaufeln gebördelt.

Schluss folgt

Eindrücke von der Orts- und Regionalplanung in den USA

DK 711.3 (73)

Kurzbericht über eine Studienreise von **Peter Güller**, dipl. Arch., Zürich

Der *Regionalplanung* als Ganzem stehen in den USA ähnliche Schwierigkeiten entgegen wie in der Schweiz: Die auf ein bestimmtes Entwicklungsziel hin ausgerichtete und koordinierte Behandlung regionaler Aufgaben ist bei der äusserst vielfältigen Interessenkonstellation einer Region kaum möglich. Konkrete Ausbaupläne lassen sich nur «von Sache zu Sache» festlegen. Vor jeder Teilaufgabe (Wasserwirtschaft, Strassennetz, Schulen, Landschaftsgestaltung) versammeln sich die gesellschaftlichen Wirkkräfte in neuer, den verschiedenen Anliegen entsprechender Formation. Der Ausbau der Infrastruktur geschieht nicht auf Grund eines eindeutigen Konzeptes, sondern im Sinne einer «rollenden Planung» unter der dauernden Beachtung der sich ändernden Verhältnisse.

Ich habe an Sitzungen sogenannter technischer Beratungskommissionen für die Infrastrukturplanung teilgenommen und habe aus deren Zusammensetzung (ortsvertretende Gemeinde-Ingenieure, Flugverkehrs-, Abwasser- oder Schulspezialisten usw.) vorerst die Verfechtung rein planungstechnischer Argumente erwartet. Um so mehr musste erstaunen, in welcher Masse in der Erwägung infrastruktureller Teilprobleme auch allgemeinere politische Gesichtspunkte berücksichtigt wurden. Das *politische Einfühlungsvermögen*, m. a. W. das Bewusstsein über die Möglichkeiten demokratischer Planung, habe ich selbst bei den jüngeren Mitarbeitern der Regionalplanungs- und Forschungsstellen vorgefunden – der diesbezügliche Mangel an Vorbildung und Interesse, wie er bei vielen schweizerischen Akademikern zu bestehen scheint, ist mir da deutlich geworden. Allein schon die Form, in der die Beratungskommissionen funktionieren, erlaubt den engeren Kontakt zwischen Praktiker und Forscher, zwischen Politiker und Wissenschaftler. Den Vorsitz hat meist ein Delegierter der übergeordneten Behörde. Die Sachbearbeitung obliegt einem jungen, technisch ausgebildeten Stabsmitglied der regionalen Planungsstelle. Er hat die technisch begründeten Vorlagen in teils sehr harten Diskussionen mit der ganzen Kommission «durchzubringen»; er ist nicht einfach ein entscheidungsvorbereitender Experte, sondern Anwalt einer Sache.

Von besonderem Interesse sind auch jene Forschungsstellen, welche sich auf die *politologischen Fragen der Planung* spezialisiert haben (so insbesondere das sehr praxisnahe Institute of Governmental Studies in Berkeley mit seinen kombinierten Analysen der Entwicklungsvoraussetzungen und der Interessenkonstel-

lationen in regionalen Räumen). Die erkenntnistheoretische Durchleuchtung des politischen Kräftespiels – vor allem auch der informellen Vorgänge – ist unbedingte Voraussetzung für regionalplanerische Organisationsvorschläge.

Die Beschäftigung mit den Problemen der *Industrie-Ansiedlung* und der Ausrüstung von Industrie-Arealen wird in den USA auf Grund eines ausserordentlich breiten, freien und sachlichen Erfahrungsaustausches mit einer Intensität vorgenommen, welche alle mir bekannten orts- und regionalplanerischen Bemühungen zu diesem Thema in der Schweiz in den Schatten stellt. (Als Beispiel sei etwa die Vereinigung der Liegenschaftenhändler genannt, welche als zentrale Stelle Informationen über günstige Industrie-Standorte in allen Staaten vermittelt.) Eine besonders aktive Rolle kommt den *lokalen Handelskammern* zu: Sie setzen sich aus Vertretern der ortsansässigen Wirtschaft, der Behörden und der weiteren Bürgerschaft zusammen und betreiben die Wirtschaftsgestaltung ihrer Gemeinde als laufendes Geschäft. Eine Spezialform des lokalen Wirtschaftsmanagements stellen die staatlicherseits eingesetzten *nicht-profitorientierten Organisationen* mit spezifisch entwicklungsfördernder Aufgabe dar. Sie vereinen alle an der industriellen Entwicklung interessierten Kreise (also vor allem auch die Bahnen und die Versorgungswirtschaft) zu finanzkräftigen und realisierungsstarken Gruppen: Die Tatsache, dass diese Organisationen von der Entrichtung von Bundessteuern befreit sind, macht sie besonders attraktiv für private Kapitalanleger.

Bei der Ansiedlung von Industrie konzentriert sich gerade der unternehmerisch Denkende auf die Gestaltung des gesamten Lebensraumes der Gemeinde. Im Bemühen um das Wohl der (oft knappen) Arbeitskraft treffen sich die privatwirtschaftlichen und öffentlichen Interessen, und diese Verflechtung scheint mir in den USA zu einem bedeutungsvollen und fruchtbaren Niederschlag in der Planungsorganisation gekommen zu sein. Der Amerikaner spricht von der Wichtigkeit des «Business Climate» und meint damit die offensichtliche aktive Teilnahme der Gemeinde am Wirtschaftsgeschehen. Grosse Firmen, wie General Electric, verbreiten dauernd Information, was zur Verbesserung des Business Climate unternommen werden kann.

Gewichtige Planungsstellen haben für ihre *Öffentlichkeitsarbeit* oft einen eigenen Communications-Director. Er übernimmt die Berichterstattung und Meinungsbildung und vertritt die An-