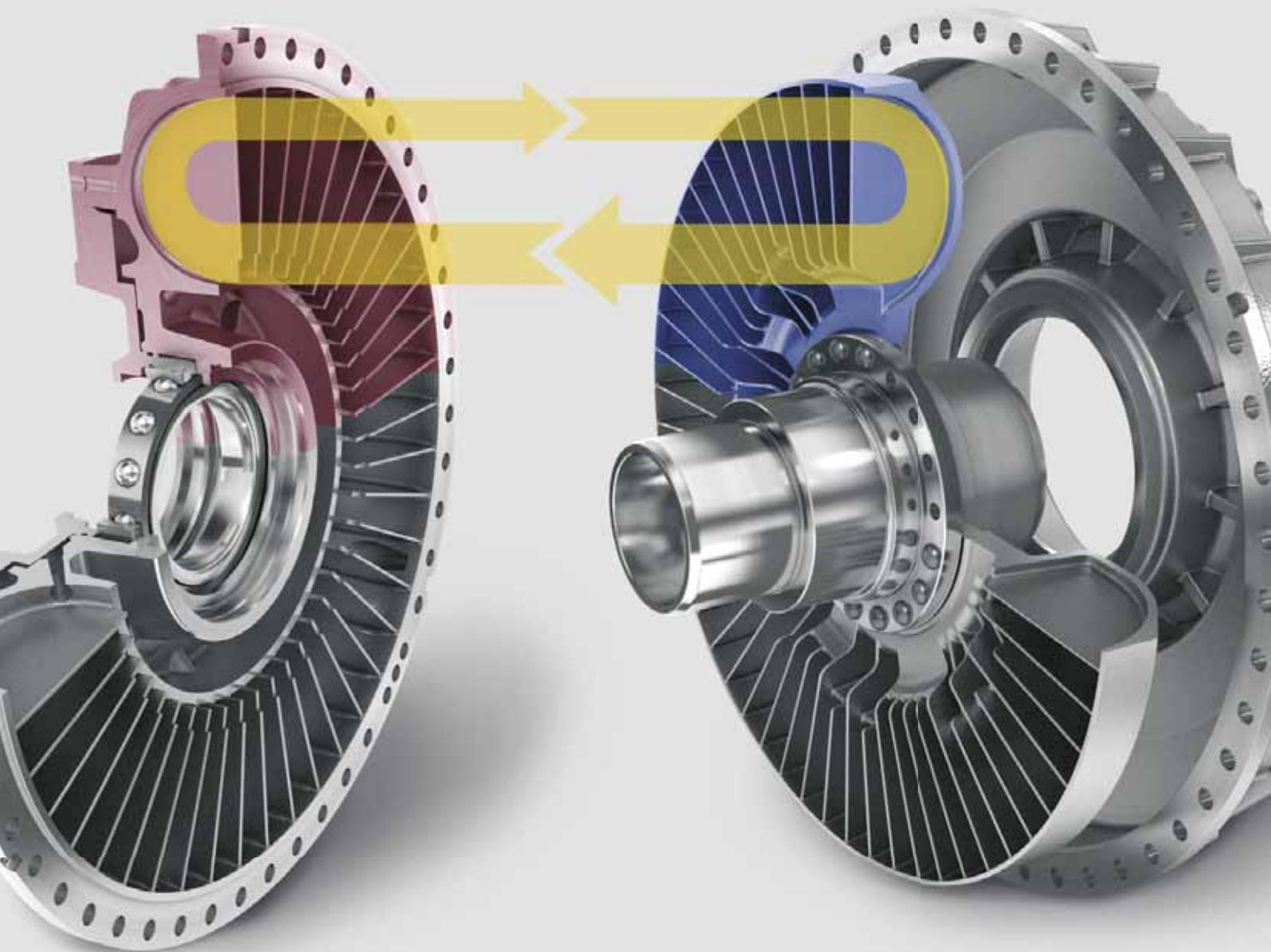


Hydrodynamische Kupplungen Grundlagen | Merkmale | Vorteile





Hydrodynamische Anfahrkupplungen

Voith Turbo bietet Turbokupplungen und Antriebslösungen für einen effizienten und zuverlässigen Betrieb von Anlagen in den Bereichen Bergbau und Rohstoffhandling. Das hydrodynamische Wirkprinzip der Turbokupplung erlaubt es, Arbeitsmaschinen sanft zu beschleunigen und Leistung verschleißfrei zu übertragen. Gleichzeitig schützt die Turbokupplung das Antriebssystem auch unter extremen Einsatzbedingungen bestmöglich vor Schäden und reduziert somit Ausfallzeiten.

Voith Turbo, ein Konzernbereich der Voith GmbH, ist der Spezialist für intelligente Antriebslösungen und -systeme. Kunden aus zahlreichen Branchen wie Öl und Gas, Energie, Bergbau und Metallbearbeitung, Schiffstechnik, Schienen- und Nutzfahrzeuge setzen auf Spitzentechnologie von Voith Turbo.

Voith setzt Maßstäbe in den Märkten Energie, Öl & Gas, Papier, Rohstoffe und Transport & Automotive. Gegründet 1867 ist Voith heute mit mehr als 39000 Mitarbeitern, 5,3 Milliarden Euro Umsatz und Standorten in über 50 Ländern in allen Regionen der Welt eines der großen Familienunternehmen Europas.

Inhaltsverzeichnis

1	Beginn der hydrodynamischen Leistungsübertragung	4	5	Die Turbokupplung als Anfahr- und Sicherheitskupplung	36
<hr/>					
2	Antriebssysteme	6	5.1	Turbokupplungen mit konstanter Füllung	37
2.1	Wirkprinzipien, hydrodynamische Leistungsübertragung	7	5.1.1	Konstruktive Basismerkmale	38
2.2	Föttinger-Aggregate	9	5.1.2	Multifunktionales Typenprogramm	39
<hr/>					
3	Hydrodynamische Grundlagen	10	5.1.3	Auswahlkriterien und hydrodynamische Eigenschaften	42
3.1	Strömungstechnische Zusammenhänge	10	5.2	Füllungsgesteuerte Turbokupplungen	44
3.2	Ähnlichkeitsgesetze bei hydrodynamischen Leistungsübertragern	12	5.2.1	Konstruktive Basismerkmale	44
3.2.1	Geometrische Ähnlichkeit	12	5.2.2	Anwendungsorientiertes Typenprogramm	46
3.2.2	Ähnlichkeit der Strömungsgeschwindigkeiten	13	5.2.3	Auswahlkriterien und hydrodynamische Eigenschaften	46
3.2.3	Ähnlichkeit von hydrodynamischen Leistungsübertragern	14	5.3	Werkstoffe	48
3.3	Zusammenwirken mehrerer Strömungsmaschinen	16	5.4	Betriebsflüssigkeiten	48
3.3.1	Primärkennfeld	17	5.4.1	Standard-Betriebsflüssigkeiten	48
3.3.2	Sekundärkennfeld	17	5.4.2	Sonder-Betriebsflüssigkeiten	50
3.4	Kennfeldermittlung	20	5.4.3	Konstruktive Besonderheiten bei Konstantfüllungskupplungen	51
<hr/>					
4	Hydrodynamische Kupplungen	21			
4.1	Kennlinien, Kennfelder	22			
4.2	Turbokupplungen in Antriebssystemen	23			
4.2.1	Elektromotor, Mehrmotorenantriebe	24			
4.2.2	Dieselmotor	27			
4.3	Drehrichtungs- und Wirkrichtungsabhängigkeit	30			
4.4	Gliederung der KupplungsbaufORMen	32			
4.4.1	Konstantfüllungskupplungen	34			
4.4.2	Stellkupplungen (Regelkupplungen)	34			
4.4.3	Schaltkupplungen	34			
4.5	Hydrodynamische Eigenschaften, Vorteile und Nutzen	35			

Formelzeichen

Die verwendeten Formelzeichen entsprechen in der Regel der DIN 1304 oder dem international üblichen Gebrauch. Zur besseren Lesbarkeit und zum schnelleren Verständnis sind an verschiedenen Stellen einige Formelzeichen zusätzlich erklärt.



Abb. 1: Prof. Dr.-Ing. Hermann Föttinger
(* 9. Februar 1877 in Nürnberg; † 28. April 1945 in Berlin)

1 Beginn der hydrodynamischen Leistungsübertragung

Die Entwicklung der hydrodynamischen Leistungsübertragung geht auf ein Grundpatent des jungen Elektroingenieurs Dr.-Ing. Hermann Föttinger aus dem Jahre 1905 zurück. Als Mitarbeiter einer Schiffswerft (Stettiner Vulkan) hatte er die Aufgabe, die im Schiffbau aufkommende schnell laufende Dampfturbine (Kraftmaschine) mit dem langsam laufenden Schiffspropeller (Arbeitsmaschine) zu verbinden. Die Dampfturbine bot gegenüber der bisher verwendeten direkt gekoppelten Kolbendampfmaschine einen wesentlich besseren Wirkungsgrad. Zudem war der beanspruchte Bauraum kleiner und die Leistungsfähigkeit größer.

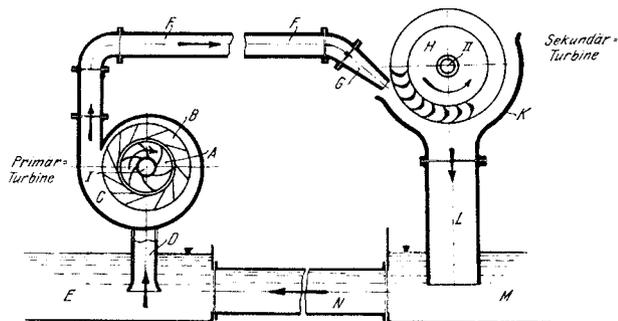
Im Wesentlichen hatte Föttinger zwei Probleme zu lösen:

1. Wandlung der Leistungsfaktoren Drehmoment (M) und Drehzahl (ω)
2. Drehrichtungswechsel des Propellers für Vorwärts-/Rückwärtsfahrt

Föttingers erste Idee war eine direkte Wandlung mittels Zahnradgetriebe. Diese Idee wurde jedoch schnell verworfen, da zur damaligen Zeit Getriebezahnräder lediglich bis zu einer Leistung von 500 PS ausreichend standfest waren.

Abb. 2: Föttingers Skizze zur Idee der hydrodynamischen Leistungsübertragung

Pumpe und Turbine sind noch räumlich getrennt

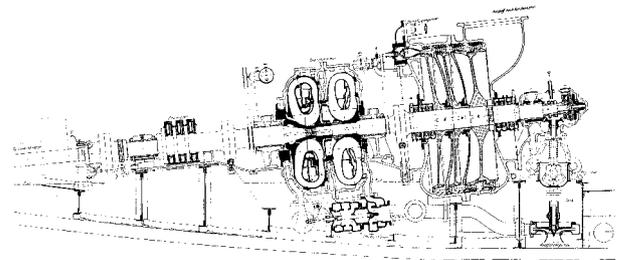


Eine weitere Idee war die indirekte elektrische Wandlung mittels rotierendem Differentialtransformator. Aufgrund der dazu erforderlichen Hochspannungseinrichtung an Bord und wegen großer Massen und beträchtlichen Bauvolumens kam diese Lösung nicht in Frage.

Systematische und rein theoretische Problemlösungsstudien brachten Föttinger schließlich zur Hydrodynamik. Er entwickelte den hydrodynamischen Drehmomentwandler (Föttinger-Wandler), ein wirkliches Meisterwerk der Ingenieurskunst. Mit ihm konnte er die Leistungsfaktoren zwischen Kraft- und Arbeitsmaschine sehr effizient wandeln.

Abb. 3: Schnitt durch die Antriebsanlage des eigens gebauten Erprobungsschiffs (Baujahr 1909)

Von rechts nach links: Dampfturbine, Wandler für Rückwärtsfahrt, Wandler für Vorwärtsfahrt, abgehende Propellerwelle



In Anerkennung seiner Pionierarbeit auf dem Gebiet der Hydrodynamik erhielt Föttinger 1909 eine Berufung zum Professor für Strömungsmechanik an die Technische Hochschule Danzig und 1924 an die Technische Universität Berlin.

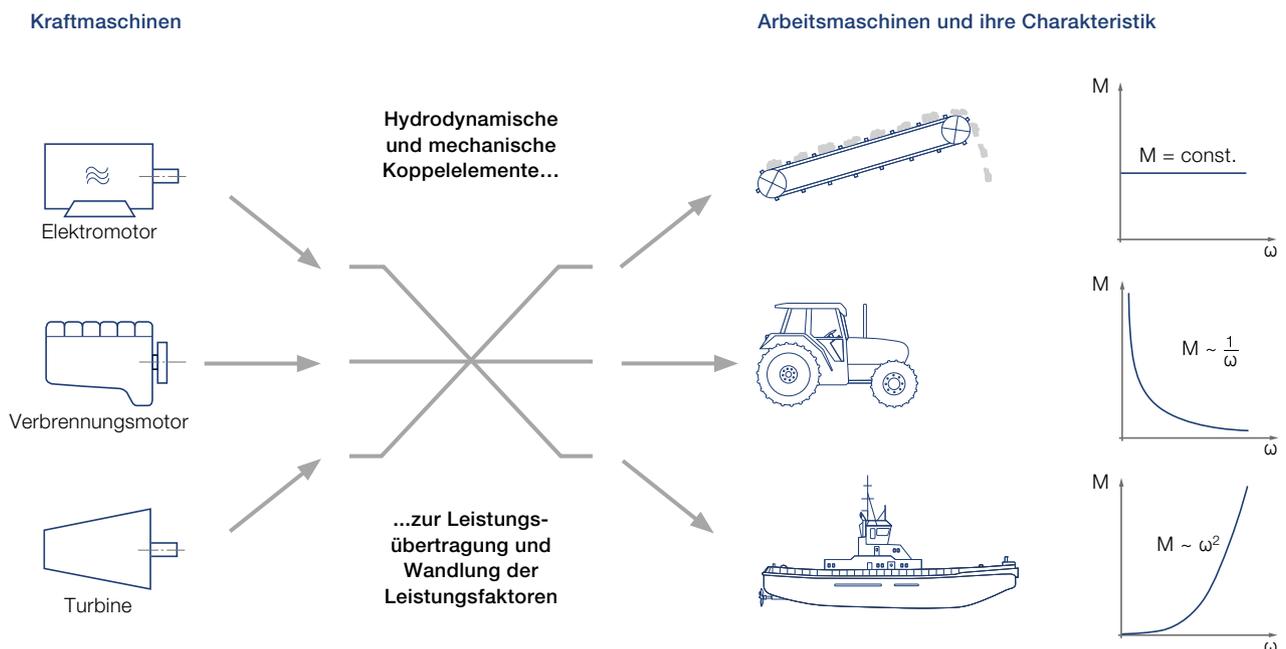
2 Antriebssysteme

Der Wert industrieller Antriebssysteme steigt mit dem Wert der Funktionen, die der jeweilige Antrieb für die Arbeitsmaschine oder den Arbeitsprozess bereitstellt. Daher ist das Verständnis der Arbeitsprozesse und Prozessanforderungen für den Antriebstechniker sehr wichtig.

Bei heutigen Kraft- und Arbeitsmaschinen sind dieselben Fragen wie vor über 100 Jahren zu beantworten:

- Wie sieht der Arbeitsprozess aus, der einen Antrieb benötigt?
- Welche Arbeitsmaschinen bedienen den Prozess?
- Welche Kraftmaschinen stehen zur Verfügung?
- Welche Eigenschaften von Kraft- oder Arbeitsmaschine passen nicht zum Prozess? Welche antriebstechnischen Elemente sind für eine Anpassung geeignet?

Abb. 4: Antriebstechnische Kopelemente verbinden die Kraftmaschine mit der Arbeitsmaschine



2.1 Wirkprinzipien, hydrodynamische Leistungsübertragung

Die Leitung und Wandlung der Leistung vom Antrieb zur Arbeitsmaschine erfolgt im klassischen Maschinenbau vorwiegend nach dem *direkten Wirkprinzip*, also beispielsweise durch Wellen, mechanische Kupplungen oder Getriebe. Trotz der großen Vielfalt der eingesetzten Getriebe zur Wandlung der Leistungsfaktoren Drehmoment und Drehzahl mittels Zahnrädern, Riemenscheiben usw. lassen sich deren Wirkmechanismen alle auf den Hebel oder Keil zurückführen.

Die hydrodynamische Leistungsübertragung erfolgt dagegen nach einem *indirekten Wirkprinzip*. Ein Primärteil (Pumpe) überträgt die eingeleitete mechanische Leistung auf einen Flüssigkeitsstrom. Dieser transportiert die Leistung in Form von Strömungsenergie zu einem Sekundärteil (Turbine). Dort erfolgt eine Rückwandlung in mechanische Leistung. Die Übertragung der Leistung von der Pumpe zur Turbine erfolgt

berührungslos und damit verschleißfrei. Lediglich die erforderlichen Lager- und Dichtungselemente unterliegen ihrem natürlichen Verschleiß.

Eine weitere positive Eigenschaft dieses indirekten Wirkprinzips ist das unterschiedliche Übertragungsverhalten im stationären und instationären Zustand. Primär- oder sekundärseitige Drehmomentschwankungen mit niedriger Frequenz erfahren bei der Übertragung eine starke Dämpfung. Höherfrequente Drehmomentschwankungen werden praktisch nicht weitergeleitet. Die Trägheit und das Reibungsverhalten des umlaufenden Flüssigkeitsstroms sind die physikalischen Ursachen.

Abb. 5: Leistungsübertragung und Wandlung nach dem indirekten Wirkprinzip

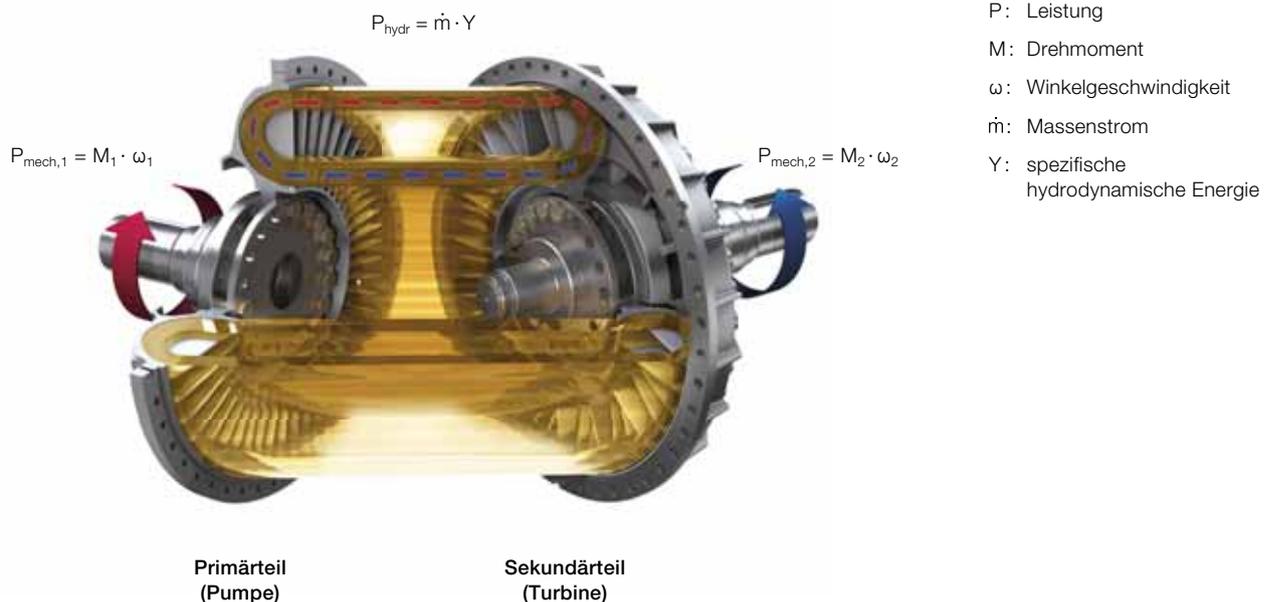
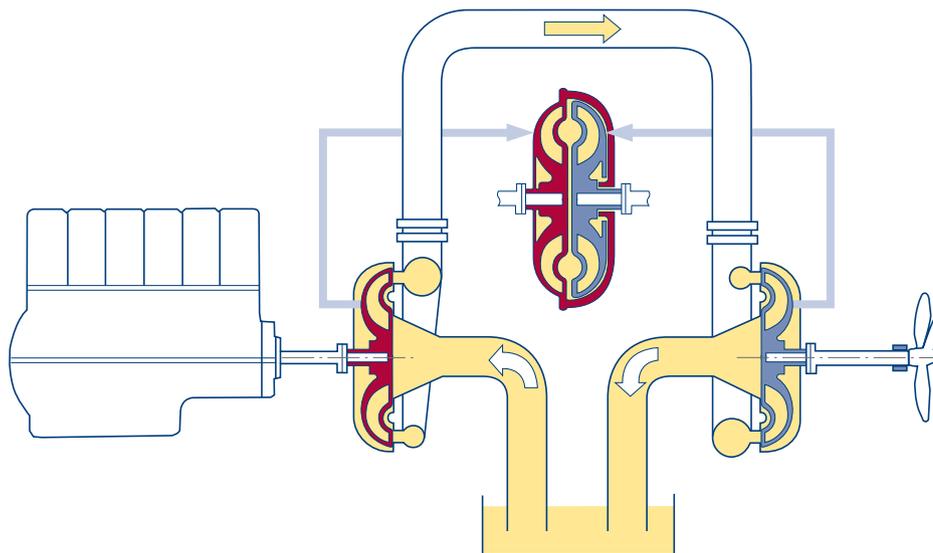


Abb. 6: Prinzip der hydrodynamischen Leistungsübertragung

Pumpe und Turbine verschmelzen zu einem Aggregat, hier zu einer hydrodynamischen Kupplung



In hydrodynamischen Aggregaten sind Primär- und Sekundärteil Strömungsmaschinen: Kreiselpumpe und Turbine. Das Drehmoment entsteht durch Dralländerung, die der umlaufende Flüssigkeitsstrom in den jeweiligen Schaufelrädern durch Umlenkung erfährt.

Die Schaufelräder (Pumpen- und Turbinenrad) sind in einem geschlossenen Gehäuse so angeordnet, dass der Flüssigkeitsstrom alle Räder unmittelbar nacheinander durchströmt. Die Schaufelräder berühren sich nicht, lediglich der Flüssigkeitsstrom stellt den Kraftschluss zwischen den Rädern her. Die Turbinendrehzahl stellt sich in Abhängigkeit von der Belastung ein. Antriebstechniker bezeichnen eine derartige Charakteristik als *Hauptschluss*. Das Pumpenrad ist mit der Antriebsmaschine (Kraftmaschine) verbunden, das Turbinenrad mit der Arbeitsmaschine.

2.2 Föttinger-Aggregate

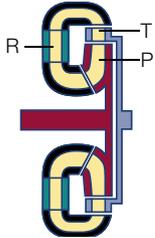
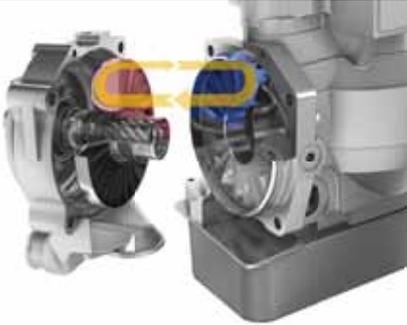
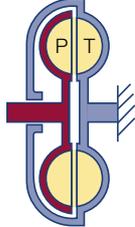
Der von Föttinger vorgeschlagene Weg der hydrodynamischen Leistungsübertragung führte zu drei Aggregaten:

- Hydrodynamischer Drehmomentwandler (Wandler)
- Hydrodynamische Kupplung (Turbokupplung, Strömungskupplung, Flüssigkeitskupplung)
- Hydrodynamische Bremse (Retarder, Strömungsbremse)

Zu Ehren des Erfinders Hermann Föttinger tragen hydrodynamische Leistungsübertrager auch die Bezeichnung „Föttinger-Aggregate“.

Der Drehmomentwandler stellt das Basisaggregat dar. Kupplung und Bremse sind Sonderfälle des Wandlers. Begriffe, Kennzeichnungen, Bauformen, Wirkungsweisen und Berechnungsgrundlagen legt die Richtlinie VDI 2153 fest.

Grundelemente und Hauptmerkmale der Föttinger-Aggregate

Föttinger-Aggregat	Grundelemente	Beschreibung	Schematische Darstellung	Symbolische Darstellung und Hauptmerkmale
Wandler		Hydrodynamische Drehmomentwandler besitzen mindestens drei die Strömung umlenkende Schaufelräder (Hauptglieder): Pumpe, Turbine und Reaktionsglied, auch Leitrad genannt.		 $M_P + M_T + M_R = 0$ $\omega_P \geq \omega_T$ oder $\omega_P < \omega_T$
Kupplung		Hydrodynamische Kupplungen haben zwei Schaufelräder als Hauptteile: Pumpe und Turbine, die mit einer Schale den Arbeitsraum bilden.		 $ M_P = M_T $ $\omega_P > \omega_T$
Bremse		Hydrodynamische Bremsen haben ein rotierendes und ein feststehendes Schaufelrad: Die Pumpe (Rotor), die mit der Antriebswelle verbunden ist, und die Turbine (Stator), die mit dem Gehäuse verbunden ist.		 $ M_P = M_T $ $\omega_T = 0$

P: Pumpe
T: Turbine
R: Reaktionsglied (Leitrad)

3 Hydrodynamische Grundlagen

3.1 Strömungstechnische Zusammenhänge

Vorgänge in hydrodynamischen Maschinen und Anlagen lassen sich mit den Beziehungen der Strömungsmechanik beschreiben. Die wichtigsten physikalischen Größen sind dabei Geschwindigkeit, Druck, Dichte und Viskosität von strömenden Medien. Die Medien können flüssig oder gasförmig sein. Bei hydrodynamischen Leistungsübertragern kommen faktisch nur Flüssigkeiten zum Einsatz, da nur sie eine ausreichend hohe Dichte aufweisen.

Die Grundlagen der Strömungsmechanik haben Daniel Bernoulli und Leonhard Euler bereits im 18. Jahrhundert gelegt. Aufbauend auf der **Bernoullischen Energiegleichung**

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot c^2 = Y = \text{const.}$$

entwickelte Euler aus dem Impulssatz (zweites Newtonsches Axiom) die nach ihm benannte **Eulersche Gleichung für Turbomaschinen:**

$$Y = \Delta(r \cdot c_u) \cdot \omega = \Delta(u \cdot c_u) = (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \cdot \omega \\ = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}$$

Die Energiegleichung von Bernoulli besagt, dass in einer stationären und reibungsfreien Strömung die Summe der Energieformen „Höhe, Druck und Geschwindigkeit“ konstant ist. Höhen- und Druckenergie spielen bei Strömungsmaschinen nur eine untergeordnete Rolle. Allein die Änderung der Strömungsgeschwindigkeit in Betrag und Richtung zwischen Ein- und Austritt des Schaufelrads bestimmt das Drehmoment an der Maschinenwelle.

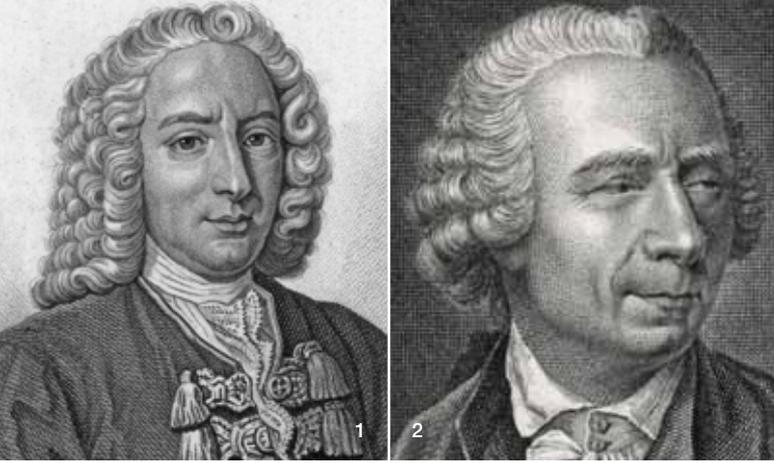
Diesen Sachverhalt beschreibt die **Eulersche Turbinengleichung:**

$$M = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

Daraus lässt sich die übertragene Leistung berechnen:

$$P = M \cdot \omega = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \cdot \omega = \dot{m} \cdot Y,$$

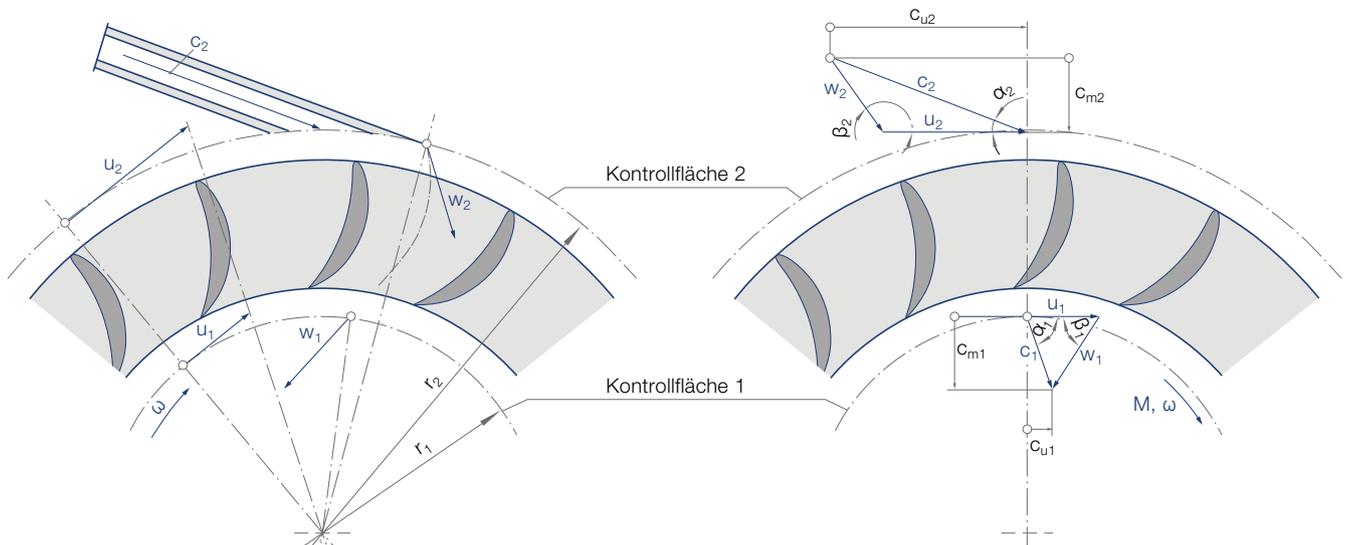
wobei Y die spezifische hydrodynamische Energie ist. Im Strömungsmaschinenbau wird Y als spezifische Stutzenarbeit bezeichnet.



- 1 Daniel Bernoulli
(* 8. Februar 1700 in Groningen;
† 17. März 1782 in Basel)
- 2 Leonhard Euler
(* 15. April 1707 in Basel;
† 18. September 1783 in Sankt Petersburg)

Abb. 7: Prinzipskizze zur Eulerschen Turbinengleichung

Die Dralländerung ist die Differenz ($r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}$)



c: Absolutgeschwindigkeit
u: Umfanggeschwindigkeit
w: Relativgeschwindigkeit

Bedeutung der Indizes:
2: Eintritt
1: Austritt
u: Umfangskomponente
m: Meridiankomponente

3.2 Ähnlichkeitsgesetze bei hydrodynamischen Leistungsübertragern

Die Beschreibung der Drehmomentcharakteristik eines hydrodynamischen Leistungsübertragers mit Hilfe der Eulerschen Turbinengleichung hat sich in der Praxis als zu aufwändig erwiesen. Mit den Ähnlichkeits- und Modellgesetzen für Strömungsmaschinen erhält man eine vereinfachte Darstellung, die für den praktischen Gebrauch sinnvoller ist.

3.2.1 Geometrische Ähnlichkeit

Die geometrische Ähnlichkeit ist eine notwendige Voraussetzung (zwingend erforderlich), um (Versuchs-)Modelle mit realen Maschinen kleinerer oder größerer Baureihen untereinander vergleichen zu können.

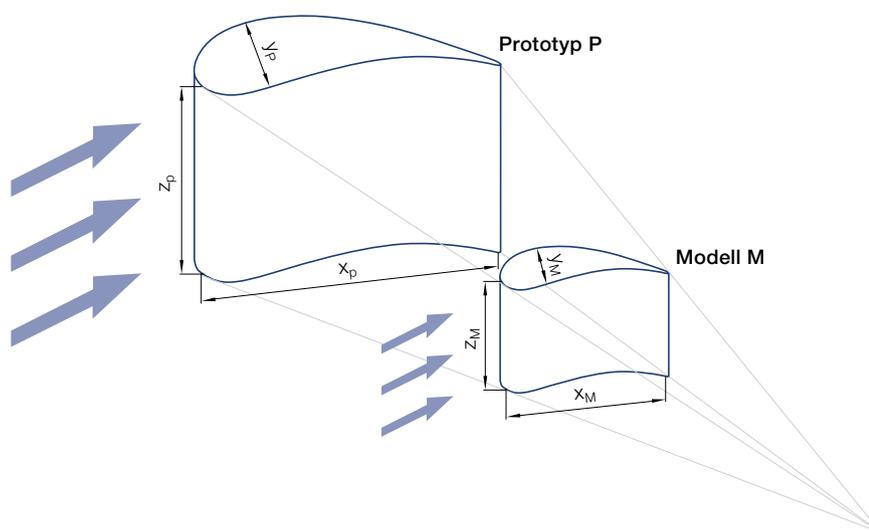
Falls geometrische Ähnlichkeit vorliegt, gilt für alle Abmessungen in den drei Dimensionen:

$$\frac{x_M}{x_P} = \frac{y_M}{y_P} = \frac{z_M}{z_P} = k = \text{const.},$$

wobei k der Skalierungsfaktor ist.

Übertragen auf Strömungsmaschinen bedeutet dies: Die Geometrie in allen drei Raumrichtungen ist gleich skaliert.

Abb. 8: Gleiche Längenverhältnisse, das heißt geometrisch ähnliche Modelle

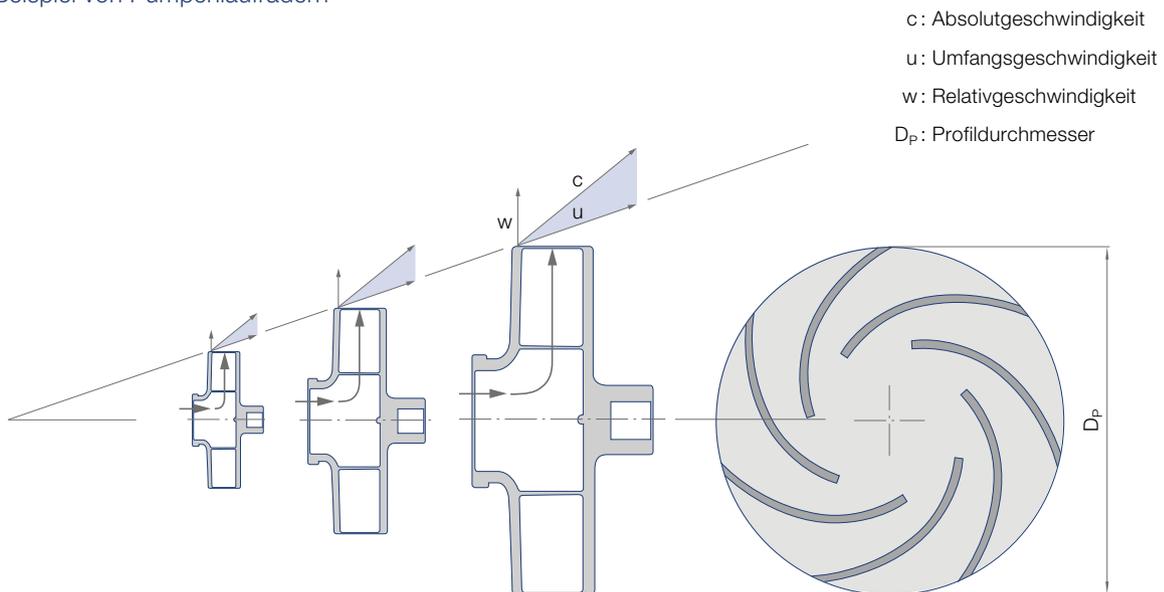


3.2.2 Ähnlichkeit der Strömungsgeschwindigkeiten

Die Ähnlichkeit der Strömungsgeschwindigkeiten ist gegeben, wenn die Geschwindigkeitsdreiecke an analogen Positionen ähnlich sind, das heißt, ihre entsprechenden Winkel stimmen überein bzw. das Größenverhältnis entsprechender Seiten ist gleich.

Abb. 9: Geometrische Ähnlichkeit und Ähnlichkeit der Strömungsgeschwindigkeiten

am Beispiel von Pumpenlaufrädern



3.2.3 Ähnlichkeit von hydrodynamischen Leistungsübertragern

Die Eulersche Turbinengleichung

$$M = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

$$= \rho \cdot \dot{V} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

enthält geometrische Größen (Radien und Strömungsflächen), Geschwindigkeiten und die Mediendichte.

Eine vollständige Anwendung der Ähnlichkeits- und Modellgesetze erfordert neben der geometrischen Ähnlichkeit eine Ähnlichkeit der Strömungsgeschwindigkeiten der Fluidelemente an analogen Positionen von Modell und Realität.

Damit gelten folgende Ähnlichkeitsbeziehungen für hydrodynamische Leistungsübertrager:

Ähnlichkeitsgesetze bei hydrodynamischen Leistungsübertragern

Grundgröße der hydrodynamischen Leistungsübertrager	Bezeichnung	Ähnlichkeitsbeziehung
Längen, Radien, Materialstärke	l, r, s	~ D
Flächen, Querschnitte	A	~ D ²
Volumina, Massen	V, m	~ D ³
Geschwindigkeiten	c, u, w, v	~ ω · D

Die Ähnlichkeitsgesetze für hydrodynamische Leistungsübertrager sind im Wesentlichen dann erfüllt, wenn die zwei Kenngrößen Eulerzahl Eu und Reynoldszahl Re (siehe Tabelle unten) aus der Ähnlichkeitstheorie der Strömungsmechanik für Modell und reale Maschine gleich sind.

Dimensionslose Kenngrößen der Strömungsmechanik

Kenngröße	Berechnung	Kräfteverhältnis
Euler-Zahl	$Eu = \frac{p}{\rho \cdot v^2}$	$\frac{\text{Druckkraft}}{\text{Trägheitskraft}}$
Reynolds-Zahl	$Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$	$\frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}}$

Setzt man die Ähnlichkeitsbeziehungen in die Eulersche Turbinengleichung ein, so ergibt sich:

$$M_P \sim \rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2 \quad \text{mit}$$

- M_P : Hydrodynamisches Drehmoment der Pumpe
- ρ : Dichte der Betriebsflüssigkeit
- D_P : Profildurchmesser des Pumpenrads, größte radial beschauelte Profilerstreckung der Pumpe (bei Drehmomentwandlern eventuell abweichende Definition)
- ω_P : Winkelgeschwindigkeit des Pumpenrads

Der Proportionalitätsfaktor ist eine dimensionslose Kenngröße, den die Richtlinie VDI 2153 verbindlich für Föttinger-Aggregate festlegt und als Leistungszahl λ bezeichnet. λ beschreibt für geometrisch und strömungstechnisch ähnliche Wandler, Kupplungen und Bremsen (gleiche Euler- und Reynolds-Zahl) die Höhe der Leistungsaufnahme und berücksichtigt dabei Bauform, Füllungsgrad und andere Merkmale. Für Drehmoment und Leistung gelten somit die Gleichungen:

$$M_P = \lambda \cdot \rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2 ,$$

$$P_P = M_P \cdot \omega_P = \lambda \cdot \rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^3$$

Für andere Strömungsmaschinen, zum Beispiel Pumpen, Turbinen oder Ventilatoren, ist die Herleitung eines Proportionalitätsfaktors aus der Eulerschen Turbinengleichung in gleicher Weise möglich.

Für den praktischen Gebrauch sind folgende Modellgesetze für hydrodynamische Leistungsübertrager nützlich:

Allgemein gültige Modellgesetze für Strömungsmaschinen

Bedeutung	Gleichung	Modellgesetz	Proportionalitätsfaktor	Verwendung
Strömungsdruck	$Eu = \text{const.}$	$p \sim \rho \cdot D^2 \cdot \omega^2$	1	Berechnung von Drücken
Strömungskraft	$F = \int p \cdot dA$	$F \sim \rho \cdot D^4 \cdot \omega^2$	Axialkraftfaktor δ (Voith-intern)	Berechnung von Axialschub
Volumenstrom	$\dot{V} = A \cdot c$	$\dot{V} \sim D^3 \cdot \omega$	Spezifischer Volumenstrom q (Voith-intern)	Berechnung von Fluidströmen zur Füllungsänderung und Kühlung
Massenstrom	$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$	$\dot{m} \sim \rho \cdot D^3 \cdot \omega$	Spezifischer Volumenstrom q (Voith-intern)	Berechnung von Fluidströmen zur Füllungsänderung und Kühlung
Drehmoment	$M = F \cdot r$	$M \sim \rho \cdot D^5 \cdot \omega^2$	Leistungszahl λ (VDI 2153)	Berechnung der Drehmomentübertragung
Leistung	$P = M \cdot \omega$	$P \sim \rho \cdot D^5 \cdot \omega^3$	Leistungszahl λ (VDI 2153)	Berechnung der Leistungsübertragung

3.3 Zusammenwirken mehrerer Strömungsmaschinen

Bei Föttinger-Aggregaten wirken mindestens zwei Strömungsmaschinen (Pumpe und Turbine) zusammen. Die Koppelung der beiden Räder erfolgt ausschließlich über Strömungskräfte (Kraftschluss). Die Turbinendrehzahl ist nicht an den Massenstrom gebunden, sie stellt sich selbstständig und stufenlos in Abhängigkeit von der Belastung ein. Es liegt *Hauptschluss-Charakteristik* vor.

In der Antriebstechnik beschreiben dimensionslose Verhältniswerte diese besondere Eigenschaft:

Dimensionslose Kenngrößen für Strömungsmaschinen

Kenngröße	Beziehung
Drehzahlverhältnis	$v = \frac{\omega_T}{\omega_P} = \frac{n_T}{n_P} = 1 - s$
Schlupf ¹	$s = \frac{\omega_P - \omega_T}{\omega_P} = \frac{n_P - n_T}{n_P} = 1 - v$
Wandlung (Drehmomentenverhältnis)	$\mu = \left \frac{M_T}{M_P} \right $
Wirkungsgrad (Leistungsverhältnis)	$\eta = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot v$

¹ Die Angabe des Schlupfs erfolgt üblicherweise in %: $s = s \cdot 100\%$

ω_P : Pumpenwinkelgeschwindigkeit
 ω_T : Turbinenwinkelgeschwindigkeit

n_P : Pumpendrehzahl
 n_T : Turbinendrehzahl

M_P : Pumpendrehmoment
 M_T : Turbinendrehmoment

P_P : Pumpenleistung
 P_T : Turbinenleistung

Die Abhängigkeit des übertragenen Drehmoments vom Drehzahlverhältnis v wird als „*erste charakteristische Beziehung*“ der Föttinger-Aggregate bezeichnet. Damit ist natürlich auch die Leistungszahl λ für Föttinger-Aggregate keine konstante Größe, sondern abhängig vom Drehzahlverhältnis v :

$$\lambda = f(v)$$

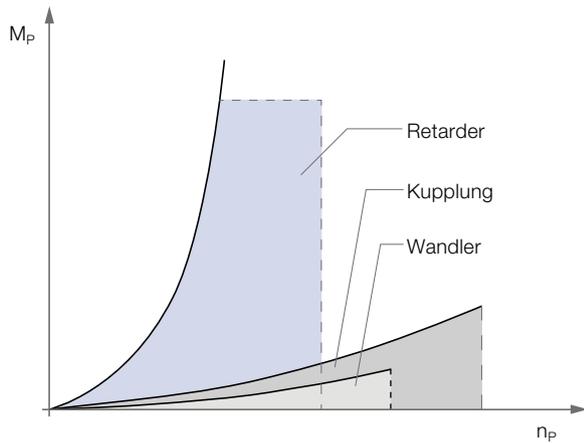
Neben dem Drehzahlverhältnis beeinflussen weitere Parameter die Leistungszahl: die Anordnung und Funktion der Schaufelräder, die Füllung des Föttinger-Aggregats und andere konstruktive Merkmale.

3.3.1 Primärkennfeld

Eine *Primärkennlinie* beschreibt die Abhängigkeit des Pumpendrehmoments M_P von der Pumpendrehzahl n_P (Antriebsdrehzahl, Primärdrehzahl) bei konstantem Drehzahlverhältnis v . Aufgrund der Ähnlichkeitsgesetze stellen die Primärkennlinien Parabeln dar, die ein λ -Wert kennzeichnen. Für andere Drehzahlverhältnisse gelten andere λ -Werte und damit andere Parabeln. Diese Kurvenschar ergibt das sogenannte *Primärkennfeld*. In der Praxis werden Primärkennlinien auch als Schlupfparabeln bezeichnet. Es gilt:

$$M_P \sim n_P^2 \Big|_{\lambda, v = \text{const.}}$$

Abb. 10: Primärkennfelder



Primärkennfelder der drei Föttinger-Aggregate gleicher Baugröße mit typischen Konstruktionsgrenzwerten der Leistungszahl λ und maximal ausgeführten Pumpendrehzahlen, bezogen auf den gleichen Profildurchmesser

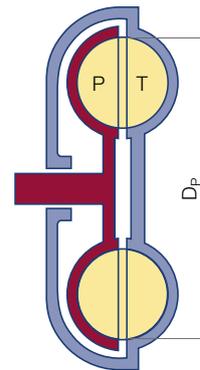
3.3.2 Sekundärkennfeld

Eine *Sekundärkennlinie* (häufig nur als *Kennlinie* bezeichnet) beschreibt bei Drehmomentwandlern und Kupplungen die Abhängigkeit der Leistungszahl λ vom Drehzahlverhältnis v bei einer konstanten Antriebsdrehzahl n_P . Diese Abhängigkeit wird als „erste charakteristische Beziehung“ (siehe 3.3) oder als Kennlinie der Föttinger-Aggregate bezeichnet. Es gilt:

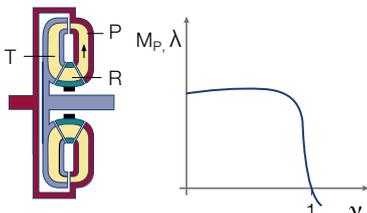
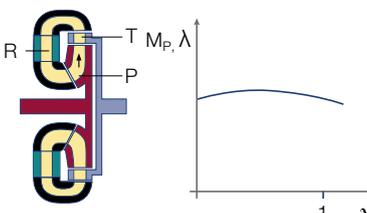
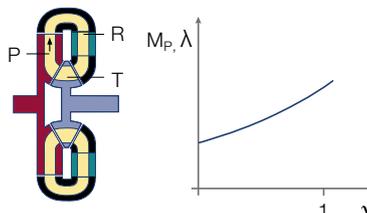
$$\lambda = \frac{M_P}{\rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2} = f(v) \Big|_{n_P, \omega_P = \text{const.}}$$

$$\lambda \sim M_P$$

Abb. 11: Skizze zum Profildurchmesser D_P



Sekundärkennlinien für verschiedene Bauformen von Drehmomentwandlern und Kupplungen

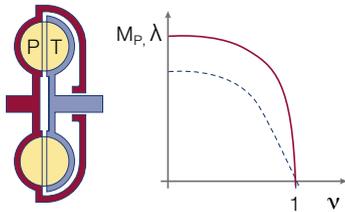
	Trilok-Wandler	Föttinger-Wandler (Lysholm-Wandler)	Gegenlauf-Wandler (DIWA-Wandler)
Aufbau und Kennlinie			
Typische Eigenschaften	$M_P + M_T + M_R = 0, \quad \mu = \left \frac{M_T}{M_P} \right $		
Kennlinienverlauf	abknickend bei $v \approx 1$, Nulldurchgang bei $v = 1$	annähernd konstant	steigend
Merkmal Turbine	zentripetal durchflossen	zentrifugal durchflossen	axial durchflossen
Durchströmungsreihenfolge			
Merkmal Gehäuse	umlaufend	feststehend	feststehend

Der Verlauf einer Sekundärkennlinie, also der Verlauf des Pumpenmoments mit steigender Turbinendrehzahl bei konstanter Pumpendrehzahl, ist stark von der Durchströmung der Turbine im Kreislauf abhängig. Im Falle einer zentripetal (von außen nach innen) durchströmten Turbine, wie es bei allen Kupplungen und beim Trilok-Wandler funktionsbedingt der Fall ist, reduziert sich das Druckgefälle zwischen Pumpe und Turbine mit steigender Turbinendrehzahl. Damit reduziert sich der umlaufende Massenstrom, der zum Energietransport erforderlich ist. Bei $v = 1$ ist das Druckgefälle gleich null, die Sekundärkennlinie weist einen Nulldurchgang auf.

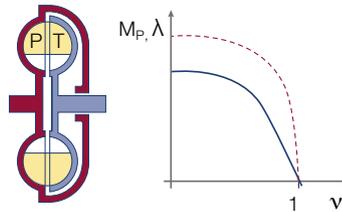
Anders verhält sich der klassische Föttinger-Wandler mit zentrifugal (von innen nach außen) durchströmter Turbine. Hier zeigt die Turbine kaum Rückwirkungen auf die Leistungsaufnahme der Pumpe. Axial durchflossene Wandlerturbinen, wie beim Gegenlaufwandler, verstärken mit steigender Turbinendrehzahl das Aufnahmevermögen der Pumpe, sie wird zugespeist.

Ein *Sekundärkennfeld* (häufig nur als *Kennfeld* bezeichnet) entsteht durch Veränderung von Stellgrößen, wie Leitschaufelposition, Drosselöffnung oder Füllung, die letztendlich den Drall der Fluidelemente und/oder den umlaufenden Massenstrom beeinflussen. Dadurch ist die Übertragung unterschiedlicher Drehmomente bei gleicher Turbinendrehzahl n_T (Sekundär-drehzahl) möglich.

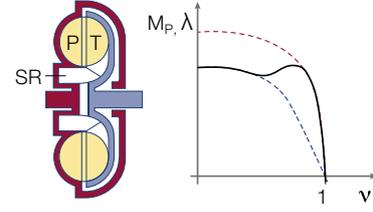
Turbokupplung
vollständig befüllt



Turbokupplung
teilbefüllt



Turbokupplung mit Stauraum SR
vollständig befüllt



$$|M_P| = |M_T|, \quad \mu = \left| \frac{M_T}{M_P} \right| = 1$$

stetig fallend

selbstprägend: Der unbeschaufelte Stauraum SR nimmt bei niedrigen Turbinendrehzahlen eine Teilmenge der Betriebsflüssigkeit auf

zentripetal durchflossen



umlaufend

Der Betrieb von *Wandlern* erfolgt fast ausschließlich vollständig befüllt. Dazu ist ein Fülldruck (Überlagerungsdruck) notwendig, der Strömungsablösungen – und damit Kavitation – verhindert. Verstellbare Leitschaufeln (Reaktionsglied) erzeugen das Sekundärkennfeld, indem sie Drall und Massenstrom verändern.

Der Betrieb von *Kupplungen* erfolgt vollständig befüllt oder teilgefüllt. Eine Zu- oder Abführung von Betriebsfluid im Stillstand oder im Betrieb verändert den umlaufenden Massenstrom und erzeugt das Sekundärkennfeld.

3.4 Kennfelderermittlung

Die mathematische Entwicklung der Kennlinien hydrodynamischer Leistungsübertrager ist heute weit fortgeschritten. Louis Henri Navier und George Gabriel Stokes legten bereits Ende des 19. Jahrhunderts die Grundlagen dazu. Sie beschrieben ein instationäres, reibungsbehaftetes Strömungsfeld mittels einer Differentialgleichung, die jedoch nur in sehr einfachen Fällen analytisch lösbar ist.

Einen vereinfachten Ansatz zur Berechnung von Kennlinien liefert die Stromfadentheorie. Damit lässt sich für vollständig befüllte Föttinger-Aggregate der prinzipielle Verlauf von Kennlinien beschreiben. Für teilgefüllte Aggregate, insbesondere Kupplungen, ist dieser Berechnungsansatz wenig brauchbar.

In den 70er Jahren des 20. Jahrhunderts gelang es, das instationäre Strömungsspektrum durch geeignete statistische Turbulenzmodelle zu beschreiben. Damit war der Durchbruch für numerische Lösungsmethoden der Navier-Stokes-Differentialgleichung gegeben. Die Fortschritte in der Computertechnologie mit immer leistungsfähigeren Rechenanlagen erlauben heute eine effiziente und realitätsgetreue Simulation von Strömungsproblemen. Dieses Verfahren trägt die Bezeichnung „computational fluid dynamics“ oder kurz CFD und ist heute für Föttinger-Aggregate ein fester Bestandteil im Entwicklungs- und Auslegungsprozess. Der Umfang der Modellversuche zur Kennfelderermittlung reduziert sich dadurch erheblich.

Eine abschließende Modell- oder Prototypprüfung bestätigt die hydrodynamischen Auslegungsdaten und Eigenschaften (Kennlinien). Aus den gemessenen Leistungsfaktoren wird die Leistungszahl λ errechnet.

Abb. 12: Methoden der Strömungstechnik

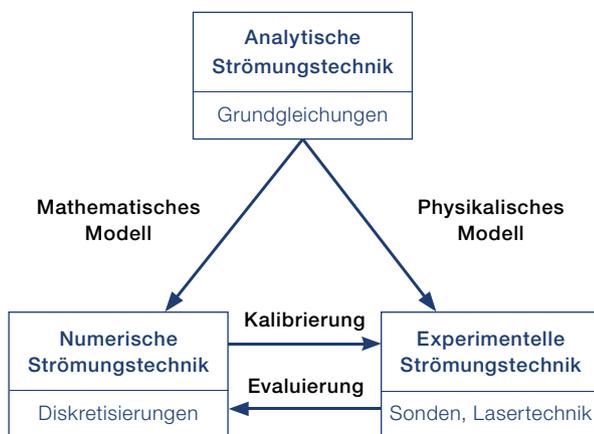
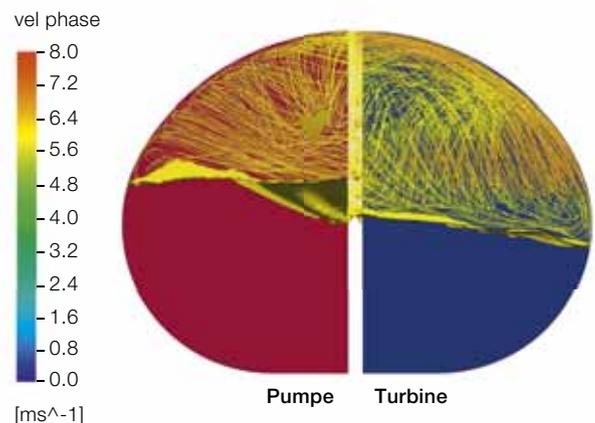


Abb. 13: CFD-Simulation einer teilgefüllten Voith Turbokupplung



4 Hydrodynamische Kupplungen

Hydrodynamische Kupplungen enthalten nur zwei umlaufende Schaufelräder (Pumpen- und Turbinenrad), in der Praxis häufig Primär- und Sekundärrad genannt. Unter Vernachlässigung von minimalen Verlustmomenten durch Luftreibung oder Dichtelemente sind die hydrodynamischen Drehmomente an Pumpe und Turbine vom Betrag her gleich. Die Betriebsflüssigkeit strömt von der Pumpe direkt in die Turbine und von der Turbine wieder zurück in die Pumpe, es gibt keine weiteren Elemente, an denen sich ein Drehmoment abstützen kann.

Für *Kupplungen* gelten die Gleichungen:

$$|M_P| = |M_T| ,$$

$$\mu = \frac{|M_T|}{|M_P|} = 1 ,$$

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

$$\lambda = \frac{M_P}{\rho \cdot D_P^5 \cdot \omega_P^2} \quad \text{mit} \quad \lambda \sim M_P, M_T |_{\omega_P = \text{const.}}$$

Abb. 14: 3D-Schnittmodell einer hydrodynamischen Konstantfüllungskupplung mit Flüssigkeitsverteilung während des Anfahrvorgangs

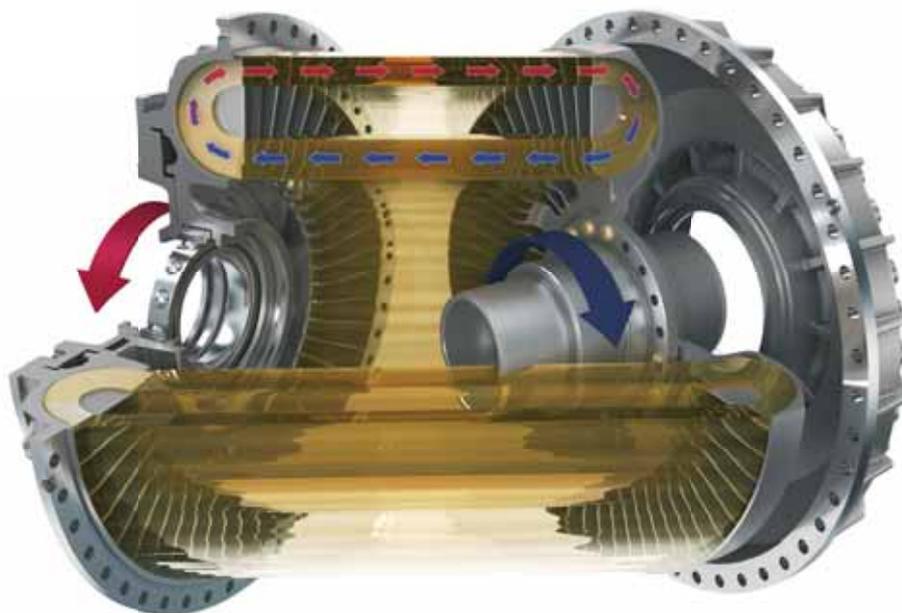


Abb. 15: Sekundärkennfeld einer Anfahr- und Sicherheitskupplung

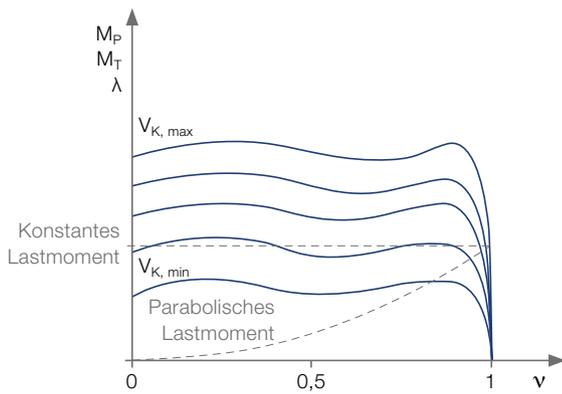
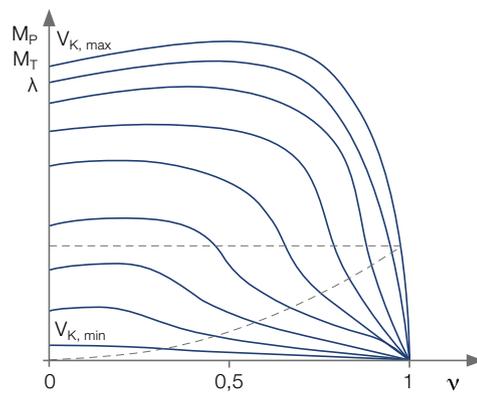


Abb. 16: Sekundärkennfeld einer Stell- und Schaltkupplung



4.1 Kennlinien, Kennfelder

Die charakteristische Beziehung $\lambda = f(v)$ in Form einer Kennlinie beschreibt das Übertragungsverhalten der Kupplung bei konstanter Antriebsdrehzahl (siehe 3.3.2). Mit dem *Füllungsgrad* V_K als Parameter ergibt sich eine Kennlinienschar, das sogenannte (Sekundär-)Kennfeld einer hydrodynamischen Kupplung.

Die Kennliniengrundform von hydrodynamischen Kupplungen weist einen streng monoton fallenden Verlauf auf (siehe Tabelle auf Seiten 18/19). Die Auswahl der Baugröße erfolgt entsprechend ihrer Hauptschluss-Charakteristik so, dass sie das geforderte Nennmoment (λ_N) mit möglichst geringem Nennschlupf überträgt. Weitere antriebstechnische Anforderungen bestimmen den Typ der Kupplung und den dazugehörigen Kennlinienverlauf.

Für *Anfahr- und Sicherheitskupplungen* mit konstanter Füllung ist meist über den gesamten Anfahrbereich eine möglichst horizontal verlaufende Kennlinie sinnvoll. Dieser entwickelte Kennlinienverlauf sorgt bei Arbeitsmaschinen mit konstantem Lastmoment (zum Beispiel Gurtförderer) für ein annähernd konstantes Beschleunigungsmoment und eine gute Begrenzung des Maximalmoments (λ_{max}).

Für *Stell- und Schaltkupplungen*, deren Füllungsgrad im Betrieb aktiv veränderlich ist, sind dagegen stetig fallende Kennlinien mit guter Fächerung erwünscht. Dadurch ergeben sich bei Drehzahlregelung/-stellung stabile Betriebspunkte, sowohl für Arbeitsmaschinen mit parabolischem Lastmoment als auch für Arbeitsmaschinen mit konstantem Lastmoment.



- 1 Voith Turbokupplung im Antrieb eines Gurtförderers
- 2 Voith Turbokupplung im Antrieb eines Schaufelradbaggers

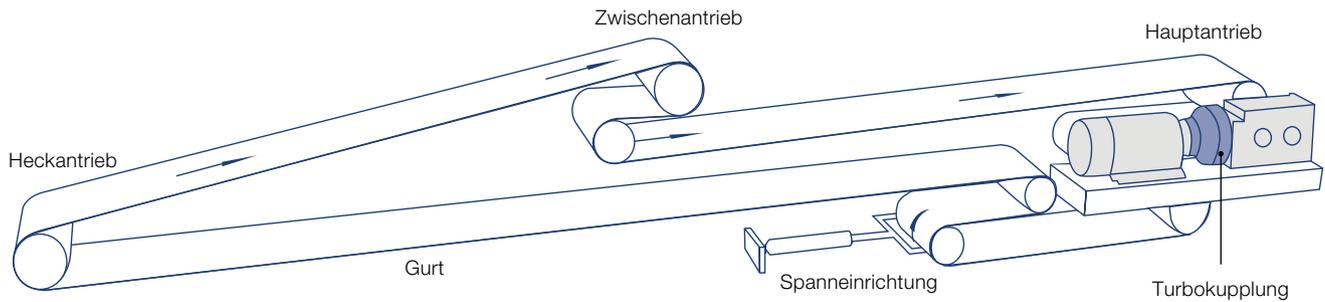
4.2 Turbokupplungen in Antriebssystemen

Die vollständige Beschreibung von Antriebssystemen mit hydrodynamischen Kupplungen erfordert die Betrachtung des Verhaltens bei veränderlicher Antriebsdrehzahl $n_P = f(t)$. Veränderliche Antriebsdrehzahlen liegen insbesondere während des Anfahrvorgangs vor. Eine lastabhängige Drückung des Antriebsmotors oder systembedingte Drehzahlschwankungen verursachen ebenfalls veränderliche Antriebsdrehzahlen.

Die lastabhängige, selbstständige Einstellung der Turbinendrehzahl (siehe 3.3) und die Abhängigkeit des übertragbaren Drehmoments vom Quadrat der Antriebsdrehzahl (siehe 3.3.1) führen zu nennenswerten Vorteilen für das Antriebssystem (siehe 4.5).

Das Verhalten bei veränderlicher Antriebsdrehzahl ist für Kupplungen mit konstanter Füllung besonders von Bedeutung, da hier keine aktive Veränderung des Füllungsgrads während des Betriebs möglich ist.

Abb. 17: Gurtförderer mit hydrodynamischen Konstantfüllungskupplungen in den Antrieben



4.2.1 Elektromotor, Mehrmotorenantriebe

Der Kurzschlussläufer-Asynchronmotor ist heute der am weitesten verbreitete Elektromotor, ganz besonders in der stationären Antriebstechnik. Wesentliche Gründe dafür sind die geringen Beschaffungskosten, wenig Wartungsbedarf und nicht zuletzt die Robustheit der Maschine selbst.

Ein Nachteil der Kurzschlussläufer-Asynchronmotoren ist der hohe Anlaufstrom. Nach dem Zuschalten der Ständerspannung fließt bei Stillstand des Motors ein Anlaufstrom, der je nach Motortyp das 5- bis 9-Fache des Nennstroms beträgt. Dieser hohe Anlaufstrom bewirkt insbesondere bei weniger stark ausgelegten Stromnetzen einen Spannungsabfall, der letztendlich zu einem Einbruch des Motordrehmoments (proportional zum Quadrat des Spannungsabfalls) führt. In Einzelfällen ist sogar der gänzliche Zusammenbruch des Stromnetzes möglich.

Eine Turbokupplung im Antriebsstrang entlastet den Motor weitgehend während des Hochlaufs, weil das übertragbare Drehmoment (Kupplungsmoment) quadratisch mit der Antriebsdrehzahl steigt. Der Motor durchläuft zügig den Hochstrombereich. Dadurch sind Auswirkungen von Spannungseinbrüchen auf das Antriebssystem minimal.

Bei Mehrmotorenantrieben und schwachen Versorgungsnetzen ist zur Netzschonung ein zeitlich gestaffeltes Einschalten der einzelnen Motoren leicht möglich. Die Turbokupplungen in den zuerst eingeschalteten Antrieben schlupfen so lange, bis das zum Losbrechen erforderliche Summendrehmoment erreicht ist.

Abb. 18: Anfahrvorgang eines beladenen Gurtförderers

mit hydrodynamischer Konstantfüllungskupplung (Typ TVV) im Antrieb

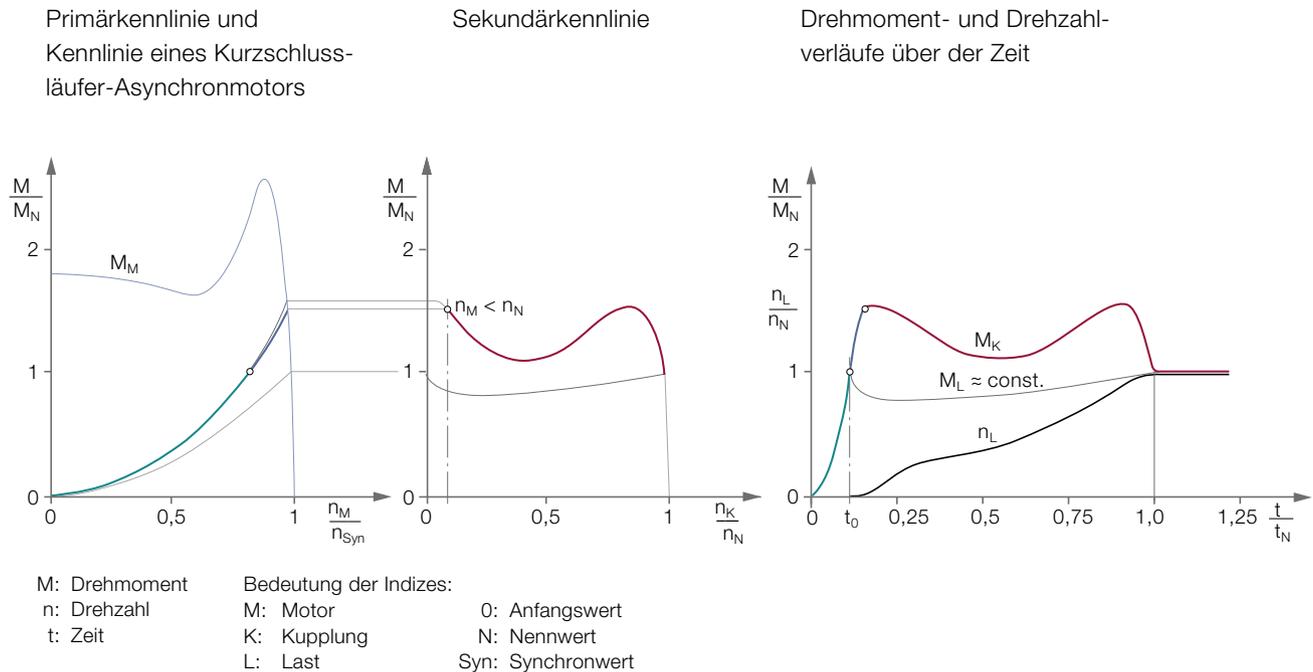


Abb. 18 beschreibt den Anfahrvorgang eines typischen Gurtförderers mit hydrodynamischen Konstantfüllungskupplungen in den Antrieben.

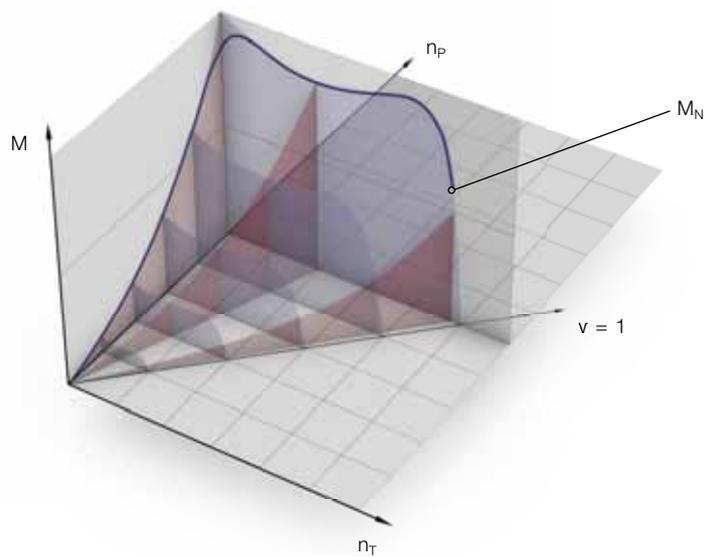
Grün: Die hydrodynamische Kupplung entkoppelt weitgehend den Anfahrvorgang von Asynchron-Elektromotor und Gurtförderer. Bis zum Zeitpunkt t_0 baut sich ein Kupplungsmoment M_K (Turbinenmoment) auf, das parabolisch mit der Motordrehzahl n_M steigt. Der Gurtförderer setzt sich in Bewegung, nachdem das Kupplungsmoment M_K das Lastmoment M_L überschritten hat. Zu diesem Zeitpunkt hat der Motor seine Enddrehzahl noch nicht erreicht.

Blau: Das Kupplungsmoment ist bei weiter steigender Motordrehzahl gemäß der Sekundärkennlinie zusätzlich vom Drehzahlverhältnis v abhängig.

Rot: Nach Beendigung des Motorhochlaufs entspricht das Kupplungsmoment der Sekundärkennlinie. Die Turbokupplung begrenzt das in den Förderer eingeleitete Drehmoment sehr wirkungsvoll. Der Förderer beschleunigt aufgrund des überschüssigen Drehmoments sanft bis auf seine Nenndrehzahl.

Abb. 19: Anfahrvorgang eines Gurtförderer-Antriebs mit Asynchron-Elektromotor und Turbokupplung;

das Lastmoment ist nahezu konstant



Die Kennwerte, die für die Berechnung des Anfahrvorgangs erforderlich sind, lassen sich anschaulich in einem Raumdiagramm darstellen (Abb. 19). Sie sind dem Primär- und Sekundärkennfeld entnommen.



United States Coast Guard Cutter USCGC Bertholf mit zwei Turbokupplungen im CODAG-Antrieb (Combined Diesel and Gas)

4.2.2 Dieselmotor

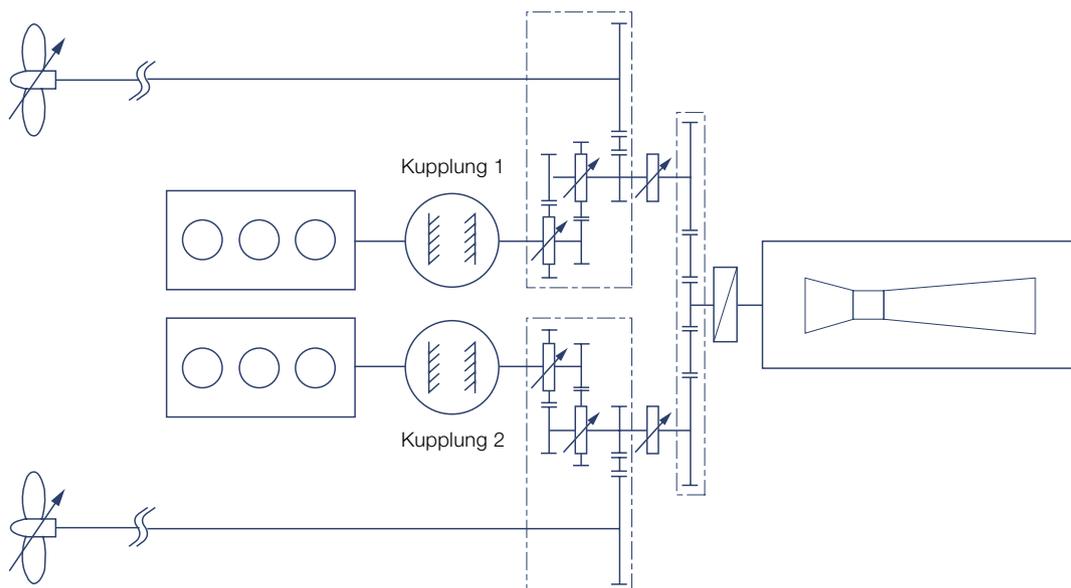
Der Dieselmotor ist ein weit verbreiteter Verbrennungsmotor, ganz besonders in der Schiffstechnik. Dieser Motortyp weist einen günstigen Wirkungsgrad bis in den Teillastbereich auf. Seine hohe Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit machen ihn zusammen mit einer langen Lebensdauer als Antriebsmotor für Wasserfahrzeuge äußerst attraktiv.

Bei sehr großen Schiffen, wie zum Beispiel bei Tankern und Containerschiffen, sind langsamlaufende 2-Takt-Motoren mit Drehzahlen bis zu 250 min^{-1} im Einsatz. Langsamläufer sind direkt über Wellen mit den Schiffspropellern verbunden. Bei mittelgroßen Schiffen, wie zum Beispiel bei Passagier- oder Marineschiffen, kommen meist mittelschnelllaufende 4-Takt-Motoren mit Drehzahlen bis zu 1350 min^{-1} zur Anwendung. Bei Sport- und Freizeitbooten und im Bereich der Binnen-

schifffahrt findet man häufig auch schnelllaufende 4-Takt-Motoren mit Drehzahlen bis über 2000 min^{-1} . Den mittelschnell- und schnelllaufenden Motoren sind Getriebe mit einer Übersetzung ins Langsame nachgeschaltet. Alle Arten von Schiffsdieselmotoren sind heute üblicherweise mit Abgasturboladern ausgerüstet.

Ein Nachteil des Dieselmotors mit Turbolader ist der Leistungsmangel bei niedrigen Drehzahlen, das sogenannte „Turboloch“. Weitere ungünstige Eigenschaften sind das Anregen von Drehschwingungen im Antriebsstrang und die Gefahr des Motorstillstands bei Überlastung („Abwürgen“).

Abb. 20: Antriebsstrang der USCGC Bertholf mit 2 Dieselmotoren (2 x 7 400 kW) und einer Gasturbine (1 x 22 000 kW)



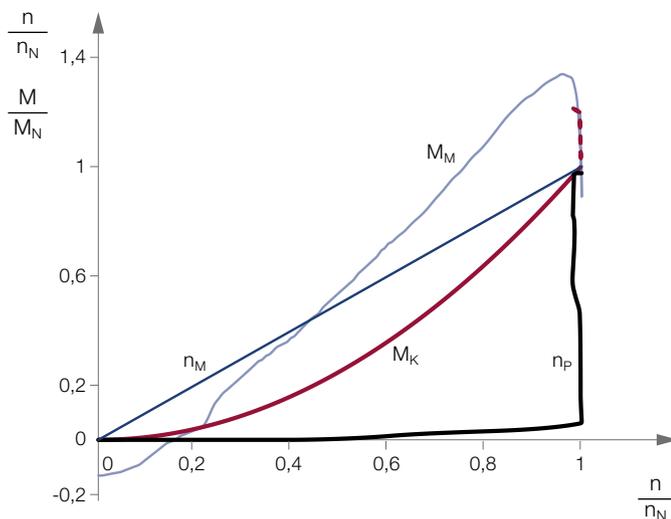
Die Integration einer hydrodynamischen Kupplung in den Antriebsstrang ist besonders dann von Vorteil, wenn eine oder mehrere der folgenden antriebstechnischen Anforderungen vorliegen: die Dämpfung von Drehschwingungen, die Begrenzung von Drehmomentspitzen, das Verschieben von Resonanzfrequenzen, der automatische Belastungsausgleich bei Mehrmotorenantrieben und das schnelle Trennen eines Dieselmotors vom restlichen Antriebsstrang. Im Prinzip sind diese Anforderungen nur bei mittelschnell- und schnelllaufenden Schiffsdieselmotoren gegeben.

Die hydrodynamische Kupplung erlaubt eine sichere Drehschwingungsabstimmung im gesamten Antriebsstrang. Ihre geringe Drehsteifigkeit lässt in der Regel eine Verschiebung der ersten Eigenfrequenz des Systems unter die Leerlaufdrehzahl des Motors zu. Weiter schützt die Kupplung das Getriebe und nachfolgende Komponenten vor Drehschwingungen, deren Anregung der Dieselmotor natürlicherweise verursacht. Analog erfahren Drehschwingungsanregungen und Drehmomentstöße, die der Propeller lastseitig in den Antrieb einleitet, eine wirksame Dämpfung.

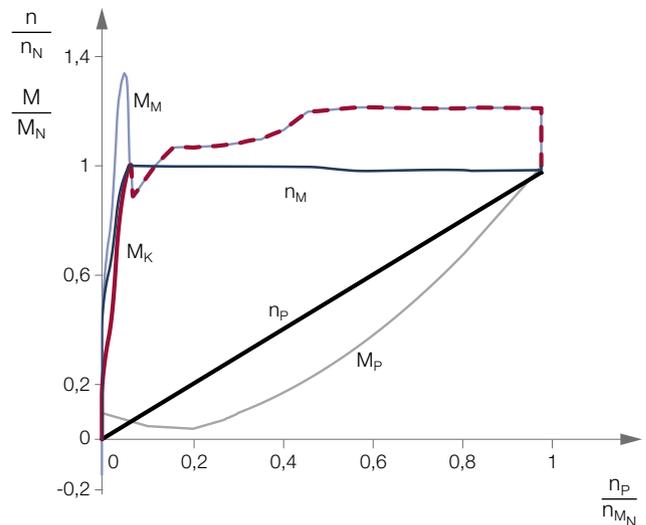
Die Turbokupplung befindet sich im Antriebsstrang immer zwischen Motor und Getriebe. Beim Anlassen entkoppelt sie aufgrund ihrer Primärkennlinie ($M_P \sim n_P^2$) den Motor von den großen sekundärseitigen Massenträgheitsmomenten. Der Motor startet daher weitgehend lastlos. Zusätzlich haben hydrodynamische Schiffskupplungen eine speziell entwickelte (dynamische) Primärkennlinie, die Betriebspunkte im Turboloch vermeidet.

Abb. 21: Typischer Anfahrvorgang eines Schiffsdieselmotors mit füllungsgesteuerter Kupplung (Typ TP) im Antrieb

Primärkennlinie und Kennlinie eines Schiffsdieselmotors



Sekundärkennlinie und Lastkennlinie eines Schiffpropellers



Bedeutung der Indizes:
M: Drehmoment
n: Drehzahl
t: Zeit
M: Motor
K: Kupplung
P: Propeller
N: Nennwert

Das Dämpfungsverhalten der Turbokupplung bringt für den Schiffsantrieb eine Reihe von Vorteilen, die sich letztlich alle positiv auf die Gesamtbetriebskosten, auf die Sicherheit und auf den Komfort an Bord auswirken.

Eine geringere Bauteilbeanspruchung der Antriebskomponenten erhöht deren Verfügbarkeit und mindert den Verschleiß im Antriebssystem. Längere Wartungsintervalle und eine höhere Lebensdauer des gesamten Antriebs sind die direkten Folgen. Besonders von Bedeutung ist dies bei Schiffen, deren Betrieb häufige und schnelle Geschwindigkeitsänderungen erfordert oder die stark wechselnden Fahrwasserbedingungen ausgesetzt sind. Bei Schiffen mit einer Blockierungsgefahr des Propellers, wie zum Beispiel bei Eisbrechern, bietet die Turbokupplung einen wirksamen Überlastschutz, der Folgeschäden vermeidet.

Niedrigere Drehschwingungsamplituden und geringere Stoßbelastungen im Antriebssystem führen zusätzlich zu einer merklich geringeren Geräuschemission.

Der automatische Belastungsausgleich, den die Kupplung aufgrund ihrer Sekundärkennlinie bietet, ist bei CODAD- (Combined Diesel and Diesel) und CODAG-Antrieben (Combined Diesel and Gas) eine ausgesprochen nützliche Eigenschaft.

Eine Schaltfunktion der Kupplung, die bei CODAD- und CODOG-Antrieben (Combined Diesel or Gas) gewünscht ist, lässt sich leicht mit füllungsgesteuerten Kupplungen (siehe 4.4) realisieren.

Drehmoment- und Drehzahlverläufe über der Zeit

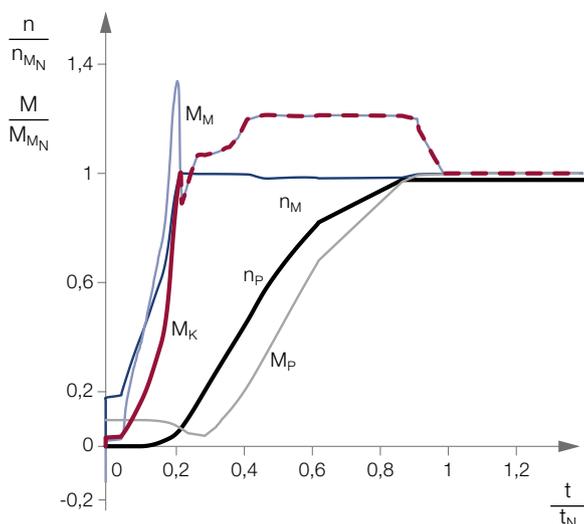
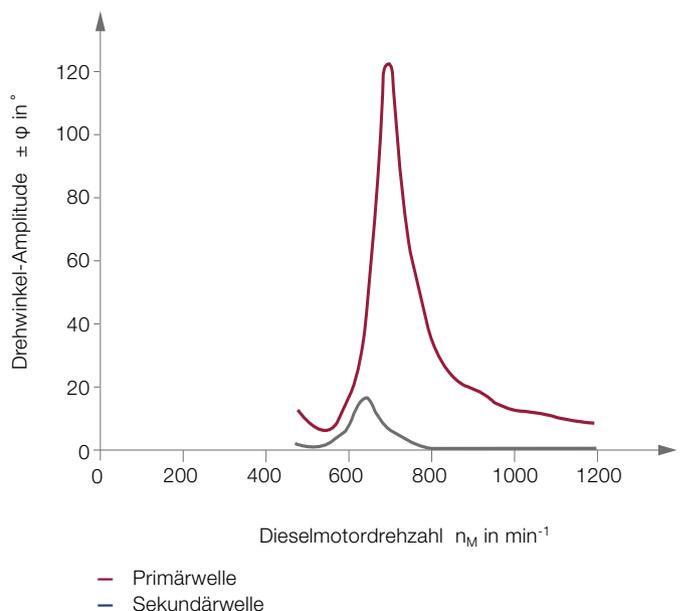


Abb. 22: Dämpfende Wirkung

einer hydrodynamischen Kupplung

Die hydrodynamische Kupplung dämpft Drehschwingungen und Drehmomentstöße im Antriebsstrang, gleichzeitig verschiebt sie Resonanzfrequenzen.



4.3 Drehrichtungs- und Wirkrichtungsabhängigkeit

Die vorangehenden Kapitel beschreiben die Leistungsübertragung vom Pumpen- zum Turbinenrad bei einer bestimmten Drehrichtung. Verschiedene Anwendungen verlangen jedoch eine Betrachtung des Übertragungsverhaltens bei Umkehr der Drehrichtung und/oder Umkehr der Richtung des Leistungsflusses. Im letzteren Fall ändert sich die Funktion der Schaufelräder, das Primärrad übernimmt die Funktion der Turbine und das Sekundärrad die Funktion der Pumpe.

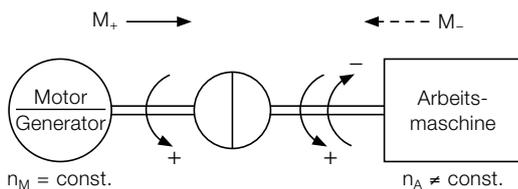
Eine Ausweitung des Sekundärkennfelds auf vier Quadranten erfasst alle denkbaren Betriebszustände. Abb. 23 zeigt der besseren Übersicht wegen nur das Kennfeld für eine festgelegte Drehrichtung des (Elektro-)Motors/Generators. Durch die Spiegelung der Kennlinien am Ursprung des Koordinatensystems entsteht der Kennlinienverlauf für die andere Drehrichtung des Motors/Generators.

Der 1. und 2. Quadrant beschreiben den Leistungsfluss vom Primär- zum Sekundärrad bei unterschiedlichen Drehrichtungen der Arbeitsmaschine. Im 4. Quadranten fließt Leistung bei gleicher Drehrichtung von der Arbeitsmaschine zum Motor/Generator. Dabei ist die Drehzahl der Arbeitsmaschine höher als die Drehzahl des Generators.

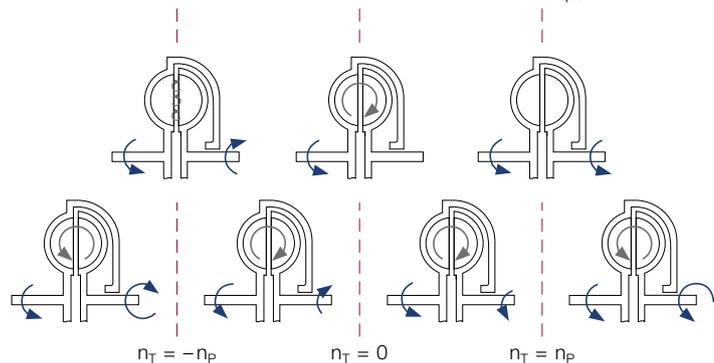
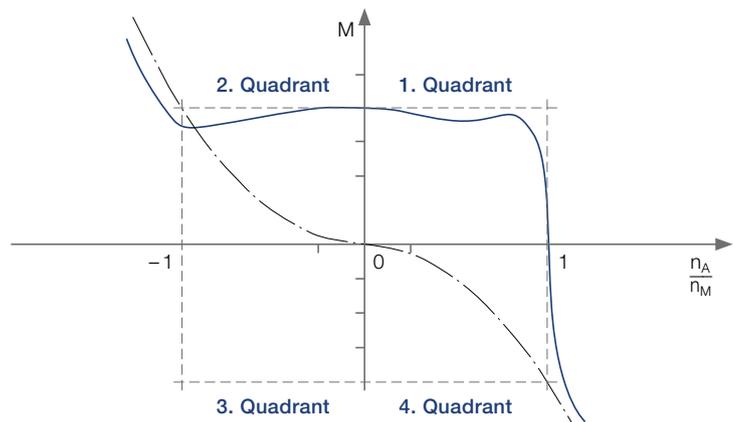
Der symmetrische Aufbau der Schaufelräder und das hydrodynamische Prinzip stellen für viele Kupplungsbauarten, unabhängig von der Antriebsdrehrichtung, die Funktion sicher. Die meisten Anwendungen beschränken sich auf den Betrieb im 1. Quadranten des Kennfelds. Bei Sonderereignissen oder bei besonderen Arbeitsprozessen ist das Verhalten in den übrigen Quadranten von Bedeutung.

Abb. 23: Stabiler Kennlinienverlauf über drei Quadranten des Betriebskennfelds

Dargestellt für drei Nenndrehzahlen und eine Drehrichtung des Antriebsmotors



- M: Drehmoment
 - n: Drehzahl
- Bedeutung der Indizes:
- M: Motor/Generator
 - A: Arbeitsmaschine
 - P: Pumpe
 - T: Turbine
 - +: Leistungsfluss Motor → Arbeitsmaschine
 - : Leistungsfluss Arbeitsmaschine → Generator



Der stabile Kennlinienverlauf im 2. Quadranten erlaubt zum Beispiel bei Schiffsantrieben ein gesteuertes Abbremsen des Propellers und ein Wenden der Propellerdrehrichtung.

Der waagrechte Drehmomentverlauf um den Drehzahlnullpunkt bietet unter anderem die Möglichkeit einer weichen Spul- und Spanneinrichtung für Kabel- und Versorgungstrossen. Der steile Übergang vom 1. in den 4. Quadranten erlaubt bei elektromotorischen Antrieben einen stufenlosen Wechsel vom motorischen in den generatorischen Betrieb. Ein solches Betriebsverhalten ist unter anderem bei teilweise oder gänzlich abwärts fördernden Gurtförderern vorteilhaft.

Bei Standard-Bauarten können konstruktive Lösungen von Pumpen und anderen Bauteilen den Betrieb an bestimmte Quadranten binden.

Anfahr- und Sicherheitskupplungen besitzen in der Regel einen unsymmetrischen Aufbau von Pumpen- und Turbinenrad

(Tabelle Seiten 18 / 19). Dadurch ergeben sich bei einer Änderung der Leistungsfluss-Richtung unterschiedliche Kennlinienverläufe. Die Übergänge vom 1. in den 4. Quadranten und umgekehrt sind dennoch stetig.

Eine Besonderheit stellt eine Kupplung mit schräg zur Achse angeordneten Schaufeln dar (Abb. 24, rechts). Diese Kupplungsvariante zeigt eine ausgeprägte Freilaufwirkung.

In Schiffsantrieben mit zwei Dieselmotoren, die über ein Doppelgetriebe einen Propeller antreiben, ist dieses Verhalten ausgesprochen nützlich (Abb. 25): Treibt beispielsweise der Motor 2 mit n_2 über das Getriebe die Abtriebsseite von Kupplung 1 schneller als n_1 an, so steht am Motor 1 – selbst bei voll befüllter Kupplung – nur ein geringes Schleppmoment an. Bei Stell- und Schaltkupplungen mit Kupplungsentleerung ist sogar eine nahezu vollständige Entkoppelung des Motors 1 vom Kraftschluss des Antriebs realisierbar. Danach ist eine Stillsetzung von Motor 1 ohne weiteres möglich.

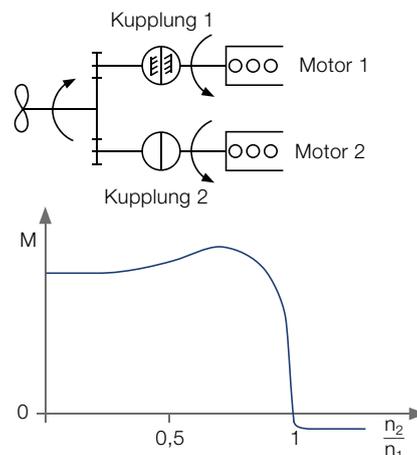
Abb. 24: Kupplungsräder

mit gerader und schräger Beschau felung



Abb. 25: Schiffsantrieb mit zwei Dieselmotoren

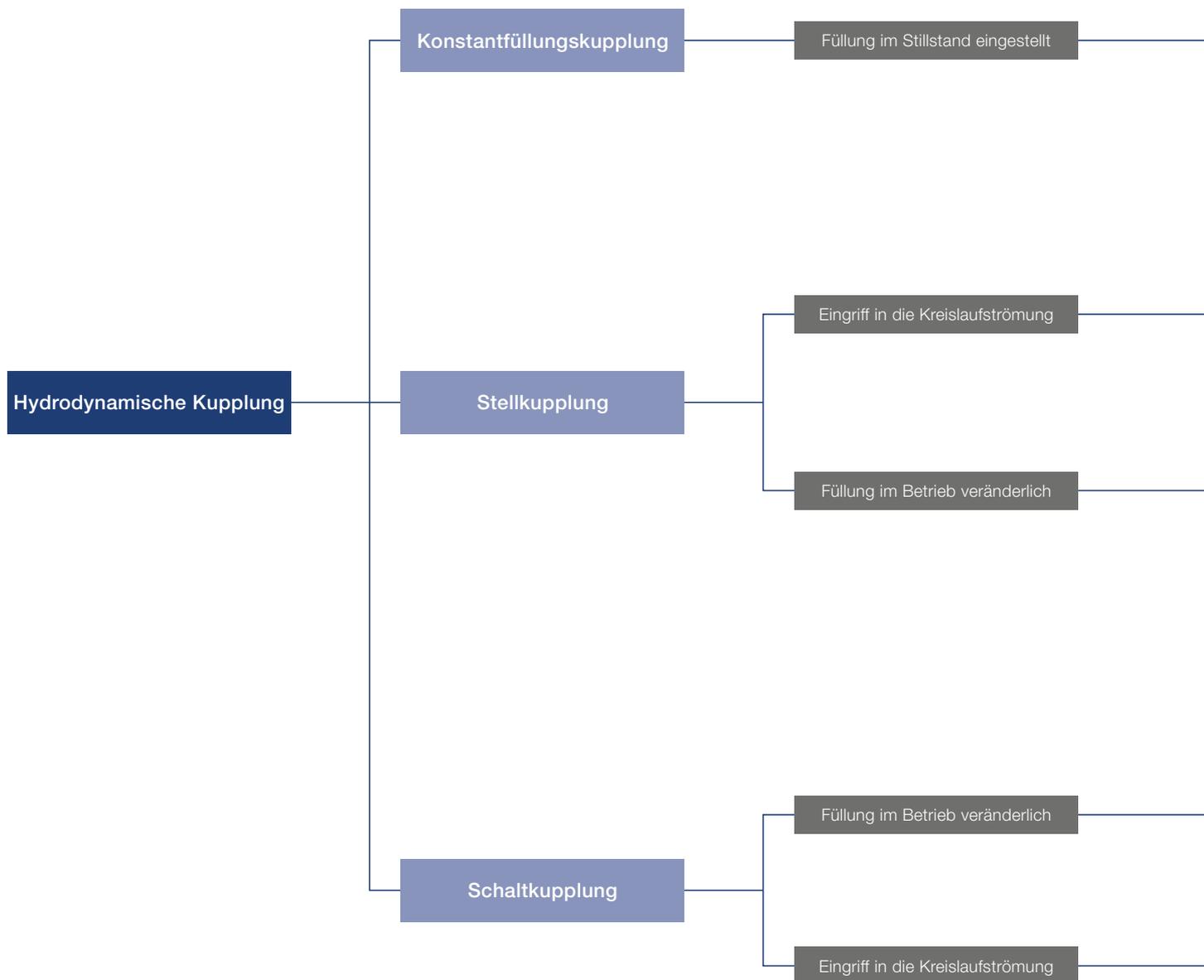
Die hydrodynamische Kupplung mit schräger Beschau felung weist eine gute Freilaufwirkung auf.

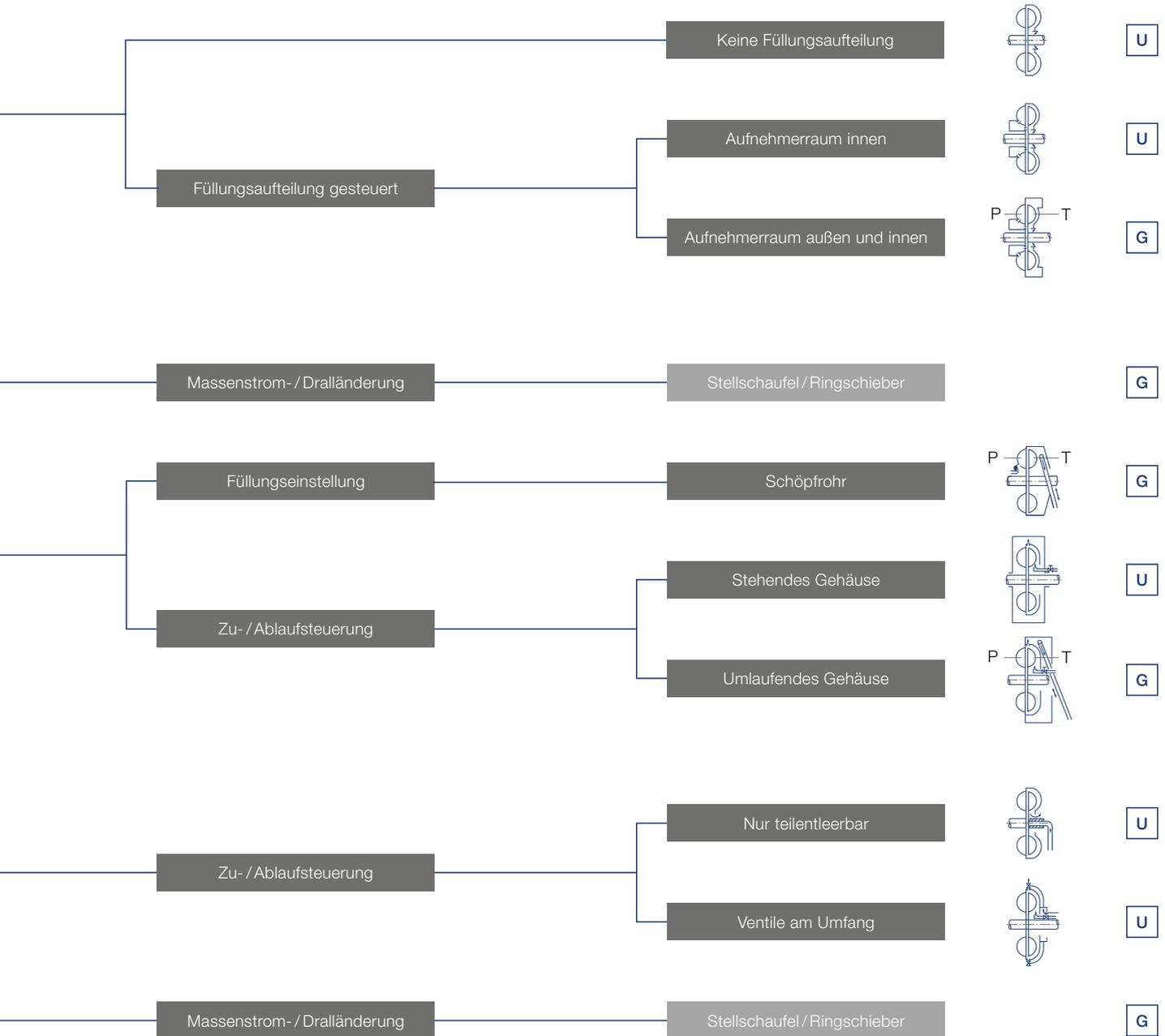


4.4 Gliederung der Kupplungsbauformen

Abb. 26: Gliederung der Bauformen hydrodynamischer Kupplungen

nach Richtlinie VDI 2153 – entsprechend der Terminologie der Wellenkupplungen





U: universelle Anwendung beider Schaufelräder
als Pumpe oder Turbine

P: Pumpe
T: Turbine

G: gebundene Anwendung der Schaufelräder
durch konstruktive Merkmale

4.4.1 Konstantfüllungskupplungen

Kupplungen dieser Bauart finden ihren Einsatz hauptsächlich zum Anfahren, zur Drehmomentbegrenzung und zur Beeinflussung des Drehschwingungsverhaltens des Antriebsstrangs.

Die Bauformen unterscheiden sich hauptsächlich durch Nebenräume, deren automatisch gesteuerte Befüllung und Entleerung einen maßgeblichen Einfluss auf das Anfahrverhalten hat.

Konstantfüllungskupplungen sind nach außen abgedichtet. Die Befüllung geschieht erstmalig vor Inbetriebnahme. Antriebstechnische Anforderungen bestimmen die Bauform und Füllmenge. Das Verhältnis des eingefüllten Betriebsflüssigkeitsvolumens zum Gesamtvolumen der Kupplung wird als Füllungsgrad bezeichnet. Die Kupplung erhält durch den Füllungsgrad eine bestimmte Kennlinie (siehe 4.1). Manuelles Hinzufügen oder Entnehmen von Betriebsflüssigkeit (im Stillstand) ermöglicht spätere Kennlinienanpassungen.

4.4.2 Stellkupplungen (Regelkupplungen)

Mit einer Stellkupplung lässt sich die Drehzahl der Arbeitsmaschine über einen weiten Bereich unterhalb der Antriebsdrehzahl steuern oder regeln. Für die wichtigsten Arbeitsmaschinen-Kennlinien stellen sich stabile Betriebspunkte ein. Stellkupplungen besitzen Einrichtungen, die das Übertragungsverhalten im Betrieb stufenlos verändern. Dies geschieht überwiegend durch Änderung des Füllungsgrads. Stellkupplungen haben zur Füllungsänderung stets einen externen Flüssigkeitskreislauf, der auch zur Kühlung dienen kann.

Die Änderung des Füllungsgrads erfolgt im Betrieb, entweder über ein radial bewegliches Schöpfrohr oder über eine Steuerung des Betriebsflüssigkeitszu- und -ablaufs über Ventile und Düsen.

4.4.3 Schaltkupplungen

Schaltkupplungen unterbrechen durch Entnahme der Betriebsflüssigkeit auf einfache Art und Weise den Kraftschluss zwischen Antriebsmotor und Arbeitsmaschine.

Schaltkupplungen besitzen Einrichtungen, die das Übertragungsverhalten im Betrieb zwischen zwei Grenzwerten (meist Maximum und Minimum des Füllungsgrads) verändern. Die bekannten Bauprinzipien der Stellkupplungen finden sich vorzugsweise bei Schaltkupplungen wieder.

4.5 Hydrodynamische Eigenschaften, Vorteile und Nutzen

Hydrodynamische Kupplungen beeinflussen mit ihrem Wirkprinzip den Leistungsfluss in einem Antriebssystem auf mehrfache Weise. Die geforderten Übertragungseigenschaften für Drehmoment und Leistung sowie die Beeinflussung des gesamten Systemverhaltens bestimmen im Prinzip die Auswahl einer Kupplung.

Insbesondere bei Konstantfüllungskupplungen sind diese Übertragungseigenschaften von Bedeutung, da sie ohne Steuerungseingriffe von außen dem hydrodynamischen Wirkprinzip eigen sind.

Folgende Tabelle fasst die wichtigsten hydrodynamischen Eigenschaften der Konstantfüllungskupplungen zusammen und zeigt die daraus resultierenden Vorteile und Nutzen im Gesamtsystem:

Vorteile und Nutzen durch Voith Turbokupplungen im Antriebsstrang

Hydrodynamische Eigenschaft	Vorteile, Nutzen
Die Kupplung – und nicht die Arbeitsmaschine – bestimmt die Leistungsabgabe des Antriebsmotors an das Antriebssystem	<ul style="list-style-type: none"> + Entlasteter Motorhochlauf + Sanfte Beschleunigung der Arbeitsmaschine + Keine Motor-Überdimensionierung + Einsatz von kostengünstigen Standard-Motoren
Die Kupplung begrenzt drehzahlabhängig das maximal auftretende Drehmoment im Antriebsstrang	<ul style="list-style-type: none"> + Überlast- und Blockierschutz + Keine Überdimensionierung der Antriebskomponenten + Keine antriebsbedingte Überdimensionierung der Arbeitsmaschine + Schonung und längere Lebensdauer aller Systemkomponenten
Systemtrennung zwischen An- und Abtriebsseite der Kupplung, Kraftschluss durch einen Flüssigkeitsstrom	<ul style="list-style-type: none"> + Verschleißfreie Leistungsübertragung + Geringerer Wartungs- und Instandhaltungsaufwand + Bei Mehrmotorenantrieben: <ul style="list-style-type: none"> - zeitlich gestaffeltes Einschalten der Motoren zur Netzentlastung - verbesserter Belastungsausgleich
Dämpfung und/oder Trennung von Drehschwingungen und Drehmomentstößen ¹	<ul style="list-style-type: none"> + Verbesserte dynamische Eigenschaften sowohl des Antriebs- als auch des Gesamtsystems + Schonung und längere Lebensdauer aller Systemkomponenten
Nur bei Konstantfüllungskupplungen: Einfache Einstellbarkeit des Übertragungsverhaltens durch manuelles Hinzufügen oder Entnehmen von Betriebsflüssigkeit (im Stillstand)	<ul style="list-style-type: none"> + Nachträgliche Betriebsanpassungen sind möglich + Bei Mehrmotorenantrieben einstellbarer Belastungsausgleich und kein Lastpendeln
Nur bei Stellkupplungen: Einfache Einstellbarkeit des Übertragungsverhaltens durch gesteuertes Hinzufügen oder Entnehmen von Betriebsflüssigkeit (während des Betriebs)	<ul style="list-style-type: none"> + Steuerung oder Regelung des Anfahr- und Betriebsprozesses, angepasst an die Anwendung + Bei Mehrmotorenantrieben regelbarer Belastungsausgleich + Gesteuerte Entleerung zur Unterbrechung des Leistungsflusses im Antriebsstrang
Nur bei Schaltkupplungen: Einfache Einstellbarkeit des Übertragungsverhaltens durch gesteuertes Hinzufügen oder Entnehmen von Betriebsflüssigkeit (während des Betriebs)	<ul style="list-style-type: none"> + Gesteuerte Schaltung des Leistungsflusses im Antriebsstrang

¹ Primär- oder sekundärseitige Drehmomentschwankungen mit niedriger Frequenz erfahren bei der Übertragung eine starke Dämpfung. Eine Weiterleitung von höherfrequenten Drehmomentschwankungen findet praktisch nicht statt (siehe 2.1). Diese für das System positive Eigenschaft ist physikalisch-mathematisch beschreibbar (Kelvin-Modell).

Die Summe der Vorteile und Nutzen, die die hydrodynamische Leistungsübertragung gleichzeitig bietet, ist einzigartig. Keine andere Technologie ist bei derart niedrigem Aufwand und derartiger Einfachheit dazu in der Lage!

5 Die Turbokupplung als Anfahr- und Sicherheitskupplung

Die Gliederung der Kupplungsbauformen nach funktionellen Gesichtspunkten gemäß VDI 2153 in Konstantfüllungs-, Stell- und Schaltkupplungen hat sich in der Praxis nicht durchgesetzt. Antriebstechniker bevorzugen in der Regel eine anwendungsorientierte Gliederung in *Anfahr- und Sicherheitskupplungen* sowie *Stell- und Regelkupplungen*.

Das Anfahren von Antriebssystemen und der Schutz des Triebstrangs gegen Überlastung können in den meisten Fällen mit Konstantfüllungskupplungen realisiert werden. Bei komplexeren antriebstechnischen Anforderungen kommen vielfach füllungsgesteuerte Kupplungen zum Einsatz.

Füllungsgesteuerte Kupplung
im Antrieb eines Gurtförderers



5.1 Turbokupplungen mit konstanter Füllung

Die Auslieferung der Turbokupplungen mit konstanter Füllung erfolgt überwiegend als einbaufertige Einheit ohne Betriebsfüllung. Die Befüllung erfolgt im Stillstand vor Inbetriebnahme. Die Anforderungen an das Anfahr- und Übertragungsverhalten bestimmen die Füllmenge (siehe 4.1).



Abb. 27: 3D-Schnittmodell einer Turbokupplung mit konstanter Füllung (mit Betriebsflüssigkeit)

5.1.1 Konstruktive Basismerkmale

Die Voith Turbokupplung besteht in ihrer einfachsten Ausführung (Typ T) nur aus wenigen Hauptbauteilen ohne zusätzliche Nebenräume. Das beschaufelte Außenrad bildet zusammen mit der Schale den Arbeitsraum, der relativ zur Nabe gelagert und nach außen abgedichtet ist. Das Innenteil besteht aus der Nabe und dem Innenrad, die fest miteinander verbunden sind. Zum Ausgleich geringer Montageungenauigkeiten ist bei koaxialer Anordnung im Wellenstrang eine Verbindungskupplung erforderlich.

Der konstruktive Aufbau dieser Grundbauart legt die Funktion der Schaufelräder als Pumpe oder Turbine noch nicht fest. Die funktionale Festlegung erfolgt durch eine eindeutige Montageanweisung oder durch unterschiedliche Bohrungen der an- und abtriebsseitigen Naben. Die Benennung der Schaufelräder ist daher neutral und entsprechend ihrer Lage gewählt: Innenrad und Außenrad.

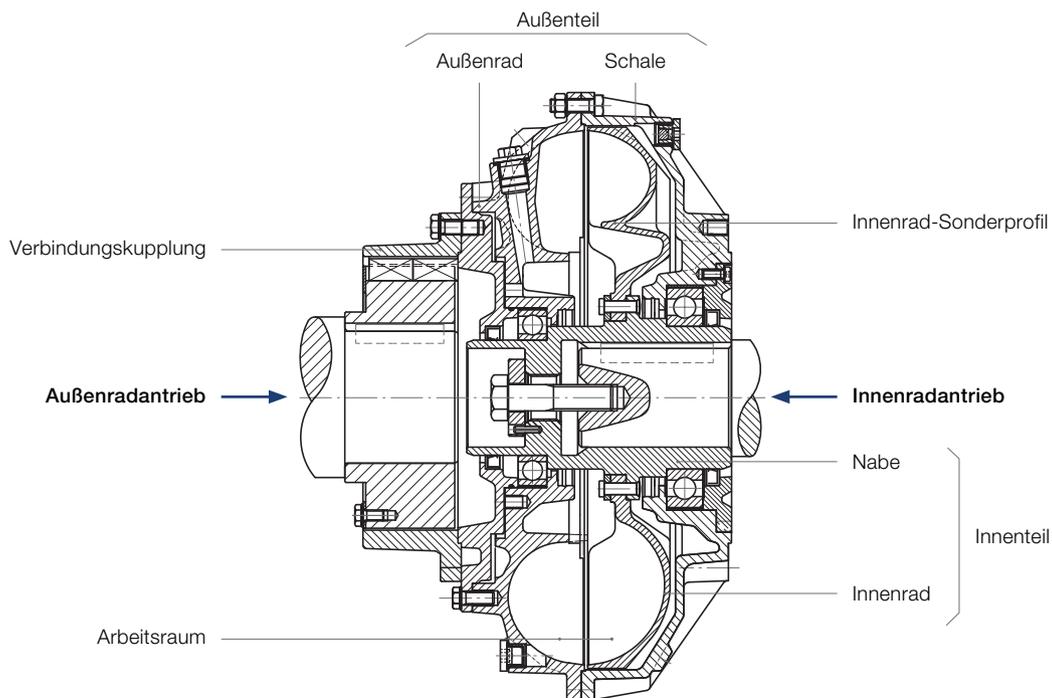
Die Leistungsübertragung ist bei beiden Einbauvarianten gewährleistet:

1. Antrieb über Außenrad: *Außenradantrieb*
2. Antrieb über Innenrad: *Innenradantrieb*

Es bilden sich jedoch, abhängig von der Profilform, unterschiedliche Kennlinienverläufe aus. Speziell entwickelte Radprofile, hauptsächlich bei den Innenrädern, führen zu spezifischen, anforderungsbedingten Kennlinien. Die Festlegung der Antriebsart (Innen-/Außenradantrieb) erfolgt bei der Kupplungsauslegung. Eine nachträgliche Änderung bedarf der erneuten Überprüfung, insbesondere hinsichtlich Drehmomentbegrenzung und Wärmeabfuhr.

Abb. 28: Basisausführung aller Turbokupplungen mit konstanter Füllung

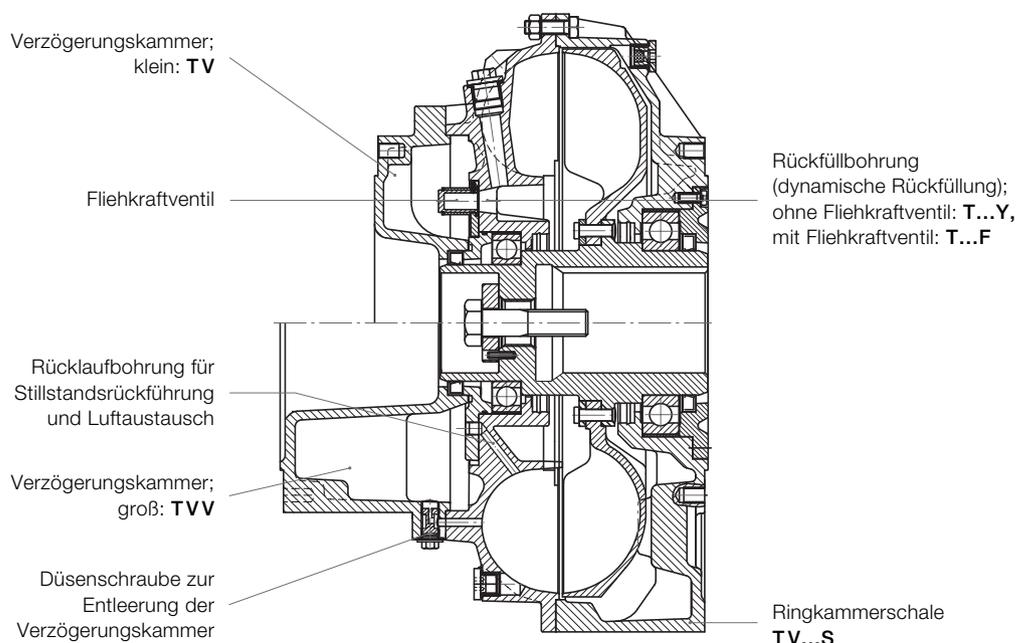
Turbokupplung Typ T mit elastischer Verbindungskupplung für koaxialen Einbau



5.1.2 Multifunktionales Typenprogramm

Voith hat aus jahrzehntelanger Erfahrung ein multifunktionales, modulares Typenprogramm für konstantgefüllte Turbokupplungen entwickelt. Es basiert auf wenigen Hauptbauteilen und Steuerungsmerkmalen. Mit diesem modularen Konzept lassen sich eine Vielzahl von Anforderungen an das Anfahr- und Betriebsverhalten bedarfsgerecht erfüllen. Die Nutzung von Nebenräumen und der Volumenaustausch über feste oder mit Fliehkraftventilen verschließbare Bohrungen ermöglichen eine große Variation von drehzahl-, zeit- oder schlupf-abhängigen Kennlinien.

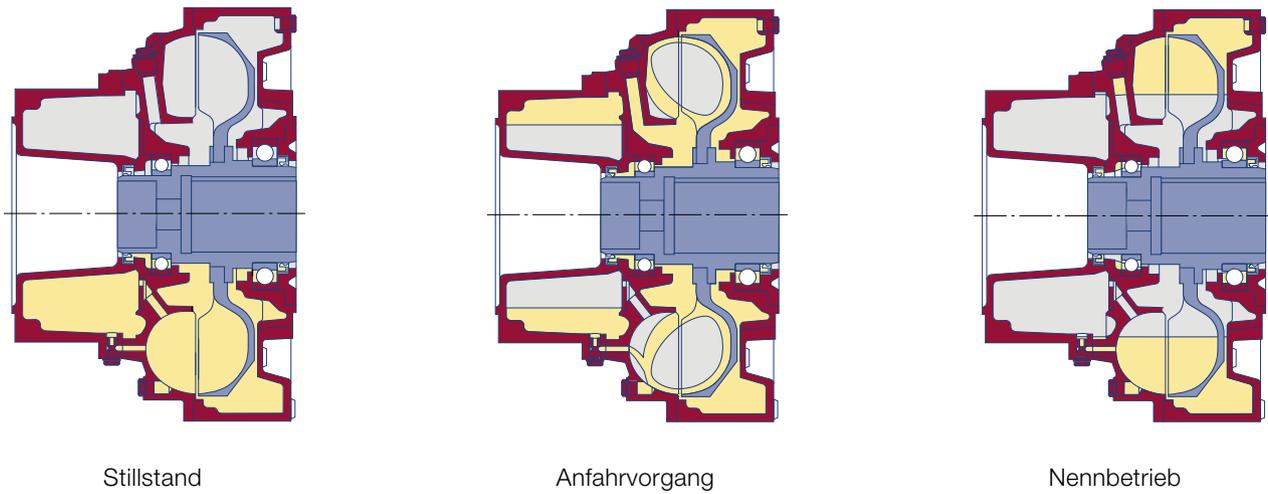
Abb. 29: Konstruktionsmerkmale zur Realisierung eines multifunktionalen Typenprogramms



Konstruktionsmerkmale zur Realisierung eines multifunktionalen Typenprogramms

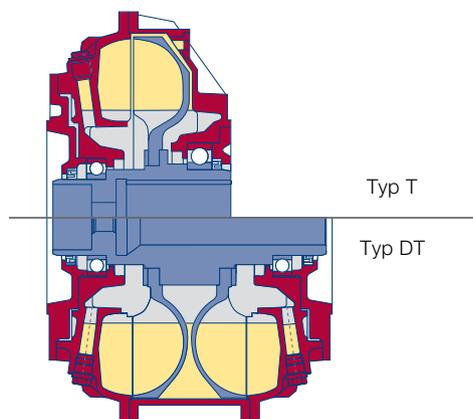
Typen- bezeichnung	Konstruktionsmerkmale	Funktionsbeschreibung
T	Basisausführung	Die Arbeitsraumfüllung bestimmt das Anfahr- und Betriebsverhalten.
TV	Normale Verzögerungskammer	Die Verzögerungskammer nimmt im Stillstand einen Teil der Betriebsflüssigkeit auf.
TVV	Vergrößerte Verzögerungskammer	Während des Anfahrvorgangs entleert sich die Verzögerungskammer über Düsenbohrungen in den Arbeitsraum.
TV...S	Verzögerungskammer und Ringkammerschale	<p>Verzögerungskammer und Ringkammerschale nehmen im Stillstand einen Teil der Betriebsflüssigkeit auf.</p> <p>Während des Motorhochlaufs nimmt die Ringkammerschale zusätzlich einen Teil der Betriebsflüssigkeit aus dem Arbeitsraum auf.</p> <p>Während des Anfahrvorgangs entleert sich die Verzögerungskammer über Düsenbohrungen in den Arbeitsraum.</p>
TV...Y	Verzögerungskammer und Rückfüllbohrungen	<p>Die Verzögerungskammer nimmt im Stillstand einen Teil der Betriebsflüssigkeit auf.</p> <p>Während des Motorhochlaufs und bei hohem Schlupf entleert sich der Arbeitsraum zum Teil über die Rückfüllbohrungen in die Verzögerungskammer.</p> <p>Mit abnehmendem Schlupf (zunehmender Arbeitsmaschinendrehzahl) kommt der Rückfüllvorgang zum Stillstand. Die Verzögerungskammer entleert sich über Düsenbohrungen in den Arbeitsraum.</p>
TV...F	Verzögerungskammer und Fliehkraftventile	<p>Die Verzögerungskammer nimmt im Stillstand einen Teil der Betriebsflüssigkeit auf.</p> <p>Während des Motorhochlaufs und bei hohem Schlupf füllt sich die Verzögerungskammer bei geöffneten Fliehkraftventilen über die Rückfüllbohrungen mit Betriebsflüssigkeit aus dem Arbeitsraum weiter auf.</p> <p>Kurz vor Erreichen der Motornendrehzahl (obere Schaltdrehzahl) schließen sich die Fliehkraftventile, der Rückfüllvorgang kommt zum Stillstand. Die Verzögerungskammer entleert sich über Düsenbohrungen in den Arbeitsraum.</p> <p>Kommt es bei schwach ausgelegten Stromnetzen zu Spannungsabfällen mit Motordrückung, öffnen sich die Fliehkraftventile bei einer unteren Schaltdrehzahl. Der Arbeitsraum entleert sich zum Teil über die Rückfüllbohrungen in die Verzögerungskammer. Der Motor wird entlastet und läuft wieder hoch.</p> <p>Dieser Zyklusbetrieb wiederholt sich so lange, bis eine Stabilisierung des Netzes eintritt oder eine thermische Sicherung des Systems anspricht.</p>

Abb. 30: Verteilung der Betriebsflüssigkeit in einer Turbokupplung Typ TVVS



Ein weiteres Element des modularen Typenprogramms ist die Ausführung als Doppelkreislaufkupplung (Abb. 31, Typ DT). Die beiden Strömungskreisläufe einer DT-Kupplung sind im Prinzip parallel geschaltet. Damit ist annähernd die doppelte Leistungsübertragung bei gleichem Außendurchmesser möglich. Funktionseigenschaften ändern sich nur unwesentlich.

Abb. 31: Vergleich von Einfach- und Doppelkreislaufkupplung



5.1.3 Auswahlkriterien und hydrodynamische Eigenschaften

Leistungskennfeld

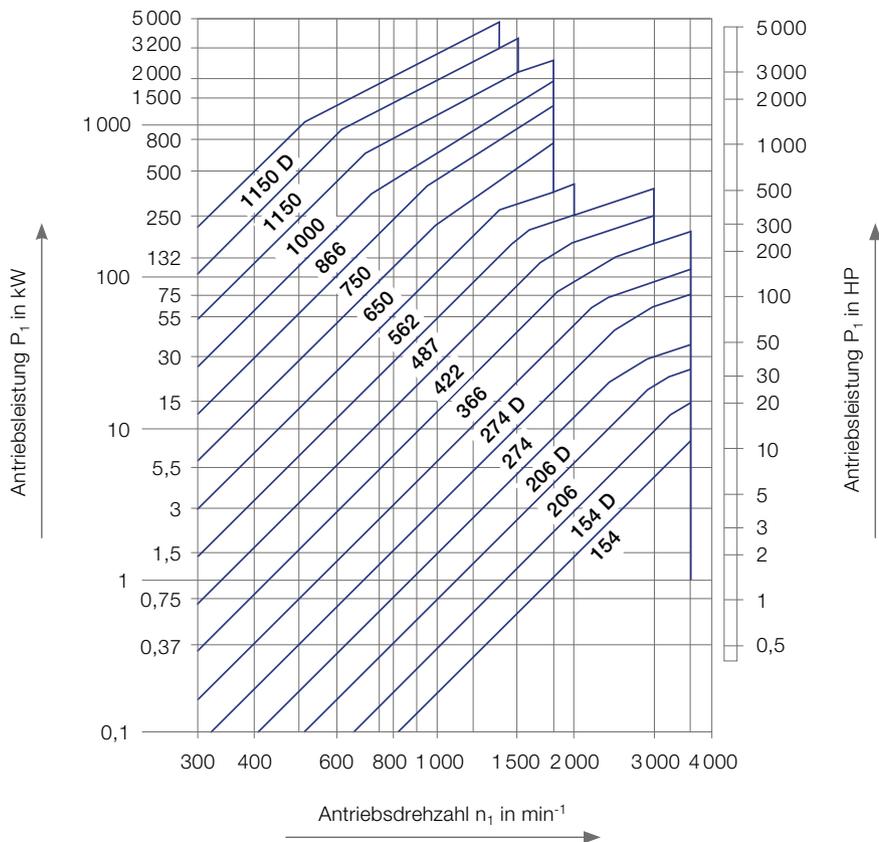
In der Regel finden beim modularen Typenprogramm der Voith Konstantfüllungskupplungen gleiche Hauptbauteile Verwendung. Dies gilt insbesondere für das Pumpen- und Turbinenrad. Daher ist ein und dasselbe Leistungskennfeld für alle Bauvarianten gültig – vorausgesetzt die gleiche Betriebsflüssigkeit (gleiche Dichte) kommt zum Einsatz.

Die Leistung der Arbeitsmaschine und die Nenndrehzahl des Antriebsmotors sind wesentliche Auslegungsfaktoren für die Kupplung. Sie bestimmen hauptsächlich die Kupplungsgröße. Im Leistungskennfeld ist der Profildurchmesser als Größe angegeben. Die Größenstufung entspricht einem Leistungssprung von 2 : 1 bei vertretbaren Mindestschlupfwerten.

Da $P_p \sim D_p^5 |_{\omega_p = \text{const.}}$ (siehe 3.2.3) ist, ergibt sich ein Stufensprung von $1 : \sqrt[5]{2}$.

Abb. 32: Leistungskennfeld für Voith Turbokupplungen mit konstanter Füllung

Betriebsflüssigkeit Mineralöl



Die Werkstofffestigkeit der Kupplungshauptteile bestimmt die maximal zulässige Drehzahl. Nach einer ersten überschlägigen Ermittlung der Kupplungsgröße aus den Leistungsdaten bestimmen die Einsatzbedingungen die Bauart und Variante.

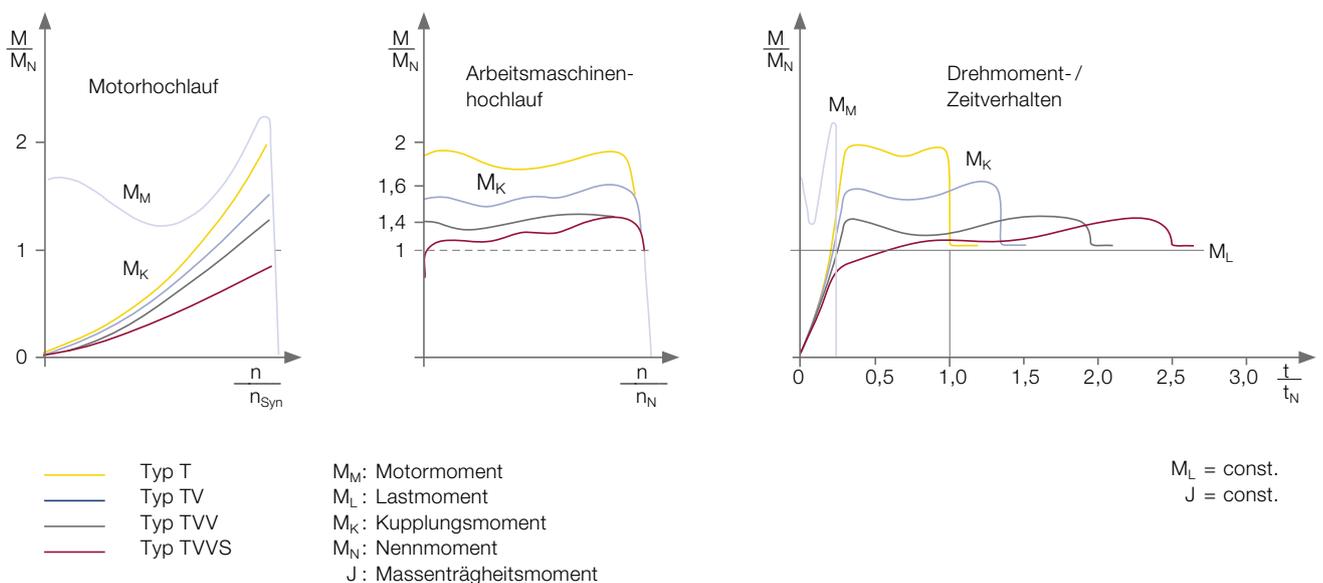
Abschließend ist eine Überprüfung der thermischen Belastung der Kupplung erforderlich. Grundsätzlich gilt für jeden schlupf-behafteten Anfahrvorgang, dass mindestens die Hälfte der Anfahr-energie in Wärme umgesetzt wird. Daher sind die Wärmespeicherkapazität und die Höhe der Wärmeabfuhr für die Wahl der richtigen Anfahrkupplung mitentscheidend.

Kennliniencharakteristik

Die verschiedenen Kupplungsbauarten unterscheiden sich wesentlich durch ihre Kennlinien (siehe 4.1), die das Anfahrverhalten maßgeblich bestimmen. Für die Mehrzahl der Anwendungen sind Kupplungen mit zeitabhängigen Kennlinien (siehe 5.1.2) ausreichend.

Abb. 33: Vergleich des Anfahrverhaltens einer Arbeitsmaschine mit konstantem Last- und Massenträgheitsmoment

bei Verwendung unterschiedlicher Kupplungstypen. Antriebsmotor ist ein Kurzschlussläufer-Asynchronmotor



5.2 Füllungsgesteuerte Turbokupplungen

Die Integration dieser Kupplungsbauart in ein Antriebssystem kann sehr unterschiedlich sein. Im einfachsten Fall umfasst der Lieferumfang nur das Pumpen- und Turbinenrad sowie die umschließende Schale; die Betriebsmittelversorgung und deren Steuerung ist Bestandteil der Gesamtanlage. Bei komplexeren Anforderungen kommen eigengelagerte Kupplungseinheiten mit integrierter Betriebsmittelversorgung, Kühlung, Überwachung und Anlagensteuerung zum Einsatz.

5.2.1 Konstruktive Basismerkmale

Die Auslieferung füllungsgesteuerter Turbokupplungen erfolgt überwiegend in vormontierten Baugruppen. Die rotierenden Teile, Gehäuseteile und die Betriebsmittelversorgung werden vor Ort in das Antriebssystem integriert. Abb. 34 und 35 zeigen fremd- und eigengelagerte Kupplungen, ausgeführt als Einfach- und Doppelkreislaufkupplung mit den Steuerungsprinzipien „TP“ und „TPK“.

Steuerungsprinzip TP:

Eine Pumpe fördert die Betriebsflüssigkeit aus einem Reservoir in die Kupplung. Gleichzeitig entweicht über Düsen in der Kupplungsschale Betriebsflüssigkeit aus der Kupplung in das Gehäuse. Die Steuerung des Übertragungsverhaltens geschieht durch Abstimmung des Zulaufvolumenstroms auf den Ablaufvolumenstrom. Der (Arbeits-)Raum, den Pumpenrad und Schale bilden, rotiert mit der Motordrehzahl. Die Füllhöhe in diesem rotierenden Gefäß generiert einen Rotationsdruck und damit einen Ablaufvolumenstrom, abhängig vom Durchmesser der Düsen in der Schale. Eine Erhöhung des Zulaufvolumenstroms erzeugt somit einen höheren Füllstand im Arbeitsraum, der eine höhere Drehmomentübertragungsfähigkeit zur Folge hat. Gleiches gilt umgekehrt. Auf jeden Fall muss der maximale Förderstrom der Pumpe größer als der Ablaufvolumenstrom bei vollständig gefüllter Kupplung sein. Überlaufbohrungen im Innenbereich der Schale sorgen für eine Füllungsbegrenzung. Ein Anfahrvorgang wird über die Anpassung des Zulaufvolumenstroms gesteuert oder geregelt.

Steuerungsprinzip TPK:

Dieses Prinzip beruht auf der dosierten Befüllung des rotierenden Arbeitsraums. Auch hier entweicht Betriebsflüssigkeit über Düsen aus dem Arbeitsraum, jedoch in eine Ringschale, die mit dem Pumpenrad verbunden ist. Aus dieser Ringschale schöpft eine Staudruckpumpe (feststehendes Schöpfrohr) die Betriebsflüssigkeit ab und leitet sie anschließend durch einen Wärmetauscher über eine Fangrinne zurück in den Arbeitsraum. Es entsteht ein äußerer, in sich geschlossener Betriebsmittelkreislauf. Die Füllung im Arbeitsraum ändert sich indirekt durch Zuführung oder Entnahme von Betriebsflüssigkeit in diesen bzw. aus diesem äußeren Kreislauf. Das Fördervolumen der Betriebsmittelpumpe hängt nur noch von der gewünschten Füllzeit des Arbeitsraums ab. Vorteile des TPK-Prinzips sind eine hohe Stellgenauigkeit, kleine Betriebsmittelpumpen und ein höherer Gesamtwirkungsgrad als beim TP-Prinzip.

Abb. 34: Füllungsgesteuerte Turbokupplung Typ TP, fremdgelagert, Doppelkreislaufkupplung

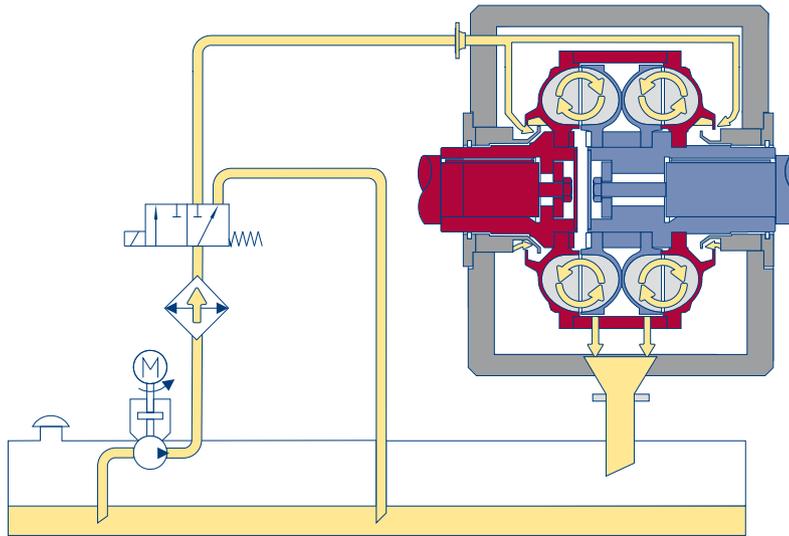
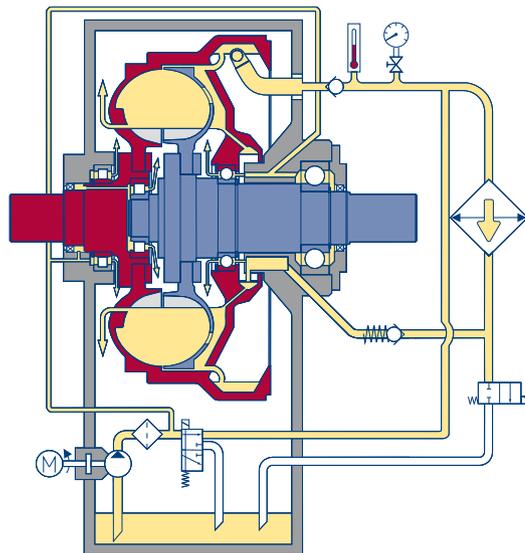


Abb. 35: Füllungsgesteuerte Turbokupplung Typ TPKL, eigengelagert, Einfachkreislaufkupplung



5.2.2 Anwendungsorientiertes Typenprogramm

Die unterschiedlich tiefe Integration der füllungsgesteuerten Kupplungen in die Antriebssysteme erfordert eine sehr flexible Ausrichtung des Typenprogramms und des Lieferumfangs. Es zeichnet sich jedoch ein Trend zur kompakten, eigengelagerten Bauart mit integrierter Betriebsmittelversorgung ab.

5.2.3 Auswahlkriterien und hydrodynamische Eigenschaften

Die Hauptbauteile der füllungsgesteuerten Turbokupplungen sind aus der Stellkupplungsbaureihe abgeleitet. Im Wesentlichen handelt es sich hier um die Profildurchmesser der Schaufelräder und die Gestaltung der Funktionselemente für den Betriebsmittelkreislauf. Das Leistungskennfeld der füllungsgesteuerten Kupplungen gleicht dem der Konstantfüllungskupplungen, da die Stufung der Profildurchmesser und einige Auslegungsgrenzen für beide Bauarten gleich sind. Die Leistung der Arbeitsmaschine und die Nenndrehzahl des Antriebsmotors bestimmen auch hier hauptsächlich die Kupplungsgröße. Die Anwendung und die Einsatzbedingungen sind zusammen die maßgeblichen Faktoren für die Festlegung des Steuerungsprinzips, den Bauteilumfang, die Ausführung der Betriebsmittelversorgung sowie der Steuerungs- und Überwachungseinrichtung.

Merkmale des anwendungsorientierten Typenprogramms füllungsgesteuerter Turbokupplungen

Konstruktionsmerkmale	Standard-Variationen	Bemerkungen
Steuerungsprinzip	TP	Einfaches System, aber geringere Stellgenauigkeit
	TPK	Hohe Stellgenauigkeit und guter Gesamtwirkungsgrad
Anzahl der Strömungskreisläufe	Einfachkreislaufkupplung	Geringe Einbaulänge
	Doppelkreislaufkupplung	Doppelt so hohe Leistungsübertragung wie bei einer Einfachkreislaufkupplung mit gleichem Außendurchmesser; weitgehend ausgeglichene Axialkräfte
Betriebsmedium	Mineralöl	Gute Kavitations- und Korrosionsbeständigkeit
	Wasser	Nichtentflammbare, umweltverträgliche Betriebsflüssigkeit
Bauteilumfang	Pumpen-, Turbinenrad und Schale	Flexible Integration in einen geschlossenen Triebstrang
	Pumpen-, Turbinenrad, Schale und Gehäuse	Integration in ein modulares Antriebssystem
	Kupplung mit an- und abtriebsseitiger Gehäuselagerung	Eigenständiges Aggregat
	Kupplung entweder mit an- oder mit abtriebsseitiger Gehäuselagerung	Anbau-Aggregat
Betriebsmittelversorgung	Fremd	Komponente im Triebstrang
	Separat mit Kühler	Modulare Bauweise
	Im Gehäuse integriert mit Kühler	Komplett eigenständiges Aggregat
Steuerung/Regelung	Fremd	–
	Nur Füllungssteuerung und Überwachung	–
	Anlagensteuerung, Regelung und Überwachung	–

Abb. 36 beschreibt zwei Anfahrvorgänge eines Gurtförderers – eine typische Anwendung von füllungsgesteuerten Kupplungen. Die Höhe und Wirkdauer der Zugkräfte im Gurt beeinflussen unmittelbar dessen Beschaffungskosten und Lebensdauer. Der zeitliche Drehmomentaufbau und die enge Drehmomentbegrenzung sind daher sehr wichtige Auslegungskriterien für Förderanlagen.

Die Pumpen- und Turbinenräder sind die gleichen wie bei der Stellkupplungsbaureihe. Sie bewirken ein gut gefächertes Sekundärkennfeld. Mit einer geeigneten Steuerung oder Regelung ist das Anfahren des Gurtförderers beladungsabhängig in eng vordefinierten Grenzen sichergestellt.

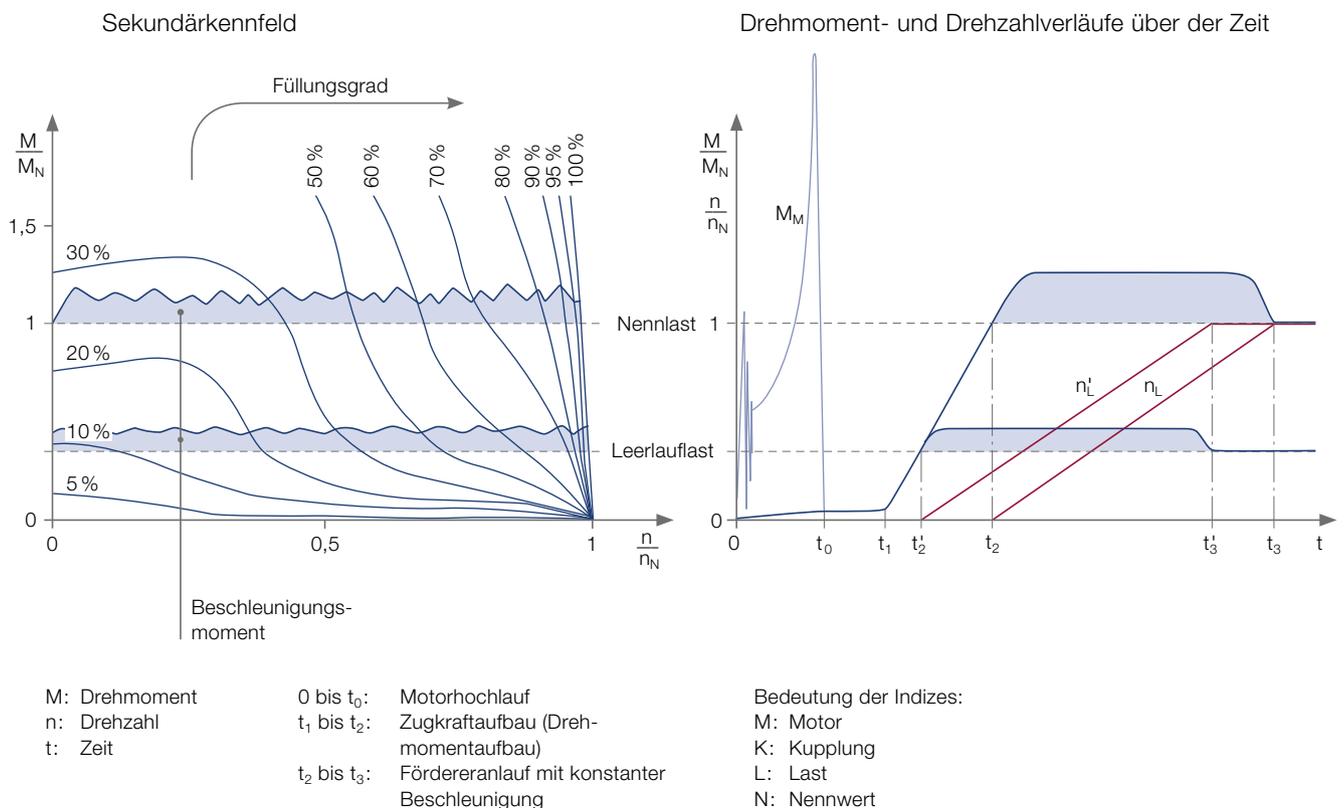
Der Einsatz einer füllungsgesteuerten Turbokupplung im Antrieb eines Gurtförderers, wie beispielsweise im Abschnitt 4.2.1 beschrieben, bringt weitere bemerkenswerte Vorteile für das Gesamtsystem: Der Motorhochlauf und der Anlauf des Förderers sind zeitlich voneinander unabhängig. Drehmoment-

spitzen, die beim Einschalten des Asynchronmotors entstehen und deren Amplituden teilweise das 4- bis 5-Fache des Nenn-drehmoments erreichen, wirken nicht auf die Gesamtanlage. Auch Hochspannungsmotoren mit niedrigem Anlaufmoment (Läuferklasse kleiner als 10) fahren aufgrund der Lastenkoppelung sicher hoch. Bei Mehrmotorenantrieben und schwachen Versorgungsnetzen ist zur Netzschonung ein zeitlich gestaffeltes Einschalten der einzelnen Motoren ohne weiteres möglich. Die Kupplungen bleiben so lange entleert, bis alle Motoren am Netz sind. Der Drehmomentaufbau – und damit die Zugkraft im Gurt – kann abhängig von der Gurtqualität sanft und gesteuert erfolgen. Die Drehmomentbegrenzung ist beladungsabhängig in engen Grenzen möglich.

Ein weiterer typischer Einsatzfall für füllungsgesteuerte Kupplungen sind Strebefördererantriebe im untertägigen Steinkohlenbergbau. Die oben beschriebenen Systemeigenschaften der hydrodynamischen Leistungsübertragung gelten dort in analoger Weise.

Abb. 36: Anfahrvorgang eines beladenen bzw. unbeladenen Gurtförderers

mit füllungsgesteuerter Turbokupplung (Typ TPK) im Antrieb



5.3 Werkstoffe

Die Grundgrößen aus den hydrodynamischen Modellbeziehungen sind Drehmoment, Drehzahl und die Eigenschaften der Betriebsflüssigkeit. Sie beeinflussen auch weitgehend die Werkstoffauswahl für die Hauptbauteile der Kupplung. Folgende Tabelle zeigt die wichtigsten Kriterien für die Wahl des Werkstoffs:

Kriterien der Werkstoffauswahl für die Kupplungshauptbauteile

Funktion	Profilgeometrie, Schaufelform, Strömungskanäle, Dichtheit, Masse
Beanspruchungsfaktoren	Fliehkräfte, Flüssigkeitsdruck, Drehmoment, Kräfte durch Temperaturwechsel
Herstellung	Kosten für Rohteile, Bearbeitung, Vorrichtungen und Modelle
Prozesseignung	Wartungsaufwand, Korrosionsbeständigkeit, Abrasionsbeständigkeit (bei verunreinigtem Betriebsmedium), Funkenbildung (in explosionsgefährdeten Bereichen)

Für die Hauptbauteile von Konstantfüllungskupplungen mit mittlerer Beanspruchung und für kleinere Serien finden vorzugsweise Gussteile aus Aluminiumlegierungen Verwendung. Legierungen dieser Art haben eine günstige Relation von Festigkeit zu Dichte bei gleichzeitig geringem Gewicht und guter Bearbeitbarkeit. Für mittlere Serien bestimmt eher die wirtschaftlichste Fertigungsmethode die Werkstoffauswahl. Für Großserien ist meistens automatisierter Stahlblech-Leichtbau am kostengünstigsten.

Stahlguss oder Vergütungsstahl mit elektrochemisch oder mechanisch ausgearbeiteten Strömungskanälen ist eine gute Werkstoffwahl, falls hohe Beanspruchungen bei hohen Drehzahlen vorliegen.

Bei Schiffsantrieben bestimmt in der Regel die jeweilige Anwendung den gewählten Werkstoff. Üblicherweise handelt es sich hier um kleinere Losgrößen, meistens mit größeren Abmessungen und entsprechenden Belastungen. Aluminiumlegierungen sind beispielsweise antimagnetisch, Sphäroguss erlaubt eine höhere Dehnung bei Schockbelastung, Stahlblech ermöglicht das kostengünstige Einschweißen der Schaufeln und Kupferbronze weist eine gute Korrosionsbeständigkeit auf.

5.4 Betriebsflüssigkeiten

In hydrodynamischen Kupplungen überträgt ein umlaufender Flüssigkeitsstrom die Leistung von der Pumpe auf die Turbine. Der Betriebsflüssigkeit kommt damit eine entscheidende Bedeutung zu, sie ist ein wichtiges Konstruktionselement im Gesamtsystem. Dichte und Viskosität der Flüssigkeit sind von primärer Bedeutung. Die Aufnahme der Wärme, die aus Verlustleistung entsteht, und ihre Abgabe an die Kupplungsbauteile fallen als weitere wichtige Aufgaben der Betriebsflüssigkeit zu.

Die Eigenschaften, die die Betriebsflüssigkeit im praktischen Einsatz zu erfüllen hat, sind sehr vielfältig und hängen von der Bauart der Kupplung und deren Integration im Gesamtsystem ab. Anforderungen an die Parameter für die Leistungsübertragung, die Werkstoffverträglichkeit, die Anwendungsbreite und nicht zuletzt die Prozessfähigkeit bestimmen die Auswahl der Betriebsflüssigkeit. Bauartabhängig sind die Mindestschmierfähigkeit bei Wälzlagerung und die Verträglichkeit mit Dichtmaterialien zu betrachten.

5.4.1 Standard-Betriebsflüssigkeiten

Hydrauliköle HLP (Mineralöl-Basis) der Viskositätsklasse ISO VG 32 sind die Standard-Betriebsflüssigkeiten für Turbokupplungen. Angaben in Auslegungsunterlagen, insbesondere Kennliniendarstellungen, beziehen sich üblicherweise auf diese Betriebsflüssigkeiten.

Die Viskosität ist für die Leistungsübertragung dahingehend von Bedeutung, dass sie die Reibung im Strömungskanal maßgeblich bestimmt. Je geringer die Viskosität ist, desto geringer sind die Geschwindigkeitseinbußen des umlaufenden Massenstroms im Strömungskanal. Der Einfluss der Viskosität auf den Kennlinienverlauf ist bei Verwendung von Standard-Betriebsflüssigkeiten im zugelassenen Temperaturbereich meist vernachlässigbar.

In Sonderfällen, zum Beispiel Tieftemperatureinsatz, ist eine Anpassung der Viskositätsklasse möglich. Hier ist eine Überprüfung des Einflusses auf das Betriebsverhalten (Kennlinie) notwendig.

Anforderungskatalog für Betriebsflüssigkeiten in Turbokupplungen

Anforderungen	Fluid-Eigenschaften		Fluid-Typen					
			Mindestanforderungen bei Konstantfüllungs-kupplungen	Erweiterte Anforderungen bei füllungsgesteuerten Kupplungen	Standard	H ₂ O ₁ HFA	HFD-U ¹	HEES ¹
Energie-übertragung	Hohe Dichte	●			✓	▲	▲	▲
	Geringe Viskosität	●			✓	▲	✓	✓
	Hoher Viskositätsindex	●			✓	▲	▲	▲
	Hohe spezifische Wärme	●			✓	▲	✓	✓
	Hohe Gebrauchstemperatur	●			✓	▽	▲	▲
Kostengünstige Herstellung (Werkstoffe und Bauelemente)	Ausreichender Korrosionsschutz	●			✓	K	✓	✓
	Keine Buntmetallreaktion	●			✓	K	✓	✓
	Geringe Kavitationsneigung	●			✓	▽	✓	✓
	Oxidations-/Alterungsbeständig	●			✓	▲	✓	✓
	Verträglich mit Dichtmaterial	●			✓	✓	✓	✓
	Mindestschmierfähig	●			✓	K	✓	✓
	Gutes Luftaufnahme- bzw. Luftabgabevermögen		●		✓	▲	✘	✘
	Geringe Schaumbildung		●		✓	▲	✘	✘
	Druckstabil		●		✓	▲	✓	✓
	Ausreichender Verschleißschutz		●		✓	▽	✓	✓
	Nicht hydrolytisch		●		✓	▲	▽	▽
	Breite Anwendung (Sicherheit, Umwelt und Fremdeinwirkung)	Nicht toxisch	●			✓	▲	▲
Für tiefe Temperaturen geeignet		○			✘	–	✘	✘
Nicht brennbar		○			–	▲	S	–
Umweltverträglich		○			–	▲	W	▲
Prozessfähigkeit	Weltweit verfügbar	●			✓	▲	▽	▽
	Konservierungsverträglich	●			✓	K	✓	✓
	Gesicherte Entsorgung	●			✓	▲	▽	▽
	Kostengünstig	●			✓	▲	▽	▽

● Gefordert

○ Sondereinsatz

✓ Erfüllt Standard

▲ Über Standard

▽ Unter Standard

– Nicht erfüllt

▶ Abweichung möglich

K: erfordert konstruktive Maßnahmen

S: schwerentflammbar

W: Wassergefährdungsklasse beachten

¹ Anforderungen an HFD-U und HEES gelten nur für erprobte Sorten

5.4.2 Sonder-Betriebsflüssigkeiten

Für die Einsatzschwerpunkte im Bergbau unter Tage und für den Betrieb in Wasserschutzgebieten kam Mineralöl als Betriebsflüssigkeit vielfach nicht in Frage. Dies erforderte die Zulassung von nicht- oder schwerentflammaren und umweltverträglicheren Betriebsflüssigkeiten – sowohl für Konstantfüllungskupplungen als auch für füllungsgesteuerte Kupplungen.

Wasser oder HFA-Flüssigkeiten (Öl-in-Wasser-Emulsionen) erfüllen die Forderungen des Untertageeinsatzes. Verschiedene Nachteile beschränken den Einsatz weitgehend auf diesen Anwendungsbereich. Die niedrige Gebrauchstemperatur und die Kavitationsneigung schränken das Leistungsspektrum der Kupplung ein.

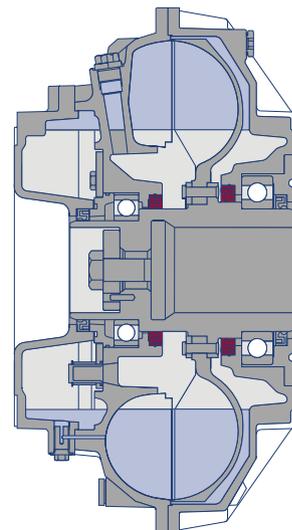
Abb. 37 zeigt konstruktive Maßnahmen, die bei einer Turbokupplung die Verwendung von Wasser oder HFA-Fluid erlauben. Die konstruktiven Veränderungen gelten analog für füllungsgesteuerte Kupplungen. Im Einzelnen sind dies:

- Wellendichtringe zur Abschirmung der Lagerräume
- Schmierung der Lager mit Fließfett (Lebensdauer-Fettfüllung)
- Rostfreie Stähle
- Hartanodisch oxidierte Aluminium-Gussteile
- Niedertemperatur-Schmelzsicherungsschrauben

Die Weiterentwicklung von schwerentflammaren HFD-U-Fluiden (wasserfreie, synthetische Flüssigkeiten) zeigt ein freundlicheres Bild. Sie erfordern keine konstruktiven Zusatzmaßnahmen an der Turbokupplung. Parallel zu dieser Entwicklung ist die Einführung einer biologisch abbaubaren Betriebsflüssigkeit auf Basis synthetischer Ester (HEES-Fluid) zu sehen. Beide Betriebsflüssigkeiten haben die Prüfstandsversuche erfolgreich durchlaufen und befinden sich bereits in der Anwendung.

Abb. 37: Turbokupplung mit konstanter Füllung

für Betriebsflüssigkeit Wasser oder HFA-Fluid



5.4.3 Konstruktive Besonderheiten bei Konstantfüllungskupplungen

Bei Turbokupplungen mit konstanter Füllung ist in Verbindung mit Betriebsflüssigkeiten eine konstruktive Eigenschaft zu bedenken: Die Kupplungen sind nach außen abgedichtet, der Austausch von Gasen oder Flüssigkeiten mit der Umgebung ist nicht ohne weiteres möglich. Daher sind Maßnahmen zur Begrenzung des thermischen Innendrucks zu ergreifen:

Die konstruktive Anordnung der Füllöffnung ist so gestaltet, dass der maximale Füllungsgrad 80 % beträgt. Die Ausführung der Kupplungsoberfläche stellt die Abfuhr der Schlupfwärme, die während des Anfahrvorgangs und im Nennbetrieb entsteht, sicher. Gegebenenfalls ist eine Einschränkung der Anfahrhäufigkeit zur Reduzierung der thermischen Belastung notwendig.

Zusätzlich installierte thermische Grenzwertschalter ermöglichen gezielte Reaktionen auf Übertemperatur – vor Erreichen der thermischen Beanspruchungsgrenze. Eine zusätzlich installierte thermische Messeinrichtung ist besonders vorteilhaft, da sie neben der Temperaturüberwachung auch eine optimale Prozesssteuerung (zum Beispiel an der Leistungsgrenze) ermöglicht.

Alle Konstantfüllungskupplungen besitzen darüber hinaus Schmelzsicherungsschrauben, die bei Überschreitung der thermischen Beanspruchungsgrenze eine Öffnung freigeben. Aus dieser Öffnung tritt die Betriebsflüssigkeit aus, der Kraftschluss wird unterbrochen.

Berührungslose Temperatur-Messeinrichtung für Turbokupplungen



Voith Turbo GmbH & Co. KG
Voithstraße 1
74564 Crailsheim, Germany
Tel. +49 7951 32-409
Fax +49 7951 32-480
anfahrkomponenten@voith.com
www.voith.de/turbokupplung

VOITH
Engineered Reliability