



SCHWEIZERISCHE Eidgenossenschaft
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

51 Int. Cl.³: F 16 H 41/26
B 60 K 17/10

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978



12 PATENTSCHRIFT A5

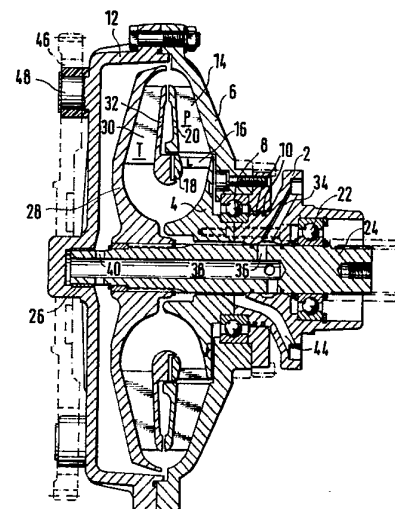
11

620 024

<p>21 Gesuchsnummer: 15851/76</p> <p>22 Anmeldungsdatum: 16.12.1976</p> <p>30 Priorität(en): 31.12.1975 GB 53376/75</p> <p>24 Patent erteilt: 31.10.1980</p> <p>45 Patentschrift veröffentlicht: 31.10.1980</p>	<p>73 Inhaber: S.R.M. Hydromekanik AB, Stockholm-Vällingby 1 (SE)</p> <p>72 Erfinder: Karl Gustav Ahlén, Bromma (SE)</p> <p>74 Vertreter: Fritz Isler, Patentanwaltsbureau, Zürich</p>
---	--

54 Hydrodynamischer Drehmomentwandler, insbesondere für Fahrzeugantriebe.

57 Der Drehmomentwandler weist nur einen Pumpenschaufelring (14), einen Leitschaufelring (16) und einen Turbinenschaufelring (30) auf. Die Verhältnisse der Radien der Kreise, auf denen die Auslass- und Einlasskanten der Schaufeln liegen, die Abströmwinkel, die Anstellwinkel, die Teilungswinkel und die Ablenkwinkel der Schaufeln liegen innerhalb bestimmter Grenzwerte. Ausserdem liegen die Auslasskanten der Pumpenschaufeln und die Einlasskanten der Turbinenschaufeln auf Radien, die mindestens 85% des grössten Arbeitskammerradius betragen. Dadurch erhält man eine Drehmomentenaufnahmecharakteristik, die nach Erreichen des Umschaltpunktes schnell absinkt. In vielen Fällen kann der übliche Freilauf für das Leitrad ohne übermässige Verluste im Direktantrieb entfallen. Auch mit Freilauf bleiben die Verluste niedriger. Der Wandler kann mit mechanischen Schaltgetrieben ohne automatische Getriebumschaltung kombiniert werden, da ein Ueberschreiten des Umschaltpunktes den Wirkungsgrad nicht negativ beeinträchtigt. Bei Fahrzeugen ohne Direktantrieb mit langanhaltendem hohem Leistungsbedarf, wie Hubstaplern, wird die Kühlkapazität für den Wandler wesentlich vermindert.



PATENTANSPRÜCHE

1. Hydrodynamischer Drehmomentwandler, insbesondere für Fahrzeugantriebe, dessen Schaufelsystem nur einen Pumpenschaufelring aufweist, wobei der Pumpenschaufelring und der Leitschaufelring im zentrifugalen Abschnitt und der Turbinenschaufelring im zentripetalen Abschnitt einer Arbeitskammer angeordnet sind und der Pumpenschaufelring mit dem rotierend antreibbaren, die Arbeitskammer begrenzenden

Wandlergehäuse, der Turbinenschaufelring mit einer Abtriebswelle und der Leitschaufelring unmittelbar oder über einen Freilauf mit einem festen Gehäuseteil verbunden sind, dadurch gekennzeichnet, dass die Verhältnisse der Radien der Kreisumfänge R_A/R_E , auf denen die Auslass- und Einlasskanten der Schaufeln liegen, sowie die Abströmwinkel α , die Anstellwinkel β , die Teilungswinkel γ und die Ablenkwinkel δ der Schaufeln innerhalb folgender oberer und unterer Grenzwerte liegen:

	R_A/R_E		α		β		γ		δ	
	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min
Pumpenschaufelring	1,70	1,45	110°	70°	25°	10°	20°	12°	+10°	-30°
Turbinenschaufelring	0,6	0,4	35°	14°	22°	8°	18°	10°	100°	60°
Leitschaufelring	1,27	1,10	35°	20°	42°	25°	15°	5°	110°	40°

und dass die Auslasskanten der Pumpenschaufeln (14) und die Einlasskanten der Turbinenschaufeln (30) auf den Umfang von Kreisen liegen, deren Radien (R_3 bzw. R_4) mindestens 85 % des grössten Radius der Arbeitskammer betragen.

2. Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass er eine schaltbare Direktkupplung (110 bis 116) zwischen Eingangs- und Ausgangsseite aufweist, und dass der Leitschaufelring (16) gegen Drehung in beiden Richtungen festgehalten ist.

3. Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Leitschaufelring (16, 106) mit einem Freilauf versehen ist, dessen Schlupfmoment 0,5 bis 1 % der Drehmomentaufnahme des Wandlers im Punkt des maximalen Wirkungsgrades beträgt.

4. Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Krümmungsradius (r) der Einlasskanten der Turbinenschaufeln (30) ungefähr 3 % und der der Leitschaufeln (16) ungefähr 13 % der jeweiligen Schaufelprofillänge (a) beträgt.

5. Drehmomentwandler nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Anstellwinkel β der Pumpen-, Turbinen- und Leitschaufeln innerhalb der folgenden Winkelbereiche liegen: 20 bis 16° bzw. 22 bis 12° bzw. 39 bis 29°.

6. Drehmomentwandler nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Abströmwinkel α der Pumpen-, Turbinen- und Leitschaufeln innerhalb der folgenden Winkelbereiche liegen: 86 bis 83° bzw. 25 bis 14° bzw. 31 bis 24°.

7. Drehmomentwandler nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Auslasskanten der Pumpenschaufeln (14), die Einlasskanten der Turbinenschaufeln (30) und die Auslasskanten der Leitschaufeln (16) auf Kreisen liegen, deren Radien im Bereich von 96 bis 85 % bzw. 90 bis 96 % des grössten Radius der Arbeitskammer liegen.

8. Drehmomentwandler nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Ablenkwinkel δ der Pumpen-, Turbinen- und Leitschaufeln innerhalb der folgenden Winkelbereiche liegen: +10 bis -10° bzw. 100 bis 80° bzw. 80 bis 40°.

9. Drehmomentwandler nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die axiale Erstreckung (A) der Arbeitskammern weniger als 50 % des grössten Arbeitskammerradius (R_1) beträgt.

10. Drehmomentwandler nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch eine lösbare Kupplung

(110 bis 114) zwischen dem Turbinenschaufelring (30) und der Abtriebswelle (24).

11. Drehmomentwandler nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Leitschaufeln (16) eine radiale Erstreckung von weniger als 15 % des Radialabstandes ihrer Auslasskante von der Mittelachse des Wandlers haben.

Die Erfindung betrifft einen hydrodynamischen Drehmomentwandler, insbesondere für Fahrzeugantriebe, dessen Schaufelsystem nur einen Pumpenschaufelring aufweist, wobei der Pumpenschaufelring und der Leitschaufelring im zentrifugalen Abschnitt und der Turbinenschaufelring im zentripetalen Abschnitt einer Arbeitskammer angeordnet sind und der Pumpenschaufelring mit dem rotierend antreibbaren, die Arbeitskammer begrenzenden Wandlergehäuse, der Turbinenschaufelring mit einer Abtriebswelle und der Leitschaufelring unmittelbar oder über einen Freilauf mit einem festen Gehäuseteil verbunden sind.

Die normalerweise in der Praxis verwendeten hydrodynamischen Drehmomentwandler sind meistens 1 $\frac{1}{2}$ - oder 2stufig, wobei die 1 $\frac{1}{2}$ stufige Ausführung nur einen Pumpenschaufelring, einen Turbinenschaufelring und einen Leitschaufelring hat, während die 2stufige Ausführung über einen Pumpenschaufelring, zwei Turbinenschaufelringe und einen Leitschaufelring verfügt. Es gibt zwar daneben noch viele Ausführungsformen mit z. B. geteilten Leitschaufeln und/oder einer grösseren Anzahl von Turbinen- und/oder Leitschaufeln und sogar geteilte Pumpen. Die beiden zuerst genannten Ausführungen sind jedoch die gebräuchlichsten.

Bei 1 $\frac{1}{2}$ stufigen Drehmomentwandlern ist es im Hinblick auf die Anwendung eines undrehbaren Leitrades grundsätzlich erwünscht, dass beim Betrieb oberhalb des Umschaltpunkts gleichzeitig mit dem Abfall des Wirkungsgrades auch die Drehmomentaufnahme sinkt und dadurch vermieden wird, dass der Wandler mit hoher Drehmomentaufnahme bei geringem Wirkungsgrad allzu viel mechanische Energie in Wärmeenergie umwandelt.

Ein üblicher Weg zur Lösung des vorstehend geschilderten Problems besteht darin, am Leitschaufelring einen Freilauf anzuordnen. Damit wird erreicht, dass dann, wenn Pumpe und Turbine mit derselben Geschwindigkeit umlaufen, in der Arbeitskammer keine Kräfte auftreten, die eine Flüssigkeitszirkulation bewirken, so dass auch die Drehmomentaufnahme des Schaufelsystems entsprechend niedrig ist und im

schaufelring im Bereich des Umschaltpunktes bei konstanter Flüssigkeitsmenge sehr schnell ändert mit der Gegenreaktion, dass die Strömung sehr schnell abfällt und dann nur noch die aus den beiliegenden Diagrammen ersichtliche geringe Drehmomentaufnahme der Pumpe vorhanden ist.

Die Erfindung wird nachstehend an Hand der Zeichnung beispielsweise näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen $1\frac{1}{2}$ stufigen Drehmomentwandler mit feststehendem Leitrad zur Anwendung der erfindungsgemässen Bemessung des Schaufelblattsystems;

Fig. 2 ein Diagramm mit dem Verlauf der Drehmomentaufnahme und des Wirkungsgrades über dem Übersetzungsverhältnis bei einem Drehmomentwandler nach Fig. 1 mit erfindungsgemässer Bemessung des Schaufelblattsystems und Auslegung desselben für hohe Drehmomentaufnahme;

Fig. 2a ein weiteres Diagramm mit dem Verlauf des Anfahr Drehmoments über der Motordrehzahl;

Fig. 3 ein Diagramm ähnlich Fig. 2 bei einem Wandler mit Auslegung des Schaufelblattsystems für geringe Drehmomentaufnahme;

Fig. 3a ein Diagramm ähnlich Fig. 2a für einen Wandler mit verhältnismässig geringer Drehmomentaufnahme;

Fig. 4 einen Axialschnitt durch einen $1\frac{1}{2}$ stufigen Drehmomentwandler mit freilegbarer Turbine und Direktkupplung sowie freilaufgelagertem Leitrad;

Fig. 5 und 5a Diagramme ähnlich Fig. 2 und 2a für den Wandler nach Fig. 4 mit Auslegung für verhältnismässig hohe Drehmomentaufnahme;

Fig. 6 und 6a entsprechende Diagramme des Wandlers nach Fig. 4 mit Auslegung für verhältnismässig geringe Drehmomentaufnahme;

Fig. 7 einen Axialschnitt durch eine abgeänderte Ausführungsform des Wandlers nach Fig. 4 mit feststehendem Leitrad, auf welche die Diagramme nach Fig. 5 bis 6a gleichfalls zutreffen;

Fig. 8 ein Diagramm mit dem Verlauf der prozentualen Drehmomentaufnahme über dem Drehzahlverhältnis im Bereich des Umschaltpunktes bei einem Wandler nach Fig. 7 zur Veranschaulichung der Verluste bei eingeschalteter Direktkupplung;

Fig. 9 in vergrössertem Massstab einen Querschnitt durch die Arbeitskammer eines $1\frac{1}{2}$ stufigen Drehmomentwandlers mit den charakteristischen Radialabmessungen des Schaufelblattsystems;

Fig. 10 (a—c) Teildarstellungen des Pumpenschaufelrings, des Turbinenschaufelrings und des Leitschaufelrings zur Veranschaulichung der Schaufelprofile und ihrer Anordnung gegenüber der Wandlerachse;

Fig. 11a und 11b vergrösserte Darstellungen des Turbinenschaufelprofils bzw. des Leitschaufelprofils; und

Fig. 12 eine vergrösserte Darstellung des Pumpenschaufelprofils, wobei die ausgezogene Linie für verhältnismässig hohe Drehmomentaufnahme und die gestrichelte Linie für verhältnismässig geringe Drehmomentaufnahme gelten.

Fig. 1 zeigt einen sog. $1\frac{1}{2}$ stufigen Drehmomentwandler nach der Erfindung in seiner einfachsten Form. Dabei ist mit 2 ein festes Stützglied bezeichnet, an dem das Leitrad 4 befestigt und das Wandlerumlaufgehäuse 6 mittels eines Lagers 8 drehbar gelagert ist. Das Wandlerumlaufgehäuse dichtet gegen das Stützglied 2 mittels einer Kolbenringdichtung 10. Das Umlaufgehäuse 6 hat ein Vorderteil 12 und trägt im hinteren Bereich einen Pumpenschaufelring 14, während das Leitrad 4 einen Leitschaufelring 16 trägt. Die Leitschaufeln 16 sind an den freien Enden durch einen Kernring 18 miteinander verbunden. In ähnlicher Weise sind die Pumpenschaufeln 14 durch einen Kernring 20 miteinander verbunden. In-

nerhalb der festen Abstützung 2 ist mittels eines Lagers 22 die Turbinenwelle 24 gelagert, die ferner am vorderen Ende des Gehäuseteils 12 bei 26 mittels eines Gleitlagers 26 gelagert ist. Auf der Turbinenwelle 24 ist ein Turbinenrad 28 befestigt, das einen Turbinenschaufelring 30 trägt, dessen Schaufeln durch einen Kernring 32 an den freien Enden miteinander verbunden sind.

Zur Durchleitung von Arbeitsflüssigkeit durch die Wandlerkammer und zur Aufrechterhaltung des erforderlichen Arbeitsdrucks darin sind Kanäle 34 in der festen Abstützung und Kanäle 36, 38 und 40 in der Turbinenwelle vorhanden und zwischen den Teilen 2 und 4 bzw. 28 und 24 ist ein Rückführkanal zu einem Kanal 44 in der Abstützung 2 gebildet. Die Arbeitsflüssigkeit kann zwischen den Kanälen 34 und 44 in beliebiger Richtung geführt werden. Das Wandlerumlaufgehäuse 6, 12 wird normalerweise von dem Schwungrad 46 eines (nicht gezeigten) Antriebsmotors über eine axial nachgiebige, jedoch praktisch torsionssteife Kupplung 48 angetrieben.

Die Form der Schaufelblätter 30, 14 und 16 im einzelnen wird an späterer Stelle in Verbindung mit den Fig. 10a, b und c erläutert.

In Fig. 2 gibt die Kurve M_1 den Verlauf des Eingangsdrehmoments bei einem Wandler nach Fig. 1 mit Auslegung der Pumpenschaufeln für verhältnismässig grosse Drehmomentaufnahme, bezogen auf 2000 U/min und die Grösse 1,0 in Abhängigkeit von dem Drehzahlübersetzungsverhältnis n_2/n_1 wieder. Die Auslasskanten der Pumpenschaufeln befinden sich hierzu auf einem verhältnismässig grossen Durchmesser und in radialer Richtung oder in Richtung der Pumpendrehung dazu geneigt. Der Umschaltpunkt ist bei n_2/n_1 gleich 0,835 erreicht, und es lässt sich ersehen, dass bereits bei 0,865 das Eingangsdrehmoment, d. h. also die Drehmomentaufnahme auf einen Wert abgesunken ist, der bei etwa 3 bis 4 % der Drehmomentaufnahme bei maximalem Wirkungsgrad η liegt und dass kurz über n_2/n_1 gleich 0,9 die Drehmomentaufnahme auf 2 % des Eingangsdrehmoments bei maximalem Wirkungsgrad sinkt. Es verdient Beachtung, dass auch bei Verwendung eines Freilaufs die Drehmomentaufnahme mindestens halb so gross bei einem Drehzahlverhältnis von 1:1 ist. Ferner ist zu beachten, dass der optimale Wirkungsgrad des Schaufelblattsystems, falls dieses spanend bearbeitet oder im Formgussverfahren hergestellt ist, oberhalb von 90 % auch bei einem kleinen Schaufelblattsystem mit einem Durchmesser von nur 250 mm liegt.

Aus der in Fig. 2a über der Eingangsdrehzahl für eine bestimmte Wandlergrösse aufgetragenen Drehmomentverhältnisse M_2/M_1 im Stillstand der Abtriebswelle (Anfahren) geht ferner hervor, dass dieses Anfahr Drehmomentverhältnis mit etwa 2,3 über einen grossen Bereich der Eingangsdrehzahl im wesentlichen konstant ist.

Ein weiterer Vorteil des erfindungsgemäss ausgelegten Schaufelblattsystems liegt darin, dass das Eingangsdrehmoment mit abnehmendem Drehzahlverhältnis vom Umschaltpunkt bis auf das 1,5fache des Wertes im Umschaltpunkt ansteigt, was besonders günstig zum Erreichen grösstmöglicher Beschleunigungswerte bei normalen Fahrzeugantrieben ist.

Fig. 3 zeigt entsprechende Kurven des Eingangsdrehmoments und des Wirkungsgrades über dem Drehzahlverhältnis bei einem für verhältnismässig geringe Drehmomentaufnahme ausgelegten Schaufelblattsystem, bei welchem die Auslasskanten der Pumpenschaufeln auf einem kleineren Durchmesser liegen. Sowohl aus Fig. 2 als auch aus Fig. 3 lässt sich ersehen, dass der Wirkungsgrad oberhalb 70 % liegt, bevor die Drehmomentaufnahme auf einen sehr geringen Wert zusammenbricht.

Fig. 3 lässt erkennen, dass auch bei einem Wandler, der für verhältnismässig geringe Drehmomentaufnahme ausgelegt

ist, das Anfahrtdrehmomentverhältnis mit über 2,3 hoch liegt und über einen grossen Drehzahlbereich nahezu unverändert bleibt.

Bei Anwendung eines Drehmomentwandlers nach Fig. 1 mit der Charakteristik nach den Fig. 2 und 3 auf beispielsweise ein Hebefahrzeug treten zwei verschiedene Merkmale gegenüber herkömmlichen Drehmomentwandlern mit einfachem Aufbau ohne Freilauf in Erscheinung, nämlich eine ausgeprägte Höchstgeschwindigkeit für eine bestimmte Motordrehzahl und die Unmöglichkeit, bei Teillast mit einem so hohen Drehzahlverhältnis zu fahren, dass die aufgenommene Energie in hohem Ausmass in Wärme umgewandelt wird. Das Getriebe benötigt deshalb nur eine sehr geringe Kühlkapazität, was den Brennstoffverbrauch des Fahrzeugs niedrig hält und ohne besondere Massnahmen und ohne freilaufgelagertes Leitrad das Erfordernis begrenzter Höchstgeschwindigkeit erfüllt.

Fig. 4 zeigt den gleichen Grundaufbau und das gleiche Schaufelblattsystem wie Fig. 1, jedoch in Verbindung mit der bekannten Möglichkeit (GB-PS 14 14 641), die Turbinenwelle mit dem Wandlerumlaufgehäuse direkt zu kuppeln und — in für die vorliegende Erfindung weniger bedeutsamer Weise — das Turbinenrad von der Turbinenwelle freizukuppeln, wodurch eine positive Neutralstellung erzielbar ist, die sonstige Unterbrechung des Antriebsstrangs auf der Abtriebsseite des Wandlers für die meisten Anwendungsgebiete überflüssig macht. In diesem Fall hat die feste Abstützung — hier mit 102 bezeichnet — einen axialen Ansatz 104, auf dem das Leitrad 106 mit einem Freilauf 108 derart gelagert ist, dass es in gleicher Richtung wie das Wandlerumlaufgehäuse 6 mit dem Pumpenschaufelring zu drehen vermag, jedoch nicht in entgegengesetzter Richtung. Alle Schaufelblattkomponenten und die Kernringe sind dieselben wie in Fig. 1, ebenso die Lager und die Wellen. Abweichend davon ist jedoch das Turbinenrad 112 auf dem axialen Absatz 104 gelagert und gegen diesen abgedichtet, und die Turbinenwelle 24 trägt eine Reibscheibe 110, mit welcher das Turbinenrad 112 mit einer konischen Reibungskupplung 114 ein- und ausgekuppelt werden kann. Ferner kann die Reibscheibe 110 in bekannter Weise durch Vertauschung der Druckflüssigkeitszu- und -abfuhr mittels einer weiteren konischen Reibungskupplung 116 mit dem vorderen Teil 12a des Wandlerumlaufgehäuses verbunden werden.

Wenn die Turbinenwelle mit dem Wandlerumlaufgehäuse und das Turbinenrad mit der Turbinenwelle gekuppelt werden, dann wird das gesamte Schaufelblattsystem einschliesslich dem Leitrad rotieren, jedoch wird das Leitrad aufgrund der besonderen Ausbildung des Schaufelblattsystems gemäss der Erfindung nicht mit gleicher oder auch nur angenähert gleicher Drehzahl wie die Pumpe und die Turbine drehen, weil es gerade bei wesentlich niedrigerer Drehzahl den Flüssigkeitsumlauf durch das Schaufelblattsystem nicht nennenswert in Gang setzen und deshalb mit einer beträchtlich geringeren Drehzahl umlaufen wird, die den Freilauf schont und/oder diesem gestattet, eine relativ betrachtet höhere Haltekraft in den Kupplungsblöcken zu haben, was wegen der grossen Schwankungen in der Ölviskosität sehr erwünscht ist und Abnutzungen vermeidet. Das Schaufelblattsystem bietet somit Raum für eine bessere Konstruktion und geringere Abnutzung des Freilaufs.

Die Diagramme in Fig. 5 und 5a zeigen die entsprechenden Kurven für den Wandler nach Fig. 4 wie die Diagramme in den Fig. 2 und 2a für den Wandler nach Fig. 1 bei Auslegung der Pumpenschaufeln für verhältnismässig hohe spezifische Drehmomentaufnahme. Im Gegensatz zu Fig. 2 zeigt Fig. 5 jedoch einen zusätzlichen Wandlerarbeitsbereich, in welchem das Schaufelblattsystem als Kupplung arbeitet. Dieser Kupplungseffekt ist jedoch wegen der rasch absinkenden

Drehmomentaufnahme von keinem grossen Nutzen, und es wird deshalb für nahezu alle Anwendungsfälle eine mechanische Direktkupplung benötigt. Die einzige Aufgabe des Freilaufs besteht darin, für normale Schaufelblattsysteme eine nennenswerte Drehmomentaufnahme des Systems bei einem Drehzahlverhältnis von 1:1 zu vermeiden.

Die Diagramme in den Fig. 6 und 6a zeigen die entsprechenden Kurven bei Auslegung der Pumpenschaufeln für verhältnismässig niedrige spezifische Drehmomentaufnahme. Aus einem Vergleich mit den Kurven nach Fig. 5 und 5a lässt sich feststellen, dass verschiedene spezifische Drehmomentaufnahmewerte das Betriebsverhalten nicht wesentlich beeinflussen und der Wert des neuen Schaufelblattsystems, wie bereits beschrieben, in Verbindung mit Massnahmen, welche das Betriebsverhalten nach den Fig. 5 und 6 ergeben, darin besteht, dass das Leitrad im Direktantrieb mit wesentlich geringerer Drehzahl rotiert als der durchgekuppelte Drehmomentwandler, wodurch der Freilauf geschont wird und die Anwendung höherer Federbelastungen für die Sperrblöcke im Freilauf ermöglicht wird.

Der in Fig. 7 gezeigte Drehmomentwandler ist genauso wie der in Fig. 4 aufgebaut, mit der einzigen Ausnahme, dass der Freilauf weggelassen ist und stattdessen das Leitrad ständig festgebremst ist. Wenn Direktantrieb eingeschaltet wird, beträgt das Übersetzungsverhältnis stets 1:1, und die sich durch den Stillstand des Leitrades ergebenden Verluste sind, auch wenn die Turbine bei eingeschalteter Kupplung 116 mit der Turbinenwelle rotiert, sehr gering. Wie oben bereits erwähnt, erspart dies die Verwendung des Freilaufs in grossen Getriebeeinheiten, und für kleine Einheiten entfällt ein stör anfälliges mechanisches Glied. Es ergeben sich ausserdem neue Eigenschaften für beispielsweise das Getriebe in einem Hubfahrzeug, weil bei eingeschaltetem Hydraulikantrieb eine Spitzengeschwindigkeit des Fahrzeugs erreicht werden kann, während dieses gleichzeitig Hubarbeiten auszuführen vermag, und dann bei eingeschaltetem Direktantrieb eine höhere Fahrgeschwindigkeit für den Transport zur Verfügung steht. Diese Kombination ist natürlich auch deshalb günstig, weil es niemals erforderlich sein wird, eine automatische Steuerung zum Einschalten des Direktantriebs vorzusehen, da es trotz des feststehenden Leitrades unmöglich ist, hohe Drehmomentaufnahme und geringen Wirkungsgrad gleichzeitig zu bekommen.

Fig. 8 zeigt die prozentuale Drehmomentaufnahme lediglich des Wandlers bei den beiden Getriebeeinheiten nach Figur 4 und 7 im Direktantriebsbereich und unmittelbar darunter.

Der Punkt 2 und die davon ausgehende Kurve 2 zeigen die Drehmomententwicklung bei und unterhalb $n_2/n_1 = 1$ für den in Frage stehenden Drehmomentwandler mit stillstehendem Leitrad. Dies bedeutet, dass sich Direktantrieb ohne Freilauf für das Leitrad verwenden lässt.

Der Punkt 1 zeigt die Drehmomentaufnahme bei und unterhalb $n_2/n_1 = 1$, wenn ein gewöhnliches Schaufelblattsystem mit Freilauf für das Leitrad verwendet wird.

Der Punkt 3 schliesslich zeigt das Drehmoment und die Drehmomententwicklung, wenn der erfindungsgemässe Drehmomentwandler in Verbindung mit einem Freilauf verwendet wird.

Die Unterschiede zwischen den Punkten bzw. Kurven 1 und 3 rühren davon her, dass bei dem erfindungsgemässen Schaufelblattsystem dem Leitrad ein beträchtlicher Schlupf gegenüber der Pumpe und der Turbine ohne Ansteigen der Drehmomentaufnahme ermöglicht wird. Fig. 8 erklärt, warum die Drehmomentcharakteristik des in Frage stehenden Schaufelblattsystems in einigen Fällen die Verwendung eines Freilaufs überflüssig macht, auch wenn Direktantrieb vorgesehen ist, und warum bei Verwendung sowohl eines Freilaufs wie

einer Direktkupplung die Arbeitsbedingungen des Freilaufs verbessert werden und die Verluste bei Direktantrieb im Verhältnis zu den Verlusten bei bekannten Schaufelblattsystemen wirksam vermindert werden. Für ein gutes Verständnis des Einflusses auf den Ölverbrauch ist es erforderlich, die prozentualen Verluste bei Vollast mit der prozentualen durchschnittlichen Teilbelastung im jeweiligen Anwendungsfall zu vergleichen. Dies bedeutet, dass für einen Anwendungsfall mit hoher prozentualer Durchschnittsbelastung die zusätzlichen Verluste durch das Fortlassen des Freilaufs von nur geringem Einfluss sind, während für einen Anwendungsfall mit hoher Drehzahl und verhältnismässig geringer Durchschnittsbelastung die zusätzlichen Verluste einen beträchtlichen Einfluss ausüben. Beispielsweise kann ein Drehmomentwandler für gewerbliche Zwecke ohne Freilauf auskommen, wenn das in Frage stehende Schaufelblattsystem mit eingerückter Direktkupplung verwendet wird.

Fig. 9 zeigt in grösserem Massstab den Querschnitt durch eine Wandlerkammer, mit welcher bei Verwendung des erfindungsgemässen Schaufelblattsystems die Betriebsdiagramme nach den Figuren 2, 3, 5, 6 und 8 erhalten werden. Die Form der Wandlerkammer im einzelnen ist jedoch nicht wesentlich zur Erzielung des angestrebten Erfolgs, auch wenn die gezeigte Form die Erfindungsmerkmale mit den vorteilhaften Merkmalen einer kurzen Baulänge vereinigt und es deshalb wertvoll ist, dass das angestrebte Betriebsverhalten mit diesem System erreicht wird.

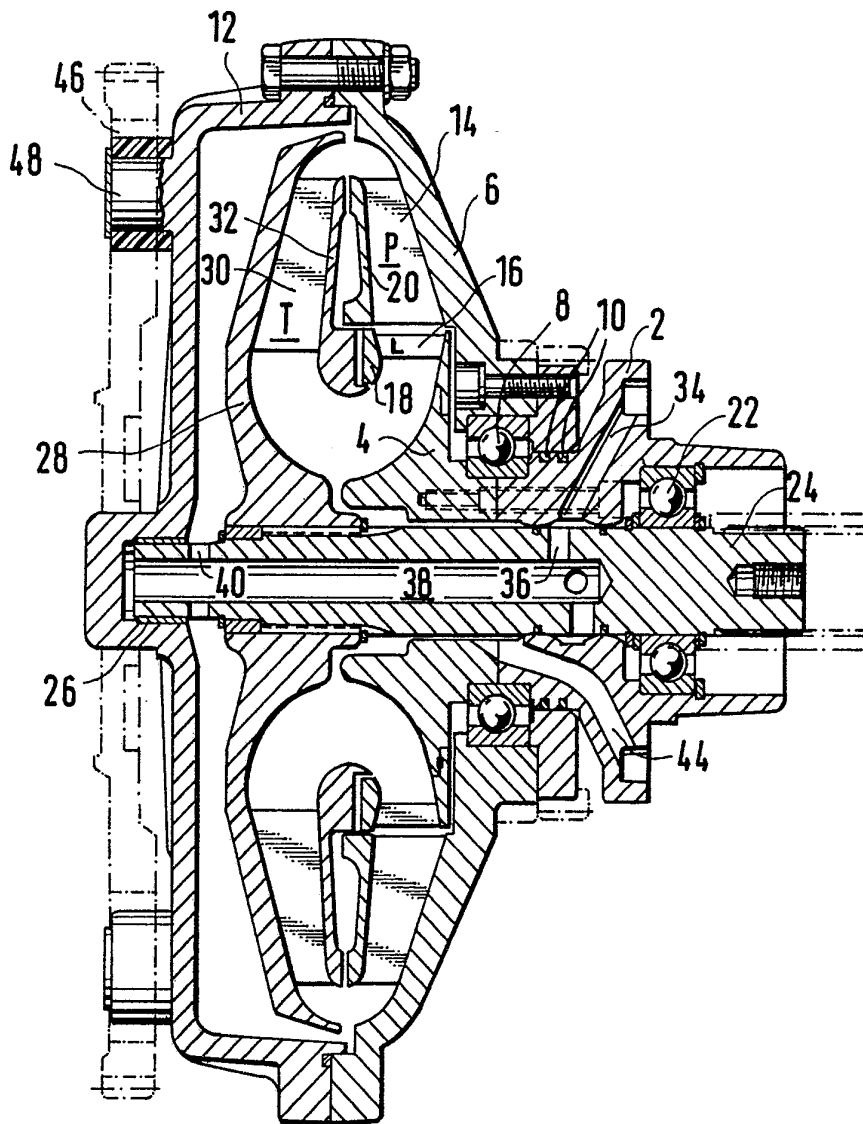
In Fig. 9 ist eine Pumpenschaufel mit P, eine Turbinen-

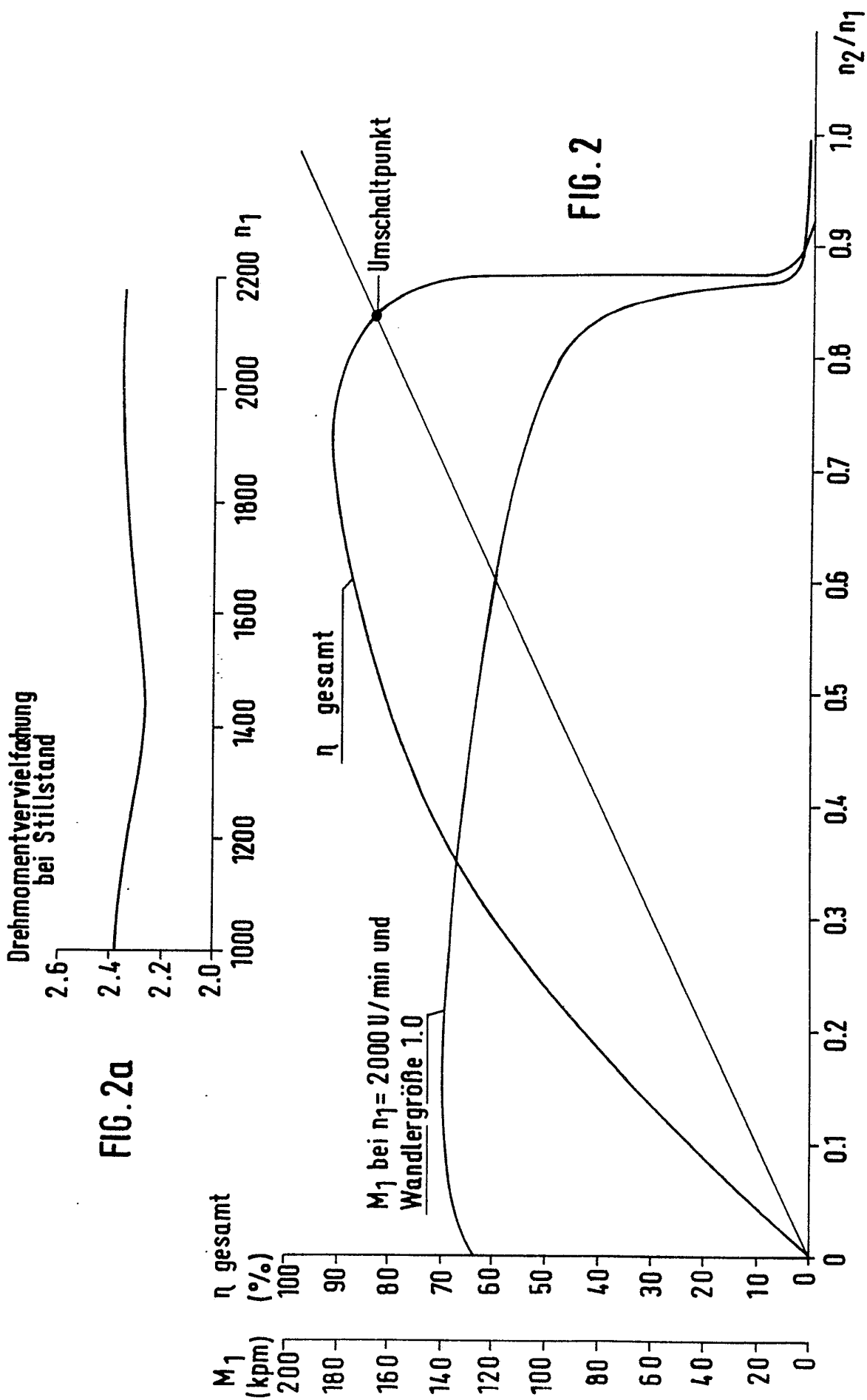
schaufel mit T und eine Leitschaufel mit L bezeichnet, und es ist ferner ersichtlich, dass die grösste axiale Erstreckung A der Arbeitskammer weniger als 50 % des grössten Radius R1 der Arbeitskammer, bezogen auf die Wandlerachse O, ist.

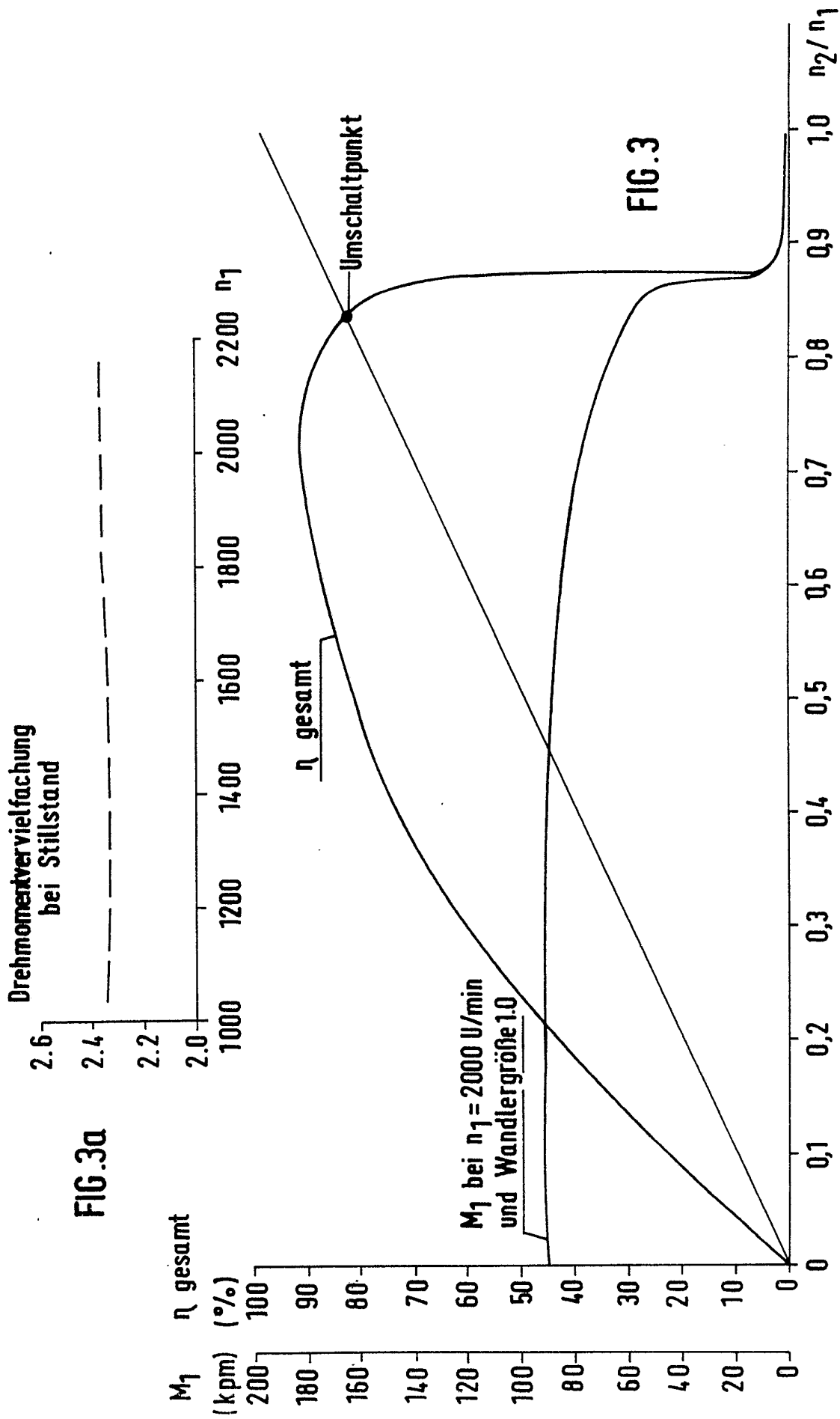
Die Fig. 10a, 10b und 10c zeigen die Profile der Pumpen-, Turbinen und Leitschaufeln und deren Anordnung in bezug auf die Wandlerachse O, wobei ausser den Radien der Einlass- und Auslasskanten (R_A bzw. R_E) auch die für die Schaufeln charakteristischen Winkel, nämlich die Abströmwinkel α , die Anstellwinkel β , die Teilungswinkel γ und die Ablenkwinkel δ eingezeichnet sind.

Die Fig. 11a und 11b zeigen noch einmal in vergrössertem Massstab das Profil einer Turbinenschaufel bzw. einer Leitschaufel mit der Länge a und der grössten Durchwölbung b sowie einer durch den Radius r bestimmten charakteristischen Krümmung an der Einlasskante, wobei dieser Radius im Verhältnis zur Schaufellänge bei der Turbinenschaufel etwa 3 % und bei der Leitschaufel etwa 13 % beträgt.

Schliesslich zeigt Fig. 12 das Profil einer Schaufel, wobei die mit ausgezogener Linie dargestellte Schaufelform und -länge dem Wandler ein hohes spezifisches Drehmomentaufnahmevermögen und die mit gestrichelter Linie eingezeichnete Schaufelform und -länge ein verhältnismässig geringes spezifisches Drehmomentaufnahmevermögen verleihen. Unabhängig davon bleibt jedoch, wie oben bereits in Verbindung mit den Fig. 2, 3, 5 und 6 erläutert wurde, das typische Betriebsverhalten des erfindungsgemässen Schaufelblattsystems unverändert.







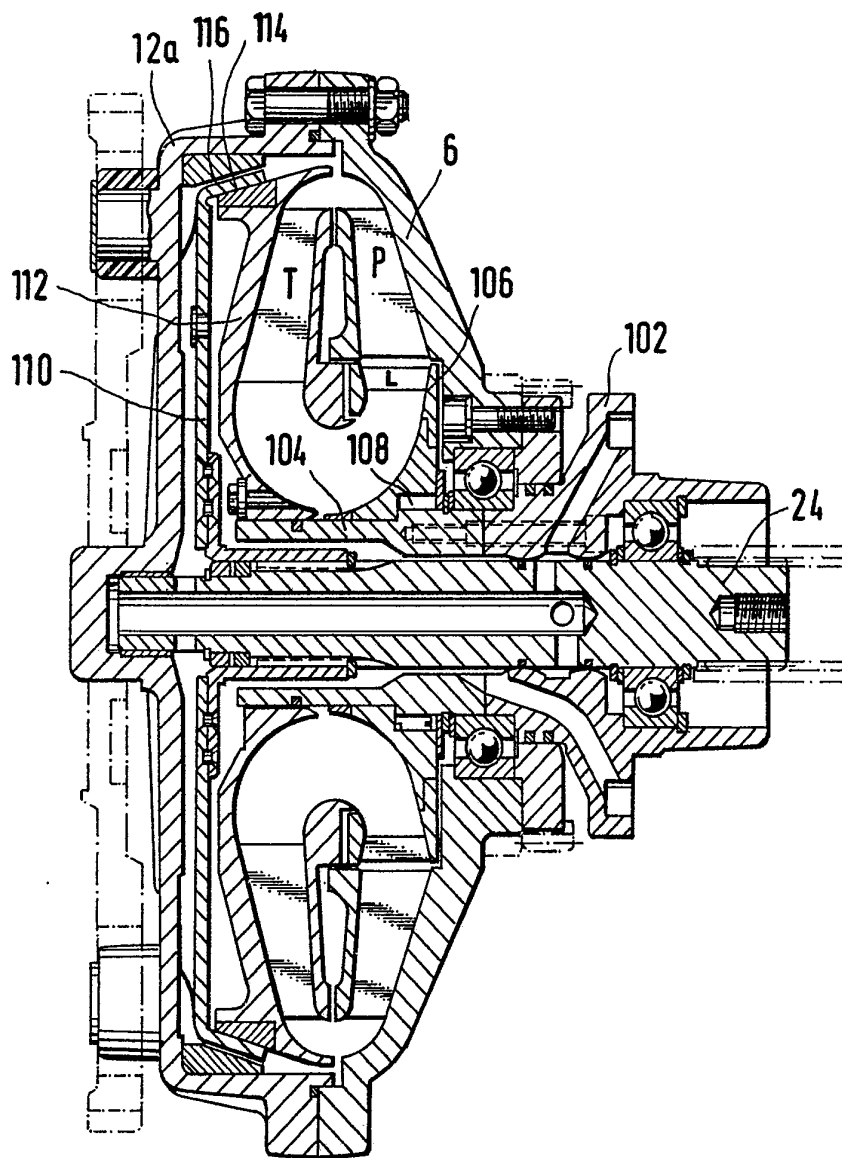
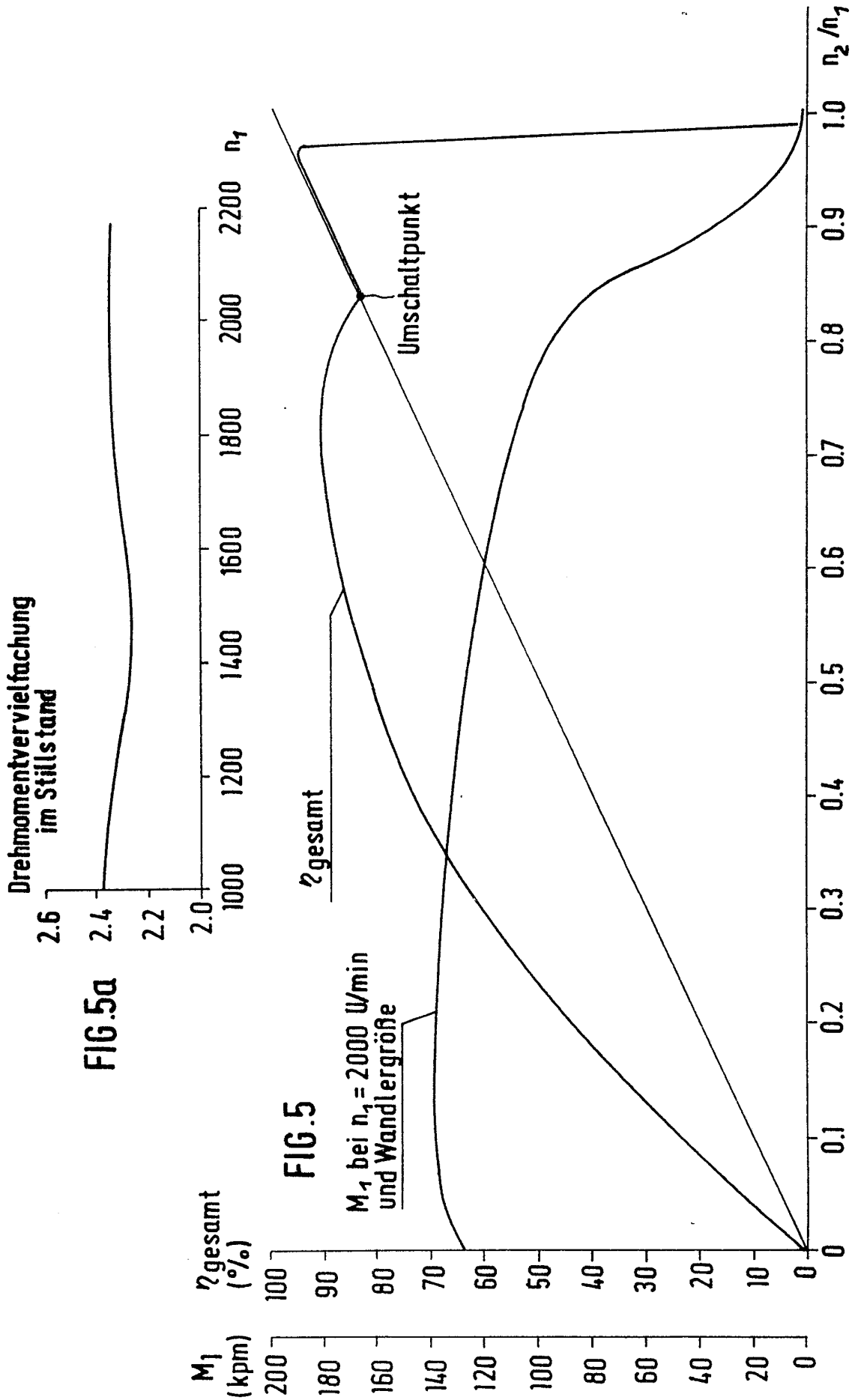
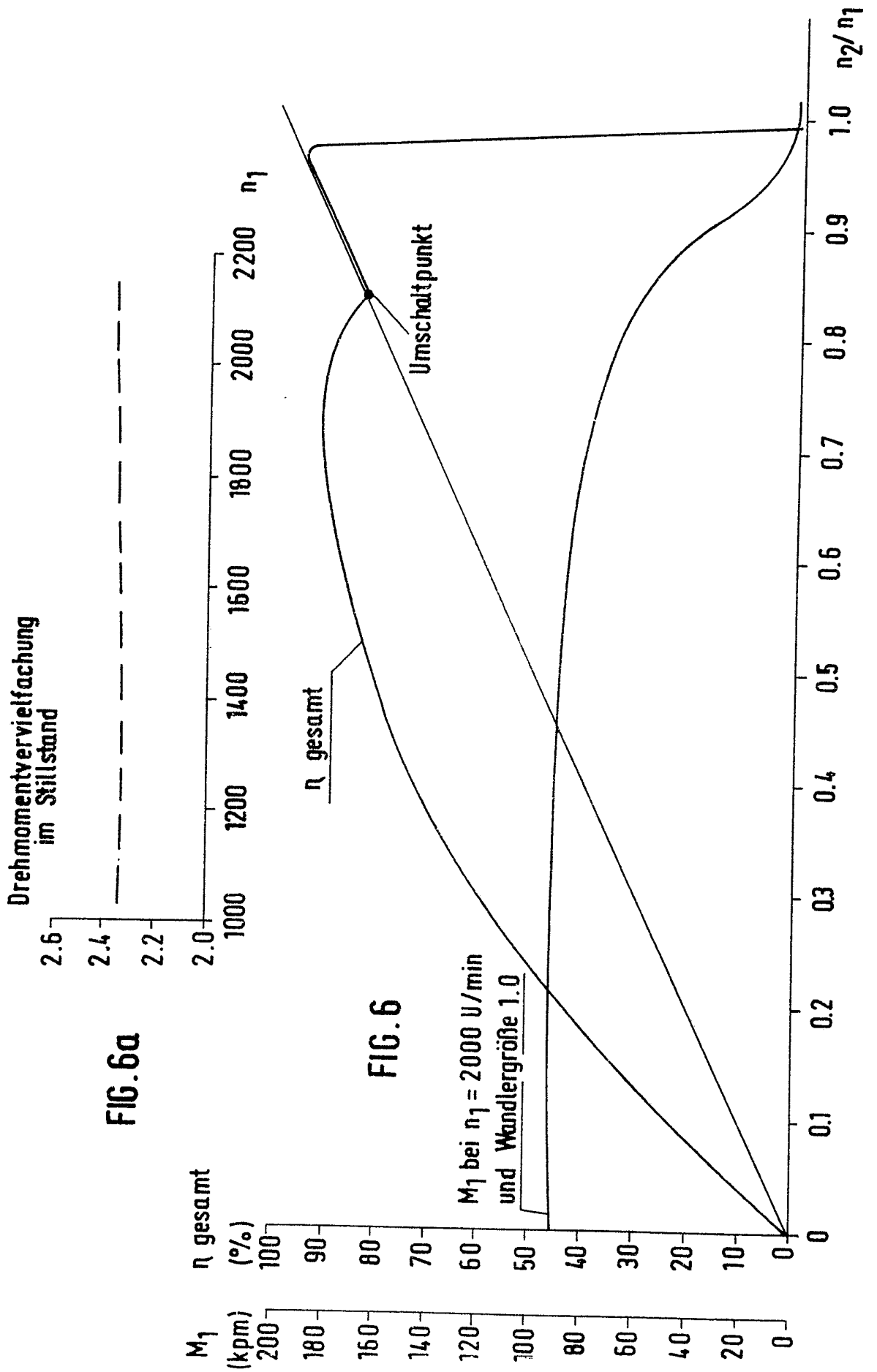


FIG. 4





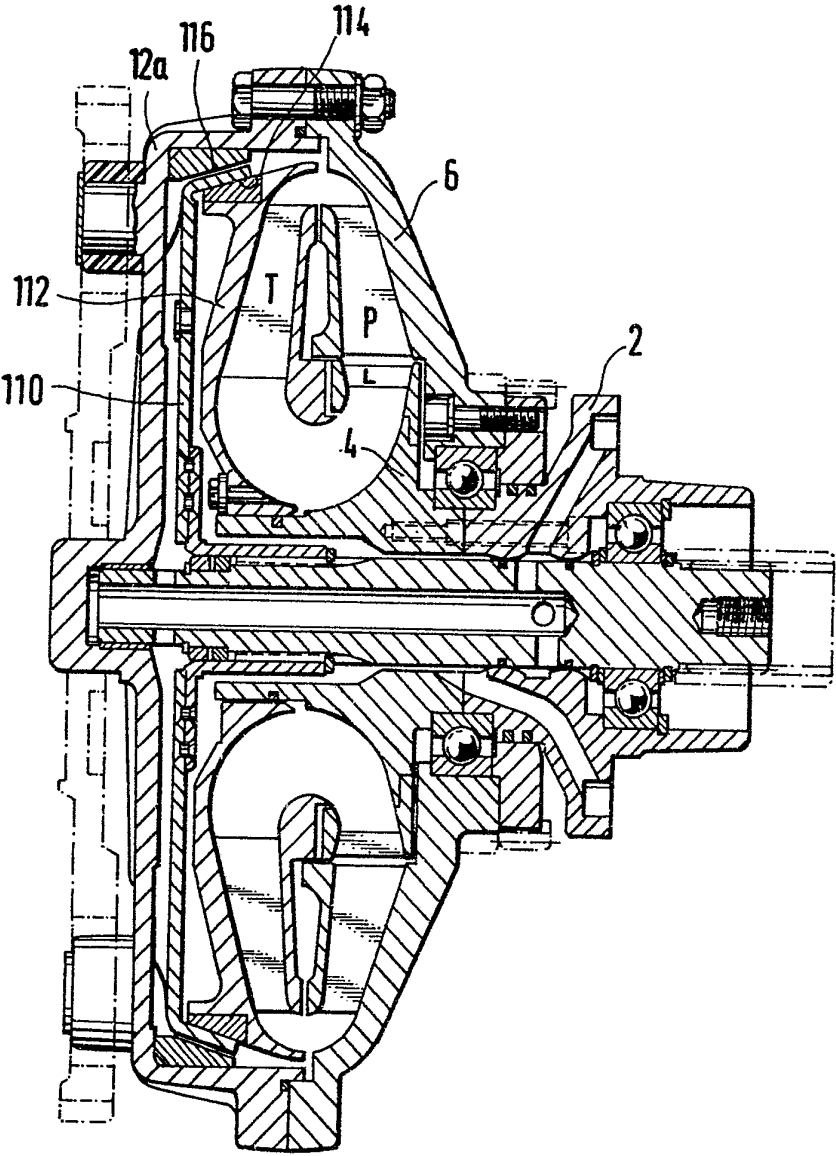
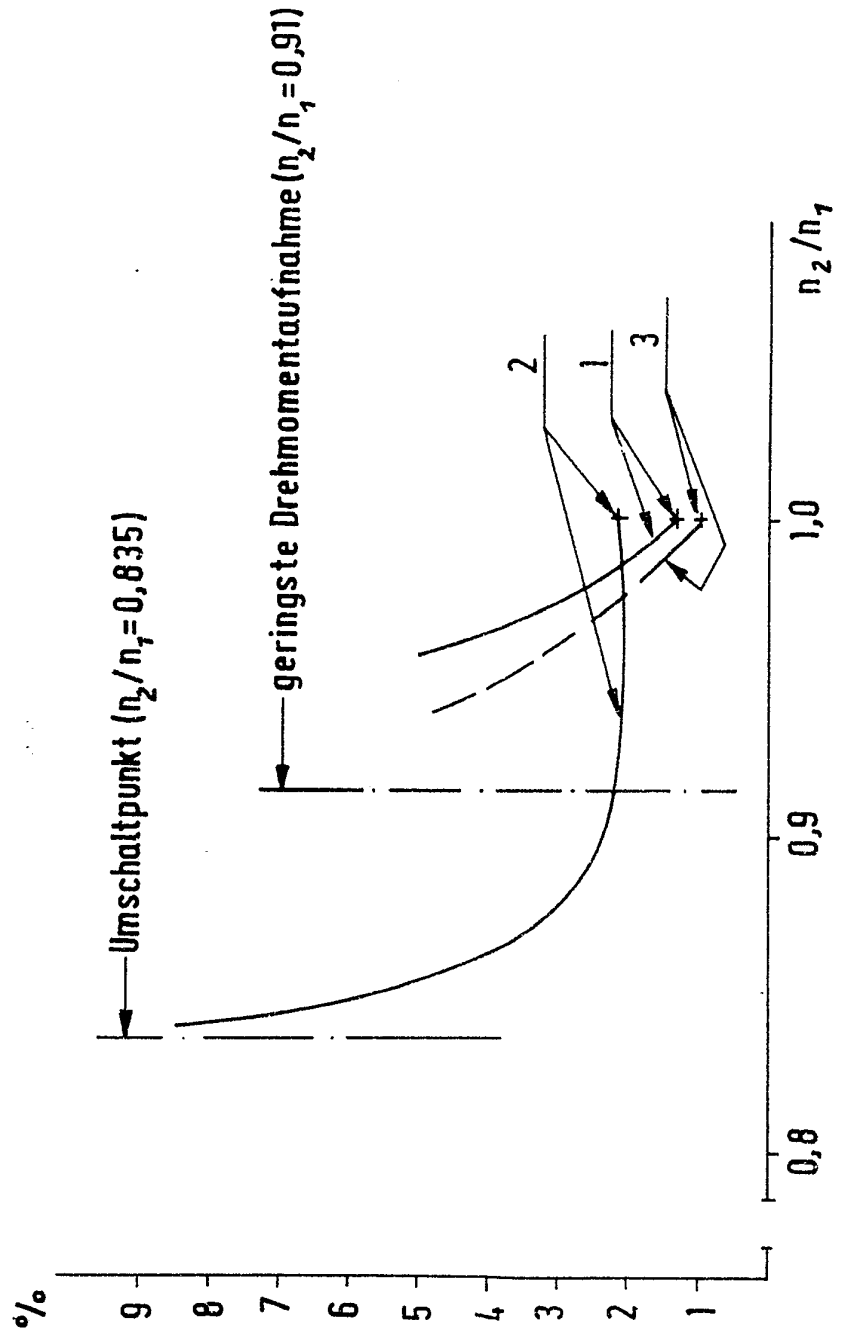
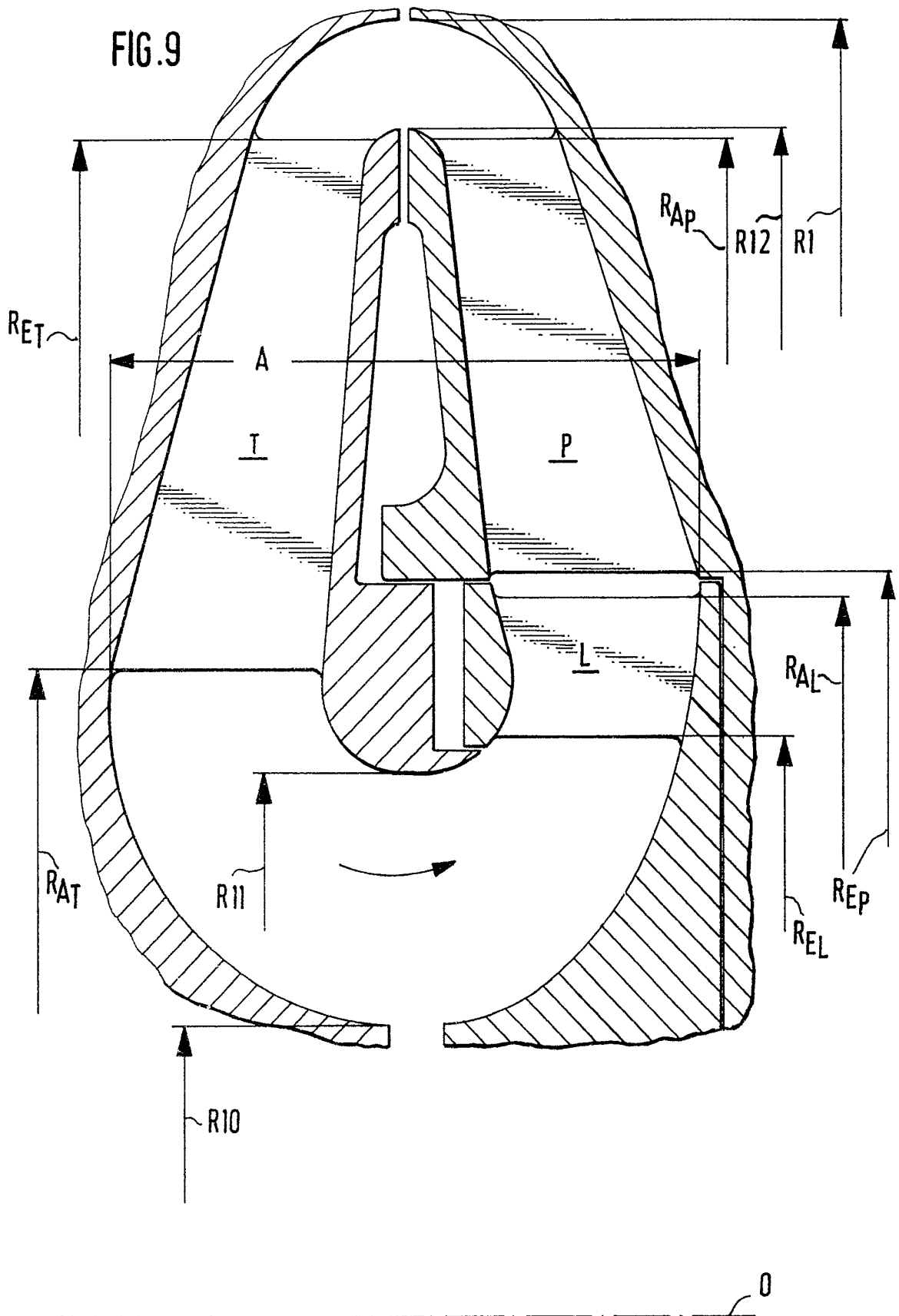


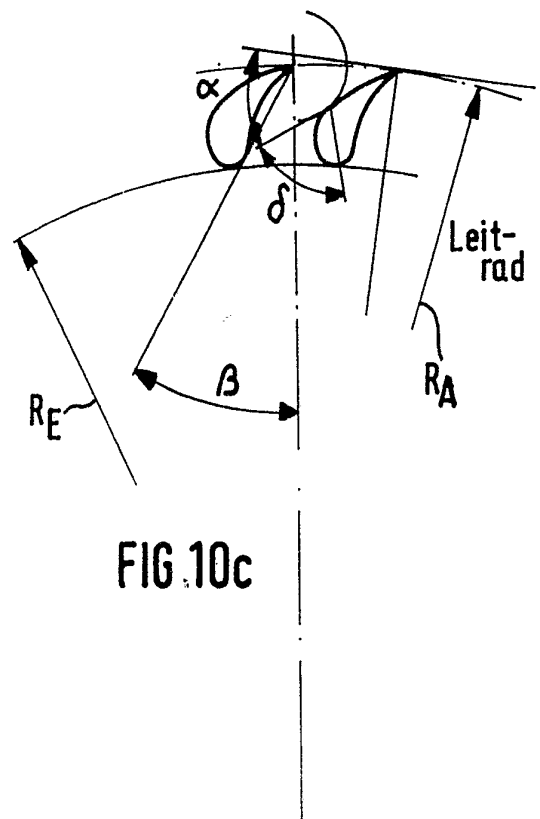
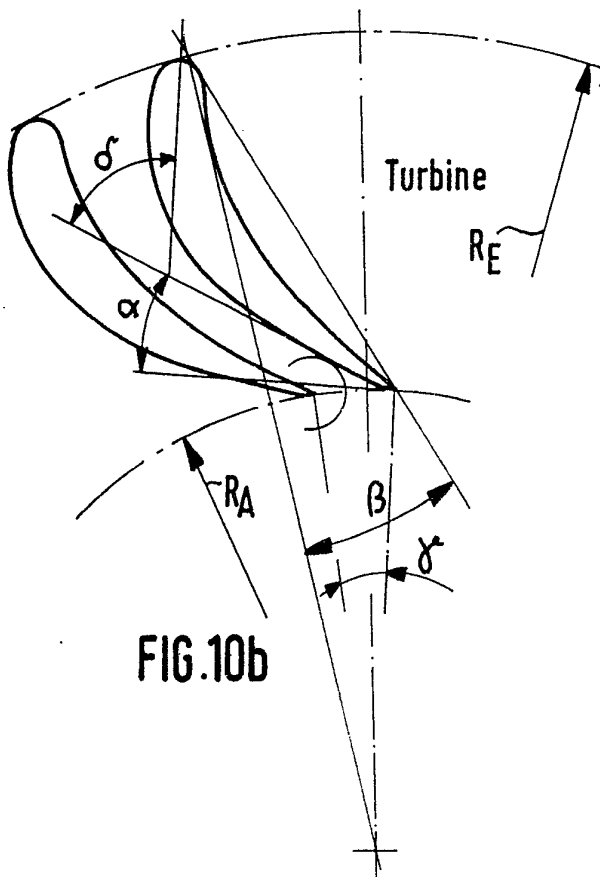
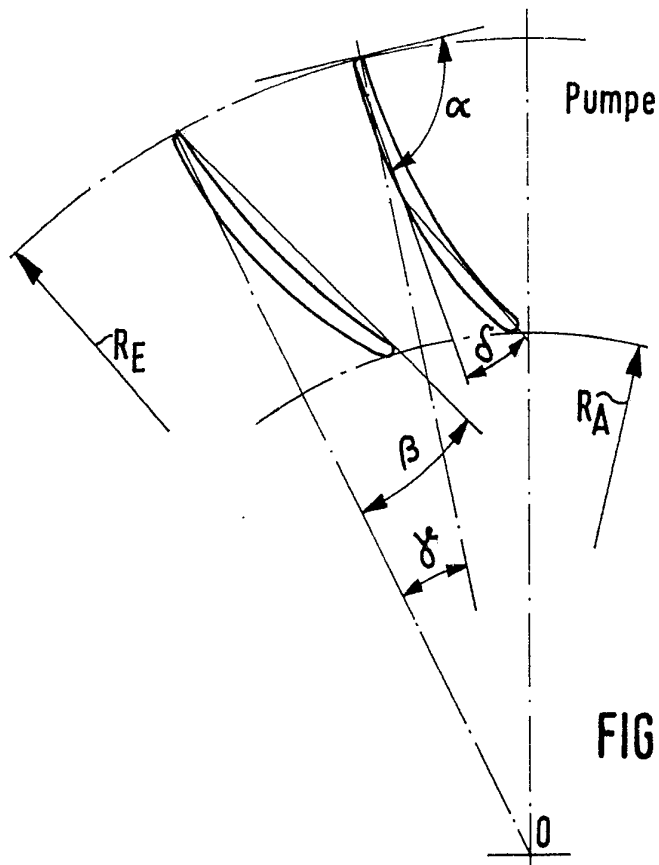
FIG. 7

Proz. Drehmomentaufnahme
des Leitrades

FIG. 8







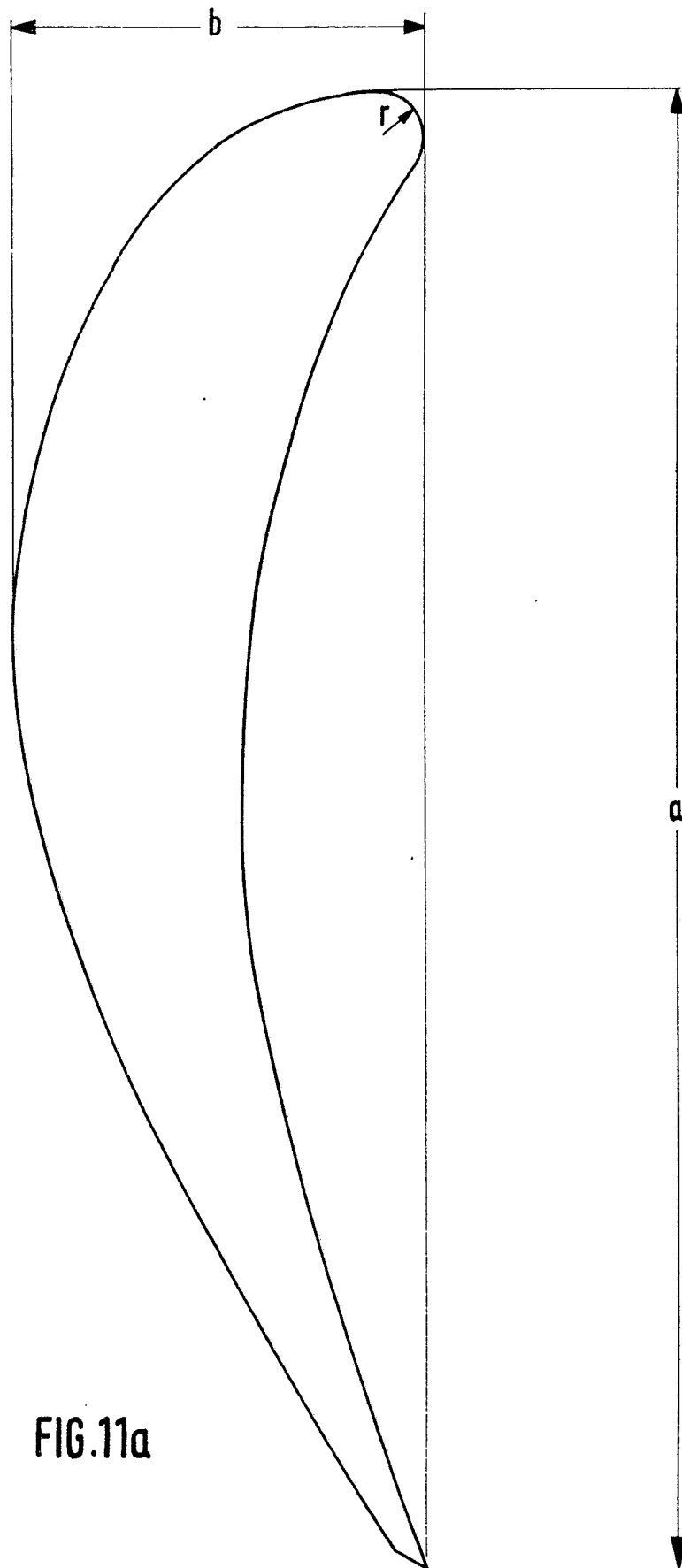


FIG.11a

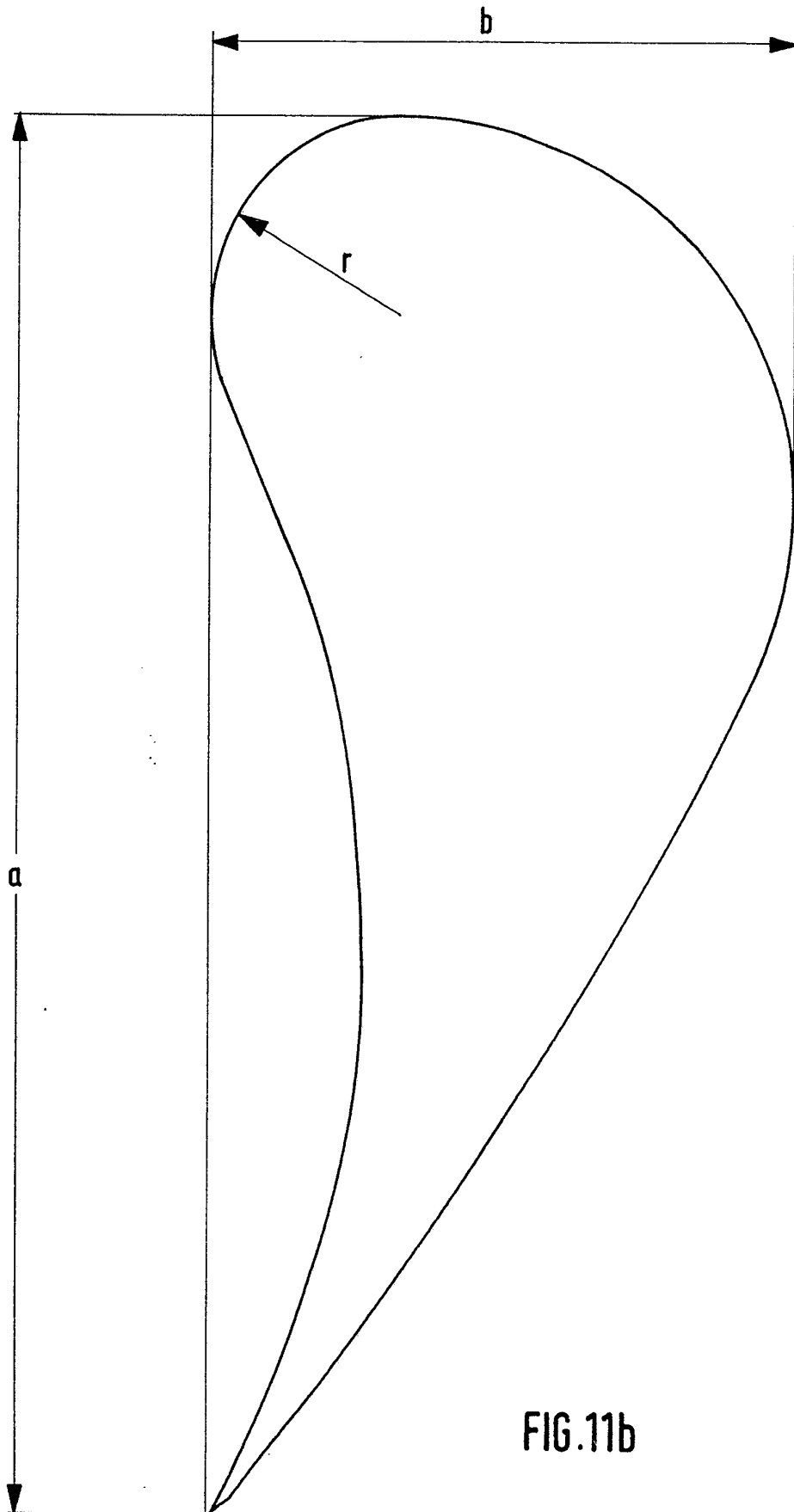


FIG.11b

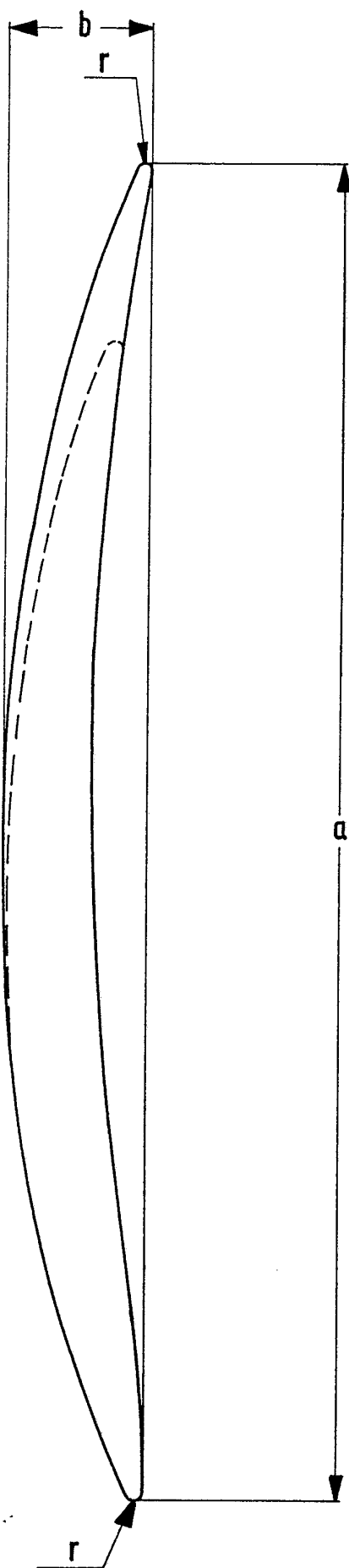


FIG.12