CH 655 365 A5

(19) SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

(11) CH 655 365 A5

(51) Int. Cl.[4]: F 04 D 29/66

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

(12) PATENTSCHRIFT A5

(21) Gesuchsnummer: 157/82

(22) Anmeldungsdatum: 12.01.1982

(30) Priorität(en): 07.02.1981 DE 3104349

(24) Patent erteilt: 15.04.1986

(45) Patentschrift veröffentlicht: 15.04.1986

(73) Inhaber:
Klein, Schanzlin & Becker Aktiengesellschaft, Frankenthal (DE)

(72) Erfinder:
Stiefel, Walter, Wachenheim (DE)

(74) Vertreter:
Bovard AG, Bern 25

(54) Kreiselpumpe mit Spiralgehäuse und radialem oder halbaxialem Laufrad.

(57) Der Laufradeintritts-Schaufelwinkel liegt zwischen 10° und 17°, was einen für das Kavitationsverhalten der Kreiselpumpe günstigen Stosswinkel zur Folge hat. Der Verlauf der Spiralgehäusequerschnittsflächen, die mit dem Laufrad in hydraulischem Zusammenhang stehen, ist bis mindestens 351,5° nach dem Drallsatz (c_u° r = konst.) ausgelegt. Diese Massnahmen betreffen allein die hydraulische Auslegung der Kreiselpumpe, so dass auf zusätzliche Mittel, wie Vorpumpen, verzichtet werden kann.

PATENTANSPRUCH

Kreiselpumpe mit Spiralgehäuse und radialem oder halbaxialem Laufrad, dadurch gekennzeichnet, dass bei konstantem Drall und radial konstanter Meridiangeschwindigkeit der Strömungswinkel (β_{1a}) am äusseren Durchmesser des Laufradeintritts zwischen 10° und 17° liegt und der in Umfangsrichtung gemessene Schaufelwinkel über die ganze radiale Erstreckung am Laufradeintritt um 6° bis 8° grösser ausgeführt ist als der Strömungswinkel (β_{1a}) und dass der Verlauf der Spiralgehäusefläche bis mindestens 351,5° des Umfanges nach dem Drallsatz ($c_u \cdot r$ = konst.) ausgelegt ist, wobei die Querschnittsflächen des Spiralgehäuses um 10 bis 15% kleiner ausgeführt sind als entsprechende, reibungsfrei berechnete Querschnittsflächen.

Eine Erhöhung der Fördermenge von Kreiselpumpen kann erreicht werden durch eine Steigerung des Massendurchflusses und eine Erhöhung der Drehzahl. Beide Massnahmen führen aber zu einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit und damit zu einer Steigerung der Kavitationsbeanspruchung. Durch die Implosion der Kavitationsblasen tritt eine Materialabtragung ein, die bei entsprechend hoher Geschwindigkeit und voll beanspruchter Saughöhe in kurzer Zeit zu einer Zerstörung der Laufradschaufeln und letztendlich zum Ausfall der Pumpe führt.

Zur Vermeidung solcher Kavitationsschäden werden vielfach kavitationsbeständigere Werkstoffe verwendet. Zur Verhinderung der Kavitation selbst können auch die Zulaufverhältnisse geändert werden. So kann die Saughöhe verringert oder die geodätische Zulaufhöhe vergrössert werden. Hier bietet sich z.B. der Einbau einer Vorpumpe an. Die genannten Massnahmen führen jedoch sämtlich zu einem erhöhten baulichen Aufwand.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, den Kavitationsverschleiss allein durch gestalterische Massnahmen an der Kreiselpumpe auf ein Minimum zu reduzieren, die Aufbietung zusätzlicher Mittel aber zu vermeiden. Diese Aufgabe wird gelöst durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruches genannten Merkmale.

Anhand der Zeichnung wird die Erfindung beispielsweise näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 Diagramme über die Druckverteilung längs der Laufradschaufel bei unterschiedlichen Anströmwinkeln bzw. Stosswinkeln am Eintritt, die

Fig. 2 den relativen $NPSH_{3\%}$ und relativen w_{1a}-Verlauf in Abhängigkeit vom Strömungswinkel β_{1a} für Q = konst. und n = konst., die

Fig. 3 ein Diagramm über den Druckverlauf am Umfang des Laufradaustritts bei drei relativ verschieden grossen Spiralquerschnitten, und die

Fig. 4 an vier Stellen am Umfang des Laufradaustritts gemessene, auf die drei relativ unterschiedlichen Spiralquerschnitte bezogene Einzelkennlinien.

Bei den bekannten Verfahren zur hydraulischen Auslegung von Laufrädern wird zur Vermeidung von Kavitation darauf geachtet, dass die Relativgeschwindigkeit längs der Stromfäden stetig abfällt und die Anströmung entlang der Schaufeleintrittskante geometrisch stossfrei erfolgt. Um minimale NPSH-Werte zu erreichen, werden optimale Schaufeleintrittswinkel vorgeschrieben und bestimmte Profilierungen der Eintrittskante angegeben. Bei der Berechnung der Spirale schwanken die Angaben in der Literatur beträchtlich. Theoretisch müssen die Spiralquerschnitte mit einem Reibungszuschlag berechnet werden. Dieser Zuschlag schwankt jedoch zwischen 0 und 100%. Angaben und theoretische Ableitungen für minimale NPSH-Werte bedeuten aber nicht schon, dass kein Kavitationsverschleiss mehr auftreten kann. Bei niedrigen NPSH-Werten wird nämlich die zulässige Saughöhe und damit der Unterdruck vor dem Laufrad entsprechend grösser. Es kann daher nicht Ziel der Erfindung sein, den NPSH-Wert zu verbessern, sondern bei dem der jeweiligen Eintrittsgeometrie zugehörigen NPSH-Wert zu gewährleisten, dass keine Kavitationserosion auftritt.

Es ist allgemein bekannt, dass der Hauptparameter für den Kavitationsverschleiss die Relativgeschwindigkeit w_1 ist. Ausserdem sind aufgrund praktischer Erprobung die Grenzgeschwindigkeiten für die verschiedenen Werkstoffe bekannt. Die örtliche Relativgeschwindigkeit w_1 ist aber nur zum Teil von der Eintrittsgeometrie und damit von der Umfangsgeschwindigkeit u_1 und der Meridiangeschwindigkeit c_{m1} abhängig. Vielmehr wird die Relativgeschwindigkeit von einer Anzahl weiterer Parameter überlagert:

Hier ist zunächst der Stosswinkel am Schaufeleintritt zu nennen.

Der Stosswinkel $\Delta\beta$ wird definiert als die in Umfangsrichtung gemessene Differenz des Schaufelwinkels β_{1Sch} und des Strömungswinkels β_{1Str} bei radial konstanter Meridiangeschwindigkeit C_m. Es ist also

$$\Delta\beta_1 = \beta_{1Sch} - \beta_{1Str}.$$

Ein positiver Stosswinkel $+\Delta\beta_1$ ergibt einen Eintrittsstoss zur Druckseite und ein negativer Stosswinkel $-\Delta\beta_1$ einen Eintrittsstoss zur Saugseite. Ein radiales oder halbaxiales Laufrad wird theoretisch und meist auch in der Praxis optimal geometrisch stossfrei, d.h. tangential zum Schaufelwinkel mit $\Delta\beta = 0$ angeströmt.

Es wurde aber nun gefunden, dass entgegen der Theorie das Kavitationsverhalten bei stossfreier Anströmung nicht optimal ist. In der Fig. 1 ist die Druckverteilung längs der Laufradschaufel eines radialen Laufrades sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite dargestellt. Bei einem Stosswinkel von $\Delta\beta = -3°$ zeichnet sich ein ausgeprägtes Unterdruckgebiet bis zu 70% der Schaufellänge ab. Bei tangentialem Eintritt $\Delta\beta = 0°$ ist das Unterdruckgebiet zwar abgeschwächt, es nimmt aber immer noch 60% der Schaufellänge ein. Erst bei einem positiven Stosswinkel von $\Delta\beta_1 = +8°$ verschwindet das Unterdruckgebiet bis auf einen kleinen Bereich am Schaufeleintritt. Nun gilt: Je grösser der Unterdruck desto kleiner der Abstand zum Dampfdruck. Je grösser das Unterdruckgebiet desto grossflächiger die Kavitationsangriffe. Aufgrund des erfindungsgemäss gewählten Schaufelwinkels wird die Laufschaufel, unabhängig von der praktisch üblichen relativen Schaufeldicke, mit einem Stoss in Richtung zur Druckseite von $\Delta\beta = \beta_{1Sch} - \beta_{1Str} = 6°$ bis 8° angeströmt.

Als weiterer Parameter ist der Strömungswinkel am Laufradeintritt zu berücksichtigen.

Der NPSH-Wert bei 3% Förderhöhenabfall erreicht ein Minimum bei einem Strömungswinkel β_{1a} am Aussendurchmesser der Laufradeintrittsgrenzen in Umfangsrichtung von etwa 10°. Die Relativgeschwindigkeit w_{1a} am Aussendurchmesser des Laufradeintritts hat aber ihr Minimum bei einem β_{1a} von etwa 35°. Bei vorgegebener Menge und Drehzahl, also Q = konst. und n = konst., sind $NPSH_{3\%}$ und w_{1a} im Bereich β_{1a} = 10° bis 35° gegenläufig. Wie die Fig. 2 zeigt, ist bei minimalem $NPSH_{3\%}$ die Relativgeschwindigkeit 1,3mal grösser als $w_{1a\,min}$. Bei minimaler Relativgeschwindigkeit ist nun der $NPSH_{3\%}$-Wert etwa 4,4mal grösser als $NPSH_{3\%\,min}$. Obwohl der Kavitationsverschleiss bei gleicher Schleppenlänge der Blasen um so schwächer wird je kleiner die Relativgeschwin-

digkeit ist, ist jedoch leicht zu erkennen, dass bei dem starken Anstieg des $NPSH_{3\%}$-Wertes der Betrieb der Pumpe in vielen Fällen nur noch mit Zulauf, d.h. mit erhöhtem Bauaufwand möglich ist. Die Fig. 2 zeigt, dass der zwischen 10° und 17° liegende Bereich für β_{1aStr} im Hinblick auf Saugverhalten und Kavitationsverschleiss nicht überschritten werden sollte.

Schliesslich übt noch die Gestaltung des Spiralgehäuses einen wesentlichen Einfluss auf das Kavitationsverhalten der Kreiselpumpe aus.

Die vorangegangenen Überlegungen hinsichtlich Strömungswinkel und Stosswinkel gelten nur bei einer symmetrischen Druckverteilung sowohl am Laufradeintritt als auch am Laufradaustritt. Eine hinter dem Laufrad erfolgende Störung, die im Diffusor oder in der Spirale auftreten kann, beeinflusst nicht nur die Strömung am Laufradaustritt, sie wirkt sich vielmehr bis zum Laufradeintritt aus. Ein symmetrischer, d.h. konstanter Druckverlauf am Laufradaustritt ist nur dann gegeben, wenn auch die Druckverteilung am Umfang der Spirale konstant ist. Nun wurde gefunden, dass mit den nach bekannten Theorien ausgelegten Spiralen kein konstanter Druck am Laufradaustritt erreicht werden kann. Die Fig. 3 zeigt, dass der Druckverlauf nur dann konstant ist, wenn die nach dem Drallsatz $c_u \cdot r$ = konst. bestimmten Spiralquerschnitte um 10 bis 15% kleiner ausgeführt werden als reibungsfrei gerechnet. Es gilt also für

$$\frac{Q}{Q_{opt}} = 1{,}0 : \quad \frac{A_{Sp}\,\text{ausgeführt}}{A_{Sp}\,\text{reibungsfrei}} \approx 0{,}85 \text{ bis } 0{,}9$$

Der der erfindungsgemässen Auslegung entsprechende Druckverlauf ist in der Fig. 3 mit der Ziffer 2 belegt.

Werden die Spiralquerschnitte grösser ausgeführt, so stellt sich der mit 1 bezeichnete Druckverlauf ein. Im Spornbereich von 0 bis 45° tritt ein starker Druckeinbruch auf und danach ein Druckanstieg bis zum Spiralende. Sind die Spiralquerschnitte zu klein ausgeführt, so ergibt sich, wie die Kurve 3 zeigt, von 0° bis 70° ein starker Druckanstieg und dann ein stetiger Druckabfall. Ein ungleicher Druck am Laufradumfang kann nun verschiedene Auswirkungen haben. Nach Euler gilt für die Förderhöhe allgemein

$$H_{th} = \frac{u_1 \cdot c_{u1}}{g} + \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g}$$

Bei Spiralgehäusekreiselpumpen mit drallfreier Zuströmung wird

$$H_{th} = \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g}$$

Ein Druckunterschied ist also nur möglich, wenn c_{u2} sich ändert, d.h. der Abströmwinkel oder die Minderleistung am Umfang unterschiedlich ist. Messungen zeigen aber, dass die geringfügig unterschiedlichen c_{u2}-Werte nur zu einem geringen Teil die Ursache für die Druckänderungen sind. Ist aber $u_2 \cdot c_{u2} \approx$ konst., so muss am Laufradeintritt ein Drall vorhanden sein, d.h. $u_1 \cdot c_{u1}$ kann nicht 0 sein. In der Tat kann man messtechnisch nachweisen, dass am Eintritt ein unterschiedlicher, aber örtlich feststehender Drall über den Umfang vorhanden ist.

Legt man in Fig. 3 bei 45°, 135°, 225° und 315° (I, II, III und IV) Schnitte und zeichnet die Schnittpunkte über Q/Q_{opt} auf, so erhält man vier örtlich gemessene Einzelkennlinien. Die Fig. 4 zeigt dies.

Ist nun der gemessene Druck der Einzelkennlinie kleiner als der der ebenfalls eingezeichneten Gesamtkennlinie, so muss Mitdrall (in Drehrichtung) und bei höherem Druck Gegendrall (entgegen Drehrichtung) vorhanden sein. In Fig. 4 erkennt man, dass für eine zu gross ausgelegte Spirale

$$\left(\frac{Q}{Q_{opt}} < 1{,}0\right)$$

an der Stelle I ($\varphi = 45°$) ein starker Mitdrall am Laufradeintritt gegeben ist. Bei II ist noch ein geringer Mitdrall da und an den Stellen III und IV entsteht Gegendrall.

Bei Überlast, also zu enger Spirale, ist die Drallverteilung gerade umgekehrt. Bei I und II Gegendrall und bei III und IV Mitdrall. Der unterschiedliche Drall bleibt – wie erwähnt – örtlich stehen, so dass eine Laufradschaufel abwechselnd mit grösserer und kleinerer Geschwindigkeit angeströmt wird. Jede örtliche Druckabsenkung bzw. Geschwindigkeitszunahme fördert die Bildung von Kavitationsblasen. Da die Blasenbildung aber auch nur in einem abgegrenzten Teil des Laufradeintritts auftreten kann, ist es möglich, dass ohne messbare Verschlechterung des $NPSH_{3\%}$-Wertes Kavitationsverschleiss auftritt.

Bei zu grossen Spiralflächen nimmt die Fördermenge zu, die prozentualen Reibungsverluste aber werden kleiner, so dass trotz der unsymmetrischen Druckverteilung der Gesamtwirkungsgrad gleich oder geringfügig grösser werden kann. Dies führt dann in der Praxis dazu, dass man, um die Menge zu steigern, die Spiralquerschnitte durch Zurückschneiden des Sporns örtlich vergrössert. Die Folgen sind Druckeinbrüche im Spornbereich, da die Spiralflächen nicht mehr dem Drallsatz folgen.

Voraussetzung für die Vermeidung von Kavitationsverschleiss sind also nicht nur um 10 bis 15% engere Spiralflächen als reibungsfrei gerechnet, sondern die Spiralflächen müssen über den ganzen Umfang von 360° dem Drallsatz folgen, d.h. es muss $c_u \cdot r$ = konst. sein. Bei der üblichen Berechnung der Spirale, in der von einer unendlich dünnen Zunge ausgegangen wird, gilt dies für den Verlauf der Spiralgehäusefläche über den gesamten Umfang. In der Praxis macht allerdings die mit einer bestimmten Dicke ausgeführte Spiralzunge eine in ihrem Bereich erfolgende Korrektur der Spiralfläche nötig, so dass der Bereich von 360° nicht erreicht wird. Die Erfindung sieht jedoch vor, dass der Flächenverlauf mindestens über 351,5° vom Umfang nach dem Drallsatz ausgeführt ist. Dieser Wert wurde durch Versuche bestätigt.

Ist der Sporn dicker und damit die nicht nach dem Drallsatz festgelegten Flächen über dem Umfang grösser als 8,5°, so besteht nicht nur die Gefahr des Kavitationsverschleisses an den Laufradschaufeln, sondern durch den örtlichen Druckeinbruch bildet sich ein Rückströmgebiet entlang der Deckscheibe, das zu Spaltkavitation am saugseitigen Spaltring führen kann. Der Einfluss wird dabei um so grösser, je kleiner die spezifische Drehzahl der Pumpe ist. Durch Untersuchungen wurde bestätigt, dass ein kavitationsfreier Betrieb nicht allein damit erzielt werden kann, dass das Laufrad optimal gestaltet und angeströmt wird. Sehr wichtig ist auch die daran angepasste Spirale. Da die einzelnen Parameter je nach Schnelläufigkeit mehr oder weniger dominant sind, müssen alle Einflüsse, die zur Materialzerstörung führen könnten, zusammen ausgeschaltet werden.

Fig.1

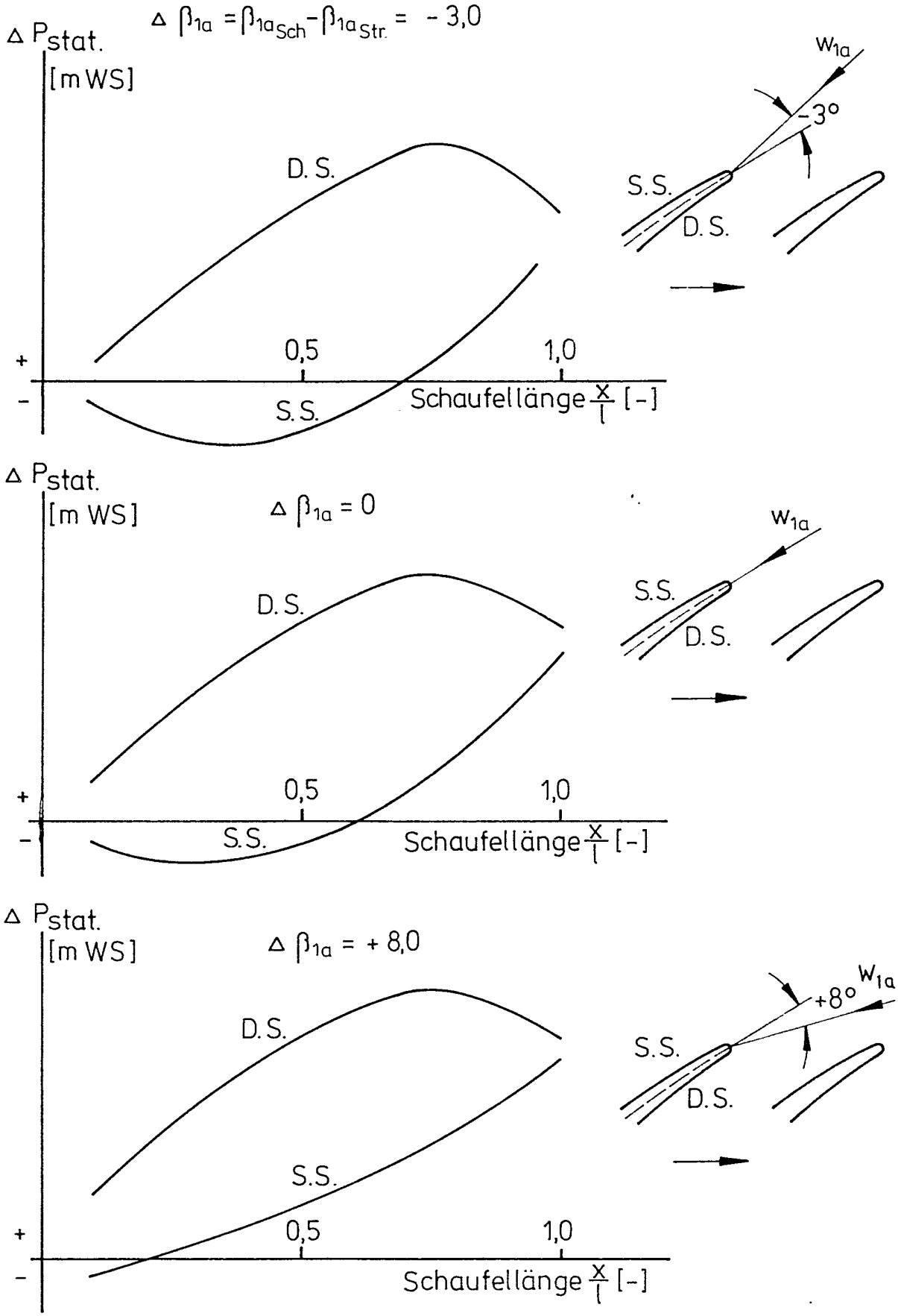
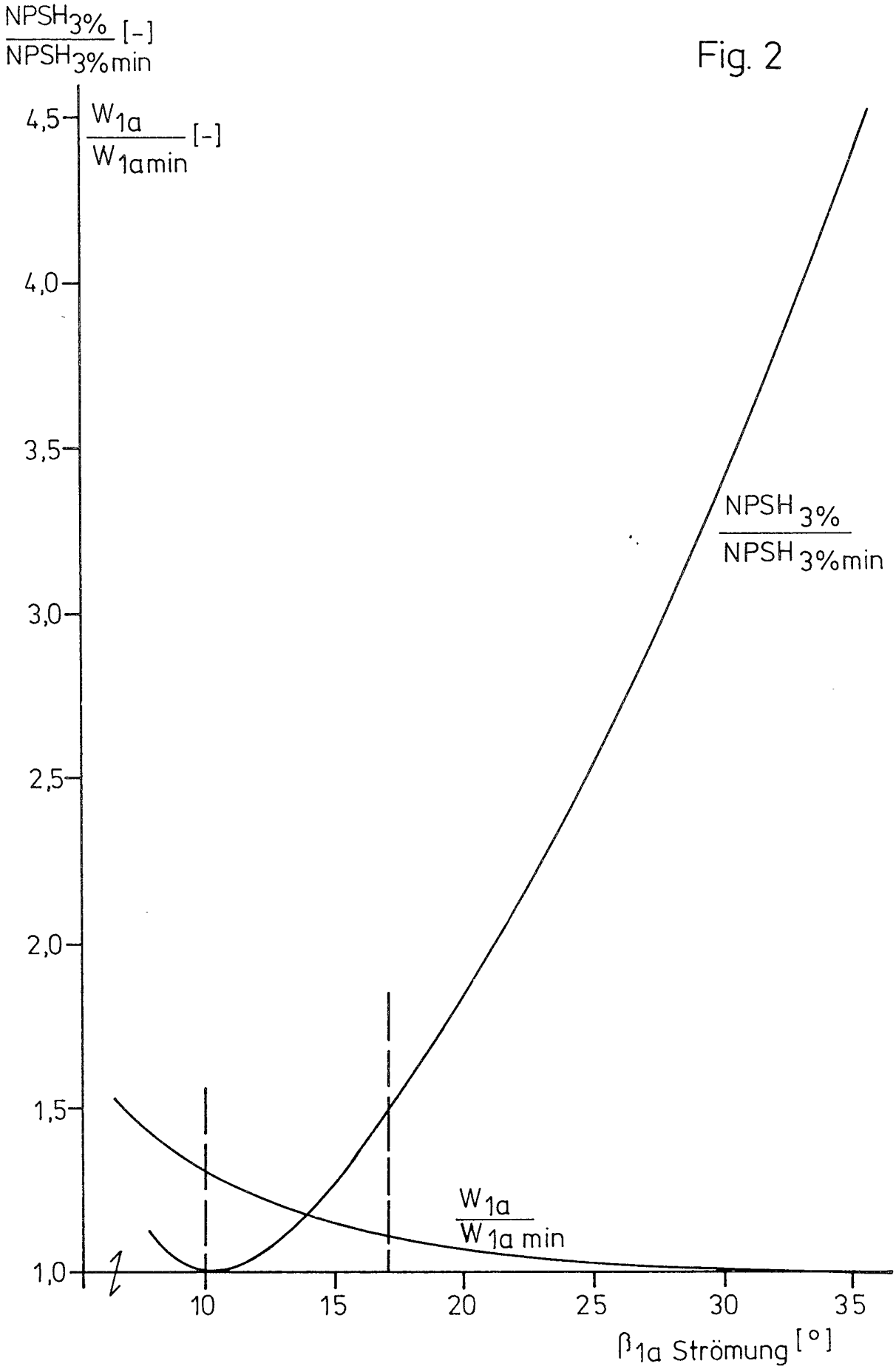

Δ Pstat.
[m WS]
Δ β1a = β1aSch - β1aStr. = - 3,0
D. S.
S. S.
0,5
1,0
+
-
Schaufellänge x/l [-]
w1a
-3°
Δ Pstat.
[m WS]
Δ β1a = 0
D. S.
S. S.
0,5
1,0
+
-
Schaufellänge x/l [-]
w1a
Δ Pstat.
[m WS]
Δ β1a = + 8,0
D. S.
S. S.
0,5
1,0
+
-
Schaufellänge x/l [-]
w1a
+8°

Fig. 2


NPSH3% / NPSH3%min [-]
W1a / W1amin [-]
4,5
4,0
3,5
3,0
2,5
2,0
1,5
1,0
NPSH 3% / NPSH 3%min
W1a / W1a min
10
15
20
25
30
35
β1a Strömung [°]

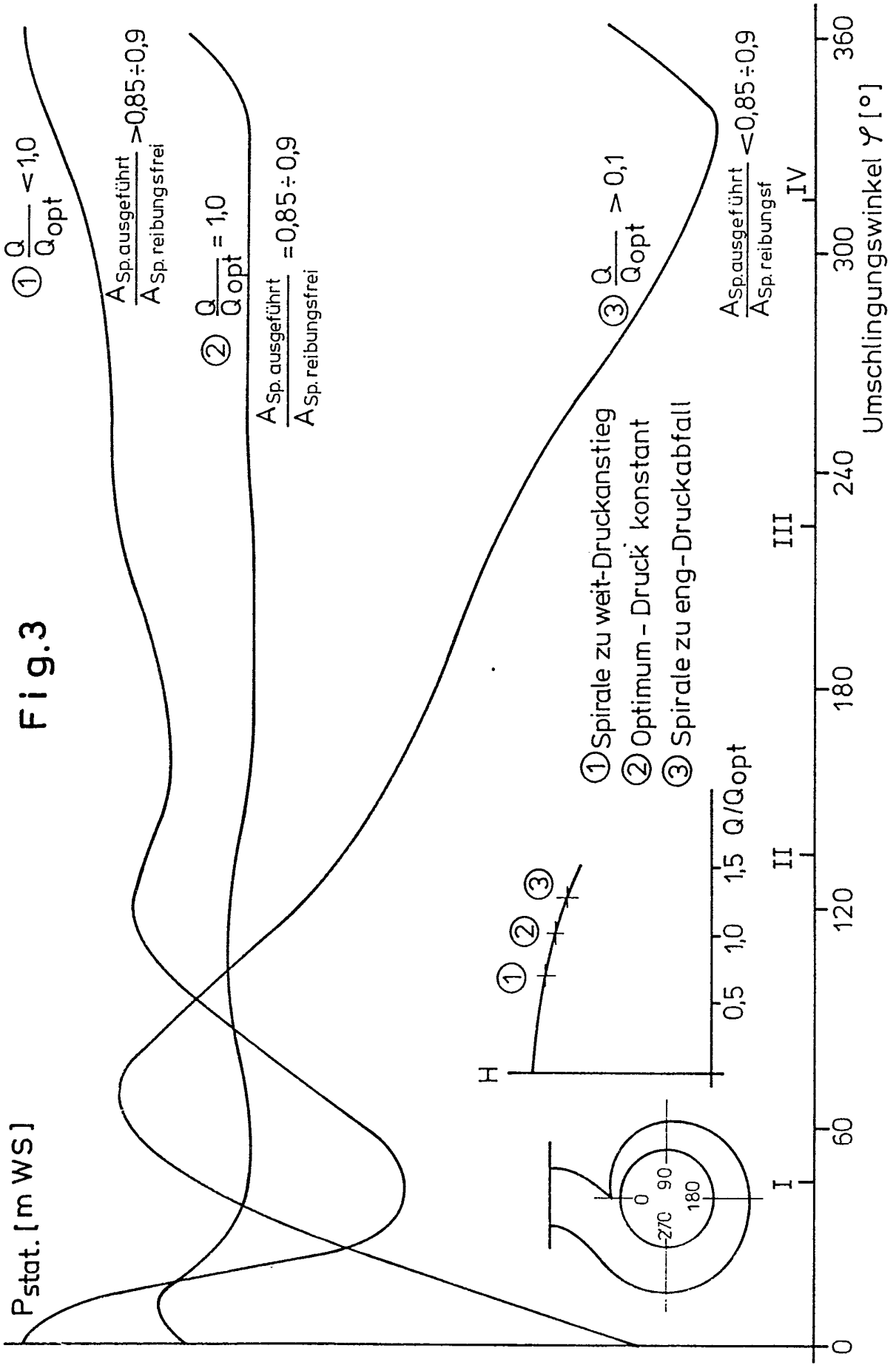

Pstat. [m WS]
① Q/Qopt <1,0
A Sp.ausgeführt / A Sp. reibungsfrei >0,85÷0,9
② Q/Qopt = 1,0
A Sp. ausgeführt / A Sp. reibungsfrei =0,85÷0,9
③ Q/Qopt > 0,1
A Sp.ausgeführt / A Sp. reibungsf <0,85÷0,9
① Spirale zu weit-Druckanstieg
② Optimum - Druck konstant
③ Spirale zu eng-Druckabfall
H
0,5 1,0 1,5 Q/Qopt
0 90 180 270
I II III IV
0 60 120 180 240 300 360
Umschlingungswinkel ϕ [°]

Fig.3

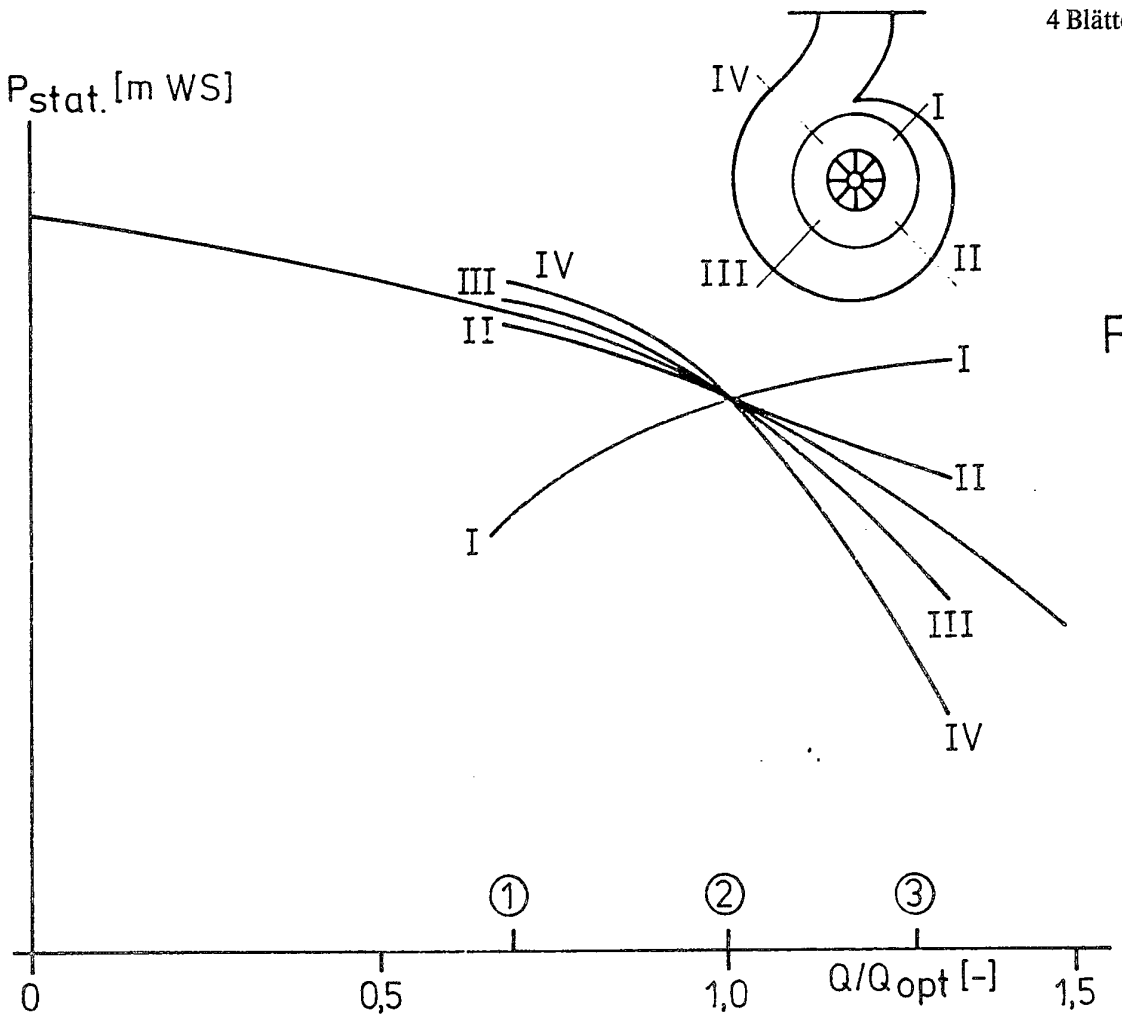
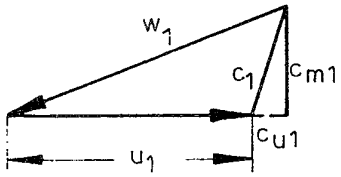


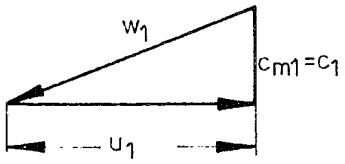
Fig. 4

$\frac{A_{Sp.ausgeführt}}{A_{Sp.reibungsfrei}} > 0{,}85 \div 0{,}9$	$\frac{A_{Sp.ausgeführt}}{A_{Sp.reibungsfrei}} = 0{,}85 \div 0{,}9$	$\frac{A_{Sp.ausgeführt}}{A_{Sp.reibungsfrei}} < 0{,}85 \div 0{,}9$
Teillast ①	Optimum ②	Überlast ③
$\frac{Q}{Q_{opt}} < 1{,}0$	$\frac{Q}{Q_{opt}} = 1{,}0$	$\frac{Q}{Q_{opt}} > 1{,}0$
I Mitdrall (groß)	Drallfrei	Gegendrall (groß)
II Mitdrall (gering)	Drallfrei	Gegendrall (gering)
III Gegendrall (gering)	Drallfrei	Mitdrall (gering)
IV Gegendrall (gering)	Drallfrei	Mitdrall (groß)

Gegendrall (entgegen Drehrichtung)-höherer Druck-



Drallfrei



Mitdrall (in Drehrichtung) -niederer Druck-

