



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

⑪ CH 654 880 A5

⑤① Int. Cl. 4: F 04 D 7/02
F 03 B 11/08

// B 65 G 53/30

⑫ PATENTSCHRIFT A5

⑫① Gesuchsnummer: 7752/80

⑫② Anmeldungsdatum: 16.10.1980

⑫③ Priorität(en): 29.10.1979 US 088884

⑫④ Patent erteilt: 14.03.1986

⑫⑤ Patentschrift
veröffentlicht: 14.03.1986

⑫⑦ Inhaber:
Rockwell International Corporation, El
Segundo/CA (US)

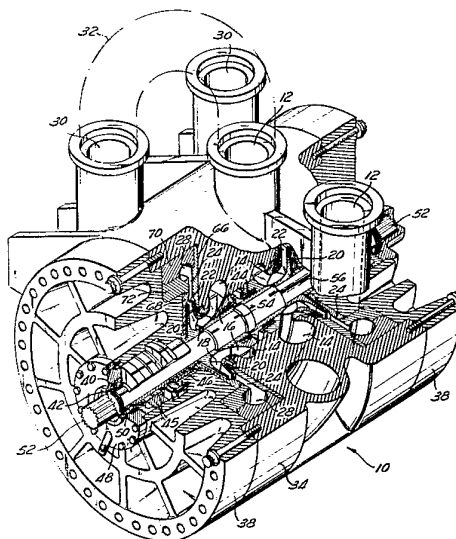
⑫⑦② Erfinder:
Catterfeld, Fritz Carl, Canoga Park/CA (US)
Wong, George Sowhong, Agoura/CA (US)

⑫⑦④ Vertreter:
Dr. A. R. Egli & Co., Patentanwälte, Zürich

⑫⑤④ Zweistufige Zentrifugalpumpe oder Turbine für Reibsubstanzen enthaltender Flüssigkeiten, insbesondere Kohlenschlamm.

⑫⑤⑦ Die Zentrifugalpumpe ist dafür vorgesehen, bei hohen Temperaturen unter hohem Druck und bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten zu arbeiten und ist besonders als Prozesspumpe in materialverarbeitenden Industriezweigen und im Baggerbetrieb geeignet. Die Ein- und Auslässe sind zur Erleichterung der Instandhaltung ohne Ausbau am Umfang angeordnet. An der Innenwand des Pumpengehäuses befinden sich Vordreh-schaufeln (16), die das Medium vom äusseren Einlass zu dem Laufrad führen und eine Verringerung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit insbesondere an der Laufradeingangskante (18) bewirken. Ein Paar von gegeneinander gerichteten Laufrädern erhöhen die Strömungsgeschwindigkeit und führen das Medium zu einem schaufelfreien Radialdiffusor (24). Aus dem Diffusor wird das im Druck erhöhte Medium einem aussen angeordneten Übergangskanal (32) zugeleitet, der ebenfalls zu einer Druckerhöhung führt und die Strömung beruhigt. Zwischen dem Diffusor (24) und einem Überleitkanal ist ein austauschbarer Strömungsteiler angeordnet, um das Medium in dem Spiral-kanal zu leiten. Koaxial auf der Pumpenwelle befindet sich eine Dichteinrichtung, die eine Leckage zum Aussen-teil der Pumpe verhindern soll und zur Lagerung der Welle beiträgt. Die Pumpe kann auch als Turbine verwendet werden, indem die Strömungsrichtung umgekehrt wird. Der Auslass (30) wird dann zum Turbineneinlass, die Vorderschaufeln (16) werden Leitschaufeln und der Ein-

lass-Spiralkanal (14) wird zum Diffusor. Der Diffusor führt zu dem Übergangskanal (32), der das Medium zu einem zweiten Einlass einer zweiten Turbinenstufe führt.



PATENTANSPRÜCHE

1. Zweistufige Zentrifugalpumpe für Reibsubstanzen enthaltenden Flüssigkeiten, insbesondere Kohlenschlamm, mit einem Gehäuse (34), in dem ein Rotor montiert ist, der eine Welle (56) mit einem Paar einander zugekehrten Laufrädern (20), von welchen jedes einer Pumpenstufe zugeordnet ist, aufweist, mit mindestens einem Einlass (12) und einem Auslass (30) in jeder Pumpenstufe, die sich durch die Gehäusewand, quer zur Pumpenachse erstrecken, mit einer Leitvorrichtung (16) in jeder Stufe, die an der Innenwand des Gehäuses (34) zugeordnet ist, zum Leiten der Flüssigkeit in die Drehrichtung des Rotors und zur Herabsetzung der relativen Geschwindigkeit der Flüssigkeit an der Kante (18) des Eintritts des zugeordneten Laufrades (20), wobei zur Ermöglichung der Wartung der Pumpe ohne deren Ausbau am Gehäuse (34) zwei endseitige Verschlussplatten (38) wegnehmbar befestigt sind und die Welle (56) in den Verschlussplatten (38) in Lagern (40) gelagert ist, dadurch gekennzeichnet, dass in jeder Pumpenstufe ein schaufelloser Radialdiffusor (24) zur Aufnahme der Flüssigkeit vom zugeordneten Laufrad und ein Spiralkanal (28) zur tangentialen Übernahme der Flüssigkeit vom Diffusor (24) vorhanden sind, dass der Spiralkanal (28) mit dem zugeordneten Auslass (30) verbunden ist, dass in jeder Stufe ein Strömungsteiler (26) zwischen dem Diffusor (24) und dem Spiralkanal (28) zum Leiten der Flüssigkeit vom Diffusor (24) in den Spiralkanal (28) angeordnet ist und dass zur Abdichtung der Welle Dichtungsvorrichtungen (44, 45, 46) koaxial zur Welle (56) zwischen den Laufrädern und in den Verschlussplatten angeordnet sind.

2. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Auslass (12, 30) aus einem kegelstumpfförmigen Diffusor (24) besteht.

3. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Leitvorrichtung Vordreh-schau-feln (16) aufweist.

4. Pumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Vordreh-schau-feln (16) lösbar an der Innenwand des Gehäuses (34) befestigt sind.

5. Pumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Vordreh-schau-feln (16) ausweissem Gusseisen bestehen.

6. Pumpe nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Vordreh-schau-feln (16) und eine Eingangsspirale (14) einen Überzug aus einem Härtungsmittel aufweisen.

7. Pumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Überzug aus Borid besteht.

8. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusor (24) austauschbar ist.

9. Pumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusor (24) zwei verriegelte, parallele Wände aufweist, die sich mit dem Laufradauslass auf einer Linie befinden.

10. Pumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusor (24) mit dem Gehäuse (34) verriegelt ist.

11. Pumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusor (24) ausweissem Gusseisen besteht.

12. Pumpe nach einem der Ansprüche 8 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusor (24) mit einem Überzug aus einem Härtungsmittel versehen ist.

13. Pumpe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass das Härtungsmittel Borid ist.

14. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Spiralkanal (28) austauschbar ist.

15. Pumpe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Spiralkanal (28) in der Pumpe verriegelt ist.

16. Pumpe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Spiralkanal (28) ausweissem Gusseisen besteht.

17. Pumpe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Spiralkanal (28) einen Überzug aus Härtungsmittel aufweist.

18. Pumpe nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass das Härtungsmittel Borid ist.

19. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Strömungsteiler (26) austauschbar ist.

20. Pumpe nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass der Strömungsteiler (26) in der Pumpe verriegelt ist.

21. Pumpe nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass der Strömungsteiler (26) aus einer Wolframkarbidlegierung besteht.

22. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtvorrichtungen (46) selbstzentrierende Hochdruckdichtungen aufweisen.

23. Zweistufige Turbine für den Antrieb mittels einer Reibsubstanzen enthaltenden Flüssigkeit, insbesondere Kohlenschlamm, mit einem Gehäuse (116), in dem ein Rotor montiert ist, der eine Welle (56) mit einem Paar einander zugekehrten Laufrädern (110), von welchen jedes einer Turbinenstufe zugeordnet ist, aufweist, mit mindestens einem Einlass (102) und einem Auslass (119) in jeder Turbinenstufe, die sich durch die Gehäusewand, quer zur Turbinenachse erstrecken, mit einem Satz von geraderichtenden Leitschau-feln (115) in jeder Stufe, die entlang der Innenwand des Gehäuses angeordnet sind, um die aus dem Laufrad austretende Flüssigkeit aufzunehmen, wobei zur Ermöglichung der Wartung der Turbine ohne deren Ausbau am Gehäuse (116) zwei endseitige Verschlussplatten (118) wegnehmbar befestigt sind und die Welle (56) in den Verschlussplatten (118) in Lagern (40) gelagert ist, dadurch gekennzeichnet, dass in jeder Turbinenstufe eine schaufellose, radiale Einlassdüse (108) zur Aufnahme der Flüssigkeit aus einem Spiralkanal (104) und zur Beschleunigung derselben vorhanden ist, dass der sich in Strömungsrichtung verengende Spiralkanal (104) zur Aufnahme der Flüssigkeit aus dem Einlass (102) dient, dass in jeder Stufe eine auswechselbare Überführung (106) zwischen dem genannten Spiralkanal (104) und der Einlassdüse (108) zum Leiten der Flüssigkeit aus dem Spiralkanal (104) in die Einlassdüse (108) angeordnet ist und dass zur Abdichtung der Welle Dichtungsvorrichtungen (44, 45, 46) koaxial zur Welle zwischen den Laufrädern und in den Verschlussplatten (118) angeordnet sind.

24. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass der Ein- (102) und der Auslass (119) ausserhalb des Gehäuses durch Überleitkanäle (120) zu einer Reihenschaltung der Turbine miteinander verbunden sind.

25. Turbine nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, dass der Überleitkanal (120) eine Gassammelleitung (122) zur Aufnahme von entspanntem Gas aufweist.

26. Turbine nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, dass sie durch Verbindungskanäle so schaltbar ist, dass sie entweder je zwei unabhängige Ein- und Auslässe, zwei unabhängige Ein- und eine gemeinsame Auslass-, ein gemeinsamer Ein- und zwei unabhängige Auslässe oder je einen gemeinsamen Ein- und Auslass aufweist.

27. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass der Einlass (102) einen austauschbaren Hartmetalleinsatz (103) aufweist.

28. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass der Spiralkanal (104) austauschbar ist.

29. Turbine nach Anspruch 28, dadurch gekennzeichnet, dass der Spiralkanal (104) in der Turbine verriegelt ist.

30. Turbine nach Anspruch 28, dadurch gekennzeichnet, dass der Spiralkanal (104) ausweissem Gusseisen besteht.

31. Turbine nach Anspruch 30, dadurch gekennzeichnet, dass der Spiralkanal (104) einen Überzug aus einem Härtungsmittel aufweist.

32. Turbine nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, dass das Härtungsmittel ein oberflächenhärtendes Borid ist.

33. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass die Düse (108) austauschbar ist.

34. Turbine nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, dass die Düse (108) zwei verriegelte, zueinander parallele Wände aufweist.

35. Turbine nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, dass die Düse (108) in der Turbine verriegelt ist.

36. Turbine nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, dass die Düse (108) ausweissem Gusseisen besteht.

37. Turbine nach Anspruch 36, dadurch gekennzeichnet, dass die Düse einen Oberflächenüberzug aus einem Härtungsmittel aufweist.

38. Turbine nach Anspruch 37, dadurch gekennzeichnet, dass das Härtungsmittel ein oberflächenhärtendes Borid ist.

39. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass die Überleiteinrichtung (106) des Spiralkanals (104) in der Turbine verriegelt ist.

40. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass die Überleiteinrichtung (106) aus einer Wolframkarbidlegierung besteht.

41. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den Turbinenläufen (110) koaxial mit der Turbinenwelle (56) eine Zwischenstufendichtung (44) vorgesehen ist.

42. Turbine nach Anspruch 41, dadurch gekennzeichnet, dass die Zwischenstufendichtung (44) zwei einander gegenüberliegend, koaxial auf der Turbinenwelle (56) zwischen den Turbinenläufen (110) angeordnete Dichtungsvorrichtungen aufweist.

43. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass die die Strömung geraderichtenden Schaufeln (115) mit der Innenwand des Turbinengehäuses (116) in einem Stück geformt sind.

44. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass die die Strömung geraderichtenden Schaufeln (115) austauschbar an der Innenwand des Turbinengehäuses (116) angebracht sind.

45. Turbine nach Anspruch 44, dadurch gekennzeichnet, dass die die Strömung geraderichtenden Schaufeln (115) ausweissem Gusseisen bestehen.

46. Turbine nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass die Turbine zusätzlich einen Austrittsschneckenkanal (117) für die Verringerung der Erosion am Auslass (119) aufweist.

47. Turbine nach Anspruch 23 oder 46, dadurch gekennzeichnet, dass die die Strömung geraderichtenden Schaufeln (115) und der Austrittsschneckenkanal (117) einen Überzug aus einem Härtungsmittel aufweisen.

48. Turbine nach Anspruch 47, dadurch gekennzeichnet, dass der Überzug aus einem Borid besteht.

Die Erfindung betrifft eine zweistufige Zentrifugalpumpe oder Turbine für Reibsubstanzen enthaltenden Flüssigkeiten, insbesondere für Kohlschlamm, die für hohe Temperaturen, hohe Drücke und hohe Durchsatzgeschwindigkeiten geeignet ist, gemäss den Oberbegriffen der Patentansprüche 1 und 23.

Kohleverflüssigungsverfahren, deren wirtschaftliche Entwicklung gegenwärtig einem grossen Bedürfnis entspricht, erfordern Kohleschlamm-Fördereinrichtungen, die bei hohem Druck und hohem Durchsatz arbeiten können. Die bisher üblichen Hubkolbenpumpen müssen in grösserer Anzahl von Einheiten angeordnet werden, um eine hohe Fördermenge zu erreichen, wodurch ein erheblicher Aufwand an Kapitaleinsatz und Instandhaltungskosten gegeben ist. Für hohe Durchsatzmengen geeignete Zentrifugalpumpen scheinen den Anforderungen hinsichtlich einer hohen Förderlei-

stung in Kohleverflüssigungsanlagen zu genügen, jedoch müssen sie für hohe Geschwindigkeiten konstruiert werden, um die Hochdruckanforderung zu erfüllen. Ein übermässiger innerer Verschleiss aufgrund der hohen Schlammströmungsgeschwindigkeit ist jedoch die Folge. Eine genaue Untersuchung des Standes der Technik zeigt, dass für die Beförderung von Flüssig-Feststoff-Mischungen üblicherweise Zentrifugalpumpen verwendet wurden, die bei niedriger Fördergeschwindigkeit und niedrigem Druck in einer Stufe arbeiten.

Bei einigen Anwendungen wurden verschiedene Einheiten in Reihe geschaltet, um hohe Drücke zu erhalten.

Für die Förderung von grobkörnigem Schlamm mit Korngrössen bis zu 65 mm sind die Laufräder mit breiten Schaufelkanälen und dicken Abschnitten versehen. Das Laufrad ist normalerweise mit einem Umfangsring (bandagiert) versehen und wird mit einem grossen Laufspiel gegenüber dem Gehäuse betrieben. Um den Verschleiss im Bereich des Spielraumes zu verringern und die Leckage oder die Ansammlung von Feststoffteilen gering zu halten, wurden die Laufschaufeln in einem Stück mit den vorderen und hinteren Laufradbandagen gegossen, um eine Rückzirkulierung zu verringern. Üblicherweise werden sowohl Hartmetalle, wie Nickel-Hartlegierungen, als auch weiche, gummi ausgekleidete Gusseisenkonstruktionen verwendet. Für einen typischen Bergbau- bzw. Nassbaggerbetrieb entwickeln die Pumpen einen Druck zwischen 3,5–5,3 kp/cm² bei einer Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades von 18,3–26 m/s. Für eine gegebene Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades, die erforderlich ist, um die Förderhöhe zu erreichen, wird vorgezogen, ein Laufrad mit grösserem Durchmesser zu verwenden, das bei geringerer Drehzahl läuft, um eine geringe Strömungsgeschwindigkeit des Schlammes und eine entsprechend lange Lebensdauer der Pumpe hinsichtlich des Verschleisses zu erhalten.

Für die Förderung von feinerem Schlamm mit einer typischen Grösse der Festkörperteilchen von 10–325 mesh werden einstufige Chemiepumpen mit höherer Geschwindigkeit verwendet. Die Laufräder sind bandagiert, das Betriebsspiel gegenüber dem Gehäuse ist kleiner und sowohl der Verschleissring als auch die Dichtungen werden mit einem reinen Medium gespült. Üblicherweise dabei verwendete Materialien sind austenitischer Edelstahl, Ni-Hart, Weissgusseisen und hochchromhaltiger Stahl. Um den Widerstand kombiniert gegen Korrosion und Erosion zu erhöhen, wurde auch eine Auskleidung aus Silikonkarbid verwendet. Die in chemischen Verfahren auftretenden Bereiche der Schlammkonzentrationen liegen bei 5–15 Gew.-%, jedoch wurden die gleichen Pumpen auch verwendet für Kohle-Öl-Schlamm von bis zu 40% Konzentration (z.B. SRC Plant, Wilsonville). Diese Pumpen entwickeln einen Druck in der Grössenordnung von 10,5 kp/cm² und arbeiten bei einer Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades von 43 m/s.

Die Zentrifugalmaschine gemäss der vorliegenden Erfindung ist so konstruiert, dass sie sowohl als Schlammförderpumpe als auch als hydraulische Schlammpumpe bei Umkehr der Strömung durch die Maschine betrieben werden kann. Die Merkmale der Erfindung sind in den Ansprüchen 1 und 31 angegeben, die sich auf eine Pumpe und eine Turbine beziehen, die praktisch die gleichen konstruktiven Merkmale aufweisen.

Im Betrieb als Turbine wird der Druck des Mediums herabgesetzt, wobei kinetische Strömungsenergie in Antriebsenergie an der Pumpenwelle umgewandelt wird. Entsprechend dem Druckabfall in der Turbine werden in dem Medium enthaltene Gase frei, die durch geeignete Mittel aus dem System abgeleitet werden können.

Die hydraulische Turbine kann in allen Verfahren verwendet werden, in denen ein übliches Strömungs-Steuerventil verwendet wird, um den hohen Druck einer Strömung auf

einen niederen Druck zu reduzieren. Die hydraulische Turbine kann deshalb ein Hochdruckablassventil ersetzen, das üblicherweise in Kohleverflüssigungsanlagen oder in geothermischen Energiegewinnungsanlagen verwendet wird. In Kohleverflüssigungsanlagen werden Ventile verwendet, um den Druck der unter Hochdruck stehenden flüssigen Kohle im Reaktor im Filterzuführtank zu reduzieren und eine weitere Verarbeitung in einem Vakuumturm zu ermöglichen, in dem feste raffinierte Kohle erhalten werden oder in einer Fraktionierkolonne, in der leichtes Destillat oder Heizöl gewonnen wird. In geothermischen Energiegewinnungsanlagen wird das Ventil unmittelbar an dem Kopf der Bohrwelle verwendet, um gelöstes Methan aus einer Hochdrucklösung in Geopressurbehältern zu gewinnen.

Bei Verwendung der Zentrifugal-Schlammpumpe als hydraulische Schlammturbine, um ein Hochdruckventil zu ersetzen, werden zwei wesentliche Vorteile erreicht: (1) Das ernste Erosionsproblem in den Ventilen wird beseitigt durch die stufenweisen Änderungen des Druckes und der Geschwindigkeiten in der hydraulischen Turbine und (2) die potentielle Energie der Hochdruckströmung wird als nützliche Energie an der Welle der Turbine gewonnen. Weiterhin führt die längere Betriebsdauer und der Energiegewinn der hydraulischen Turbine zu geringeren Kosten während eines Lebensdauerzyklus im Vergleich zu einem Ventil.

Typische Nachteile bei bekannten Schlammumpen und Turbinen sind die folgenden: (a) Das Problem mit der Gehäuse- und Laufraderosion, das zum Teil gelöst wurde durch Vergrössern der Wanddicke, Verwendung von gehärteten Oberflächen, Anwendung von widerstandsfähigen Überzügen, Aufrechterhalten von geringen Geschwindigkeiten, Vermeiden von Diskontinuitäten und Verwendung von austauschbaren Auskleidungen; (b) die Schwierigkeiten des Laufspiels hinsichtlich des Verschleisses und einer Eindickung wurden teilweise gelöst durch Vergrössern der Spiele und Anordnen von Auswerfern; (c) Dichtungsverschleisschwierigkeiten wurden teilweise gelöst durch Abstreifer, Schleuderteile und Spüleinrichtungen; (d) Schwierigkeiten durch Schlageinwirkungen und Verschleiss an der Zunge wurden teilweise gelöst durch gehärtete Oberflächen, Aufrechterhalten geringer Strömungsgeschwindigkeiten und Verwendung von elastischen Überzügen, und (e) ein übermässiger Verschleiss von Verschleissringen wurde teilweise verhindert durch Spülmittel und weite Spiele.

Aufgabe der Erfindung ist somit die Schaffung einer Pumpe und einer Turbine der eingangs genannten Art, welche die Nachteile bestehender Ausführungen nicht aufweisen.

Diese Aufgabe ist erfindungsgemäss mit den Merkmalen der Kennzeichnungsteile der Ansprüche 1 und 23 gelöst.

Ausführungsformen sind in den abhängigen Ansprüchen umschrieben.

Die Zentrifugalströmungsmaschine gemäss der vorliegenden Erfindung wurde entwickelt für die Kohleindustrie, um Kohleschlamm mit einem Feststoffgehalt von bis zu 50% zu fördern. Die Prinzipien der vorliegenden Erfindung können jedoch auch für andere Zentrifugalströmungsmaschinen angewandt werden. Die erfindungsgemässe Maschine ist insbesondere geeignet, bei hohem Druck, hoher Temperatur und hohen Strömungsmengen und bei stark abrasiven Bedingungen zu arbeiten. Die Maschine ist so konstruiert, dass ein Schubausgleich vorhanden ist und eine Verbindung mit einer antreibenden oder angetriebenen Maschine auf beiden Seiten möglich ist.

Weiterhin kann die erfindungsgemässe Maschine sowohl in Reihenbetrieb als auch in Parallelbetrieb verwendet werden. Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch einen minimalen Wartungsaufwand sowie austauschbare Verschleisstteile.

Im folgenden wird die Erfindung anhand der Zeichnun-

gen beispielsweise näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1a eine im Winkel unvollständig geschnittene perspektivische Darstellung der zweistufigen Schlammförderpumpe,

Fig. 1b einen Querschnitt durch die Zentrifugalpumpe nach Fig. 1 im Einlassbereich entlang der Linie 1b der Fig. 3a,

Fig. 1c einen Querschnitt entlang der Linie 1c der Fig. 3a durch den Auslassbereich der Zentrifugalpumpe,

Fig. 2a eine teilweise geschnittene Endansicht der Zentrifugal-Schlammförderpumpe,

Fig. 2b die Aufsicht auf die zweistufige Zentrifugal-Schlammförderpumpe mit beiden Ein- und Auslässen am Umfang des Hauptpumpegehäuses,

Fig. 3a einen vertikalen Axialschnitt durch die zweistufige Zentrifugalpumpe,

Fig. 3b eine vergrösserte Teilschnittdarstellung eines oberen Bereiches der Fig. 3a,

Fig. 4a eine perspektivische, teilweise geschnittene Darstellung des Übergangs-Spiralgehäuses,

Fig. 4b einen Querschnitt entlang der Linie 4b der Fig. 4a,

Fig. 4c einen Querschnitt entlang der Linie 4c der Fig. 4a,

Fig. 4d einen Segmentteil des Spiralgehäuses mit dem Strömungsteiler,

Fig. 5 eine im Winkel unvollständig geschnittene Darstellung einer zweistufigen Turbine,

Fig. 6a eine perspektivische, teilweise geschnittene Darstellung des konvergierenden Übergangs-Spiralkanals,

Fig. 6b einen Querschnitt entlang der Linie 6b der Fig. 6a,

Fig. 6c einen Querschnitt entlang der Linie 6c der Fig. 6a,

Fig. 6d eine perspektivische Darstellung eines Segmentes des konvergierenden Übergangs-Spiralkanals mit der Spiralübergangsführung,

Fig. 7 Geschwindigkeitsdiagramme des Pumpenlaufrades, und

Fig. 8 Vektordiagramme des Turbinenlaufrades.

Die zweistufige Zentrifugalpumpe ist in der Lage, unter schwierigsten Bedingungen zu arbeiten, die gegeben sind durch hohe Werte der Temperatur, des Druckes und der Strömungsmenge sowie stark erosive Beanspruchung. In den

Fig. 1 bis 4 und 7, in denen gleiche Teile mit gleichen Bezugsziffern bezeichnet sind, ist eine zweistufige Zentrifugal-Schlammförderpumpe dargestellt. Jede Stufe der sich gegenüberstehenden und zueinander gerichteten beiden Pumpenstufen arbeiten in der gleichen Weise. Die Strömung in die

Pumpe 10 erfolgt entsprechend der Darstellung in Fig. 1a durch die Einlassstutzen 12 hindurch in die Eingangsspiralen 14. Von diesen aus gelangt das Medium zu den Vordreh-schaufeln 16, so dass seine relative Eintrittsgeschwindigkeit an der Laufradeingangskante 18 verringert wird. Die Vordreh-schaufeln 16 sind so konstruiert, dass sie die Erosion am Laufradeingang und insbesondere an der Einlasskante 18 um

einen Faktor von ungefähr 2 verringern, so dass sich die Lebensdauer hinsichtlich des Verschleisses um 100% erhöht. Die Vordreh-schaufeln bewirken diese Verlängerung der

Lebensdauer auf verschiedene Weise. Einmal wird die Querschnittsgrösse des Einlassspiralkanals verringert, so dass die relative Geschwindigkeit des Mediums zu den Vordreh-schaufeln aufrechterhalten wird. Die Vordreh-schaufeln lenken das Medium in Richtung zu der Laufradumdrehung um und ver-

ringern die relative Strömungsgeschwindigkeit zu dem Laufrad 20. Zum anderen verringert die Vordrehung die Belastung der Laufradschaufeln, so dass die Anzahl der erforderlichen Laufradschaufeln verringert wird und entsprechend die Dicke der Schaufeln zur Vergrösserung der Lebensdauer vergrössert

werden kann. Die Vordrehung verringert auch den Laufradverschleiss dadurch, dass der Austrittswinkel der Laufradschaufeln mehr angenähert radial gerichtet sein kann, so dass sich die Krafteinwirkung von körnigem Material an der Lauf-

schauffelfläche verringert. Schliesslich verringert die Vordrehung die Diffusorwirkung des Laufrades (W_2/W_1), wodurch die Strömungstrennung und das Auftreten von Sekundärströmungen verringert wird, die normalerweise zwischen dem Druck auf der Saugseite des Strömungskanals in Erscheinung treten und zu Eckwirbeln führen, die eine örtliche Erosion bewirken. Die Fig. 1b zeigt einen Querschnitt durch den Pumpeneinlass.

Nach Verlassen des Vordrehabschnittes der Pumpe 10 gelangt das strömende Medium durch das Laufrad 20, in dem seine Bewegungsenergie erhöht wird. Das Laufrad ist ummantelt bzw. bandagiert, um das Spiel der Laufschaufelkante zu verringern und Sekundärströmungen zu verringern, die eine Erosion bewirken würden, und um eine gleichförmige Austrittsgeschwindigkeit zu dem schaufelfreien Diffusorkanal zu erhalten. Das Medium verlässt dann die Auslasskante 22 des Laufrades 20 in den schaufellosen Radialdiffusor 24 hinein, der so ausgeführt ist, dass er die Strömungsgeschwindigkeit verringert, und der Druck erhöht sich entsprechend der Verringerung des Volumens des Diffusors 24. Die Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit verringert den Verschleiss im Strömungsteiler und dem Spiralkanal um einen Faktor von 3. Das Medium aus dem schaufellosen Radialdiffusor 24 wird durch den Strömungsteiler 26 entsprechend den Fig. 1c, 4a, 4c und 4d in einen Übergangs-Spiralkanal 28 entsprechend den Fig. 4a bis 4d geleitet, in dem der Druck erhöht wird und das Medium schliesslich zu dem aussen angeordneten Auslass 30 geleitet wird. Der Übergangs-Spiralkanal 28 ist in Kombination mit dem Strömungsteiler 26 besonders deutlich in den Fig. 4a–4d dargestellt. Eine genaue Betrachtung zeigt, dass sich der Querschnitt des Übergangs-Spiralkanals 28 von dem Strömungsteiler 26 zu dem Auslass 30 hin vergrössert und dass er in bezug auf das Ende des Diffusors 24 asymmetrisch angeordnet ist. In bevorzugter Gestaltung dient der äussere Auslass 30 als sekundärer Diffusor, indem er kegelförmig ausgeführt ist. Von dem Auslass 30 kann das Medium entweder über einen aussen angeordneten Übergangsteil 32 zu der zweiten Stufe innerhalb der Pumpeneinheit 10 geleitet werden, so dass sich eine Verbindung in Reihe ergibt, oder das Medium wird zu einer äusseren Stelle geführt, wodurch die Stufen der Pumpeneinheit parallel geschaltet sind. Obwohl die bevorzugte Ausführungsform der Pumpe der beschriebenen zweistufigen Pumpeneinheit entspricht, können die gleichen Prinzipien jedoch auch für eine ein- oder mehrstufige Pumpeneinheit angewandt werden.

Abhängig von den jeweiligen Anforderungen entsprechend der Hauptleitung, in der die Pumpe vorgesehen wird, kann das Pumpengehäuse 34 aus einem üblichen Material hoher Festigkeit hergestellt und mit irgendeiner gewünschten Wanddicke gegossen sein. Es ist zu bemerken, dass das Pumpengehäuse 34 entsprechend seiner Bedeutung auch den Pumpenkörper einschliesst. Jedoch aufgrund der Strenge der vorliegenden Anforderungen an die Pumpe sollte das Pumpengehäuse 34 möglichst aus einem Gusseisen mit Kugelgraphit hergestellt sein, wie z.B. aus ASTM-216GRWCB und eine durchschnittliche Wanddicke von ungefähr 50 mm aufweisen.

Das Hauptgehäuse 34 der Pumpe wird durch Hinzufügen von endseitigen Verschlussplatten 38 vervollständigt. Diese Verschlussplatten 38 enthalten mehrere funktionelle Elemente, die erforderlich sind, die Pumpeneinheit 10 zu lagern und abzudichten. Die funktionellen Elemente, die in Fig. 3a zu sehen sind, umfassen die die Welle lagernden Kugellager 40 mit einer Schmiermitteldichtung 42, die doppelte mechanische Dichtung 45 und die primäre hydrostatische Schlamm-dichtanordnung 46. Die primäre hydrostatische Schlamm-dichtanordnung 46 sowie die Zwischenstufendichtung 44 sind in der US-PS 2 044 369 beschrieben. Die funktionellen Ele-

mente und deren Anordnung können für beide endseitigen Abschlussplatten 38 gleich ausgeführt sein. Alle diese Elemente können von den Abschlussplatten 38 entfernt werden, ohne dass die Abschlussplattenanordnung von der Pumpe 10 entfernt werden muss. Entsprechend einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist es jedoch auch möglich, die Verschlussplatte 38 mit den innen angeordneten Komponenten nach Entfernen des Lagergehäuses 48 und der Lagerklemmmutter 50 zu lösen.

Um eine Zugänglichkeit zum Innern der Pumpe von ihren beiden Seiten aus zu ermöglichen, ohne die andere Seite zu beeinflussen, sind die sich drehenden Komponenten von jedem Wellenende 52 zu einer Schulter 54 in der Mitte der Welle 56 aufgesteckt.

Die Laufräder 20 sind auf der Hauptwelle 56 zueinander gerichtet montiert. Dies erfolgt zum Teil aus dem Grund, dass der Einlass 12 für beide Pumpenstufen einen Teil des Pumpengehäuses 34 darstellt. Beide Laufräder 20, 22 mit ihrem resultierenden Axialschub in einander entgegengesetzten Richtungen werden dazu verwendet, die sich drehende Einheit relativ zu der stationären Einheit der Pumpe 10 auszubalancieren. Obwohl jedes hochfeste Material verwendet werden kann, besteht die Welle in bevorzugter Ausführungsform aus einer 4340-Stahllegierung und die Hülsenteile einschliesslich des Laufrades sind aus A-286, Wolframkarbid, 4341- und 4330-Stahllegierung hergestellt. Zwei Hülsen auf der Welle bestehen vorzugsweise aus A-286 korrosions- und hitzebeständigem Legierungsmaterial, um die thermische Ausdehnung zwischen der Welle und den Hülsenteilen zu kompensieren und die auf die Welle aufgeschobene Einheit zwischen Umgebungstemperatur und einer Betriebstemperatur von ungefähr 288 °C dichtzuhalten. Die Pumpe kann jedoch auch für den Betrieb bei Umgebungstemperatur konstruiert sein. In diesem Falle würde eine thermische Ausdehnung zwischen den Teilen zu keinen Schwierigkeiten führen und jedes andere geeignete Material könnte verwendet werden.

Die Kugellager 40 bilden ebenfalls einen Teil der sich drehenden Anordnung. Sie sind an beiden Enden der Welle 56 angeordnet und mittels einer Drehmomentmutter 50 angeklammert. Diese Komponenten des Hauptläufers einschliesslich der Welle 56 und dem Laufrad 20 sollten sorgfältig während der Herstellung ausbalanciert werden, um einen übermässigen Verschleiss zu verhindern.

Jeder aussen angeordnete Einlass 12 führt das Medium von ausserhalb des Pumpengehäuses zu einer Einrichtung zur Umlenkung der Strömung in Umfangsrichtung. Obgleich irgendwelche Kanäle dazu geeignet wären, sind zahlreiche Vordreh-schaufeln 16 entlang der Innenwand des Pumpengehäuses 34 vorzugsweise angeordnet, um die Strömung in die Richtung der Umdrehung des Laufrades umzulenken und um die Relativgeschwindigkeit an der Eintrittskante des Laufrades und damit die Erosion an den Laufschaufelkanten zu verringern. Obwohl die Vordreh-schaufeln 16 in einem Stück an der Innenwand des Pumpengehäuses vorgesehen sein können, wird es vorgezogen, die Vordreh-schaufeln 16 als getrenntes Gussteil herzustellen, so dass sie austauschbar sind. Obwohl auch irgendein hochverschleissfestes Material verwendet werden könnte, wird für die Vordreh-schaufeln 16 vorzugsweise gegossenes Weisseisen verwendet. Dieses Weisseisen kann durch ein Härtungsmittel oberflächenbehandelt sein, wie z.B. durch einen Borüberzug oder einen Wolframkarbidüberzug. Ein solcher Schutz der Vordreh-schaufeln 16 trägt zu der Dauerhaftigkeit dieser Teile bei. Wahlweise kann auch zwischen dem äusseren Einlass 12 und den Vordreh-schaufeln 16 eine Einlassspirale 14 angeordnet sein. Diese Einlassspirale 14 hilft, wie auch die Vordreh-schaufeln 16, die Einlassgeschwindigkeit zu verringern, um sich der Strömungsgeschwindigkeit an der Eintrittskante des Laufrades

anzupassen und die Erosion am Laufradeintritt und insbesondere an der Einlasskante 18 zu verringern.

Die Pumpenlaufräder 20 sind in beiden Stufen und für alle Einheiten in der Grundauführung gleich ausgebildet, jedoch sind das linke und rechte Laufrad zueinander spiegelbildlich angeordnet. Als bevorzugtes Material für die Laufräder wird gegossenes Weisseisen verwendet, da es eine besonders grosse Härte und minimale Dehnung aufweist. Dies Material ermöglicht jedoch nicht, dass das Laufrad sein eigenes Drehmoment mittels einer normalen Wellenverbindung aufnimmt, so dass ein Nabeneinsatz aus modifiziertem 4330-Stahl bei der Herstellung vorzugsweise eingelötet wird, so dass der Nabeneinsatz und das Laufrad aus einem Stück bestehen. Die bandagierte ringförmige Fläche 62 des Laufrades, die eine Zurückströmung von der Laufradkante zu dem Laufradeinlass verhindert, ist äusserst verschleissanfällig und entspricht meist dem Bereich von anderen Schlammumpen, der zuerst nach Verschleiss ausfällt. Dieser Laufradverschleissring und der dazu passende stationäre Ring 64 sind deshalb vorzugsweise aus Wolframkarbid K-703 ausgeführt, um eine lange Lebensdauer zu erhalten. Der Wolframkarbidring 62 ist an dem Laufrad 20 mit der Kombination aus einem teilweise mit Gewinde versehenen Schrumpfring befestigt und durch eine Reinigungsflüssigkeit unter hohem Druck gereinigt.

Eine radiale Diffusion der Strömung des Mediums nach dem Verlassen des Laufrades 20 erfordert einen Umfangskanal von ausreichender Länge, um auf geeignete Weise die Strömungsgeschwindigkeit von ungefähr 36 m/s auf ungefähr 21 m/s vor dem Eintritt in den Spiralkanal 28 zu verringern. Der Radialdiffusor 24 hat zwei zueinander parallele Wände, eine Innenauskleidung 66 und eine Aussenauskleidung 68 sowie die Laufradauslassöffnung. Die Diffusorwände sind durch zwei Einsätze aus sehr harten Weisseisen-Gussplatten gebildet.

In dem Diffusorbereich tritt eine besonders starke Verschleissbeanspruchung aufgrund der hohen Geschwindigkeit des Schlammes auf. Die Diffusoroberflächen können deshalb vorzugsweise gehärtet sein. Aufgrund der Verschleissprobleme bei dem bekannten System ist es vorzuziehen, dass der Diffusor schaufellos ist. Die Diffusorplatten werden durch das Pumpengehäuse 34, die Spiraleinsätze 70, 72 und die Abdeckplatte 38 in ihrer Lage gehalten. Ihre Verdrehung wird durch Arretierstifte verhindert. Obwohl irgendeine Geometrie des Spiralkanals 28 verwendet werden kann, wird jedoch eine Überleitspirale 28 (Fold-over-volute) bevorzugt, da sie Verluste aufgrund von sekundären Strömungsmustern verhindert. Der Spiralkanal 28 kann ein Teil des Pumpengehäuses 34 sein. Vorzugsweise ist er jedoch als austauschbarer Einsatz ausgebildet. Der hydronamisch gestaltet Spiralkanal ist zwischen zwei konzentrischen Ringeinsätzen ausgeführt. Die Spiralkanaleinsätze 70 und 72 sind bei der Montage der Pumpe in einem konzentrischen Hohlraum des Pumpengehäuses 34 angebracht. Im zusammengebauten Zustand befindet sich der Austrittskanal, der durch den äusseren der beiden Ringe gebildet wird, an der Auslassöffnung des Pumpenhauptgehäuses 34. Der innere Spiralkanalring 72 enthält den Strömungsteiler 26 bzw. die Spiralkanalzunge. Der Strömungsteiler 26 ist als zusätzliches Einsetzteile ausgebildet und zwischen dem inneren Spiralkanalring 72 und der inneren Diffusorplatte 66 angeordnet. In bevorzugter Ausführungsform sind die Spiralkanalteile aus weissem Gusseisen ausgeführt und der Strömungsteiler 26 aus K-703-Wolframkarbid. Die geteilte Ausführung des Spiralkanals erlaubt einen Zugang zum inneren Bereich des Spiralkanals und sieht offene Flächen für eine weitere Oberflächenbehandlung vor, wie z.B. eine Oberflächenhärtung des Wolframkarbids.

Aufgrund der Betriebstemperatur der Pumpe von 288 °C

und der unterschiedlichen thermischen Ausdehnung zwischen weissem Gusseisen und Wolframkarbidmaterial ist der aus Karbid bestehende Laufradverschleissring mit einem radialen Spiel montiert. Bei Erreichen der Betriebstemperatur hat sich das Grundmaterial ausgedehnt und den Karbidring zentriert.

Der Schrumpfpasring ist aus 4340-Legierungsstahl ausgeführt und die Verschleiss ausgesetzte Anordnung des Ringes kann durch Flammensprühen von Wolframkarbid gehärtet werden.

Jede Stufe der Zentrifugalpumpeneinheit 10 hat mindestens einen äusseren Einlass 12 und einen Auslass 30, die am Umfang des Pumpenhauptgehäuses 34 angeordnet sind. Diese äusseren Einlässe 12 und Auslässe 30 erlauben ein Beaufschlagen und Entlasten der Stufen während der Ausführung von Instandhaltungsarbeiten an der Pumpe 10. In bevorzugter Ausführungsform kann an einer zweistufigen Zentrifugalpumpe 10 ein äusserer Überleitkanal 32 angefügt sein, um einen Reihetrieb auszuführen. In diesem Fall führt der Auslass 30 der niederen Druckstufe in den Einlass 12 der höheren Druckstufe infolge der Überleitung über diesen Überleitkanal 32. Der Überleitkanal 32 kann aus irgendeinem hochfesten Material ausgeführt sein, jedoch besteht er vorzugsweise aus einem zum Material des Pumpengehäuses 34 passenden Material. Die äusseren Auslässe 30 sind vorzugsweise kegelförmig und dienen als sekundäre Diffusoren.

Die bevorzugte hydrostatische Hauptdichtung, die in der US-Patentanmeldung S.N. 21,739 beschrieben ist, eignet sich für eine Abdichtung eines Schlammes, der aus einem Kohlöl-Gemisch mit einem Feinheitsgrad von 325 mesh besteht und eine Temperatur von 280 °C aufweist in einem Differenzdruckbereich von 17,6 bis 211 kp/cm². Abhängig von den jeweiligen Anforderungen können jedoch verschiedene Dichtungen verwendet werden, die bis zu einem Druck von 350 kp/cm² geeignet sind. Die bevorzugte Zwischendichtung 44 ist beschrieben in der US-Patentanmeldung S.N. 64,320. Diese besondere Zwischendichtung wurde entwickelt, um unter den erwähnten äusserst strengen Bedingungen verwendet zu werden, jedoch kann auch jede andere übliche Zwischendichtung entsprechend den zu erwartenden Beanspruchungen verwendet werden.

Obwohl das beschriebene Pumpenprinzip und die Pumpenkomponenten entsprechend der vorliegenden Erfindung auch so abgewandelt werden können, um unter normalen, d.h. nicht strengen Beanspruchungen verwendet zu werden, werden jedoch die Anforderungen aufgrund der Betriebstemperatur bestimmt durch die Verfahrenstemperaturen. Im vorliegenden System beträgt die bevorzugte Betriebstemperatur 280 °C. Betriebstemperaturen in diesem Bereich erfordern eine thermische Anpassung der Pumpe vor ihrem Anlauf. Dies ist aus verschiedenen Gründen notwendig. So ist es äusserst wichtig, einen thermischen Schock zu verhindern, der wichtige Pumpenkomponenten beschädigen könnte. Weiterhin muss die Pumpenleitung konzentrisch mit dem Antriebsmotor laufen. Die Pumpe wird zu der horizontalen Zentrierlinie mittels eines Drei-Punkte-Systems auf vier Pumpenstützen montiert. Eine Stütze an der Pumpeneinlassseite wird fixiert, während die gegenüberliegende Abstützung auf der Einlassseite eine radiale thermische Dehnung zulässt. Die dritte Lagerung an der Pumpenauslassseite lässt eine thermische Ausdehnung in axialer Richtung zu, während die vierte Lagerung einen Freiheitsgrad in irgendeiner horizontalen Richtung zulässt. Die Pumpe dehnt sich somit von der fixierten Stütz- bzw. Lagerstelle aus, so dass sich die Zentrumslinie der Pumpe in der Horizontalebene relativ zu dem Antriebsmotor verschiebt. Die Grösse der thermischen Verschiebung ist begründet durch die Umgebungstemperatur bei dem Zusammenbau, so dass die Pumpe derart auf ein Temperaturniveau

zu erwärmen ist, dass die Pumpe und der Antrieb nahezu konzentrisch verlaufen. Die dritte Bedingung ist gegeben durch die unterschiedliche Ausdehnung der inneren Pumpenteile, insbesondere dort, wo Wolframkarbidteile inbegriffen sind. Z.B. wird ein bei Umgebungstemperatur eingebauter Wolframkarbid-Laufradverschleissring mit einem Durchmesserspiel von 0,35 mm nicht zentriert, bevor die Pumpe eine Temperatur zwischen 177–204 °C erreicht hat.

Die sich drehende Einheit der Pumpe hat eine im Vergleich zu dem Gehäuse kleinere Masse und wird sich deshalb schneller thermisch ausdehnen als das Gehäuse. Die Wellenlager sind deshalb flexibel in einem kegelstumpfförmigen Biegeteil, wie z.B. «Belleville»-Federn, gehalten. Diese Federn werden bei thermischer Ausdehnung weiter zusammengedrückt als ihrem Einbauspiel entspricht, und sie erreichen ihre richtige Einstellung bei Betriebstemperatur. Das beste Verfahren, um die Pumpe in Betriebszustand zu bringen, besteht im Injizieren eines heissen Mediums in die Pumpe, bis die Betriebstemperatur erreicht ist, bei der Schlamm zugeführt werden und die Pumpe starten kann. Zur Vermeidung grosser thermischer Gradienten zwischen den inneren und äusseren Pumpenteilen, die zu hohen thermischen Spannungen in begrenzten Bereichen und zu Brüchen führen könnten, sollte die Pumpe einen Isolationsmantel tragen. Das Abschalten der Pumpe zu Inspektionszwecken oder aus anderen Gründen schliesst das Ablassen des Pumpeninhaltes und Entfernen des Schlammes ein, der sonst während des Abkühlprozesses sich ver härten würde. Zu diesem Zweck sind in den unteren Hohlräumen der Einlass- und Auslassspiralkanäle Ablassstopfen 80 vorgesehen.

Es wurde weiterhin gefunden, dass die Zentrifugal-Schlammförderpumpe, die allgemein mit der Bezugsziffer 10 bezeichnet wurde, auch als Turbine mit der allgemeinen Bezugsziffer 100 entsprechend der Darstellung in Fig. 5 verwendet werden kann, indem die Strömung durch die Pumpe 10 umgekehrt wird. In weiterer Ausführungsform der Erfindung wird somit eine zweistufige Turbine 100 vorgeschlagen, die geeignet ist, unter schwierigen Betriebsbedingungen zu arbeiten. Diese Bedingungen entsprechen hoher Temperatur, hohem Druck, hoher Strömungsgeschwindigkeit und stark erosiven Einflüssen. Die Turbine 100 ist in den Fig. 5, 6 und 8 dargestellt, in denen gleiche Teile mit gleichen Bezugsziffern versehen wurden. Beide zueinander gerichteten Stufen der Turbine arbeiten in der gleichen Weise. Wie die perspektivisch geschnittene Darstellung der Fig. 5 zeigt, strömt das Medium über den Turbineneinlass 102 in den sich verengenden Überleitspiralkanal 104. Bei den bevorzugten Betriebsbedingungen hat der Einlass 102 einen Hartmetalleinsatz 103, während der sich verengende Überleit-Spiralkanal Einsätze 105 und 107 aufweist. Von dem Spiralkanal 104 wird das Medium über die Übergangsführung 106 (Fig. 6a, 6c, 6d) in die schaufellose radiale Turbineneinlassdüse 108 geleitet, die das Medium zu dem Turbinenrotor 110 hin beschleunigt. Der Turbinenrotor 110 dreht sich in Strömungsrichtung, die durch den tangentialen Einlass 102 und den Spiralkanal 104 vorgegeben ist. Die radiale Einlassdüse 108 hat eine innere Auskleidungsplatte 112 und eine äussere Auskleidungsplatte 114 mit einer glatten Oberfläche, die mit einem Abstand voneinander angeordnet sind, der der Einlassbreite des Turbinenlaufrades entspricht. Die Platten 112 und 114 sind ebenso wie die Spiralkanalplatten 105 und 107 aus sehr hartem weissem Gusseisen hergestellt. Die Oberflächen der Auskleidungsplatten 112 und 114 passen ausserdem eng an das Profil des Spiralkanals. Wie bei der Pumpe 10 sind die Flächen, die sich im Bereiche einer hohen Verschleissbeanspruchung befinden, mit einem harten Überzug, z.B. aus Borid, versehen.

Nach der Expansion eines Teiles der kinetischen Energie verlässt das Medium das radiale Einströmlaufrad 110 und

wird über die Strömung richtende Schaufeln 115 in einen Ausgangsschneckenkanal 117, der einen Teil des gegossenen Turbinenhauptgehäuses ist, zu dem Auslass 119 geleitet. Die Strömung wird dann entweder über den Überleitkanal 120 in den Einlass 102 einer zweiten Turbinenstufe zurückgeführt, in der das gleiche passiert wie in der ersten Stufe, so dass die Turbine in Reihe geschaltet ist. Die Strömung kann jedoch auch zu einer äusseren Stelle hin geleitet werden, so dass die Stufen der Turbine 100 parallel geschaltet sind. Obgleich die bevorzugte Turbine 100 eine zweistufige Turbine entsprechend dem zuvor beschriebenen Prinzip ist, können jedoch die gleichen Prinzipien auch für einstufige oder vielstufige Turbineneinheiten verwendet werden.

Das Druckgefälle bei der Entspannung beträgt pro Stufe 17,5 kp/cm². Bei zwei in Reihe geschalteten Stufen beträgt der gesamte Druck 35 kp/cm² pro Maschineneinheit. Die Druckdifferenz am Austritt der beiden zueinander gekehrten Turbinenlaufschaufeln muss durch eine Zwischendichtung abgedichtet werden. Eine derartige Zwischendichtung 44 wurde für die Anwendung in der Schlammpumpe 10 beschrieben, bei der zwei hydrostatische Dichtungen durch eine Spülflüssigkeit unter Druck gesetzt werden, der unter einem höheren Druckniveau steht als das Innere der Turbine 100. Auf entsprechende Weise wird ein unter hohem Druck stehender Schlamm nach aussen und gegenüber anderen empfindlichen Turbinenkomponenten, wie z.B. Lagern, durch eine hydrostatische Dichtung 46 abgedichtet, die mit einer verträglichen Spülflüssigkeit nach dem Prinzip einer hydraulischen Grenzfläche zwischen zwei verschiedenen Medien betrieben, wobei eine Strömungsgeschwindigkeit der angrenzenden Medien auf theoretisch Null verringert wird.

Abhängig von den Anforderungen aufgrund der Ausführung des Rohrleitungssystems kann das Gehäuse 116 der Turbine aus irgendeinem hochfesten Material hergestellt sein und irgendeine geeignete Wanddicke aufweisen. Als Gehäuse 116 der Entspannungsturbine ist ein Gehäuse zu verstehen, das auch den Turbinenkörper umfasst. Aufgrund der Strenge der Anforderungen für die vorliegende Turbine sollte das Gehäuse 116 vorzugsweise aus Gusseisen mit Kugelgraphit, wie z.B. ASTM-216, G.R.WCB bestehen und eine durchschnittliche Wanddicke von ungefähr 50 mm aufweisen.

Das Turbinengehäuse 116 wird vervollständigt durch Hinzufügen der endseitigen Abschlussplatten 118. Diese Abschlussplatten 118 enthalten mehrere Funktionselemente, die erforderlich sind zum Lagern und Abdichten der Turbineneinheit 100. Die funktionellen Elemente sind die gleichen wie für die Pumpe 10 in Fig. 3a gezeigt ist und weisen ein Kugellager 40 für die Turbinenwelle mit einer geschmierten Dichtung 42, die doppelte mechanische Dichtung 45 und die primäre hydrostatische Schlamm dichtanordnung 46 auf. Diese primäre hydrostatische Schlamm dichtanordnung 46 und die Zwischendichtung 44 sind näher in den US-Patentanmeldungen S.N. 21,739 und S.N. 64,320 beschrieben. Die funktionellen Elemente sind für beide endseitigen Abschlussplatten 118 identisch, und sie sind auf die gleiche Weise angeordnet. Jedes dieser Elemente kann von der Abschlussplatte 118 gelöst werden, ohne dass die Abschlussplattenanordnung von der Turbine 100 entfernt werden muss. Entsprechend einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist es jedoch auch möglich, die Abschlussplatte 118 mit den in ihnen angeordneten Komponenten nach Entfernung des Lagergehäuses 48 und der Lagerklemmutter 50 zu lösen.

Um das Innere der Turbine von beiden Seiten zugänglich zu machen, ohne dass die andere Seite beeinflusst wird, sind die umlaufenden Komponenten der Turbine von jedem Wellenende 52 zu einer Schulter 54 im mittleren Bereich der Welle 56 aufgesteckt.

Die Turbinenlaufräder sind auf der Hauptwelle 56 zuein-

ander gekehrt montiert, da der Einlass 102 für beide Turbinenstufen einen Teil des Turbinenhauptgehäuses 116 darstellt. Die Turbinenlaufräder 110, 110 mit ihrem Axialschub in einander entgegengesetzten Richtungen werden verwendet, um die Laufradanordnung relativ zu den stationären Teilen der Turbine 100 auszubalancieren. Obgleich irgendein hochfestes Material geeignet ist, besteht in bevorzugter Ausführungsform das Material der Hauptwelle aus einer 4340-Stahllegierung und die Hülsenkomponenten einschliesslich des Turbinenlaufrades bestehen aus A-286, Wolframkarbid, 434- und 4330-Stahllegierung. Zwei auf die Welle aufgeschobene Hülsen bestehen vorzugsweise aus einem A-286 korrosions- und hitzebeständigem Legierungsmaterial, um die thermische Ausdehnung zwischen der Welle und den Hülsenkomponenten auszugleichen und die auf die Welle aufgeschobene Anordnung zwischen Umgebungstemperatur und Betriebstemperatur von ungefähr 280 °C dichtzuhalten. Es versteht sich, dass die Entspannungsturbine auch für den Betrieb bei Umgebungstemperaturen konstruiert sein kann. In diesem Falle würden thermische Ausdehnungen keine Schwierigkeiten bereiten und andere geeignete Materialien könnten verwendet werden.

Die Kugellager 40 bilden ebenfalls einen Teil der Rotoranordnung und sind an beiden Enden der Welle 56 mittels einer Drehmomentmutter 50 angeklemt. Diese Rotorkomponenten mit der Welle 56 und den Turbinenlaufrädern 110 sind zusammen sorgfältig während der Herstellung auszuwuchten, um einen zu starken Verschleiss zu verhindern.

Bei Betrieb der hydraulischen Schlamm-Turbine 100 werden sowohl die absolute Geschwindigkeit als auch der Druck der Schlammströmung reduziert, so dass Energie auf das Turbinenlaufrad 110 übertragen wird. Das Geschwindigkeitsdiagramm der Strömung ist für die Zentrifugalschlamm-Pumpe 10 in Fig. 7 dargestellt, während die Fig. 8 das Geschwindigkeitsdiagramm für die gleiche Pumpe im Betrieb als hydraulische Turbine dargestellt ist. Der einzige wesentliche Unterschied besteht in der Richtung der Geschwindigkeitsvektoren bei der Strömungsumlenkung in der Pumpe.

Wie die Fig. 7 und 8 zeigen, sind die Geschwindigkeiten am Einlass zu der Turbinenlaufschaufel 110 identisch mit denjenigen für die Abströmung von dem Pumpenlaufrad, mit Ausnahme der Richtung. Die Geschwindigkeit am Austritts-ende des Turbinenlaufrades ist geringfügig anders als bei der Einströmung in das Pumpenlaufrad, und zwar um einen Winkel von 6°, wie durch Strichlinien angedeutet ist. Dies ergibt sich daraus, dass das Pumpenlaufrad die Strömung weniger dreht, wenn es als Turbinenlaufrad arbeitet. Deshalb bleibt am Austritts-ende des Turbinenlaufrades mehr Drehung oder Verwirbelung in der Strömung, als durch die Vordreh-schau-feln am Eintritt zu dem Pumpenlaufrad erzeugt wird. Die stärkere Strömungsdrehung, die von dem Turbinenlaufrad verbleibt, führt dazu, dass die Strömung die gerade rich-tenden Führungsschau-feln unter einem 10° negativen Einfalls-winkel trifft. Dies führt zu einer geringen Unregelmässigkeit der Strömung und einer höheren möglichen Erosion. Eine geringfügigere Ausrichtung bzw. Zurückschneidung der Vor-dreh-schau-fel der gerade richtenden Leitschau-fel (bei der Vor-dreh-schau-fel der Abströmkante) bewirkt jedoch ein Auftref-fen der Strömung unter 0° und die Vermeidung von Strö-mungsverlusten und einer Verschleisswirkung.

Bei Verringerung des Druckes in der hydraulischen Tur-bine 100 kommt stufenweise gelöstes Gas aus der Lösung frei und erzeugt eine niedrige Dampf-Flüssigkeit-Volumenfrak-tion der strömenden Mischung. In einer sich drehenden Strö-mung sammelt sich ein Medium geringerer Dichte, wie z.B. Dampf, im Bereich des Kernes bzw. Zentrums der frei strö-menden Strömung und somit entfernt von den hydraulischen Strömungsflächen. Die sich drehende Strömung oder der

Wirbel am Austritts-ende des Turbinenlaufrades entspricht einem Bereich, in dem Dampf gesammelt werden kann und sich in jeder Turbinenstufe über eine geeignete Hohlwelle ableiten lässt. Ein anderes geeignetes Mittel zur Gassamm-lung ist in Fig. 5 dargestellt, in der ein Sammelrohr 122 das abgegebene Gas aus den Überleitkanälen 120 ableitet. Infolge der Betriebstemperatur von 280–290 °C der Entspannungstur-bine und den Unterschieden in der thermischen Ausdehnung zwischen weissem Gusseisen und Wolframkarbidmaterial ist der Karbidverschleissring des Turbinenlaufrades mit einem radialen Spiel angebracht. Bei Erreichen der Betriebstempe-ratur hat sich das Grundmaterial ausgedehnt und den Kar-bidring zentriert.

Das Material des Schrumpfpfassringes ist eine 4340-Stahl-legierung und die exponierten Bereiche des Ringes können durch Flamm-aufsprühen von Wolframkarbid gehärtet sein.

Jede Stufe der Turbine hat mindestens einen aussen ange-ordneten Einlass 102 und einen Auslass 119, die sich am Umfang des Turbinengehäuses 116 befinden. Diese äusseren Einlässe 102 und Auslässe 119 erlauben ein Beaufschlagen und Entspannen der Stufen, während die Turbine im ange-schlossenen Zustand gewartet werden kann. In bevorzugter Ausführungsform mit zwei Entspannungsstufen kann ein äus-serer Überleitkanal 120 für einen Reihenbetrieb vorgesehen sein. In diesem Fall wird der Ausgang 110 von der höheren Druckstufe in den Einlass 102 der niedrigeren Druckstufe über den Überleitkanal 120 geführt. Dieser Kanal kann aus einem hochfesten Material bestehen, das vorzugsweise dem Material des Turbinengehäuses 116 angepasst ist.

Die bevorzugte hydrostatische Hauptdichtung, die in der US-Patentanmeldung S.N. 21,739 beschrieben ist, eignet sich zur Abdichtung mindestens eines Kohle-Erdöl-Schlammes mit einem Feinheitsgrad von 325 mesh bei einer Temperatur von ungefähr 280–290 °C und bei einer Druckdifferenz im Bereich von 211 kp/cm². Abhängig jedoch von den tatsäch-lich vorliegenden Anforderungen können verschiedene Arten von Dichtungen verwendet werden mit einer Eignung für eine Abdichtung bis zu 350 kp/cm². Ebenfalls wird in der vorlie-genden Anmeldung auf die bevorzugte Zwischendichtung entsprechend der US-Patentanmeldung S.N. 64,320 Bezug genommen. Diese besondere Zwischendichtung wurde dafür konstruiert, unter den beschriebenen äusserst strengen Ein-flüssen zu arbeiten. Es versteht sich jedoch ebenfalls, dass auch andere Zwischendichtungen entsprechend den jeweili-gen Anforderungen verwendet werden können.

Für die im vorangehenden beschriebene Maschine liegt die bevorzugte Betriebstemperatur bei 280–290 °C. Betriebs-temperaturen in diesem Bereich erfordern bei einer Entspan-nungsturbine eine thermische Behandlung der Turbine vor ihrem Anlauf. Dies muss aus verschiedenen Gründen vorge-nommen werden. Ein thermischer Schock könnte zur Beschä-digung wichtiger Komponenten der Turbine führen. Weiter-hin ist ein konzentrischer Lauf mit einer gekoppelten Maschine der Antriebslinie erforderlich. Die Turbine ist auf einer horizontalen Zentrumslinie mittels eines Drei-Punkte-Montagesystemes auf vier Stützen gelagert. Eine Halterungs-stelle befindet sich an der Eingangsseite der Turbine und ist fixiert, während die gegenüberliegende Halterungsstelle an der Eingangsseite eine radiale Ausdehnung zulässt. Die dritte Halterungsstelle auf der Austrittsseite der Turbine erlaubt eine axiale thermische Ausdehnung, während die vierte Hal-terungsstelle einen Freiheitsgrad in jeder horizontalen Rich-tung gewährleistet. Die Turbine dehnt sich aus von der festen Halterungsstelle aus, so dass sich die Zentrumslinie in der horizontalen Ebene verschiebt. Die Grösse der thermischen Verschiebung ist begründet durch die Umgebungstemperatur beim Aufstellen der Turbine, so dass die Turbine auf ein Temperaturniveau erwärmt werden muss, bei dem sie sowie

eine angetriebene Maschine nahezu konzentrisch sind. Schliesslich ist eine thermische Behandlung auch aufgrund der thermischen Ausdehnung von inneren Teilen der Turbine erforderlich, insbesondere dort, wo Wolframkarbidteile verwendet sind. Z.B. wird ein Wolframkarbidverschleissring des Turbinenlaufrades mit einem Durchmesserspiel von 0,35 mm bei Umgebungstemperatur eingebaut, der sich erst zentriert, wenn die Pumpe oder Turbine eine Temperatur zwischen 175–205 °C erreicht.

Die sich drehende Einheit hat eine im Vergleich zu dem Gehäuse kleinere Masse und wird sich deshalb schneller thermisch ausdehnen als das Gehäuse. Die Wellenlager sind deshalb flexibel in einem kegelstumpfförmigen Biegeteil, wie z.B. in «Belleville»-Federn gehalten. Diese Federn werden bei thermischer Ausdehnung weiter zusammengedrückt als ihrem Einbauspiel entspricht, und sie erreichen ihre richtige Einstellung bei Betriebstemperatur. Das beste Verfahren für die Wärmebehandlung der Turbine besteht im Injizieren eines heissen Mediums, bis die Betriebstemperatur erreicht ist, bei

der Schlamm zugeführt werden kann und die Turbine starten kann. Zur Vermeidung grosser thermischer Gradienten zwischen den inneren und äusseren Turbinenteilen, die zu hohen thermischen Spannungen in begrenzten Bereichen und zu Brüchen führen könnten, sollte die Turbine einen Isoliermantel tragen. Das Abschalten der Turbine zu Inspektionszwecken oder aus anderen Gründen schliesst das Ablassen des Turbineninhaltes und Entfernen des Schlammes ein, der sich sonst während des Abkühlprozesses ver härten würde. Dies wird in der gleichen Weise ausgeführt, wie bereits zu der Zentrifugal-Schlammpumpe beschrieben wurde.

Aus der vorangehenden Beschreibung wird somit deutlich, dass durch die Erfindung eine als Pumpe und Turbine betreibbare Zentrifugalmaschine vorgeschlagen wird, die unter hohen Temperaturen, hohem Druck und bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten arbeiten kann und für chemische Verfahren, Baggerbetrieb und materialverarbeitende Industriezweige geeignet ist.

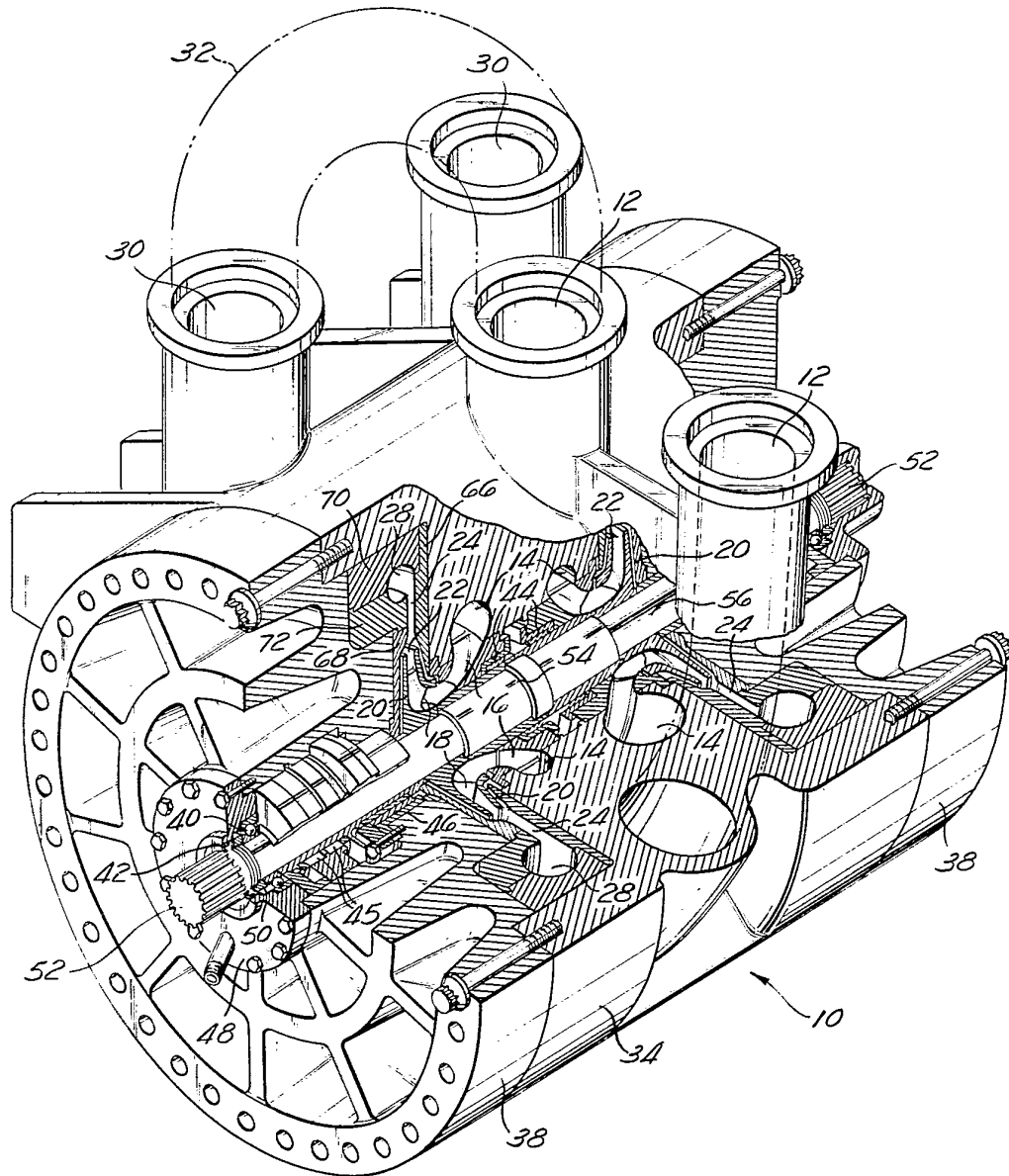


Fig. 1a

Fig. 1b

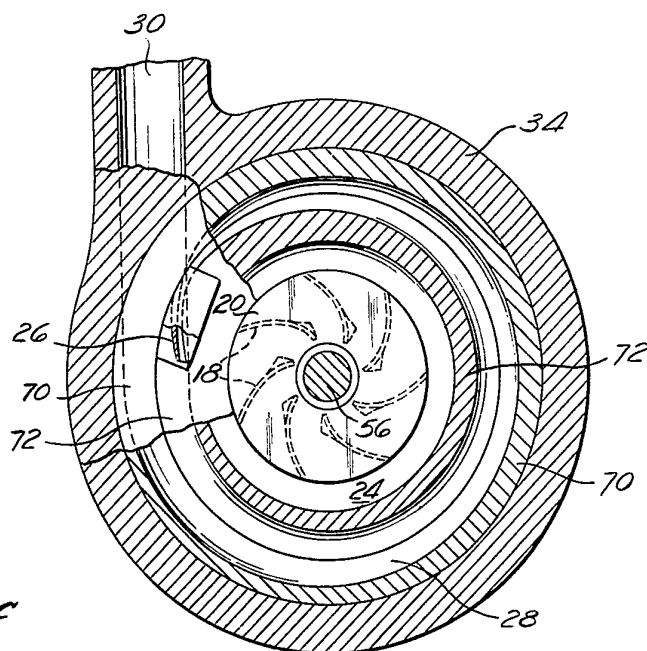
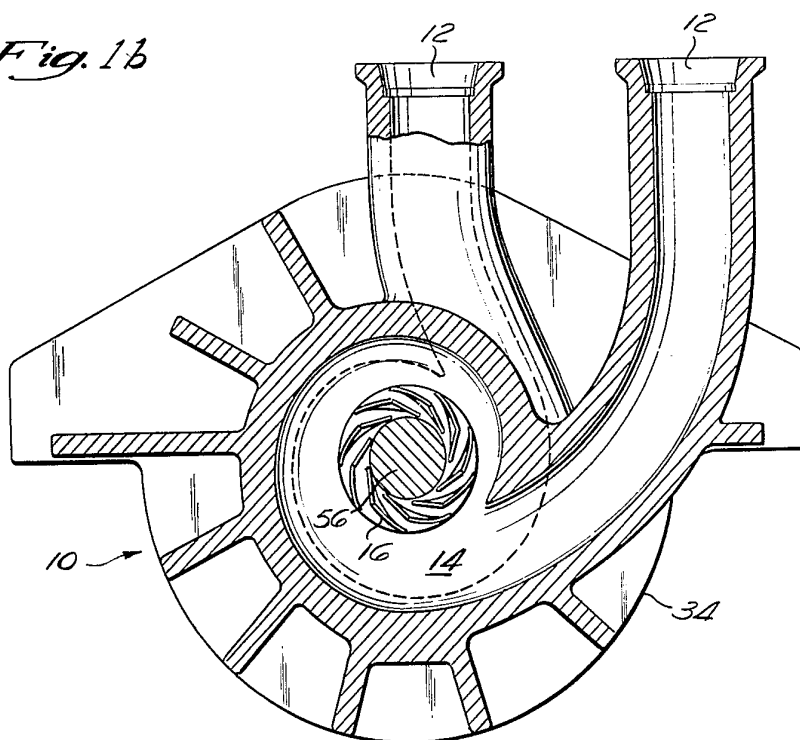


Fig. 1c

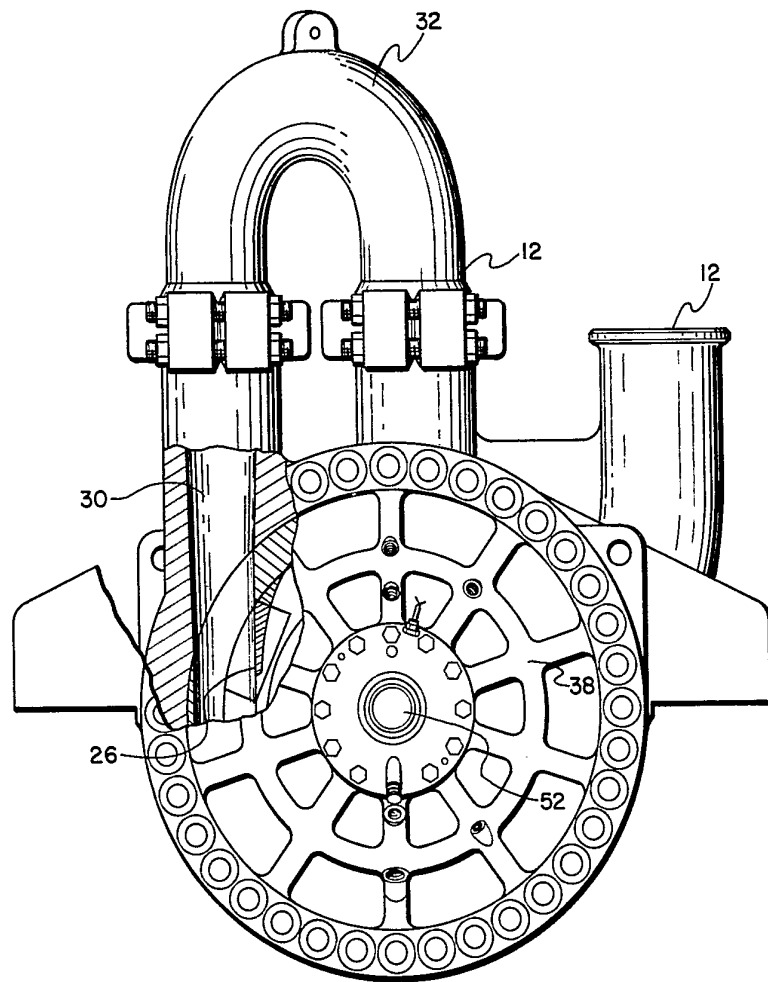


FIG. 2a

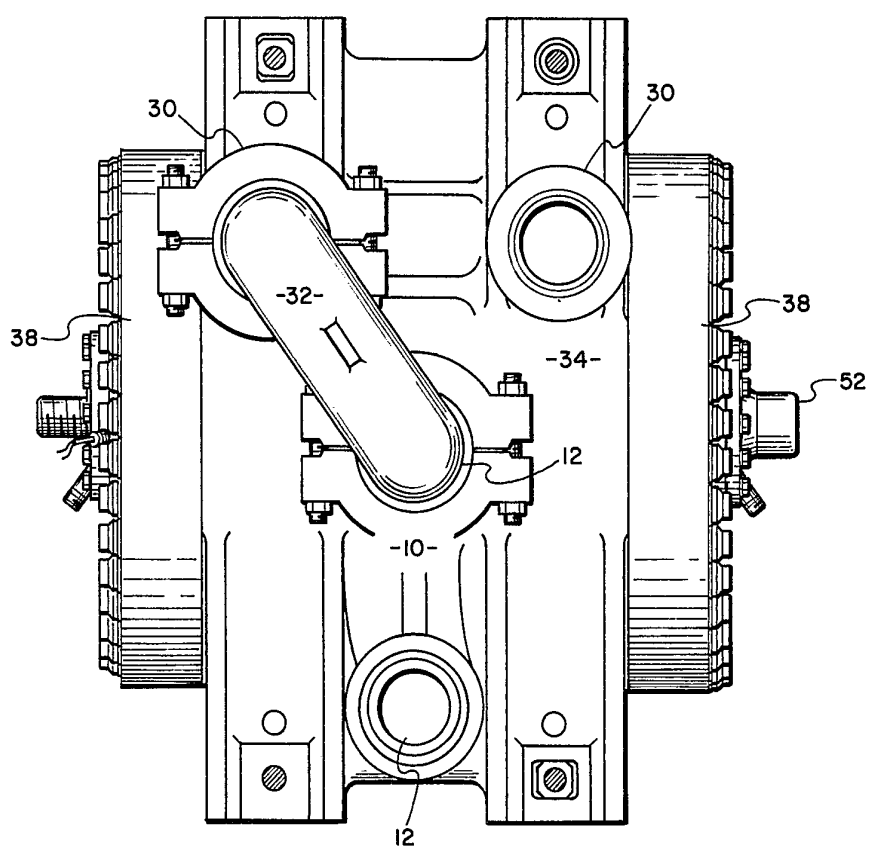


FIG. 2b

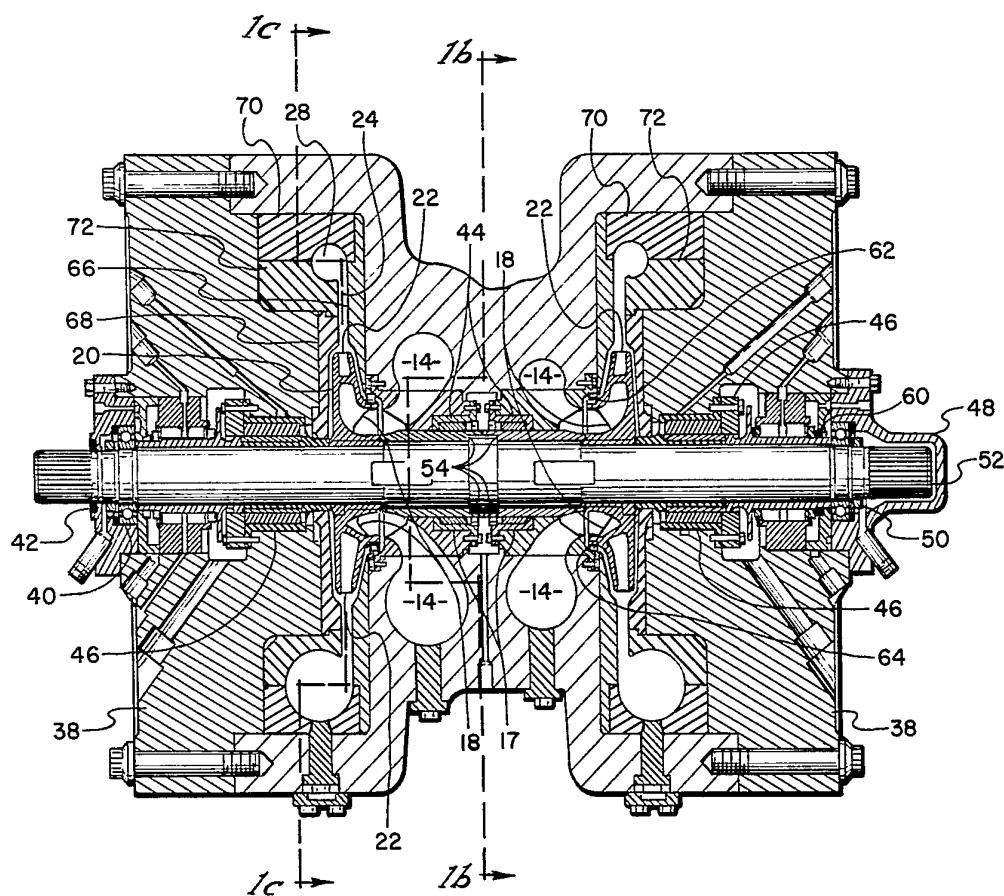


Fig. 3a

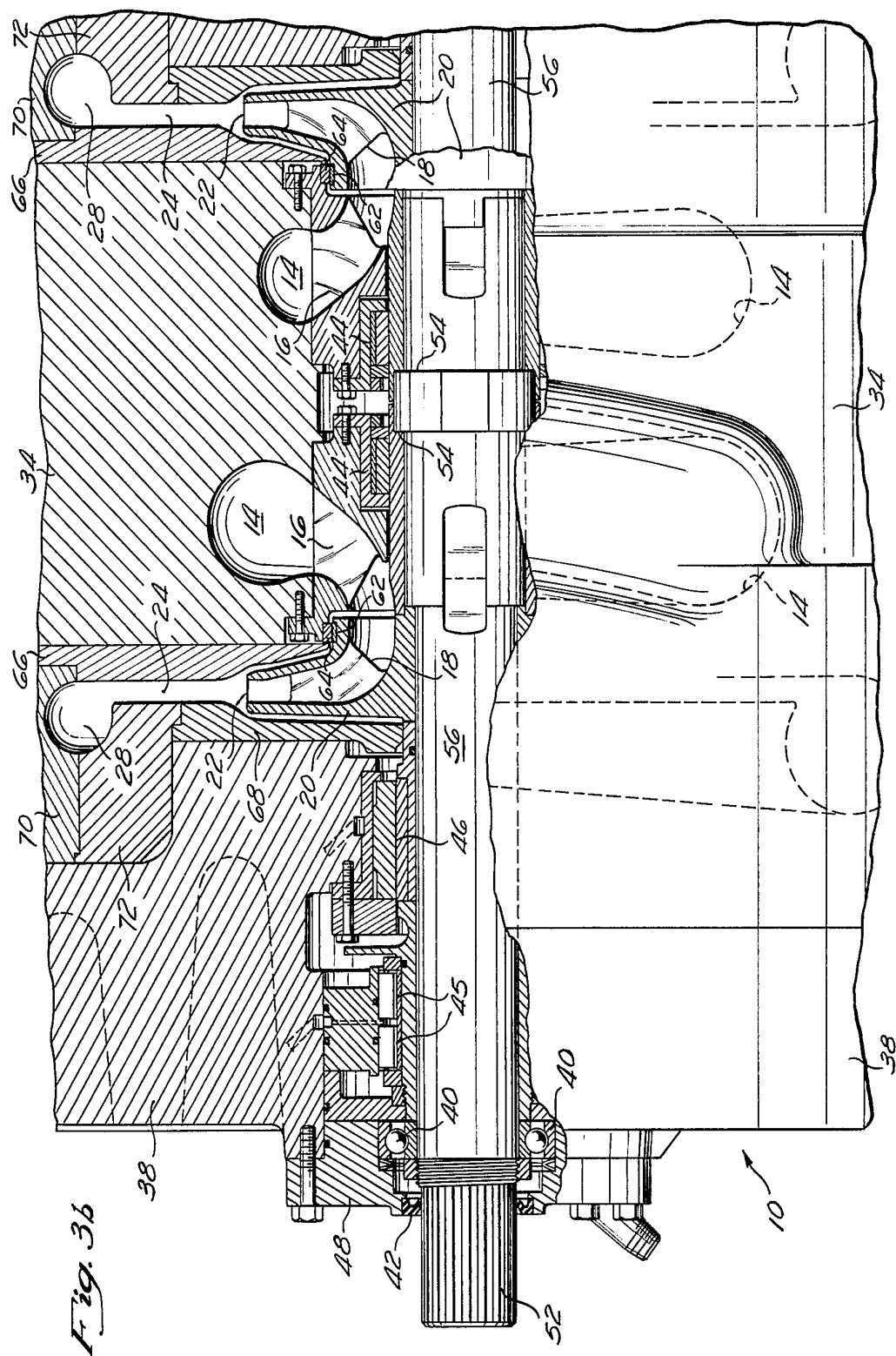


Fig. 4a

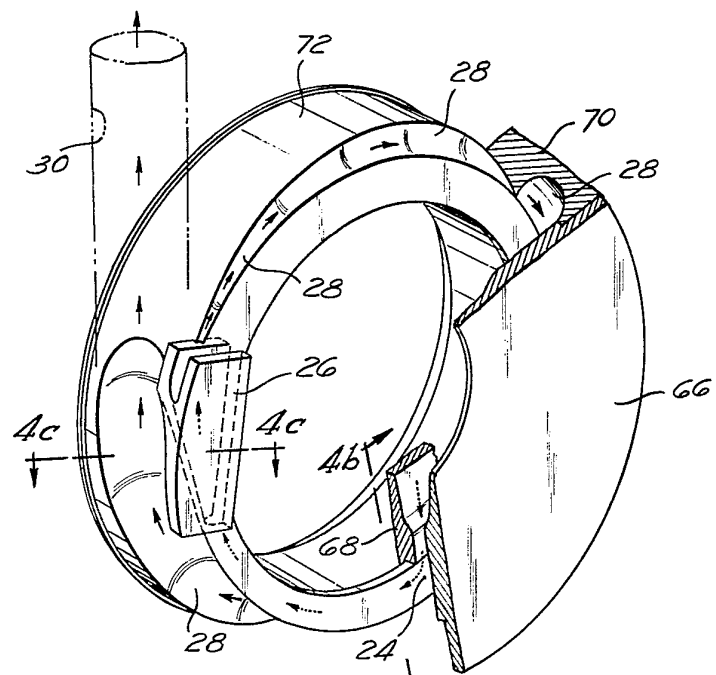


Fig. 4b

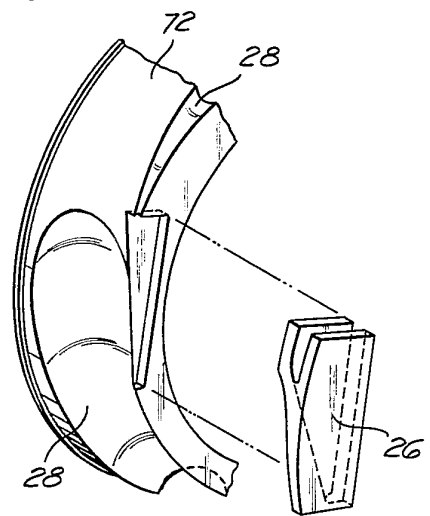
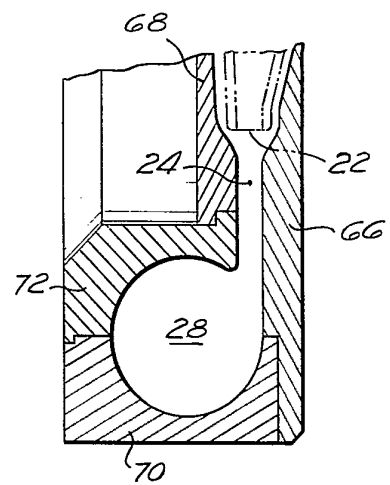


Fig. 4d

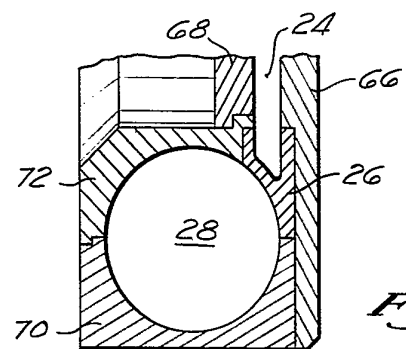


Fig. 4c

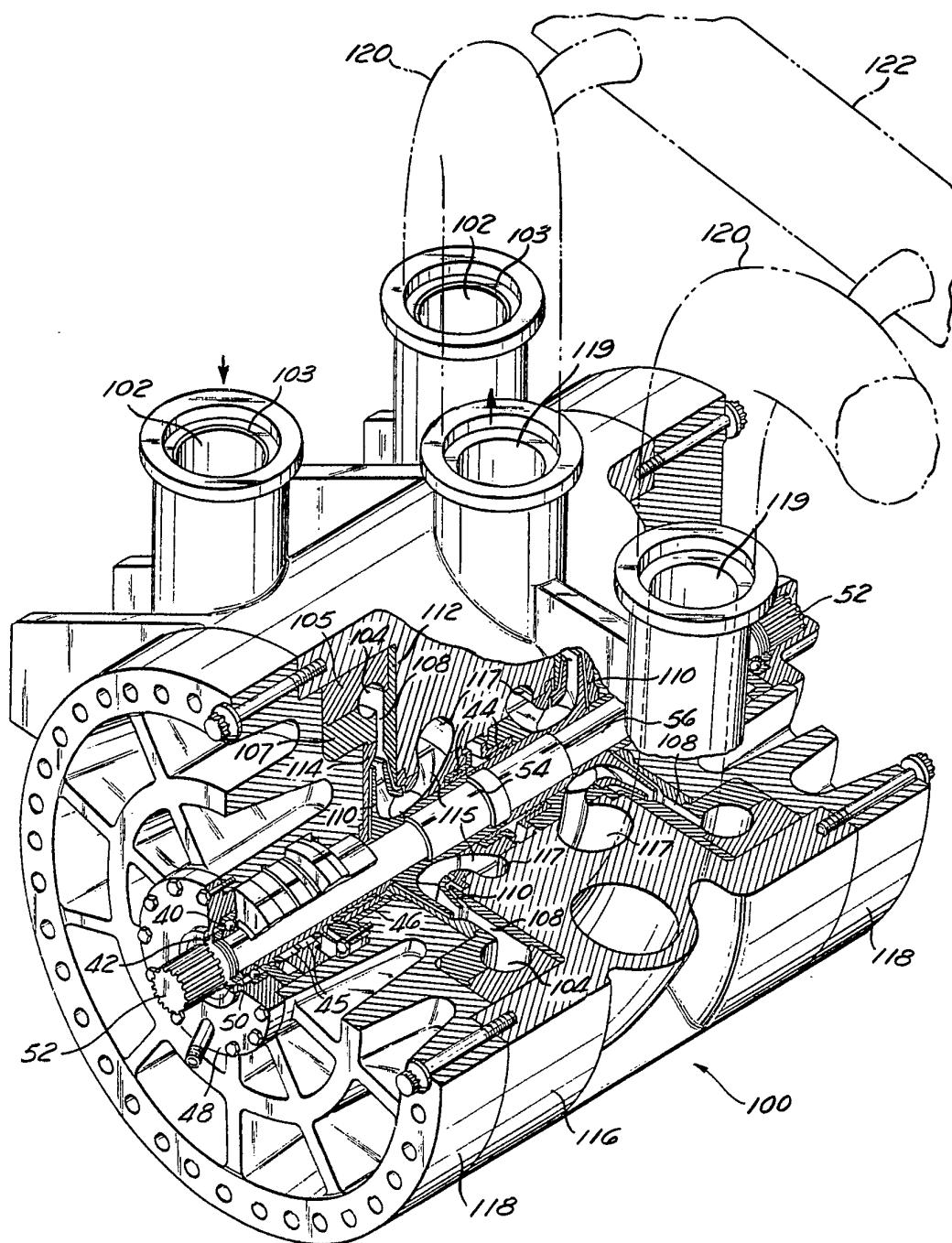


Fig. 5

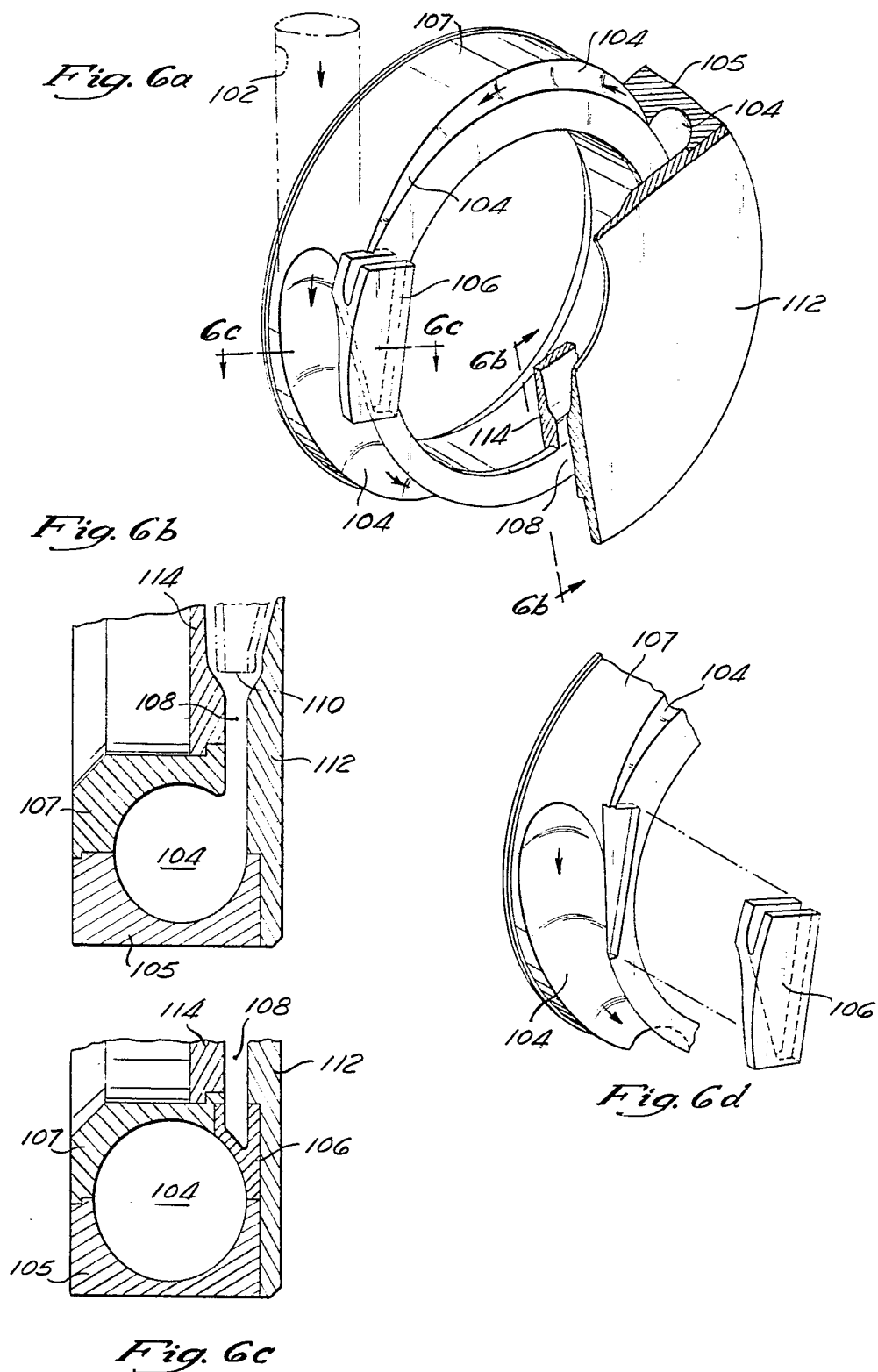
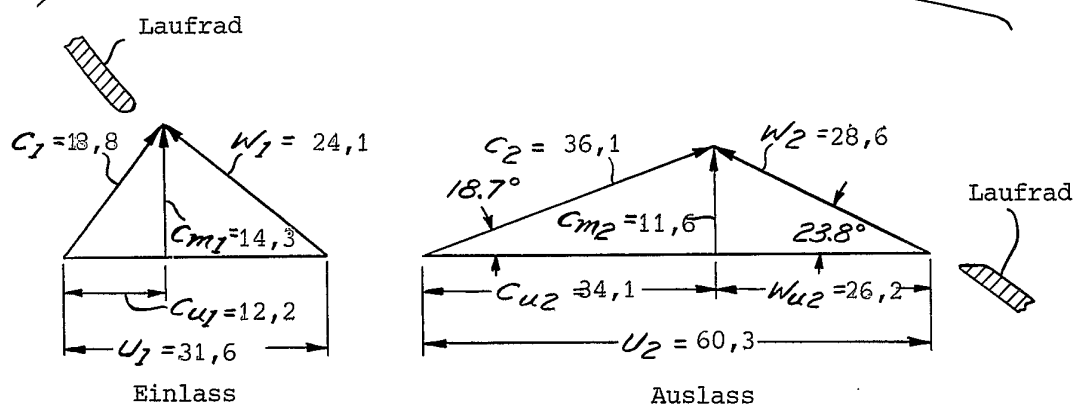


Fig. 7



C = absolute Geschwindigkeit

W = relative Geschwindigkeit

 C_m = meridionale Geschwindigkeit W_u = tangentielle Komponente der relativen Geschwindigkeit C_u = tangentielle Komponente der absoluten Geschwindigkeit u_1 = Geschwindigkeit an der Eintrittskante des Laufrades $\bar{u}_1$ = Laufigeschwindigkeit der Eintrittskante des Laufrades u_2 = Geschwindigkeit an der Austrittskante des Laufrades $\bar{u}_2$ = Laufigeschwindigkeit der Austrittskante des Laufrades

alle Geschwindigkeiten sind in m/sec angegeben

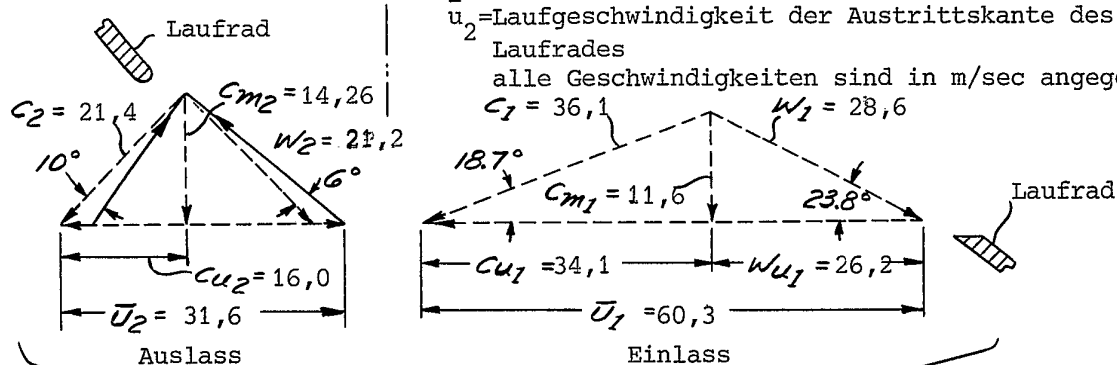


Fig. 8