

República Federativa do Brasil
Ministério do Desenvolvimento, Indústria
e do Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

(21) **PI 0713346-4 A2**

(22) Data de Depósito: 14/06/2007
(43) Data da Publicação: 06/03/2012
(RPI 2148)



(51) *Int.Cl.:*
F03B 1/04
F03B 11/08

(54) **Título:** TURBINA PELTON TENDO UM SISTEMA DE ENTRADA DE FLUXO

(30) **Prioridade Unionista:** 03/07/2006 DE 20 2006 010 272.8

(73) **Titular(es):** Erlach Consult Jec

(72) **Inventor(es):** Jose Erlach, Thomas Staubli

(74) **Procurador(es):** Dannemann , Siemsen, Bigler & Ipanema Moreira

(86) **Pedido Internacional:** PCT EP2007005265 de 14/06/2007

(87) **Publicação Internacional:** WO 2008/003390 de 10/01/2008

(57) **Resumo:** TURBINA PELTON TENDO UM SISTEMA DE ENTRADA DE FLUXO. A invenção se refere a uma turbina Pelton que tem um sistema de entrada de fluxo para plantas de bocal múltiplo. Um tubo de distribuição central (4) com uma seção transversal circular, com um eixo geométrico (5) e com uma base terminal (6) é proposto como o elemento de distribuição (2), após um tubo de pressão (1), onde as linhas de entrada de fluxo (3), vistas na direção do eixo geométrico, são distribuídas pela periferia do tubo de distribuição (4), e cada uma leva para fora para longe do referido tubo de distribuição central em uma direção tangencial ou em uma direção radial.

Relatório Descritivo da Patente de Invenção para **"TURBINA PELTON TENDO UM SISTEMA DE ENTRADA DE FLUXO"**.

A invenção se refere a uma turbina Pelton que tem um sistema de entrada de fluxo para de três a seis bocais, o referido sistema de entrada
5 de fluxo compreendendo um tubo de pressão com um elemento de distribuição a partir do qual linhas de entrada de fluxo se ramificam para os bocais individuais, os quais aspergem um jato aberto sobre as pás de um rotor.

Com turbinas Pelton horizontais de bocal múltiplo, a remoção de água previamente era um problema. As soluções são mostradas para remo-
10 ção de água no pedido de patente PCT / EP2005 / 012783, as quais também são suficientes para de três a seis bocais de um arranjo horizontal do eixo geométrico de turbina. A utilização do rotor com de três a seis bocais naturalmente é substancialmente mais favorável, uma vez que o rotor é menor com a mesma performance. Mais bocais, contudo, também significam maio-
15 res custos para bocais, linhas de entrada de fluxo e elementos de distribuição. O relatório descritivo de patente japonesa JP 8218999 demonstra este problema para turbinas Pelton horizontais com de dois a quatro bocais.

A transição de um tubo de pressão para um elemento de distribuição e para três e mais linhas de entrada de fluxo previamente requeria
20 construções complexas e/ou em espiral dispendiosas de peças de camisa curvada e soldada com uma construção vertical, para a obtenção de uma aceleração suave, a qual fosse tão livre de rodamosinhos quanto possível até e para o jato aberto.

Uma planta de três bocais horizontal da então companhia Sulzer
25 Escherwyss (Ravensburg, Alemanha) está localizada com o nome de planta "Don Pedro" na Costa Rica, por exemplo. Uma planta de dois bocais horizontal da companhia Voith AG (Heidenheim, Alemanha) está localizada, por exemplo, com o nome de planta "Prutz" no vale de Kaunertal em Tyrol, Áustria. Números maiores de bocais tendem a não ser costumeiros para plantas
30 horizontais na faixa de potência acima de 100 kW. Com uma construção vertical, por exemplo, para seis bocais, plantas tais como são construídas pela companhia Voith AG ou são mostradas pela companhia Fuji Electric Co., Ltd.

no relatório de patente japonesa JP 5005478, os tubos de entrada de fluxo se movem para longe a partir de um tubo de distribuição que se afunila em espiral.

5 É o objetivo da presente invenção prover um sistema de entrada de fluxo efetivo em termos de custos para turbinas Pelton com de três a seis bocais. Isto é obtido com os recursos de caracterização da reivindicação independente 1.

10 O arranjo de acordo com a invenção tem a vantagem de o fluxo para cada um dos três ou mais bocais ser igual, quando todos os bocais estiverem em operação, e de o fechamento de um bocal apenas ter um efeito insignificante sobre o fluxo nos outros bocais. Uma vantagem adicional é encontrada no fato de que praticamente todas as partes do tubo de distribuição central e das linhas de entrada de fluxo poderem ser compostas por partes padronizadas como é costumeiro na construção de tubulação e na fabricação de caldeiras. Em contraste com um elemento de distribuição na forma de uma espiral disposta para fora, economias de peso e uma redução substancial no comprimento de cordão de solda surgem no sistema de entrada de fluxo. As reivindicações dependentes 2 a 18 representam desenvolvimentos adicionais vantajosos da invenção.

20 Uma extensão cônica do tubo de distribuição produz uma inibição do fluxo, o que impede que velocidades mais altas ocorram na alimentação de entrada para as linhas de entrada de fluxo do que na linha de pressão, por exemplo. Ao mesmo tempo, um ajuste de perda baixa do fluxo ocorre nesta região de fluxo mais lento, quando bocais individuais forem fechados.

25 Quando o eixo geométrico do tubo de distribuição central coincide com o eixo geométrico de rotor e as linhas de entrada de fluxo são dispostas simetricamente em relação ao eixo geométrico do tubo de distribuição, de modo que divirjam quando posicionadas de forma rotativa em torno deste eixo geométrico, relações de fluxo idênticas podem ser obtida nos bocais. Ao mesmo tempo, linhas de entrada de fluxo idênticas surgem correspondentes ao número de bocais, o que simplifica a produção.

30 Uma vantagem adicional resulta na adaptação a alturas hidrostá-

ticas e velocidade diferentes com conversões no aumento da altura hidrostática, o que freqüentemente já é aplicado com um aumento planejado na performance pelo fato de a detecção de água ser transposta para uma posição mais alta de forma geodésica. Em um caso como esse, o diâmetro de rotor e, possivelmente, a velocidade, são mudados. Com plantas de bocal múltiplo convencionais, isto tem a consequência da renovação completa da linha de distribuição e das linhas de entrada se desviando dali até os bocais, ao passo que no sistema de acordo com a invenção o tubo de distribuição central permanece não modificado e apenas as linhas de entrada são corrigidas ligeiramente em seu ângulo tangencial no plano de rotor e no seu comprimento no plano de rotor, de modo que os bocais cheguem à posição prescrita com respeito ao novo rotor.

Para turbinas Pelton nas quais os bocais são distribuídos uniformemente pela periferia do rotor, uma distribuição uniforme das linhas de entrada de fluxo no tubo de distribuição central também resulta, pelo fato de elas serem guiadas através da base terminal ou através da superfície de camisa do tubo de distribuição central. Isto resulta em uma utilização particularmente favorável da seção transversal interna do tubo de distribuição central.

Um melhoramento adicional com respeito ao fluxo resulta quando as linhas de entrada de fluxo se projetam para o fluxo do tubo de distribuição central na forma de uma curva de tubo. A deflexão para longe do eixo geométrico do tubo de distribuição então já ocorre na curva de tubo com um fluxo acelerado.

Esta deflexão é suportada por aberturas, por exemplo, na forma de fendas transversais, na alimentação de entrada destas curvas de tubo. Uma vez que os tubos de entrada de fluxo têm que ter uma espessura de parede mínima relativamente grande S , devido às altas pressões com turbinas Pelton, o formato das aberturas ou das fendas na entrada das curvas de tubo pode ser simultaneamente usado para se guiar o fluxo das quantidades de água fluindo através delas. As medidas a seguir foram encontradas muito geralmente em experimentos como medidas substanciais para a "alimenta-

ção" de uma camada limite em um tubo ou uma curva de tubo tendo uma projeção que se projete em um tubo de distribuição. Elas resultam na redução das perdas de alimentação de entrada e na evitação de um rodamoinho de alimentação de entrada, o que poderia continuar no jato aberto:

5 - a borda de alimentação de entrada deve ter uma inclinação em direção ao lado interno;

 - as aberturas ou fendas devem ter, da mesma forma, uma inclinação por um ângulo β de 30° a 60° em direção à linha de camisa da linha de suprimento na direção longitudinal;

10 - as aberturas ou fendas devem ficar, cada uma, em uma fileira em uma linha periférica e ocupar entre 60 e 80% da periferia ali;

 - duas ou mais fileiras podem estar uma atrás da outra na direção de fluxo;

 - a largura B das fendas ou aberturas, medida transversalmente à inclinação, deve estar entre 20% e 60% da espessura de parede de tubo S, preferencialmente ser de 40%;

 - com as fendas, um comprimento L ao longo da periferia de dez vezes a vinte vezes a largura B é sensível;

 - o espaçamento A entre as aberturas de fileiras adjacentes deve 20 corresponder aproximadamente à espessura de parede S;

 - as paredes entre as aberturas ou fendas transversais de fileiras adjacentes devem ter um chanfro simétrico ou uma borda afilada com respeito a sua inclinação no lado de alimentação de entrada.

 O coeficiente de resistência ζ (zeta) para a alimentação de entrada assim se torna substancialmente mais favorável (por exemplo, $\zeta = 0,25$ 25 com um diâmetro de tubo de 140 mm, uma espessura de parede S de 5 mm, com três fileiras com fendas transversais e uma velocidade de água média de 3,5 m/s; com um arredondamento / chanfrado adicional ou afilamento das bordas de entrada nas fendas $\zeta = 0,2$ é obtido; sem as medidas, $\zeta = 0,6$).

30 Estes resultados se aplicam muito geralmente, isto é, também a tubos de resíduo retos a partir de um tubo de distribuição, se eles tiverem uma projeção se projetando no tubo de distribuição em um espaçamento a o

qual corresponda a pelo menos 20% do diâmetro de tubo d da linha de entrada de fluxo e tiverem as medidas mostradas aqui.

Uma vez que as linhas de entrada de fluxo já formam um ângulo de $20^\circ < \alpha < 70^\circ$ com o eixo geométrico do tubo de distribuição central na
 5 abertura através do contorno externo do tubo de distribuição central, as linhas de entrada de fluxo podem ser levadas sem grandes desvios para um espaçamento maior b a partir do eixo geométrico de rotor e levam ao plano de rotor em um joelho de bocal com um fluxo acelerado, com a soma das deflexões para fora do tubo de distribuição central correspondendo a um ângulo de muito menos do que 180° .
 10

O arranjo com linhas de entrada de fluxo aplicadas uniformemente pela periferia do tubo de distribuição e tendo joelhos de tubo mergulhando no tubo de distribuição resulta em uma utilização particularmente boa da seção transversal do tubo de distribuição no nível da alimentação de entrada para o joelho de tubo para plantas de três bocais a seis bocais. Ou, em
 15 outras palavras: o tubo de distribuição apenas tem que ter um diâmetro na entrada para o tubo de entrada de fluxo, por exemplo, maior do que a linha de pressão por um fator de 1,25, se as velocidades médias nas linhas de entrada de fluxo e na linha de pressão forem iguais.

20 Se for assumido, por razões de simplicidade, que é uma questão de círculos os quais contatam as curvas de tubo no nível da alimentação de entrada e se um raio R_2 for associado ao tubo de distribuição, um raio R_1 à linha de pressão e um raio r às linhas de entrada de fluxo, as relações gerais a seguir resultarão com n linhas de entrada de fluxo:

$$r = \frac{R_1}{\sqrt{n}} \text{ e } \frac{r}{R_2 - r} = \cos(90^\circ - 360^\circ / 2n)$$

25 as quais são mostradas na figura 7 para a geometria com três linhas de entrada de fluxo. Se estas relações forem resolvidas de acordo com R_2 , a tabela a seguir resultará:

$n =$	2	3	4	5	6	7
$R_2/R_1 =$	1,414	1,244	1,207	1,208	1,224	1,249

Para ainda se ter espaço suficiente para a soldagem das curvas de tubo na base terminal, um suplemento de 10 a 40% do diâmetro da su-

perfície de camisa é requerido.

De três a seis linhas de entrada de fluxo produzem uma utilização ótima do tubo de distribuição. Com sete linhas de entrada de fluxo, a utilização R_2/R_1 ainda seria boa, se as relações de fluxo no rotor permitissem. A utilização é ruim com duas linhas de entrada de fluxo.

A tabela a seguir mostra que um tubo de distribuição curto de elementos padronizados e com um número de bocais de três a seis bocais produz soluções vantajosas com um número crescente de bocais para a economia de peso nos tubos de entrada de fluxo. Com o mesmo gerenciamento de linha, uma relação de diâmetro de 81/47 resulta na transição de duas para seis linhas de entrada de fluxo; isto tem uma influência quadrática sobre a espessura de parede mínima e resulta em uma economia de material de aproximadamente 30 a 40%.

n =	2	3	4	5	6	7
D1 de tubo de pressão =	100	100	100	100	100	100
D2 de tubo de distribuição =	196	171	163	160	160	161
D3 de tubo de entrada de fluxo =	81	66	57	51	47	43

Plantas com seis bocais podem ser usadas verticalmente e, recentemente, também horizontalmente, sem comprometimentos de acordo com o PCT/EP2005/012783. As vantagens para um rotor pequeno com um gerador pequeno resultando disto, com o rotor também sendo capaz de ser instalado de uma maneira aérea sobre o eixo de gerador, são suportadas pelo presente pedido com um sistema de entrada de fluxo efetivo em termos de custos. Uma aplicação em paralelo está presente para as possíveis economias em bocais e membros de fechamento associados em plantas de bocal múltiplo, de modo que um conceito para plantas compactas favoráveis em termos de custos esteja presente com estas três invenções. Para plantas menores, tal como requerido, por exemplo, para "aplicações isoladas" de suprimento de eletricidade em vilas montanhosas, é possível instalar o gerador, a turbina Pelton e o sistema de entrada de fluxo em um quadro de base único. As unidades compactas de até 3 MW podem ser acomodadas, assim, em um contêiner único ("sistema dimensionado para contêiner") e podem ser

transportadas para o destino, montadas e colocadas em operação diretamente.

Ocasionalmente, areia e pequenos seixos entram em tubulações de pressão e linhas de distribuição e danificam e erodem as partes a jusante, tal como a boquilha de bocal, o pino de bocal ou a pá de rotor. Devido ao peso específico maior com respeito à água, as partículas de areia são arrastadas ao longo da região de base de tubulações e em velocidades maiores nos sulcos externos de joelhos. A experiência mostra que em turbinas Pelton convencionais sem separadores de areia, a areia se move:

- diretamente para o bocal com turbinas de bocal único;
- primariamente para o primeiro bocal com turbinas horizontais de dois bocais e de três bocais com uma entrada de fluxo a partir de cima;
- primariamente para o último bocal com turbinas horizontais de dois bocais e de três bocais com uma entrada de fluxo a partir de baixo;
- primariamente para o último bocal com turbinas verticais de três bocais a seis bocais.

Na presente invenção, portanto, é vantajoso para turbinas horizontais afixar um separador de areia na extremidade da extensão cônica do tubo de distribuição, o que inibe o fluxo e promove um mergulho da areia para o fundo. O referido separador de areia pode compreender, por exemplo, um tubo cego soldado a cuja extremidade um dispositivo de purga é afixado na forma de uma torneira de esfera. A areia pode ser drenada para fora em conjunto com a água por uma abertura esporádica da torneira de esfera. Um conjunto de fendas soldado no nível da superfície de camisa da extensão cônica suporta a separação de areia pelo fato de suprimir a formação de um vórtice no tubo cego, uma vez que tem aproximadamente a mesma altura hidrostática dinâmica em cada uma de suas fendas dispostas transversalmente ao fluxo. Ao mesmo tempo, forma um reforço mecânico na superfície de camisa interrompida da extensão cônica.

Um melhoramento adicional para uma turbina Pelton tendo o sistema de entrada de fluxo descrito previamente resulta quando os bocais conectados de forma rígida às linhas de entrada de fluxo são ajustáveis em

uma faixa angular pequena de um máximo de 8° pelas conexões de junta liberáveis na faceta de rotor para modificação ligeira do diâmetro de círculo de jato d_1 de jatos abertos incidentes nas pás. Normalmente, um ajuste de mais / menos 2° é suficiente para compensação de desvios sazonais na altura hidrostática H a partir de uma altura hidrostática ótima H por um deslocamento horizontal da eficiência característica efetuado por este ajuste, de modo que o desvio sazonal fique de novo no ótimo. Isto significa que com um aumento sazonal na altura hidrostática H , o diâmetro de círculo de jato d_1 é corrigido, devido a uma velocidade de descarga mais alta para um valor maior $d_{1\max}$ com uma velocidade periférica adequada, de modo a ser capaz de continuar a operar no ótimo; e, inversamente, com uma altura hidrostática menor sazonalmente, uma redução ocorre para um diâmetro de círculo de jato $d_{1\min}$.

A partir de um aspecto de construção, a capacidade de ajuste é resolvida, de modo que, por um lado, o bocal seja suportado como uma primeira junta esférica fixável com um contorno externo esférico em um funil cônico dos elementos rígidos da turbina, com estes elementos sendo capazes de serem um anel de alojamento ou um anel de aspersão, tal como é descrito na WO2006/066691, e como tal, por outro lado, a linha de suprimento em si forma uma segunda junta esférica fixável.

A linha de conexão reta dos centros M_1 e M_2 na vista a partir das direções x e y é o eixo geométrico de pivô imaginário. Quanto mais as linhas de conexão retas dos centros M_1 , M_2 destas duas juntas esféricas forem paralelas ao eixo geométrico de rotor, mais exatamente o ajuste do jato aberto ocorre no plano do rotor. Se um desvio na direção x tiver que ser realizado por razões de construção, novamente ele poderá ser compensado por uma correção na direção y .

Cada uma das juntas esféricas é fixada entre flanges dispostos de forma oposta por tirantes. Nessa conexão, nenhum elemento de vedação é necessário para a primeira junta esférica no bocal, ao passo que a segunda junta esférica precisa de elementos de vedação na superfície de esfera na linha de suprimento, os quais têm que suportar todas as condições de

operação.

Para a realização do ajuste sazonal, o qual é de 2º, por exemplo, elementos de suporte para as linhas de suprimento podem ser providos, por exemplo, em um espaçamento c a partir do eixo geométrico de pivô comum das duas juntas esféricas, o que resulta em um ajuste angular projetado ϵ do jato aberto por um uso de guarnição diferente do suporte. Uma fixação nos pontos de suporte também é sensível a forças de arrancamento da deflexão de jato e forças de recuo causadas pelo jato aberto e para alívio das juntas esféricas.

10 A invenção será descrita a seguir com referência às modalidades. Ali são mostradas na:

figura 1 esquematicamente, um corte longitudinal através de um sistema de entrada de fluxo de acordo com a invenção;

15 figura 2 esquematicamente, uma seção transversal da figura 1 no nível do plano de rotor;

figura 3 esquematicamente, uma seção transversal da figura 1 no nível da entrada para as linhas de entrada de fluxo;

20 figura 4 esquematicamente, um detalhe aumentado da figura 1, com uma curva de tubo de uma linha de entrada de fluxo se projetando para o tubo de distribuição;

figura 5 esquematicamente, um tubo de distribuição no qual os tubos de entrada de fluxo se projetam através da superfície de camisa;

25 figura 6 esquematicamente e muito aumentado um detalhe da base terminal de um tubo de distribuição em que um tubo de entrada de fluxo se projeta, o que mostra medidas para a "alimentação" da camada limite na região da alimentação de entrada;

figura 7 esquematicamente, as relações geométricas na seção transversal de um tubo de distribuição que tem três ou seis linhas de entrada de fluxo na forma de curvas de tubo projetadas;

30 figura 8 esquematicamente, a instalação de um separador de areia em um tubo de distribuição com uma extensão cônica para turbinas Pelton horizontais;

figura 9 esquematicamente, um corte no plano de rotor, o qual torna a mudança de diâmetro de círculo de jato visível;

figura 10 esquematicamente, uma vista da figura 9 na direção X e, aumentada, uma primeira e uma segunda juntas esféricas fixáveis; e

5 figura 11 esquematicamente, as eficiências características de uma turbina Pelton que dependem da altura hidrostática H com dois diâmetros de círculo de jato diferentes.

Os mesmos símbolos de referência são usados para as mesmas funções nas figuras.

10 Nas figuras 1, 2, 3 e 4, uma turbina Pelton horizontal é mostrada com seis bocais 18, 18a tendo um sistema de entrada de fluxo associado e tendo um gerador 27. Um bocal 18a é desenhado maior e mais longo do que os outros, uma vez que deve ser um bocal de pino regulável, ao passo que os outros cinco bocais apenas têm membros de fechamento integrados. Os
15 bocais 18, 18a são presos a e alinhados em um anel de suporte, o qual simultaneamente deflete água de derramamento para o lado e é suportado através de um pé 30 em uma fundação ou em um quadro de base. Isto torna possível construir o alojamento 26 de uma maneira relativamente leve a partir de uma pluralidade de partes, quando os mancais do rotor 8, o qual porta
20 as pás 10, da mesma forma forem suportados diretamente na fundação ou em um quadro de base.

 A água flui a partir de uma linha de pressão 1 através de um membro de fechamento integrado 23 e se move para o tubo de distribuição central 4, o qual se funde através de uma extensão cônica 24 em uma base
25 terminal 6, a qual corresponde a uma extremidade de caldeira protuberante de um projeto de caldeira. O eixo geométrico 5 do tubo de distribuição central 4 e o eixo geométrico 7 da turbina de Pelton coincidem. Os bocais 18, 18a são distribuídos uniformemente pela periferia do rotor. As linhas de entrada de fluxo 3 da mesma forma são distribuídas uniformemente em torno
30 do eixo geométrico 5, de modo que diverjam quando posicionadas de forma rotativa em torno do eixo geométrico 5. As linhas de entrada de fluxo 3 se desviam do tubo de distribuição 4 em um ângulo α , fundem-se em um espa-

çamento b na horizontal e através de um joelho de bocal a 90° 16 com um fluxo acelerado no plano de rotor aos bocais os quais geram, cada um, um jato aberto 9. As linhas de entrada de fluxo 3 são interrompidas por conexões de flange 25 e têm, cada uma, uma curva de tubo 13 que se projeta para o tubo de distribuição central 4, com a curva de tubo 13 tendo uma curvatura como se quisesse se abrir contra o fluxo paralelo ao eixo geométrico 5.

Um corpo de deslocamento cônico 20 é afixado entre os pedaços de tubo chegando e suportado na frente deles contra a direção de fluxo. As curvas de tubo 13 são soldadas nas aberturas 11 da base terminal 6 e elas têm uma projeção 19 que se projeta para o tubo de distribuição central. Duas fileiras com fendas transversais 14, as quais são distribuídas pela periferia e cuja geometria será olhada na descrição da figura 6, são aplicadas dentro da projeção.

A figura 5 corresponde à representação de um tubo de distribuição central 4 como na figura 1. Em contraste com a figura 1, a extensão cônica 24 é anexada por um pedaço de tubo cilíndrico adicional 31, em cuja superfície de camisa há aberturas 11 para as linhas de entrada de fluxo 3, as quais, da mesma forma, formam uma projeção 19 com uma curva de tubo soldada 13. Três fileiras tendo fendas transversais 14 distribuídas pela periferia são aplicadas. O corpo de deslocamento 20 que se projeta centralmente pela alimentação de entrada dos tubos de entrada de fluxo 3 é cônico. Sua seção transversal pode ser circular. Contudo, ele pode ser igualmente feito por superfícies de camisa côncavas para adaptação melhor às curvas de tubo adjacentes 13.

Na figura 6, são mostradas medidas para melhoria do fluxo 28 na alimentação de entrada para uma linha de suprimento 3. A linha de suprimento 3 tem uma projeção 19 que se projeta em um espaçamento a para o tubo de distribuição central 4, com ele sendo soldado na base terminal 6. Ela tem um diâmetro interno d e uma espessura de parede S. As fendas transversais 14 distribuídas pela periferia em três fileiras 17 são aplicadas na projeção 19, com as fendas transversais 14 em fileiras adjacentes 17 tendo

um espaçamento central A medido perpendicularmente à inclinação 22 da ordem de magnitude da espessura de parede S. As fendas transversais têm um comprimento L, o qual totaliza um múltiplo da largura de fenda B. A largura de fenda B é menor do que a espessura de parede S, para se guiar o

5 fluxo um pouco na fenda. As fendas são aplicadas em um ângulo de inclinação β de aproximadamente 45° obliquamente para dentro e estão umas acima das outras, de modo que as paredes dispostas entre elas formem uma grade de fluxo. As paredes são providas com uma borda chanfrada ou afilada 21 e são arredondadas no lado de entrada externo entre as fendas simetricamente com a inclinação 22. A borda de alimentação de entrada da linha

10 de suprimento é chanfrada da mesma forma par dentro em uma inclinação 22.

A figura 7 já foi discutida acima na parte geral. É mostrada geometricamente e por uma fórmula como a utilização do tubo de distribuição central é, por exemplo, para $n = 3$ ou $n = 6$ linhas de entrada de fluxo. O ângulo γ , cujo co-seno corresponde à relação $r/(R_2-r)$ totaliza:

15

$$\gamma = 90^\circ - 360^\circ / 2n = 30^\circ \text{ ou } 60^\circ$$

Na figura 8, um tubo de distribuição central 4 é mostrado como no exemplo da figura 1. Um tubo cego 32 é soldado na superfície de camisa

20 12 da extensão cônica 24, aproximadamente no ponto mais baixo, para a captura de partículas de areia com a ajuda da gravidade, as quais são portadas ao longo da base. Para esta finalidade, o tubo cego 32 em conjunto com um flange de fechamento 34 forma um saco fechado no qual as partículas de areia são depositadas. De modo que nenhum vórtice, o que também

25 poderia lavar de novo as partículas de areia, surja no saco devido ao fluxo se movendo diante dali, a abertura 37 para a superfície de camisa 12 é provida com um conjunto de fendas 33 orientado transversalmente ao fluxo. Com respeito a este conjunto de fendas 33, as seções transversais longitudinais transversais ao fluxo são importantes, as quais formam as fendas 36

30 com água parada na qual as partículas de areia podem afundar. A divisão da seção transversal do tubo cego 32 em fendas transversais 36 nesta região tem o efeito de, ao invés de um grande vórtice no tubo cego, no máximo a-

penas começos de vórtices pequenos poderem surgir dentro das fendas individuais.

Uma torneira de esfera 35 a qual é aberta esporadicamente para a lavagem da areia coletada em conjunto com água é instalada no flange de
5 conexão 34.

Uma linha de entrada de fluxo 3 é mostrada nas figuras 9 e 10 com um bocal 18, o qual asperge um jato aberto 9 sobre um diâmetro de círculo de jato d_1 tangencialmente sobre as pás 10 de um rotor 8. O bocal 18 tem uma superfície externa esférica com a qual ele é suportado sobre uma
10 superfície interna cônica de um anel de alojamento 38 e, assim, forma uma primeira junta esférica 41 com um centro M_1 . O bocal 18 é estendido para fora para um flange o qual é fixado ao anel de alojamento 38 através dos tirantes 42, e o qual mantém o bocal em uma posição pré-regulada. Ao
15 mesmo tempo, forças também são assumidas aqui, as quais surgem pela deflexão da água na linha de entrada de fluxo 3 e pela força de recuo do jato aberto 9.

Uma segunda junta esférica 46 em uma conexão de flange 25 da linha de suprimento 3 é disposta com seu centro M_2 de modo que uma linha de conexão reta a partir do centro M_2 até o centro M_1 da primeira junta
20 esférica 41 forma um eixo geométrico de pivô 40, o qual é orientado paralelo a ou aproximadamente paralelo ao eixo geométrico de rotor 7, para manter o jato aberto 9 tanto quanto possível no plano de rotor 39. Isto significa que a guia de linha da linha de entrada de fluxo 3 é tal que um eixo geométrico de pivô 40 correspondente seja possível. A linha de entrada de fluxo 3 fica em
25 um ponto de suporte 44 o qual é afixado em um espaçamento c à linha de conexão reta 40. A conexão de flange 25 para a junta esférica 46 da mesma forma é mantida em conjunto com tirantes 47, os quais compensam mudanças angulares relativamente pequenas com superfícies de suporte esféricas e contra-superfícies correspondentes em arruelas 48. Na segunda junta es-
30 férica 46, um selo 42 é afixado entre as superfícies de ajuste esféricas e assume impulsos de pressão da linha de entrada de fluxo com flanges tensionados 25.

Para ajuste do diâmetro de círculo de jato d_1 , em 2º, por exemplo, as conexões dos tirantes 43, 47 são afrouxadas e a guarnição 45 no suporte 44 é mudada de acordo com o espaçamento c , de modo que a mudança angular de 2º surja, na qual os tirantes são apertados de novo. Os tirantes 47 na conexão de flange 25 podem ser cavilhas roscadas e porcas cujas superfícies de suporte esféricas ficam nas contra-superfícies esféricas de arruelas 48. Os orifícios passantes para as cavilhas roscadas permitem a posição inclinada projetada. O espaçamento entre os flanges reais da mesma forma é tão grande que um pivotamento em torno do ângulo projetado ε seja possível. Um ajuste angular de até mais / menos 4º a partir de uma posição zero na qual os flanges estão paralelos um ao outro pode ser compensado pelo atrito das arruelas 48 nos flanges. Uma vez que os tirantes 47, 43 são distribuídos pela periferia dos flanges, intervalos diferentes resultam pela periferia dos flanges nas quais uma fixação da junta esférica ocorre.

Na figura 9, é mostrado no diâmetro de círculo de jato d_1 como um pivotamento em torno de um ângulo de mais / menos ε produz uma diminuição d_{1min} ou um aumento d_{1max} respectivamente no diâmetro de círculo de jato. Na figura 11, uma eficiência característica η é mostrada dependendo da altura hidrostática H para um aspecto específico. No ponto de operação ótimo, a altura hidrostática H determina o elemento de descarga do jato aberto e, no diâmetro de círculo de jato, a velocidade periférica do rotor para uma velocidade de rotação pré-regulada. Se a pressão de entrada de fluxo (altura hidrostática H) se reduzir, uma velocidade menor tem que ser aceita para uma utilização ótima, o que não é sensível para um gerador acionado de forma síncrona, ou o diâmetro de círculo de jato deve ser diminuído para um volume pequeno d_{1min} , o que corresponde à velocidade periférica adequada com a mesma velocidade de rotação. Inversamente, a eficiência característica com um diâmetro de círculo de jato maior d_{1max} é movida para a direita (linha tracejada), se a altura hidrostática de entrada de fluxo sazonal H for maior.

Lista de partes

1 tubo de pressão

	2	elemento de distribuição (tubo de distribuição)
	3	linha de entrada de fluxo
	4	tubo de distribuição central
	5	eixo geométrico
5	6	base terminal
	7	eixo geométrico
	8	rotor
	9	jato aberto
	10	pá
10	11	abertura
	12	superfície de camisa
	13	curva de tubo
	14	fenda transversal
	15	aberturas
15	16	joelho de bocal
	17	fileira
	18	bocal com membro de fechamento
	18a	bocal com regulação de quantidade
	19	projeção
20	20	corpo de deslocamento
	21	borda chanfrada ou afilada
	22	inclinação
	23	membro de fechamento
	24	extensão cônica
25	25	conexão de flange
	26	alojamento
	27	gerador
	28	direção de alimentação de entrada
	29	anel de suporte
30	30	pé
	31	peça de tubo cilíndrica
	32	separador de areia, tubo cego

	33	conjunto de fendas
	34	flange de fechamento
	35	dispositivo de lavagem, torneira de esfera
	36	fenda
5	37	abertura
	38	anel de alojamento
	39	plano de rotor
	40	linha de conexão reta, eixo geométrico de pivô
	41	primeira junta esférica
10	42	selo
	43	tirante
	44	ponto de suporte
	45	guarnição
	46	segunda junta esférica
15	47	tirante
	48	arruela
	A	espaçamento
	B	largura de fenda
20	L	comprimento de fenda
	s	espessura de parede
	a	projeção de espaçamento
	b	curva de deflexão de espaçamento
	c	espaçamento
25	D1	diâmetro de tubo de pressão
	d_1	diâmetro de círculo de jato
	d_{1max}	diâmetro de círculo de jato maior
	d_{1min}	diâmetro de círculo de jato menor
	D2	diâmetro de tubo de distribuição
30	D3	diâmetro de linha de entrada
	M_1	centro
	M_2	centro

	R_1	raio de tubo de pressão
	R_2	raio de tubo de distribuição
	α	ângulo
	β	ângulo de inclinação
5	γ	ângulo
	ε	ângulo de pivô
	η	eficiência característica

REIVINDICAÇÕES

1. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo para de três a seis bocais, o referido sistema de entrada de fluxo tendo um tubo de pressão (1) com um elemento de distribuição (2) a partir do qual linhas de entrada de fluxo (3) se ramificam para fora de bocais individuais (18, 18a), os quais aspergem um jato aberto (9) sobre as pás (10) de um rotor (8), caracterizada pelo fato de o elemento de distribuição compreender um tubo de distribuição central (4) com seções transversais circulares, com um eixo geométrico (5) e com uma base terminal (6); e pelo fato de, quando vistas na direção do eixo geométrico, as linhas de entrada de fluxo (3) serem distribuídas sobre a periferia do tubo de distribuição e cada uma levar para fora na direção tangencial e/ou na direção radial.

2. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 1, caracterizada pelo fato de o tubo de distribuição central (4) se estender de forma cônica em direção à base terminal (6).

3. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com uma das reivindicações 1 ou 2, caracterizada pelo fato de o eixo geométrico (5) do tubo de distribuição central (4) coincidir com um eixo geométrico (7) do rotor (8).

4. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com as reivindicações 1 a 3, caracterizada pelo fato de as aberturas (11) serem providas na base terminal (6) para as linhas de entrada de fluxo (3).

5. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com as reivindicações 1 a 3, caracterizada pelo fato de as aberturas (11) serem providas na superfície de camisa (12) do tubo de distribuição central (4) para as linhas de entrada de fluxo.

6. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com as reivindicações 1 a 5, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) saírem do tubo de distribuição ou da base terminal na direção do rotor (8) em um ângulo de $90^\circ > \alpha > 0$ em relação ao eixo geométrico (5) do tubo de distribuição central (4).

7. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 6, caracterizada pelo fato de o ângulo α estar entre 70° e 20°.

5 8. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo terem uma projeção (19) que se projeta para o tubo de distribuição (4) contra a direção de fluxo no tubo de distribuição em um espaçamento a , o qual corresponde a pelo menos 15% do diâmetro de tubo d da linha de entrada de fluxo (3).

10 9. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 8, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) terem uma (19) na forma de uma curva de tubo (13) que se projeta para o tubo de distribuição (4), o que é curvado contra o fluxo na direção do eixo geométrico (5) do tubo de distribuição.

15 10. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 8 ou com a reivindicação 9, caracterizada pelo fato de as projeções (19) terem pelo menos uma fileira (17) com aberturas (15) ou fendas transversais (14) as quais são dispostas em uma linha periférica e ocupam mais de 50% da linha periférica, preferencialmente entre 60% e 80%.

20 11. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 10, caracterizada pelo fato de as aberturas (15) ou fendas (14) terem uma inclinação com a linha de camisa na direção longitudinal de um ângulo β de 30° a 60°, preferencialmente de 45°.

25 12. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com uma das reivindicações 10 ou 11, caracterizada pelo fato de as aberturas (14) ou fendas (15), medidas transversalmente à inclinação, terem uma largura B de 30% a 60%, preferencialmente de 50%, da espessura de parede de tubo S da linha de entrada de fluxo (3).

30 13. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações 10 a 12, caracterizada pelo fato de pelo menos duas fileiras (17) tendo aberturas ou fendas serem dis-

postas uma atrás da outra na direção longitudinal, com o espaçamento A entre as fileiras correspondendo aproximadamente à espessura de parede S da linha de entrada de fluxo.

5 14. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) divergirem quando posicionadas de forma rotativa em torno do eixo geométrico (5) do tubo de distribuição central (4).

10 15. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) levarem para longe do tubo de distribuição central (4) para um espaçamento maior b e pivotarem para o plano central do rotor em um joelho de bocal (16), o que reduz na seção transversal e acelera o fluxo.

15 16. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) serem distribuídas em intervalos iguais pela periferia do tubo de distribuição central (4).

20 17. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de um corpo de deslocamento cônico (20) ser suportado, disposto centralmente, antes das linhas de entrada de fluxo (3) no tubo de distribuição central (4).

25 18. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de a soma das seções transversais dos tubos de entrada de fluxo (3) corresponder à seção transversal do tubo de pressão (1) na saída do tubo de distribuição central (4).

30 19. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de haver uma abertura (37) para um separador de areia (32) na região mais de fundo da superfície de camisa (12) do tubo de distribuição,

antes da transição do tubo de distribuição central (4) para as linhas de entrada de fluxo (3) para um arranjo horizontal.

20. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 19, caracterizada pelo fato de um conjunto de fendas (33) tendo seções transversais longitudinais e fendas (36) disposto transversalmente à direção de fluxo ser instalado na abertura (37).

21. Turbina Pelton, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 20, caracterizada pelo fato de, por um lado, os bocais (18) serem suportados em um anel de alojamento (38) com uma primeira junta esférica fixável (41) com um centro M_1 ; e pelo fato de, por outro lado, a linha de suprimento (3) respectivamente ter uma conexão de flange (25) com uma segunda junta esférica (46) com um centro M_2 , com uma linha de conexão reta (40) entre os centros M_1 e M_2 formando um eixo geométrico de pivô para o pedaço de tubo entre o bocal (18) e a conexão de flange (25) e o eixo geométrico de pivô (40) sendo disposto paralelo ou aproximadamente paralelo ao eixo geométrico de rotor (7), para a realização de um pivotamento do jato aberto (9) no plano de rotor (39) por um ângulo ε de mais / menos 4° .

22. Turbina Pelton, de acordo com a reivindicação 21, caracterizada pelo fato de os pedaços de tubo terem um ponto de suporte (44) em um espaçamento c a partir do eixo geométrico de pivô (40) entre as primeira e segunda juntas esféricas (41, 46) para a feitura de um ajuste do jato aberto (9) regulável por um ângulo de pivô pré-regulado ε por guarnições diferentes (45).

Fig. 2

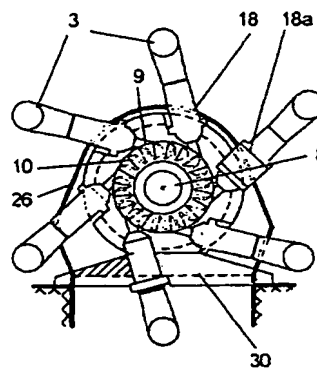


Fig. 3

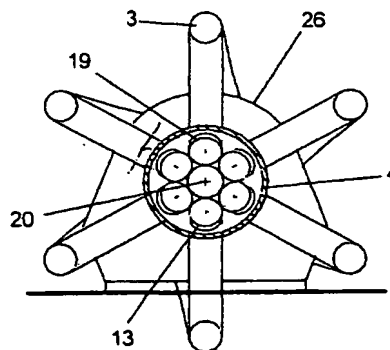


Fig. 5

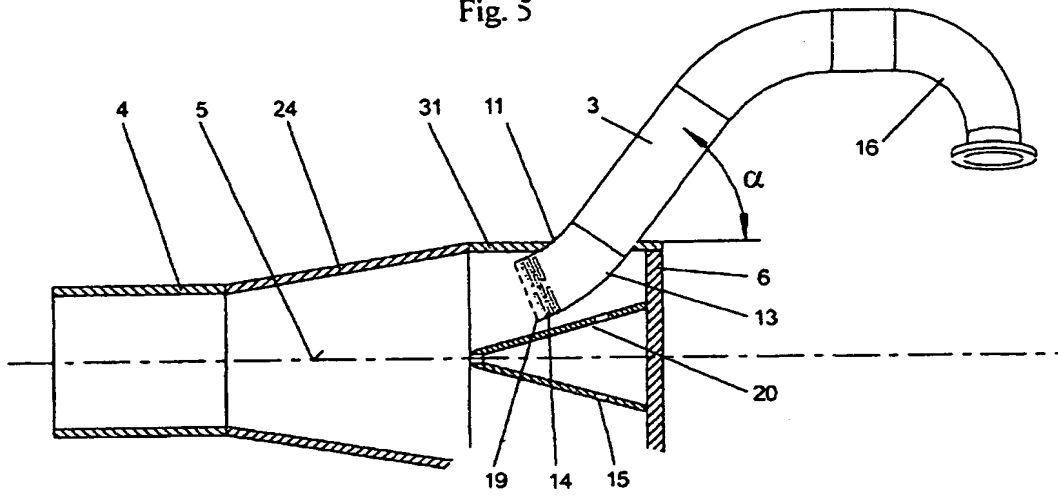


Fig. 6

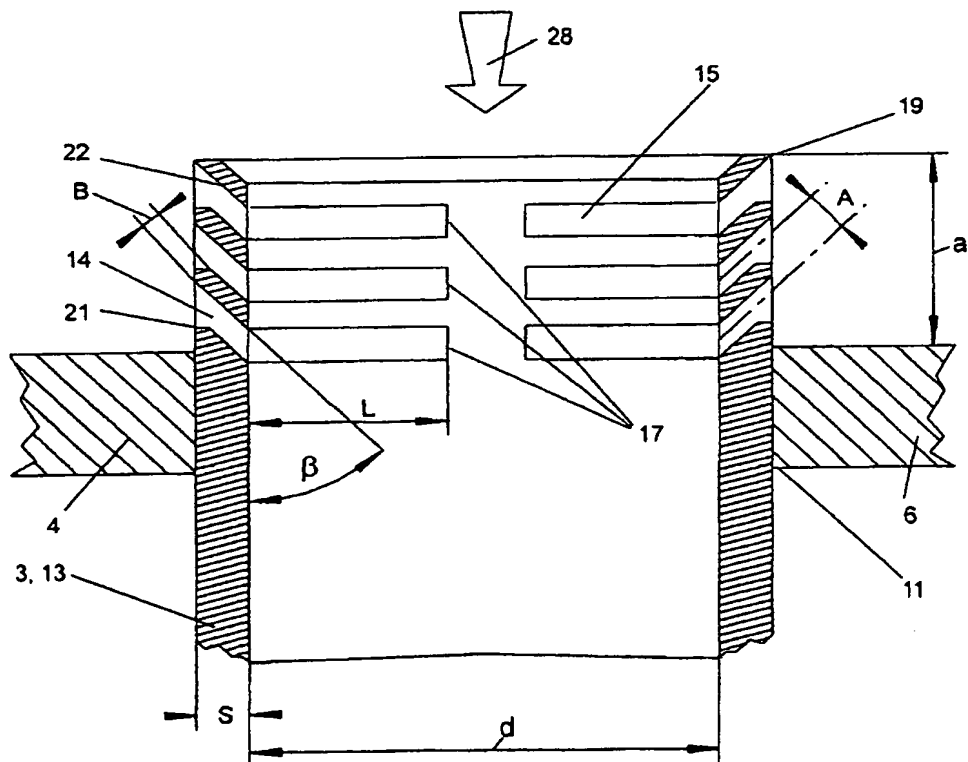
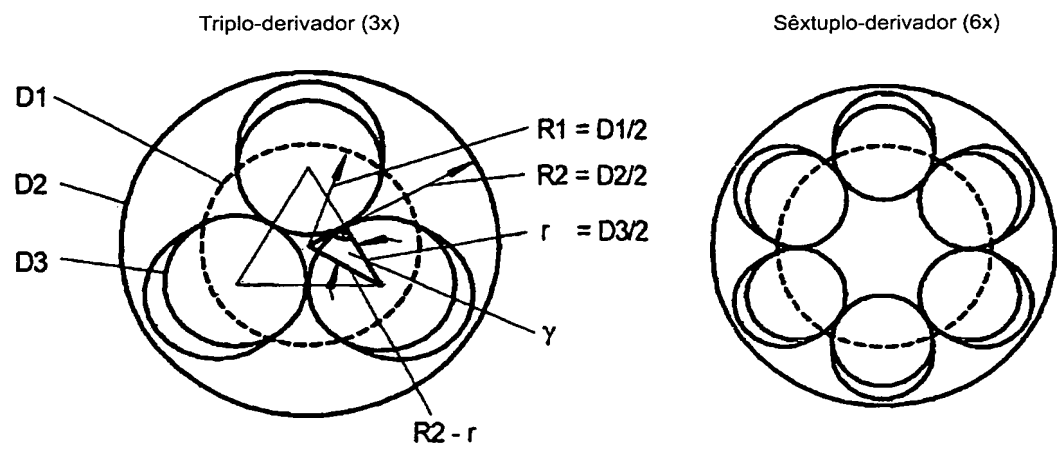


Fig. 7



$$r = \frac{R1}{\sqrt{3}}$$

$$n = 3; \quad \frac{R2}{R1} = 1.25$$

$$n = 6; \quad \frac{R2}{R1} = 1.22$$

Fig. 8

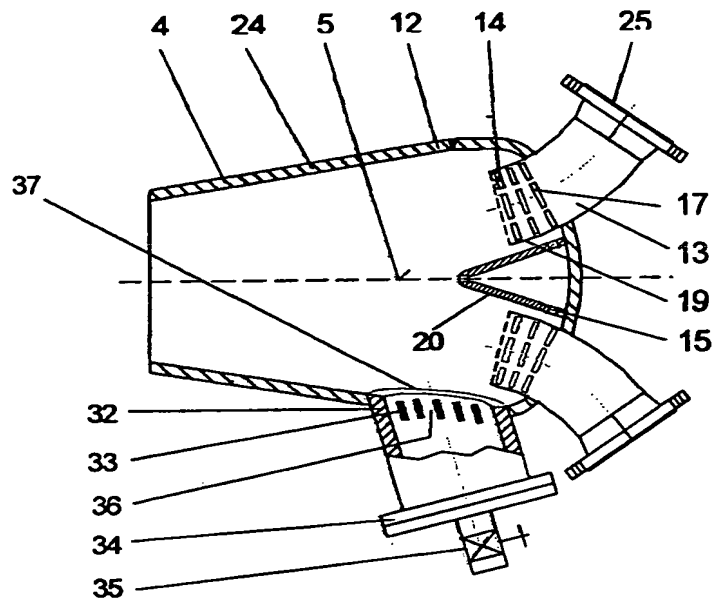


Fig. 9

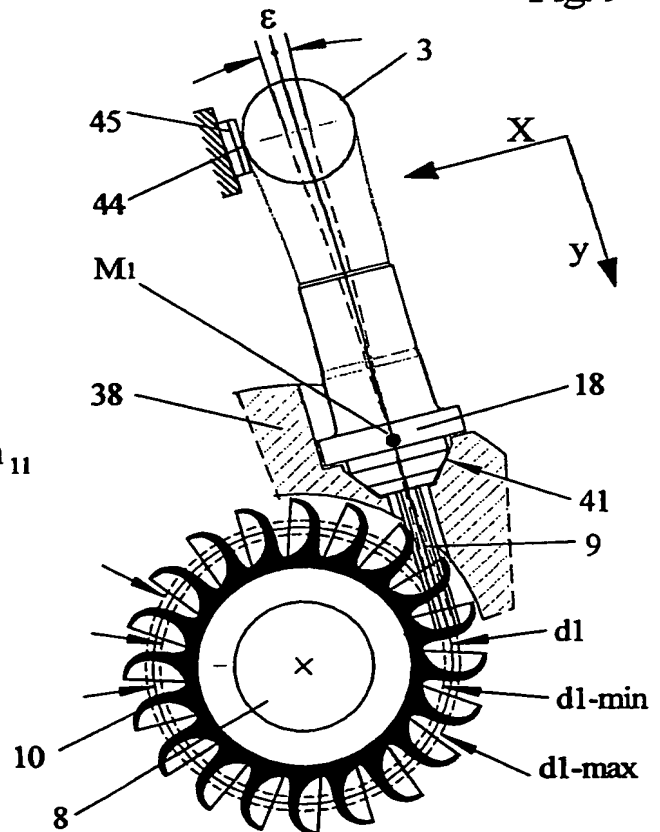


Fig. 11

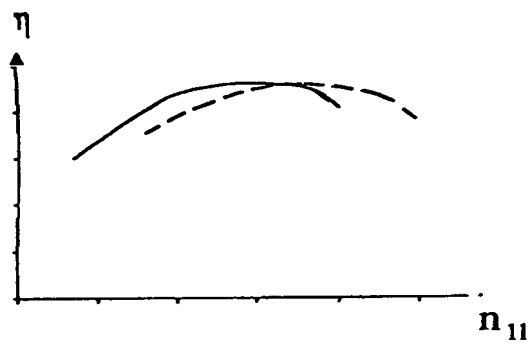
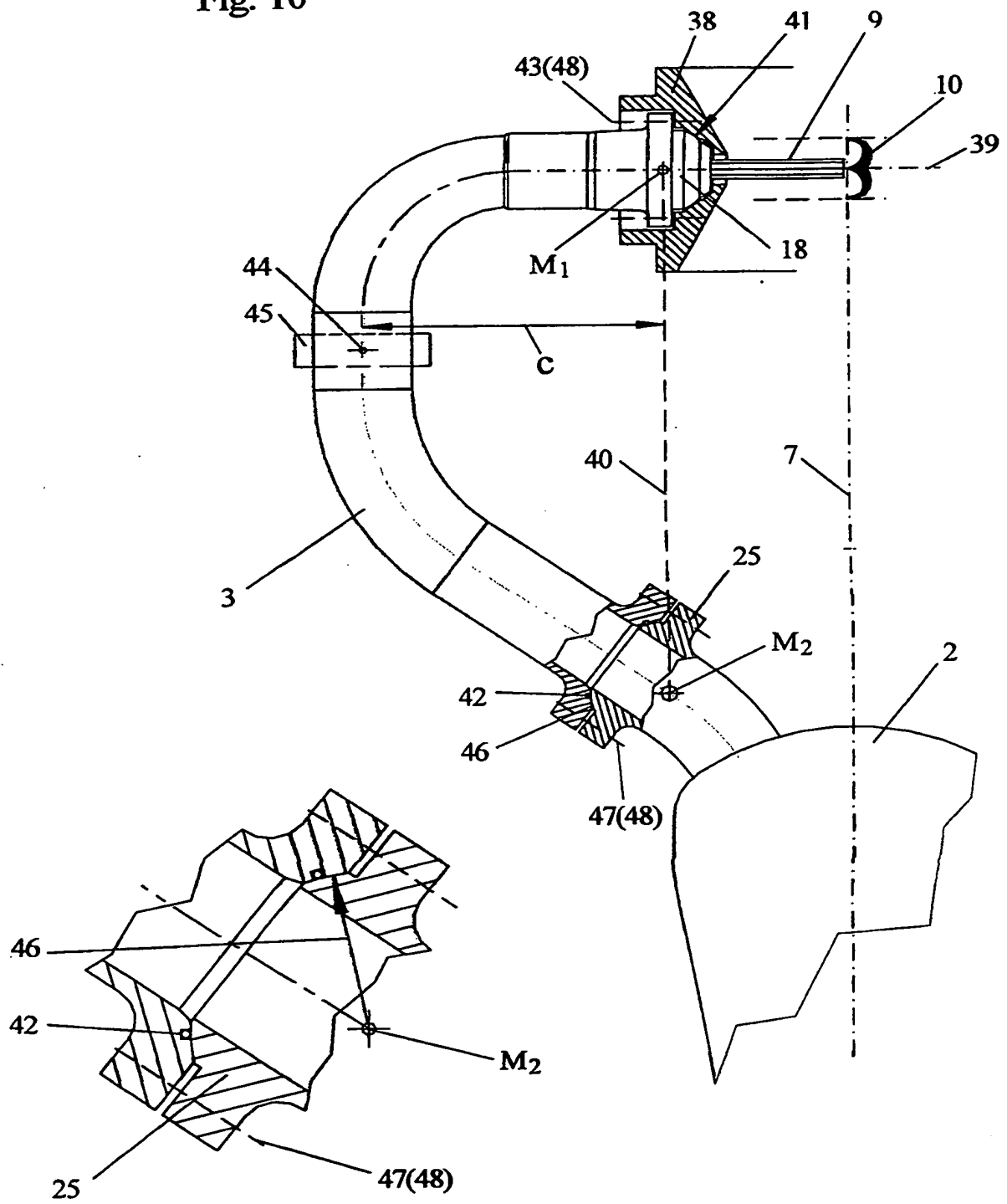


Fig. 10



RESUMO

Patente de Invenção: **"TURBINA PELTON TENDO UM SISTEMA DE ENTRADA DE FLUXO"**.

A invenção se refere a uma turbina Pelton que tem um sistema de entrada de fluxo para plantas de bocal múltiplo. Um tubo de distribuição central (4) com uma seção transversal circular, com um eixo geométrico (5) e com uma base terminal (6) é proposto como o elemento de distribuição (2), após um tubo de pressão (1), onde as linhas de entrada de fluxo (3), vistas na direção do eixo geométrico, são distribuídas pela periferia do tubo de distribuição (4), e cada uma leva para fora para longe do referido tubo de distribuição central em uma direção tangencial ou em uma direção radial.

Novo relatório descritivo, incorporando as alterações correspondentes às das páginas 1, 1a, 2 do pedido PCT conforme relatório do Exame Preliminar.

Relatório Descritivo da Patente de Invenção para **"TURBINA PELTON TENDO UM SISTEMA DE ENTRADA DE FLUXO"**.

A invenção se refere a uma turbina Pelton que tem um sistema de entrada de fluxo para de três a seis bocais, o referido sistema de entrada de fluxo compreendendo um tubo de pressão com um elemento de distribuição a partir do qual linhas de entrada de fluxo se ramificam para os bocais individuais, os quais aspergem um jato aberto sobre as pás de um propulsor.

Com turbinas Pelton horizontais de bocal múltiplo, a remoção de água previamente era um problema. As soluções são mostradas para remoção de água no pedido de patente PCT / EP2005 / 012783, as quais também são suficientes para de três a seis bocais de um arranjo horizontal do eixo geométrico de turbina. A utilização do propulsor com de três a seis bocais naturalmente é substancialmente mais favorável, uma vez que o propulsor é menor com a mesma performance. Mais bocais, contudo, também significam maiores custos para bocais, linhas de entrada de fluxo e elementos de distribuição. O relatório descritivo de patente japonesa JP 8218999 demonstra este problema para turbinas Pelton horizontais com de dois a quatro bocais.

A transição de um tubo de pressão para um elemento de distribuição e para três e mais linhas de entrada de fluxo previamente requeria construções complexas e/ou em espiral dispendiosas de peças de camisa curvada e soldada com uma construção vertical, para a obtenção de uma aceleração suave, a qual fosse tão livre de rodamosinhos quanto possível até e para o jato aberto.

Uma turbina de jato aberto vertical é mostrada no relatório descritivo de patente DE 326404. Um elemento de distribuição na forma de um toróide oco é alimentado por um tubo de pressão na periferia na direção axial, com o fluxo entrando no toróide em uma curva de 90°. O eixo propulsor e os mancais da turbina são acomodados no espaço interno livre do toróide. Quatro tubos de distribuição se ramificam para fora a partir do toróide na direção radial, e cada um leva aos bocais associados na horizontal com dois joelhos a 90°. Ao mesmo tempo, o contato para o sistema de tubo e as partes mecânicas simultaneamente ajustando os bocais através de um aciona-

mento por corrente são afixadas aos tubos de distribuição. A finalidade deste arranjo é o armazenamento central e a fixação dos mancais de eixo de turbina, bem como a absorção das forças tangenciais geradas em direção ao propulsor nas colunas de suporte dos tubos de distribuição. Estas vantagens mecânicas resultam em um gerenciamento de fluxo com perdas, desfavorável, uma vez que a entrada para o toróide primeiramente ocorre radialmente para dentro com uma curvatura a 90° a partir do tubo de pressão, ao passo que tubos de distribuição diretamente adjacentes levam radialmente para fora em um ângulo agudo com ele.

10 Uma planta de três bocais horizontal da então companhia Sulzer Escherwyss (Ravensburg, Alemanha) está localizada com o nome de planta "Don Pedro" na Costa Rica, por exemplo. Uma planta de dois bocais horizontal da companhia Voith AG (Heidenheim, Alemanha) está localizada, por exemplo, com o nome de planta "Prutz" no vale de Kaunertal em Tyrol, Áustria. 15 Números maiores de bocais tendem a não ser costumeiros para plantas horizontais na faixa de potência acima de 100 kW. Com uma construção vertical, por exemplo, para seis bocais, plantas tais como são construídas pela companhia Voith AG ou são mostradas pela companhia Fuji Electric Co., Ltd. no relatório de patente japonesa JP 5005478, os tubos de entrada de fluxo 20 se movem para longe a partir de um tubo de distribuição que se afunila em espiral.

É o objetivo da presente invenção prover um sistema de entrada de fluxo efetivo em termos de custos para turbinas Pelton com de três a seis bocais. Isto é obtido com os recursos de caracterização da reivindicação independente 1. 25

O arranjo de acordo com a invenção tem a vantagem de o fluxo para cada um dos três ou mais bocais ser igual, quando todos os bocais estiverem em operação, e de o fechamento de um bocal apenas ter um efeito insignificante sobre o fluxo nos outros bocais. Uma vantagem adicional é 30 encontrada no fato de que praticamente todas as partes do tubo de distribuição central e das linhas de entrada de fluxo poderem ser compostas por partes padronizadas como é costumeiro na construção de tubulação e na fabri-

cação de caldeiras. Em contraste com um elemento de distribuição na forma de uma espiral disposta para fora, economias de peso e uma redução substancial no comprimento de cordão de solda surgem no sistema de entrada de fluxo. As reivindicações dependentes 2 a 20 representam desenvolvimen-
5 tos adicionais vantajosos da invenção.

Uma extensão cônica do tubo de distribuição produz uma inibição do fluxo, o que impede que velocidades mais altas ocorram na alimentação d entrada para as linhas de entrada de fluxo do que na linha de pressão, por exemplo. Ao mesmo tempo, um ajuste de perda baixa do fluxo ocorre
10 nesta região de fluxo mais lento, quando bocais individuais forem fechados.

Quando o eixo geométrico do tubo de distribuição central coincide com o eixo geométrico de propulsor e as linhas de entrada de fluxo são dispostas simetricamente em relação ao eixo geométrico do tubo de distribuição, de modo que divirjam quando posicionadas de forma rotativa em torno
15 deste eixo geométrico, relações de fluxo idênticas podem ser obtida nos bocais. Ao mesmo tempo, linhas de entrada de fluxo idênticas surgem correspondentes ao número de bocais, o que simplifica a produção.

Uma vantagem adicional resulta na adaptação a alturas hidrostáticas e velocidade diferentes com conversões no aumento da altura hidrostática, o que freqüentemente já é aplicado com um aumento planejado na performance pelo fato de a detecção de água ser transposta para uma posição mais alta de forma geodésica. Em um caso como esse, o diâmetro de rotor e, possivelmente, a velocidade, são mudados. Com plantas de bocal múltiplo convencionais, isto tem a consequência da renovação completa da linha de
20 distribuição e das linhas de entrada se desviando dali até os bocais, ao passo que no sistema de acordo com a invenção o tubo de distribuição central permanece não modificado e apenas as linhas de entrada são corrigidas ligeiramente em seu ângulo tangencial no plano de rotor e no seu comprimento no plano de rotor, de modo que os bocais cheguem à posição prescrita com respeito ao novo rotor.
25
30

Para turbinas Pelton nas quais os bocais são distribuídos uniformemente pela periferia do rotor, uma distribuição uniforme das linhas de

entrada de fluxo no tubo de distribuição central também resulta, pelo fato de elas serem guiadas através da base terminal ou através da superfície de camisa do tubo de distribuição central. Isto resulta em uma utilização particularmente favorável da seção transversal interna do tubo de distribuição central.

Um melhoramento adicional com respeito ao fluxo resulta quando as linhas de entrada de fluxo se projetam para o fluxo do tubo de distribuição central na forma de uma curva de tubo. A deflexão para longe do eixo geométrico do tubo de distribuição então já ocorre na curva de tubo com um fluxo acelerado.

Esta deflexão é suportada por aberturas, por exemplo, na forma de fendas transversais, na alimentação de entrada destas curvas de tubo. Uma vez que os tubos de entrada de fluxo têm que ter uma espessura de parede mínima relativamente grande S , devido às altas pressões com turbinas Pelton, o formato das aberturas ou das fendas na entrada das curvas de tubo pode ser simultaneamente usado para se guiar o fluxo das quantidades de água fluindo através delas. As medidas a seguir foram encontradas muito geralmente em experimentos como medidas substanciais para a "alimentação" de uma camada limite em um tubo ou uma curva de tubo tendo uma projeção que se projete em um tubo de distribuição. Elas resultam na redução das perdas de alimentação de entrada e na evitação de um rodaminho de alimentação de entrada, o que poderia continuar no jato aberto:

- a borda de alimentação de entrada deve ter uma inclinação em direção ao lado interno;

- as aberturas ou fendas devem ter, da mesma forma, uma inclinação por um ângulo β de 30° a 60° em direção à linha de camisa da linha de suprimento na direção longitudinal;

- as aberturas ou fendas devem ficar, cada uma, em uma fileira em uma linha periférica e ocupar entre 60 e 80% da periferia ali;

- duas ou mais fileiras podem estar uma atrás da outra na direção de fluxo;

- a largura B das fendas ou aberturas, medida transversalmente

à inclinação, deve estar entre 20% e 60% da espessura de parede de tubo S, preferencialmente ser de 40%;

- com as fendas, um comprimento L ao longo da periferia de dez vezes a vinte vezes a largura B é sensível;

5 - o espaçamento A entre as aberturas de fileiras adjacentes deve corresponder aproximadamente à espessura de parede S;

- as paredes entre as aberturas ou fendas transversais de fileiras adjacentes devem ter um chanfro simétrico ou uma borda afilada com respeito a sua inclinação no lado de alimentação de entrada.

10 O coeficiente de resistência ζ (zeta) para a alimentação de entrada assim se torna substancialmente mais favorável (por exemplo, $\zeta = 0,25$ com um diâmetro de tubo de 140 mm, uma espessura de parede S de 5 mm, com três fileiras com fendas transversais e uma velocidade de água média de 3,5 m/s; com um arredondamento / chanfrado adicional ou afilamento das

15 bordas de entrada nas fendas $\zeta = 0,2$ é obtido; sem as medidas, $\zeta = 0,6$).

Estes resultados se aplicam muito geralmente, isto é, também a tubos de resíduo retos a partir de um tubo de distribuição, se eles tiverem uma projeção se projetando no tubo de distribuição em um espaçamento a o qual corresponda a pelo menos 20% do diâmetro de tubo d da linha de entrada de fluxo e tiverem as medidas mostradas aqui.

20

Uma vez que as linhas de entrada de fluxo já formam um ângulo de $20^\circ < \alpha < 70^\circ$ com o eixo geométrico do tubo de distribuição central na abertura através do contorno externo do tubo de distribuição central, as linhas de entrada de fluxo podem ser levadas sem grandes desvios para um espaçamento maior b a partir do eixo geométrico de rotor e levam ao plano de rotor em um joelho de bocal com um fluxo acelerado, com a soma das deflexões para fora do tubo de distribuição central correspondendo a um ângulo de muito menos do que 180° .

25

O arranjo com linhas de entrada de fluxo aplicadas uniformemente pela periferia do tubo de distribuição e tendo joelhos de tubo mergulhando no tubo de distribuição resulta em uma utilização particularmente boa da seção transversal do tubo de distribuição no nível da alimentação de en-

30

trada para o joelho de tubo para plantas de três bocais a seis bocais. Ou, em outras palavras: o tubo de distribuição apenas tem que ter um diâmetro na entrada para o tubo de entrada de fluxo, por exemplo, maior do que a linha de pressão por um fator de 1,25, se as velocidades médias nas linhas de entrada de fluxo e na linha de pressão forem iguais.

Se for assumido, por razões de simplicidade, que é uma questão de círculos os quais contatam as curvas de tubo no nível da alimentação de entrada e se um raio R_2 for associado ao tubo de distribuição, um raio R_1 à linha de pressão e um raio r às linhas de entrada de fluxo, as relações gerais a seguir resultarão com n linhas de entrada de fluxo:

$$r = \frac{R_1}{\sqrt{n}} \text{ e } \frac{r}{R_2 - r} = \cos(90^\circ - 360^\circ / 2n)$$

as quais são mostradas na figura 7 para a geometria com três linhas de entrada de fluxo. Se estas relações forem resolvidas de acordo com R_2 , a tabela a seguir resultará:

$n =$	2	3	4	5	6	7
$R_2/R_1 =$	1,414	1,244	1,207	1,208	1,224	1,249

Para ainda se ter espaço suficiente para a soldagem das curvas de tubo na base terminal, um suplemento de 10 a 40% do diâmetro da superfície de camisa é requerido.

De três a seis linhas de entrada de fluxo produzem uma utilização ótima do tubo de distribuição. Com sete linhas de entrada de fluxo, a utilização R_2/R_1 ainda seria boa, se as relações de fluxo no rotor permitissem. A utilização é ruim com duas linhas de entrada de fluxo.

A tabela a seguir mostra que um tubo de distribuição curto de elementos padronizados e com um número de bocais de três a seis bocais produz soluções vantajosas com um número crescente de bocais para a economia de peso nos tubos de entrada de fluxo. Com o mesmo gerenciamento de linha, uma relação de diâmetro de 81/47 resulta na transição de duas para seis linhas de entrada de fluxo; isto tem uma influência quadrática sobre a espessura de parede mínima e resulta em uma economia de material de aproximadamente 30 a 40%.

n =	2	3	4	5	6	7
D1 de tubo de pressão =	100	100	100	100	100	100
D2 de tubo de distribuição =	196	171	163	160	160	161
D3 de tubo de entrada de fluxo =	81	66	57	51	47	43

Plantas com seis bocais podem ser usadas verticalmente e, recentemente, também horizontalmente, sem comprometimentos de acordo com o PCT/EP2005/012783. As vantagens para um rotor pequeno com um gerador pequeno resultando disto, com o rotor também sendo capaz de ser instalado de uma maneira aérea sobre o eixo de gerador, são suportadas pelo presente pedido com um sistema de entrada de fluxo efetivo em termos de cursos. Uma aplicação em paralelo está presente para as possíveis economias em bocais e membros de fechamento associados em plantas de bocal múltiplo, de modo que um conceito para plantas compactas favoráveis em termos de custos esteja presente com estas três invenções. Para plantas menores, tal como requerido, por exemplo, para "aplicações isoladas" de suprimento de eletricidade em vilas montanhosas, é possível instalar o gerador, a turbina Pelton e o sistema de entrada de fluxo em um quadro de base único. As unidades compactas de até 3 MW podem ser acomodadas, assim, em um contêiner único ("sistema dimensionado para contêiner") e podem ser transportadas para o destino, montadas e colocadas em operação diretamente.

Ocasionalmente, areia e pequenos seixos entram em tubulações de pressão e linhas de distribuição e danificam e erodem as partes a jusante, tal como a boquilha de bocal, o pino de bocal ou a pá de rotor. Devido ao peso específico maior com respeito à água, as partículas de areia são arrastadas ao longo da região de base de tubulações e em velocidades maiores nos sulcos externos de joelhos. A experiência mostra que em turbinas Pelton convencionais sem separadores de areia, a areia se move:

- diretamente para o bocal com turbinas de bocal único;
- primariamente para o primeiro bocal com turbinas horizontais de dois bocais e de três bocais com uma entrada de fluxo a partir de cima;
- primariamente para o último bocal com turbinas horizontais de

dois bocais e de três bocais com uma entrada de fluxo a partir de baixo;

- primariamente para o último bocal com turbinas verticais de três bocais a seis bocais.

Na presente invenção, portanto, é vantajoso para turbinas horizontais afixar um separador de areia na extremidade da extensão cônica do tubo de distribuição, o que inibe o fluxo e promove um mergulho da areia para o fundo. O referido separador de areia pode compreender, por exemplo, um tubo cego soldado a cuja extremidade um dispositivo de purga é afixado na forma de uma torneira de esfera. A areia pode ser drenada para fora em conjunto com a água por uma abertura esporádica da torneira de esfera. Um conjunto de fendas soldado no nível da superfície de camisa da extensão cônica suporta a separação de areia pelo fato de suprimir a formação de um vórtice no tubo cego, uma vez que tem aproximadamente a mesma altura hidrostática dinâmica em cada uma de suas fendas dispostas transversalmente ao fluxo. Ao mesmo tempo, forma um reforço mecânico na superfície de camisa interrompida da extensão cônica.

Um melhoramento adicional para uma turbina Pelton tendo o sistema de entrada de fluxo descrito previamente resulta quando os bocais conectados de forma rígida às linhas de entrada de fluxo são ajustáveis em uma faixa angular pequena de um máximo de 8° pelas conexões de junta liberáveis na faceta de rotor para modificação ligeira do diâmetro de círculo de jato d_1 de jatos abertos incidentes nas pás. Normalmente, um ajuste de mais / menos 2° é suficiente para compensação de desvios sazonais na altura hidrostática H a partir de uma altura hidrostática ótima H por um deslocamento horizontal da eficiência característica efetuado por este ajuste, de modo que o desvio sazonal fique de novo no ótimo. Isto significa que com um aumento sazonal na altura hidrostática H , o diâmetro de círculo de jato d_1 é corrigido, devido a uma velocidade de descarga mais alta para um valor maior $d_{1\max}$ com uma velocidade periférica adequada, de modo a ser capaz de continuar a operar no ótimo; e, inversamente, com uma altura hidrostática menor sazonalmente, uma redução ocorre para um diâmetro de círculo de jato $d_{1\min}$.

A partir de um aspecto de construção, a capacidade de ajuste é resolvida, de modo que, por um lado, o bocal seja suportado como uma primeira junta esférica fixável com um contorno externo esférico em um funil cônico dos elementos rígidos da turbina, com estes elementos sendo capazes de serem um anel de alojamento ou um anel de aspersão, tal como é descrito na WO2006/066691, e como tal, por outro lado, a linha de suprimento em si forma uma segunda junta esférica fixável.

A linha de conexão reta dos centros M_1 e M_2 na vista a partir das direções x e y é o eixo geométrico de pivô imaginário. Quanto mais as linhas de conexão retas dos centros M_1 , M_2 destas duas juntas esféricas forem paralelas ao eixo geométrico de rotor, mais exatamente o ajuste do jato aberto ocorre no plano do rotor. Se um desvio na direção x tiver que ser realizado por razões de construção, novamente ele poderá ser compensado por uma correção na direção y .

Cada uma das juntas esféricas é fixada entre flanges dispostos de forma oposta por tirantes. Nessa conexão, nenhum elemento de vedação é necessário para a primeira junta esférica no bocal, ao passo que a segunda junta esférica precisa de elementos de vedação na superfície de esfera na linha de suprimento, os quais têm que suportar todas as condições de operação.

Para a realização do ajuste sazonal, o qual é de 2º, por exemplo, elementos de suporte para as linhas de suprimento podem ser providos, por exemplo, em um espaçamento c a partir do eixo geométrico de pivô comum das duas juntas esféricas, o que resulta em um ajuste angular projetado ε do jato aberto por um uso de guarnição diferente do suporte. Uma fixação nos pontos de suporte também é sensível a forças de arrancamento da deflexão de jato e forças de recuo causadas pelo jato aberto e para alívio das juntas esféricas.

A invenção será descrita a seguir com referência às modalidades. Ali são mostradas na:

figura 1 esquematicamente, um corte longitudinal através de um sistema de entrada de fluxo de acordo com a invenção;

figura 2 esquematicamente, uma seção transversal da figura 1 no nível do plano de rotor;

figura 3 esquematicamente, uma seção transversal da figura 1 no nível da entrada para as linhas de entrada de fluxo;

5 figura 4 esquematicamente, um detalhe aumentado da figura 1, com uma curva de tubo de uma linha de entrada de fluxo se projetando para o tubo de distribuição;

figura 5 esquematicamente, um tubo de distribuição no qual os tubos de entrada de fluxo se projetam através da superfície de camisa;

10 figura 6 esquematicamente e muito aumentado um detalhe da base terminal de um tubo de distribuição em que um tubo de entrada de fluxo se projeta, o que mostra medidas para a "alimentação" da camada limite na região da alimentação de entrada;

figura 7 esquematicamente, as relações geométricas na seção transversal de um tubo de distribuição que tem três ou seis linhas de entrada de fluxo na forma de curvas de tubo projetadas;

figura 8 esquematicamente, a instalação de um separador de areia em um tubo de distribuição com uma extensão cônica para turbinas Pelton horizontais;

20 figura 9 esquematicamente, um corte no plano de rotor, o qual torna a mudança de diâmetro de círculo de jato visível;

figura 10 esquematicamente, uma vista da figura 9 na direção X e, aumentada, uma primeira e uma segunda juntas esféricas fixáveis; e

25 figura 11 esquematicamente, as eficiências características de uma turbina Pelton que dependem da altura hidrostática H com dois diâmetros de círculo de jato diferentes.

Os mesmos símbolos de referência são usados para as mesmas funções nas figuras.

30 Nas figuras 1, 2, 3 e 4, uma turbina Pelton horizontal é mostrada com seis bocais 18, 18a tendo um sistema de entrada de fluxo associado e tendo um gerador 27. Um bocal 18a é desenhado maior e mais longo do que os outros, uma vez que deve ser um bocal de pino regulável, ao passo que

os outros cinco bocais apenas têm membros de fechamento integrados. Os bocais 18, 18a são presos a e alinhados em um anel de suporte, o qual simultaneamente deflete água de derramamento para o lado e é suportado através de um pé 30 em uma fundação ou em um quadro de base. Isto torna possível construir o alojamento 26 de uma maneira relativamente leve a partir de uma pluralidade de partes, quando os mancais do rotor 8, o qual porta as pás 10, da mesma forma forem suportados diretamente na fundação ou em um quadro de base.

A água flui a partir de uma linha de pressão 1 através de um membro de fechamento integrado 23 e se move para o tubo de distribuição central 4, o qual se funde através de uma extensão cônica 24 em uma base terminal 6, a qual corresponde a uma extremidade de caldeira protuberante de um projeto de caldeira. O eixo geométrico 5 do tubo de distribuição central 4 e o eixo geométrico 7 da turbina de Pelton coincidem. Os bocais 18, 18a são distribuídos uniformemente pela periferia do rotor. As linhas de entrada de fluxo 3 da mesma forma são distribuídas uniformemente em torno do eixo geométrico 5, de modo que divirjam quando posicionadas de forma rotativa em torno do eixo geométrico 5. As linhas de entrada de fluxo 3 se desviam do tubo de distribuição 4 em um ângulo α , fundem-se em um espaçamento b na horizontal e através de um joelho de bocal a 90° 16 com um fluxo acelerado no plano de rotor aos bocais os quais geram, cada um, um jato aberto 9. As linhas de entrada de fluxo 3 são interrompidas por conexões de flange 25 e têm, cada uma, uma curva de tubo 13 que se projeta para o tubo de distribuição central 4, com a curva de tubo 13 tendo uma curvatura como se quisesse se abrir contra o fluxo paralelo ao eixo geométrico 5.

Um corpo de deslocamento cônico 20 é afixado entre os pedaços de tubo chegando e suportado na frente deles contra a direção de fluxo. As curvas de tubo 13 são soldadas nas aberturas 11 da base terminal 6 e elas têm uma projeção 19 que se projeta para o tubo de distribuição central. Duas fileiras com fendas transversais 14, as quais são distribuídas pela periferia e cuja geometria será olhada na descrição da figura 6, são aplicadas

dentro da projeção.

A figura 5 corresponde à representação de um tubo de distribuição central 4 como na figura 1. Em contraste com a figura 1, a extensão cônica 24 é anexada por um pedaço de tubo cilíndrico adicional 31, em cuja superfície de camisa há aberturas 11 para as linhas de entrada de fluxo 3, as
 5 quais, da mesma forma, formam uma projeção 19 com uma curva de tubo soldada 13. Três fileiras tendo fendas transversais 14 distribuídas pela periferia são aplicadas. O corpo de deslocamento 20 que se projeta centralmente pela alimentação de entrada dos tubos de entrada de fluxo 3 é cônico.
 10 Sua seção transversal pode ser circular. Contudo, ele pode ser igualmente feito por superfícies de camisa côncavas para adaptação melhor às curvas de tubo adjacentes 13.

Na figura 6, são mostradas medidas para melhoria do fluxo 28 na alimentação de entrada para uma linha de suprimento 3. A linha de suprimento 3 tem uma projeção 19 que se projeta em um espaçamento a para
 15 o tubo de distribuição central 4, com ele sendo soldado na base terminal 6. Ela tem um diâmetro interno d e uma espessura de parede S . As fendas transversais 14 distribuídas pela periferia em três fileiras 17 são aplicadas na projeção 19, com as fendas transversais 14 em fileiras adjacentes 17 tendo
 20 um espaçamento central A medido perpendicularmente à inclinação 22 da ordem de magnitude da espessura de parede S . As fendas transversais têm um comprimento L , o qual totaliza um múltiplo da largura de fenda B . A largura de fenda B é menor do que a espessura de parede S , para se guiar o fluxo um pouco na fenda. As fendas são aplicadas em um ângulo de inclinação
 25 β de aproximadamente 45° obliquamente para dentro e estão umas acima das outras, de modo que as paredes dispostas entre elas formem uma grade de fluxo. As paredes são providas com uma borda chanfrada ou afilada 21 e são arredondadas no lado de entrada externo entre as fendas simetricamente com a inclinação 22. A borda de alimentação de entrada da linha
 30 de suprimento é chanfrada da mesma forma par dentro em uma inclinação 22.

A figura 7 já foi discutida acima na parte geral. É mostrada geo-

metricamente e por uma fórmula como a utilização do tubo de distribuição central é, por exemplo, para $n = 3$ ou $n = 6$ linhas de entrada de fluxo. O ângulo γ , cujo co-seno corresponde à relação $r/(R_2-r)$ totaliza:

$$\gamma = 90^\circ - 360^\circ / 2n = 30^\circ \text{ ou } 60^\circ$$

5 Na figura 8, um tubo de distribuição central 4 é mostrado como no exemplo da figura 1. Um tubo cego 32 é soldado na superfície de camisa 12 da extensão cônica 24, aproximadamente no ponto mais baixo, para a captura de partículas de areia com a ajuda da gravidade, as quais são portadas ao longo da base. Para esta finalidade, o tubo cego 32 em conjunto
10 com um flange de fechamento 34 forma um saco fechado no qual as partículas de areia são depositadas. De modo que nenhum vórtice, o que também poderia lavar de novo as partículas de areia, surja no saco devido ao fluxo se movendo diante dali, a abertura 37 para a superfície de camisa 12 é provida com um conjunto de fendas 33 orientado transversalmente ao fluxo.
15 Com respeito a este conjunto de fendas 33, as seções transversais longitudinais transversais ao fluxo são importantes, as quais formam as fendas 36 com água parada na qual as partículas de areia podem afundar. A divisão da seção transversal do tubo cego 32 em fendas transversais 36 nesta região tem o efeito de, ao invés de um grande vórtice no tubo cego, no máximo apenas
20 começos de vórtices pequenos poderem surgir dentro das fendas individuais.

Uma torneira de esfera 35 a qual é aberta esporadicamente para a lavagem da areia coletada em conjunto com água é instalada no flange de conexão 34.

25 Uma linha de entrada de fluxo 3 é mostrada nas figuras 9 e 10 com um bocal 18, o qual asperge um jato aberto 9 sobre um diâmetro de círculo de jato d_1 tangencialmente sobre as pás 10 de um rotor 8. O bocal 18 tem uma superfície externa esférica com a qual ele é suportado sobre uma superfície interna cônica de um anel de alojamento 38 e, assim, forma uma
30 primeira junta esférica 41 com um centro M_1 . O bocal 18 é estendido para fora para um flange o qual é fixado ao anel de alojamento 38 através dos tirantes 42, e o qual mantém o bocal em uma posição pré-regulada. Ao

mesmo tempo, forças também são assumidas aqui, as quais surgem pela deflexão da água na linha de entrada de fluxo 3 e pela força de recuo do jato aberto 9.

Uma segunda junta esférica 46 em uma conexão de flange 25 da linha de suprimento 3 é disposta com seu centro M_2 de modo que uma
 5 linha de conexão reta a partir do centro M_2 até o centro M_1 da primeira junta esférica 41 forma um eixo geométrico de pivô 40, o qual é orientado paralelo a ou aproximadamente paralelo ao eixo geométrico de rotor 7, para manter o jato aberto 9 tanto quanto possível no plano de rotor 39. Isto significa que a
 10 guia de linha da linha de entrada de fluxo 3 é tal que um eixo geométrico de pivô 40 correspondente seja possível. A linha de entrada de fluxo 3 fica em um ponto de suporte 44 o qual é afixado em um espaçamento c à linha de conexão reta 40. A conexão de flange 25 para a junta esférica 46 da mesma forma é mantida em conjunto com tirantes 47, os quais compensam mudan-
 15 ças angulares relativamente pequenas com superfícies de suporte esféricas e contra-superfícies correspondentes em arruelas 48. Na segunda junta esférica 46, um selo 42 é afixado entre as superfícies de ajuste esféricas e assume impulsos de pressão da linha de entrada de fluxo com flanges tensionados 25.

20 Para ajuste do diâmetro de círculo de jato d_1 , em 2º, por exemplo, as conexões dos tirantes 43, 47 são afrouxadas e a guarnição 45 no suporte 44 é mudada de acordo com o espaçamento c , de modo que a mudança angular de 2º surja, na qual os tirantes são apertados de novo. Os tirantes 47 na conexão de flange 25 podem ser cavilhas roscadas e porcas
 25 cujas superfícies de suporte esféricas ficam nas contra-superfícies esféricas de arruelas 48. Os orifícios passantes para as cavilhas roscadas permitem a posição inclinada projetada. O espaçamento entre os flanges reais da mesma forma é tão grande que um pivotamento em torno do ângulo projetado ε seja possível. Um ajuste angular de até mais / menos 4º a partir de uma po-
 30 sição zero na qual os flanges estão paralelos um ao outro pode ser compensado pelo atrito das arruelas 48 nos flanges. Uma vez que os tirantes 47, 43 são distribuídos pela periferia dos flanges, intervalos diferentes resultam pela

periferia dos flanges nas quais uma fixação da junta esférica ocorre.

Na figura 9, é mostrado no diâmetro de círculo de jato d_1 como um pivotamento em torno de um ângulo de mais / menos ϵ produz uma diminuição d_{1min} ou um aumento d_{1max} respectivamente no diâmetro de círculo de jato. Na figura 11, uma eficiência característica η é mostrada dependendo da altura hidrostática H para um aspecto específico. No ponto de operação ótimo, a altura hidrostática H determina anel de vedação elemento de descarga do jato aberto e, no diâmetro de círculo de jato, a velocidade periférica do rotor para uma velocidade de rotação pré-regulada. Se a pressão de entrada de fluxo (altura hidrostática H) se reduzir, uma velocidade menor tem que ser aceita para uma utilização ótima, o que não é sensível para um gerador acionado de forma síncrona, ou o diâmetro de círculo de jato deve ser diminuído para um volume pequeno d_{1min} , o que corresponde à velocidade periférica adequada com a mesma velocidade de rotação. Inversamente, a eficiência característica com um diâmetro de círculo de jato maior d_{1max} é movida para a direita (linha tracejada), se a altura hidrostática de entrada de fluxo sazonal H for maior.

Lista de partes

- | | | |
|----|----|---|
| | 1 | tubo de pressão |
| 20 | 2 | elemento de distribuição (tubo de distribuição) |
| | 3 | linha de entrada de fluxo |
| | 4 | tubo de distribuição central |
| | 5 | eixo geométrico |
| | 6 | base terminal |
| 25 | 7 | eixo geométrico |
| | 8 | rotor |
| | 9 | jato aberto |
| | 10 | pá |
| | 11 | abertura |
| 30 | 12 | superfície de camisa |
| | 13 | curva de tubo |
| | 14 | fenda transversal |

	15	aberturas
	16	joelho de bocal
	17	fileira
	18	bocal com membro de fechamento
5	18a	bocal com regulagem de quantidade
	19	projeção
	20	corpo de deslocamento
	21	borda chanfrada ou afilada
	22	inclinação
10	23	membro de fechamento
	24	extensão cônica
	25	conexão de flange
	26	alojamento
	27	gerador
15	28	direção de alimentação de entrada
	29	anel de suporte
	30	pé
	31	peça de tubo cilíndrica
	32	separador de areia, tubo cego
20	33	conjunto de fendas
	34	flange de fechamento
	35	dispositivo de lavagem, torneira de esfera
	36	fenda
	37	abertura
25	38	anel de alojamento
	39	plano de rotor
	40	linha de conexão reta, eixo geométrico de pivô
	41	primeira junta esférica
	42	selo
30	43	tirante
	44	ponto de suporte
	45	guarnição

	46	segunda junta esférica
	47	tirante
	48	arruela
5	A	espaçamento
	B	largura de fenda
	L	comprimento de fenda
	s	espessura de parede
	a	projeção de espaçamento
10	b	curva de deflexão de espaçamento
	c	espaçamento
	D1	diâmetro de tubo de pressão
	d ₁	diâmetro de círculo de jato
	d _{1max}	diâmetro de círculo de jato maior
15	d _{1min}	diâmetro de círculo de jato menor
	D2	diâmetro de tubo de distribuição
	D3	diâmetro de linha de entrada
	M ₁	centro
	M ₂	centro
20	R ₁	raio de tubo de pressão
	R ₂	raio de tubo de distribuição
	α	ângulo
	β	ângulo de inclinação
	γ	ângulo
25	ε	ângulo de pivô
	η	eficiência característica

Novo quadro reivindicatório (total de 21 reivindicações), incorporando as emendas às reivindicações conforme relatório do Exame Preliminar.

REIVINDICAÇÕES

1. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo para de três a seis bocais, o referido sistema de entrada de fluxo tendo um tubo de pressão (1) com um elemento de distribuição (2) a partir do qual linhas de entrada de fluxo (3) se ramificam para fora de bocais individuais (18, 18a), os quais aspergem um jato aberto (9) sobre as pás (10) de um propulsor (8), onde o elemento de distribuição compreende um tubo de distribuição central (4) com seções transversais circulares, com um eixo geométrico (5) e com uma base de fechamento (6); e as linhas de entrada de fluxo (3) distribuídas, quando vistas na direção do eixo geométrico, sobre a periferia do tubo de distribuição, cada uma levando para fora na direção tangencial e/ou na direção radial, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo terem uma projeção (19) que se projeta para o tubo de distribuição (4) contra a direção de fluxo no tubo de distribuição em um espaçamento a, o que corresponde a pelo menos 15% do diâmetro de tubo d da linha de entrada de fluxo (3).

2. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 1, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) terem projeções (19) na forma de uma curva de tubo (13) que se projeta para o tubo de distribuição (4), o que é curvado contra o fluxo na direção do eixo geométrico (5) do tubo de distribuição.

3. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 1 ou com a reivindicação 2, caracterizada pelo fato de as projeções (19) terem pelo menos uma fileira (17) com aberturas (15) ou fendas transversais (14) as quais são dispostas em uma linha periférica e ocupam mais de 50% da linha periférica, preferencialmente entre 60% e 80%.

4. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 3, caracterizada pelo fato de as aberturas (15) ou fendas (14) terem uma inclinação com a linha de camisa na direção longitudinal de um ângulo β de 30° a 60°, preferencialmente de 45°.

5. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de

acordo com uma das reivindicações 3 ou 4, caracterizada pelo fato de as aberturas (14) ou fendas (15), medidas transversalmente à inclinação, terem uma largura B de 30% a 60%, preferencialmente de 50%, da espessura de parede de tubo S da linha de entrada de fluxo (3).

5 6. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações 3 a 5, caracterizada pelo fato de pelo menos duas fileiras (17) tendo aberturas ou fendas serem dispostas uma atrás da outra na direção longitudinal, com o espaçamento A entre as fileiras correspondendo aproximadamente à espessura de parede S da linha
10 de entrada de fluxo.

 7. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 6, caracterizada pelo fato de o tubo de distribuição central (4) se estender de forma cônica em direção à base de fechamento (6).

15 8. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 7, caracterizada pelo fato de o eixo geométrico (5) do tubo de distribuição central (4) coincidir com um eixo geométrico (7) do propulsor (8).

 9. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de
20 acordo com as reivindicações 1 a 8, caracterizada pelo fato de as aberturas (11) serem providas na base de fechamento (6) para as linhas de entrada de fluxo (3).

 10. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com as reivindicações 1 a 8, caracterizada pelo fato de as aberturas
25 (11) serem providas na superfície de camisa (12) do tubo de distribuição central (4) para as linhas de entrada de fluxo.

 11. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com as reivindicações 1 a 10, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) saírem do tubo de distribuição ou da base de fechamento na direção do propulsor (8) em um ângulo de $90^\circ > \alpha > 0$ em relação ao
30 eixo geométrico (5) do tubo de distribuição central (4).

 12. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de

acordo com a reivindicação 11, caracterizada pelo fato de o ângulo α estar entre 70° e 20°.

5 13. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) divergirem quando posicionadas de forma rotativa em torno do eixo geométrico (5) do tubo de distribuição central (4).

10 14. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) levarem para longe do tubo de distribuição central (4) para um espaçamento maior b e pivotarem para o plano central do propulsor em um joelho de bocal (16), o que reduz na seção transversal e acelera o fluxo.

15 15. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de as linhas de entrada de fluxo (3) serem distribuídas em intervalos iguais pela periferia do tubo de distribuição central (4).

20 16. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de um corpo de deslocamento cônico (20) ser suportado, disposto centralmente, antes das linhas de entrada de fluxo (3) no tubo de distribuição central (4).

25 17. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de a soma das seções transversais dos tubos de entrada de fluxo (3) corresponder à seção transversal do tubo de pressão (1) na saída do tubo de distribuição central (4).

30 18. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com qualquer uma das reivindicações precedentes, caracterizada pelo fato de haver uma abertura (37) para um separador de areia (32) na região mais de fundo da superfície de camisa (12) do tubo de distribuição, antes da transição do tubo de distribuição central (4) para as linhas de en-

trada de fluxo (3) para um arranjo horizontal.

19. Turbina Pelton, que tem um sistema de entrada de fluxo de acordo com a reivindicação 18, caracterizada pelo fato de um conjunto de fendas (33) tendo seções transversais longitudinais e fendas (36) disposto transversalmente à direção de fluxo ser instalado na abertura (37).

20. Turbina Pelton, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 a 19, caracterizada pelo fato de, por um lado, os bocais (18) serem suportados em um anel de alojamento (38) com uma primeira junta esférica fixável (41) com um centro M_1 ; e pelo fato de, por outro lado, a linha de suprimento (3) respectivamente ter uma conexão de flange (25) com uma segunda junta esférica (46) com um centro M_2 , com uma linha de conexão reta (40) entre os centros M_1 e M_2 formando um eixo geométrico de pivô para o pedaço de tubo entre o bocal (18) e a conexão de flange (25) e o eixo geométrico de pivô (40) sendo disposto paralelo ou aproximadamente paralelo ao eixo geométrico de propulsor (7), para a realização de um pivotamento do jato aberto (9) no plano de propulsor (39) por um ângulo ε de mais / menos 4° .

21. Turbina Pelton, de acordo com a reivindicação 20, caracterizada pelo fato de os pedaços de tubo terem um ponto de suporte (44) em um espaçamento c a partir do eixo geométrico de pivô (40) entre as primeira e segunda juntas esféricas (41, 46) para a feitura de um ajuste do jato aberto (9) regulável por um ângulo de pivô pré-regulado ε por guarnições diferentes (45).