

## 4. ESPECIFICAÇÕES DE TURBINAS HIDRÁULICAS

### 4.1 Generalidades

O estudo sobre turbinas hidráulicas para geração de energia depende de características, como altura de queda d'água e vazão do aproveitamento hidrelétrico onde a turbina hidráulica será instalada. Essas características são importantes, pois com elas é possível selecionar corretamente a turbina mais apropriada para utilização. Para o dimensionamento e seleção do tipo mais adequado de turbina é necessário seguir algumas etapas de estudo inicial.

Os estudos iniciais para o dimensionamento adequado de uma turbina, dizem respeito ao histórico hidrológico do lugar o qual será instalada a turbina. Segundo Gutiérrez (2013), estes estudos iniciais são chamados de fator de planta, e os seus principais resultados são:

- Capacidade útil mais conveniente;
- Geração média anual esperada;
- Nível mais frequente do reservatório;
- Volume médio anual de precipitações;
- Evaporação média anual;
- O fluxo médio aproveitado.

#### 4.1.1 Potência Média

Segundo Gutiérrez (2013), a potência média de uma central elétrica é a razão da geração média anual pelo número de horas do ano. Dessa maneira temos:

$$P_{media\ anual} = \frac{G_{media}}{\frac{h}{ano}} \quad (2)$$

Em que:

$P_{media\ anual}$ : potência média anual em quilowatts por hora (kW/h);

$G_{media}$ : geração anual média em quilowatts (kW);

h/ano: número de horas do ano, usar 8760 horas.

Em hidráulica, a potência média pode ser expressa em função das características hidro energéticas do aproveitamento, segundo a Equação (3), onde ocorre um ajuste na equação para a potência resultar em kW/h.

$$P_{media} = \eta \times \gamma \times Q \times H_n \times \left(\frac{9,81}{1000}\right) \quad (3)$$

Em que:

$P_{media}$ : potência média em quilowatts por hora (kW/h);

$\gamma$ : densidade volumétrica da água em quilograma por metro cúbico (kg/m<sup>3</sup>);

Q: vazão metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s);

$H_n$ : queda d'água bruta (m);

$\eta$ : rendimento do conjunto turbo gerador,  $\eta = \eta_t + \eta_g$  em %;

$\eta_t$ : rendimento da turbina em %;

$\eta_g$ : rendimento do gerador em %.

#### 4.1.2. Capacidade instalada, fator de capacidade e curva de demanda.

A capacidade instalada de uma usina hidrelétrica é a potência total dos geradores, operando em condições da máxima potência fornecida pelo fabricante (GUTIÉRREZ, 2013). Define-se como fator de planta (ou de capacidade) a razão entre potência média e a capacidade instalada (GUTIÉRREZ,2013).

$$Fator\ de\ capacidade = \frac{potência\ média}{capacidade\ instalada} \quad (4)$$

A capacidade instalada deve ser maior do que a potência média de um sistema, pois o sistema deve ser dotado de capacidade de reserva para quando o sistema elétrico solicitar demanda maior, é utilizada a margem de capacidade para poder suprir o sistema. Essas variações que ocorrem durante o dia, com picos de maior consumo de energia elétrica e com horário de consumo menor é denominado curva de demanda. Assim, a curva de demanda pode ser entendida como a variação

no consumo de energia elétrica durante o período de 24 horas do dia. Um exemplo de curva de carga está mostrado na Figura 6.

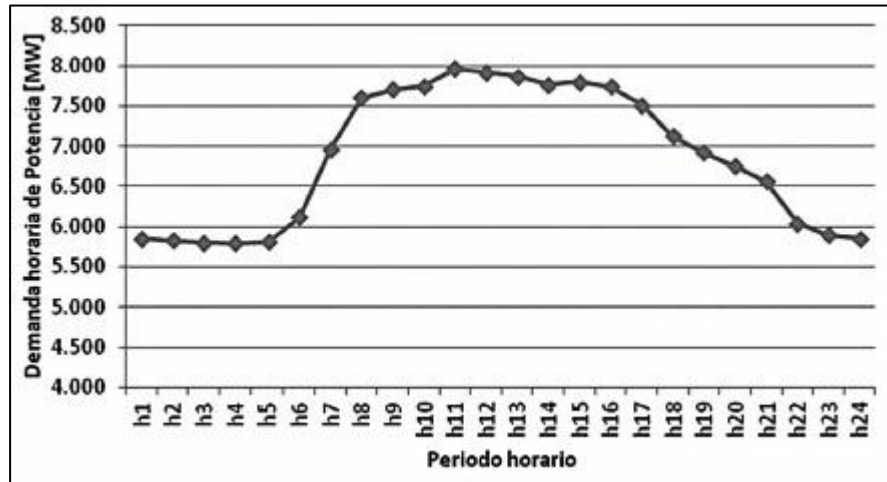


Figura 6: Exemplo de curva de demanda diária.

Fonte: Dados da Zona Franca de Bogotá, Colômbia (JANEIRO, 2011).

#### 4.1.3 Seleção da turbina

Uma vez que tenha determinado a capacidade instalada em um aproveitamento hidráulico e conhecendo-se o número de unidades convenientes, conforme análise de custos e estrutura do empreendimento, é necessário então calcular a potência da turbina, levando em consideração a altura da queda d'água disponível e a vazão, para assim poder calcular a potência da turbina através da Equação (5).

$$P_t = \frac{\text{capacidade instalada} \times K}{\text{número de unidades} \times \eta_g} \quad (5)$$

Em que:

$P_t$ : potência da turbina em quilowatts por hora (kW/h);

K: fator que depende das características de armazenamento e operação das unidades, valor entre 0,85 e 1,30;

$\eta_g$ : rendimento do gerador, geralmente aproximado de 98%.

Outra forma de calcular a potência da turbina é através da Equação (6).

$$P_t = Q \times \eta_t \times \gamma \times H_d \times \left( \frac{9,81}{1000} \right) \quad (6)$$

Em que:

$P_t$ : potência da turbina em quilowatts por hora (kW/h);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s);

$\eta_t$ : rendimento da turbina em %;

$\gamma$ : densidade volumétrica da água em quilograma por metro cúbico (kg/m<sup>3</sup>);

$H_d$ : altura da queda d'água disponível em metro (m).

Como é possível observar na Equação (6) a vazão e a altura da queda d'água são fatores que atuam diretamente sobre a potência da turbina com isso, é possível analisar através da Figura 7 os locais que são mais apropriados para cada tipo de turbina.

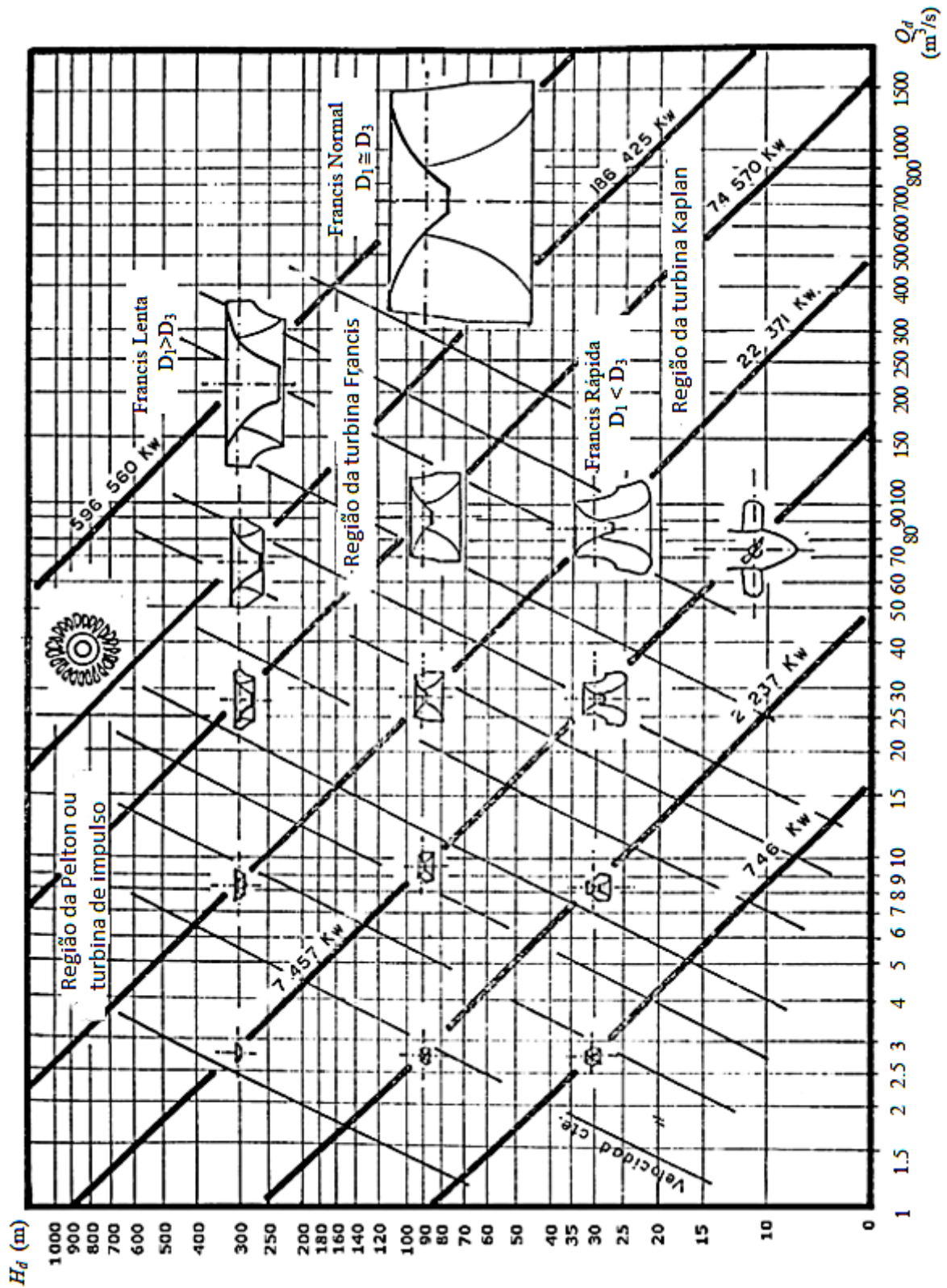


Figura 7: Região mais apropriada para utilização de cada tipo de turbina.

Fonte: U. S. B. R, 1976.

O Quadro 6 mostra pode ser usado para facilitar a seleção de turbinas.

Quadro 6: Tipos de turbinas para selecionar.

Tipo de turbinas		$n_s$ (rpm)	$H_d$ (m)
Pelton	1 jato	18	800
	1 jato	18-25	800-400
	1 jato	26-35	400-100
	2 jatos	26-35	800-400
	2 jatos	36-50	400-100
	4 jatos	40-50	400-100
	4 jatos	51-71	500-200
	6 jatos	72-90	400-100
Francis	Lenta	71-120	200-100
	Normal	121-200	100-70
	Rápida	201-300	70-25
	Super-rápida	301-450	25-15
Kaplan	8 pás	250-320	70-50
	7 pás	321-430	50-40
	6 pás	431-530	40-30
	5pás	531-620	30-20
	4 pás	621 em diante	30

Fonte: CLEMENTINO, 2015.

#### 4.1.4 Turbina unidade e velocidade específica

A turbina “unidade” de uma dada turbina, é geometricamente semelhante a essa, que sob uma queda d’água de 1 metro fornece uma potência de 1 CV funcionando em condições análogas (JÚNIOR, 2013). Logo, todas as turbinas geometricamente semelhantes e que constituem uma série de turbinas tem, portanto, a mesma turbina unidade. A série de turbinas é caracterizada pela forma de suas unidades e pelas grandezas que caracterizam o funcionamento de suas turbinas unidade as quais, essas ultimas são chamadas de grandezas específicas (JÚNIOR, 2013). Se alterarmos o grau de admissão de uma turbina unidade ela perde a sua característica, ou seja, deixa de fornecer 1 CV.

Define-se então velocidade específica ( $N_s$ ) como sendo um índice adimensional de projeto, que identifica a semelhança geométrica de turbinas (e

também de bombas). É usada para classificar os rotores de acordo com seus tipos e proporções. Turbinas de mesmo  $N_s$ , mas de tamanhos diferentes, são consideradas geometricamente semelhantes, mesmo sendo uma turbina com tamanho múltiplo da outra. A velocidade específica é calculada no ponto de melhor eficiência da turbina com rotor de diâmetro máximo (OMEL, 2018). Ela é expressa matematicamente pela seguinte equação:

$$N_s = N \times (P_t)^{0,5} \times (H_d)^{-1,25} \quad (7)$$

Em que:

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$N$ : velocidade angular de rotação (rpm);

$P_t$ : potência da turbina em quilowatts por hora (kW/h);

$H_d$ : altura da queda d'água disponível em metros (m).

## 4.2 TURBINA PELTON

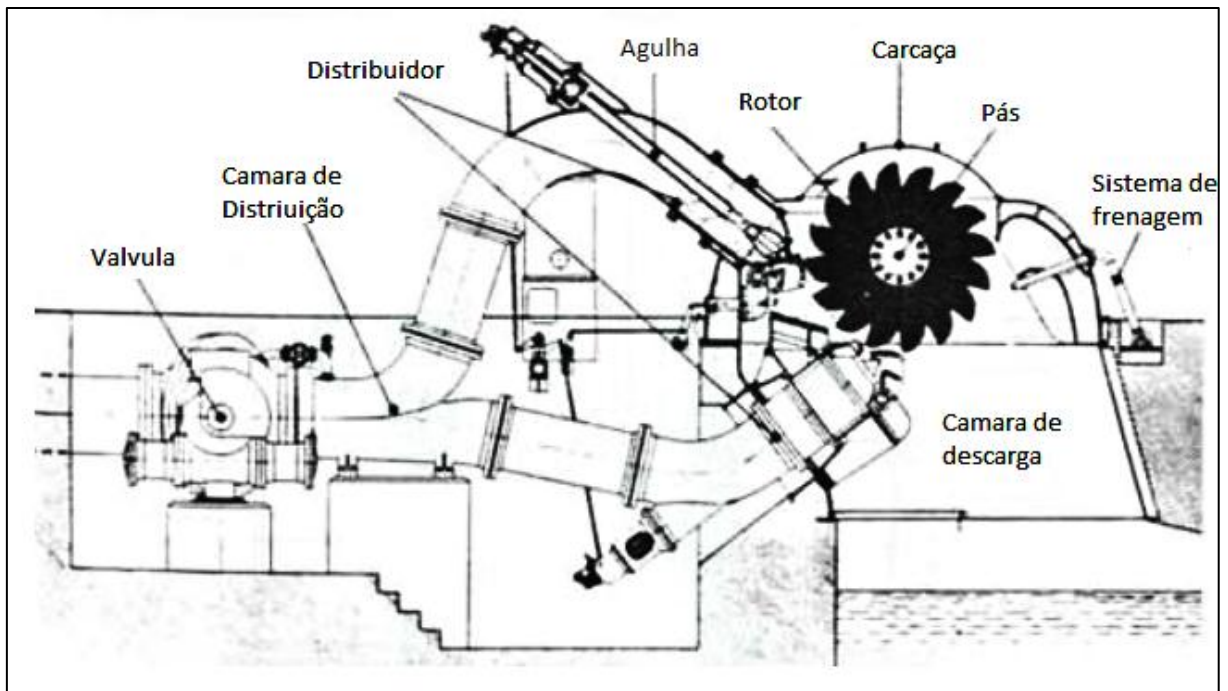
A turbina Pelton foi criada pelo americano Allan Lester Pelton. Em 1878 iniciou experimentos envolvendo rodas d'água que o conduziram a invenção de um novo conceito de rodas d'água baseadas no chamado *splitter* (SOARES, 2013).

As Pelton, assim como outras turbinas hidráulicas, possuem um distribuidor (injetor) e um rotor. O distribuidor consiste de um bocal, de geometria apropriada para conduzir a água, proporcionando um jato cilíndrico sobre a pá do rotor, cuja dosagem do fluxo é obtida por meio de uma agulha, denominada agulha de regularização (MACINTYRE, 1983).

O receptor possui um certo número de pás com formato de concha especial (uma espécie de colher dupla), igualmente espaçadas ao longo da periferia de um disco que gira, preso a um eixo. Este elemento é conhecido como rotor Pelton (MAIOR, 2014). Na vizinhança do rotor existem um ou mais injetores, dispostos de tal modo que cada um dirige um jato tangente à circunferência correspondente aos centros das pás (MAIOR, 2014).

Cada pá possui uma “aresta” ao meio, que divide o jato incidente em duas correntes iguais que, após escoarem sobre a superfície interna da pá (que por sua

vez é lisa), se afastam com uma velocidade relativa de sentido quase que oposto ao do jato incidente (MAIOR, 2014). A Figura 8 mostra todos os componentes de uma turbina Pelton.



**Figura 8: Esquema de uma turbina Pelton com todos os seus elementos.**

**Fonte: Desenho e construção de uma turbina Pelton para uma Central Hidrelétrica de capacidade de 2kW.**

#### 4.2.1 Pelton de um injetor

As turbinas Pelton podem ter um ou mais injetores; na sequência será mostrado como calcular a altura de queda d'água disponível para a turbina Pelton com um injetor. A Figura 9 mostra o esquema da turbina com um injetor e os parâmetros para o cálculo.



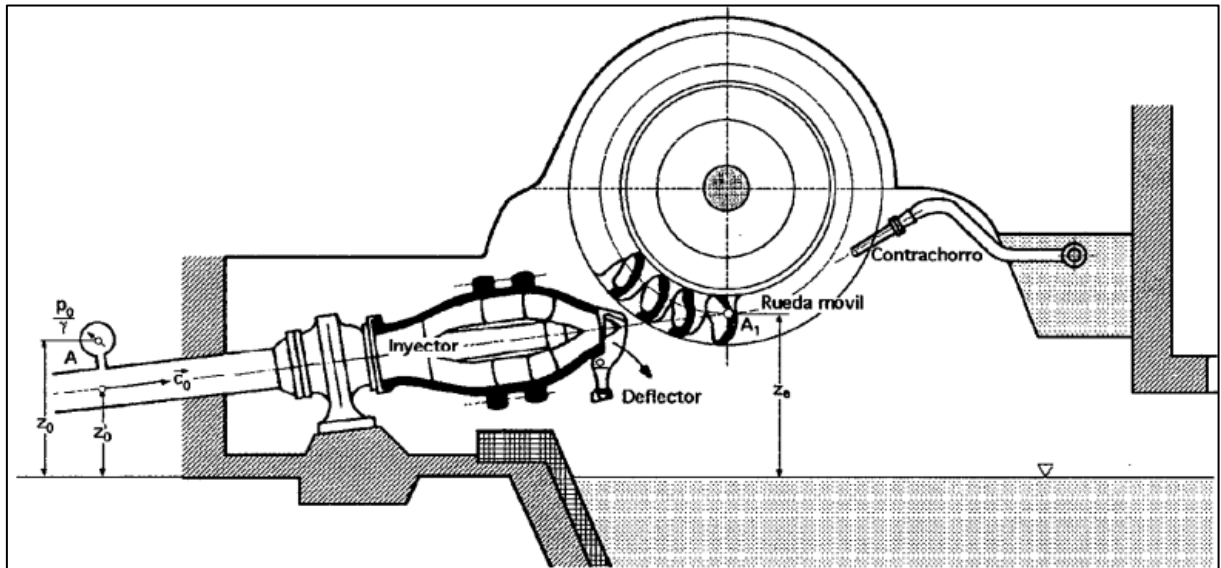


Figura 9: Esquema da turbina Pelton com 1 injetor.

Fonte: BARRENA, 2010.

A altura disponível para a entrada do injetor da turbina Pelton com 1 injetor é calculada através da Equação (8) de Bernoulli.

$$H_{di} = \frac{C_0^2}{2g} + \frac{\rho_0}{\gamma} + Z_o - Z_a \quad (8)$$

#### 4.2.2 Pelton com 2 injetores

O cálculo da altura disponível para a entrada dos injetores da turbina Pelton com dois injetores, é feito de maneira semelhante ao de um injetor e calculado como se houvessem duas turbinas acopladas. O esquema dos parâmetros para o cálculo é possível verificar na Figura 10, e deduzidos nas Equações (9) a (18).

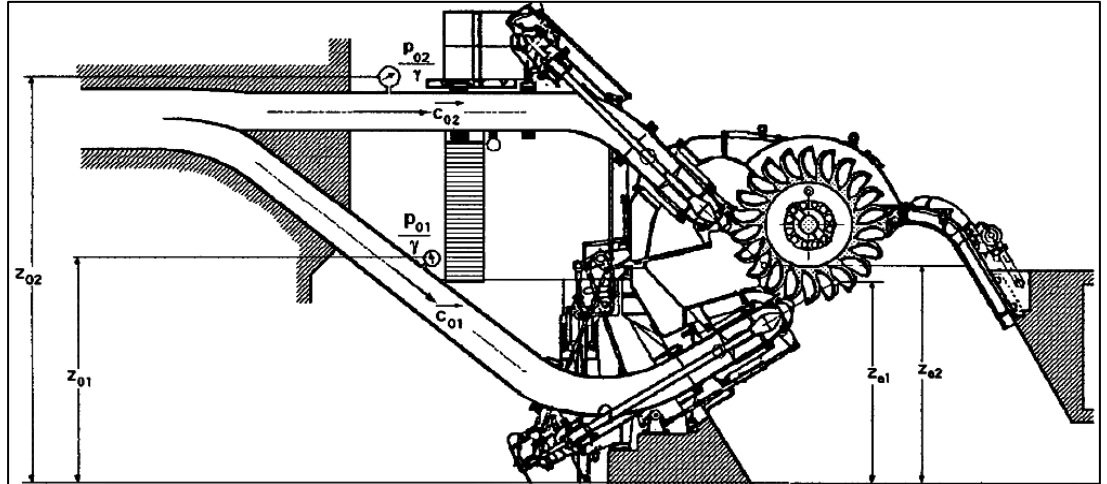


Figura 10: Turbina Pelton com dois injetores.

Fonte: BARRENA, 2010.

$$H_{d1} = \frac{C_{o1}^2}{2g} + \frac{\rho_{o1}}{\gamma} + Z_{o1} - Z_{a1} \quad (9)$$

$$N_{n1} = \gamma Q_1 H_{d1} \quad (10)$$

$$H_{d2} = \frac{C_{o2}^2}{2g} + \frac{\rho_{o2}}{\gamma} + Z_{o2} - Z_{a2} \quad (11)$$

$$N_{n2} = \gamma Q_2 H_{d2} \quad (12)$$

$$N_n = \gamma Q_1 H_{d1} + \gamma Q_2 H_{d2} \quad (13)$$

$$N_n = \gamma Q_1 \left( \frac{C_{o1}^2}{2g} + \frac{\rho_{o1}}{\gamma} + Z_{o1} - Z_{a1} \right) + \gamma Q_2 \left( \frac{C_{o2}^2}{2g} + \frac{\rho_{o2}}{\gamma} + Z_{o2} - Z_{a2} \right) \quad (14)$$

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (15)$$

$$\gamma Q_1 H_{d1} + \gamma Q_2 H_{d2} = \gamma (Q_1 + Q_2) H_d = \gamma Q H_d \quad (16)$$

$$H_{di} = \frac{Q_1 \left( \frac{C_{o1}^2}{2g} + \frac{\rho_{o1}}{\gamma} + Z_{o1} - Z_{a1} \right) + Q_2 \left( \frac{C_{o2}^2}{2g} + \frac{\rho_{o2}}{\gamma} + Z_{o2} - Z_{a2} \right)}{Q_1 + Q_2} \quad (17)$$

$$H_{di} = \frac{Q_1 H_{d1} + Q_2 H_{d2}}{Q} \quad (18)$$

#### 4.2.3 Cálculo dos diâmetros principais

Os diâmetros principais da turbina Pelton são os diâmetros do rotor: o diâmetro médio, o diâmetro externo do rotor e o diâmetro do jato injetor. Na Figura 11 é possível verificar a diferença entre os diâmetros do rotor.

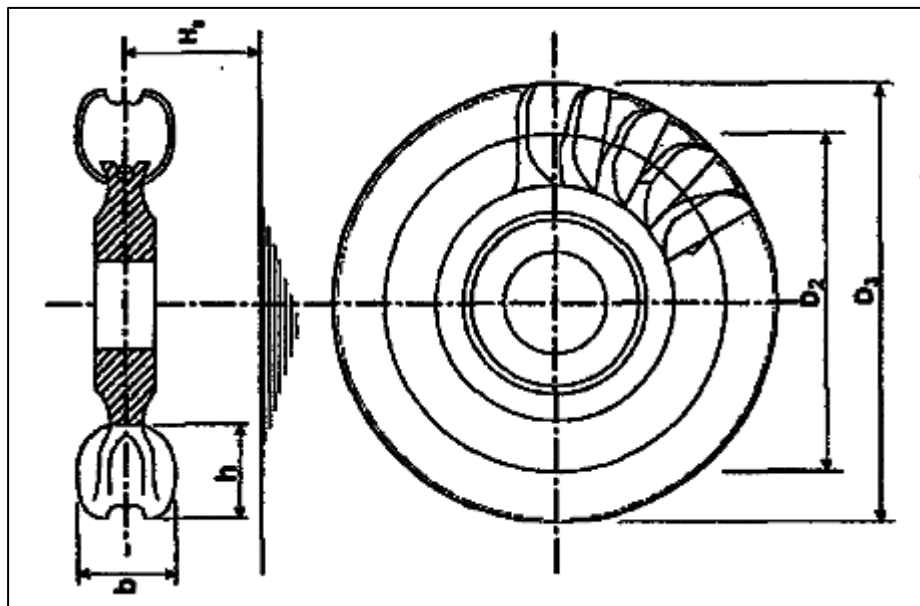


Figura 11: Rotor da turbina Pelton mostrando a diferença entre os diâmetros do rotor.

Fonte: BARRENA, 2010.

##### 4.2.3.1 Diâmetro do jato injetor

$$d_{ji} = 500 \sqrt{\frac{Q}{i \sqrt{H_d}}} \quad (19)$$

Em que:

$d_{ji}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo ( $m^3/s$ );

i: número de injetores;

$H_d$ : altura da queda d'água disponível em metros (m);

#### 4.2.3.2 Diâmetro médio do rotor

$$D_2 = K_{D2} \times \frac{1000\sqrt{H_d}}{n} \quad (20)$$

Em que:

$D_2$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$H_d$ : altura da queda d'água disponível em metros (m);

$n$ : velocidade de rotação (rpm);

$K_{D2}$ : Constante,  $37 \geq K_{D2} \leq 39$ .

#### 4.2.3.3 Diâmetro externo do rotor

$$D_3 = D_2 + 2 \left[ \frac{3}{5} \times h \right] \quad (21)$$

Em que:

$D_3$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$h$ : altura da pá em milímetros (mm).

#### 4.2.4 Dimensionamento das pás

O dimensionamento das pás da turbina Pelton é feito proporcionalmente ao diâmetro do jato injetor. A Figura 12 mostra o formato das pás, que são geralmente em formato de elipse e a aresta que as dividem.

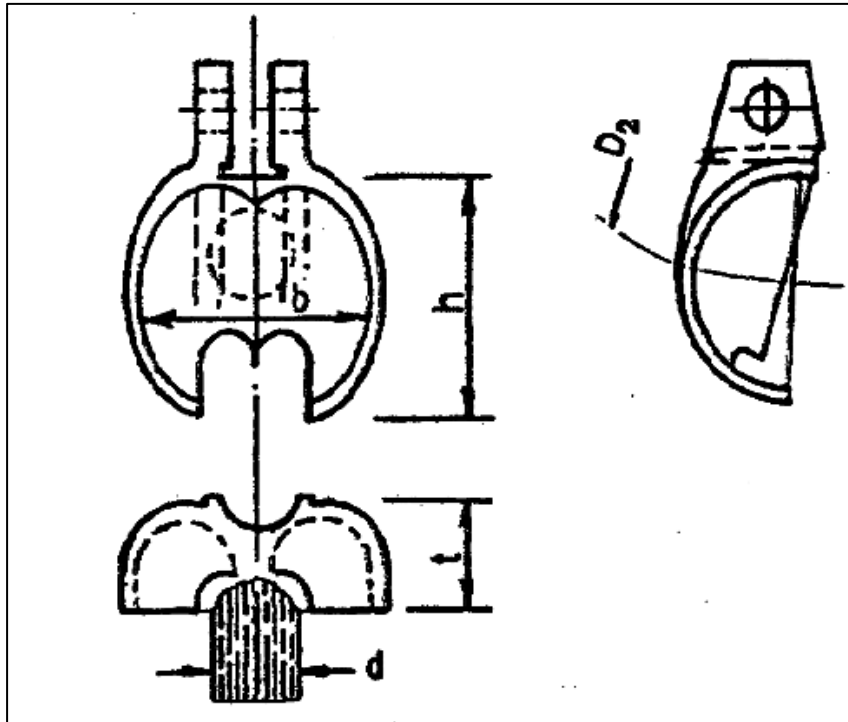


Figura 12: Formato das pás de uma turbina Pelton.

Fonte: BARRENA, 2010.

- Largura da pá

$$b = 3,75 \times d_{ji} \quad (22)$$

Em que:

b: largura da pá turbina Pelton em milímetros (mm);

$d_{ji}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm).

- Altura da pá

$$h = 3,50 \times d_{ji} \quad (23)$$

Em que:

h: altura da pá em milímetros (mm);

$d_{ji}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm).

- Espessura da pá

$$t = 1,50 \times d_{ij} \quad (24)$$

Em que:

t: espessura da pá em milímetros (mm);

$d_{ij}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm).

- Número de pás

$$Z = \frac{1}{2} \left( \frac{D_2}{d_{ij}} \right) + K_z \quad (25)$$

Em que:

Z: número de pás;

$D_2$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$d_{ij}$ : diâmetro do jato injetor em milímetros (mm).

$K_z$ : constante,  $14 \leq K_z \leq 16$ .

- Passo entre pás

$$t_e = \frac{\pi \times D_2}{Z} \quad (26)$$

Em que:

$t_e$ : passo ou distância entre pás em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

Z: número de pás.

### 4.3 TURBINA FRANCIS

A turbina Francis foi desenvolvida por James Bicheno Francis (1815-1892) nascido na Inglaterra. Em 1874, nos EUA, ficou encarregado de estudar uma turbina para o aproveitamento energético do desnível de um rio, focando seu interesse na máquina centrípeta de Samuel Dowd (1804-1879). As modificações que Francis fez no equipamento foram tão importantes que a turbina acabou ganhando o seu nome (SOARES, 2013).

Segundo Barrena (2010), as turbinas Francis são do tipo reação, de fluxo radial e possuem tubo de sucção. As turbinas Francis são construídas para apresentarem o máximo rendimento possível e dessa maneira elas apresentam quatro modelos de rotores, as lentas, as normais, as rápidas e as super-rápidas.

### 4.3.1 Tipos de rotores

Segundo Barrena, o rotor da turbina Francis pode ser dividido em quatro tipos, variando conforme a velocidade específica o qual eles são acionados. A seguir está explicado individualmente cada tipo.

#### 4.3.1.1 Rotores lentos

São utilizados em grandes vazões de água e necessitam assim de velocidades específicas menores, podendo variar na faixa de 60 a 125 rpm. A velocidade tangencial é reduzida, e as pás desse modelo de turbina são mais espessas para melhorar o fluxo de água no seu interior, evitando a formação de redemoinhos indesejados. Na Figura 13 é possível ver o diâmetro ( $D_1$ ) do rotor em comparação com o diâmetro ( $D_2$ ) do tubo de sucção.

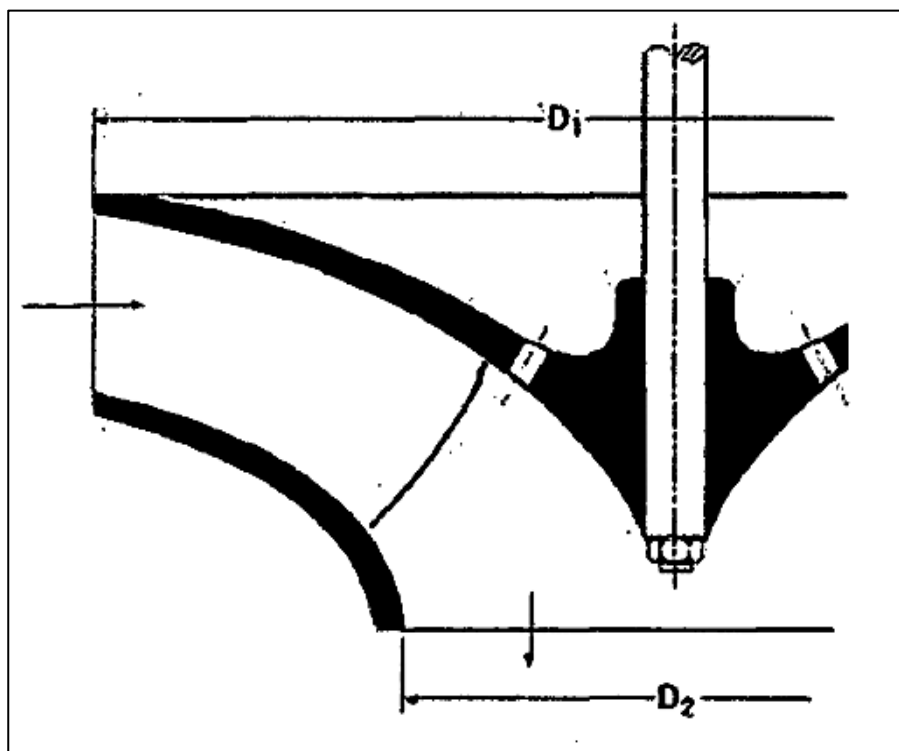


Figura 13: Modelo de rotor da turbina Francis lenta.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.3.1.2 Rotores normais

Os rotores normais são caracterizados por diâmetro levemente maior que o tubo de sucção. O fluxo de água entra no rotor radialmente e sai dele de forma axial direcionado ao tubo de sucção. A velocidade específica nesse tipo de rotor varia entre 125 e 225 rpm. A Figura 14 mostra o esquema de um rotor normal.

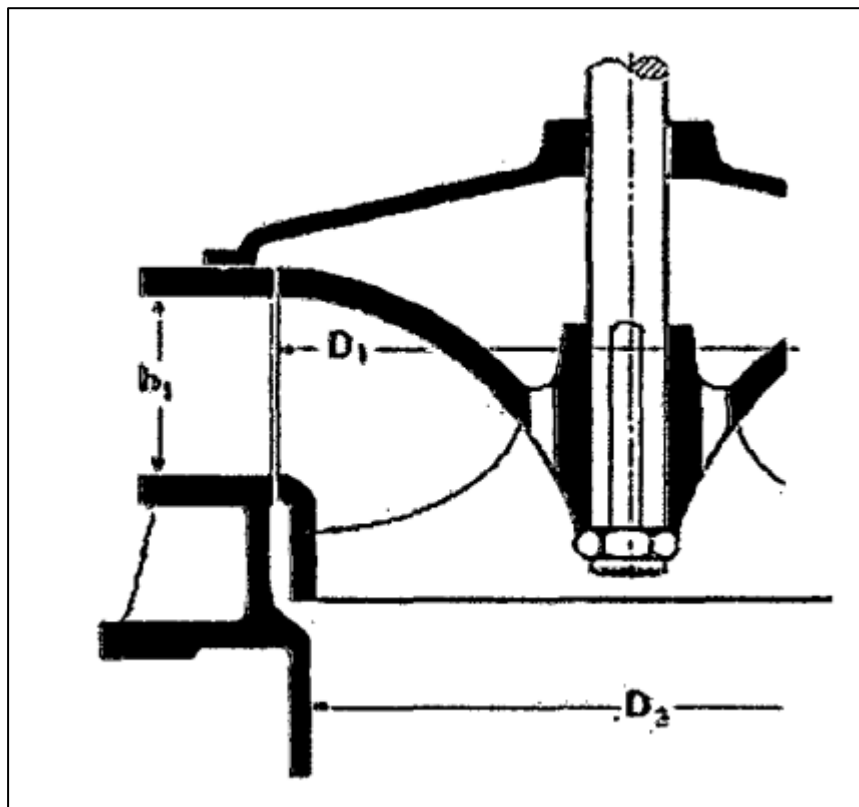


Figura 14: Modelo do rotor da turbina Francis normal.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.3.1.3 Rotores rápidos e super-rápidos

Os rotores rápidos e super-rápidos se caracterizam por atingir as maiores velocidades específicas, que variam na faixa de 225 a 450 rpm (225 a 350 rpm são as rápidas e de 350 a 450 rpm as super-rápidas). O diâmetro do rotor é menor que o diâmetro do tubo de sucção e a mudança da direção da água é mais acentuada do que nas turbinas Francis de rotor normal. A Figura 15 apresenta o rotor rápido, enquanto a Figura 16 mostra o rotor super-rápido.



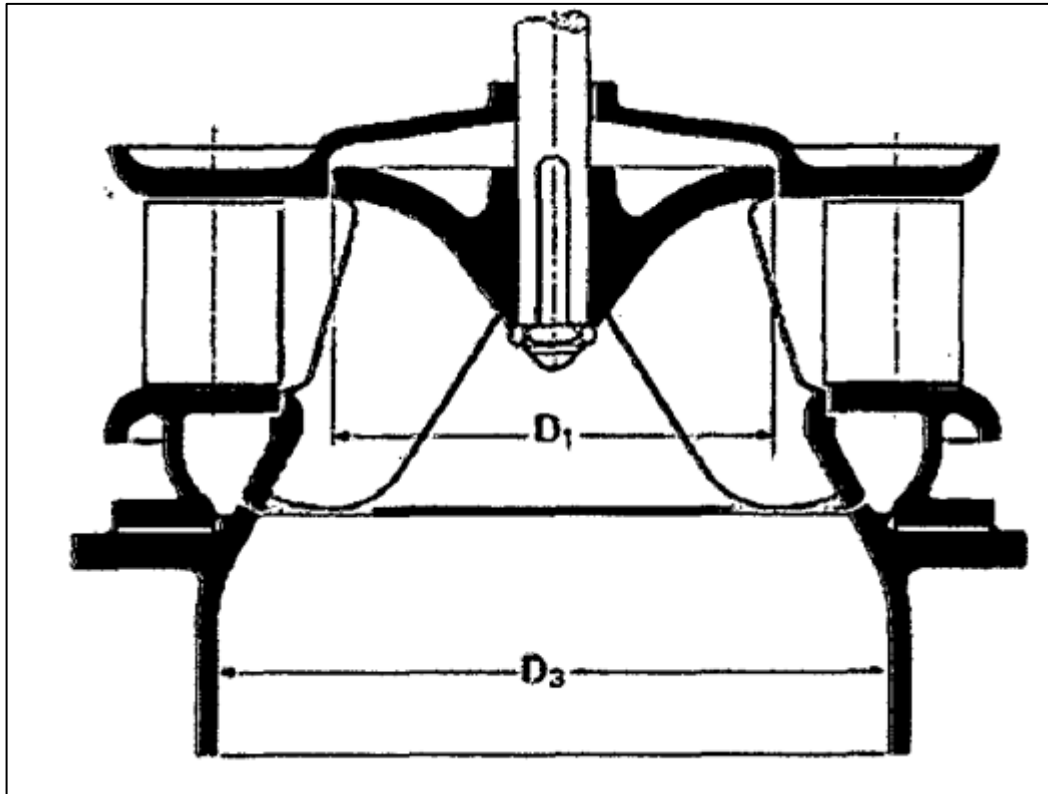


Figura 15: Modelo de rotor da turbina Francis rápida.

Fonte: BARRENA, 2010.

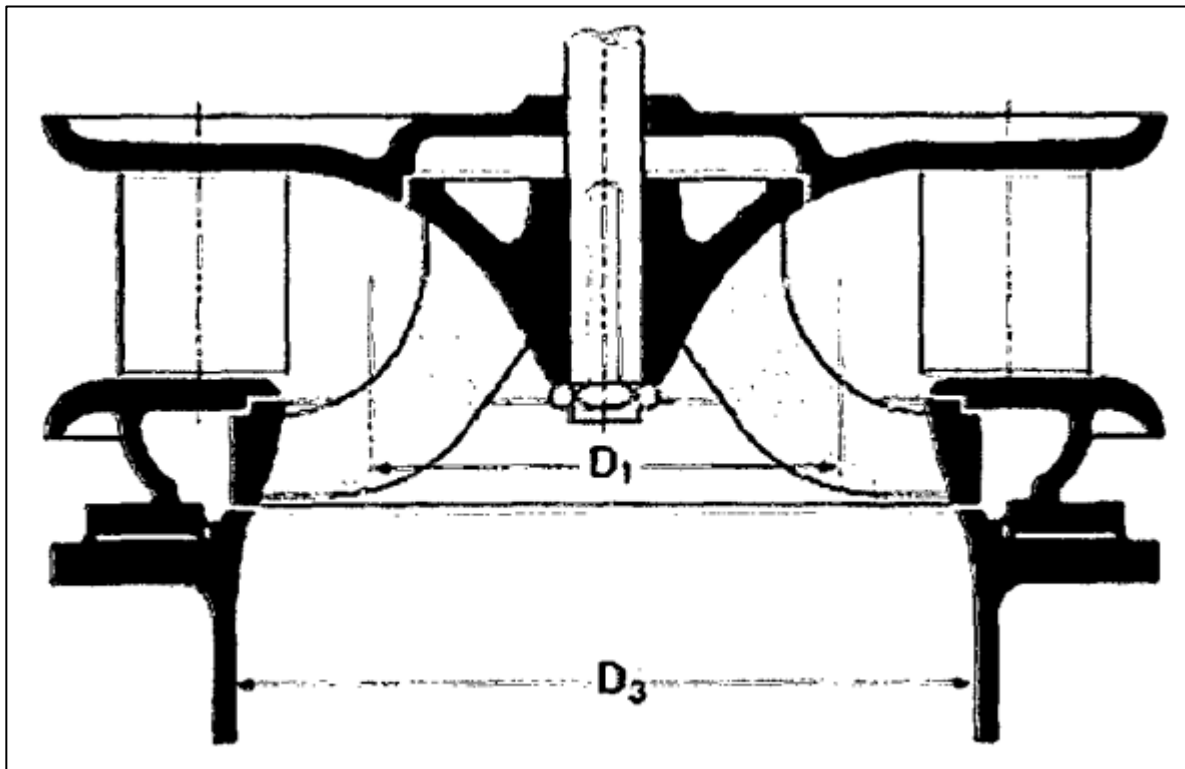


Figura 16: Modelo de rotor de turbina super-rápida.

Fonte: BARRENA, 2010.

### 4.3.2 Principais dimensões da turbina Francis

Para o cálculo das principais dimensões da turbina Francis é utilizado a Figura 17, em que são apresentados o diâmetro ( $D_3$ ) do tubo de sucção, o diâmetro ( $D_1$ ) externo do rotor e o diâmetro ( $D_2$ ) interno do rotor.

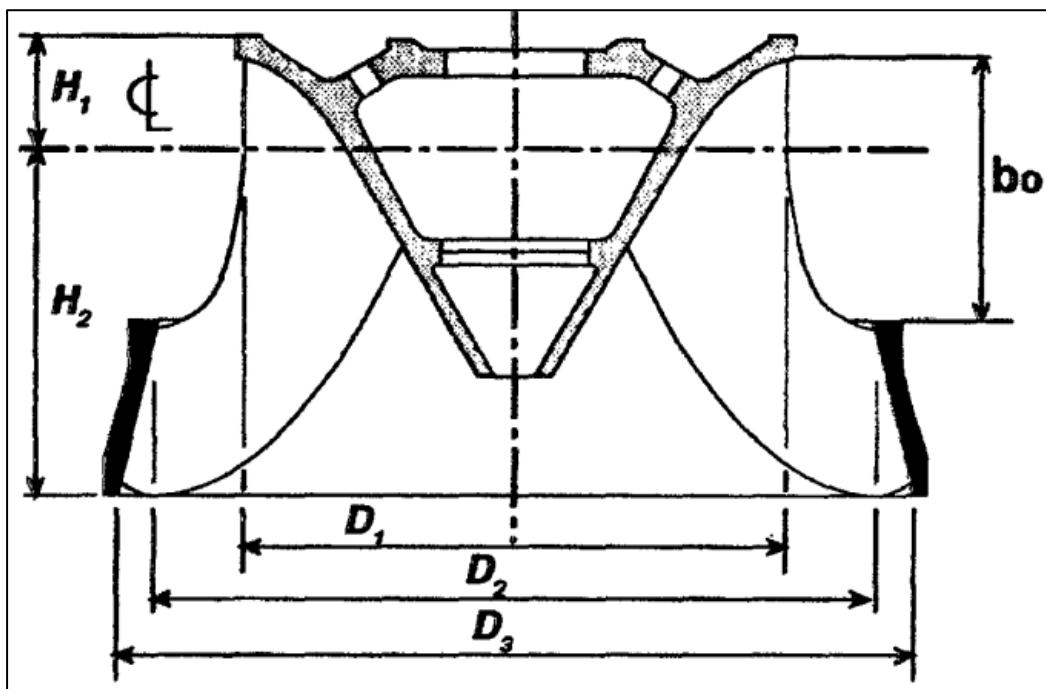


Figura 17: Diâmetro principais da turbina Francis.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.3.2.1 Diâmetro do tubo de sucção

$$D_3 = 1000 \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_3}} \quad (27)$$

Em que:

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetro (mm);

$Q$ : vazão em metros cúbicos por segundo ( $m^3/s$ );

$C_3$ : velocidade de saída em metros por segundo (m/s).

Para calcular a velocidade de saída é utilizada a Equação (28).

$$C_3 = \sqrt{\frac{2 \times g \times K_c \times H}{100}} \quad (28)$$

Em que:

$C_3$ : velocidade de saída em metros por segundo (m/s);

$g$ : gravidade em metros por segundo ao quadrado (m/s<sup>2</sup>);

$H$ : Altura disponível em metros (m);

$K_c$ : Constante segundo cada turbina, por unidade. Considerar 4% para Francis lenta, 6% para Francis normal, 12% para Francis rápida e 25% para Francis super-rápida (BARRENA, 2010).

#### 4.3.2.2 Diâmetro externo do rotor

O cálculo do diâmetro externo do rotor de todos os modelos segue a Equação (29).

$$D_1 = D_3 \times \left(0,4 + \frac{94,5}{N_s}\right) \quad (29)$$

Em que:

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.3.2.3 Diâmetro interno do rotor

Para o cálculo do diâmetro interno do rotor é utilizado a Equação (30).

$$D_2 = D_3 \times (0,96 + 0,00038 \times N_s) \quad (30)$$

Em que:

$D_2$ : diâmetro interno do rotor em milímetros (mm);  
 $D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);  
 $N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.3.3 Largura da coroa diretriz ou caixa espiral

A largura da caixa espiral é calculada de maneira diferente para cada tipo de rotor da turbina Francis.

##### 4.3.3.1 Francis Lenta

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 60) \times 0,07}{65} + K_L \right] \quad (31)$$

Em que:

$b_0$ : largura da caixa espiral em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$K_L$ : constante para desenho da Francis lenta,  $0,08 \leq K_L \leq 0,119$   
(selecionar um valor dessa faixa) (BARRENA,2010).

##### 4.3.3.2 Francis Normal

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 125) \times 0,15}{100} + K_N \right] \quad (32)$$

Em que:

$b_0$ : largura da caixa espiral em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$K_N$ : constante para desenho da Francis normal,  $0,15 \leq K_N \leq 0,30$   
(selecionar um valor dessa faixa) (BARRENA, 2010).

#### 4.3.3.3 Francis Rápida

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 225) \times 0,22}{125} + K_R \right] \quad (33)$$

Em que:

$b_0$ : largura da caixa espiral em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$K_R$ : constante para desenho da Francis rápida,  $0,1582 \leq K_R \leq 0,30$   
(selecionar um valor dessa faixa) (BARRENA, 2010).

#### 4.3.3.4 Francis Super-Rápida

$$b_0 = D_1 \left[ \frac{(N_s - 125) \times 0,19}{100} + K_{SR} \right] \quad (34)$$

Em que:

$b_0$ : largura da caixa espiral em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica (rpm);

$K_{SR}$ : constante para desenho da Francis super-rápida,  $0,1807 \leq K_{SR} \leq 0,52$   
(selecionar um valor dessa faixa) (BARRENA, 2010).

#### 4.3.4 Cálculo do número de pás

O número de pás da turbina Francis é calculado de maneira distinta para cada tipo de rotor.

#### 4.3.4.1. Francis Lenta

$$Z_L = 18 - \left[ \frac{(N_s - 60)}{65} \right] \quad (35)$$

Em que:

$Z_L$ : número de pás para a turbina Francis lenta;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.3.4.2 Francis Normal

$$Z_N = 17 - \left[ \frac{(N_s - 125) \times 2}{100} \right] \quad (36)$$

Em que:

$Z_N$ : número de pás para a turbina Francis normal;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.3.4.3 Francis Rápida

$$Z_R = 15 - \left[ \frac{(N_s - 225) \times 2}{125} \right] \quad (37)$$

Em que:

$Z_R$ : número de pás para a turbina Francis rápida;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.3.4.4 Francis Super-Rápida

$$Z_{SR} = 3 - \left[ \frac{(N_s - 350)}{100} \right] \quad (38)$$

Onde:

$Z_{SR}$ : número de pás para a turbina Francis super-rápida;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.4 TURBINA KAPLAN

As turbinas Kaplan foram criadas pelo engenheiro austríaco Victor Kaplan (1876-1934) que, por meio de estudos teóricos e experimentais criou um novo tipo de turbina a partir das turbinas de Hélice com a possibilidade de variar o passo das pás. Surge então uma turbina de Hélices com pás reguláveis. O mecanismo que permite regular o ângulo de inclinação da pá conforme a descarga, sem que ocorra uma variação considerável do rendimento, fica alojado numa peça com o formato de uma ogiva e é comandado por um regulador automático de velocidade (SOARES, 2013).

Segundo Barrena (2010), as turbinas em hélice e Kaplan são do tipo ação total e usadas em pequenas quedas d'água e que possuem uma grande vazão. São instaladas tanto horizontalmente como verticalmente e são construídas para apresentarem um rotor cada vez mais rápido, inclusive com velocidades específicas acima de 450 rpm. As turbinas Kaplan são preferencialmente usadas (em detrimento das Francis) para velocidades acima de 400 rpm, onde o rendimento das Francis super-rápidas começa a diminuir devido não conseguir escoar o fluxo de água com precisão.

O rotor das Kaplan é composto por poucas pás e assim conferindo a ela o formato de hélice de barco. As pás podem ser fixas, e assim chamadas de turbinas de hélice, ou ainda as pás podem ser móveis e assim denominadas turbinas Kaplan e em ambos os tipos de pás o fluxo ocorre em apenas um sentido de rotação, sendo assim turbinas irreversíveis. A Figura 18 apresenta uma turbina Kaplan e seus principais componentes.

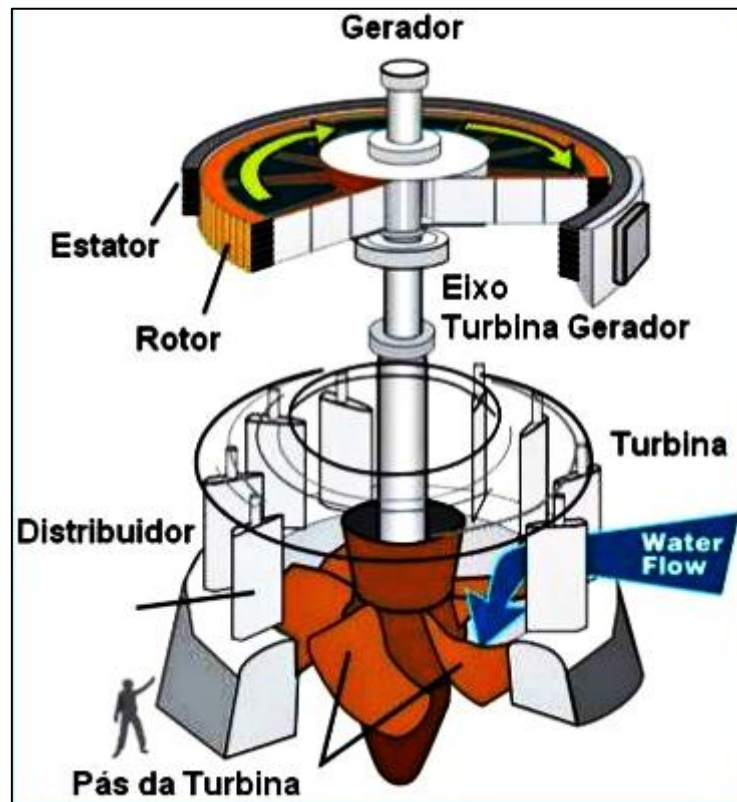


Figura 18: Componentes de uma turbina Kaplan.

Fonte: Close-up Engineering Daily Vehicle NewsPaper.

#### 4.4.1 Diâmetro dos principais componentes da turbina

Os principais diâmetros da turbina Kaplan estão mostrados na Figura 19.



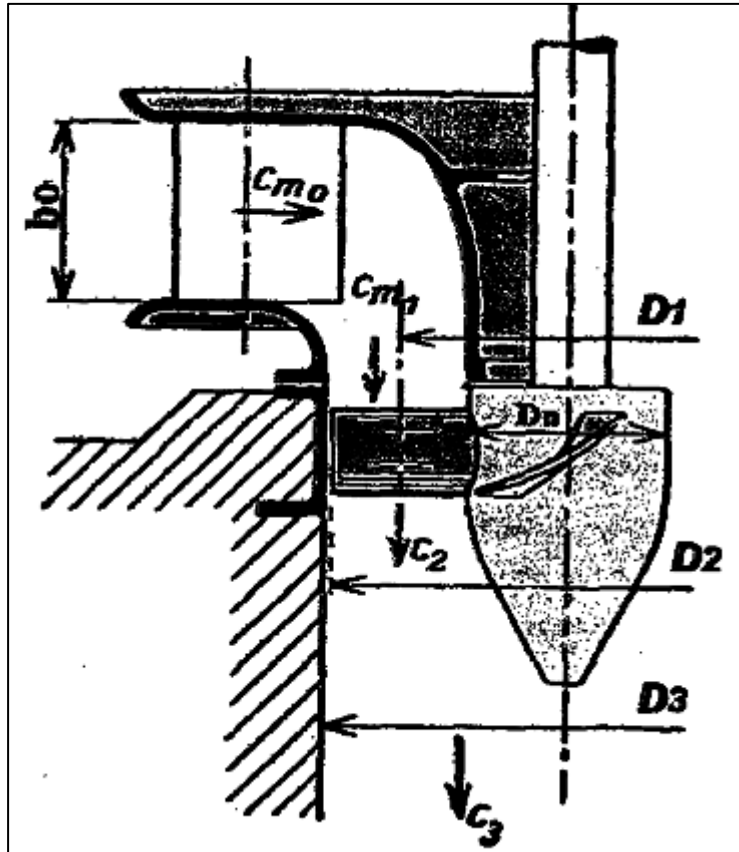


Figura 19: Desenho dos principais diâmetros da turbina Kaplan.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.4.1.1 Diâmetro do tubo de sucção

A Equação (39) empírica pode ser usada para turbinas Kaplan e de hélice.

$$D_3 = 1000 \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_3}} \quad (39)$$

Em que:

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo ( $m^3/s$ );

$C_3$ : velocidade de saída em metros por segundo (m/s).

Para determinar a velocidade de saída utiliza-se a Equação (40).

$$C_3 = \sqrt{\frac{2 \times g \times K_c \times H}{100}} \quad (40)$$

Em que:

$C_3$ : velocidade de saída em metros por segundos (m/s);

$g$ : gravidade em metros por segundo ao quadrado (m/s<sup>2</sup>);

$H$ : altura disponível em metros (m);

$K_c$ : constante, por unidade. Considerar para Kaplan e hélice 30% (BARRENA, 2010).

#### 4.4.1.2 Diâmetro externo do rotor

O cálculo do diâmetro externo do rotor leva em consideração a Equação (41).

$$D_2 = 0,98D_3 \quad (41)$$

Em que:

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro do rotor em milímetros (mm).

#### 4.4.1.3 Diâmetro interno do rotor

O cálculo do diâmetro interno do rotor leva em consideração a Equação (42).

$$D_N = D_3 \left( 0,25 + \frac{94,64}{N_s} \right) \quad (42)$$

Em que:

$D_N$ : diâmetro interno do rotor em milímetro (mm);

$D_3$ : diâmetro do tubo de sucção em milímetros (mm);

$N_s$ : velocidade específica em rpm.

#### 3.4.1.4 Diâmetro médio do rotor

O diâmetro médio do rotor é calculado conforme a Equação (43).

$$D_1 = D_N + \left( \frac{D_2 - D_N}{2} \right) \quad (43)$$

Em que:

$D_1$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$D_N$ : diâmetro interno do rotor em milímetro (mm);

$D_2$ : diâmetro do rotor em milímetros (mm).

#### 4.4.2 Largura da caixa espiral

Para o cálculo da largura da caixa espiral da turbina Kaplan deve ser considerada uma vazão 80% da total, e que a seção diminui 10% devido a espessura das pás (BARRENA, 2010); dessa forma a Equação (44) é utilizada para o cálculo da largura da caixa espiral.

$$B_0 = \frac{0,8 \times Q}{0,9 \times D_2 \times \pi \times C_{mo}} \quad (44)$$

Em que:

$B_0$ : largura da caixa espiral em milímetro (mm);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s);

$D_2$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$C_{mo}$ : velocidade de entrada em metros por segundo (m/s).

A seção livre da saída deve ser maior que a seção livre da entrada do rotor:  $0,6 C_{m1} \leq C_{mo} \leq 0,7 C_{m1}$ . Assim para o dimensionamento usar:

$$C_{mo} = 0,65 C_{m1} \quad (45)$$

Em que:

$C_{m1}$ : componente da velocidade de saída em metros por segundo (m/s).

Para o cálculo dessa componente da velocidade de saída utiliza-se a Equação (46).

$$C_{m1} = \frac{4 \times 0,8 \times Q \times 10^6}{(D_2^2 - D_N^2)\pi} \quad (46)$$

Em que:

$C_{m1}$ : componente da velocidade de saída em metros por segundo (m/s);

$D_2$ : diâmetro externo do rotor em milímetros (mm);

$D_N$ : diâmetro interno do rotor em milímetro (mm);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s).

#### 4.4.3 Cálculo do número de pás

O número de pás da turbina Kaplan é calculado seguindo a Equação (47).

$$Z = \frac{2170 - 1,2N_s}{250} \quad (47)$$

Em que:

Z: número de pás da turbina Kaplan;

$N_s$ : velocidade específica (rpm).

#### 4.5 TURBINA MICHELL-BANKI

A turbina Michell-Banki ou de fluxo cruzado, é um tipo de turbina usada geralmente em pequenos aproveitamentos hidrelétricos. Sua principal vantagem é a simplicidade de seu projeto e facilidade de construção o que a faz atrativa economicamente. Contudo, isso não impede sua utilização em centrais hidrelétricas maiores, inclusive atualmente existem turbinas de fluxo cruzado de até 6 MW (BARRENA, 2010).

A turbina Michell-Banki é composta principalmente pelo rotor e por um injetor. A Figura 20 mostra uma dessas turbinas.

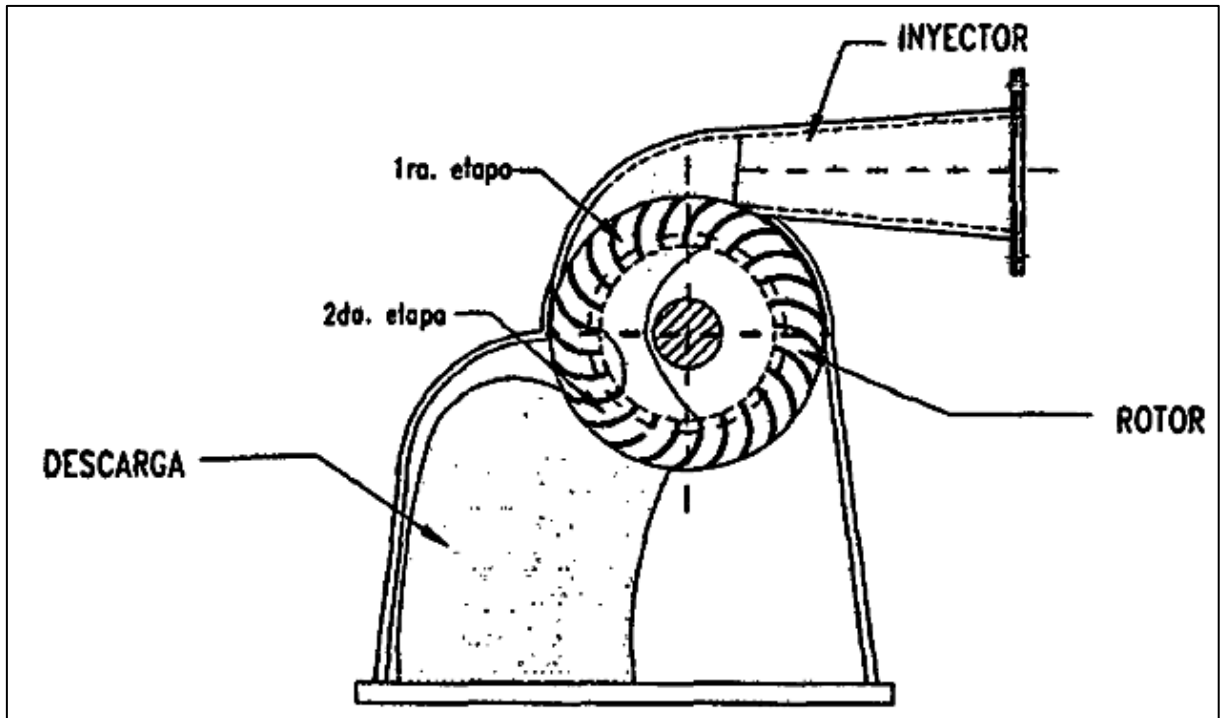


Figura 20: Modelo da turbina Michell-Banki com seus componentes principais.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.5.1 Diâmetro das principais dimensões

O rotor da turbina Michell-Banki é de ação total e as dimensões principais estão mostradas na Figura 21. Serão calculados os diâmetros interno, externo e médio do rotor e o diâmetro do injetor.

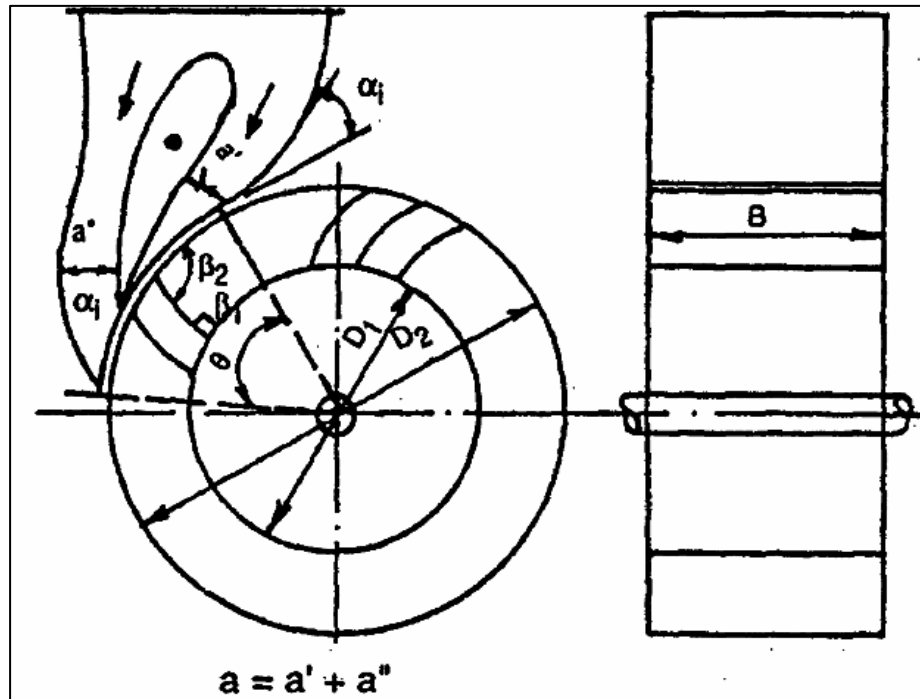


Figura 21: Desenhos do rotor de uma turbina Michell-Banki.

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.5.1.1 Diâmetro exterior do rotor

O cálculo do diâmetro externo do rotor é calculado através da Equação (48).

$$D_2 = K_m \times \frac{1000\sqrt{H_d}}{N} \quad (48)$$

Em que:

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetro (mm);

$K_m$ : constante da turbina Michell-Banki,  $37 \leq K_m \leq 39$ ;

$H_d$ : altura disponível da queda d'água em metros (m);

$N$ : velocidade de rotação em rpm.

#### 4.5.1.2 Diâmetro interior do rotor

O cálculo do diâmetro interior segue a Equação (49).

$$D_1 = 0,66 \times D_2 \quad (49)$$

Em que:

$D_1$ : diâmetro interior do rotor em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm).

#### 4.5.1.3 Diâmetro do injetor

O cálculo do diâmetro do injetor segue a Equação (50).

$$d_i = 1000 \times \sqrt{\frac{4 \times Q}{C_1 \times \pi}} \quad (50)$$

Em que:

$d_i$ : diâmetro do injetor em milímetros (mm);

$C_1$ : velocidade do injetor em metros por segundo (m/s);

$Q$ : vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s).

#### 4.5.1.4 Velocidade do injetor

$$C_1 = \varphi \sqrt{2 \times g \times H_d} \quad (51)$$

Em que:

$C_1$ : velocidade do injetor em metros por segundo (m/s);

$g$ : aceleração da gravidade em metros por segundo ao quadrado (m/s<sup>2</sup>);

$H_d$ : altura disponível de queda d'água em metros (m);

$\varphi$ : coeficiente para a saída de água:  $0,95 \leq \varphi \leq 0,98$  (BARRENA, 2010).

#### 4.5.1.5 Diâmetro médio do rotor

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (52)$$

Em que:

$D_m$ : diâmetro médio do rotor em milímetros (mm);

$D_1$ : diâmetro interior do rotor em milímetros (mm);

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm).

#### 4.5.1.6 Espessura do jato injetor

$$a = K_a \times D_2 \quad (53)$$

Em que:

$a$ : espessura do jato injetor em milímetro (mm);

$K_a$ : coeficiente que depende do ângulo do injetor  $\alpha_i$  e do ângulo de admissão  $\theta$ ;

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm).

Para  $\alpha_i = 16^\circ$  podem ser usados os valores do Quadro 7.

**Quadro 7: Valores do coeficiente  $K_a$  e do ângulo de admissão  $\theta$  para um ângulo do injetor  $\alpha_i = 16^\circ$ .**

$\theta$	60°	90°	120°
$K_a$	0,1443	0,2164	0,2886

Fonte: BARRENA, 2010.

#### 4.5.1.7 Velocidade angular do rotor

$$n = 1000 \times \left( \frac{60 \times u_1}{D_2 \times \pi} \right) \quad (54)$$

Em que:

$n$ : velocidade angular do rotor em rpm;

$u_1$ : velocidade tangencial em metros por segundo (m/s);

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm).

#### 4.5.1.8 Velocidade tangencial

$$u_1 = 2,1 \times \sqrt{H_d} \quad (55)$$

Em que:



$u_1$ : velocidade tangencial em metros por segundo (m/s);  
 $H_d$ : altura disponível de queda d'água em metros (m).

#### 4.5.1.9 Largura do rotor

Se o ângulo do injetor do rotor é  $\alpha_i = 16^\circ$  e este ângulo varia de  $15^\circ \leq \alpha_i \leq 20^\circ$ , a largura do rotor então pode ser calculada através da Equação (56).

$$B = 98,8 \times \frac{Q}{D_2 \times \sqrt{H_d}} \times \frac{1000}{\theta} \quad (56)$$

Em que:

B: largura do rotor em milímetro (mm);

Q: vazão em metros cúbicos por segundo (m<sup>3</sup>/s).

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm);

$H_d$ : altura disponível de queda d'água em metros (m);

$\theta$ : ângulo de admissão, valores de 30°, 60° e 120°.

#### 4.5.1.10 Dimensão e número de pás

O número de pás da turbina Michell-Banki pode ser calculado através de um das Equações: (57) ou (58).

$$Z = \frac{D_2 + 900}{50} \quad (57)$$

$$Z = \frac{\pi \times D_2}{t_a} \quad (58)$$

Em que:

Z: número de pás;

$D_2$ : diâmetro exterior do rotor em milímetros (mm);

$t_a$ : passo ou distância entre pás em milímetros (mm).

O cálculo das dimensões das pás é proporcional ao diâmetro do injetor e segue as equações a seguir.

- Largura da pá

$$b = 2,8 \times d_i \quad (59)$$

Em que:

b: largura da pá em milímetro (mm);

$d_i$ : diâmetro do injetor em milímetros (mm).

- Altura da pá

$$h = 3 \times d_i \quad (60)$$

Em que:

h: altura da pá em milímetros (mm);

$d_i$ : diâmetro do injetor em milímetros (mm).

- Espessura da pá

$$t = 0,8 \times d_i \quad (61)$$

Em que:

t: espessura da pá em milímetros (mm);

$d_i$ : diâmetro do injetor em milímetros (mm).

#### 4.5.1.11 Passo de pá

$$t_a \cong \frac{h}{4.5} \quad (62)$$

Em que:

$t_a$ : passo de pá em milímetros (mm).

h: altura da pá em milímetros (mm).