



UNITED NATIONS  
INDUSTRIAL DEVELOPMENT ORGANIZATION



# Directrizes Técnicas para o Desenvolvimento de Pequenas Centrais Hidroeléctricas PROJECTO

## Parte 6-1: Máquinas hidráulicas e gerador da turbina

SHP/TG 002-6-1: 2019



## **DECLARAÇÃO DE EXONERAÇÃO DE RESPONSABILIDADE**

Este documento foi produzido sem edição formal das Nações Unidas. As designações e a apresentação do material deste documento não implicam a expressão de qualquer opinião por parte do Secretariado da Organização das Nações Unidas para o Desenvolvimento Industrial (UNIDO) sobre o estatuto jurídico de qualquer país, território, cidade ou área das suas autoridades, ou sobre a delimitação das respectivas fronteiras ou limites, sistema económico ou grau de desenvolvimento. Designações como "desenvolvido", "industrializado" e "em desenvolvimento" são utilizadas para fins estatísticos e não expressam necessariamente uma opinião sobre a etapa alcançada por um determinado país ou área no processo de desenvolvimento. A menção de nomes de empresas ou produtos comerciais não constitui uma aprovação por parte da UNIDO. Embora tenha sido tomado grande cuidado para manter a precisão das informações aqui contidas, nem a UNIDO nem os seus Estados-Membros assumem qualquer responsabilidade pelas consequências que possam advir do uso do material. Este documento pode ser citado ou reimpresso livremente, mas o seu reconhecimento é necessário.

Directrizes Técnicas para o  
Desenvolvimento de Pequenas Centrais  
Hidroeléctricas  
PROJECTO

**Parte 6-1: Máquinas hidráulicas e  
gerador da turbina**

## AGRADECIMENTOS

As directrizes técnicas (DT) são o resultado de um esforço de colaboração entre a Organização das Nações Unidas para o Desenvolvimento Industrial (UNIDO) e a Rede Internacional de Pequenas Centrais de Energia Hidroeléctrica (INSHP). Cerca de 80 peritos internacionais e 40 agências internacionais estiveram envolvidos na preparação do documento e na revisão pelos pares, e forneceram sugestões e opiniões específicas para tornar as directrizes técnicas profissionais e aplicáveis.

A UNIDO e a INSHP estão enormemente gratas pelas contribuições recebidas durante o desenvolvimento destas directrizes, em particular, as fornecidas pelas seguintes organizações internacionais:

- O Mercado Comum da África Oriental e Austral (COMESA)
- A Rede Global de Centros Regionais de Energia Sustentável (GN-SEC), particularmente o Centro para as Energias Renováveis e Eficiência Energética da CEDEAO (ECREEE), o Centro para as Energias Renováveis e Eficiência Energética da África Oriental (EACREEE), o Centro para as Energias Renováveis e Eficiência Energética do Pacífico (PCREEE) e o Centro para as Energias Renováveis e Eficiência Energética das Caraíbas (CCREEE).

O governo chinês facilitou a finalização dessas directrizes e teve grande importância na sua conclusão.

O desenvolvimento destas directrizes beneficiam extraordinariamente dos pensamentos, das revisões e das críticas construtivas, como também das contribuições de: Sr. Adnan Ahmed Shawky Atwa, Sr. Adoyi John Ochigbo, Sr. Arun Kumar, Sr. Atul Sarthak, Sr. Bassey Edet Nkposong, Sr. Bernardo Calzadilla-Sarmiento, Sra. Chang Fangyuan, Sr. Chen Changjun, Sra. Chen Hongying, Sr. Chen Xiaodong, Sra. Chen Yan, Sra. Chen Yueqing, Sra. Cheng Xialei, Sr. Chileshe Kapaya Matantilo, Sra. Chileshe Mpundu Kapwepwe, Sr. Deogratias Kamweya, Sr. Dolwin Khan, Sr. Dong Guofeng, Sr. Ejaz Hussain Butt, Sra. Eva Kremere, Sra. Fang Lin, Sr. Fu Liangliang, Sr. Garaio Donald Gafiye, Sr. Guei Guillaume Fulbert Kouhie, Sr. Guo Chenguang, Sr. Guo Hongyou, Sr. Harold John Annegam, Sra. Hou ling, Sr. Hu Jianwei, Sra. Hu Xiaobo, Sr. Hu Yunchu, Sr. Huang Haiyang, Sr. Huang Zhengmin, Sra. Januka Gyawali, Sr. Jiang Songkun, Sr. K. M. Dhahesan Unnithan, Sr. Kipyego Cheluget, Sr. Kolade Esan, Sr. Lamysier Castellanos Rigoberto, Sr. Li Zhiwu, Sra. Li Hui, Sr. Li Xiaoyong, Sra. Li Jingjing, Sra. Li Sa, Sr. Li Zhenggui, Sra. Liang Hong, Sr. Liang Yong, Sr. Lin Xuxin, Sr. Liu Deyou, Sr. Liu Heng, Sr. Louis Philippe Jacques Tavernier, Sra. Lu Xiaoyan, Sr. Lv Jianping, Sr. Manuel Mattiat, Sr. Martin Lugmayr, Sr. Mohamedain SeifElnasr, Sr. Mundia Simainga, Sr. Mukayi Musarurwa, Sr. Olumide TaiwoAlade, Sr. Ou Chuanqi, Sra. Pan Meiting, Sr. Pan Weiping, Sr. Ralf Steffen Kaeser, Sr. Rudolf Hüpfel, Sr. Rui Jun, Sr. Rao Dayi, Sr. Sandeep Kher, Sr. Sergio Armando Trelles Jasso, Sr. Sindiso Ngwenga, Sr. Sidney Kilmete, Sra. Sitraka Zarasoa Rakotomahefa, Sr. Shang Zhihong, Sr. Shen Cunke, Sr. Shi Rongqing, Sra. Sanja Komadina, Sr. Tareqemtairah, Sr. Tokihiko Fujimoto, Sr. Tovoniaina Ramanantsoa Andriampaniry, Sr. Tan Xiangqing, Sr. Tong Leyi, Sr. Wang Xinliang, Sr. Wang Fuyun, Sr. Wang Baoluo, Sr. Wei Jianghui, Sr. Wu Cong, Sra. Xie Lihua, Sr. Xiong Jie, Sra. Xu Jie, Sra. Xu Xiaoyan, Sr. Xu Wei, Sr. Yohane Mukabe, Sr. Yan Wenjiao, Sr. Yang Weijun, Sra. Yan Li, Sr. Yao Shenghong, Sr. Zeng Jingnian, Sr. Zhao Guojun, Sr. Zhang Min, Sr. Zhang Liansheng, Sr. Zhang Zhenzhong, Sr. Zhang Xiaowen, Sra. Zhang Yingnan, Sr. Zheng Liang, Sr. Zheng Yu, Sr. Zhou Shuhua, Sra. Zhu Mingjuan.

Seria muito bem-vinda a provisão de outras recomendações e sugestões para a execução da actualização.

# Índice

Prefácio .....	III
Introdução .....	IV
1 Âmbito .....	1
2 Referências normativas .....	1
3 Termos e definições .....	1
4 Turbina .....	1
4.1 Requisitos gerais para a selecção do tipo de turbina .....	1
4.2 Selecção da cabeça de carga .....	3
4.3 Selecção do tipo de turbina .....	3
4.4 Selecção dos parâmetros básicos da turbina de reacção .....	5
4.5 Selecção de parâmetros básicos da turbina Pelton .....	7
4.6 Análise de desempenho transitório da unidade .....	9
5 Gerador .....	11
5.1 Requisitos gerais para a selecção do tipo de gerador .....	11
5.2 Selecção de dados nominais e principais parâmetros .....	12
5.3 Selecção da estrutura mecânica do gerador .....	16
5.4 Selecção de equipamento auxiliar do gerador .....	17
6 Sistema de controlo da turbina .....	18
6.1 Princípios básicos para controlar a selecção do sistema .....	18
6.2 Capacidade operacional do regulador .....	19
6.3 Sistema de controlo do regulador .....	19
7 Válvula principal da turbina .....	20
7.1 Princípios da instalação da válvula principal .....	20
7.2 Selecção da válvula principal .....	20
7.3 Selecção do tipo de vedante da válvula principal .....	23
8 Sistema auxiliar .....	23
8.1 Água de refrigeração e sistema de drenagem .....	23
8.2 Sistema de óleo .....	24
8.3 Sistema de ar comprimido .....	24
8.4 Sistema de monitorização hidráulica .....	25
8.5 Selecção do equipamento de elevação .....	26
8.6 Aquecimento e ventilação .....	26
8.7 Equipamento de reparação e manutenção .....	26
9 Sistema de protecção contra incêndios .....	27
9.1 Requisitos gerais para o sistema de protecção contra incêndios .....	27
9.2 Requisitos técnicos .....	27

10	Disposição da casa das máquinas .....	28
10.1	Princípios básicos .....	28
10.2	Requisitos técnicos .....	28
Apêndice A (Normativo)	Fórmulas de referência para o cálculo dos parâmetros básicos da turbina de reacção .....	30
Apêndice B (Normativo)	Fórmulas de referência para o cálculo dos parâmetros básicos da turbina de impulso .....	35
Apêndice C (Normativo)	Fórmulas de referência para o cálculo da capacidade de funcionamento do sistema de controlo de algumas turbinas .....	39
Apêndice D (Informativo)	Disposição típica das unidades e diagramas esquemáticos de sistemas óleo-ar-água .....	41

## Prefácio

A Organização das Nações Unidas para o Desenvolvimento Industrial (UNIDO) é uma agência especializada no âmbito do sistema das Nações Unidas para promover o desenvolvimento industrial global inclusivo e sustentável (ISID). A relevância do ISID como abordagem integrada aos três pilares do desenvolvimento sustentável é reconhecida pela Agenda 2030 para o Desenvolvimento Sustentável e pelos Objectivos de Desenvolvimento Sustentável (ODS) correspondentes, que contarão com o esforço das Nações Unidas e dos países rumo ao desenvolvimento sustentável nos próximos quinze anos. O mandato da UNIDO para o ISID engloba a necessidade de apoiar a criação de sistemas energéticos sustentáveis, uma vez que a energia é essencial para o desenvolvimento económico e social e para a melhoria da qualidade de vida. A preocupação e o debate internacional sobre energia têm crescido cada vez mais nas últimas duas décadas, com as questões da redução da pobreza, dos riscos ambientais e das alterações climáticas a assumirem agora um lugar central.

A INSHP (Rede Internacional de Pequenas Centrais de Energia Hidroeléctrica) é uma organização internacional de coordenação e promoção para o desenvolvimento global de pequenas centrais de energia hidroeléctricas (PCH), baseada na participação voluntária de pontos focais regionais, sub-regionais e nacionais, instituições relevantes, serviços públicos e empresas, e cujo principal objectivo são as prestações sociais. A INSHP visa a promoção do desenvolvimento global de PCH através da cooperação triangular técnica e económica entre países em desenvolvimento, países desenvolvidos e organizações internacionais, a fim de abastecer as zonas rurais dos países em desenvolvimento com energia ambientalmente saudável, acessível e adequada, o que levará ao aumento das oportunidades de trabalho, à melhoria dos ambientes ecológicos, à redução da pobreza, à melhoria dos padrões de vida e culturais locais e ao desenvolvimento económico.

A UNIDO e a INSHP colaboram no Relatório Mundial de Desenvolvimento de Pequenas Centrais de Energia Hidroeléctrica desde 2010. Com base nos relatórios, os requisitos e o desenvolvimento de PCH não estavam equiparados. Uma das barreiras ao desenvolvimento na maioria dos países é a falta de tecnologias. A UNIDO, em colaboração com a INSHP, através da cooperação com peritos globais, e com base em experiências de desenvolvimento bem-sucedidas, decidiu desenvolver as directrizes técnicas das PCH para satisfazer a procura dos Estados-Membros.

Estas DT foram elaboradas de acordo com as regras editoriais das Directivas ISO/IEC, Parte 2 (consultar [www.iso.org/directives](http://www.iso.org/directives)).

Chama-se a especial atenção para a possibilidade de que alguns dos elementos destas directrizes técnicas possam estar sujeitos a direitos de patente. A UNIDO e a INSHP não serão responsáveis pela identificação desses mesmos direitos de patente.

## Introdução

Uma Pequena Central de Energia Hidroeléctrica (PCH) é cada vez mais reconhecida como uma importante solução de energia renovável para a electrificação de áreas rurais remotas. Contudo, embora a maioria dos países europeus, da América do Norte e do Sul e a China tenham elevados níveis de capacidade instalada, o potencial de uma PCH em muitos países em desenvolvimento permanece desconhecido e é prejudicado por vários factores, incluindo a falta de boas práticas ou normas globalmente acordadas para o desenvolvimento de uma PCH.

Estas Directrizes Técnicas (DT) para o Desenvolvimento de Pequenas Centrais de Energia Hidroeléctrica abordarão as limitações actuais dos regulamentos aplicados às directrizes técnicas para as PCH, aplicando os conhecimentos especializados e as melhores práticas existentes em todo o mundo. Pretende-se que os países utilizem estas directrizes para apoiar as suas políticas, tecnologias e ecossistemas actuais. Os países com competências institucionais e técnicas limitadas serão capazes de melhorar a sua base de conhecimentos no desenvolvimento de instalações de PCH, atraindo assim mais investimentos para projectos de PCH, encorajando políticas favoráveis e, conseqüentemente, ajudando no desenvolvimento económico a nível nacional. Estas directrizes técnicas serão valiosas para todos os países, mas permitem, especialmente, a partilha de experiências e melhores práticas entre países que têm conhecimentos técnicos limitados.

As directrizes técnicas podem ser utilizadas como princípios e fundamentos para o planeamento, estruturação, construção e gestão de PCH até 30 MW.

- Os Termos e Definições nas DT especificam os termos e definições técnicas profissionais comumente usados para PCH.
- As Directrizes do projecto fornecem directrizes para os requisitos básicos, metodologia e procedimento em termos de selecção do local, hidrologia, geologia, esquema do projecto, configurações, cálculos de energia, hidráulica, selecção de equipamentos electromecânicos, construção, estimativas de custo do projecto, pré-avaliação económica, financiamento, avaliações sociais e ambientais — com o objectivo final de obter as melhores soluções de projecto.
- As Directrizes das unidades especificam os requisitos técnicos para turbinas nas PCH, geradores, sistemas de regulação de turbinas hidráulicas, sistemas de excitação e válvulas principais, como também para sistemas de supervisão, controlo, protecção e de alimentação eléctrica de corrente contínua.
- As Directrizes de construção podem ser utilizadas como documentos de orientação técnica para a construção de projectos de PCH.
- As Directrizes de gestão fornecem orientações técnicas para a gestão, operação e manutenção, renovação técnica e aceitação de projectos de PCH.

# Directrizes Técnicas para o Desenvolvimento de Pequenas Centrais Hidroeléctricas-Projecto

## Parte 6-1: Máquinas Hidráulicas e Gerador de Turbinas

### 1 Enquadramento

Esta Parte das Directrizes da estrutura especifica a estrutura e a disposição do tipo de máquinas hidráulicas principais e secundárias, a estrutura e a disposição da selecção do tipo de turbina, bem como a selecção dos sistemas de aquecimento, ventilação e controlo de incêndios de uma central de energia hidroeléctrica (PCH).

### 2 Referências normativas

Os seguintes documentos são referidos no texto de tal forma que parte ou a totalidade do seu conteúdo constitui uma exigência deste documento. Para referências datadas, é apenas aplicável a edição citada. Para referências não datadas, é aplicável a última edição do documento referenciado (incluindo quaisquer alterações).

SHP/TG 001, *Directrizes técnicas para o desenvolvimento de pequenas centrais de energia hidroeléctrica — Termos e definições*.

### 3 Termos e definições

Para efeitos do presente documento, são aplicáveis os termos e definições apresentados no IEC TR 61364 e SHP/TG 001.

### 4 Turbina

#### 4.1 Requisitos gerais para a selecção do tipo de turbina

**4.1.1** O tipo e os parâmetros básicos da turbina devem ser seleccionados com base na comparação técnica e económica de acordo com os parâmetros de energia hidráulica, a disposição e as características operacionais da central de energia hidroeléctrica, as características técnicas, os índices económicos, a fiabilidade de operação, o nível técnico de concepção e fabrico, o transporte e em combinação com as condições do local.

**4.1.2** A selecção do tipo de turbina deve incluir o seguinte conteúdo:

- a) Selecção do tipo e modo de instalação;
- b) Selecção do número de unidades instaladas e da capacidade da unidade;
- c) Selecção da cabeça de carga da turbina;
- d) Selecção dos parâmetros básicos da turbina, incluindo a potência do veio, diâmetro da roda, velocidade nominal, descarga nominal, eficiência, cabeça de aspiração estática e a elevação de ajustamento. Para a turbina de impulso, devem ser seleccionados o diâmetro do jacto, o número de bicos e a cabeça de descarga estática;
- e) Selecção da roda do modelo apropriado e o traçado da curva característica de operação da turbina;
- f) Estimativa das dimensões gerais, peso e custo dos principais componentes da turbina.

**4.1.3** As informações básicas para a selecção da turbina devem incluir:

- a) Cabeça líquida da turbina (incluindo a altura máxima, a altura mínima e a altura média ponderada);
- b) A descarga operacional da central de energia hidroeléctrica (a soma das descargas entrada em cada turbina de uma central de energia hidroeléctrica);
- c) Capacidade instalada da central de energia hidroeléctrica;
- d) Nível de água a montante/jusante do rio;
- e) Parâmetros dos sistemas de geração de energia e condutores de água (incluindo a disposição, comprimento, diâmetro dos tubos e perdas de altura de água de todos os sistemas condutores de água desde a entrada de água para a geração até a saída de água a jusante da central de energia hidroeléctrica);
- f) Curva de relação nível de água a jusante e descarga;
- g) A potência disponível da central de energia hidroeléctrica, o factor de ponderação de potência pode ser fornecido quando necessário;
- h) Modo de operação da central de energia hidroeléctrica no sistema eléctrico, e modos de operação e regulação do reservatório;

- i) Qualidade da água que passa pela turbina (incluindo a concentração de sedimentos através da turbina, a granulometria, dureza de Moh, composição mineral, valor de pH e temperatura da água);
- j) Condições meteorológicas da central de energia hidroeléctrica (incluindo a temperatura do ar, temperatura da água e humidade relativa);
- k) Posição geográfica da central de energia hidroeléctrica (incluindo a elevação do nível do mar, a pressão atmosférica e a aceleração gravitacional da casa das máquinas).

## **4.2 Seleção da cabeça de carga**

**4.2.1** A cabeça nominal da turbina deve ser seleccionada através de comparação técnica e económica de acordo com a variação da cabeça da central de energia hidroeléctrica, a característica reguladora do reservatório, os requisitos de operação estável da unidade, o modo de operação da central de energia hidroeléctrica no sistema de energia e as características dos sistemas de geração de energia e condutores de água.

**4.2.2** Quanto à central de energia hidroeléctrica com a cabeça média/alta, a cabeça nominal deve ser seleccionada dentro do intervalo de 0,85 a 0,95 vezes a cabeça média ponderada.

**4.2.3** Quanto à central de energia hidroeléctrica de passagem, a cabeça nominal deve garantir que a capacidade instalada da central de energia hidroeléctrica é totalmente utilizada para a produção de energia.

**4.2.4** Quanto à central de energia hidroeléctrica no rio lamacento com o modo de operação "armazenar água clara e descarregar água lamacenta", a cabeça nominal deve ser seleccionada dentro do intervalo entre a cabeça média ponderada e a cabeça produtiva do limite inferior no período de armazenamento do reservatório.

**4.2.5** Quando a altura nominal está próxima da cabeça altura mínima, é necessário demonstrar a sua racionalidade e eficiência económica. No que diz respeito à turbina de impulso com cabeça alta e pequena variação do nível de água do reservatório, a cabeça mínima pode ser usada como cabeça nominal da turbina.

## **4.3 Seleção do tipo de turbina**

**4.3.1** A seleção do tipo de turbina deve cumprir os seguintes requisitos:

- a) O tipo de turbina deve ser seleccionado dentro do intervalo da altura de operação de acordo com os princípios básicos em 4.1. Os tipos de turbinas comuns e o limite de altura aplicável devem cumprir os requisitos da Tabela 1.

**Tabela 1 Tipos de turbinas e limite de altura aplicável**

Tipo de turbina			Limite de altura aplicável (m)
Classificado de acordo com o modo de conversão de energia	Classificado de acordo o sentido do fluxo	Classificado de acordo com a característica estrutural	
Turbina de reacção	Turbina tubular	Turbina de bolbo	2~30
		Turbina do tipo S	
		Turbina de bolbo	
		Turbina geradora de aros	
	Turbina de fluxo axial	Turbina de hélice	2~60
		Turbina Kaplan	
	Turbina diagonal	40~120	
	Turbina Francis	25~450	
Turbina do tipo impulso	Turbina Pelton	60~1 300	
	Turbina de jacto inclinado	50~250	
	Turbina de fluxo cruzado	5~200	
<b>NOTA</b> O limite de alturas aplicável é o parâmetro em condições normais. A selecção de pequenas turbinas pode ser determinada através de uma comparação exaustiva de acordo com a situação específica e as exigências especiais dos diferentes projectos. O intervalo de alturas aplicável para os vários tipos de unidades na mesma secção de altura pode ser adequadamente ampliada.			

- b) Quanto à central de energia hidroeléctrica de passagem com uma altura máxima de 20 m ou inferior e uma capacidade unitária superior a 10 MW, a turbina tubular deve ser seleccionada por preferência.
- c) Quando existem dois tipos de turbinas aplicáveis sob a mesma cabeça, a selecção deve ser feita por comparação técnica e económica no que respeita aos parâmetros das características técnicas, aos indicadores económicos, à fiabilidade operacional e à dificuldade de concepção e fabrico.

#### 4.3.2 A selecção da roda modelo deve cumprir os seguintes requisitos:

- a) A roda do modelo deve ser seleccionada em combinação com o tipo de turbina seleccionada e a comparação deve ser feita de acordo com a altura de operação da central da energia hidroeléctrica, e uma roda de modelo fiável com tecnologia evoluída deve ser usada após a adequada comparação técnica e económica dos parâmetros básicos da turbina.
- b) A roda do modelo deve ter um desempenho relativamente maior em termos de energia e cavitação, e seu desempenho não deve ter qualquer pulsação de pressão óbvia ou erosão por cavitação sob todas as condições de funcionamento.
- c) Para a central de energia hidroeléctrica no rio lamacento, é necessário seleccionar a roda do modelo com uma velocidade de rotação relativamente inferior; para a central de energia hidroeléctrica com grande variação da altura, é necessário seleccionar a roda modelo com maior amplitude de funcionamento estável; para a central de energia hidroeléctrica em localidades de grande altitude, é necessário seleccionar a roda modelo com o desempenho de cavitação adequado em combinação com os factores de elevação de regulação.

**4.3.3** A disposição das turbinas Francis de veio vertical e eixo horizontal e as turbinas de impulso devem ser combinadas com a capacidade da unidade única, o diâmetro da roda e a velocidade e disposição apropriada da central para uma comparação exaustiva. Para as PCH, o veio horizontal deve ser preferencial.

#### **4.4 Selecção dos parâmetros básicos da turbina de reacção**

**4.4.1** Os parâmetros básicos da turbina de reacção devem ser seleccionados após a selecção primária da capacidade da unidade, a altura nominal e roda modelo; os parâmetros principais incluem o diâmetro da roda, velocidade nominal, descarga nominal, eficiência nominal, potência nominal, cabeça de aspiração estática, velocidade máxima de passagem, altura máxima, cabeça mínima, cabeça de projecto e a eficiência média ponderada.

**4.4.2** Um esquema razoável dos parâmetros básicos da turbina deve ser seleccionado a partir de uma série de diferentes combinações dos parâmetros por comparação técnica e económica combinada com a disposição da central de energia hidroeléctrica, a topografia e as condições geológicas reais, a faixa da altura de água de operação e as características de regulação do reservatório, bem como as características técnicas, os indicadores económicos, fiabilidade operacional e nível de projecto e tecnologia de fabrico.

**4.4.3** Depois de determinar os principais parâmetros da turbina, a curva de desempenho operacional da turbina, incluindo a curva de eficiência igual, a curva de cavitação igual e a curva de limitação de saída, deve ser traçada.

**4.4.4** A propulsão hidráulica axial e o peso dos componentes principais devem ser estimados.

**4.4.5** A turbina deve ter maior eficiência média ponderada e a faixa de operação deve incluir a área de eficiência alta. No limite de altura de trabalho, as condições de funcionamento da turbina devem ser boas e não deve existir nenhuma área de vibração óbvia.

**4.4.6** A cabeça de aspiração estática e a elevação de ajustamento da turbina devem ser determinadas de acordo com os seguintes requisitos:

- a) A cabeça de aspiração estática da turbina de reacção deve ser calculada de acordo com as condições de funcionamento sob as diferentes alturas características e os seus correspondentes coeficientes iniciais de cavitação  $\sigma_i$ . Se o coeficiente  $\sigma_i$  não estiver disponível, pode ser calculado multiplicando o coeficiente crítico de cavitação pelo coeficiente de relação  $K\sigma$ .
- b) Sob a condição de que as unidades da central partilhem as águas residuais, quando 1 ou 2 unidades são instaladas, os requisitos da cabeça de aspiração estática e o nível de águas a jusante de uma unidade com uma operação de saída máxima de 50% sob várias alturas de água devem ser satisfeitos; quando outras 2 unidades são instaladas, os requisitos da cabeça de aspiração estática e o nível de águas a jusante de uma unidade com uma operação de saída máxima sob várias alturas de água devem ser satisfeitos.

- c) Para determinar o nível de águas a jusante de concepção da elevação de ajustamento, factores como a relação entre o nível de águas residuais e a descarga, os requisitos de geração inicial, os requisitos de controlo de cheias e o nível de água operacional das centrais de energia hidroeléctrica em cascata a jusante devem ser considerados de forma exaustiva.
- d) A elevação de ajustamento da turbina deve cumprir os requisitos para a cabeça de aspiração estática e o correspondente nível de águas a jusante sob várias condições de funcionamento, e deve cumprir os requisitos de que a profundidade mínima submersa da borda superior do tubo de aspiração (ou do túnel da extremidade traseira, excluindo o túnel das obras de fuga com tecto inclinado) não deve ser inferior a 0,3 m a 0,5 m.
- e) A elevação da instalação deve ser determinada por comparação técnica e económica com base nas condições topográficas e geológicas reais do projecto, na disposição da instalação e em outros factores.

**4.4.7** A velocidade máxima de fuga da turbina Francis ou turbina de hélice será determinada pela altura líquida máxima de água e pela velocidade máxima de fuga da unidade. A velocidade máxima de fuga da turbina Kaplan deve ser calculada de acordo com a relação combinada. Quando existem requisitos especiais, pode ser calculado de acordo com os danos da relação combinada.

**4.4.8** O diâmetro da roda da turbina deve ser calculado com a Fórmula (1).

$$D_1 = \sqrt{\frac{N_f}{9.81 Q'_1 H_{sj}^{1.5} \eta_T \eta_f}} \dots\dots\dots ( 1 )$$

onde

$D_1$  é o diâmetro nominal da roda, em m;

$N_f$  é a potência nominal do gerador, em kW;

$Q'_1$  é a descarga da unidade em condições de concepção, em m<sup>3</sup>/s;

$H_{sj}$  é a cabeça nominal, em m;

$\eta_T$  é o protótipo de eficiência da turbina;

$\eta_f$  é a eficiência nominal do gerador.

**4.4.9** A velocidade nominal deve ser calculada com a Fórmula (2):

$$n_r = \frac{n'_1 \sqrt{H_{pj}}}{D_1} \dots\dots\dots ( 2 )$$

onde

$n_r$  é a velocidade nominal, em r/min;

$n'_1$  é a velocidade da unidade, em r/min; (1 - 1.05)  $n'_{10}$  é tomado à turbina Francis; 1.1  $n'_{10}$  é aplicado para a turbina de fluxo axial de alta velocidade específica;

$H_{pj}$  é a cabeça média ponderada, em m.

**4.4.10** Ver Apêndice A para fórmulas de referência para a descarga nominal  $Q_r$ , cabeça de aspiração estática  $H_s$ , elevação de ajustamento  $\nabla$  da turbina e o cálculo de correcção da eficiência da turbina de reacção.

**4.5 Seleção de parâmetros básicos da turbina Pelton**

**4.5.1** Os parâmetros básicos da turbina Pelton devem ser seleccionados após a selecção primária da capacidade da unidade, cabeça nominal e roda do modelo; os principais parâmetros incluem a cabeça nominal, velocidade nominal, descarga nominal, potência nominal, diâmetro do passo, diâmetro do jacto, relação entre o diâmetro da roda e o diâmetro do jacto (valor  $m$ ), números do balde, eficiência nominal, altura máxima, altura mínima, altura de concepção, velocidade de fuga e altura de descarga estática. A selecção dos parâmetros básicos da turbina deve ser determinada através de comparação técnica e económica.

**4.5.2** Após a determinação dos parâmetros principais da turbina, as curvas de desempenho de operação da turbina devem ser traçadas, incluindo a curva de limitação da saída da turbina e a curva de igual eficiência.

**4.5.3** Os parâmetros básicos da turbina Pelton podem ser calculados com o método de velocidade específica fixa, e convertidos pela curva característica do modelo combinado, ou calculados com o método de velocidade específica variável.

**4.5.4** O número de bicos da turbina Pelton é normalmente de 1, 2 ou 4; o número de bicos deve ser seleccionado tendo em consideração a disposição dos bicos para evitar a interferência mútua do fluxo do jacto.

**4.5.5** Quando o número de baldes é seleccionado, é necessário evitar o fenómeno do funil de fluxo de jacto, enquanto isso, a disposição e o processamento dos baldes deve ser tido em conta.

**4.5.6** Quanto às turbinas de vários bicos, o ângulo de intersecção do fluxo do jacto não deve ser um número inteiro múltiplo do ângulo de intersecção entre os baldes adjacentes.

**4.5.7** Para garantir a eficiência relativamente alta da turbina, o valor  $m$  deve ser seleccionado no intervalo de 10 a 20; ao seleccionar o valor  $m$ , deve ser considerado o modo de fabrico da roda e a resistência do balde; geralmente, o valor grande deve ser aplicada para a cabeça alta e o valor pequeno deve ser para a cabeça baixa.

**4.5.8** Quando a descarga unitária da turbina é calculada, a diferença do valor  $m$  entre a turbina real e a turbina modelo deve ser considerado; a sua descarga unitária pode ser convertida com a Fórmula (3):

$$Q_1'' = (m/m_M)^2 \times Q_1' \dots\dots\dots ( 3 )$$

onde

$Q_1''$  é a unidade de descarga da turbina modelo, em  $m^3/s$ ;

$Q_1'$  é a unidade de descarga da verdadeira turbina, em  $m^3/s$ ;

$m$  é o valor  $m$  da verdadeira turbina;

$m_M$  é o valor  $m$  do modelo da turbina.

**4.5.9** A eficiência da turbina Pelton não pode ser corrigida. Quando o valor  $m$  da turbina excede o intervalo de 10 a 20, cerca de 0,5% de correcção negativa pode ser considerada.

**4.5.10** A faixa de operação da turbina deve incluir a área de eficiência alta.

**4.5.11** A velocidade máxima de fuga da turbina Pelton pode ser de 70 r/min. A velocidade máxima de fuga deve ser determinada de acordo com as condições máximas da altura da água.

**4.5.12** A altura da descarga estática da turbina Pelton deve ser seleccionada para garantir o funcionamento seguro e estável da turbina, evitar a influência do pico de água a jusante e manter uma altura de ventilação suficiente para as obras de fuga no nível máximo de água a jusante sob qualquer condição de geração de energia da central de energia hidroeléctrica.

**4.5.13** A altura da descarga estática deve ser o diâmetro (1 a 1,5)  $D_1$  do círculo de inclinação da roda. O valor da unidade do veio horizontal deve ser pequeno, e o valor da unidade do veio vertical deve ser grande. Quando a altura da descarga estática for determinada, a altura de ventilação necessária deve ser assegurada, e a altura de ventilação não deve ser inferior a 300 mm.

**4.5.14** O diâmetro da roda e o valor  $m$  devem ser calculados pela Fórmula (4) e pela Fórmula (5):

$$D_1 = \frac{(39 \sim 40) \sqrt{H_{sj}}}{n_r} \dots\dots\dots ( 4 )$$

$$m = \frac{D_1}{d_0} \dots\dots\dots ( 5 )$$

onde

$D_1$  é o diâmetro da inclinação do balde, em m;

$m$  é a relação entre o diâmetro da roda e o diâmetro do jacto.

O valor  $m$  deve estar no intervalo de 10 a 20. O valor pequeno deve ser aplicado à altura baixa e o valor grande deve ser aplicado à altura alta.

**4.5.15** Ver Apêndice B para obter as fórmulas de referência para a estimativa do diâmetro do jato  $d_0$ , velocidade nominal  $n_r$ , diâmetro do bico  $d_p$  e o número de baldes da turbina Pelton e o cálculo da altura de descarga estática  $h_p$  e da elevação de ajustamento  $V$ .

**4.5.16** Os parâmetros básicos da turbina de jacto inclinada podem ser seleccionados com referência aos requisitos desta secção.

#### **4.6 Análise de desempenho transitório da unidade**

**4.6.1** O cálculo do desempenho transitório da turbina deve ser realizado de acordo com o modo de ligação eléctrica principal da central de energia hidroeléctrica, os requisitos da rede eléctrica, tipo e parâmetros do sistema condutor de água da central de energia hidroeléctrica, as características e parâmetros das unidades de geradores da turbina, bem como as condições de funcionamento.

**4.6.2** Quanto à central de energia hidroeléctrica com condutas forçadas bifurcadas/trifurcadas, a velocidade máxima de aumento das unidades e a pressão máxima de aumento no final da caixa em espiral devem ser calculadas de acordo com o número de unidades ligadas à conduta forçada e ao modo de ligação eléctrica principal, assim como o número de unidades que podem ser simultaneamente capazes de executar a rejeição de carga.

**4.6.3** Quanto à central de energia hidroeléctrica com um sistema relativamente mais simples de geração de energia e condutor de água, o cálculo do desempenho transitório da turbina pode ser efectuado pela fórmula empírica e pelo método numérico ou analítico; quanto à central de energia hidroeléctrica com um sistema condutor de água complexo, o cálculo deve ser efectuado por simulação informática.

**4.6.4** As unidades de turbinas de fluxo axial e tubulares podem ser equipadas com um dispositivo de fechamento em duas etapas.

**4.6.5** A constante de tempo de inércia do fluxo de água  $T_w$  do sistema condutor de água sem dispositivo de regulação de pressão não deve ser superior a 4 s; a constante de tempo de inércia  $T_a$  da unidade de turbina de reacção não deve ser inferior a 4 s e a constante de tempo de inércia  $T_a$  da unidade de turbina de impulso não deve ser inferior a 2 s. A relação  $T_w/T_a$  não deve ser superior a 0,4; se a razão  $T_w/T_a$  for superior a 0,4, a estabilidade do sistema e da unidade de desvio de água pode ser calculada em caso de pequenas flutuações.

**4.6.6** Quando a relação de elevação da velocidade de rotação das unidades de fluxo axial e turbina tubular é calculada, é necessário incluir a influência do momento de inércia do fluxo de água; o cálculo do desempenho transitório da turbina deve incluir a pressão do golpe de arfete inverso.

**4.6.7** O valor garantido do rácio máximo de aumento de velocidade da unidade durante a rejeição da carga deve ser seleccionado de acordo com as seguintes circunstâncias diferentes:

- a) O valor garantido deve ser inferior a 50% quando a capacidade unitária representa uma grande proporção da capacidade total do sistema eléctrico ou quando a unidade é responsável pela modulação da frequência.
- b) O valor garantido deve ser inferior a 60% a 65% quando a proporção da capacidade unitária em relação à capacidade total do sistema eléctrico não é grande, ou a unidade não é responsável pela modulação de frequência.
- c) A taxa máxima de aumento de velocidade da unidade de turbina tubular deve ser inferior a 65%.
- d) A taxa máxima de aumento de velocidade da unidade da turbina de propulsão deve ser inferior a 30%.

**4.6.8** Em caso de rejeição de carga, o valor garantido da taxa máxima de aumento de pressão no final da caixa em espiral (em frente da lâmina-guia móvel da unidade de turbina tubular) deve ser seleccionado de acordo com as seguintes circunstâncias:

- a) O valor garantido deve ser de 70% a 100% se a cabeça de carga for inferior a 20 m.
- b) O valor garantido deve ser de 70% a 50% se a cabeça de carga for de 20 m a 40 m.
- c) O valor garantido deve ser de 50% a 30% se a cabeça de carga for de 40 m a 100 m.
- d) O valor garantido deve ser de 30% a 25% se a cabeça de carga for de 100 m a 300 m.
- e) O valor garantido deve ser inferior a 25% se a cabeça de carga for superior a 300 m.

**4.6.9** Quando a carga da unidade aumenta ou diminui repentinamente, a pressão mínima no ponto mais alto de todas as secções do sistema de transporte de pressão não deve ser inferior a 0,02 MPa, e o fenómeno de separação do fluxo de pressão negativa não deve ocorrer.

**4.6.10** Em caso de rejeição de carga, o valor máximo garantido de vácuo na secção de entrada do tubo de aspiração não deve ser superior a 0,08 MPa.

## 5 Gerador

### 5.1 Requisitos gerais para a selecção do tipo de gerador

**5.1.1** A selecção do gerador deve ser feita através de comparação técnica e económica, principalmente de acordo com o tipo e os parâmetros da turbina e os requisitos do sistema de potência, e em combinação com os parâmetros como a saída da unidade, a velocidade de rotação, a configuração da unidade e a disposição determinada durante a selecção da turbina.

**5.1.2** A selecção do tipo para o gerador deve incluir a seguinte consideração:

- a) Potência nominal / potência aparente do gerador ( $P/S_r$ );
- b) Tensão nominal do gerador ( $U_r$ );
- c) Velocidade nominal ( $n_r$ );
- d) Frequência nominal ( $f_r$ );
- e) Factor de potência nominal ( $\cos\Phi$ );
- f) Grau de isolamento;
- g) Modo excitante;
- h) Tipo de ventilação-refrigeração do gerador;
- i) Momento de inércia do gerador ( $GD^2$ );
- j) Estimativa das dimensões, peso e custo dos principais componentes do gerador.

**5.1.3** A selecção do gerador deve basear-se nos seguintes factores:

- a) Determinar a potência e a velocidade de rotação de acordo com as características da turbina;
- b) Determinar a tensão e o factor de potência de acordo com os requisitos do sistema de energia eléctrica;
- c) Determinar o momento de inércia do gerador de acordo com o cálculo do desempenho transitório da turbina da central de energia hidroeléctrica e os requisitos do sistema de potência;
- d) Determinar o estilo estrutural do gerador de acordo com a situação geral.

## 5.2 Selecção de dados nominais e principais parâmetros

5.2.1 A potência do gerador deve cumprir os seguintes requisitos:

- a) Relação entre a potência do gerador e a saída da turbina:
  - 1) Unidade acoplada directamente: a potência nominal do gerador deve ser igual à saída nominal da turbina multiplicada pela eficiência do gerador;
  - 2) Unidade de impulso: a potência nominal do gerador deve ser igual à saída nominal da turbina multiplicada pela eficiência do impulso e pela eficiência do gerador.

b) Série de selecção prioritária (MW) de potência nominal do gerador:

0,5, 0,63, 0,8, 1,0, 1,25, 1,6, 2,0, 2,5, 3,2, 4,0, 5,0, 6,3, 8,0, 10,0

5.2.2 A tensão do gerador deve cumprir os seguintes requisitos:

- a) Os requisitos da rede eléctrica nacional.
- b) A selecção da tensão nominal deve ter em conta a gama de valores da corrente nominal. A corrente nominal deve ser calculada pela Fórmula (6):

$$I_r = \frac{1\,000P_r}{\sqrt{3}U_r\cos\phi} \dots\dots\dots (6)$$

onde

$I_r$  é a corrente nominal, em A;

$P_r$  é a potência nominal, em MW;

$U_r$  é a tensão nominal, em V;

$\cos\phi$  é o factor de potência.

5.2.3 Os factores de potência do gerador devem cumprir os seguintes requisitos:

- a) O factor de potência nominal pode ficar retardado em 0,8 ou 0,92 com o pressuposto de que cumpre os requisitos da rede eléctrica;
- b) O gerador pode funcionar na fase avançada à potência nominal;

- c) É preferível seleccionar um valor maior para o factor de potência quando o sistema permitir, seleccionar um valor menor quando a central de energia hidroeléctrica estiver próxima do centro de carga e seleccionar um valor maior quando a distância de transmissão for grande.

**5.2.4** A velocidade síncrona do gerador deve cumprir os seguintes requisitos:

- a) A velocidade síncrona nominal do gerador deve ser determinada pelo tipo de turbina. Deve ser calculado pela Fórmula (7):

$$n_r = \frac{60 f_r}{p} \dots\dots\dots ( 7 )$$

onde

$n_r$  é a velocidade de rotação, em r/min;

$f_r$  é a frequência da rede, em Hz;

$p$  é o número de pares de polos, 2p refere-se ao número de polos.

- b) A velocidade síncrona do gerador convencional é apresentada na Tabela 2.

**Tabela 2 Velocidade de rotação opcional para o gerador síncrono**

Número de polos 2p	4	6	8	10	12	14	16	(18)	20	(22)	24
$n_r$ (50 Hz)	1500	1000	750	600	500	428,6	375	(333,3)	300	(272,7)	250
$n_r$ (60 Hz)	1800	1200	900	720	600	514,3	450	(400)	360	(327,3)	300
Número de polos 2p	(26)	28	30	32	(34)	(36)	40	42	(44)	48	(50)
$n_r$ (50 Hz)	(230,8)	214,3	200	187,5	(176,5)	(166,7)	150	142,9	(136,4)	125	(120)
$n_r$ (60 Hz)	(276,9)	257,1	240	225,0	(211,8)	(200)	180	171,4	(163,6)	150	(144)
Número de polos 2p	(52)	56	60	64	(66)	(68)	70	(72)	(78)	80	...
$n_r$ (50 Hz)	(115,4)	107,1	100	93,8	(90,9)	(88,2)	85,7	(83,3)	(76,9)	75	...
$n_r$ (60 Hz)	(138,5)	128,6	120	112,5	(109,1)	(105,9)	102,9	(100)	(92,3)	90	...
<b>NOTA</b> Os valores sem parênteses são as velocidades recomendadas; o valor entre parênteses pode ser seleccionado quando necessário.											

- c) O coeficiente para determinação da velocidade de rotação da unidade deve ser calculado com a Fórmula (8); o coeficiente para determinação da velocidade de rotação deve cumprir o disposto no Quadro 3:

$$K_n = P_r (10^{-3} n_r)^3 \dots\dots\dots ( 8 )$$

onde

$K_n$  é o coeficiente para a determinação da velocidade de rotação;

$P_r$  é a potência nominal, em MW;

$n_r$  é a velocidade de rotação nominal, em r/min.

Tabela 3 Coeficiente para a determinação da velocidade de rotação

$K_n$	$K_n \leq 0.01$	$0.01 < K_n \leq 0.15$	$0.15 < K_n \leq 2$	$2 < K_n \leq 4$ Para o tipo vertical $n_r \geq 1\ 000$ Para o tipo horizontal $n_r \geq 1\ 500$	$K_n > 4$
Tipo de velocidade rotativa	Velocidade ultra-baixa	Baixa velocidade	Velocidade média	Alta velocidade	Velocidade ultra-alta
<b>NOTA</b> Nem a velocidade ultra-baixa nem a velocidade de rotação ultra-alta são preferíveis para as unidades. É necessário realizar a avaliação técnica detalhada quando for necessário selecionar a velocidade de rotação ultra-alta.					

5.2.5 A relação entre a potência do gerador e a eficiência deve cumprir os requisitos da Tabela 4.

Tabela 4 Relação entre produção e eficiência

$P$ (MW)	$0.5 < P \leq 1.0$	$1.0 < P \leq 2.0$	$2.0 < P \leq 5.0$	$5.0 < P \leq 10$
Eficiência (%)	90~94,5	90~95,5	92~96	93~96,5

5.2.6 O grau de isolamento do gerador deve ser Grau F. Na região de alta altitude ou com temperatura ambiente especial, o aumento de temperatura deve ser corrigido.

5.2.7 O momento de inércia deve cumprir os seguintes requisitos:

a) A constante de tempo mecânica deve ser calculada com a Fórmula (9); o intervalo de valores deve cumprir as disposições da Tabela 5.

$$T_{mec} = 2.74GD^2 (10^{-3} n_r)^2 / P_r \dots\dots\dots ( 9 )$$

onde

$T_{mec}$  é a constante de tempo mecânica;

$GD^2$  é o momento de inércia, em  $t \cdot m^2$ ;

$n_r$  é a velocidade nominal, em r/min;

$P_r$  é a potência nominal, em MW.

**Tabela 5 Gama de valores de  $T_{mec}$**

$n_r$ (r/min)	$1\ 500 \leq n_r \leq 1\ 000$	$750 \leq n_r \leq 428.6$	$375 \leq n_r \leq 200$	$n_r < 200$
$T_{mec}$ (s)	2~3,5	2,5~5	3~6	3,5~6,5
<b>NOTA</b> Para o gerador de baixa velocidade e para o gerador de alta potência, é permitido seleccionar o valor mais alto na Tabela 5; para o gerador de alta velocidade e gerador de baixa potência, é necessário seleccionar o valor mais baixo.				

b) O método para aumentar o momento de inércia deve cumprir os seguintes requisitos:

- 1) Um pequeno aumento pode ser realizado aumentando o peso da seção do rotor com maior diâmetro rotativo;
- 2) Um aumento relativamente maior pode ser realizado através do aumento do diâmetro externo do núcleo de ferro do estator;
- 3) Para a unidade horizontal, o momento de inércia pode ser aumentado através da instalação de volante de inércia adicional, de acordo com as disposições da Tabela 6.

**Tabela 6 Momento de inércia aumentado com um volante de inércia adicional**

$n_r$ (r/min)	1500	1000	750	600,500	428,6
$GD^2$ (tm <sup>2</sup> )	0,2~0,7	0,3~1,4	0,5~3	0,75~4,5	1~6
<b>NOTA</b> Pegue no valor mais alto para gerador de alta potência e no valor mais baixo para gerador de baixa potência.					

d) A determinação do momento de inércia da unidade deve cumprir os seguintes requisitos:

- 1) O momento de inércia da unidade deve ser determinado através do cálculo da garantia de regulação do sistema hidráulico da central de energia hidroelétrica;
- 2) O valor para o momento de inércia deve ser razoável; quando o momento de inércia relativamente mais alto é necessário, é necessário ter em conta de forma exaustiva as influências na dimensão, aparência, eficiência, estabilidade e peso do gerador.

**5.2.8** O valor para a relação de curto-circuito do gerador deve estar no intervalo apresentado na Tabela 7. O valor mais alto é para a unidade que opera na pequena rede elétrica e para a unidade de baixa velocidade, e o valor mais baixo é para a unidade de alta velocidade.

**Tabela 7 Valor para o factor de potência e a relação de curto-circuito**

Factor de potência (defasagem)	0,8	0,85	0,9
Relação de curto-circuito	0,9~1,0	0,95~ 1,05	1,0~1,1

**5.3 Selecção da estrutura mecânica do gerador**

**5.3.1** O diâmetro externo do núcleo do ferro estator deve ser seleccionado da seguinte forma:

- a) Os diâmetros externos comuns do núcleo do estator incluem (mm): 740, 850, 990, 1180, 1430, 1730, 2150, 2600, 2860, 3250, 3300, 3600, 3850, 4250, 4650, 5000, 5500 e 6000;
- b) O diâmetro externo convencional do núcleo do estator pode ser calculado com a Fórmula (10):

$$D \approx 1\,500 \left( \frac{P_r^{1,25}}{n_r^{k_d}} \right)^{0,25} \dots\dots\dots ( 10 )$$

onde

$D$  é o diâmetro externo do núcleo do estator, calculado preliminarmente, em mm;

$P_r$  é a potência nominal, em MW;

$n_r$  é a velocidade nominal, em r/min;

$K_d$  é o coeficiente de valor; 1,3 para velocidade ultra baixa, 1,4 para velocidade baixa e 1,5 para outras velocidades.

- c) O diâmetro externo do núcleo do estator da unidade de turbina de reacção vertical pode ser calculado com a Fórmula (11);

$$D \approx K_s D_1 \left( 1 + \frac{2,7}{2P} \right) \dots\dots\dots ( 11 )$$

onde

$D_1$  é o diâmetro da roda, em mm;

$K_s$  é o coeficiente de valor, aplicar 1,35 para a turbina de fluxo axial e 1,45 para a turbina Francis;

$2P$  é o número de polos do gerador.

- d) O valor  $D$  para o gerador deve ser calculado com a Fórmula (10), outro valor  $D$  para o gerador de reacção vertical deve ser calculado com a Fórmula (11) como se a cobertura da cabeça fosse levantada completamente do círculo interno do núcleo; o valor mais alto deve ser seleccionado após comparação e depois é seleccionado um tamanho semelhante;

- e) Um diâmetro externo menor do núcleo do estator deve ser seleccionado para reduzir a altura central da unidade horizontal.

**5.3.2** Os rolamentos devem cumprir os seguintes requisitos:

- a) Cada gerador de turbina deve estar equipado com, pelo menos, dois rolamentos, que devem ser seleccionados pelo fabricante de acordo com as condições de carga.
- b) O rolamento aplica-se à série do gerador horizontal com um diâmetro externo do núcleo de 990 mm ou menor e a unidade tem dois ou três ou quatro fulcros, assim como o gerador vertical com um diâmetro externo do núcleo de 1180 mm ou menos que não sustenta o peso da parte rotativa e a propulsão hidráulica axial da turbina.
- c) O rolamento deslizante aplica-se a todos os geradores.
- d) Excepto se a unidade de impulso horizontal estiver equipada com apenas dois rolamentos transversais, os outros geradores devem estar equipados com pelo menos um rolamento de impulso.

**5.4** **Seleção de equipamento auxiliar do gerador**

**5.4.1** O modo de refrigeração do gerador deve ser a refrigeração por ar, e os modos de ventilação incluem principalmente a recirculação fechada, a ventilação das condutas e a ventilação do tipo aberto.

- a) Recirculação fechada: o ar quente gerado pela refrigeração do gerador é arrefecido pelo refrigerador de ar, e depois devolvido ao gerador num circuito fechado que se aplica a todos os tipos de geradores. O refrigerador de ar de recirculação fechada do gerador horizontal pode ser disposto no poço da turbina ao lado ou na parte superior do gerador.
- b) Ventilação das condutas: inclui a estrutura de ventilação das condutas normais com entrada directa de ar axial e a estrutura de ventilação das condutas fechadas que absorve o ar do poço da turbina.
- c) Ventilação de tipo aberto: retirar ar da casa das máquinas para arrefecer o gerador e depois descarregar o ar quente directamente para a casa de força.
- d) O intervalo aplicável dos diferentes modos de ventilação pode ser consultado na Tabela 8. Os geradores dentro do intervalo de sobreposição de energia devem ser seleccionados de acordo com diferentes temperaturas ambientes.

**Tabela 8 Intervalo de aplicação dos diferentes modos de ventilação**

Modo de ventilação	Ventilação de tipo aberto	Ventilação de conduta normal	Ventilação de conduta fechada	Ventilação de recirculação fechada
Potência (MW)	~1,0	0,8 ~ 3,2	2,5 ~ 6,3	3,2~

**5.4.2** A unidade com o rolamento deslizante deve ser equipada com dispositivos mecânicos de travagem, enquanto a unidade de turbina de impulso com travagem de jacto inverso pode não estar equipada com dispositivo mecânico de travagem. O dispositivo de travagem deve cumprir os seguintes requisitos:

- a) O meio de travagem do dispositivo mecânico de travagem deve ser 0,7 MPa de ar comprimido, ou o óleo de pressão do regulador com pressão reduzida pode ser utilizado como meio de travagem.
- b) As sapatas do travão devem ser feitas de material ecologicamente correcto, sem amianto.
- c) No dispositivo mecânico de travagem do gerador vertical, o óleo de pressão deve ser capaz de elevar com segurança a parte rotativa da unidade e o fecho em qualquer posição, e o travão com um diâmetro de pistão superior a 100 mm deve utilizar a estrutura de separação de óleo/gás.

**5.4.3** O método de extinção de incêndios das centrais de energia hidroeléctricas e geradores deve ser seleccionado de acordo com as normas nacionais de controlo de incêndios.

**5.4.4** O desumidificador deve ser instalado de acordo com diferentes humidades ambientais e capacidade unitária. O desumidificador pode ser um aquecedor eléctrico e um desumidificador. No caso do aquecedor eléctrico, a temperatura do ar no poço da turbina deve ser 5 K mais alta que temperatura ambiente, e o isolamento não deve ser danificado pela alta temperatura local.

## **6 Sistema de controlo da turbina**

### **6.1 Princípios básicos para controlar a selecção do sistema**

**6.1.1** O sistema de controlo da turbina deve ser capaz de controlar a unidade de forma fiável em todas as condições de funcionamento e ligar/parar a máquina no tempo exigido pelo cálculo da garantia de regulação.

**6.1.2** A fim de garantir a segurança do equipamento e dos utilizadores da central quando desligam o sistema, o sistema automático de controlo da turbina baseado em microcomputador deve ser equipado para a unidade com a possibilidade de operar dentro de uma rede isolada.

**6.1.3** Quanto às unidades pequenas e micro-unidades sem tarefa de regulação de frequência e sem necessidade de garantir a potência auxiliar quando a unidade se avaria, pode ser utilizado o actuador eléctrico ou o actuador hidráulico, mas deve garantir que a unidade possa parar de forma segura e fiável quando se avaria.

Quanto à central de energia hidroeléctrica sem a alimentação de corrente contínua, o actuador deve estar equipado com o dispositivo de corte de emergência para falha de corrente.

**6.1.4** Quanto ao regulador com a função de controlo da válvula reguladora de pressão, o controlo da sua válvula reguladora de pressão deve utilizar o mecanismo de coordenação hidráulica.

**6.1.5** O acumulador de energia do tipo bexiga (10 MPa e superior) de alta pressão de óleo e o servo motor externo devem ser adoptados.

**6.1.6** O regulador deve cumprir todos os requisitos de regulação automática e controlo remoto. Pode ser operado manualmente e satisfazer as exigências do processo de partida, paragem, paragem de emergência e processo de revisão do equipamento.

**6.2 Capacidade operacional do regulador**

**6.2.1** A capacidade operacional do regulador deve ser seleccionada de modo que o agregado possa ser controlado de forma fiável sob a altura máxima e a descarga máxima e ser ligado e desligado conforme o tempo exigido pelo cálculo da garantia de regulação. A capacidade operacional do regulador deve ter capacidade de reserva suficiente.

**6.2.2** A capacidade operacional do regulador para a turbina Francis de médio e pequeno porte e para a turbina de hélice com pás fixas de fluxo axial pode ser calculada com a Fórmula (12):

$$A = KQ \sqrt{H_{max} D_1} \dots\dots\dots ( 12 )$$

onde

$A$  é a capacidade operacional do servo motor, em N m;

$K$  é o coeficiente, intervalo de valores: 250 a 300;

$Q$  é a descarga nominal da unidade, em m<sup>3</sup>/s;

$H_{max}$  é a altura máxima, em m;

$D_1$  é o diâmetro da roda da turbina, em m.

**6.2.3** Consulte o Apêndice C para obter as fórmulas de referência para o cálculo da capacidade operacional dos sistemas de controlo da turbina de impulso, turbina Kaplan, turbina tipo S e turbina de bolbo.

**6.3 Sistema de controlo do regulador**

**6.3.1** O sistema de controlo do regulador deve empregar o sistema de microcomputador único e estar ligado à estrutura do PID em paralelo.

**6.3.2** Deve adoptar-se hardware avançado e maduro e componentes eletrónicos de suporte, e o hardware deve ser o controlador lógico programável (PLC) ou o chip único, e a interface de comunicação com o sistema de monitorização deve estar equipada.

**6.3.3** O sistema de controlo do regulador deve ter as seguintes funções auxiliares básicas: rastreio de frequência (ou sincronização rápida), detecção e resolução de falhas, banda morta artificial, sem perturbação manual e automática, teste auxiliar e tolerância parcial a falhas.

## **7 Válvula principal da turbina**

### **7.1 Princípios da instalação da válvula principal**

**7.1.1** Para as centrais de energia hidroeléctrica em que várias turbinas são fornecidas por uma única conduta forçada, a válvula principal deve ser colocada na parte dianteira de cada turbina.

**7.1.2** Para o sistema condutor de água da central de energia hidroeléctrica da barragem com a conduta forçada curta, ou para o sistema condutor de água da central de energia hidroeléctrica de altura baixa ou da central de energia hidroeléctrica do leito do rio, a válvula principal pode não estar equipada na parte dianteira da turbina.

### **7.2 Selecção da válvula principal**

**7.2.1** A válvula principal deve ser seleccionada com base na análise completa da segurança e fiabilidade técnica, económica e operacional, de acordo com a altura da água, a pressão transitória máxima, a descarga nominal da turbina, o diâmetro da entrada da caixa em espiral e as características do sedimento.

**7.2.2** A selecção da válvula principal deve incluir o seguinte conteúdo:

- a) Tipo de válvula principal;
- b) Pressão de concepção e diâmetro nominal da válvula principal;
- c) Modo de funcionamento da válvula principal;
- d) Tipo de vedação da válvula principal;
- e) Tipo e diâmetro da válvula de derivação;
- f) Tempo de abertura e fecho da válvula principal.

**7.2.3** Os seguintes dados básicos devem ser necessários para seleccionar a válvula principal:

- a) A altura estática máxima e a pressão transitória máxima na válvula principal da estação de energia;
- b) Taxa de fluxo nominal da turbina;
- c) Diâmetro de entrada da caixa em espiral;
- d) O conteúdo e as características do sedimento que atravessa a máquina;
- e) A duração do sistema de desvio e o tempo de esvaziamento.

**7.2.4** Selecção do tipo de válvula principal:

- a) A válvula borboleta, a válvula esférica e a válvula da comporta são frequentemente utilizadas como válvula principal da turbina. Quando a altura máxima for inferior a 250 m, a válvula borboleta deve ser seleccionada. Quando a altura máxima for superior a 250 m (inclusive), deve ser seleccionada a válvula esférica ou a válvula da comporta. A válvula borboleta utilizada como válvula principal da turbina deve ser de estrutura excêntrica, e o corpo da válvula deve ser marcado com setas indicando o sentido do fluxo de água. Deve ser utilizada uma válvula esférica fixa de tamanho total, que deve ser disposta horizontalmente. A válvula da comporta deve ser de tamanho total e o veio da válvula deve ser instalado verticalmente.
- b) A válvula principal deve poder ser fechada em água corrente e o tempo de fecho não deve exceder o tempo permitido para o funcionamento contínuo da unidade sob a velocidade máxima de passagem. A válvula principal deve poder ser aberta normalmente e não produzir vibrações prejudiciais quando a diferença de pressão entre ambos os lados não for superior a 30% da pressão estática máxima da água.

**7.2.5** Selecção dos parâmetros básicos da válvula principal:

- a) A pressão de concepção da válvula principal é a pressão transitória máxima, em MPa.
- b) O diâmetro nominal da válvula borboleta pode ser calculado com as Fórmulas (13) e (14):

$$D_f = \frac{D_0}{\sqrt{\alpha}} \dots\dots\dots ( 13 )$$

$$\alpha = 1 - 0.068 7 \sqrt[3]{H_{max}} \dots\dots\dots ( 14 )$$

onde

$D_f$  é o diâmetro da válvula borboleta, em m;

$D_0$  é o diâmetro da secção da entrada da caixa em espiral, em m;

$\alpha$  é o coeficiente relacionado com a altura;

$H_{max}$  é a altura estática máxima da central de energia hidroeléctrica, em m.

c) O modo de funcionamento da válvula principal deve cumprir os seguintes requisitos:

- 1) A válvula principal pode ser operada manualmente, hidráulicamente ou electricamente. Para a central de energia hidroeléctrica concebida sem pessoal em serviço, a válvula principal deve ser accionada eléctrica ou hidráulicamente.
- 2) A válvula principal accionada hidráulicamente é de, principalmente, dois tipos: o tipo contrapeso e o tipo acumulador. O dispositivo de controlo hidráulico do contrapeso abre a válvula com a pressão do óleo fornecido pela bomba de óleo e fecha a válvula com o contrapeso. O dispositivo de controlo do tipo acumulador abre ou fecha a válvula com a pressão de óleo fornecida pelo acumulador e a bomba de óleo está equipada para manter a pressão de óleo no acumulador. A válvula principal accionada hidráulicamente deve estar equipada com o dispositivo de bloqueio mecânico manual para revisão.
- 3) A válvula manual deve ser equipada com uma seta legível indicando a direcção de fecho.

d) A selecção do tipo e diâmetro da válvula de derivação deve cumprir os seguintes requisitos:

- 1) A válvula de derivação pode utilizar a válvula de passagem recta ou a válvula angular. Quanto às alturas média e baixa, normalmente é utilizada a válvula de passagem recta e, quanto à altura alta, é utilizada a válvula angular.
- 2) A capacidade de descarga da válvula de derivação deve ser superior à fuga de água da lâmina-guia, e o seu diâmetro nominal não deve ser inferior a 10% do diâmetro nominal da válvula principal.
- 3) Quanto à alta concentração de sedimentos e altura de água elevada, o diâmetro da válvula de derivação pode ser calculado preliminarmente com a Fórmula (15):

$$D_p = (0.29 \sim 0.33) \sqrt{\frac{Q_{sj}}{\sqrt{H_{sj}}}} \dots\dots\dots ( 15 )$$

onde

$Q_{sj}$  é a descarga de concepção da turbina, em m<sup>3</sup>/s;

$H_{sj}$  é a altura de concepção da turbina, em m.

- e) O intervalo ajustável do tempo de abertura e fecho da válvula principal deve ser de 60 s a 120 s. O tempo de fecho da válvula principal com água corrente não deve exceder o tempo de funcionamento permitido da unidade à velocidade máxima de escoamento.

### **7.3 Selecção do tipo de vedante da válvula principal**

Para a alta concentração de sedimentos e altura de água baixa ou média, deve ser utilizada; quando a altura for alta e a concentração de sedimentos baixa, a vedação metálica dura deve ser utilizada. A vedação da extremidade do veio pode empregar a vedação de borracha sólida de laço inteiro.

## **8 Sistema auxiliar**

### **8.1 Água de refrigeração e sistema de drenagem**

**8.1.1** A fonte de abastecimento de água para refrigeração e vedação deve ser razoavelmente seleccionada de acordo com os requisitos de volume de água, pressão, temperatura e qualidade da água, e as condições específicas da estação de energia. A água pode ser retirada de reservatórios, condutas forçadas, água a jusante da estação de energia ou outras fontes de água, e depois passar por um sistema de filtração antes da alimentação dos mancais e refrigeradores do gerador ou do conjunto vedante do veio.

**8.1.2** O modo de abastecimento de água deve ser determinado de acordo com o alcance da altura de água da central eléctrica:

- a) Quando a altura manométrica mínima for inferior a 15 m, a água deve ser abastecida com bomba;
- b) Quando a altura da rede for de 15 m a 100 m, a água deve ser fornecida com gravidade ou com gravidade que flui com redução de pressão;
- c) Quando a altura da rede é superior a 100 m, a água deve ser fornecida por gravidade que flui com redução de pressão e outros.

**8.1.3** O sistema de abastecimento de água deve poder ser operado automaticamente.

**8.1.4** A água vedante do veio principal da turbina deve ser fornecida com água de reserva, que pode ser utilizada automaticamente.

**8.1.5** Quando a água é fornecida por bomba, a bomba de água de reserva deve ser equipada.

**8.1.6** O sistema de abastecimento de água deve estar equipado com o filtro de água. Quando o filtro de água estiver a funcionar, o sistema de abastecimento de água não deve ser interrompido. A qualidade da água de lubrificação dos rolamentos e a água vedante do veio principal devem cumprir os requisitos da unidade.

**8.1.7** O sistema de drenagem de água deve ser instalado respectivamente para drenagem de manutenção da unidade e drenagem de fugas da central, e os seguintes requisitos devem ser cumpridos:

- a) Duas bombas de drenagem devem ser instaladas para a manutenção da unidade, e o deslocamento total deve ser garantido para excluir o deslocamento total de uma unidade para manutenção dentro de 4 horas a 6 horas.
- b) A central deve incluir, pelo menos, duas bombas de drenagem para o poço de drenagem de fugas, uma das quais deve ser posta de lado. As bombas de drenagem devem ser controladas automaticamente com a alteração do nível de água do poço de drenagem.

**8.1.8** O sistema de drenagem exterior no interior da área da central deve ser um sistema independente, que não deve abastecer o poço de drenagem, nem a galeria de drenagem da central.

**8.1.9** A drenagem de fugas da central eléctrica não deve ser descarregada directamente no rio sem tratamento.

## **8.2 Sistema de óleo**

**8.2.1** Um sistema de turbina de óleo pode ser instalado de acordo com as necessidades da central de energia hidroeléctrica, devendo ser instalados equipamentos de tratamento e armazenamento de óleo. O sistema de óleo isolante não pode ser ajustado.

**8.2.2** O volume do tanque de óleo da turbina deve cumprir os requisitos de armazenamento de óleo, substituição de óleo durante a revisão e purificação do óleo. O volume do tanque de óleo da turbina deve ser de 110% do consumo de óleo da unidade com a maior capacidade.

**8.2.3** O equipamento de tratamento de óleo deve incluir a bomba de óleo e o equipamento de purificação de óleo, cujos tipos, capacidade e quantidade podem ser determinados de acordo com o consumo de óleo da central de energia hidroeléctrica.

**8.2.4** Deve ser estabelecido um sistema central de serviço de óleo para as centrais de energia hidroeléctrica em cascata ou para um grupo de centrais de energia hidroeléctrica. O sistema central de serviço de óleo deve estar equipado com o equipamento de armazenamento, tratamento e purificação de óleo. A configuração do sistema de óleo da central de energia hidroeléctrica equipada com sistema central de serviço de óleo deve ser simplificada.

## **8.3 Sistema de ar comprimido**

**8.3.1** O sistema de ar comprimido de média pressão e baixa pressão pode ser instalado na casa das máquinas de acordo com as necessidades da central de energia hidroeléctrica.

**8.3.2** A pressão do sistema de ar comprimido de pressão média para o enchimento do dispositivo de pressão de óleo deve ser determinada de acordo com a pressão nominal de operação do dispositivo de pressão de óleo; dois compressores de ar devem ser equipados, um para utilização e outro para standby e o tanque de ar deve ser equipado. O volume do tanque de ar pode ser determinado de acordo com a compensação do ar para o tanque de óleo sob pressão. A pressão nominal de funcionamento do tanque de ar deve ser de 0,2 MPa a 0,3 MPa superior à pressão nominal de funcionamento do tanque de óleo sob pressão. O tanque de ar deve estar equipado com válvula de segurança, o manómetro e válvula de sopro.

**8.3.3** A pressão do sistema de ar comprimido de baixa pressão utilizado para travagem, revisão e manutenção da unidade e vedação da faixa circular dos veios principais da turbina deve ser de 0,7 MPa a 0,8 MPa; o ar de travagem da unidade deve cumprir os seguintes requisitos:

- a) O ar de travagem da unidade deve ser equipado com tanque de ar exclusivo e tubo de fornecimento de ar exclusivo.
- b) O volume total do tanque de ar de travagem da unidade deve ser determinado de acordo com o consumo total de ar das unidades a travar simultaneamente;
- c) A capacidade do compressor de ar deve ser determinada em função do consumo de ar das unidades a travar simultaneamente e do tempo de restauração da pressão de funcionamento do reservatório de ar comprimido. O tempo de restauração da pressão de funcionamento do tanque de ar comprimido pode ser de 10 a 15 min;
- d) O ar de travagem da unidade deve ser fornecido com o compressor de ar em standby ou outra fonte de ar em standby.

**8.3.4** A pressão nominal de funcionamento do compressor de ar deve ser de 0,1 MPa a 0,3 MPa acima da pressão nominal de funcionamento do tanque de ar.

#### **8.4 Sistema de monitorização hidráulica**

**8.4.1** O sistema de monitorização hidráulica deve cumprir os requisitos para um funcionamento seguro, fiável e económico e o controlo automático da unidade do gerador da turbina.

**8.4.2** A central de energia hidroeléctrica deve estar equipada com os instrumentos convencionais para medição de parâmetros, como o nível de água a montante, o nível de água a jusante, o nível de água da câmara de sobrecarga, a altura da central de energia hidroeléctrica, a diferença de pressão entre a parte dianteira e traseira do suporte do lixo, bem como a temperatura da água do reservatório. A unidade deve ser equipada com instrumentos de medição de rotina, tais como a pressão na entrada da caixa em espiral, a pressão da tampa superior, a pressão na entrada do tubo de aspiração, bem como a pressão da água de refrigeração da unidade, enquanto os itens de medição selectiva podem ser fornecidos também, tais como o fluxo que passa através da unidade, a flutuação de pressão da turbina, a eficiência da unidade, a vibração da unidade, o escoamento da unidade e a pressão (vácuo) no tubo de aspiração.

**8.4.3** O sistema de monitorização hidráulica deve ser concebido e disposto em combinação com o sistema de monitorização automática da central de energia hidroeléctrica.

## **8.5 Seleção do equipamento de elevação**

**8.5.1** Os guindastes ou outros equipamentos de elevação devem ser instalados na casa das máquinas da central de energia hidroeléctrica. Podem ser utilizadas pontes-guindastes rolante de um ou dois carros. O peso nominal de elevação deve ser determinado de acordo com o peso total do objecto mais pesado a içar mais quaisquer ferramentas de elevação e com referência à capacidade de elevação padrão da série de guindastes. O vão do guindaste pode ser seleccionado de acordo com o vão padrão do guindaste. A altura e a velocidade de elevação do guindaste devem cumprir os requisitos de instalação e revisão de unidades.

**8.5.2** Para a central de energia hidroeléctrica com uma sala de comutador de alta tensão (GIS), deve ser instalado um guindaste para a instalação e revisão geral da sala GIS.

## **8.6 Aquecimento e ventilação**

**8.6.1** Os padrões de aquecimento e ventilação da central de energia hidroeléctrica devem ser determinados de acordo com as condições meteorológicas locais, o tipo de casa das máquinas e os requisitos para os parâmetros do ar nos locais de produção.

**8.6.2** A ventilação natural deve ser adoptada para a sala do gerador, plataforma de instalação e salas auxiliares da casa das máquinas de superfície. Quando a ventilação natural não poderia cumprir os requisitos do parâmetro ar interior, pode ser adoptada a ventilação mista natural-mecânica, ventilação mecânica e ar condicionado parcial.

**8.6.3** Se a ventilação da tubagem for adoptada para o gerador, o ar quente deve ser direccionado para fora da casa das máquinas.

**8.6.4** A sala do tanque de óleo e a sala de tratamento de óleo devem estar equipadas com um sistema de ventilação separado. As saídas de ar do sistema de ventilação devem ser 1,5 m mais altas que o telhado.

**8.6.5** A taxa de ventilação da sala GIS deve ser de 8 vezes/hora, e a entrada de ar deve ser regulada na parte inferior da sala.

**8.6.6** O dispositivo de aquecimento deve ser equipado quando a temperatura interior das casas das máquinas principal e auxiliar for inferior a 5 °C.

**8.6.7** As instalações de ventilação necessárias devem ser instaladas na galeria, no fundo da barragem.

## **8.7 Equipamento de reparação e manutenção**

**8.7.1** A reparação e manutenção mecânica pode ser configurada de acordo com o conteúdo de revisão de equipamentos electromecânicos, transporte externo e condições de fabrico em outsourcing, etc.

**8.7.2** Deve ser montada uma oficina central de reparação e manutenção para centrais de energia hidroeléctrica em cascata e um grupo de centrais de energia hidroeléctrica.

## **9 Sistema de protecção contra incêndios**

### **9.1 Requisitos gerais para o sistema de protecção contra incêndios**

**9.1.1** O sistema de protecção contra incêndios da central eléctrica e do equipamento da unidade deve cumprir as especificações nacionais de protecção contra incêndios.

**9.1.2** Os perigos de incêndio e a classificação da resistência ao fogo devem ser classificados para os edifícios e estruturas da central hidroeléctrica.

### **9.2 Requisitos técnicos**

**9.2.1** A faixa de incêndio na área da fábrica não deve ser inferior a 4,0 m de largura e deve ser usada também como via de acesso. O beco sem saída da faixa de incêndio deve ser traçado com uma rotunda.

**9.2.2** Devem ser providenciadas, pelo menos, duas saídas de evacuação para a casa das máquinas principal e auxiliar da central de energia hidroeléctrica. No piso do gerador e nos pisos inferiores, a distância entre o local de trabalho interior mais afastado e a saída de evacuação segura mais próxima deste piso não deve exceder 60 m.

**9.2.3** Para o transformador principal imerso em óleo com capacidade superior a 1000 kg e o outro equipamento de enchimento de óleo, deve ser providenciado um poço de armazenamento de óleo a 100% ou um poço de armazenamento de óleo a 20% e um tanque de armazenamento de óleo comum.

**9.2.4** Os cabos de alimentação e os cabos de controlo devem ser dispostos em camadas. Os cabos dispostos em camadas devem ser separados por tábuas sobrepostas em escama com resistência ao fogo não inferior a 0,5 / hora.

**9.2.5** Cada 100 m de túnel de cabos e valas devem estar equipados com uma divisória à prova de fogo. Devem ser implementadas medidas de fecho e partição para a parede interna.

**9.2.6** O sistema automático de extinção de incêndio, como aspersão de água ou aspersão CO<sub>2</sub>, deve ser equipado para a unidade do gerador da turbina, com uma capacidade unitária não inferior a 12,5 MVA e sistema de aspersão de água para o transformador principal interno imerso em óleo com uma capacidade unitária não inferior a 12,5 MVA.

**9.2.7** A casa das máquinas deve estar equipada com instalações de ventilação de fumos e deve ser integrada no sistema de ventilação.

**9.2.8** Fontes de água naturais, tanques de água de fogo específicos ou bombas de água de fogo podem ser utilizados como fontes de abastecimento de água para a protecção contra incêndios nas instalações. O abastecimento de água para protecção contra incêndios pode ser incorporado no sistema de abastecimento de água viva e de produção. A qualidade, pressão e volume da água fornecida deve satisfazer os requisitos de protecção contra incêndios.

**9.2.9** Os aparelhos de combate a incêndios devem ser alimentados com energia eléctrica de acordo com a carga de Grau 2, através de um circuito de alimentação de energia independente. O equipamento de controlo dos aparelhos de combate a incêndios deve ser instalado na sala de controlo central. Quando a água é fornecida com a bomba de água de incêndio, o dispositivo de arranque para a bomba de água de incêndio deve ser colocado no armário de incêndio.

**9.2.10** A iluminação de emergência e os sinais de evacuação devem ser instalados na saída de evacuação, escadas, saídas e casa de bombas de incêndio da casa de força.

**9.2.11** O dispositivo automático de alarme de incêndio deve ser instalado na central de energia hidroeléctrica.

## **10 Disposição da casa das máquinas**

### **10.1 Princípios básicos**

Máquinas hidráulicas e equipamentos eléctricos devem ser dispostos em separado. O comprimento e largura da secção da unidade da casa das máquinas principal deve ser determinado de acordo com o tamanho da unidade, bem como a passagem, o regulador, o dispositivo de pressão de óleo, a válvula principal e o painel eléctrico / armário, e em combinação com os requisitos de instalação, revisão, operação, transporte e projecto de engenharia civil. A largura da casa das máquinas principal deve também satisfazer a exigência do tamanho dos componentes de elevação do guindaste e da válvula principal. A disposição da casa das máquinas deve ser projectada tendo plenamente em conta os requisitos exaustivos da ecologia e da protecção ambiental.

### **10.2 Requisitos técnicos**

**10.2.1** A altura de elevação na casa das máquinas principal deve cumprir os seguintes requisitos:

- a) Requisitos para a elevação integral do rotor do gerador com o veio;
- b) Requisitos para a montagem da turbina com a manga do veio para a elevação integral;
- c) Requisitos para a manutenção na fábrica do transformador principal, se necessário;
- d) Requisitos para virar a lâmina-guia e outras partes da unidade tubular de bolbo;
- e) A distância entre as peças que o guindaste irá elevar e os objectos fixos não deve ser inferior a 0,3 m no sentido vertical nem inferior a 0,4 m no sentido horizontal.

**10.2.2** A área da plataforma de instalação deve ser determinada de acordo com as necessidades da revisão prolongada de uma unidade. As partes principais da unidade devem estar dispostas dentro da área de trabalho do gancho do guindaste e devem cumprir os seguintes requisitos:

- a) Requisitos para ordem de elevação de peças de elevação durante a instalação e revisão;
- b) A distância líquida entre as partes grandes do aparelho e entre as partes grandes do aparelho e as paredes (colunas) e o equipamento fixo deve ser de 0,8 m a 1,0 m;
- c) Requisitos para carga e descarga na fábrica por veículos;
- d) A sala de óleo da turbina pode estar localizada na casa das máquinas; o tanque de óleo de isolamento deve estar localizado fora da casa das máquinas; a sala de tratamento de óleo deve ficar perto da sala do tanque;
- e) Outras máquinas auxiliares devem ser providenciadas para facilitar a instalação, operação e manutenção do equipamento.

**10.2.3** Consulte as Figuras D.1 a D.7 para ver a disposição típica das unidades e diagramas esquemáticos dos sistemas de óleo, ar e água.

**Apêndice A  
(Normativo)**

**Fórmulas de referência para o cálculo dos parâmetros básicos da turbina de reacção**

**A. 1 Cálculo da descarga nominal**

$$Q_r = Q'_{1r} D_1^2 \sqrt{H_r} \dots\dots\dots ( A.1 )$$

onde

$Q_r$  é a descarga nominal, em m<sup>3</sup>/s;

$Q'_{1r}$  é a descarga da unidade sob a condição nominal de trabalho, em m<sup>3</sup>/s;

$H_r$  é a cabeça nominal, em m;

$D_1$  é o diâmetro nominal da roda, em m.

**A.2 Cálculo da cabeça de aspiração estática e determinação da elevação da turbina**

**A.2.1** Consulte a Fórmula (A.2) para obter o cálculo da cabeça de aspiração estática

$$H_s \leq 10 - \frac{\nabla}{900} - K_\sigma \sigma_m H \dots\dots\dots ( A.2 )$$

onde

$H_s$  é a cabeça de aspiração estática, em m;

$K_\sigma$  é a razão entre o coeficiente de cavitação do dispositivo e o coeficiente de cavitação do modelo;

$\sigma_m$  é o coeficiente de cavitação do modelo de turbina;

$H$  é a cabeça da turbina, em m.

Normalmente pode ser calculado por cabeça nominal; para a altura mínima da turbina de fluxo axial, bem como para a altura máxima e correspondente  $\sigma_m$  da turbina Francis deve ser verificada.

**A.2.2** Consulte a Fórmula (A.3) para definir a elevação do veio vertical da turbina Francis.

$$\nabla = \nabla_w + H_s + \frac{b_0}{2} \dots\dots\dots ( A.3 )$$

onde

$\nabla$  é a elevação do cenário, em m;

$\nabla_w$  é o nível de água a jusante, em m;

$b_0$  é a altura da lâmina-guia, em metros.

**A.2.3** Consulte a Fórmula (A.4) para definir a elevação da turbina de fluxo axial do veio vertical.

$$\nabla = \nabla_w + H_s + xD_1 \dots\dots\dots ( A.4 )$$

onde

$x$  é a eficiência em altura da turbina de fluxo axial.

**A.2.4** Consulte a Fórmula (A.5) para definir a elevação da turbina de reacção do veio horizontal.

$$\nabla = \nabla_w + H_s - \frac{D_1}{2} \dots\dots\dots ( A.5 )$$

**A.3 Cálculo da eficiência da turbina de reacção e correção**

**A.3.1** Consulte as Fórmulas (A.6) e (A.7) para o cálculo da eficiência do protótipo de turbina

$$\eta_T = \eta_M + \Delta \eta \dots\dots\dots ( A.6 )$$

$$\Delta \eta = \eta_{T \max} - \eta_{M \max} \dots\dots\dots ( A.7 )$$

onde

$\eta_M$  é a eficiência da turbina modelo;

$\Delta \eta$  é o valor corrigido para a eficiência da turbina;

$\eta_{T \max}$  é a máxima eficiência do protótipo de turbina;

$\eta_{M \max}$  é a máxima eficiência do modelo de turbina.

Para além do cálculo de acordo com as fórmulas de referência listadas em A.3.2 a A.3.4 abaixo, a correcção da eficiência da turbina também deve considerar a correcção causada pelos componentes anormais e a variação do processo entre o protótipo e as turbinas modelo. Quando o diâmetro da roda é inferior a 1 m, deve ser corrigido negativamente.

**A.3.2** Para o primeiro método de correcção da eficiência da turbina, consulte as Fórmulas (A.8) e (A.9).

Francis:

$$\Delta \eta = K(1 - \eta_{M \max}) \left[ 1 - \left( \frac{D_{1M}}{D_1} \right)^{0.2} \right] \dots\dots\dots ( A.8 )$$

Fluxo axial:

$$\Delta \eta = K(1 - \eta_{M \max}) \left[ 0.7 - 0.7 \left( \frac{D_{1M}}{D_1} \right)^{0.2} \left( \frac{H_M}{H_P} \right)^{0.1} \right] \dots\dots\dots ( A.9 )$$

onde

$K$  é o coeficiente,  $K=0,5-0,7$  (o valor baixo é para a unidade adaptada e o valor alto é para a nova unidade);

$D_{1M}$  é o diâmetro da roda da turbina modelo, em m;

$H_M$  é a altura de teste da turbina modelo, em m;

$H_P$  é a altura do protótipo da turbina, em m.

**A.3.3** Para o segundo método para a correcção da eficiência da turbina, consulte as Fórmulas (A. 10) e (A.11).

Fórmula de cálculo para a correcção da eficiência da turbina de reacção recomendada na IEC 60193:

$$\Delta \eta_b = \delta_{ref} \left[ \left( \frac{Re_{uref}}{Re_{um}} \right)^{0.16} - \left( \frac{Re_{uref}}{Re_{up}} \right)^{0.16} \right] \dots\dots\dots ( A.10 )$$

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{boptm}}{\left( \frac{Re_{uref}}{Re_{uoptm}} \right)^{0.16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}} \dots\dots\dots ( A.11 )$$

onde

$\Delta \eta_b$  é o valor corrigido convertido da eficiência do modelo para a eficiência do protótipo;

$\delta_{ref}$  é o valor corrigido convertido do valor nominal para a eficiência do protótipo;

$Re_{uref}$  é o número padrão do Reynolds;

$Re_{um}$  é o número do modelo Reynolds no ponto de cálculo;

$Re_{up}$  é o número do protótipo Reynolds no ponto de cálculo;

$Re_{uoptm}$  é o número Reynolds no ponto ideal de eficiência do modelo;

$\eta_{boptm}$  é a eficiência ótima do modelo;

$V_{ref}$  é o coeficiente padrão de distribuição de perdas (0,8 para a turbina Kaplan, 0,7 para as turbinas Francis e as turbinas de hélice de pás fixas).

**A.3.4** O terceiro método para a correção da eficiência da turbina

Quanto à curva de teste do modelo existente, os dados do modelo de teste do número Reynolds e a temperatura da água, a correção da eficiência pode ser calculada com as Fórmulas (A.12 a A. 14):

$$\Delta \eta_b = (1 - \eta_{boptm}) V_m \left[ 1 - \left( \frac{Re_{um}}{Re_{up}} \right)^{0,16} \right] \dots\dots\dots ( A.12 )$$

$$V_m = V_{optm} = V_{ref} \dots\dots\dots ( A.13 )$$

$$Re_{um} = Re_{uref} = 7 \times 10^6 \dots\dots\dots ( A.14 )$$

onde

$V_m$  é o coeficiente de distribuição de perdas do modelo;

$V_{optm}$  é o coeficiente de distribuição de perdas no ponto ideal de eficiência do modelo.

**A. 4 Cálculo da potência nominal**

$$N_{Tr} = 9.81 Q_r H_r \eta_{Tr} \dots\dots\dots ( A.15 )$$

onde

$N_{Tr}$  é a potência nominal da turbina, em kW;

$\eta_{Tr}$  é o protótipo de eficiência da turbina sob condição nominal.

### A.5 Cálculo da velocidade máxima de fuga

A velocidade máxima de rotação da turbina Francis ou de hélice deve ser determinada de acordo com a altura máxima e a velocidade máxima da unidade. A velocidade máxima de rotação da turbina Kaplan deve ser calculada pressupondo que a relação de coordenação seja mantida; no caso de qualquer requisito especial, pode ser calculada pressupondo que a relação de coordenação é interrompida.

$$n_{f \max} = n'_{1f \max} \frac{\sqrt{H_{\max}}}{D_1} \dots\dots\dots ( A.16 )$$

onde

$n_{f \max}$  é a velocidade máxima de rotação, em r/min;

$n'_{1f \max}$  é a velocidade máxima de rotação da unidade, em r/min;

$H_{\max}$  é a altura máxima, em m.

### A.6 Estimativa da propulsão hidráulica axial

$$P_z = K_z \frac{\pi}{4} D_1^2 H_{\max} \text{ (kN)} \dots\dots\dots ( A.17 )$$

onde

$P_z$  é a propulsão hidráulica axial, em kN;

$K_z$  é o coeficiente de propulsão hidráulica axial; a obter de acordo com os parâmetros experimentais relevantes.

**Apêndice B  
(Normativo)**

**Fórmulas de referência para o cálculo dos parâmetros básicos da turbina de impulso**

**B.1 Cálculo do diâmetro do jacto**

$$d_0 = 545 \sqrt{\frac{Q_{sj}}{K_p Z_0 \sqrt{H_{sj}}}} \dots\dots\dots ( B.1 )$$

$$Q_{sj} = \frac{N_f}{9.81 H_{sj} \eta_T \eta_f} \dots\dots\dots ( B.2 )$$

onde

$d_0$  é o diâmetro do jacto, em mm;

$Q_{sj}$  é a descarga da turbina sob a condição de projecto, em m<sup>3</sup>/s;

$K_p$  é o número de rodas;

$Z_0$  é o número de bicos por roda;

$\eta_T$  o protótipo é a eficiência da turbina sob a condição de projecto;

$\eta_f$  é a eficiência do gerador.

**B.2 Cálculo da velocidade nominal**

$$n_r = \frac{n_s H_{sj}^{1,25}}{\sqrt{N_{Tr}}} = \frac{n_s H_{sj}^{1,25}}{\sqrt{K_p Z_0 N_1}} = \frac{n_{s1} H_{sj}^{1,25}}{\sqrt{N_1}} \dots\dots\dots ( B.3 )$$

$$n_{s1} = \frac{n_s}{\sqrt{K_p Z_0}} \dots\dots\dots ( B.4 )$$

$$N_1 = \frac{N_{Tr}}{K_p Z_0} \dots\dots\dots ( B.5 )$$

onde

$n_s$  é a velocidade específica da turbina, em m • kW;

$n_{s1}$  é a velocidade específica do bico único, em m • kW;

$N_1$  é a saída do bico único, em kW.

### B.3 Cálculo do diâmetro e do valor m da roda

$$D_1 = \frac{(39 \sim 40) \sqrt{H_{sj}}}{n_r} \dots\dots\dots ( B.6 )$$

$$m = \frac{D_1}{d_0} \dots\dots\dots ( B.7 )$$

onde

$D_1$  é o diâmetro da inclinação do balde, em m;

$m$  é a relação entre o diâmetro da roda e o diâmetro do jacto, não dimensional.

Para garantir a eficiência relativamente maior da turbina, o valor m deve estar dentro do intervalo de 10 a 20. O valor pequeno aplica-se à altura baixa enquanto o valor grande se aplica à altura alta.

### B.4 Estimativa do diâmetro do bico e do número de baldes

$$d_p = (1.15 \sim 1.25) d_0 \dots\dots\dots ( B.8 )$$

$$Z_1 = 6.67 \sqrt{\frac{D_1}{d_0}} \dots\dots\dots ( B.9 )$$

onde

$d_p$  é o diâmetro do bico, em mm;

$Z_1$  é o número de baldes.

### B.5 Cálculo da cabeça de descarga estática

**B.5.1** A cabeça de descarga estática refere-se à altura que garante o funcionamento seguro e estável da turbina Pelton, evitando sobretensões em caso de variação de carga, garantindo a ventilação e evitando as perdas de energia devido ao vórtice e salpicos de fluxo no fluxo traseiro.

**B.5.2** Quando a altura de descarga estática for determinada, a altura de ventilação necessária deve ser assegurada, que normalmente não deve ser inferior a 400 mm.

**B.5.3** Cálculo da altura de descarga estática, consultar a Fórmula (B.10)

$$h_p = (1.0 \sim 1.5) D_1 \quad \dots\dots\dots ( B.10 )$$

onde

$h_p$  é a altura de descarga estática, em m; o valor alto é para a unidade de veio vertical e o valor baixo é para a unidade de veio horizontal.

### B.6 Cálculo da elevação do cenário

**B.6.1** A elevação de regulação deve ser determinada de acordo com o nível máximo de água residual para a produção de energia. Sob quaisquer condições de geração de energia, a altura de descarga estática suficiente deve ser mantida para o fluxo traseiro.

**B.6.2** Para as Turbina Pelton de veio vertical

$$\nabla = \nabla_{wm} + h_p \quad \dots\dots\dots ( B.11 )$$

Onde

$\nabla_{wm}$  é o nível máximo de água a jusante, em m.

**B.6.3** Para a turbina Pelton de veio horizontal

$$\nabla = \nabla_{wm} + h_p + \frac{D_1}{2} \quad \dots\dots\dots ( B.12 )$$

### B.7 Cálculo da velocidade específica nominal

$$n_{sr} = \frac{n_r \sqrt{N_{Tr}}}{H_r^{5/4}} \dots\dots\dots ( B.13 )$$

onde

$n_{sr}$  é a velocidade nominal específica, em m • kW.

### B.8 Cálculo da velocidade máxima de rotação

$$n_{fmax} = \frac{70 \sqrt{H_{max}}}{D_1} \dots\dots\dots ( B.14 )$$

onde

$n_{fmax}$  é a velocidade máxima de rotação, em r/min.

### B.9 Cálculo da potência nominal

$$N_{Tr} = 9.81 Q_r H_r \eta_{Tr} \dots\dots\dots ( B.15 )$$

onde

$N_{Tr}$  é a potência nominal da turbina, em kW;

$\eta_{Tr}$  é o protótipo de eficiência da turbina sob condição nominal.

## Apêndice C (Normativo)

### Fórmulas de referência para o cálculo da capacidade operacional do sistema de regulação para algumas turbinas

#### C.1 Turbina de impulso

Para o cálculo da capacidade operacional do sistema regulador da turbina de impulso, consultar as Fórmulas (C.1) e (C.2)

$$A_{nz} = 10Z \left( d_0 + \frac{d_0^2 H_{\max}}{6\,000} \right) \dots\dots\dots ( C.1 )$$

$$A_{de} = 11 \times 10^{-3} d_0^3 H_{\max} Z \dots\dots\dots ( C.2 )$$

onde

$A_{nz}$  é a capacidade operacional do servo motor de agulha, em N • m;

$Z$  é o número de bicos;

$d_0$  é o diâmetro do jacto da descarga fiável (ou saída), em cm;

$H_{\max}$  é a altura máxima, em m;

$A_{de}$  é a capacidade operacional do servo motor deflector, em N • m.

#### C.2 Turbina Kaplan

Para o cálculo da capacidade operacional do sistema de regulação da turbina Kaplan, consultar as Fórmulas (C.3) e (C.4)

$$A_{ga} = K_1 Q \sqrt{H_{\max} D_1} \dots\dots\dots ( C.3 )$$

$$A_{ru} = K_2 \phi H_{\max} D_1^3 \dots\dots\dots ( C.4 )$$

onde

$A_{ga}$  é a capacidade operacional do servo motor da lâmina-guia, em N • m;

$K_1$  é o coeficiente, intervalo de valores: 250 a 300;

$Q$  é a descarga nominal da unidade, em  $m^3/s$ ;

$H_{max}$  é a altura máxima, em m;

$D_1$  é o diâmetro da roda da turbina, em m;

$A_{ru}$  é a capacidade operacional do servo motor de lâminas, em  $N \cdot m$ ;

$K_2$  é o coeficiente;

$\varphi$  é o ângulo de intersecção entre duas posições extremas da lâmina, em radianos.

Quando o número de lâminas  $Z = 4$ ,  $K_2 = 8,0$ ; quando  $Z = 5$ ,  $K_2 = 8,5$ ; quando  $Z = 6$ ,  $K_2 = 9,0$ .

### Turbina tipo S e turbina de bolbo C.3

Para o cálculo da capacidade operacional dos sistemas de regulação para turbinas tubulares do tipo S e de bolbo, consultar a Fórmula (C.5)

$$A = 400 Q \sqrt{H_{max} D_1} \dots\dots\dots ( C.5 )$$

onde

$A$  é a capacidade operacional do servo motor, em  $N \cdot m$ ;

$Q$  é a descarga nominal da unidade, em  $m^3/s$ ;

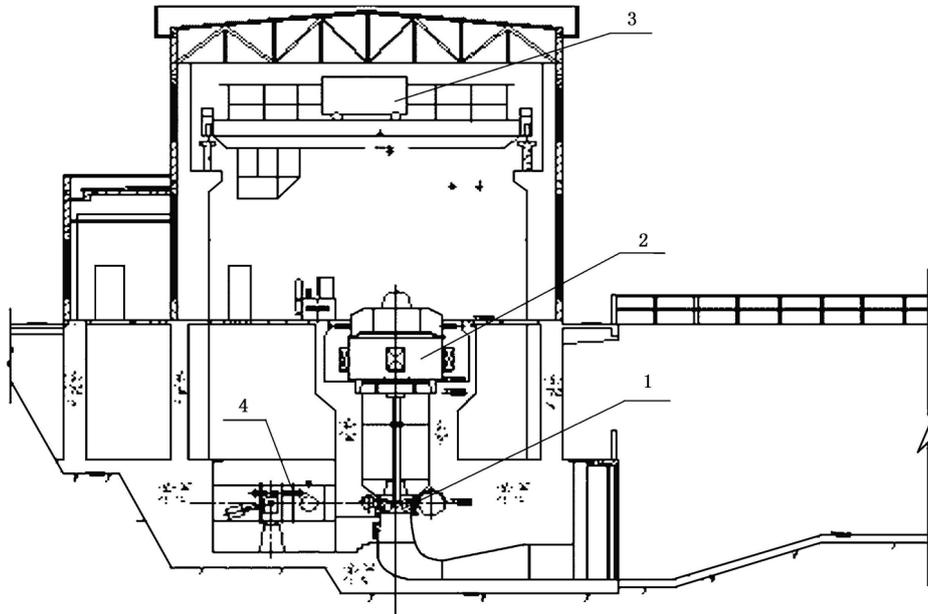
$H_{max}$  é a altura máxima, em m;

$D_1$  é o diâmetro da roda da turbina, em m.

## Apêndice D (Informativo)

### Disposição típica das unidades e diagramas esquemáticos de sistemas óleo-ar-água

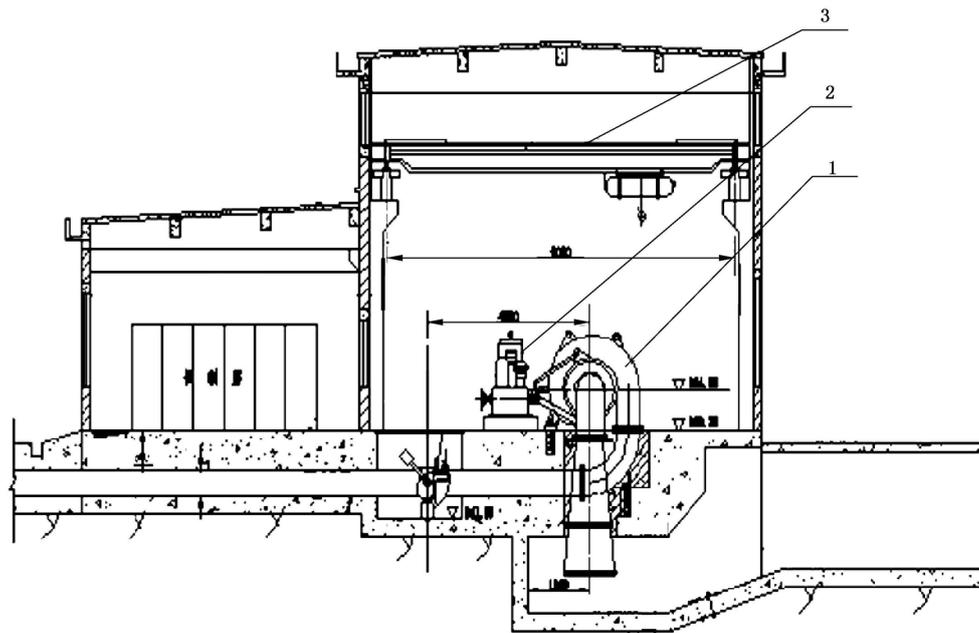
#### D.1 Disposição típica das unidades de veio vertical e horizontal



#### Legenda

- 1 tipo impulso
- 2 gerador
- 3 ponte-guindaste
- 4 válvula principal

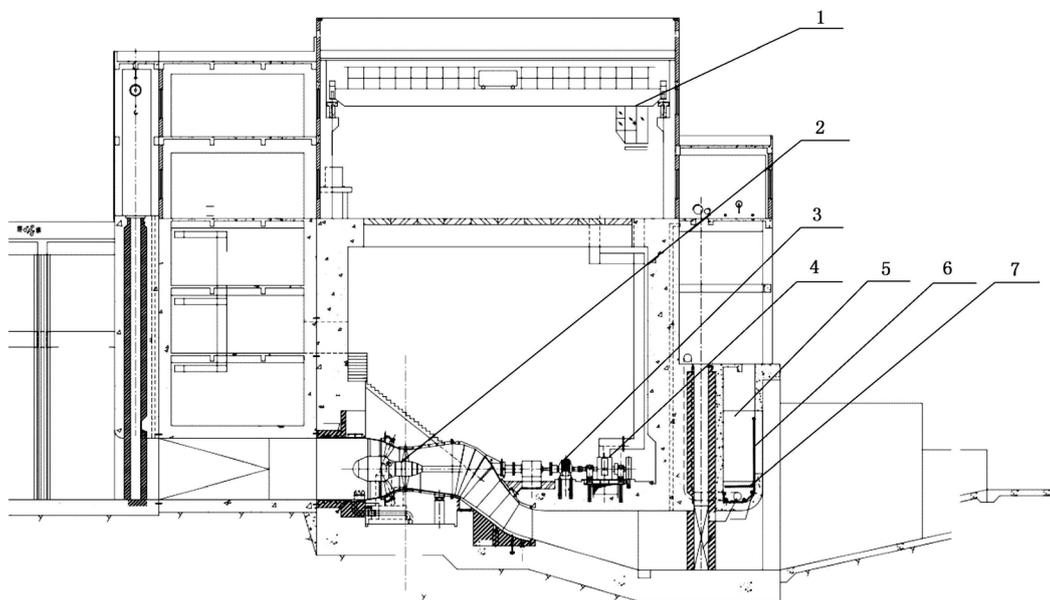
**Figura D.1 Plano da secção transversal da central eléctrica da unidade vertical**



**Legenda**

- 1 tipo impulso
- 2 gerador
- 3 ponte-guindaste

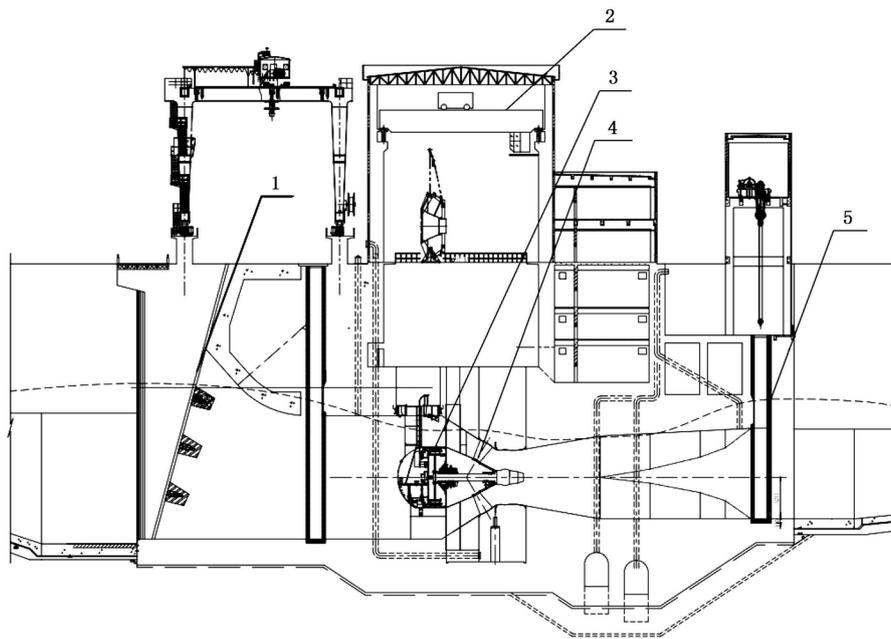
**Figura D.2 Plano de secção transversal da central eléctrica da unidade horizontal**



**Legenda**

- 1 ponte-guindaste
- 2 tipo impulso
- 3 acelerador de velocidade
- 4 gerador
- 5 caixa orientadora de peixes da água a jusante
- 6 açude de regulação do tipo cortina
- 7 rede de dissipação de energia

**Figura D.3 Disposição da unidade de turbina do tipo tubular de extensão do veio**



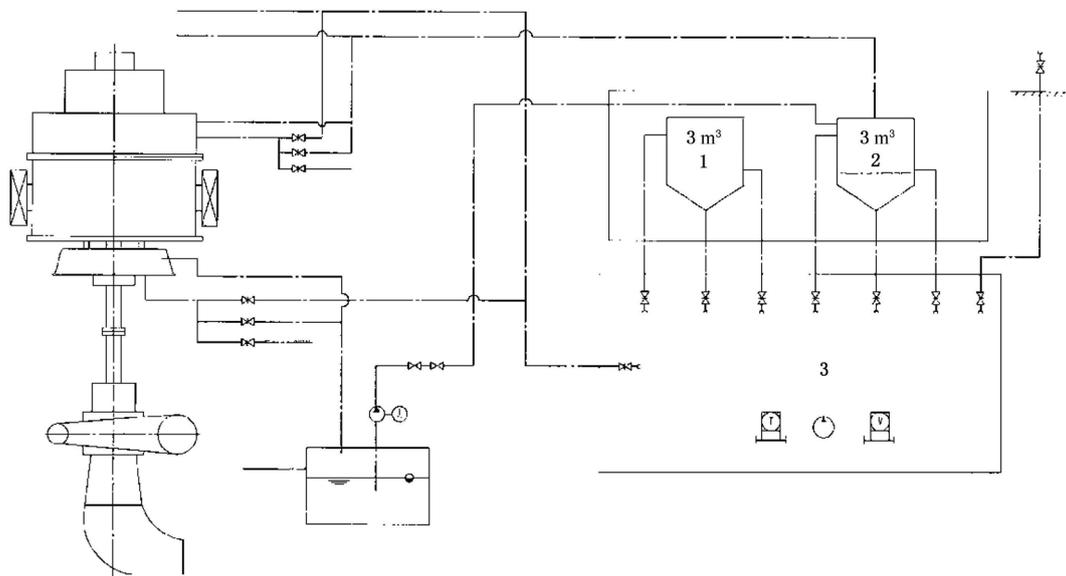
**Legenda**

- 1 suporte do lixo
- 2 ponte-guindaste
- 3 gerador

- 4 tipo impulso
- 5 comporta de emergência rápida

**Figura D.4 Disposição da Unidade de Turbina Tubular de Bolbo**

**D.2 Diagramas esquemáticos típicos de sistemas óleo-ar-água**



**Legenda**

- 1 tanque de óleo líquido
- 2 tanque de trabalho
- 3 sala de purificação de óleo

**Figura D.5 Diagrama esquemático do sistema de óleo da turbina**

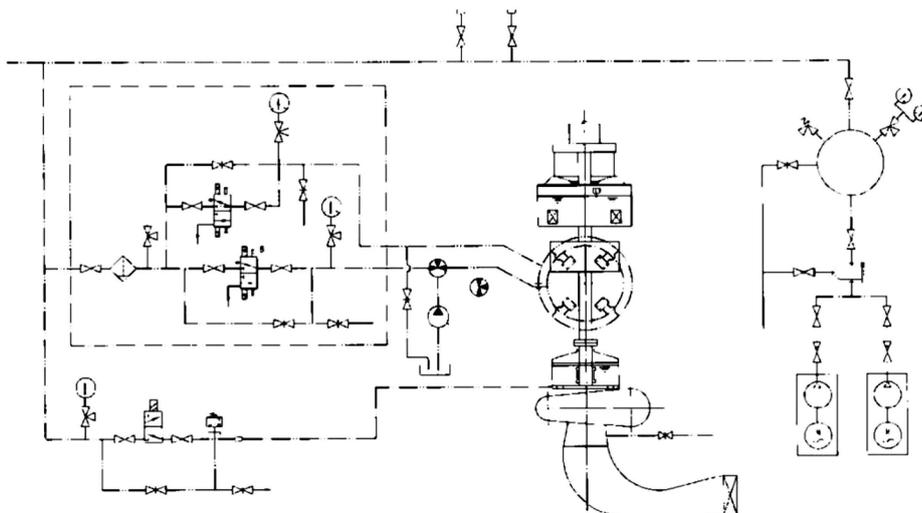


Figura D.6 Diagrama esquemático do sistema de ar comprimido de baixa pressão

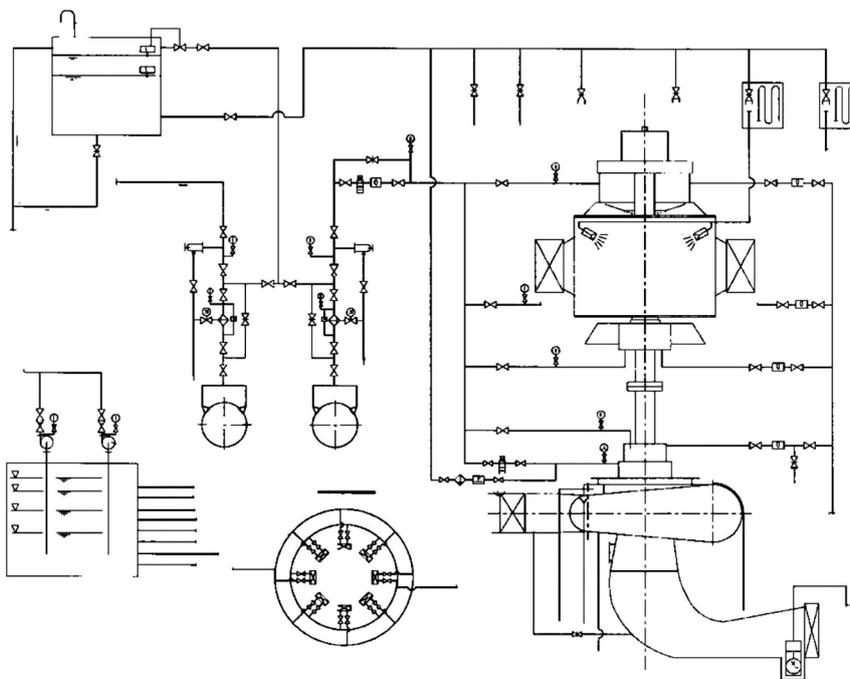


Figura D.7 Diagrama esquemático do sistema técnico de abastecimento e drenagem de água