

# Relatório Técnico de Dimensionamento Preliminar de Dry Cooler

Sistema: Resfriamento de Correntes Gasosas ( $H_2$  e  $O_2$ ) de Eletrolisador PEM (5 MW)

November 28, 2025

## 1 Introdução e Hipóteses de Dimensionamento

Este relatório detalha o dimensionamento preliminar de dois Dry Coolers (Resfriadores a Ar) destinados ao resfriamento das correntes de Hidrogênio ( $H_2$ ) e Oxigênio ( $O_2$ ) que saem de um eletrolisador PEM de 5 MW. O dimensionamento tem como objetivo calcular a **Área Mínima de Troca Térmica** e a **Potência Máxima do Ventilador** necessárias para operar sob as condições mais críticas (pior cenário).

### 1.1 Hipóteses Fundamentais

As seguintes hipóteses foram adotadas para a simplificação e execução do dimensionamento:

- **Modelo Termodinâmico:** Os gases ( $H_2$  e  $O_2$ ) são tratados como fluidos com propriedades de calor específico ( $c_p$ ) constantes, avaliadas em condições médias de pressão (40 bar) e temperatura (80°C).
- **Fluxo:** O trocador opera em regime de **Fluxo Cruzado**.
- **Perdas de Pressão:** A queda de pressão no lado do gás ( $\Delta P_{gs}$ ) é **desprezível** devido à alta pressão absoluta (40 bar). A queda de pressão no lado do ar ( $\Delta P_{ar}$ ) é utilizada apenas para o cálculo da potência do ventilador.

## 2 Definição do Pior Cenário

O dimensionamento é regido pelas condições que impõem a maior dificuldade ao sistema de resfriamento, ou seja, a **máxima carga térmica** ( $\dot{Q}$ ) e a **menor força motriz térmica** ( $\Delta T$ ).

### 2.1 Pior Cenário de Vazão (Carga Térmica Máxima)

A máxima carga térmica ( $\dot{Q}_{max}$ ) ocorre quando o eletrolisador opera em sua capacidade máxima de produção:

- **Potência Elétrica Máxima** ( $P_{el}$ ): 5.0 MW.
- **Máxima Eficiência** ( $E_{spec,min}$ ): 56.18 kWh/kg $H_2$ .

A vazão mássica máxima de  $H_2$  ( $\dot{m}_{H_2}$ ) é calculada por:

$$\dot{m}_{H_2} = \frac{P_{el}}{E_{spec,min}}$$

1. Conversão de Unidades:  $E_{spec,min} \approx 202,248 \text{ kJ/kg}_{H_2}$ .
2. Cálculo da Vazão:  $\dot{m}_{H_2} \approx \mathbf{0.02472 \text{ kg/s}}$ .
3. Vazão de Oxigênio: A vazão de  $O_2$  é calculada estequiometricamente ( $\dot{m}_{O_2} \approx 8 \times \dot{m}_{H_2} \approx \mathbf{0.19778 \text{ kg/s}}$ ).

## 2.2 Pior Cenário Térmico (Força Motriz Mínima)

- **Temperatura de Entrada do Gás ( $T_{g,in}$ ):** Adotada a temperatura máxima de operação do PEM:  $\mathbf{80^\circ C}$ .
- **Temperatura de Entrada do Ar ( $T_{a,in}$ ):** Adotada a temperatura ambiente de pico de projeto (pior cenário para a troca de calor) para Enschede:  $\mathbf{32^\circ C}$ .
- **Meta de Resfriamento ( $T_{g,out}$ ):** Temperatura de saída desejada:  $\mathbf{40^\circ C}$ .

## 3 Cálculos e Equações Fundamentais

O dimensionamento é baseado na equação fundamental de transferência de calor em trocadores.

### 3.1 Carga Térmica ( $\dot{Q}$ )

O calor a ser removido de cada gás é o principal fator de dimensionamento:

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_{g,in} - T_{g,out})$$

### 3.2 Área Mínima de Troca Térmica (A)

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

Onde  $U$  é o Coeficiente Global de Transfência de Calor e  $\Delta T_{ml}$  é a Diferença de Temperatura Média Logarítmica corrigida (LMTD).

### 3.3 Potência Máxima do Ventilador ( $\dot{W}_{fan}$ )

A potência consumida pelo ventilador (gasto energético operacional) é determinada pela vazão volumétrica do ar ( $\dot{V}_a$ ) e a queda de pressão do ar ( $\Delta P_a$ ):

$$\dot{W}_{fan} = \frac{\dot{V}_a \cdot \Delta P_a}{\eta_{fan}}$$

## 4 Escolha e Justificativa do Dry Cooler

O modelo de Dry Cooler escolhido para esta aplicação é o **Trocador de Casco e Tubos Aletados (Finned Tube)**.

### 4.1 Justificativa da Escolha

O principal motivo da escolha é a necessidade de operar com gases a **40 bar** e a baixa eficiência natural da transferência de calor para o ar.

- **Segurança e Pressão:** A geometria de tubos garante a contenção segura do fluido de processo de alta pressão.
- **Otimização do Lado do Ar:** As aletas aumentam a área superficial no lado do ar, compensando o baixo coeficiente de convecção do ar e tornando o resfriamento a ar viável.

### 4.2 Comparação com Alternativa (PFHE)

A escolha impacta diretamente os parâmetros de projeto  $U$  e  $\Delta P_a$  utilizados no modelo:

Table 1: Comparação de Tipos de Trocadores para Aplicação Gás-Ar

*Os valores de referência  $U = 35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  e  $\Delta P_a = 500 \text{ Pa}$  foram adotados.*

## 5 Resultados de Dimensionamento

Os resultados abaixo representam os requisitos mínimos de projeto para que os Dry Coolers atinjam a meta de **40°C** sob o pior cenário térmico ( $T_{a,in} = 32^\circ\text{C}$ ), utilizando os parâmetros de projeto definidos.

Table 2: Resultados do Dimensionamento (Pior Cenário)

Parâmetros de Saída	Hidrogênio ( $\text{H}_2$ )	Oxigênio ( $\text{O}_2$ )
Modelo Dry Cooler	Casco e Tubos Aletados (Fluxo Cruzado)	Casco e Tubos Aletados (Fluxo Cruzado)
Vazão Mássica (kg/s)	0.02472	0.19778
Carga Térmica (kW)	14.14	7.26
<b>Área Mínima (A) (<math>\text{m}^2</math>)</b>	<b>29.77</b>	<b>15.29</b>
<b>Potência Máx. Fan (kW)</b>	<b>0.471</b>	<b>0.242</b>
Coef. Global U ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )	35	35
Queda de Pressão Ar (Pa)	500	500