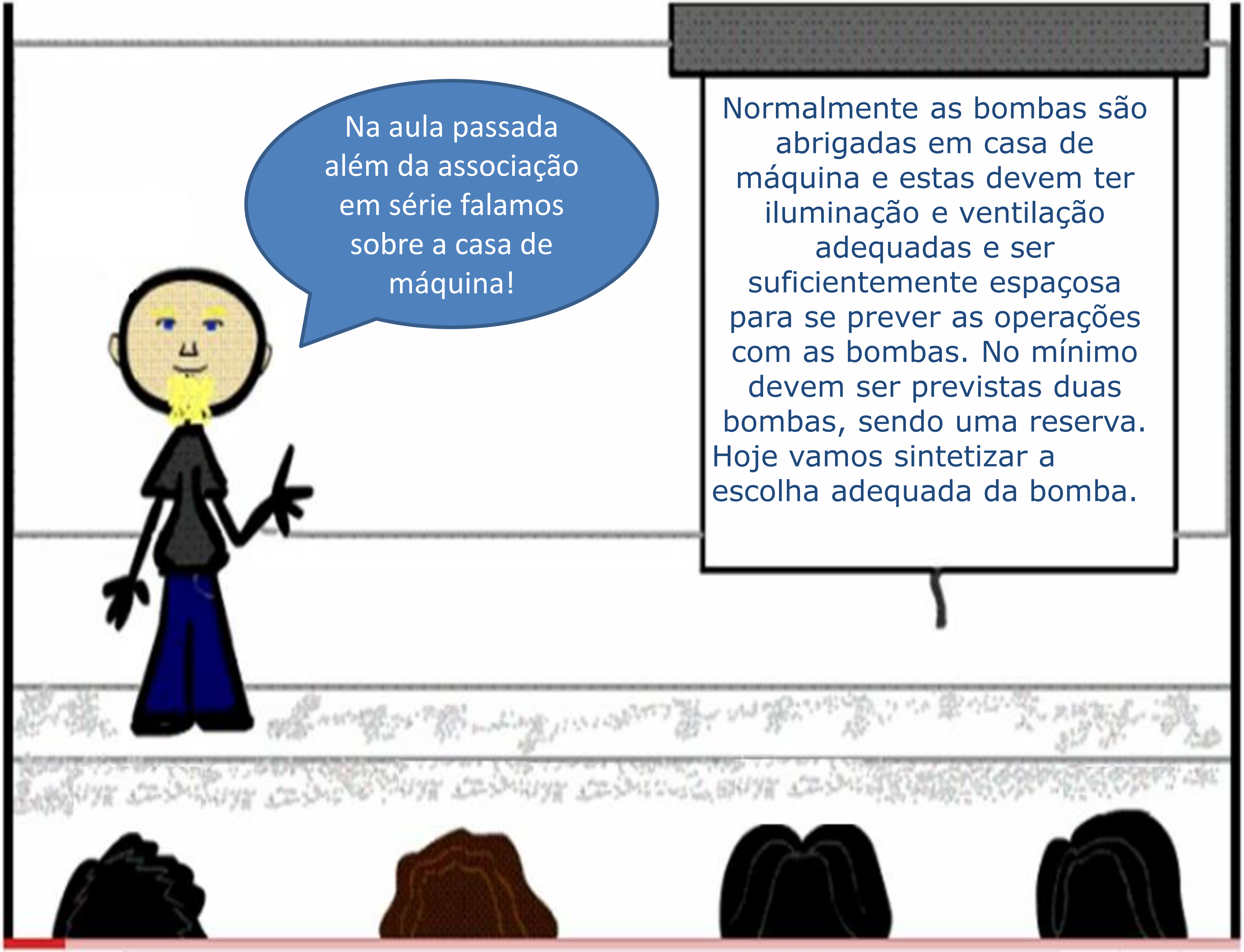
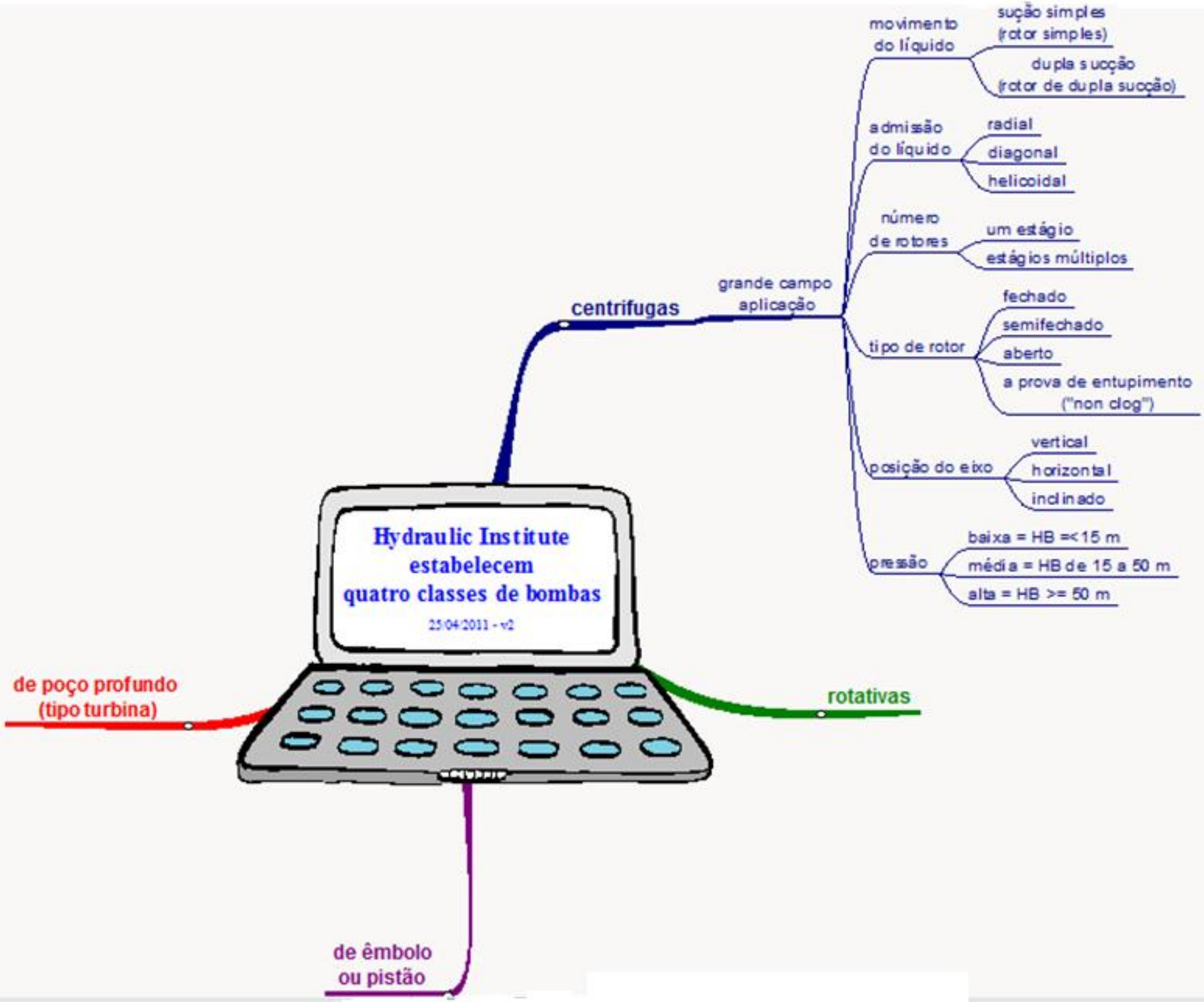
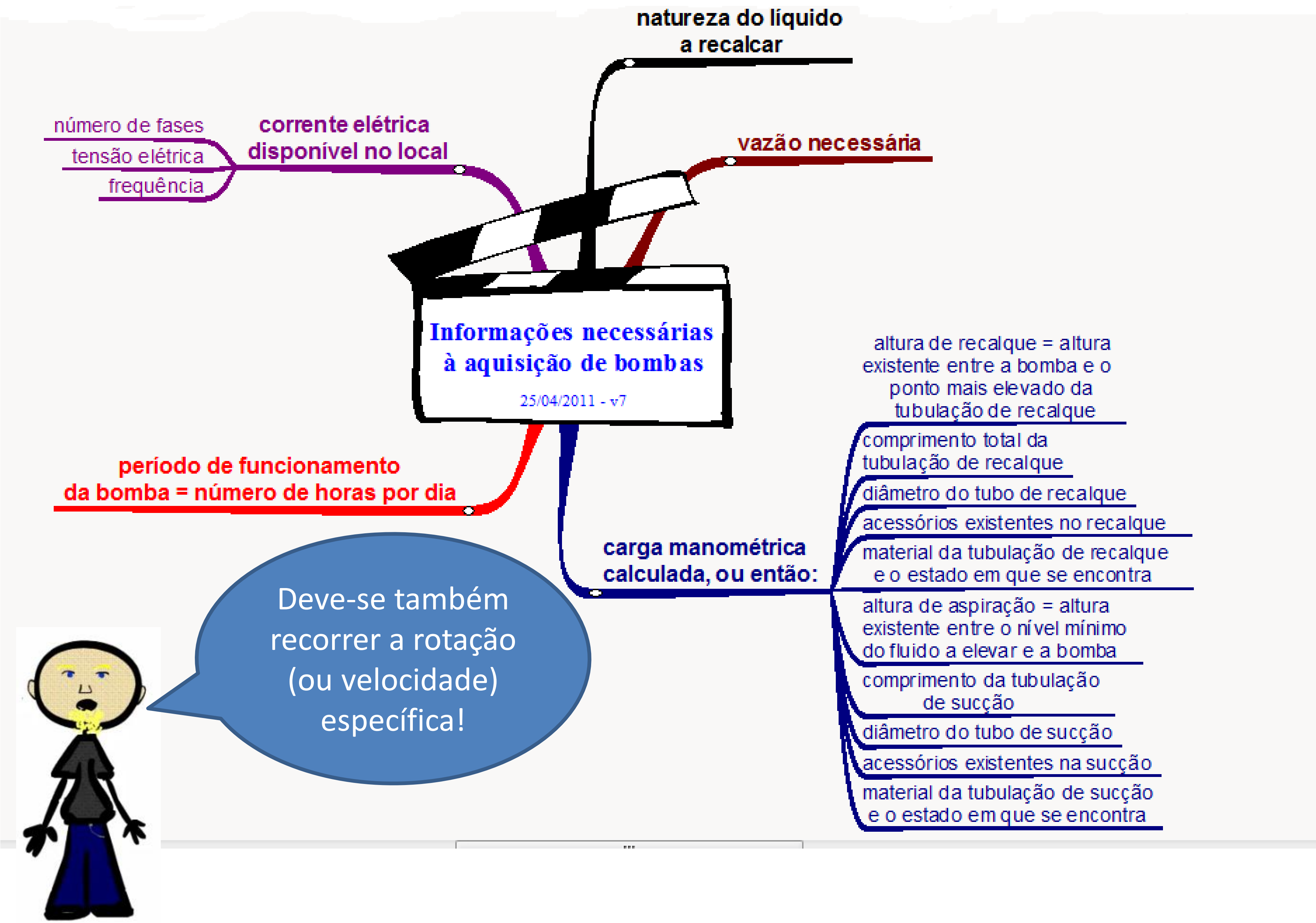
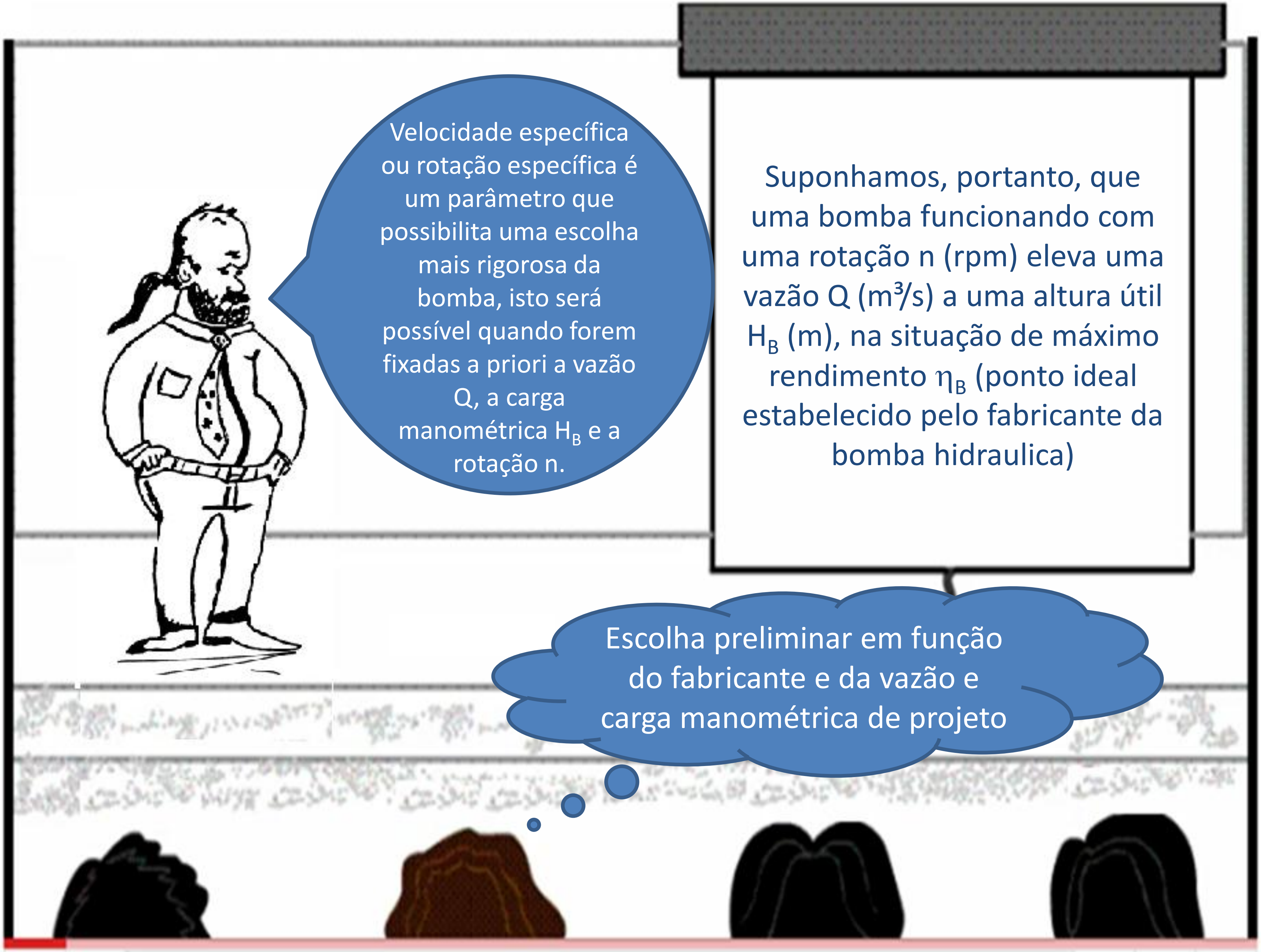
Décima aula de teoria de ME5330

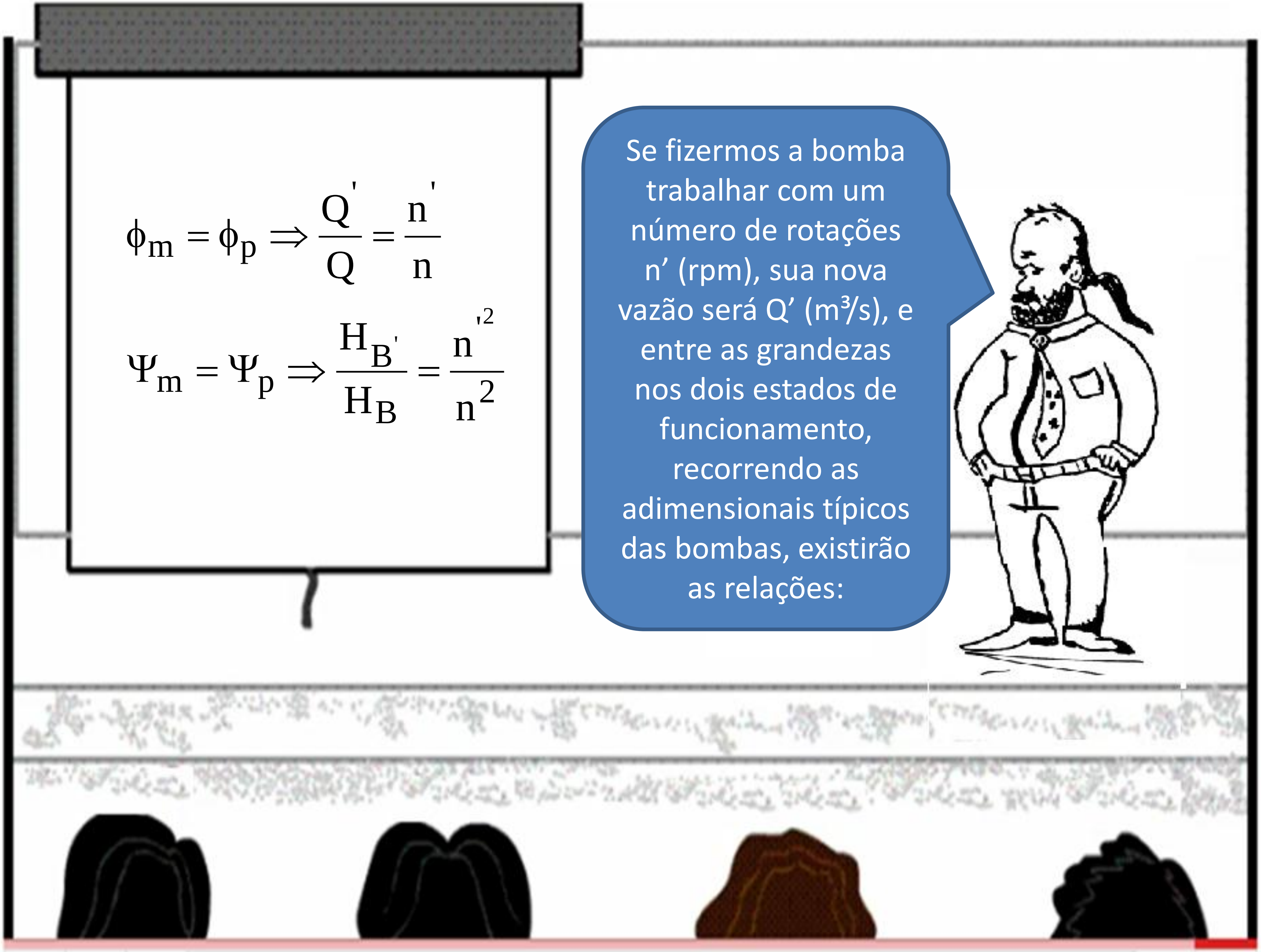
Abril de 2011

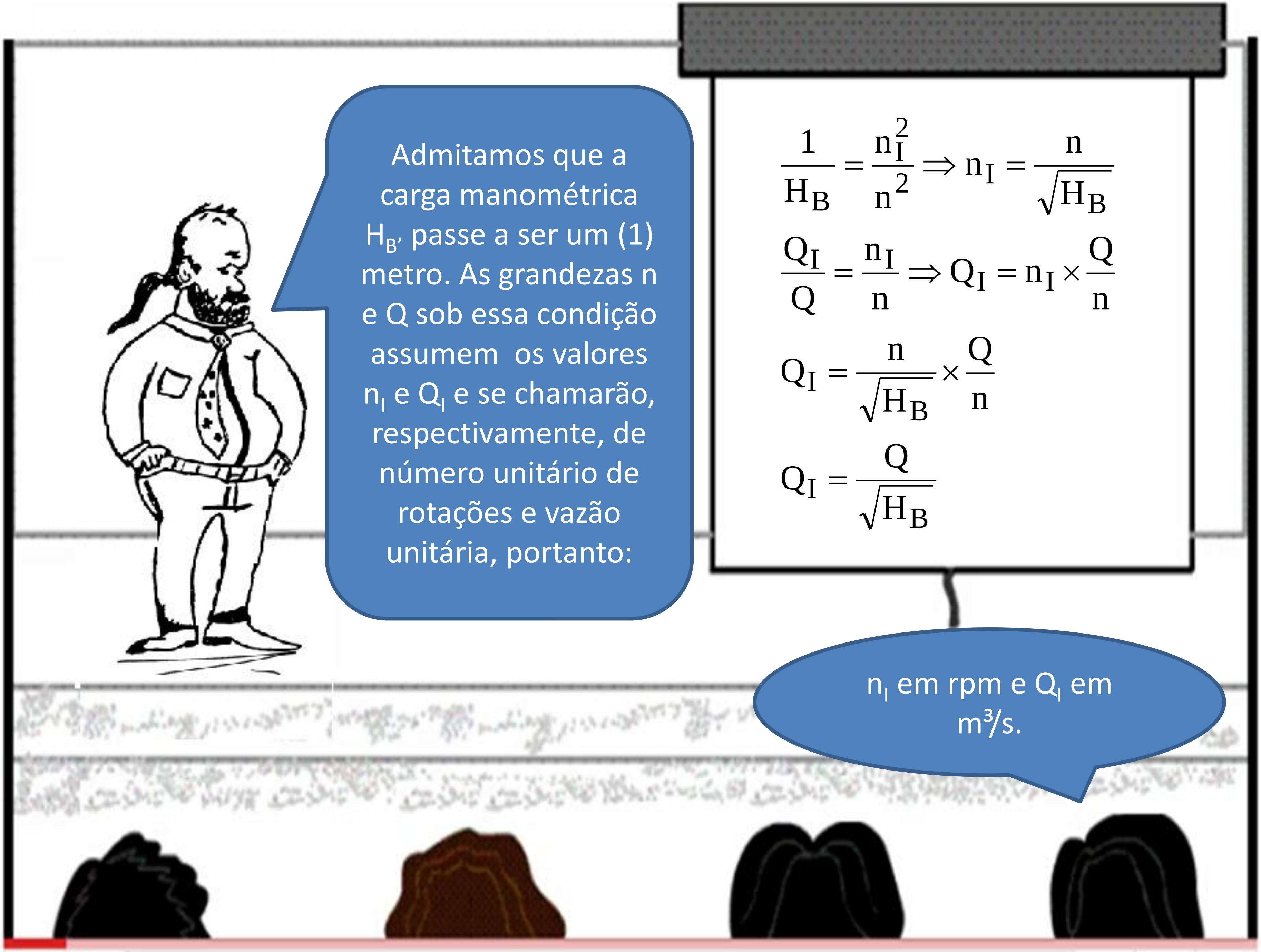

Na aula passada além da associação em série falamos sobre a casa de máquina!
Normalmente as bombas são abrigadas em casa de máquina e estas devem ter iluminação e ventilação adequadas e ser suficientemente espaçosa para se prever as operações com as bombas. No mínimo devem ser previstas duas bombas, sendo uma reserva. Hoje vamos sintetizar a escolha adequada da bomba.


Hydraulic Institute
estabelecem
quatro classes de bombas
25/04/2011 - v2
centrifugas
grande campo
aplicação
movimento
do líquido
sucção simples
(rotor simples)
dupla sucção
(rotor de dupla sucção)
admissão
do líquido
radial
diagonal
helicoidal
número
de rotores
um estágio
estágios múltiplos
tipo de rotor
fechado
semifechado
aberto
a prova de entupimento
("non clog")
posição do eixo
vertical
horizontal
inclinado
pressão
baixa = HB =< 15 m
média = HB de 15 a 50 m
alta = HB >= 50 m
rotativas
de poço profundo
(tipo turbina)
de êmbolo
ou pistão

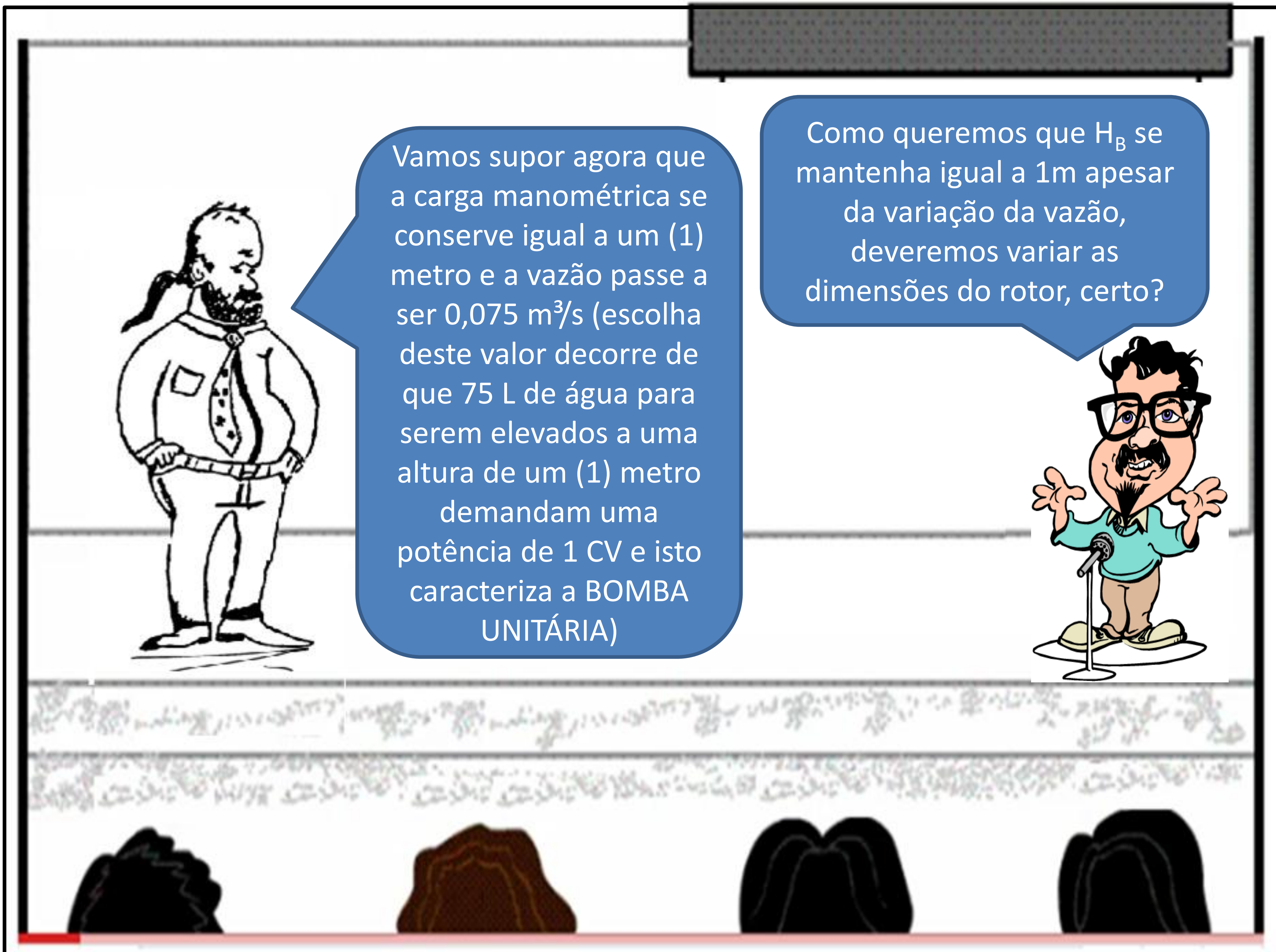

Informações necessárias à aquisição de bombas
25/04/2011 - v7
natureza do líquido a recalcar
vazão necessária
corrente elétrica disponível no local
número de fases
tensão elétrica
frequência
período de funcionamento da bomba = número de horas por dia
carga manométrica calculada, ou então:
altura de recalque = altura existente entre a bomba e o ponto mais elevado da tubulação de recalque
comprimento total da tubulação de recalque
diâmetro do tubo de recalque
acessórios existentes no recalque
material da tubulação de recalque e o estado em que se encontra
altura de aspiração = altura existente entre o nível mínimo do fluido a elevar e a bomba
comprimento da tubulação de sucção
diâmetro do tubo de sucção
acessórios existentes na sucção
material da tubulação de sucção e o estado em que se encontra
Deve-se também recorrer a rotação (ou velocidade) específica!

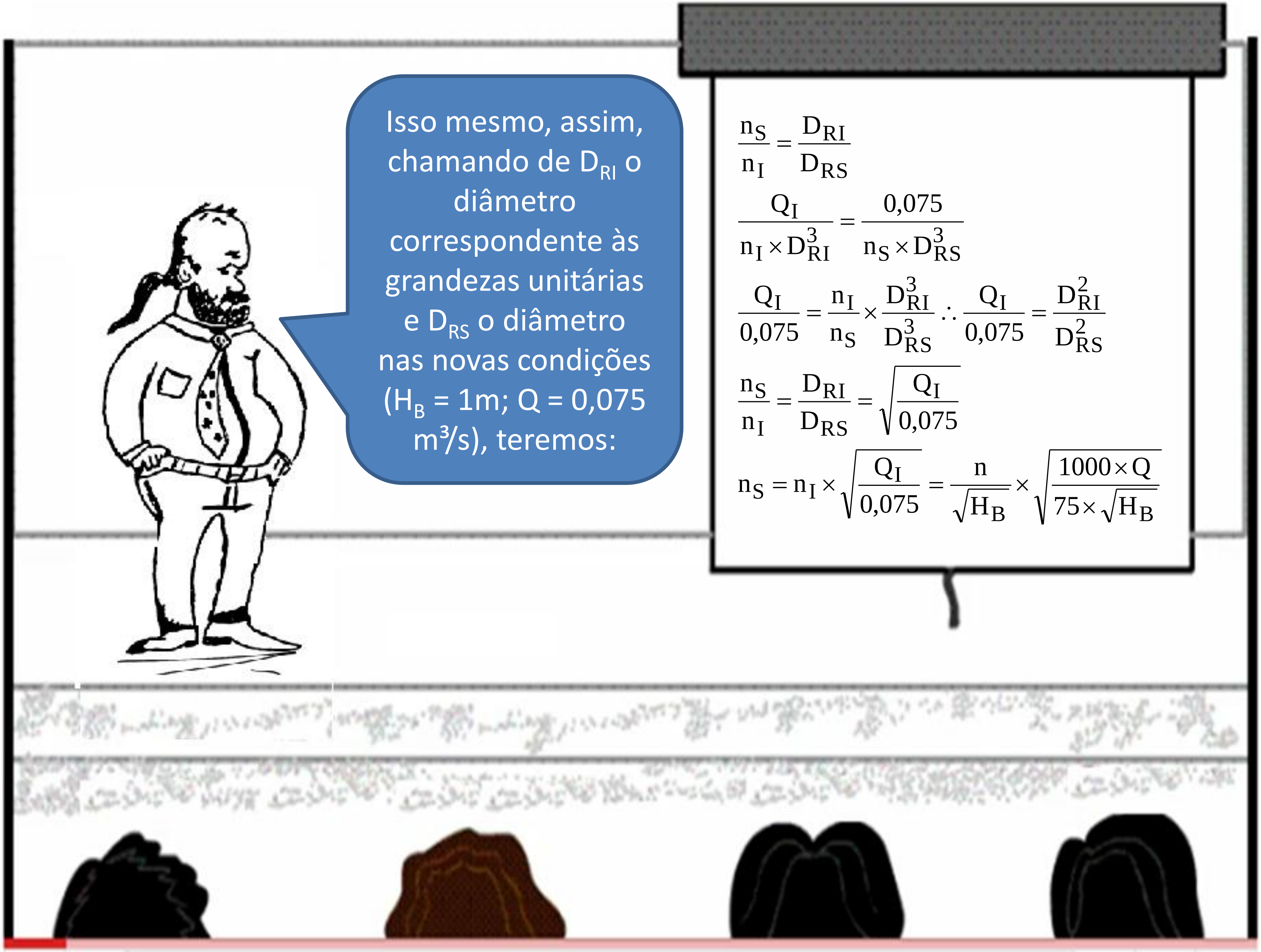

Velocidade específica ou rotação específica é um parâmetro que possibilita uma escolha mais rigorosa da bomba, isto será possível quando forem fixadas a priori a vazão Q, a carga manométrica H_B e a rotação n.
Suponhamos, portanto, que uma bomba funcionando com uma rotação n (rpm) eleva uma vazão Q (m^3/s) a uma altura útil H_B (m), na situação de máximo rendimento η_B (ponto ideal estabelecido pelo fabricante da bomba hidraulica)
Escolha preliminar em função do fabricante e da vazão e carga manométrica de projeto

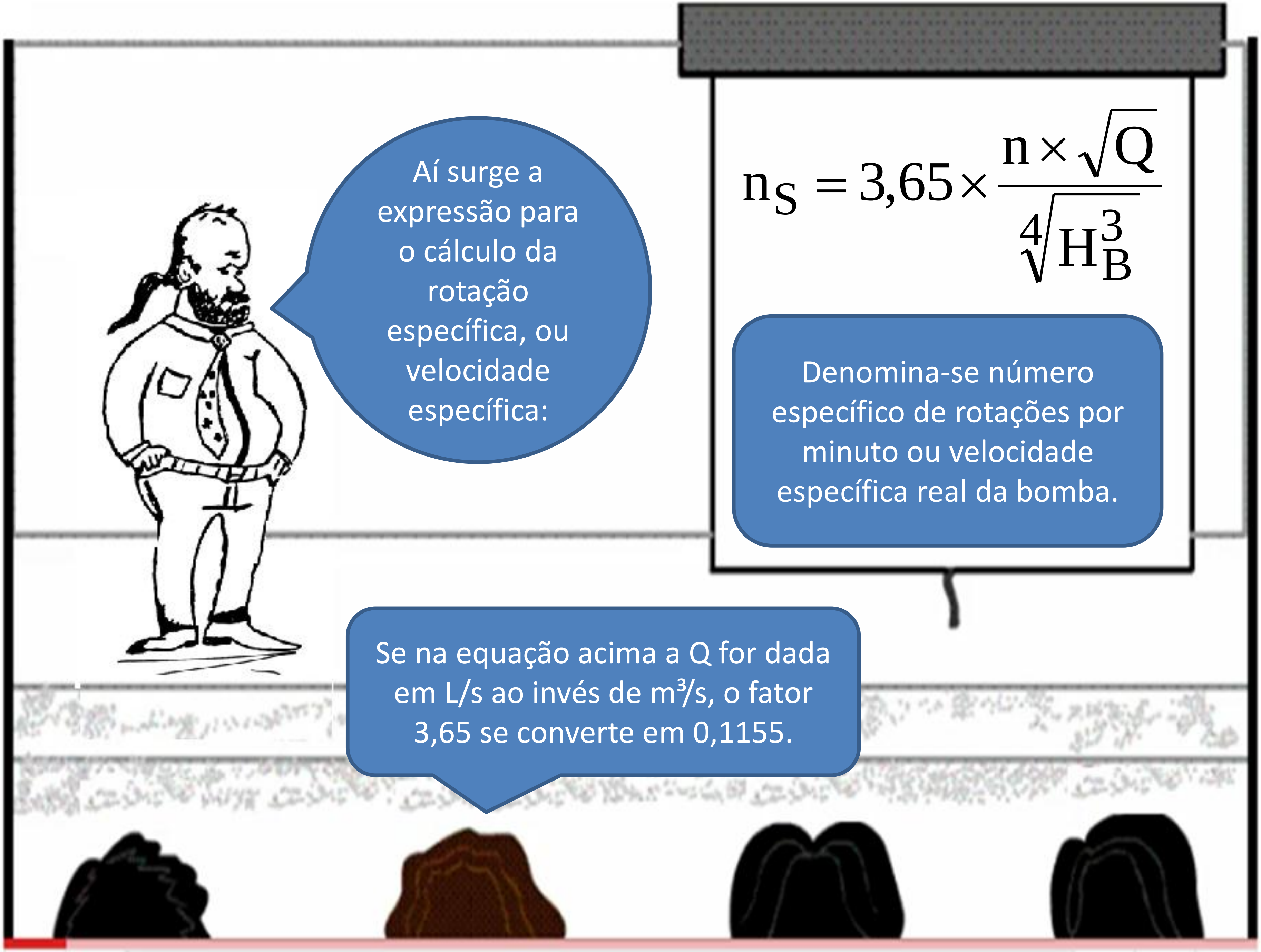

$\phi_m = \phi_p \Rightarrow \frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n}$
$\Psi_m = \Psi_p \Rightarrow \frac{H_{B'}}{H_B} = \frac{n'^2}{n^2}$
Se fizermos a bomba trabalhar com um número de rotações n’ (rpm), sua nova vazão será Q’ (m³/s), e entre as grandezas nos dois estados de funcionamento, recorrendo as adimensionais típicos das bombas, existirão as relações:



Admitamos que a carga manométrica H_B, passe a ser um (1) metro. As grandezas n e Q sob essa condição assumem os valores n_I e Q_I e se chamarão, respectivamente, de número unitário de rotações e vazão unitária, portanto:
$\frac{1}{H_B} = \frac{n_I^2}{n^2} \Rightarrow n_I = \frac{n}{\sqrt{H_B}}$
$\frac{Q_I}{Q} = \frac{n_I}{n} \Rightarrow Q_I = n_I \times \frac{Q}{n}$
$Q_I = \frac{n}{\sqrt{H_B}} \times \frac{Q}{n}$
$Q_I = \frac{Q}{\sqrt{H_B}}$
n_I em rpm e Q_I em m^3/s.

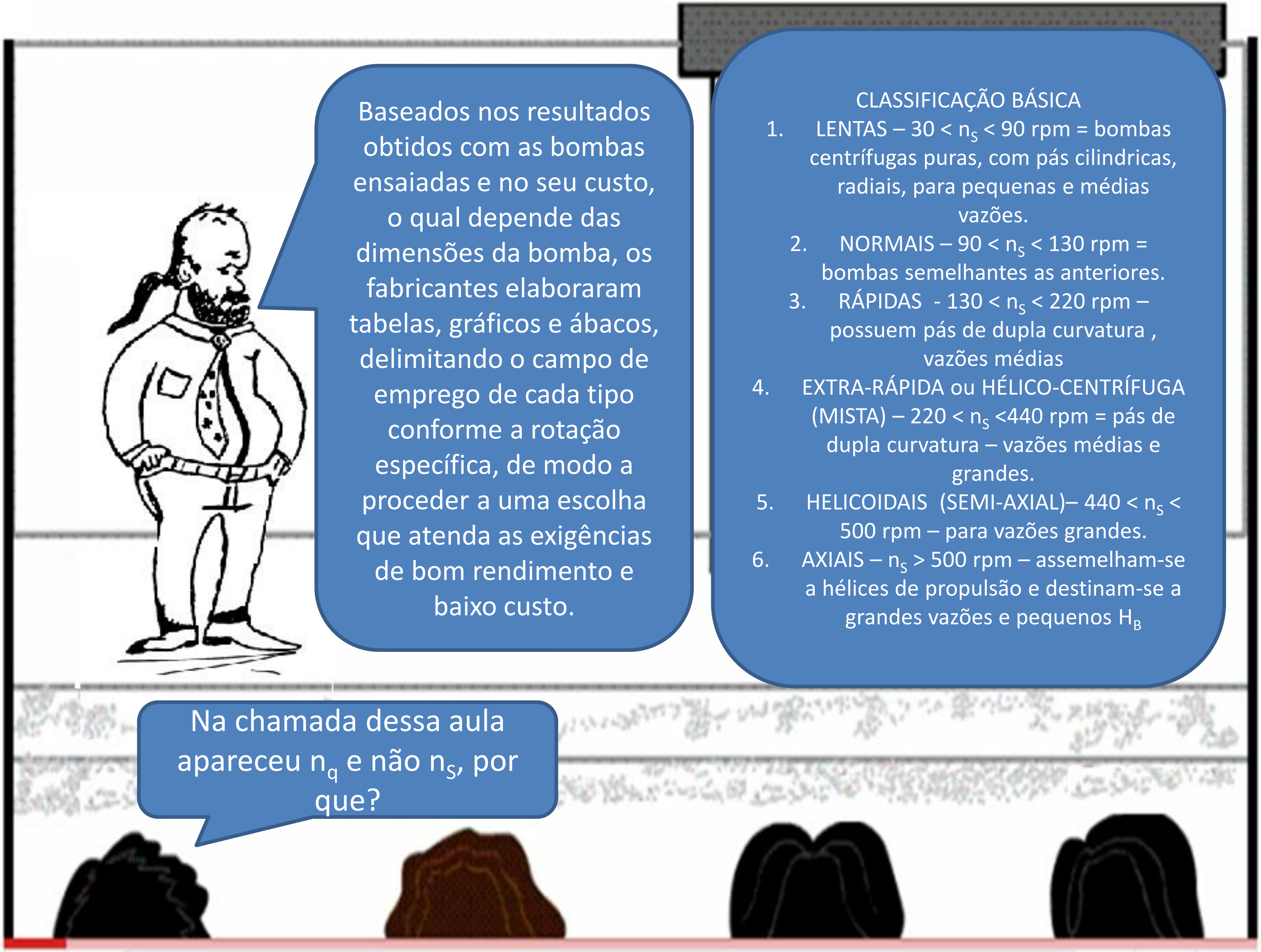

Vamos supor agora que a carga manométrica se conserve igual a um (1) metro e a vazão passe a ser 0,075 m³/s (escolha deste valor decorre de que 75 L de água para serem elevados a uma altura de um (1) metro demandam uma potência de 1 CV e isto caracteriza a BOMBA UNITÁRIA)
Como queremos que H_B se mantenha igual a 1m apesar da variação da vazão, deveremos variar as dimensões do rotor, certo?


Isso mesmo, assim, chamando de D_{RI} o diâmetro correspondente às grandezas unitárias e D_{RS} o diâmetro nas novas condições (H_B = 1m; Q = 0,075 m³/s), teremos:
$\frac{n_S}{n_I} = \frac{D_{RI}}{D_{RS}}$
$\frac{Q_I}{n_I \times D_{RI}^3} = \frac{0,075}{n_S \times D_{RS}^3}$
$\frac{Q_I}{0,075} = \frac{n_I}{n_S} \times \frac{D_{RI}^3}{D_{RS}^3} \therefore \frac{Q_I}{0,075} = \frac{D_{RI}^2}{D_{RS}^2}$
$\frac{n_S}{n_I} = \frac{D_{RI}}{D_{RS}} = \sqrt{\frac{Q_I}{0,075}}$
$n_S = n_I \times \sqrt{\frac{Q_I}{0,075}} = \frac{n}{\sqrt{H_B}} \times \sqrt{\frac{1000 \times Q}{75 \times \sqrt{H_B}}}$



Aí surge a expressão para o cálculo da rotação específica, ou velocidade específica:
$n_S = 3{,}65 \times \dfrac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_B^3}}$
Denomina-se número específico de rotações por minuto ou velocidade específica real da bomba.
Se na equação acima a Q for dada em L/s ao invés de m³/s, o fator 3,65 se converte em 0,1155.


A importância da determinação da velocidade específica resulta de que a mesma fornece um termo de comparação entre as diversas bombas sob o ponto de vista da velocidade e de ser o seu valor decisivo na escolha do formato do rotor a empregar para atender a um número de rotações n, a uma vazão Q e a uma carga manométrica H_B.
Assim o valor de n_S especifica o tipo de bomba a usar.

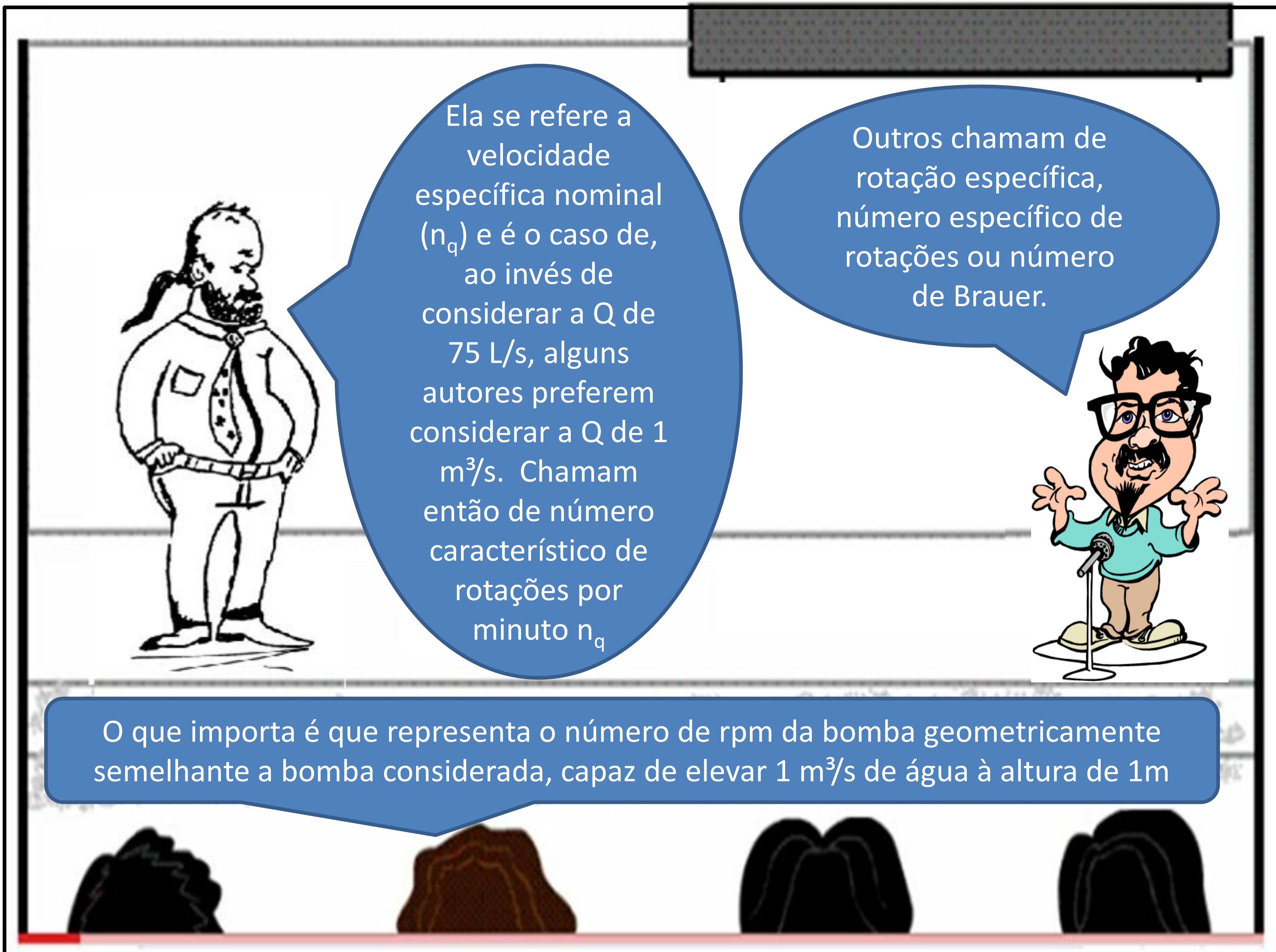


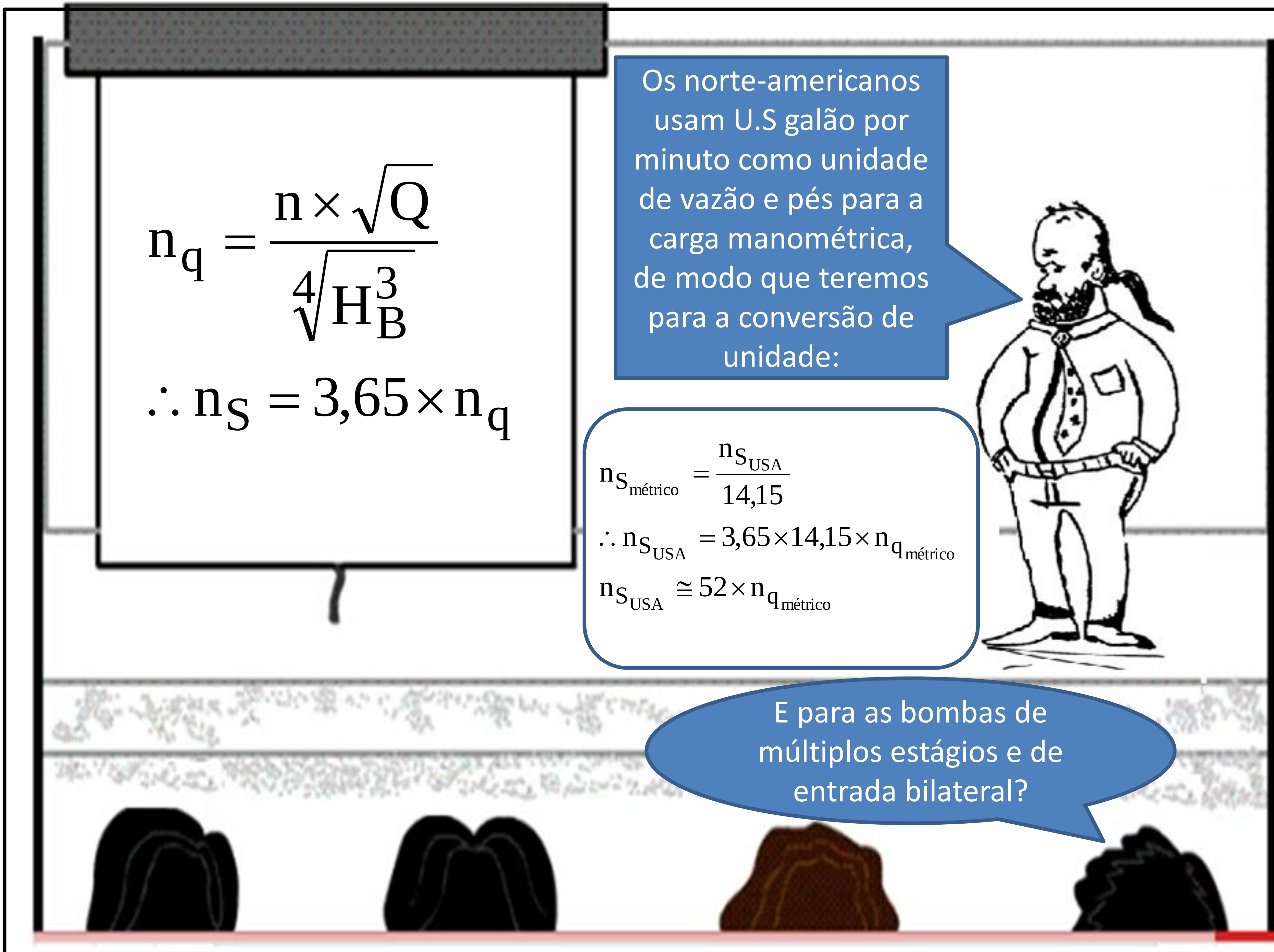
Baseados nos resultados obtidos com as bombas ensaiadas e no seu custo, o qual depende das dimensões da bomba, os fabricantes elaboraram tabelas, gráficos e ábacos, delimitando o campo de emprego de cada tipo conforme a rotação específica, de modo a proceder a uma escolha que atenda as exigências de bom rendimento e baixo custo.

CLASSIFICAÇÃO BÁSICA

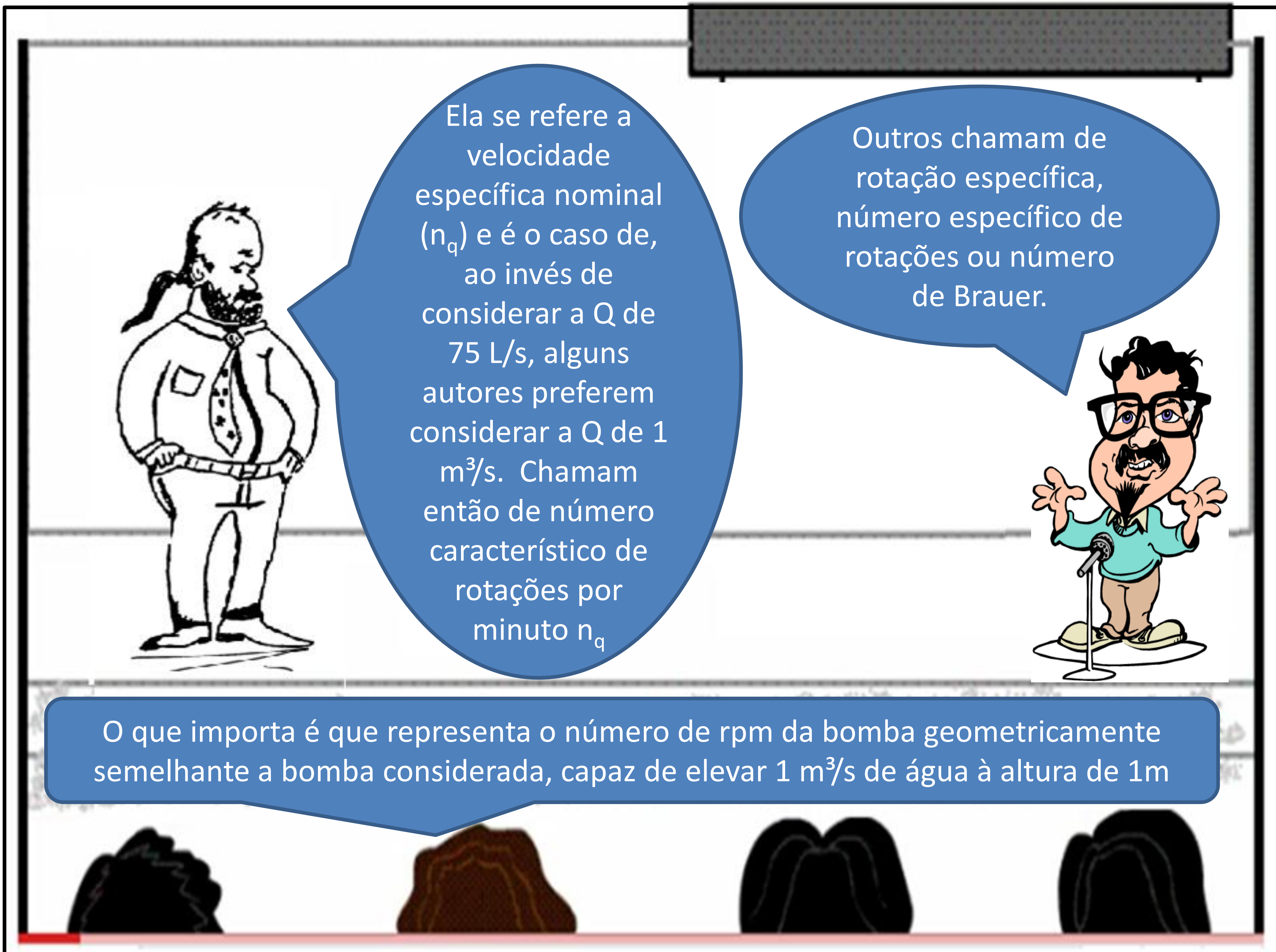
1. LENTAS – $30 < n_S < 90$ rpm = bombas centrífugas puras, com pás cilindricas, radiais, para pequenas e médias vazões.
2. NORMAIS – $90 < n_S < 130$ rpm = bombas semelhantes as anteriores.
3. RÁPIDAS - $130 < n_S < 220$ rpm – possuem pás de dupla curvatura , vazões médias
4. EXTRA-RÁPIDA ou HÉLICO-CENTRÍFUGA (MISTA) – $220 < n_S < 440$ rpm = pás de dupla curvatura – vazões médias e grandes.
5. HELICOIDAIS (SEMI-AXIAL)– $440 < n_S < 500$ rpm – para vazões grandes.
6. AXIAIS – $n_S > 500$ rpm – assemelham-se a hélices de propulsão e destinam-se a grandes vazões e pequenos H_B

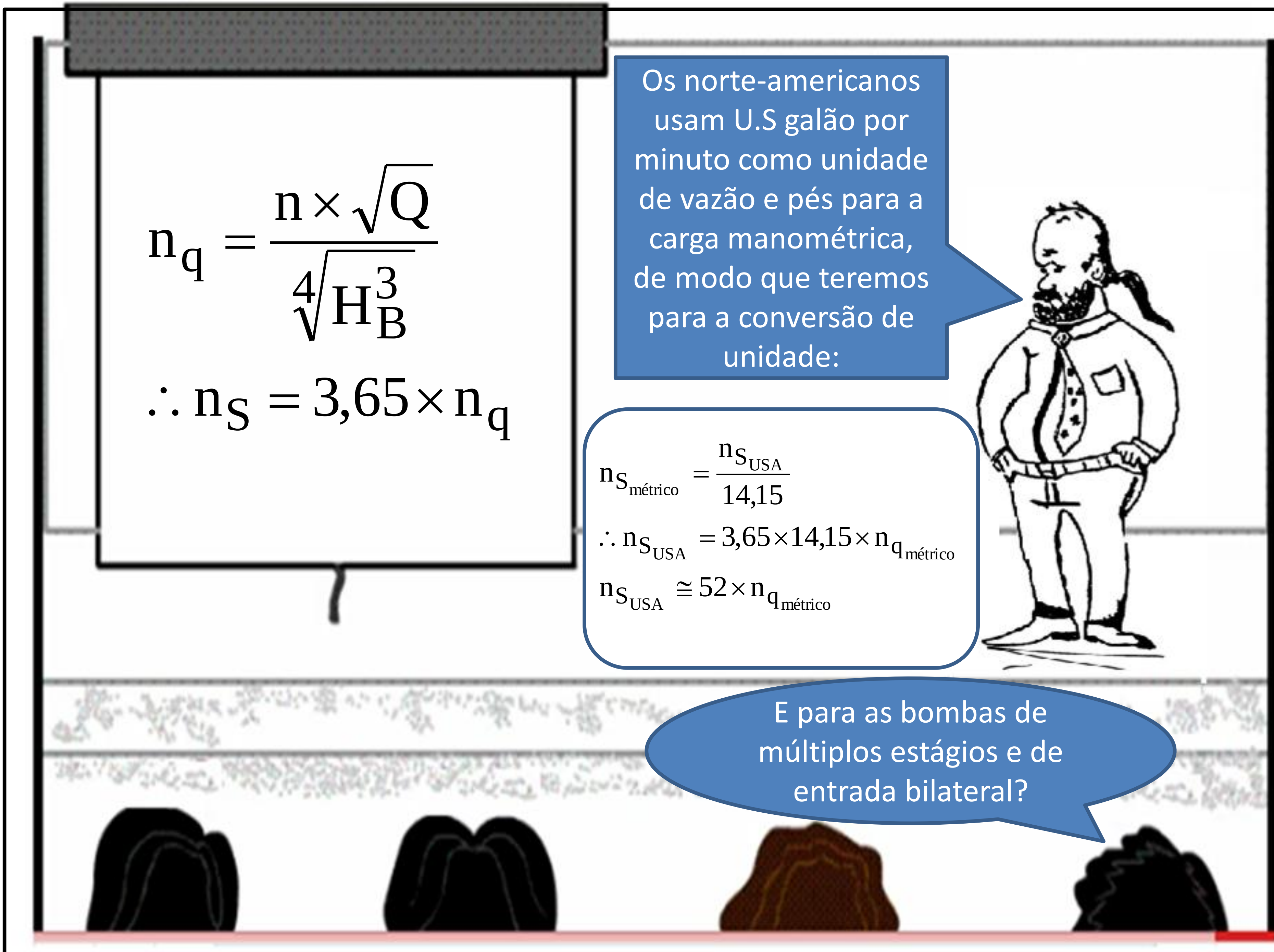
Na chamada dessa aula apareceu n_q e não n_S, por que?


Ela se refere a velocidade específica nominal (n_q) e é o caso de, ao invés de considerar a Q de 75 L/s, alguns autores preferem considerar a Q de 1 m^3/s. Chamam então de número característico de rotações por minuto n_q
Outros chamam de rotação específica, número específico de rotações ou número de Brauer.
O que importa é que representa o número de rpm da bomba geometricamente semelhante a bomba considerada, capaz de elevar 1 m^3/s de água à altura de 1m

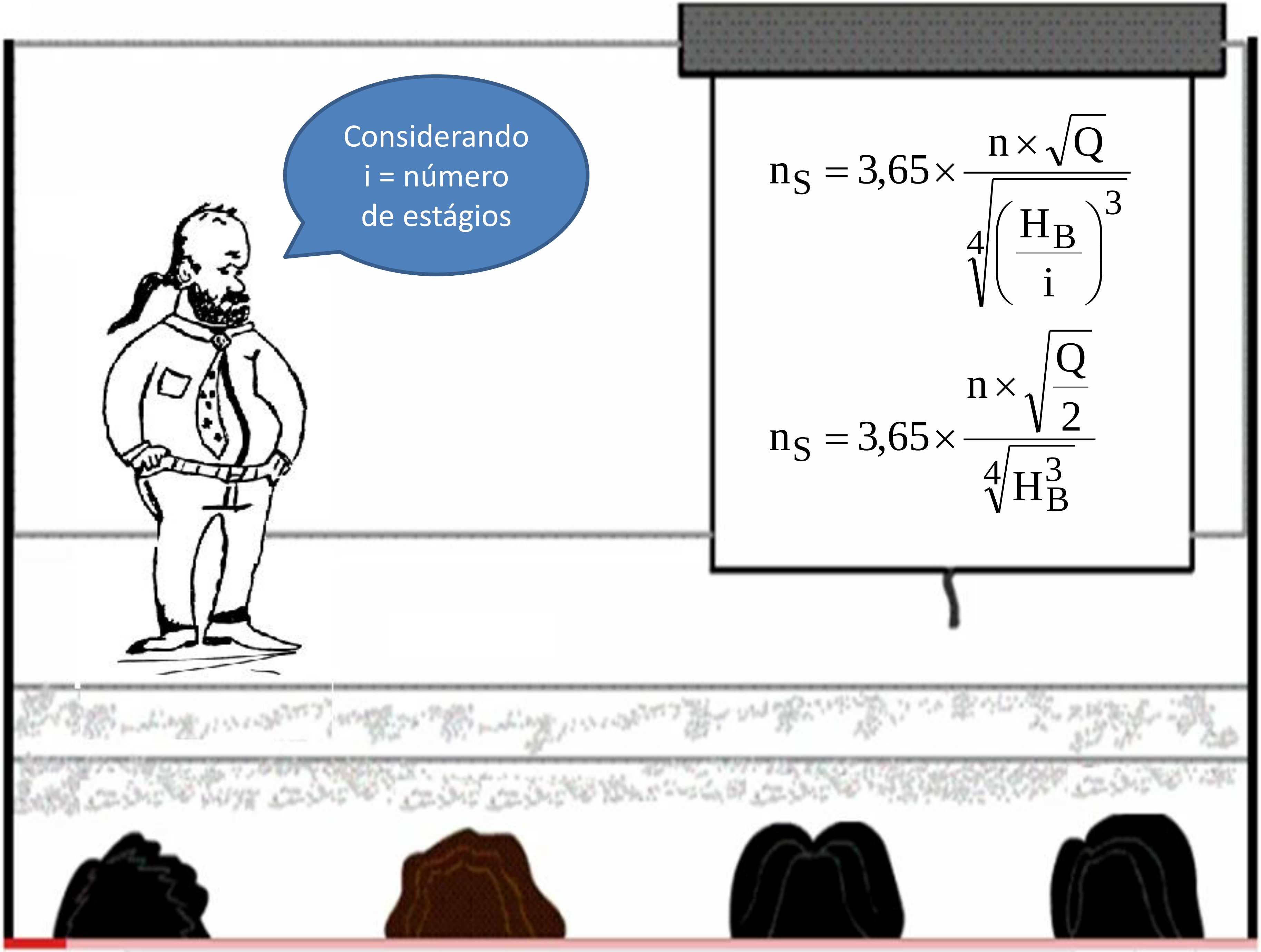


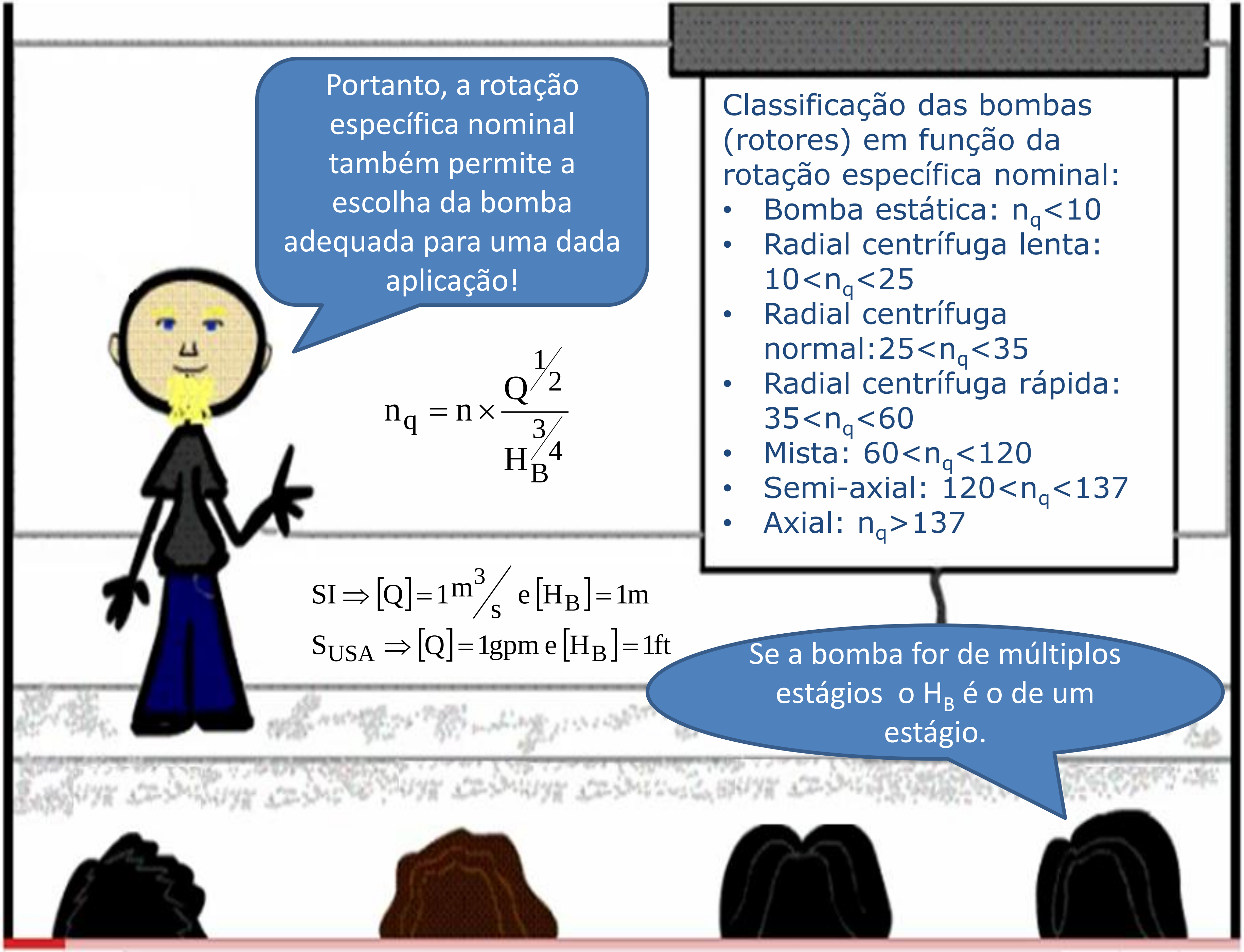
$n_q = \frac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_B^3}}$
$\therefore n_S = 3{,}65 \times n_q$
Os norte-americanos usam U.S galão por minuto como unidade de vazão e pés para a carga manométrica, de modo que teremos para a conversão de unidade:
$n_{S_{métrico}} = \frac{n_{S_{USA}}}{14{,}15}$
$\therefore n_{S_{USA}} = 3{,}65 \times 14{,}15 \times n_{q_{métrico}}$
$n_{S_{USA}} \cong 52 \times n_{q_{métrico}}$
E para as bombas de múltiplos estágios e de entrada bilateral?

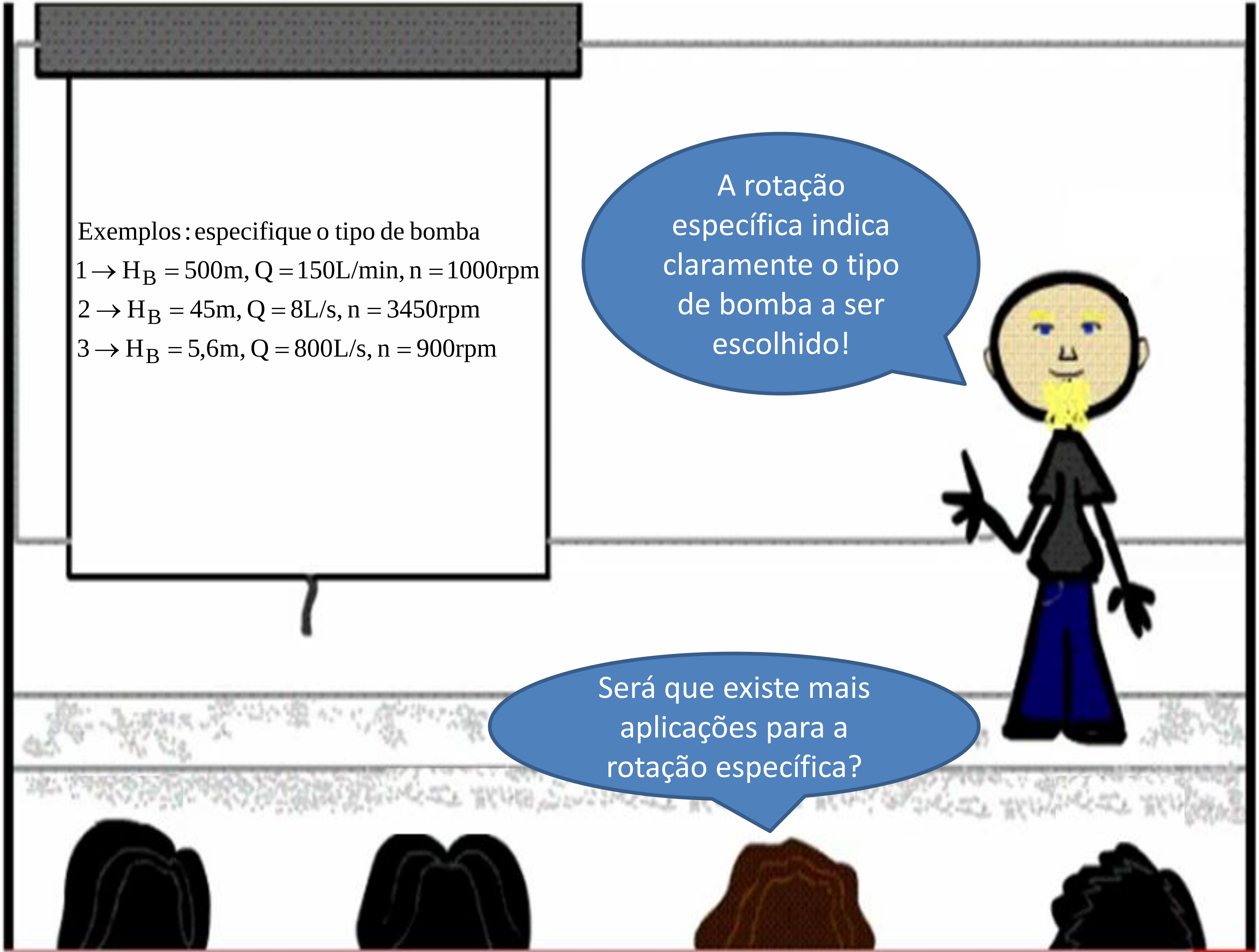

Ela se refere a velocidade específica nominal (n_q) e é o caso de, ao invés de considerar a Q de 75 L/s, alguns autores preferem considerar a Q de 1 m³/s. Chamam então de número característico de rotações por minuto n_q
Outros chamam de rotação específica, número específico de rotações ou número de Brauer.
O que importa é que representa o número de rpm da bomba geometricamente semelhante a bomba considerada, capaz de elevar 1 m³/s de água à altura de 1m



$$n_q = \frac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_B^3}}$$
$$\therefore n_S = 3{,}65 \times n_q$$
Os norte-americanos usam U.S galão por minuto como unidade de vazão e pés para a carga manométrica, de modo que teremos para a conversão de unidade:
$$n_{S_{\text{métrico}}} = \frac{n_{S_{USA}}}{14{,}15}$$
$$\therefore n_{S_{USA}} = 3{,}65 \times 14{,}15 \times n_{q_{\text{métrico}}}$$
$$n_{S_{USA}} \cong 52 \times n_{q_{\text{métrico}}}$$
E para as bombas de múltiplos estágios e de entrada bilateral?

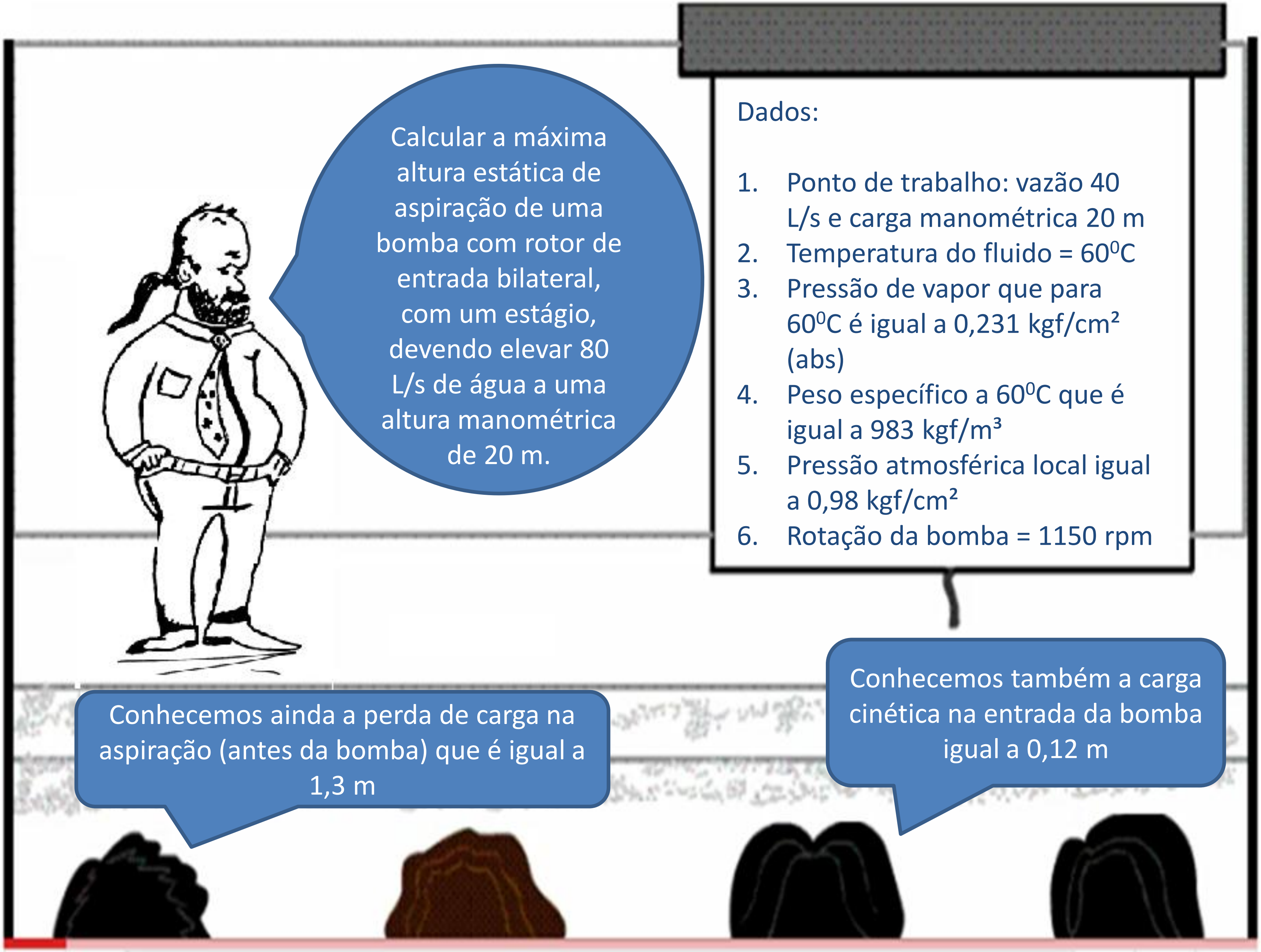

Considerando
i = número
de estágios
$$n_S = 3{,}65 \times \frac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{\left(\frac{H_B}{i}\right)^3}}$$
$$n_S = 3{,}65 \times \frac{n \times \sqrt{\frac{Q}{2}}}{\sqrt[4]{H_B^3}}$$

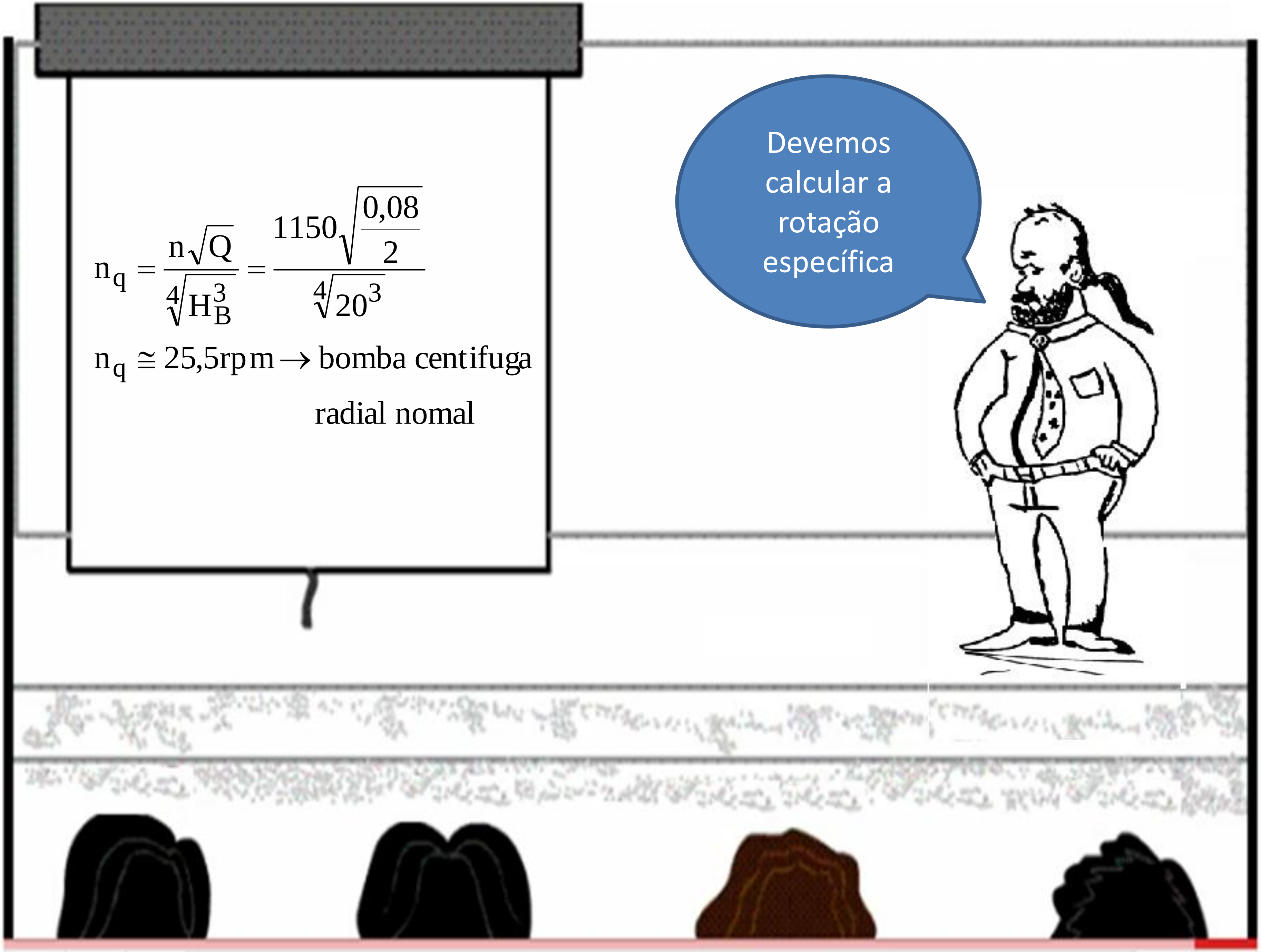

Portanto, a rotação específica nominal também permite a escolha da bomba adequada para uma dada aplicação!
$n_q = n \times \frac{Q^{1/2}}{H_B^{3/4}}$
$SI \Rightarrow [Q] = 1\,m^3/s$ e $[H_B] = 1m$
$S_{USA} \Rightarrow [Q] = 1gpm$ e $[H_B] = 1ft$
Classificação das bombas (rotores) em função da rotação específica nominal:
• Bomba estática: $n_q < 10$
• Radial centrífuga lenta: $10 < n_q < 25$
• Radial centrífuga normal: $25 < n_q < 35$
• Radial centrífuga rápida: $35 < n_q < 60$
• Mista: $60 < n_q < 120$
• Semi-axial: $120 < n_q < 137$
• Axial: $n_q > 137$
Se a bomba for de múltiplos estágios o H_B é o de um estágio.

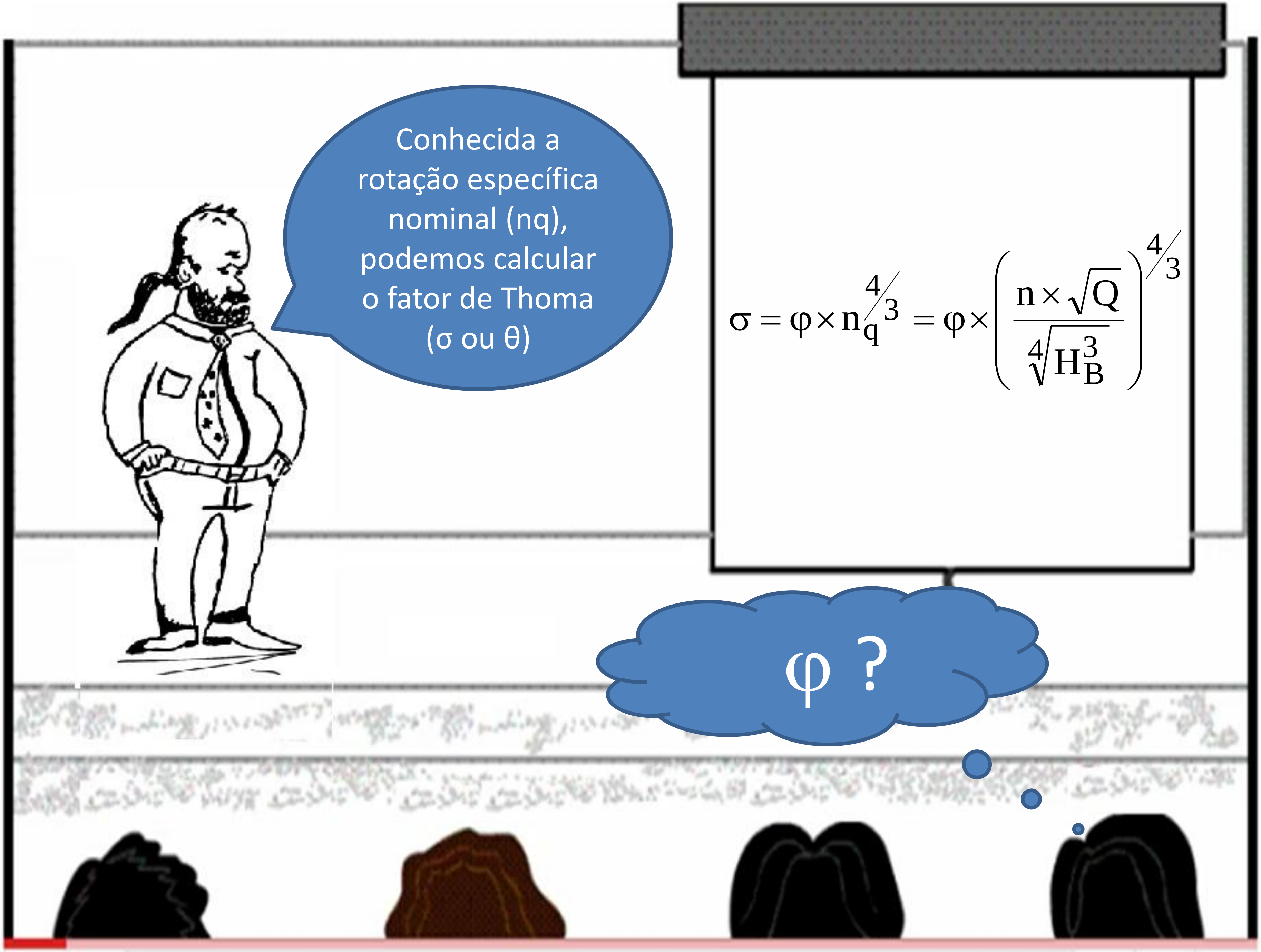

Exemplos: especifique o tipo de bomba
$1 \rightarrow H_B = 500m, Q = 150L/min, n = 1000rpm$
$2 \rightarrow H_B = 45m, Q = 8L/s, n = 3450rpm$
$3 \rightarrow H_B = 5,6m, Q = 800L/s, n = 900rpm$
A rotação específica indica claramente o tipo de bomba a ser escolhido!
Será que existe mais aplicações para a rotação específica?


Existe, quando o fabricante não fornece o valor do NPSH$_{requerido}$

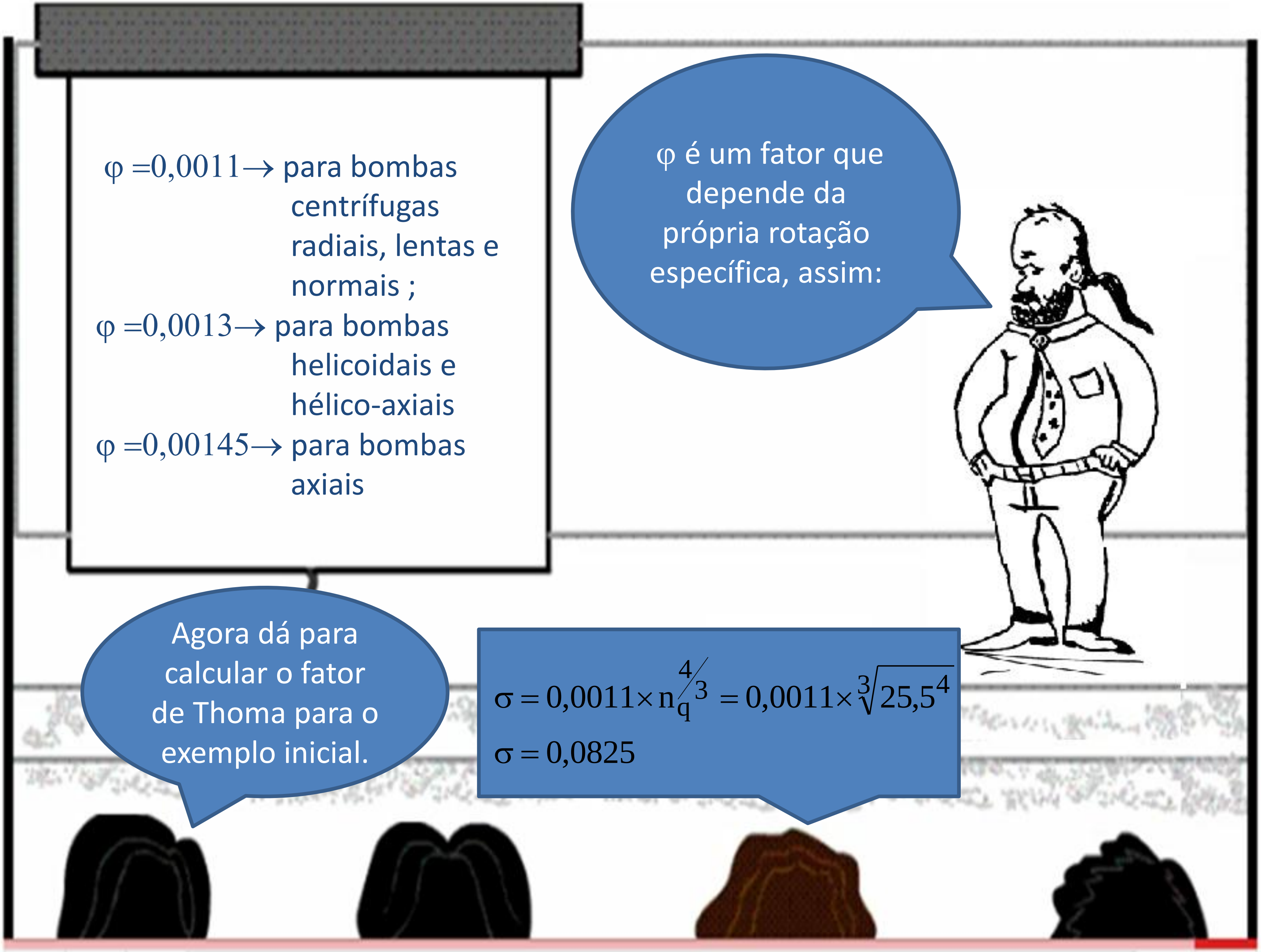

O que fazer quando não é dado o $NPSH_{requerido}$ pelo fabricante?
?
Quero ver isto com um exemplo!
Devemos recorrer ao fator de Thoma, o qual depende da rotação específica.


Calcular a máxima altura estática de aspiração de uma bomba com rotor de entrada bilateral, com um estágio, devendo elevar 80 L/s de água a uma altura manométrica de 20 m.
Dados:
1. Ponto de trabalho: vazão 40 L/s e carga manométrica 20 m
2. Temperatura do fluido = 60^{0}C
3. Pressão de vapor que para 60^{0}C é igual a 0,231 kgf/cm^2 (abs)
4. Peso específico a 60^{0}C que é igual a 983 kgf/m^3
5. Pressão atmosférica local igual a 0,98 kgf/cm^2
6. Rotação da bomba = 1150 rpm
Conhecemos ainda a perda de carga na aspiração (antes da bomba) que é igual a 1,3 m
Conhecemos também a carga cinética na entrada da bomba igual a 0,12 m


$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_B^3}} = \frac{1150\sqrt{\frac{0,08}{2}}}{\sqrt[4]{20^3}}$
$n_q \cong 25,5\text{rpm} \rightarrow$ bomba centifuga
radial nomal
Devemos calcular a rotação específica



Conhecida a rotação específica nominal (nq), podemos calcular o fator de Thoma (σ ou θ)
$\sigma = \varphi \times n_q^{4/3} = \varphi \times \left(\frac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_B^3}} \right)^{4/3}$
φ ?



φ =0,0011→ para bombas centrífugas radiais, lentas e normais ;
φ =0,0013→ para bombas helicoidais e hélico-axiais
φ =0,00145→ para bombas axiais
φ é um fator que depende da própria rotação específica, assim:
Agora dá para calcular o fator de Thoma para o exemplo inicial.
$\sigma = 0{,}0011 \times n_q^{4/3} = 0{,}0011 \times \sqrt[3]{25{,}5^4}$
$\sigma = 0{,}0825$

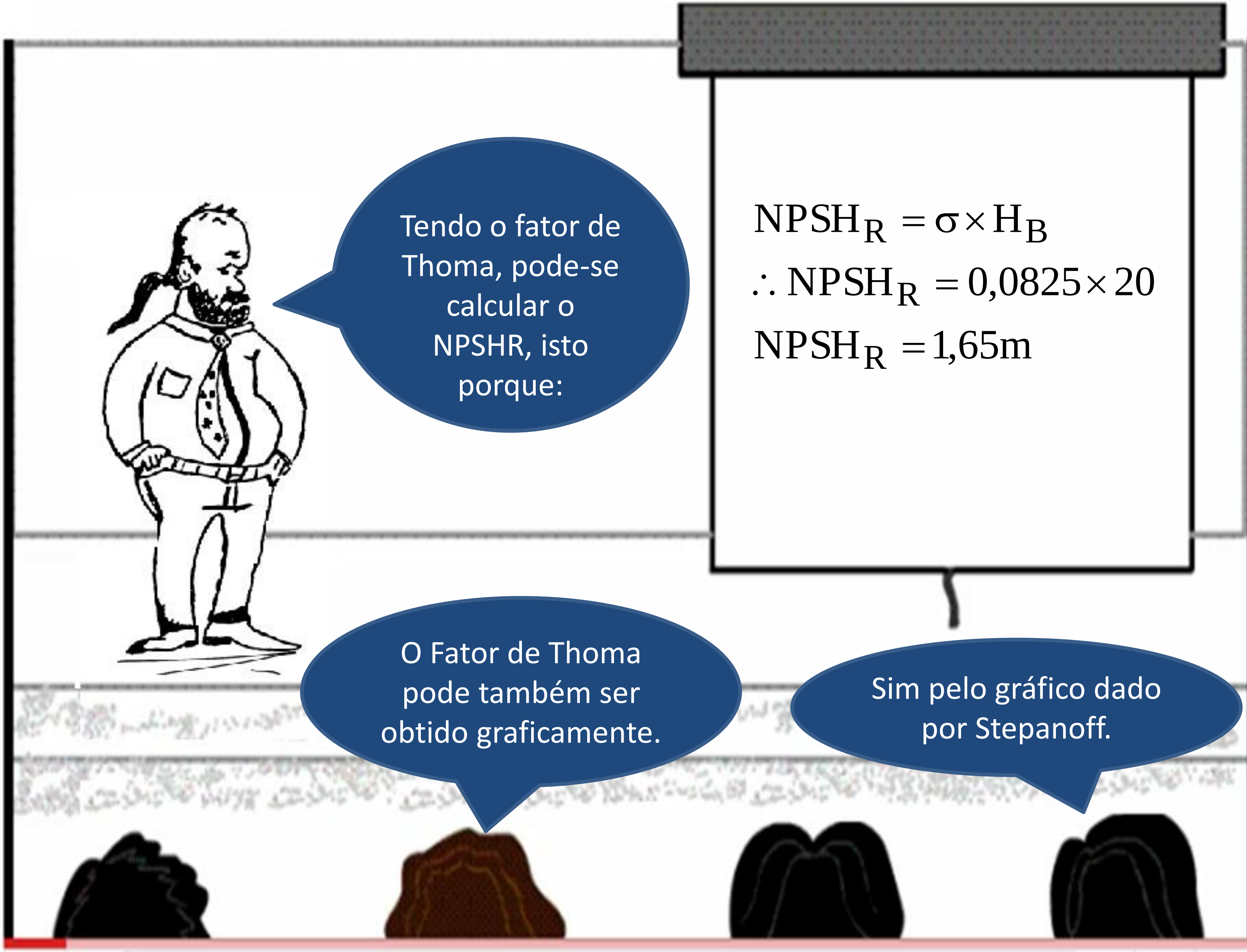
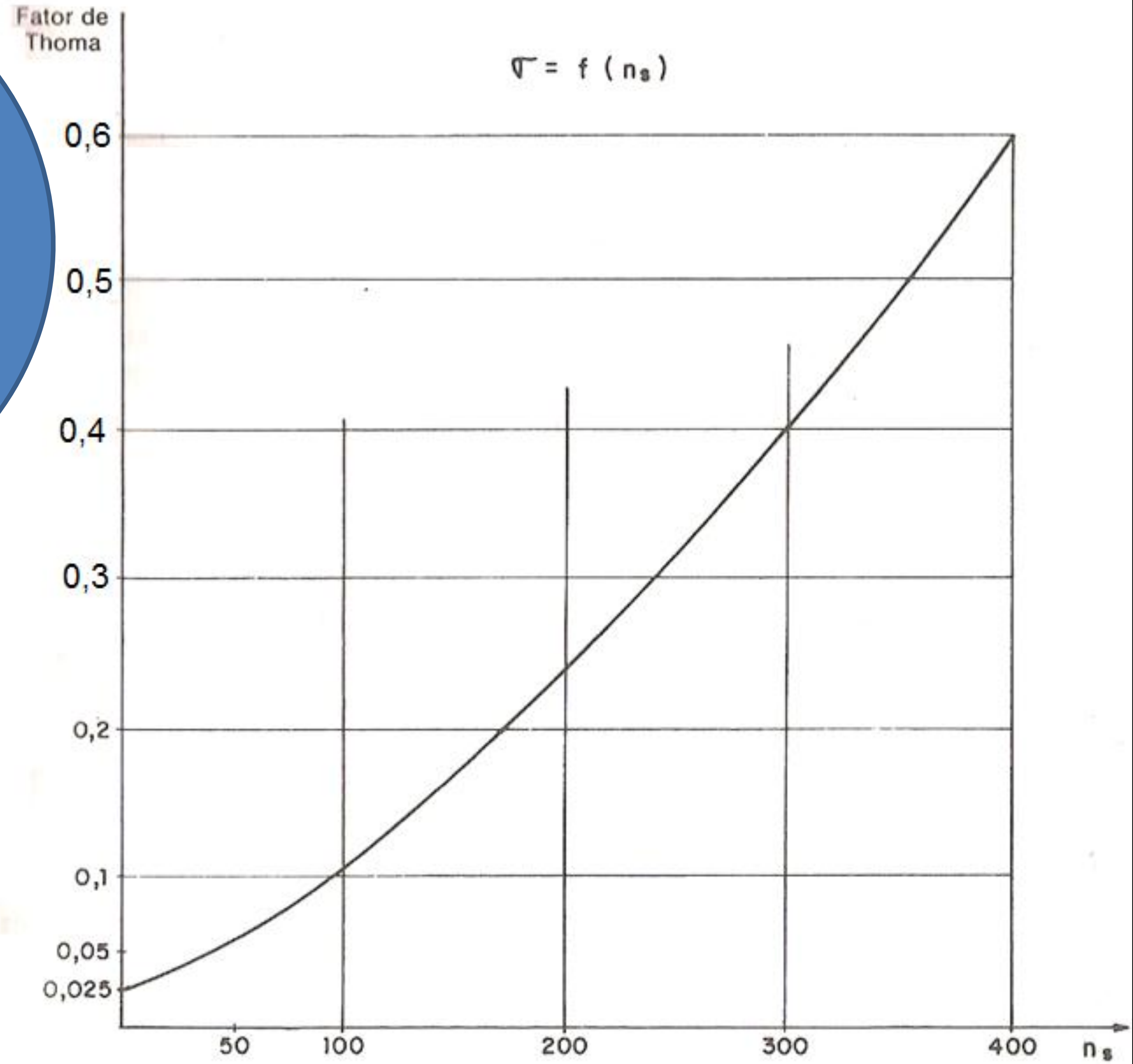

Tendo o fator de Thoma, pode-se calcular o NPSHR, isto porque:
$NPSH_R = \sigma \times H_B$
$\therefore NPSH_R = 0{,}0825 \times 20$
$NPSH_R = 1{,}65 m$
O Fator de Thoma pode também ser obtido graficamente.
Sim pelo gráfico dado por Stepanoff.

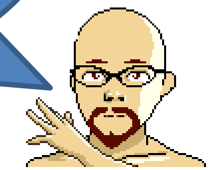
Gráfico extraído da página 215 do livro: Bombas e Instalações de Bombeamento, escrito por Archibald Joseph Macintyre e editado pela LTC em 2008

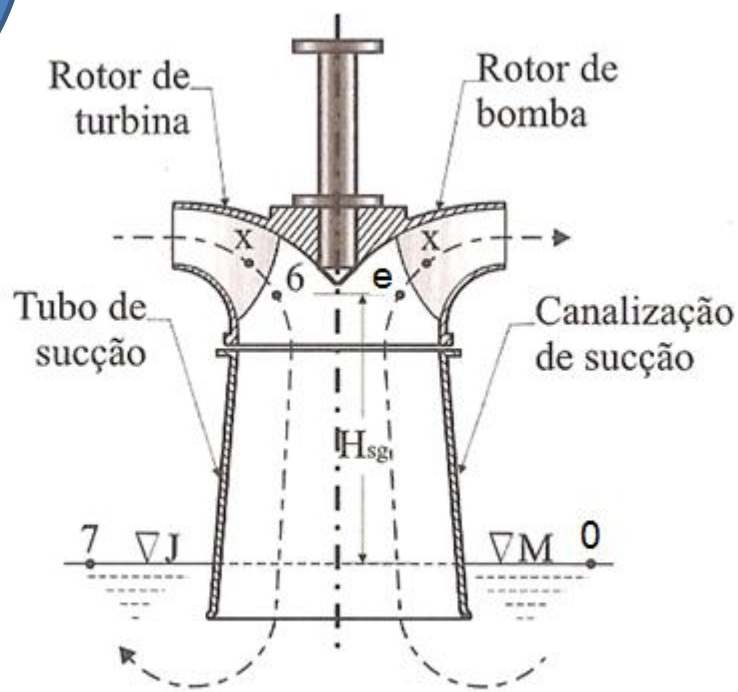


Fator de cavitação de Thoma em função da velocidade específica.

Vamos nesse ponto completar o exemplo proposto: calcular a máxima altura estática de aspiração de uma bomba ... para tal consideramos a figura ao lado:

Figura adaptada da figura apresentada na página 136 do livro: Máquinas de Fluido escrito por Érico Lopes Henn e editado pela editora**ufsm**





Corte longitudinal esquemático da canalização de sucção e do rotor de uma bomba centrífuga, à direita do eixo vertical da figura, e de uma turbina hidráulica, à esquerda do eixo.

Considere que :
0 = ponto no nível do reservatório de captação
e =ponto na boca de sução da bomba
x = ponto genérico já dentro do rotor, normalmente próximo ao bordo de ataque das pás, onde, em virtude das sobrevelocidades decorrente da redução da seção de passagem do fluido provocada pela espessura das pás, a pressão do fluido atingirá o seu menor valor
Δp_s = depressão suplementar entre os pontos e e x.

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_e}{\gamma} - \frac{\Delta p_s}{\gamma}$$

$$\frac{p_e}{\gamma} = \frac{p_o}{\gamma} - z_e - \frac{v_e^2}{2g} - H_{p_{aB}}$$

$$\frac{\Delta p_s}{\gamma} = \sigma \times H_B$$

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_o}{\gamma} - z_e - \frac{v_e^2}{2g} - H_{p_{aB}} - \frac{\Delta p_s}{\gamma}$$

$$\therefore z_e = \frac{p_o}{\gamma} - \frac{p_x}{\gamma} - z_e - \frac{v_e^2}{2g} - H_{p_{aB}} - \sigma \times H_B$$

$$z_e = \frac{p_o}{\gamma} - \frac{p_x}{\gamma} - \frac{v_e^2}{2g} - H_{p_{aB}} - NPSH_R$$

O máximo valor da altura de sução é alcançado quando a pressão absoluta no ponto x diminui até o valor de pressão de vapor do fluido, p_v, dando-se o início ao fenômeno de cavitação, portanto:

A bomba pode estar instalada no máximo a 4,5 m acima do nível de captação.

$$z_e = \frac{p_o}{\gamma} - \frac{p_{vapor}}{\gamma} - \frac{v_e^2}{2g} - H_{p_{aB}} - NPSH_R$$

$$z_e = \frac{0{,}98 \times 10^4}{983} - \frac{0{,}231 \times 10^4}{983} - 0{,}12 - 1{,}3 - 1{,}65$$

$$z_e \cong 4{,}5\text{m}$$