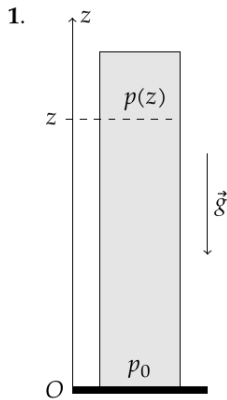


PROBLEME 2 : physique des arbres (Mines Ponts PSI 2019)



1. La loi de la statique des fluides s'écrit : $\vec{\text{grad}} p = \rho_e \vec{g}$
 Donc, en projection sur l'axe (Oz) : $\frac{dp}{dz} = -\rho_e g$
 Le fluide étant incompressible, la masse volumique ρ_e est uniforme. L'équation précédente s'intègre donc, en tenant compte de la condition $p(0) = p_0$:
 $p(z) = p_0 - \rho_e g z$
 La pression s'annule à l'altitude z_m telle que $p_0 - \rho_e g z_m = 0$, donc $z_m = \frac{p_0}{\rho_e g}$.
 Soit $z_m = 10 \text{ m}$
 Si la hauteur de l'arbre excède une dizaine de mètres, la pression de la sève sera négative, et donc inférieure à la pression de changement d'état de l'eau. Celle-ci est donc dans un état métastable.

2. En négligeant les effets de la pesanteur, la pression est $p = -\frac{F}{S}$. La pression est négative.

3. Je ne vois pas ce que signifie le travail reçu par un système vide. Il me paraît préférable de prendre comme système une bulle contenant de la vapeur d'eau, et de considérer que la quantité de matière et la pression à l'intérieur de cette bulle de vapeur sont négligeables devant celles de l'eau liquide.
 Dans ce cas, le travail des forces de pression reçu par la bulle est $\delta W_p = -pdV$ où dV représente la variation de volume de la bulle lorsque son rayon passe de r à $r + dr$. Donc $dV = 4\pi r^2 dr$.

Donc $\delta W_p = -4\pi p r^2 dr$
 La variation d'énergie potentielle de la bulle de vapeur est $dE_{pp} = -\delta W_p$. Donc : $dE_{pp} = 4\pi p r^2 dr$.
 L'énergie potentielle étant définie à une constante additive arbitraire près, on peut l'écrire : $E_p(r) = \frac{4}{3}\pi p r^3$

4. En tenant compte de la tension superficielle, l'énergie potentielle totale de la bulle de vapeur est : $E_p(r) = 4\pi \left(\gamma_e + \frac{p}{3} r \right) r^2$

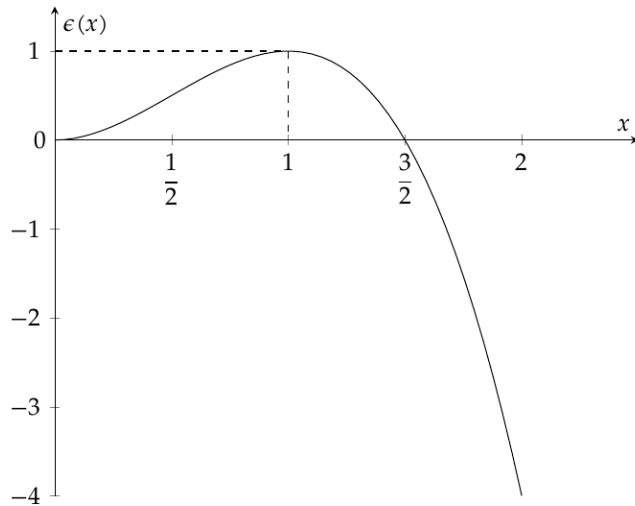
L'énergie potentielle totale s'exprime sous forme d'un polynôme d'ordre 3 en r : $E_p(r) = 4\pi \gamma_e r^2 + \frac{4\pi p}{3} r^3$
 Alors $\frac{dE_p}{dr} = 4\pi (2\gamma_e + pr) r$. Cette dérivée s'annule en $r = -\frac{2\gamma_e}{p}$ et comme $p < 0$, la fonction admet un maximum pour cette valeur.

L'énergie potentielle est maximale pour $r = r_c$ avec $r_c = -\frac{2\gamma_e}{p}$.

Avec $\begin{cases} r_c = -\frac{2\gamma_e}{p} \\ E_a = \frac{16}{3}\pi \frac{\gamma_e^3}{p^2} \end{cases}$ $\left\{ \begin{array}{l} r_c = 7,0 \cdot 10^{-8} \text{ m} \\ E_a = 1,4 \cdot 10^{-15} \text{ J} \end{array} \right.$

L'énergie réduite est $\epsilon(x) = \frac{4\pi \left(\gamma_e - \frac{p}{3} x \frac{2\gamma_e}{p} \right) \left(x \frac{2\gamma_e}{p} \right)^2}{\frac{16}{3}\pi \frac{\gamma_e^3}{p^2}}$

Donc $\epsilon(x) = (3 - 2x) x^2$



5. La première phrase de l'énoncé est difficilement compréhensible : r et r_b désignent tous les deux le rayon de la bulle. La condition $r_b = 2r_c$ ne semble jouer aucun rôle...

- L'état sans bulle correspond à $r = 0$. Cet état correspond à un minimum local d'énergie potentielle. Il s'agit donc d'un état métastable.
- La barrière de potentielle a une hauteur E_a : c'est l'énergie qu'il faut fournir au système pour qu'il passe dans l'état d'énergie le plus bas.
- L'état d'équilibre le plus stable correspond à une bulle de rayon infiniment grand : cela correspond à une situation où toute l'eau est à l'état gazeux, conformément aux prévisions thermodynamiques quand la pression est plus faible que la pression de vapeur saturante.
- Ce modèle permet d'expliquer la stabilité de l'eau liquide dans un système de petite dimension. Si le rayon du canal est inférieur à r_c , il ne peut pas se créer de bulles critiques. L'état métastable est alors le seul possible.

I.B Conductance hydraulique

6. L'écoulement étant incompressible $\text{div } \vec{v} = 0$, donc $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$.

$v(x, r)$ est indépendant de x .

7. Si on tient compte des conditions aux limites, le fluide est au repos au contact des parois en $r = a$, on peut donc s'attendre à ce que $\frac{dv(r)}{dr} < 0$.

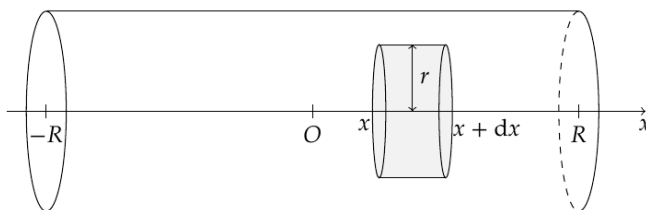
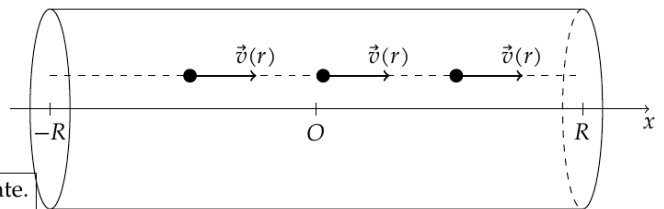
Le fluide à l'intérieur du cylindre de rayon r se déplace donc plus vite que le fluide à l'extérieur, et il subit de la part de celui-ci une force de frottement dirigé dans le sens des x décroissants : $d\vec{F} \cdot \vec{u}_x < 0$. Donc $\epsilon = 1$.

La force de viscosité est $d\vec{F} = \eta_e \frac{dv}{dr} dS \vec{u}_x$.

Les lignes de courant sont des droites parallèles à l'axe (Ox) . Sur le schéma ci-contre, on a représenté une même particule fluide à différents instants.

La vitesse de la particule reste constante au cours de son mouvement : elle a un mouvement rectiligne uniforme. Sa quantité de mouvement est donc constante.

La quantité de mouvement du système est donc constante.



On considère la particule fluide S_r représentée ci-contre. Cette particule fluide est soumise à :

- $\vec{F}_x = p(x) \pi r^2 \vec{u}_x$: force de pression sur la face d'abscisse x ;
- $\vec{F}_{x+dx} = -p(x + dx) \pi r^2 \vec{u}_x$: force de pression sur la face d'abscisse $x + dx$;
- $d\vec{F} = \eta_e \frac{dv}{dr} 2\pi r dx \vec{u}_x$: force de viscosité.

La quantité de mouvement du système considéré étant constante : $\vec{F}_x + \vec{F}_{x+dx} + d\vec{F} = \vec{0}$

Donc $p(x)\pi r^2 - p(x + dx)\pi r^2 + \eta_e \frac{dv}{dr} 2\pi r dx = 0$

Au premier ordre en dx : $-r \frac{dp(x)}{dx} + 2\eta_e \frac{dv(r)}{dr} = 0$.

Donc $\frac{dp(x)}{dx} = \frac{2\eta_e}{r} \frac{dv(r)}{dr}$.

Dans l'équation précédente, le terme de gauche est indépendant de r , et celui de droite est indépendant de x . Les deux variables x et r sont séparées : $\frac{dp(x)}{dx} = \frac{2\eta_e}{r} \frac{dv(r)}{dr} = \alpha$

$\frac{dp(x)}{dx}$ est une constante.

L'équation précédente s'intègre en $p(x) = \alpha x + \beta$ et les deux conditions aux limites sont : $\begin{cases} p(-R) = p_1 \\ p(R) = p_2 \end{cases}$.

Donc $p(x) = \frac{p_2 - p_1}{2R} x + \frac{p_1 + p_2}{2}$

8. L'équation établie à la question précédente devient : $\frac{dv(r)}{dr} = \frac{p_2 - p_1}{4R\eta_e} r$

Ce qui s'intègre en : $v(r) = \frac{p_2 - p_1}{8R\eta_e} r^2 + \gamma$ où γ est une constante d'intégration.

Or $v(a) = 0$, donc $v(r) = \frac{p_2 - p_1}{8R\eta_e} (r^2 - a^2)$

On note S une section de la canalisation : S est un disque d'axe (Ox) et de rayon a . Le débit volumique est $D_v = \iint_S \vec{v} \cdot d\vec{S}$.

Donc $D_v = \int_0^a \frac{p_2 - p_1}{8R\eta_e} (r^2 - a^2) 2\pi r dr$.

D'où : $D_v = \frac{(p_2 - p_1)\pi}{4R\eta_e} \int_0^a (r^3 - a^2 r) dr$

Donc $D_v = \frac{(p_2 - p_1)\pi}{4R\eta_e} \left(\frac{a^4}{4} - \frac{a^4}{2} \right)$

Finalement : $D_v = \frac{(p_1 - p_2)a^4\pi}{16R\eta_e} = G_H(p_1 - p_2)$.

La conductance hydraulique est donc : $G_H = \frac{\pi a^4}{16R\eta_e}$

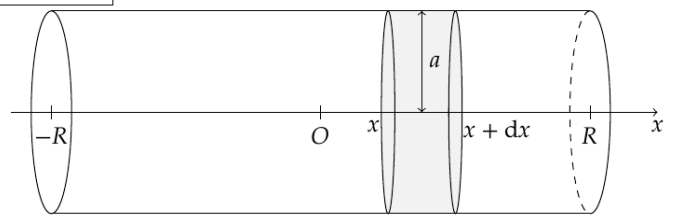
9. La vitesse débitante est $\bar{v} = \frac{(p_1 - p_2)a^4\pi}{16R\eta_e} \frac{1}{\pi a^2}$. Donc $\bar{v} = \frac{(p_1 - p_2)a^2}{16R\eta_e}$

La force de viscosité qui s'exerce sur une portion de fluide comprise entre les abscisses x et $x + dx$ est, en utilisant le bilan de force de la question 7 : $d\vec{F} = \frac{dp}{dx} \pi a^2 dx \vec{u}_x$ et

$\frac{dp}{dx} = \frac{p_2 - p_1}{2R}$.

Donc $d\vec{F} = -\frac{\pi a^2 (p_1 - p_2)}{2R} dx \vec{u}_x$. Que l'on peut écrire $d\vec{F} = -8\pi \eta_e \frac{\pi a^2 (p_1 - p_2)}{16R\eta_e} dx \vec{u}_x$.

Donc $d\vec{F} = -8\pi \eta_e \bar{v} dx \vec{u}_x$



10. Le nombre de REYNOLDS est $R_e = \frac{a\bar{v}\rho_e}{\eta_e}$. Donc $\begin{cases} \bar{v} = 6,3 \text{ mm/s} \\ R_e = 0,13 \end{cases}$

Le nombre de REYNOLDS est petit devant la valeur critique qui est de l'ordre de $2 \cdot 10^3$: L'écoulement est laminaire.

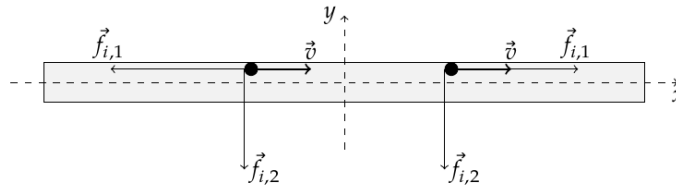
I.C Le cavitron

11. Avec $\begin{cases} [\rho_e] = ML^{-3} \\ [\omega] = T^{-1} \\ [x] = L \\ [\vec{v}] = LT^{-1} \end{cases}$, les dimensions de $\vec{f}_{i,1}$ et $\vec{f}_{i,2}$ sont : $\begin{cases} [\rho_e \omega^2 x] = ML^{-2}T^{-2} \\ [\rho_e \omega v] = ML^{-2}T^{-2} \end{cases}$

Ces deux dimensions sont bien celles d'une force volumique, on peut par exemple considérer la force volumique de pesanteur $\rho_e \vec{g}$ dont la dimension est $[\rho_e g] = ML^{-2}T^{-2}$.

$\vec{f}_{i,1}$ et $\vec{f}_{i,2}$ sont homogènes à des forces volumiques.

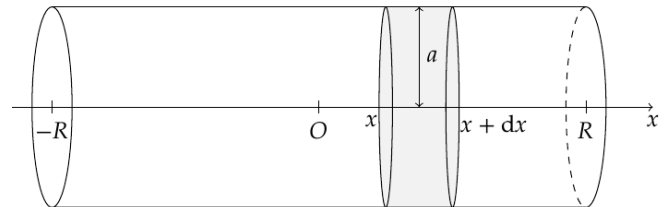
Dans le référentiel lié à la branche, les forces ont l'allure suivante :



La force d'inertie d'entraînement \vec{f}_{i1} peut être ressentie dans un véhicule en virage.

12. Les forces qui s'exercent sur une portion de fluide comprise entre les abscisses x et $x + dx$ sont :

- $\pi a^2 p(x) \vec{u}_x$: pression en x ;
- $-\pi a^2 p(x + dx) \vec{u}_x$: pression en $x + dx$;
- $d\vec{F} = -8\pi\eta_e \bar{v} dx \vec{u}_x$: force de viscosité ;
- $d\vec{F}_{i1} = \rho_e \omega^2 x \pi a^2 dx \vec{u}_x$: force d'inertie d'entraînement ;
- $d\vec{F}_{i2} = -2\rho_e \omega \bar{v} \pi a^2 dx \vec{u}_y$: force d'inertie de CORIOLIS ;
- $dF_p = dF_p \vec{u}_y$ force de pression exercée par la paroi du canal.



Lorsque le fluide est à l'équilibre dans le référentiel R_b :

$$\pi a^2 (p(x) - p(x + dx)) \vec{u}_x - 8\pi\eta_e \bar{v} dx \vec{u}_x + \rho_e \omega^2 x \pi a^2 dx \vec{u}_x - 2\rho_e \omega \bar{v} \pi a^2 dx \vec{u}_y + F_p \vec{u}_y = \vec{0}$$

En projection sur (Ox) : $\frac{dp(x)}{dx} = -\frac{8\eta_e \bar{v}}{a^2} + \rho_e \omega^2 x$

Donc $\int_x^R \frac{dp(x')}{dx'} dx' = \int_x^R \left[-\frac{8\eta_e \bar{v}}{a^2} + \rho_e \omega^2 x' \right] dx'$

Et $p(R) - p(x) = -\frac{8\eta_e \bar{v}}{a^2} (R - x) + \frac{\rho_e \omega^2}{2} (R^2 - x^2)$

Donc, pour $x > 0$: $p(x) = p_2 + \frac{8\eta_e \bar{v}}{a^2} (R - x) - \frac{\rho_e \omega^2}{2} (R^2 - x^2)$

13. Avec les deux formules données à la question 12 : $\begin{cases} p(0) = p_2 - \frac{\rho_e \omega^2 R^2}{2} - \frac{8\eta_e \bar{v} R}{a^2} \\ p(0) = p_1 - \frac{\rho_e \omega^2 R^2}{2} + \frac{8\eta_e \bar{v} R}{a^2} \end{cases}$

Donc, en faisant la demi-somme de ces deux équations : $p(0) = \frac{p_1 + p_2}{2} - \frac{\rho_e \omega^2 R^2}{2}$

En faisant la différence des deux premières équations : $p_2 - p_1 + \frac{16\eta_e R \bar{v}}{a^2} = 0$.

La vitesse débitante est donc : $\bar{v} = \frac{(p_1 - p_2) a^2}{16\eta_e R}$.

Or la conductance est $G_H = \frac{\pi a^2 \bar{v}}{16\eta_e R}$, donc $G_H = \frac{\pi a^4}{16\eta_e R}$

On retrouve la même expression de la conductance hydraulique qu'à la question 8.

(La démonstration faite ne prouve pas grand chose, car on a admis sans justification plusieurs propriétés de l'écoulement.)

14. La loi de la statique des fluides dans le réservoir 2 s'écrit : $\overrightarrow{\text{grad}} p = \vec{f}_{i,1}$. Donc $\frac{dp(x)}{dx} = \rho_e \omega^2 x$.

Ce qui s'intègre : $\int_L^R \frac{dp(x)}{dx} dx = \rho_e \omega^2 \int_L^R x dx$.

Donc $p(R) - p(L) = \frac{\rho_e \omega^2}{2} (R^2 - L^2)$ et $\begin{cases} p(R) = p_2 \\ p(L) = p_0 \end{cases}$.

D'où $p_2 = p_0 + \frac{\rho_e \omega^2}{2} (R^2 - L^2)$

De la même façon : $p_1 = p_0 + \frac{\rho_e \omega^2}{2} (R^2 - (L-d)^2)$

Et $p_1 - p_2 = \frac{\rho_e \omega^2}{2} [L^2 - (L-d)^2]$. D'où $p_1 - p_2 = \frac{\rho_e \omega^2}{2} [L + (L-d)][L - (L-d)]$.

Dans la limite $d \ll L$: $p_1 - p_2 = \rho_e \omega^2 L d$

15. D'après le graphique fourni : lorsque $\Delta p \simeq -3 \text{ Mpa}$, alors $\delta_G = 0,50$.

Or $\Delta p = -\rho_e \omega^2 L^2$, donc $\omega = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{-\Delta p}{\rho_e}}$. $\omega = 183 \text{ rad/s}$

La différence de pression est alors $p_1 - p_2 = 0,10 \text{ MPa}$

Si les bulles restent accrochées aux parois du tube, leur présence réduit la section utile du canal : la résistance hydraulique augmente, et la conductance hydraulique diminue.

PROBLEME 1 : chimie

B1) $\sigma = 2 + \frac{n}{2} - \frac{\sum v_i}{1} - \frac{d}{1} - \frac{q}{0} = 2$ si on fixe p, T on fixe l'eq. χ_{FeCl_3}

B2) $2FeCl_3(g) = Fe_2Cl_6(g)$ $n_{br} = 1$ $d = \frac{2x}{n_0}$ $x = \frac{d n_0}{2}$
 $t=0$ n_0 0 n_0
 $t>0$ $n_0(1-d)$ $\frac{d n_0}{2}$ $n_0(1-\frac{d}{2})$
 $M = \chi_{FeCl_3} M_{FeCl_3} + \chi_{Fe_2Cl_6} M_{Fe_2Cl_6} = M_{FeCl_3} (x_{FeCl_3} + 2x_{Fe_2Cl_6}) = \frac{M_{FeCl_3} (1-d + \frac{d}{2})}{(1-\frac{d}{2})^2}$

or $d = \frac{M}{M_{air}} = \frac{M_{FeCl_3}}{M_{air}} \frac{1}{1-d/2} = \frac{5,6}{1-d/2}$

B3) $d_1 = 0,93$ $d_2 = 0,83$

B4) $K^0(T) = \frac{p_{Fe_2Cl_6} / p^0}{p_{FeCl_3}^2 / p^0} = \frac{n_{br} p^0}{p_{FeCl_3}^2} = \frac{\frac{d}{2} (1-\frac{d}{2})}{(1-d)^2}$

B5) $K^0(T_1) = 50,8$ $K^0(T_2) = 8,4$

B6) $\frac{d \ln K^0}{dT} = \frac{\Delta_r H^0}{RT^2} \Rightarrow \ln\left(\frac{K^0(T_2)}{K^0(T_1)}\right) = \frac{\Delta_r H^0}{R} \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right]$

$\Rightarrow \Delta_r H^0 = -83,8 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$ $\Delta_r H^0 < 0$ la réaction est exothermique
 remarquer que $K^0 \downarrow$ avec $T \uparrow$

B7) $\Delta_r G^0 = -RT \ln K^0 = \Delta_r H^0 - T \Delta_r S^0 \Rightarrow \Delta_r S^0 = \frac{\Delta_r H^0}{T_1} + R \ln K^0(T_1) = -87,05 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
 $\Delta_r S^0 < 0$ logique car $\Delta_r \nu_{gas} = -1 < 0$!

B8) $\Delta_r \nu_{gas} = -1 < 0$ donc si p ↑, on déplace le sens direct \rightarrow

PROBLEME 3 : rénovation énergétique des bâtiments (centrale MP 2023)

Q25. En supprimant le plancher aussi en contact avec $T_{e,gr}$ (vide sanitaire au sous-sol) on

somme les déperditions: $P_{perdes} = \left[\sum_i U_i S_i + \psi L \right] \times (T_i - T_e) \approx 884 \text{ kW} = P_c$

En régime stationnaire (RS) un 1^{er} principe à la résidence donne $dU = 0 = (P_c - P_{perdes}) dt$

Rim pont thermique = rupture d'isolation - ex l'écureui : coins de murs extérieurs - châssis d'auvent

Rim & P_{perdes} évaluées avec $(T_i - T_e)$ moyen égal à $\frac{(T_i - T_e)}{2}$ sur 6 mois (saison froide) donne les 1900 MWh du 26.

Q26. En supposant la combustion parfaite et totale $CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$ (phase gaz)

$\Delta_r H^\circ = \sum_i \nu_i \Delta_f H_i^\circ = -806,6 \text{ kJ/mol}$: ce n'est pas une chaudière à condensation, on considère donc

H_2O_{gaz} et $\Delta_f H_{H_2O,g}^\circ = \Delta_f H_{H_2O,l}^\circ + \Delta_v H_{H_2O}^\circ$ - $\Delta_r H^\circ < 0$ effectivement exothermique

En considérant la réaction monobare, monotherme, le 1^{er} principe aux réactifs s'écrit $\Delta H = Q = \Delta_r H_{25}^\circ$

On suppose que ce transfert thermique est intégralement cédé aux bâtiments en RS.

$-Q = 1900 \cdot 10^6 \times 3600 = -\Delta_r H^\circ \times \frac{m_{CO_2}}{M_{CO_2}} \rightarrow m_{CO_2} = 373 \text{ t}$.

Q27. On applique le 1^{er} principe industriel à l'eau $Q_m (h_s - h_e) = P_{th}$ en l'absence de pièces mobiles (pas de travail technique) et en négligeant les variations d' E_c et d' E_p .

Entre $x = e$ et $(x+dx) = s$ $Q_m (h(x+dx) - h(x)) = Q_m c \frac{dT}{dx} dx = P_{th} = \frac{1}{r} dx (T_e - T(x))$

Q28. On obtient $\frac{dT}{dx} = -\frac{T(x) - T_e}{\xi}$ avec $\xi = Q_m c r$ de solution $T(x) = (T_0 - T_e) e^{-x/\xi} + T_e$

Q29. L'air des logements n'est pas en écoulement - on néglige encore les transferts thermiques selon x

Un 1^{er} principe en RS, à P constante, donne $dH = 0 = \left[-\frac{1}{r_2} dx (T_i(x) - T_e) - \frac{1}{r_1} dx (T_i(x) - T(x)) \right] dt$

$\rightarrow T_i(x) = \frac{T(x)/r_1 + T_e/r_2}{1/r_1 + 1/r_2}$ Rim on peut considérer les résistances en série $\frac{r_1/2}{T(x)}$ et $\frac{r_2/2}{T_e}$ et utiliser un pont diviseur pour exprimer $(T_i - T_e)$

Q30. $T_i(x)$ décroît avec $x \rightarrow T_{i,min} = T_i(L = 2 \text{ km}) = \frac{(T_0 - T_e) e^{-L/\xi} + T_e}{1 + r_1/r_2}$ $\xi = 5,73 \text{ km}$ évaluée avec $r_1 + r_2$

$T_{i,min} = -19^\circ\text{C} \rightarrow T_0 = 80^\circ\text{C}$ tous calculs faits. (r_1 et r_2 en série entre l'eau et l'air)

Q31. à $T_i = 19^\circ\text{C}$ uniforme les pertes vers l'extérieur à travers les parois sont $P_{perdes}^{eq} = \frac{L}{r_2} (T_i - T_e)$

lorsque T_i dépend de x sous la forme eq : $\frac{(T_0 - T_e) e^{-x/\xi} + T_e}{1 + r_1/r_2}$ les pertes vers l'extérieur sont

évaluées par l'intégrale $P_{perdes}^{non\ eq} = \int_0^L \frac{dx}{r_2} (T_i(x) - T_e) = \frac{T_0 - T_e}{1 + r_1/r_2} \int_0^L \frac{dx}{r_2} e^{-x/\xi} = \frac{(T_0 - T_e)}{r_1 + r_2} \xi (1 - e^{-L/\xi})$

on obtient un surcoût relatif = $\frac{P_{perdes}^{non\ eq} - P_{perdes}^{eq}}{P_{perdes}^{eq}} = \frac{T_0 - T_e}{T_i - T_e} \times \frac{1}{1 + r_1/r_2} \times \frac{\xi}{L} (1 - e^{-L/\xi}) - 1 \approx 20\%$

Q32. 1^{er} principe industriel aux 2 écoulements: $Q_m c (T_i(x_F^+) - T_i(x_F^-)) = P_{2 \rightarrow 1}^{th} = -P_{1 \rightarrow 2}^{th} = -Q_m c (T_e(x_F^+) - T_e(x_F^-))$

$$T_J = \frac{Q_{m1} T_1(x_f) + Q_{m2} T_0}{Q_{m1} + Q_{m2}} \quad \text{on a supposé que la conduite } L \text{ est à } T_0 \text{ (calorifugée)}$$

Q33 La 1^{ère} solution (0,6) n'est pas acceptable, elle conduit à $T(x_f) = 18^\circ\text{C} < 19^\circ\text{C}$ il y a trop peu d'eau dans la conduite L, donc 'moins de capacité thermique', elle se refroidit trop.

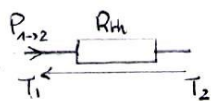
Les 2 autres solutions sont acceptables, la 3^{ème} (0,4) offre un confort thermique meilleur avant $L/2$ mais des températures logiquement plus faibles (mais $> 19^\circ\text{C}$) au-delà : on réinjecte moins d'eau chaude.

La 2^{ème} solution est celle qui permet un bon confort en ayant $T(L)$ plus élevée que pour la 3^{ème}, c'est celle qui limite le plus les pertes (cette eau va être réinjectée + chaude dans la chaudière).

Q34 - Les pertes vers l'extérieur sont encore évaluées par l'intégrale $\int_0^L \frac{T_i(x) - T_e}{2} dx$, proportionnelle à l'aire entre la courbe $T_i(x)$ et l'horizontale $T_e = 7^\circ\text{C}$ sur la fig 14. On assimile ces aires à des trapèzes.

→ réseau non équilibré $L \times \frac{(24+7) + (19+7)}{2} = 14,5 \times L$

→ solution 2 $\frac{L}{2} \times \frac{(24+19)}{2} + \frac{L}{2} \times \frac{(21,5+19)}{2} = 13,9 \times L$ soit une économie relative de 4%

Q35  $R_{th} = \frac{e}{\lambda S} = \frac{T_1 - T_2}{P_{1 \rightarrow 2}}$ - Les valeurs U du tableau 1 représentent des conductances thermiques surfaciques ($\text{W/m}^2\text{K}$).

La laine de roche est une résistance thermique en série avec les murs (notés 1) dont la conductance devient $\frac{U_1 S_1 \times \frac{\lambda S_1}{e}}{U_1 S_1 + \frac{\lambda S_1}{e}} = \frac{U_1 \times \frac{\lambda}{e}}{U_1 + \frac{\lambda}{e}} S_1$ et prend la place de $U_1 S_1$ dans la formule du 25. (un peu lointaine!)

On obtient une variation relative $\frac{\Delta P_{pertes}}{P_{pertes}} = \frac{U_1^2 S_1 (T_i - T_e)}{P_{pertes}} = -0,45$ selon l'énoncé $\xrightarrow{\text{après calculs}} e \approx 5,5 \text{ cm}$

Une couche ($e = 10 \text{ cm}$) est donc suffisante - Avec cette valeur $U_1 = 3,16 \gg \frac{\lambda}{e} \approx 0,31 \text{ W/m}^2\text{K}$ et U_{murs} devient $\frac{\lambda}{e} = U_{\text{laine de roche}}$ ou encore $\frac{\Delta P_{pertes}}{P_{pertes}}$ devient $-\frac{U_1 S_1 (T_i - T_e)}{P_{pertes}}$ indépendante de e .

Installer une couche de laine de roche revient donc en fait à supprimer les pertes murs.

Q36 1^{er} et 2nd principes sur un cycle du fluide frigorigène : $\Delta U = 0 = W + Q_c + Q_f - \Delta S = 0 = \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + S_c$

$S_c \geq 0$ (égal si réversible) $\Rightarrow e = \frac{-Q_c}{W} \leq e_{\text{carnot}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} = 5,4 \Delta \text{ T en K}$.

Dans ces (mauvaises) conditions, $e_{\text{réelle}} \approx 1,8 \dots$ on est loin de la réversibilité!

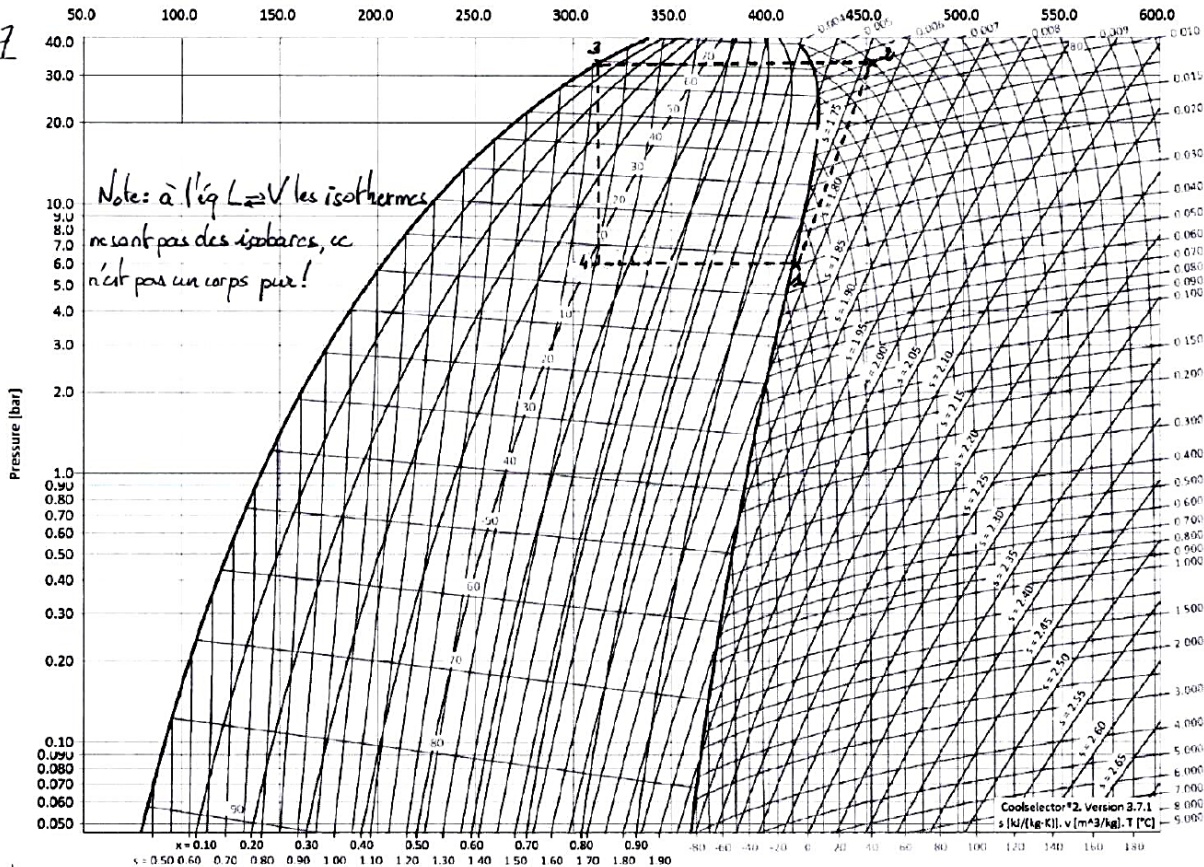
Q38 - Le fluide frigorigène est un fluide en écoulement stationnaire (1,2). On néglige les variations d'Ec et d'Ep - On utilise le 1^{er} principe industriel sur chaque élément : $\Delta_m (h_3 - h_2) = P_{\text{tech}} + P_{\text{th}}$

• P_c est obtenue ds l'échangeur $2 \rightarrow 3$ $\Delta_m (h_3 - h_2) = P_c$ on lit $h_3 = 315$ $h_2 = 455$

• Le compresseur fournit P_{tech} $1 \rightarrow 2$ $\Delta_m (h_2 - h_1) = P_{\text{comp}}$ $h_1 = 415$ kJ.kg^{-1}

R407C Aserao, Version 3.5.0

Q37



$h = 50.0 \quad 100.0 \quad 150.0 \quad 200.0 \quad 250.0 \quad 300.0 \quad 350.0 \quad 400.0 \quad 450.0 \quad 500.0 \quad 550.0 \quad 600.0 \text{ kJ/kg}$

1 (non saturante) \rightarrow 2 suit une isentrope. 2 \rightarrow 3 isobare jusqu'à liquide (saturant?)
 3 \rightarrow 4 isenthalpe verticale (Joule Kelvin) 4 \rightarrow 1 vaporisation à b. + chauffage jusqu'à 10°C ($> 7^\circ\text{C}$?)

Point 3 effectivement à $t = 70^\circ\text{C}$ = température de l'eau chaude qui se refroidit et liquéfie R407C. T_{froide}

38 (suite) $e_{th} = \frac{P_c}{P_{\text{comp}}} = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1} = 3,5 < e_{\text{Carnot}}$ c'est un cycle irréversible (détente de Joule Kelvin - Transferts thermiques fluide \leftarrow eau de températures \neq)

$e_{th} > e_{\text{réelle}} = 1,8$ Il reste des pertes non prises en compte par cette étude du diagramme : pertes mécaniques ds le compresseur ($P_{\text{méca}}^{\text{réelle}}$ + élevée) - pertes thermiques ds l'échangeur ($P_c^{\text{réelle}}$ + faible)

Q39 - Sans tenir compte d'éventuelles pertes mécaniques $P_{\text{comp}} = \dot{m}(h_2 - h_1)$
 $P_{\text{comp}} = P_{\text{nominale}}^{\text{absolue}}$ dans les conditions de l'énergie = 32,60 kW $\rightarrow \dot{m} = 0,38 \text{ kg.s}^{-1}$

Q40 - $P_c = \text{COP} \times P_{\text{non}}^{\text{abs}} = 1,8 \times 32,6 = 58,68 \text{ kW}$ et la résidence nécessite 884 kW par -7°C (25) ou 408 kW si on retient $T_{\text{ext}} = 7^\circ\text{C} = T_{\text{air}} = T_{\text{source}}^{\text{froide}}$. On obtient respectivement 15 et 7 PAC.

Q41 - Produire une énergie de chauffage de 1 MWh avec une chaudière à gaz coûte 90€ en supposant un rendement de 100% (les chaudières à condensation atteignent 110%!).

Avec cette PAC il faut $200\text{€}/\text{COP} = 11\text{€}$ d'électricité... c'est plus cher... et il y a l'installation!