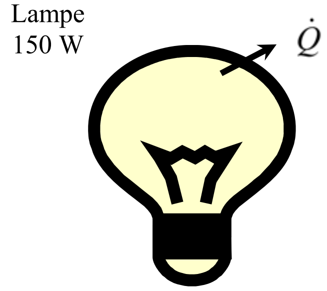
Ex.01.*Solution*

(***a***) La surface de transfert de chaleur et le flux de chaleur à la surface du filament sont



$$A_s = \pi DL = \pi(0.05 \text{ cm})(5 \text{ cm}) = 0.785 \text{ cm}^2$$

$$\dot{q}_s = \frac{\dot{Q}}{A_s} = \frac{150 \text{ W}}{0.785 \text{ cm}^2} = 191 \text{ W/cm}^2 = \mathbf{1.91 \times 10^6 \ W/m^2}$$

(***b***) Le flux de chaleur à la surface de l'ampoule de verre est

$$A_s = \pi D^2 = \pi(8 \text{ cm})^2 = 201.1 \text{ cm}^2$$

$$\dot{q}_s = \frac{\dot{Q}}{A_s} = \frac{150 \text{ W}}{201.1 \text{ cm}^2} = 0.75 \text{ W/cm}^2 = \mathbf{7500 \ W/m^2}$$

(***c***) Le coût de l'énergie électrique consommée au cours d'une période d'un an sont

$$\text{Consommation d'électricité} = \dot{Q}\Delta t = (0.15 \text{ kW})(365 \times 8 \text{ h/an}) = 438 \text{ kWh/an}$$

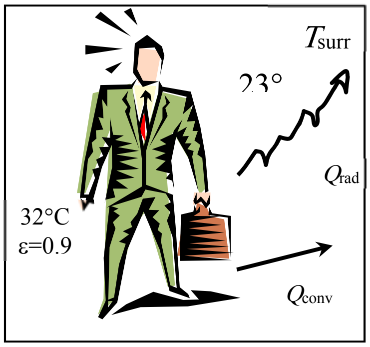
$$\text{Coût annuel} = (438 \text{ kWh/an})(6.32 \text{ DA/kWh}) = 2768.16 \text{ DA / an}$$

Ex.02.*Solution*

Plus chaud. Parce que l'énergie est ajoutée à l'air de la pièce sous forme de travail électrique.

Ex.03.*Solution*

Hypothèses 1 Des conditions de stationnaires existent. ***2*** La personne est complètement entourée par les surfaces intérieures de la pièce. ***3*** Les surfaces environnantes sont à la même température que l'air dans la pièce. ***4*** La conduction thermique au sol par les pieds est négligeable. ***5*** Le coefficient de convection est constant et uniforme sur toute la surface de la personne.



Données L'émissivité de la personne est donnée égale à 0.9.

Analyse La personne est complètement entourée par les surfaces environnantes et perdra de la chaleur par convection dans l'air ambiant et par radiation aux surfaces environnantes. Le taux total de perte de chaleur de la personne est déterminé par

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A_s (T_s^4 - T_{surr}^4) = (0.90)(5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2.\text{K}^4)(1.7 \text{ m}^2)[(32+273)^4 - (23+273)^4]\text{K}^4$$
$$= 84.8 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s\Delta T = (5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(1.7 \text{ m}^2)(32-23)°\text{C} = 76.5 \text{ W}$$

et $\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = 84.8 + 76.5 = \mathbf{161.3 \ W}$

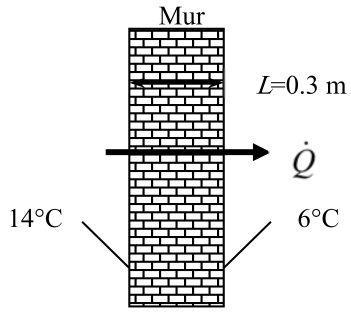
Discussion Notons que le transfert de chaleur de la personne par évaporation, qui est d'une ampleur comparable, n'est pas pris en compte dans ce problème.

Ex.04.*Solution*

Oui, il est.

Ex.05.*Solution*

Hypothèses 1 Le tr. ch. à travers le mur est stationnaire car les températures de surface restent constantes aux valeurs spécifiées. ***2*** Le tr. ch. est unidimensionnel dans la mesure où tout gradient de température significatif existera dans la direction allant de l'intérieur vers l'extérieur. ***3*** La conductivité thermique est constante.



Données La conductivité thermique est $\lambda = 0.8\ W/m.°C$.

Analyse La surface du mur et le taux de perte de chaleur à travers ce mur sont

$$A = (4\text{ m}) \times (6\text{ m}) = 24\text{ m}^2$$

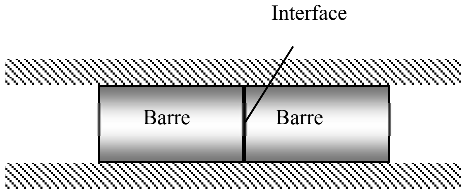
$$\dot{Q} = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{L} = (0.8\text{ W/m.°C})(24\text{ m}^2)\frac{(14-6)\text{°C}}{0.3\text{ m}} = \mathbf{512\ W}$$

Ex.06.*Solution*

Hypothèses 1 Des conditions de fonctionnement stables existent. ***2*** Le transfert de chaleur est unidimensionnel dans la direction axiale car les surfaces latérales des deux cylindres sont bien isolées. 3 Les conductivités thermiques sont constantes.

Propriétés La conductivité thermique des barres d'aluminium est donnée à $\lambda = 176\ W/m°C$. La conductance de contact à l'interface des plaques aluminium-aluminium pour le cas des surfaces au sol et d'une pression de $20\ atm\ =\ 2\ MPa$ est $h_c = 11400\ W/m^2.C$.

Analyse (a) Le schéma de résistance thermique dans ce cas se compose de deux résistances de conduction et de la résistance de contact, et il est déterminé d'être :



$$R_{contact} = \frac{1}{h_c A_c} = \frac{1}{(11400\ W/m^2.°C)[\pi(0.05\ m)^2/4]} = 0.0447\ °C/W$$

$$R_{bar} = \frac{L}{\lambda A} = \frac{0.15\ m}{(176\ W/m.°C)[\pi(0.05\ m)^2/4]} = 0.4341\ °C/W$$

Ensuite, le flux de transfert de chaleur est déterminé comme étant

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{total}} = \frac{\Delta T}{R_{contact} + 2\,R_{bar}} = \frac{(150-20)\ °C}{[0.0447+2(0.4341)]\ °C/W} = \mathbf{142.4\ W}$$

Par conséquent, le flux de transfert de chaleur à travers les barres est de 142.4 W.

(b) La chute de température à l'interface est déterminée comme étant

$$\Delta T_{\text{interface}} = \dot{Q} R_{\text{contact}} = (142.4\text{ W})(0.0447\ \text{°C/W}) = \mathbf{6.4°C}$$

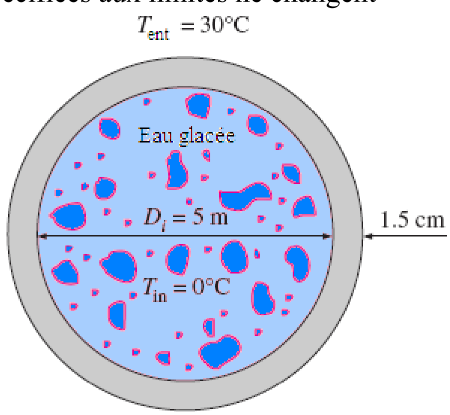
Ex.07.*Solution*

Hypothèses 1 Le transfert de chaleur est constant car les conditions thermiques spécifiées aux limites ne changent pas avec le temps. ***2*** Le transfert de chaleur est unidimensionnel car il existe une symétrie thermique autour du point médian. ***3*** La conductivité thermique est constante.

Propriétés La conductivité thermique de l'acier est donnée à $\lambda = 15\ W/m°C$. La chaleur de fusion de l'eau à $1\ atm$ est $h_{gf} = 333.7\ kJ/kg$. La surface extérieure du réservoir à $T_2 = 5°C$, est noire et donc son émissivité est $\varepsilon = 1$.

Analyse (a) Les surfaces intérieure et extérieure de la sphère sont

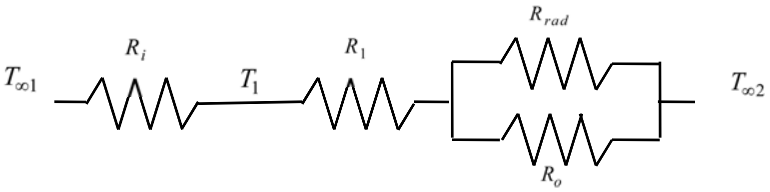
$$A_i = \pi D_i^2 = \pi(5\ m)^2 = 78.54\ m^2 \qquad A_e = \pi D_e^2 = \pi(5.03\ m)^2 = 79.49\ m^2$$



Avec ces hypothèses, le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement peut être déterminé à partir de

$$h_{ray} = \varepsilon\sigma(T_2^2 + T_{surr}^2)(T_2 + T_{surr})$$
$$= 1(5.67 \times 10^{-8})[(5+273)^2 + (30+273)^2][(5+273) + (30+273)] = 5.570\ W/m^2K$$

Les résistances thermiques individuelles sont



$$R_{conv,\ i} = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{(80\ W/m^2.°C)(78.54\ m^2)} = 0.000159\ \ °C/W$$

$$R_1 = R_{sphère} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi\lambda r_1 r_2} = \frac{(2.515 - 2.5\ )m}{4\pi(15\ W/m°C)(2.515\ m\ \ \ )(2.5\ m\ \ \ )} = 0.000013\ \ °C/W$$

$$R_{conv,\ e} = \frac{1}{h_e A_e} = \frac{1}{(10\ W/m^2.°C)(79.49\ m^2)} = 0.00126\ \ °C/W$$

$$R_{ray} = \frac{1}{h_{ray} A_e} = \frac{1}{(5.570\ W/m^2.°C)(79.49\ m^2)} = 0.00226\ \ °C/W$$

$$R_{eqv} = \frac{1}{R_{conv,\ e}} + \frac{1}{R_{ray}} = \frac{1}{0.00126} + \frac{1}{0.00226} \longrightarrow R_{eqv} = 0.000809\ \ °C/W$$

$$R_{total} = R_{conv,\ i} + R_1 + R_{eqv} = 0.000159 + 0.000013 + 0.000809 = 0.000981\ °C/W$$

Ensuite, le flux constant de transfert de chaleur vers l'eau glacée devient

$$\dot{\boldsymbol{Q}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} = \frac{(30-0)\ °C}{0.000981\ \ °C/W} = \mathbf{30581\ W}$$

(b) La quantité totale de transfert de chaleur pendant une période de 24 heures et la quantité de glace qui fondra pendant cette période sont

$$Q = \dot{Q}\Delta t = (30.581\ kJ/s)(24 \times 3600\ s) = 2.642 \times 10^6\ kJ$$

$$\boldsymbol{m_{glace}} = \frac{\mathrm{Q}}{h_{gf}} = \frac{2.642 \times 10^6\ \ kJ}{333.7\ kJ/kg} = \mathbf{7918\ kg}$$