Transfert de l'énergie thermique

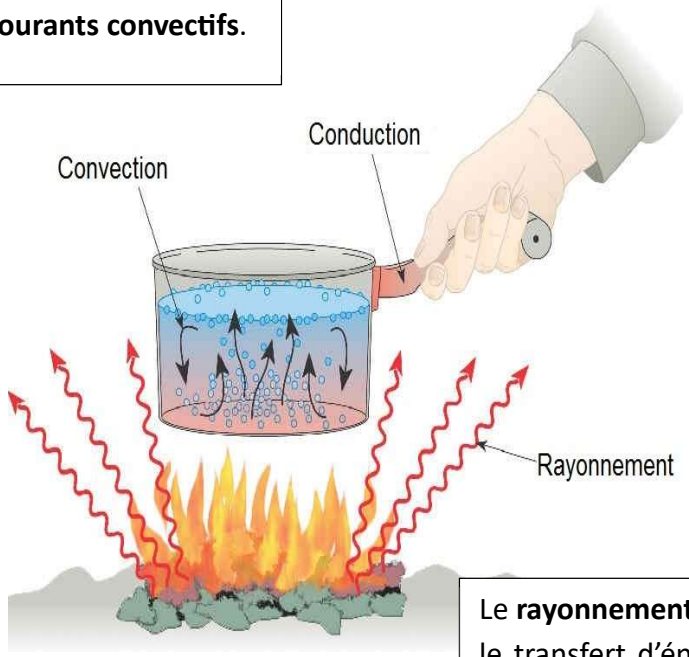
La convection

1- Les trois modes de transfert d'énergie thermique

L'énergie thermique se transfère principalement par conduction, convection et rayonnement.

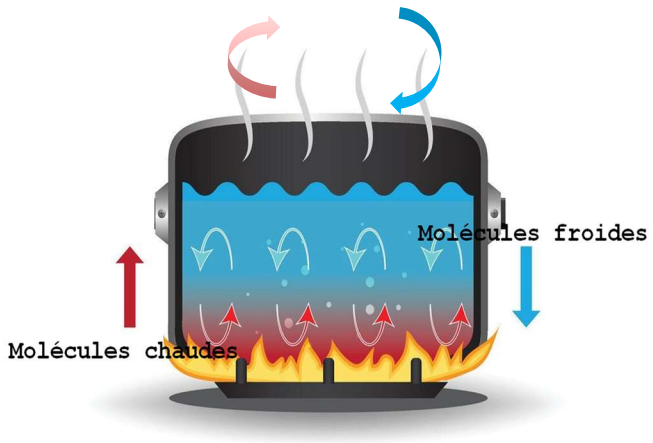
La **convection** implique le **déplacement de matière** dans un fluide pour transférer la chaleur.
La différence de densité entre le fluide chaud et le fluide froid créent des **courants convectifs**.

La **conduction** est le transfert d'énergie à l'intérieur d'un corps ou entre corps en contact, sans déplacement global de matière. Elle se produit surtout dans les **solides**.



Le **rayonnement thermique** est le transfert d'énergie par **ondes électromagnétiques.**
Tout corps à une température donnée émet un rayonnement donc de l'énergie.

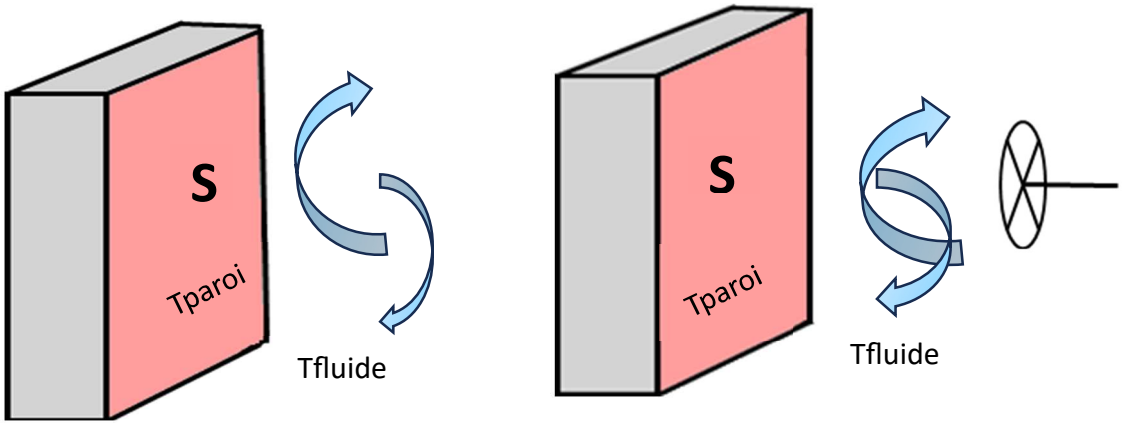
2- Le phénomène de convection



La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide. La différence de masse volumique et de viscosité entre les molécules froides et les molécules chaudes crée des mouvements de déplacement de la matière et de transfert de l'énergie thermique .

Principe du phénomène de convection

Le phénomène de convection peut s'effectuer de façon naturelle ou forcée.



Convection naturelle Convection forcée

3- Convection entre une paroi et un fluide. Loi de Newton

Le flux thermique est proportionnel à l'écart de température entre le fluide et la paroi.

$$\Phi = h \times S \times (T_{fluide} - T_{paroi})$$

Avec :

- Φ : flux thermique en W.
- h : Coefficient d'échange thermique en W m^{-2} K^{-1}.
- S : Surface d'échange.
- T : Température en K ou °C.

Par analogie à la conduction on définit la résistance thermique de convection par :

$$\emptyset = \frac{\left(T_{fluide} - T_{paroi}\right)}{Rth}$$

$$Rth = \frac{1}{h \times S}$$

Avec Rth exprimé généralement en K W^{-1}.

Exemple :

Une paroi de 2 m^2 en contact avec de l'air à 19°C a une température de surface de 2°C. Dans ces conditions de convection naturelle le coefficient d'échange, (h) est estimé à 10 W m^{-2} K^{-1}.

Le flux de chaleur est :

$$\Phi = h \times S \times (Tfluide - Tparoi)$$

$$\Phi = 10 \times 2 \times (19 - 2) = 340 \quad \text{soit} \quad 340 \text{ W}$$

Avec une résistance thermique de :

$$Rth = \frac{1}{10 \times 2} = 0{,}05 \quad soit\ 0{,}05\ K\ W^{-1}$$

Dans le cas d'une convection forcée par un ventilateur le coefficient d'échange, (h), est estimé à 50 W m^{-2} K^{-1} ce qui augmentera le flux de chaleur de 5 fois soit 1700 W.
Le coefficient d'échange thermique, (h), est particulièrement difficile à déterminer.
En effet, le phénomène convectif est complexe car il fait appel à un ensemble de lois régissant transports et transferts de matière et d'énergie.
La masse volumique des matériaux, des fluides, la viscosité des fluides, le régime d'écoulement, la géométrie des systèmes font que la modélisation sous forme d'équations est très complexe.

Trois méthodes sont utilisables pour déterminer ce coefficient d'échange thermique (h) :

- Les méthodes expérimentales : mesures directes du flux thermique et de la différence de température.

- La simulation numérique (CFD) : utilisée pour des géométries complexes ou des écoulements turbulents.

- Les Méthodes analytiques : reposent sur des équations et corrélations issues de la mécanique des fluides et du transfert thermique, souvent basées sur les nombres de Nusselt, Reynolds, Grashof et Prandtl.

3.1 Détermination de (h) par les méthodes expérimentales

La formule générale pour le calcul est :

$$h = Q / (A \times \Delta T)$$

Avec :

- Q : flux thermique en watts (W),
- A : surface de transfert en mètres carrés (m²),
- ΔT : différence de température entre les deux milieux en kelvins (K) ou degrés Celsius (°C).

Exemple :

La mesure de la densité de flux de chaleur sur une vitre verticale à la température de 5°C au contact de l'air à 25°C avec une température de rosée > 5°C est de 120 W m^{-2} la convection étant naturelle.

$$h = Q / A \times (1/\Delta T) \rightarrow h1 = 120 /20 = 6 \quad \text{soit } 6 \text{ W } m^{-2} K^{-2}$$

On réalise une autre mesure de flux de chaleur sur une vitre verticale à la température de 5°C au contact de l'air à 25°C et 75% d'humidité relative.

Le point de rosée dans ces conditions est de 20,3°C. La température de la vitre est inférieure à cette température nous avons une condensation importante et la densité de flux en convection naturelle est de 1800 W m^{-2}.

$$h = Q / A \times (1/\Delta T) \rightarrow h2 = 1800 /20 = 90 \quad \text{soit } 90 \text{ W } m^{-2} K^{-2}$$

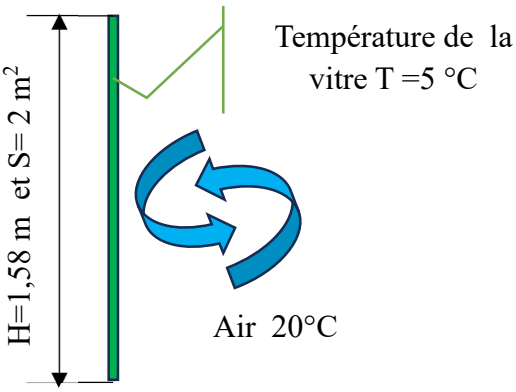
Si on utilise une ventilation dans l'air la densité de flux mesurée est de 4,4 kW.

$$h = Q / A \times (1/\Delta T) \rightarrow h3 = 4400 /20 = 90 \quad \text{soit } 220 \text{ W } m^{-2} K^{-2}$$

3.2 Détermination de (h) par les méthodes analytiques pour une conduction naturelle entre une surface et un air ambiant

Dans le cas ou le flux thermique est inconnu on utilise diverses corrélations combinées afin de déterminer le coefficient (h).

Prenons le cas d'une fenêtre en contact avec de l'air en régime de convection naturelle.



Température estimé du film :

(20+5)/2 = 12,5 °C

Pour Tf = 285,65

nous déterminons les propriétés de l'air :

Propriété	Symbol	Valeur
Conductivité thermique	λ	0,0249 W m^{-1} K^{-1}
Masse volumique	ρ	1,235 kg m^{-3}
Viscosité dynamique	μ	1,78 10^{-5} Pa s
Chaleur massique	Cp	1006 J kg^{-1} K^{-1}

3.2.1 Nombre de Prandtl

Ce nombre caractérise le fluide dans un état donné.

$$\mathrm{Pr} = \mu \times \frac{Cp}{\lambda}$$

$$\mathrm{Pr} = 1{,}78\ 10^{-5} \times \frac{1006}{0{,}0249} \approx 0{,}72$$

3.2.1.1 Viscosité cinématique :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \rightarrow \quad \nu = \frac{1{,}78\ 10^{-5}}{1{,}235} = 1{,}44\ 10^{-5} \quad soit\ 1{,}44\ 10^{-5}\ m^2 s^{-1}$$

3.2.1.2 Diffusivité thermique :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \times Cp} \quad \rightarrow \quad \alpha = \frac{0{,}0249}{1{,}235 \times 1006} \approx 2\ 10^{-5} \quad soit\ 2\ 10^{-5}\ m^2 s^{-1}$$

3.2.1.3 Coefficient de dilatation volumique de l'air considéré comme gaz parfait

$$\beta = \frac{1}{Tf} \quad \rightarrow \quad \beta = \frac{1}{285{,}65} = 3{,}50\ 10^{-3} \quad soit\ 3{,}50\ 10^{-3}\ K^{-1}$$

3.2.2 Nombre de Rayleigh

Ce nombre caractérise la convection naturelle. Avec Lc= H.

$$Ra_L = \frac{g \times \beta \times \Delta T \times Lc^3}{\nu \times \alpha}$$

$$Ra_L = \frac{9{,}81 \times 3{,}50\,10^{-3} \times 15 \times 1{,}58^3}{1{,}44\,10^{-5} \times 2\,10^{-5}} \approx 7{,}1\,10^9$$

3.2.3 Nombre de Nusselt moyen à flux constant

Ce nombre caractérise le transfert de chaleur par convection.

$$Nu_L = \left[0{,}825 + \frac{0{,}387 \times {Ra_L}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}492}{\mathrm{Pr}}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right]^2$$

$${Ra_L}^{1/6} = (7{,}1\,10^9)^{1/6} \approx 43{,}8$$

$$\left[1 + \left(\frac{0{,}492}{\mathrm{Pr}}\right)^{9/16}\right]^{8/27} = \left[1 + \left(\frac{0{,}492}{0{,}72}\right)^{9/16}\right]^{8/27} \approx 1{,}19$$

$$Nu_L = \left[0{,}825 + \frac{0{,}387 \times 43{,}8}{1{,}19}\right]^2 \approx 226$$

3.2.4 Coefficient moyen de convection

La relation entre le nombre de Nusselt et le coefficient de convection est :

$$Nu_L = \frac{h \times Lc}{\lambda} \quad \rightarrow \quad h = \frac{Nu_L \times \lambda}{Lc}$$

$$h = \frac{226 \times 0{,}0249}{1{,}58} = 3{,}6 \quad Soit\ 3{,}6\ W\ m^{-2}\ K^{-1}$$

3.3.5 Puissance thermique convective

$$\emptyset = h \times S \times \Delta T$$

$$\emptyset = 3{,}6 \times 2{,}5 \times 15 = 135 \quad Soit \quad 135\,W$$

Avec une densité de flux de :

$$\frac{\emptyset}{S} = h \times \Delta T$$

$$\frac{\emptyset}{S} = 3{,}6 \times 15 = 54 \quad soit\ 54\ W\ m^{-2}$$

Mc Adams a proposé une série de corrélation pour une convection de l'air au contact d'une surface chauffante.

Système	Conditions	Corrélation
Plaque horizontale plane chauffante placée en desous	Ra > $3\ 10^5$ Ra < $3\ 10^{10}$	$Nu_L = 0{,}27 \times Ra^{1/4}$
Plaque horizontale plane chauffante placée au dessus en régime laminaire	Ra >$1\ 10^5$ $Ra < 1\ 10^7$	$Nu_L = 0{,}54 \times Ra^{1/4}$
Plaque horizontale plane chauffante placée au dessus en régime turbulent	Ra > $1\ 10^7$ $Ra < 3\ 10^{10}$	$Nu_L = 0{,}14 \times Ra^{1/3}$
Plaque verticale plane en convection naturelle. Paroi isotherme.	Ra > $1\ 10^4$ $Ra < 1\ 10^9$	$Nu_L = 0{,}59 \times Ra^{1/4}$

Système	Conditions	Corrélation
Plaque verticale plane En convection naturelle Flux de chaleur constant.	Ra > $1\ 10^4$ $Ra < 1\ 10^9$	$Nu_L = \left[0{,}825 + \frac{0{,}387 \times {Ra_L}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}492}{\mathrm{Pr}}\right)^{9/16}\right]^{8/27}}\right]^2$
Plaque verticale plane en régime turbulent.	Ra > $1\ 10^9$ $Ra < 1\ 10^{13}$	$Nu_L = 0{,}10 \times Ra^{1/3}$

3.3 Détermination de (h) par les méthodes analytiques pour une conduction forcée sans changement de phase

En conduction forcée le régime de déplacement du fluide est fondamental.

On détermine ce régime d'écoulement à l'aide du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \times u \times D}{\mu} = \frac{G \times D}{\mu}$$

Avec :

ρ : Masse volumique du fluide en kg m^{-3} ;
U : Vitesse moyenne du fluide en m s^{-1} ;
μ : Viscosité dynamique du fluide en Pa s;
G : Débit masse spécifique du fluide en kg s^{-1} m^{-2}.

D : Est la dimension caractéristique de la conduite. Le diamètre si la conduite est circulaire. Dans les autres cas on utilise le diamètre hydraulique Dh = 4×A/P, avec A la section de la conduite et P le périmètre mouillé.

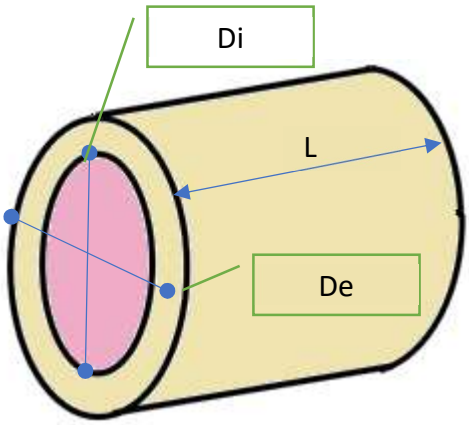
Nous pouvons regrouper les corrélation dans un tableau en fonction des différents systèmes.

Système	Conditions	Corrélation
Ecoulement le long d'une plaque en régime laminaire	Re < 300000 Pr>0,5	$Nu = 0{,}664 \times Re^{1/2} \times Pr^{1/3}$
Ecoulement le long d'une plaque en régime turbulent	Re >500000 Pr>0,5	$Nu = 0{,}037 \times Re^{4/5} \times Pr^{1/3}$
Ecoulement à l'intérieur d'un tube en régime laminaire et paroi isotherme	Re <2300	$Nu = 3{,}66$

Système	Conditions	Corrélation
Ecoulement à l'intérieur d'un tube en régime laminaire et flux constant	Re <2300	$Nu = 4{,}36$
Ecoulement à l'intérieur d'un tube en régime turbulent	Re > 10000	Relation de Gnielinski $Nu = \frac{\frac{f}{8} \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12{,}7 \times \sqrt{\frac{f}{8}} \times (Pr^{2/3} - 1)}$ Avec f facteur de frottement de Darcy
Ecoulement parallèle à l'extérieur d'un tube en régime laminaire	Re <2300	$Nu = 3{,}66$
Ecoulement parallèle à l'extérieur d'un tube en régime turbulent et fluide s'échauffant	Re > 10000	$Nu = 0{,}023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4}$
Ecoulement parallèle à l'extérieur d'un tube en régime turbulent et fluide se refroidissant	Re > 10000	$Nu = 0{,}023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,3}$

3.4 Etudions la circulation d'eau chaude dans une conduite entourée d'air ambiant.

	Valeur
Longueur (L)	2 m
Diamètre intérieur (Di)	0,021 m
Diamètre extérieur (De)	0,0269 m
Température de l'eau (Ti)	65 °C
Température de l'air (Te)	20 °C
Vitesse de l'eau (V)	1,2 m/s



Conductivités thermiques.

Milieu	**Conductivité λ**
Eau à 65 °C	0,653 W/(m·K)
Acier courant	45 W/(m·K)
Air à la température de film	0,0272 W/(m·K)

3.4.1 Convection forcée à l'intérieur du tube

Pour l'eau à 65°C :

$\rho = 980{,}5$ kg m^{-3} $\mu = 4{,}35\ 10^{-4}$ Pa s $Cp = 4180$ J kg^{-1} K^{-1}

$$\mathrm{Pr} = \mu \times \frac{Cp}{\lambda}$$

$$\mathrm{Pr} = 4{,}35\ 10^{-4} \times \frac{4180}{0{,}653} \approx 2{,}79$$

$$Re = \frac{\rho \times u \times D}{\mu}$$

$$Re = \frac{980{,}5 \times 1{,}2 \times 0{,}021}{4{,}35\ 10^{-4}} = 5{,}68\ 10^{4}$$

En se référent au dernier tableau nous avons :

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12{,}7 \times \sqrt{\frac{f}{8}} \times (Pr^{2/3} - 1)}$$

Avec f donné par le facteur de Petukhov.

$$f = (0{,}79\ lnRe - 1{,}64)^{-2}$$

$$f = (0{,}79 \ln 56800 - 1{,}64)^{-2} \approx 0{,}02036$$

$$Nu = \frac{\frac{0{,}02036}{8} \times (5{,}68\ 10^4 - 1000) \times 2{,}79}{1 + 12{,}7 \times \sqrt{\frac{0{,}02036}{8}} \times (2{,}79^{2/3} - 1)} \approx 243$$

Nous en déduisons le coefficient de convection interne :

$$Nu_L = \frac{h \times Dc}{\lambda} \quad \rightarrow \quad h = \frac{Nu_L \times \lambda}{Dc}$$

$$h = \frac{243 \times 0{,}653}{0{,}021} = 7560\ Soit\ 7560\ \ W\ m^{-2}\ K^{-1}$$

3.4.2 Convection naturelle à l'extérieur du tube

Pour l'air à 20°C nous avons :

Propriété	Symbol	Valeur
Conductivité thermique	λ	0,0249 W m^{-1} K^{-1}
Masse volumique	ρ	1,235 kg m^{-3}
Viscosité dynamique	μ	1,78 10^{-5} Pa s
Chaleur massique	Cp	1006 J kg^{-1} K^{-1}

$$\Pr = \mu \times \frac{Cp}{\lambda}$$

$$\Pr = 1{,}78\ 10^{-5} \times \frac{1006}{0{,}0249} \approx 0{,}72$$

En considérant le régime comme laminaire nous pouvons prendre un nombre de Reynold égal à 2300. Et nous pouvons appliquer la corrélation suivante :

$$Nu = 0{,}023 \times Re^{\,0{,}8} \times Pr^{0{,}4}$$

$$Nu = 0{,}023 \times 2300^{\,0{,}8} \times 0{,}72^{0{,}4} \approx 9{,}86$$

Ainsi :

$$Nu_L = \frac{h \times Dc}{\lambda} \quad \rightarrow \quad h = \frac{Nu_L \times \lambda}{Dc}$$

$$h = \frac{9{,}86 \times 0{,}0249}{0{,}0269} \approx 9{,}12 \quad Soit\ 9{,}12\ \ W\ m^{-2}\ K^{-1}$$

Le coefficient de convection extérieure est très faible devant celui de l'intérieur.

3.4.3 Résistances thermiques

3.4.3.1 Convection intérieure

$$Rci = \frac{1}{hi \times \pi \times Di \times L}$$

$$Rci = \frac{1}{7560 \times 3{,}14 \times 0{,}021 \times 2} \approx 110^{-3}\ soit\ 1\ 10^{-3}\ K\ W^{-1}$$

3.4.3.2 Conduction dans l'acier

$$Racier = \frac{\ln(De/Di)}{2 \times \pi \times \lambda acier \times L}$$

$$Racier = \frac{\ln(0{,}0269/0{,}021)}{2 \times 3{,}14 \times 45 \times 2} \approx 4{,}38\ 10^{-4}\ soit\ 4{,}38\ 10^{-4}\ K\ W^{-1}$$

3.4.3.3 Convection extérieure

$$Rci = \frac{1}{he \times \pi \times De \times L}$$

$$Rci = \frac{1}{9{,}12 \times 3{,}14 \times 0{,}0269 \times 2} \approx 0{,}65\ soit\ 0{,}65\ \ K\ W^{-1}$$

Résistance totale :

$$Rt = 0{,}65 + 4{,}38\ 10^{-4} + 110^{-3} \approx \ \ 0{,}6505\ \ soit\ 0{,}6505\ \ \ K\ W^{-1}$$

Les résistances thermiques de l'acier et de l'eau circulant dans le tube sont négligeables devant la résistance thermique de l'air entourant le tube.

3.4.4 Puissance thermique transférée

$$Q = \frac{Tf - T\infty}{Rt}$$

$$Q = \frac{65 - 20}{0{,}6505} \approx 69{,}2\ \ soit\ 69{,}2\ W$$

En régime permanent Q convection interne = Q conduction =Q convection externe

3.4.5 Flux thermiques surfaciques

Surfaces du tube :

Surface interne : $Ai = \pi \times Di \times L = 0{,}13195\ m^2$

Surface externe : $Ae = \pi \times De \times L = 0{,}16902\ m^2$

Densité de flux convectif intérieur

$$\frac{\emptyset}{Ai} = \frac{69{,}2}{0{,}13195} \approx 524{,}5 \quad 524{,}5 \ \ W\, m^{-2}$$

Densité de flux convectif externe

$$\frac{\emptyset}{Ai} = \frac{69{,}2}{0{,}0{,}16902} \approx \quad 409{,}4 \ \ W\, m^{-2}$$

Les densités de flux différent car la surface extérieure est plus grande, mais le puissance transférée reste la même.

Tableau des principaux résultats

Grandeur	Résultat
Conductivité de l'eau	0,653 W/(m·K)
Conductivité de l'acier retenue	45 W/(m·K)
Conductivité de l'air	0,0272 W/(m·K)
Convection intérieure (hi)	7560 W/(m²·K)
Convection extérieure (he)	9,12 W/(m²·K)})
Résistance thermique convection interne	$1\ 10^{-3}\ K\ W^{-1}$
Résistance thermique conduction	$4{,}38\ 10^{-4}\ K\ W^{-1}$
Résistance thermique convection externe	$0{,}65\ \ K\ W^{-1}$
Résistance totale	$0{,}6505\ \ K\ W^{-1}$
Puissance thermique	$69{,}2\ W$
Flux linéique	34,6 W m^{-1}
Densité de flux convectif surfacique intérieur	$524{,}5\ \ W\, m^{-2}$
Densité de flux convectif surfacique extérieur	$409{,}4\ \ W\, m^{-2}$

Références documentaires :

1. BEJAN, Adrian. *Convection Heat Transfer*. 4e éd. Hoboken (NJ) : John Wiley & Sons, 2013.
2. INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L. et LAVINE, Adrienne S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 8e éd. Hoboken (NJ) : John Wiley & Sons, 2017.
3. BIRD, R. Byron, STEWART, Warren E. et LIGHTFOOT, Edwin N. *Transport Phenomena*. 2e éd. New York : John Wiley & Sons, 2002.
4. SCHLICHTING, Hermann et GERSTEN, Klaus. *Boundary-Layer Theory*. 9e éd. Berlin : Springer, 2017.
5. BEJAN, Adrian. *Heat Transfer*. New York : John Wiley & Sons, 1993.
6. KAYS, William M., CRAWFORD, Michael E. et WEIGAND, Bernhard. *Convective Heat and Mass Transfer*. 4e éd. New York : McGraw-Hill, 2005.
7. JIJI, Latif M. *Heat Convection*. 2e éd. Berlin : Springer, 2009.
8. INCROPERA, Frank P. et DEWITT, David P. *Introduction to Heat Transfer*. 6e éd. Hoboken (NJ) : John Wiley & Sons, 2011.
9. BATCHELOR, George K. *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge : Cambridge University Press, 1967.
10. WHITE, Frank M. *Viscous Fluid Flow*. 3e éd. New York : McGraw-Hill, 2006.

En langue française :

1. BEJAN, Adrian. *Transferts de chaleur*. Paris : Dunod, 1999.
2. TAINE, Jean et PETIT, Jean-Pierre. *Transferts thermiques : Introduction aux transferts d'énergie*. Paris : Dunod, 2014.
3. BIRD, R. Byron, STEWART, Warren E. et LIGHTFOOT, Edwin N. *Phénomènes de transport*. 2e éd. Bruxelles : De Boeck, 2005.
4. WHITE, Frank M. *Mécanique des fluides*. 8e éd. Bruxelles : De Boeck Supérieur, 2019.

5. FOX, Robert W., MCDONALD, Alan T. et PRITCHARD, Philip J. *Introduction à la mécanique des fluides*. Bruxelles : De Boeck Supérieur, 2015.
6. ÇENGEL, Yunus A. et GHAJAR, Afshin J. *Transfert de chaleur et de masse : Principes et applications*. Bruxelles : De Boeck Supérieur, 2015.
7. SCHLICHTING, Hermann et GERSTEN, Klaus. *Théorie de la couche limite*. Berlin : Springer, 2017.
8. CHANDRASEKHAR, Subrahmanyan. *Hydrodynamic and Hydromagnetic Stability*. Oxford : Clarendon Press, 1961.
9. RAYLEIGH, Lord. « On Convection Currents in a Horizontal Layer of Fluid, when the Higher Temperature is on the Under Side ». *Philosophical Magazine*, vol. 32, 1916, p. 529–546.
10. BÉNARD, Henri. « Les tourbillons cellulaires dans une nappe liquide transportant de la chaleur par convection ». *Revue Générale des Sciences Pures et Appliquées*, vol. 11, 1900, p. 1261–1271.